

# UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA



**PROYECTO FINAL - INGENIERÍA MECÁNICA**

## **MIXER HORIZONTAL CON CARGADOR**

DOCENTES: Ing. Américo Di Cola

Ing. Marcelo Costamagna

ALUMNO: Diego Lunatti

LEGAJO: 8588

AÑO: 2022



Ministerio de Educación  
Universidad Tecnológica Nacional  
Facultad Regional Villa María  
Departamento de Ingeniería Mecánica

Villa María, 10 de febrero de 2022

En la mesa de examen del día de la fecha, el alumno Diego Lunatti, presentó el trabajo de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica en la UTN Facultad Regional Villa María. El tribunal examinador estuvo compuesto por el docente Titular de la Cátedra Proyecto Final, Ing. Di Cola Américo, el docente Jefe de Trabajos Prácticos, Ing. Costamagna Marcelo, y por el Director de Departamento de Ingeniería Mecánica, Ing. Fernández Huber.

El tribunal determinó que el alumno aprobó el examen con la siguiente calificación:.....

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

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

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

2022

# MIXER HORIZONTAL CON CARGADOR



**DIEGO LUNATTI**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

## **Agradecimientos**

Para la realización del presente proyecto final fue fundamental el apoyo y la formación brindada por los docentes de la alta casa de estudios UTN FRVM, como así también el acompañamiento de todos sus integrantes por lo que estoy muy agradecido y les guardo un gran afecto.

No hubiera sido posible sin el ejemplo, incentivo e incondicional apoyo de mis padres Patricia y Juan a quienes agradezco infinitamente y dedico este trabajo. Hablando de ejemplo a seguir, debo mencionar y agradecer a mis hermanos Paula y Germán.

Agradezco a mi compañera de vida, Florencia, quien me apoyó hasta el final en los momentos más difíciles y casi interminables, con mucho amor.

Por último, un agradecimiento a todos mis familiares, amigos y personas que me apoyaron en este camino.

## Resumen

En línea con la tendencia actual en la mecanización y aplicación de las mejores tecnologías en la conservación de forrajes para la alimentación del ganado en instalaciones de producción de leche y carne (tambos y feedlot), con el objetivo de eficientizar e intensificar la producción dentro de un contexto de competencia por el uso de la tierra entre la ganadería y la agricultura, se decide diseñar un Mixer (acoplado mezclador), implemento agrícola utilizado en la actividad principal de estas instalaciones: la alimentación.

Como la aplicación de tecnologías tiende a crear estratégicamente un patio de comidas donde se ubiquen en silos bolsa (el mejor sistema de almacenado) todos los ingredientes de la “Ración totalmente mezclada” ya procesados y listos para ser mezclados, se logra asegurar la disponibilidad de los mismos, y simplificar y reducir los tiempos que lleva la alimentación del ganado.

Sin embargo, actualmente se utiliza una pala para cargar el mixer, lo que significa la utilización de dos tractores y dos operarios.

Para dar el siguiente paso, en el presente proyecto, se diseña un Mixer Horizontal con tres sinfines mezcladores de avance desencontrado (los mejores para mezclar fibra efectiva) dotado con un sistema cargador que no modifica el material a cargar y vacía de manera correcta los silos-bolsa, protegiendo el material que queda en ellos del oxígeno. Su capacidad de carga es de 7 m<sup>3</sup> y en la toma de fuerza requiere una potencia mínima de 60 Hp a una velocidad de 540 rpm. Su diseño cumple con los requisitos esenciales de seguridad y salud indicados por la directiva europea 2006/42/CE.

Puede ser operado por sólo una persona y en poco tiempo cumplir con la tarea de alimentación.

En el desarrollo de los capítulos se expone el diseño y cálculo de la máquina, principalmente del cargador con el soporte del software Solidworks, como así también los planos de la misma.

**Palabras clave:** Mixer, Acoplado mezclador, cargador.

## Tabla de contenidos

1	Introducción .....	1
1.1	Ración totalmente mezclada o “TMR” .....	2
1.2	Tipos de conservación de forrajes, ingredientes de la TMR .....	2
1.2.1	¿Qué es la henificación? .....	4
1.2.2	¿Qué es el henolaje? .....	4
1.2.3	¿Qué es el silaje? .....	4
1.3	La revolución de los forrajes conservados en Argentina, tecnologías aplicadas .....	4
1.4	Almacenado de los forrajes: Silo-bolsa .....	7
1.4.1	Ventajas del sistema de silo embolsado durante el período de utilización .....	8
1.5	El uso del mixer y el equilibrio de dietas .....	9
1.5.1	El mixer y sus funciones.....	9
1.5.2	Llenado del Mixer: las frezas cargadoras y su evolución.....	10
1.5.3	Orden de carga de los alimentos.....	10
1.5.4	El mezclado.....	11
1.5.5	Tiempos operativos de trabajo.....	12
2	Objetivos y descripción del proyecto .....	14
2.1	Objetivos.....	14
2.2	Descripción del Proyecto.....	14
2.3	Organización del Proyecto.....	17
3	Cargador .....	19
3.1	Introducción .....	19
3.2	Transporte neumático .....	20
3.2.1	Tipos de transporte .....	22
3.2.2	Velocidad del aire de transporte.....	23
3.2.3	Velocidad de las partículas .....	23
3.3	Ventiladores .....	24
3.3.1	Clasificación de los ventiladores.....	25
3.3.2	Teoría del comportamiento energético .....	26

3.3.3	Análisis mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD).....	28
3.4	Memoria de cálculo del ventilador.....	30
3.4.1	Cálculo de la 2° etapa: Obtención de las condiciones para el transporte neumático 30	
3.4.2	Cálculo de la 1° etapa: Diseño del rodete para el ventilador con la ayuda del software solidworks flow simulation 2016 .....	37
3.5	Memoria de cálculo de la estructura .....	47
3.5.1	Eje del ventilador.....	47
3.5.2	Selección de los cilindros hidráulicos del cargador .....	62
3.5.3	Cálculo de la estructura N°1 del cargador.....	64
3.6	Sinfín de carga .....	76
3.6.1	Potencia del sinfín de carga.....	78
3.6.2	Peso del sinfín de carga .....	80
3.6.3	Selección del motor hidráulico para el sinfín de carga.....	80
3.6.4	Diseño de la transmisión del sinfín de carga .....	81
3.6.5	Cálculo de la sección del sinfín de carga .....	85
3.6.6	Selección de los rodamientos para el sinfín de carga .....	94
3.6.7	Cálculo de chavetas para ejes del sinfín de carga .....	96
3.6.8	Tolerancia de los ejes de los extremos del sinfín de carga .....	97
4	Tolva de carga.....	106
4.1	Potencia de los sinfines de mezclado.....	106
5	Transmisión delantera.....	111
5.1	Descripción .....	111
5.2	Cálculo de la transmisión delantera .....	113
5.2.1	Primera etapa de la transmisión delantera.....	114
5.2.2	Segunda etapa de la transmisión delantera.....	118
5.2.3	Eje de entrada .....	122
5.2.4	Eje intermedio .....	133
6	Transmisión trasera.....	145
6.1	Descripción .....	145
6.2	Cálculo de la transmisión trasera .....	146

6.3	Peso de los sinfines de mezclado .....	152
6.4	Cálculo de sinfines de mezclado.....	153
6.4.1	Cálculo de la sección del sinfín inferior de mezclado.....	155
6.4.2	Cálculo de la sección de los sinfines superiores de mezclado.....	168
7	Sistema de descarga.....	170
7.1	Descripción .....	170
7.2	Sinfín de descarga.....	171
7.2.1	Caudal sinfín de descarga .....	172
7.2.2	Potencia sinfín de descarga .....	172
7.2.3	Peso del sinfín de descarga .....	173
7.3	Selección del motor hidráulico para el sinfín de descarga .....	174
7.4	Unión con bisagras .....	175
7.5	Selección del cilindro hidráulico .....	177
7.6	Selección del cable de acero .....	179
7.7	Selección de la polea .....	180
8	Chasis.....	182
8.1	Cálculo del chasis.....	182
8.1.1	Cálculo del chasis, condición N° 1 .....	183
8.1.2	Cálculo del chasis, condición N°2 .....	184
8.1.3	Cálculo del chasis, condición N°3 .....	187
8.2	Perno principal de acople.....	188
8.3	Bulones de regulación del acople.....	189
8.4	Placa de acople principal.....	190
8.5	Unión soldada de placa de acople principal.....	191
9	Tren rodante.....	194
9.1	Descripción .....	194
9.2	Cálculo del eje .....	195
9.3	Cálculo de puntas de eje .....	198
9.4	Selección de rodamientos para puntas de eje .....	202
9.5	Selección del retén para puntas de eje .....	206
9.6	Tolerancia en los diámetros de la punta de eje y maza porta rodamientos.....	206
9.6.1	Tolerancia del diámetro 45 de la punta de eje.....	207



9.6.2	Tolerancia del diámetro 60 de la punta de eje.....	207
9.6.3	Tolerancia del diámetro 85 de la maza porta rodamientos.....	207
9.6.4	Tolerancia del diámetro 110 de la maza porta rodamientos.....	207
9.7	Selección de la llanta y los neumáticos.....	208
10	Planimetría.....	211
10.1	Sistema de codificación.....	211
10.2	Listado de planos.....	212
11	Bibliografía.....	217
12	Anexo.....	220
12.1	Planos.....	220

## Lista de tablas

Tabla 3-1: Valores promedio de la velocidad del aire dentro del dominio computacional. ....	46
Tabla 3-2: Valores promedio de la presión del aire dentro del dominio computacional. ....	46
Tabla 3-3: Duración o vida útil de proyecto para rodamientos giratorios, horas (Faires, 1995) p.446 .	59
Tabla 3-4: Coeficientes de seguridad (Faires, 1995) p.24 .....	73
Tabla 3-5: Coeficientes de resistencia al avance de los materiales .....	79
Tabla 3-6: Factores de servicio para transmisiones por cadenas (Mott, 2006) p.290 .....	82
Tabla 3-7: Cadenas de rodillos estándares de la Norma ANSI B29.1-1975 (Budynas, 2008) p.891.....	83
Tabla 5-1: Características principales de las TDP normalizadas (ISO-500).....	111
Tabla 5-2: Cadenas de rodillos estándares de la Norma ANSI B29.1-1975 (Budynas, 2008) p.892.....	115
Tabla 9-1: Factor de empuje, (Faires, 1995)p.446 .....	203

## Lista de ilustraciones

Ilustración 1-1: Clasificación de los forrajes según el tratamiento que sufre la fibra vegetal .....	3
Ilustración 2-1: Sistemas y componentes principales del Mixer .....	15
Ilustración 2-2: Posición de carga.....	16
Ilustración 2-3: Mezclado .....	16
Ilustración 2-4: Posición de descarga .....	17
Ilustración 3-1: Cargador.....	19
Ilustración 3-2: Sistema de transporte neumático.....	21
Ilustración 3-3: Fase diluida.....	22
Ilustración 3-4: Fase densa, flujo de cama .....	22
Ilustración 3-5: Fase densa, flujo en bloque.....	23
Ilustración 3-6: Clasificación de las Máquinas de fluidos.....	25
Ilustración 3-7: Ventilador centrífugo.....	25
Ilustración 3-8: Tipo de ventiladores centrífugos.....	26
Ilustración 3-9: Diagrama de velocidades.....	27
Ilustración 3-10: Coeficientes de arrastre (Wikipedia, 2014).....	33
Ilustración 3-11: Velocidades promedio y volúmenes de aire requeridos para el transporte de materiales a bajas presiones. Fuente Jacob Frchtbaum, Bulk materials handling handbook, p43. ....	36
Ilustración 3-12: Tabla de velocidades recomendadas.....	36
Ilustración 3-13: Dominio computacional del Ventilador.....	38
Ilustración 3-14: Condición de contorno:presión.....	39
Ilustración 3-15: Condición de contorno: Flujo.....	40
Ilustración 3-16: Condición de contorno: frontera.....	40
Ilustración 3-17: Región rotativa del modelo.....	41
Ilustración 3-18: Meta, presión promedio.....	42
Ilustración 3-19: Meta, velocidad promedio.....	42
Ilustración 3-20: Mallado.....	43
Ilustración 3-21: Distribución de la velocidad del aire, vista posterior.....	44
Ilustración 3-22: Distribución de la velocidad del aire, vista frontal.....	45
Ilustración 3-23: Distribución de la velocidad del aire, plano de contornos.....	45
Ilustración 3-24: Volumen del material que ingresa al cargador.....	48
Ilustración 3-25: Vista en corte del rodete del ventilador.....	48
Ilustración 3-26: Eje del rodete .....	50
Ilustración 3-27: Vista lateral del rodete con el eje, motor y soporte.....	50

Ilustración 3-28: Diagrama de momento flector, eje de rodete, plano XZ. ....	51
Ilustración 3-29: Diagrama de momento flector, eje de rodete, plano YZ. ....	53
Ilustración 3-30: Especificaciones técnicas de motores orbitales (Verion).....	57
Ilustración 3-31: Imagen del rodamiento UCP-207-20 tomada del catálogo SKF (SKF, s.f.) .....	60
Ilustración 3-32: Dirección de las fuerzas de los cilindros hidráulicos del cargador .....	62
Ilustración 3-33: Carrera de los cilindros hidráulicos del cargador.....	63
Ilustración 3-34: Estructura N° 1. ....	64
Ilustración 3-35: Diagrama de cuerpo libre de Estructura N° 1 .....	65
Ilustración 3-36: Descomposición del peso del cargador.....	65
Ilustración 3-37: Dimensiones de la Estructura N° 1.....	68
Ilustración 3-38: Sección N° 1, Estructura N° 1 .....	68
Ilustración 3-39: Diagrama de fuerzas, sección N°2, Estructura N° 1 .....	69
Ilustración 3-40: Diagrama de fuerzas B, sección N°2, Estructura N° 1 .....	70
Ilustración 3-41: Perno de unión con Estructura N° 2.....	72
Ilustración 3-42: Diagrama de fuerzas, bulones de unión con chasis .....	73
Ilustración 3-43: Sinfín de carga .....	77
Ilustración 3-44: Dimensiones del sinfín de carga.....	78
Ilustración 3-45: Detalle del sistema de acople, sinfín de carga .....	78
Ilustración 3-46: Especificaciones técnicas de motores orbitales (Venturi-Hnos, 2002).....	81
Ilustración 3-47: Transmisión del sinfín de carga.....	84
Ilustración 3-48: Engranaje de 22 dientes 5/8" .....	85
Ilustración 3-49: Sinfín de carga, fuerzas actuantes.....	85
Ilustración 3-50: Diagrama de momentos, sinfín de carga, plano YZ.....	86
Ilustración 3-51: Diagrama de momentos, sinfín de carga, plano XZ .....	88
Ilustración 3-52: Eje derecho de sinfín de carga .....	92
Ilustración 3-53: Eje derecho de sinfín de carga, dimensiones.....	93
Ilustración 3-54: Eje izquierdo de sinfín de carga .....	93
Ilustración 3-55: Eje izquierdo de sinfín de carga, dimensiones .....	93
Ilustración 3-56: Imagen del rodamiento UCF-210 tomada del catálogo SKF (SKF, s.f.).....	96
Ilustración 5-1: Componentes de la Transmisión delantera .....	112
Ilustración 5-2: Primera etapa, transmisión delantera .....	117
Ilustración 5-3: Engranaje de 17 dientes, paso 1 1/4" .....	118
Ilustración 5-4: Engranaje de 51 dientes, paso 1 1/4" .....	118
Ilustración 5-5: Segunda etapa, transmisión delantera .....	121
Ilustración 5-6: Engranaje doble de 17 dientes, paso 1 1/4" .....	121

Ilustración 5-7: Engranaje doble de 61 dientes, paso 1 ¼"	122
Ilustración 5-8: Eje de entrada	122
Ilustración 5-9: Eje de entrada, fuerzas actuantes	123
Ilustración 5-10: Inclinación de la cadena de transmisión delantera	124
Ilustración 5-11: Diagrama de momentos, eje de entrada, XZ	125
Ilustración 5-12: Diagrama de momentos, eje de entrada, YZ	127
Ilustración 5-13: Imagen del rodamiento 33209 tomada del catálogo SKF (SKF, s.f.)	131
Ilustración 5-14: Eje intermedio	133
Ilustración 5-15: Eje intermedio, fuerzas actuantes	134
Ilustración 5-16: Diagrama de momentos, eje de entrada, XZ	136
Ilustración 5-17: Diagrama de momentos, eje intermedio, YZ	138
Ilustración 6-1: Componentes de la Transmisión trasera	145
Ilustración 6-2: Transmisión trasera	149
Ilustración 6-3: Engranaje doble de 17 dientes, paso 1 ¼"	150
Ilustración 6-4: Engranaje de 35 dientes, paso 1 ¼"	150
Ilustración 6-5: Engranaje de 17 dientes, paso 1 ¼"	150
Ilustración 6-6: Conjuntos sinfines superiores e inferior	154
Ilustración 6-7: Sinfín inferior, fuerzas actuantes	155
Ilustración 6-8: Diagrama de momentos, sinfín inferior, XZ	157
Ilustración 6-9: Diagrama de momentos, sinfín inferior, YZ	159
Ilustración 6-10: Eje delantero sinfín inferior	163
Ilustración 6-11: Eje trasero sinfín inferior	164
Ilustración 7-1: Componentes de la descarga	170
Ilustración 7-2: Vista explosionada de la batea de descarga	175
Ilustración 7-3: Unión con perno y bisagras	175
Ilustración 7-4: Perno de bisagra	177
Ilustración 7-5: Columna de alimento sobre la tapa de descarga	177
Ilustración 7-6: Tapa de descarga desde el interior de la tolva	178
Ilustración 7-7: Tapa de descarga	178
Ilustración 7-8: Cable de acero Ø 5 mm (Ibérica)	179
Ilustración 7-9: Polea RBZ-0.5 (Rema)	180
Ilustración 8-1: Distribución de cargas en el chasis	183
Ilustración 8-2: Diagrama de momentos, chasis, condición N°2	186
Ilustración 8-3: Diagrama de momentos, chasis, condición N°3	187
Ilustración 8-4: Sistema de acople	189

Ilustración 8-5: Unión soldada de placa de acople principal.....	192
Ilustración 9-1: Componentes del tren rodante.....	194
Ilustración 9-2: Distribución de cargas en el eje del tren rodante .....	195
Ilustración 9-3: Diagrama de momentos, eje, tren rodante .....	197
Ilustración 9-4: Distribución de cargas en la punta de eje .....	198
Ilustración 9-5: Diagrama de momentos, punta de eje, tren rodante .....	200
Ilustración 9-6: Dimensiones del eje y puntas de eje del tren rodante .....	201
Ilustración 9-7: Imagen del rodamiento 30212 tomada del catálogo SKF (SKF, s.f.) .....	204
Ilustración 9-8: Imagen del catálogo de llantas (Ghiotti) .....	208
Ilustración 9-9: Imagen del catálogo de neumáticos (Fate).....	209



## Capítulo 1

### Introducción



**DIEGO LUNATTI**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

## **1 Introducción**

En los últimos veinte años la lechería Argentina ha sufrido importantes cambios en su sistema de producción. En muchos casos ha evolucionado desde producciones básicamente pastoriles hacia sistemas de raciones totalmente mezcladas (TMR), adoptando técnicas de semi o total confinamiento. El brusco incremento del valor de la tierra en Argentina aceleró el proceso de intensificación y de aumento de la eficiencia productiva en sistemas productivos bovinos, tanto de carne como de leche, esto indica pasar del pastoreo directo a la cosecha mecánica del forraje, llegando a una alimentación con raciones balanceadas nutricionalmente.

Además, se han producido continuos cambios en materia de infraestructura, para mejorar la calidad del sistema tanto en sus aspectos productivos, como para el confort del animal. La modernización en la mecanización del tambo, también ha permitido que los operarios puedan cumplir funciones con un mayor nivel de eficiencia, a la vez en condiciones más apropiadas de trabajo.

Hasta la década del `70 los sistemas puramente pastoriles registraban producciones del orden de los 11- 12 litros/vaca/día, principalmente en base a una buena genética y aceptable estado sanitario del ganado. Paulatinamente se fueron incorporando prácticas de suplementación con granos (maíz, sorgos), o balanceados comerciales, suministrados en la sala de ordeño con oferta adicional de heno (rollos de alfalfa y/o moha), en los meses de déficit de pasto. Estas prácticas permitieron incrementar las producciones a 15-16 litros/vaca/día en promedio. En los ´90, el área destinada a pasturas comenzó paulatinamente a disminuir a niveles del 40 al 60% de la superficie total de los establecimientos, cubriendo el resto con cultivos de verano destinados a silaje: maíz y sorgos fundamentalmente.

Este cambio en los esquemas forrajeros permitió incrementos sostenibles de la carga animal en los sistemas a la vez que aumentó la producción diaria (18-20 litros/vaca/día).

Con respecto a los silajes, desde su adopción cumplieron un rol estratégico fundamentalmente para abastecer de forraje extra a los animales durante los meses del otoño-invierno pero con la creciente competencia en el uso del suelo por la agricultura (soja) y los recurrentes problemas climáticos, con eventos extremos de sequías e inundaciones, se transformaron en recursos indispensables para la alimentación.

Estas adopciones tecnológicas generaron una mayor complejidad en los sistemas con una tendencia creciente en la participación de profesionales asesorando el manejo del ganado. Se dividieron los rodeos de acuerdo a sus requerimientos (dos o más grupos), se incorporaron nuevas tecnologías para la confección de forrajes y granos conservados. Además, se implementaron mejoras en las condiciones ambientales de producción, previo y durante los ordeños (comederos, medias sombras, ventilación, etc...) y se realizaron inversiones en infraestructura, maquinarias y equipos. Por ejemplo, se reemplazaron los clásicos carros forrajeros por acoplados mezcladores (mixer), con el objetivo de simplificar las tareas de alimentación.



Actualmente es evidente que se presentan otros desafíos que podrían implicar nuevas formas de organización y gestión para mejorar la eficiencia y sustentabilidad del sistema, superar y mantener altas producciones de leche por hectárea.

En esquemas productivos más intensivos, con mayor número de cabezas en menor superficie, se pueden focalizar temas clave: el semi-confinamiento de los rodeos en grupos específicos: pre-parto, vacas “frescas” o recién paridas, vacas de punta, etc...; la formulación de raciones totalmente mezcladas (TMR), equilibradas de manera acorde tanto para complementar de rutina el pastoreo como para suministrar como raciones únicas; el uso correcto de los equipos e implementos para extraer de ellos su máximo potencial; la incorporación de facilidades e infraestructuras en total convergencia con objetivos de preservación del ambiente, evitando contaminaciones y poluciones dañinas. Estos aspectos deberían ser analizados en su conjunto, en un contexto de capacitación permanente de los productores; operarios y profesionales responsables del manejo de la producción.

### **1.1 Ración totalmente mezclada o “TMR”**

El término “TMR”, o ración totalmente mezclada (por la abreviatura de su traducción al inglés), es una sigla asociada a la alimentación del ganado bovino en confinamiento o semi confinamiento en vacas lecheras en producción y engorde a corral o Feed Lot en sistemas productivos de carne y que se refiere a suministrar a los animales una ración, en la cual los componentes que brindan fibra, proteína y energía, vengam correctamente mezclados entre sí, para de esa forma brindarle al animal una mínima posibilidad de “selección” en el comedero, aumentando de esta forma la calidad nutricional de la alimentación.

Para la elaboración de las TMR, la herramienta más utilizada en nuestro país y en el mundo, son unos acoplados con la habilidad de mezclar y racionar la dieta, comúnmente llamados mixer. Estas máquinas, más allá de los diferentes diseños que existen, deben cumplir la función principal de mezclar, de manera homogénea, cantidades controladas de distintos ingredientes, los cuales vienen seleccionados para obtener una dieta equilibrada que permita suministrar los nutrientes requeridos por los animales y mantener las cantidades necesarias para que el tiempo de insalivación y rumia permita hacer un óptimo aprovechamiento de la dieta.

### **1.2 Tipos de conservación de forrajes, ingredientes de la TMR**

Los forrajes (plantas cultivadas para dar de comer a los animales) conservados se pueden clasificar, de acuerdo a cómo se procede para su conservación:

#### **Conservación física**

Se realiza mediante la acción de agentes climáticos (luz solar, calor, viento), favoreciendo la evaporación o eliminación del agua de los tejidos de la planta, para que la misma no sufra procesos de descomposición en el futuro.

Literalmente se deseca la planta mediante los agentes climáticos, para luego recogerla y almacenarla mediante diferentes sistemas (fardos, rollos, parvas, silos-bolsa).

### Conservación química

Es la que se realiza mediante la acción de microorganismos (principalmente bacterias), las cuales en ausencia de oxígeno, producen ácidos que ayudan a la conservación del forraje ya que se inhiben los procesos de descomposición, por la alta acidificación del medio.

Estos microorganismos utilizan los hidratos de carbono de la planta para producir los ácidos que sirven como conservantes.

Se debe destacar que para la producción de algunos forrajes conservados se utiliza solamente la conservación física (henos), para otros la química (silajes de maíz o sorgo granífero), mientras que existen forrajes conservados que para su producción necesitan de procesos físicos y químicos, para

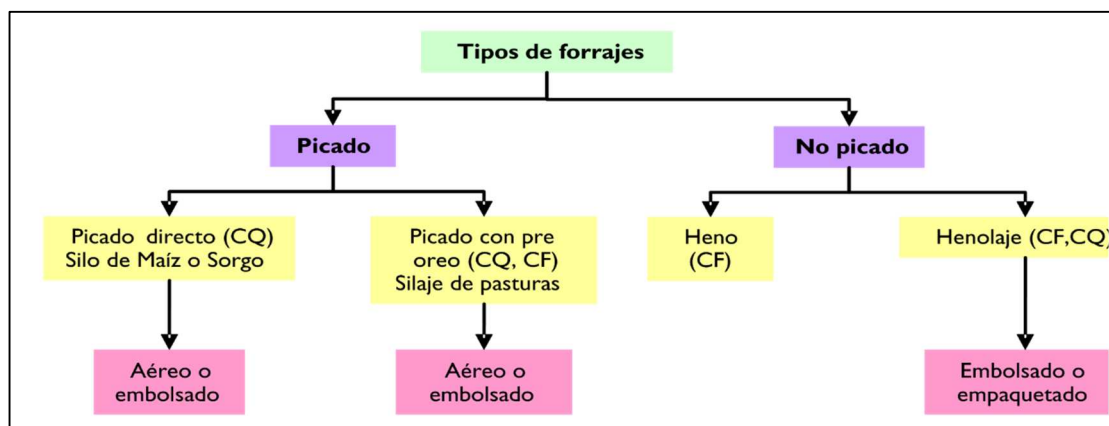


Ilustración 1-1: Clasificación de los forrajes según el tratamiento que sufre la fibra vegetal

que su conservación sea adecuada, tal el caso de los silajes de pasturas o el henolaje empaquetado.

Otra clasificación que se puede realizar de los forrajes conservados es si para su confección se pica la fibra o no, por lo que los forrajes pueden ser picados o no picados y con conservación química (CQ) o física (CF) de acuerdo a lo expresado en la Ilustración 1-1.

Otra de las clasificaciones y quizás la más utilizada, es por el contenido de humedad con que se confeccionan los diferentes tipos de forraje conservado:

- Heno 20% de humedad.
- Henolaje 50% de humedad.
- Silaje 70% de humedad.

Cada uno de los alimentos ofrece básicamente fibra, proteína y energía a la dieta de los animales, y si bien los forrajes conservados (FFCC), también los ofrecen es importante diferenciarlos de acuerdo a lo que aportan en mayor medida a la dieta:

- Heno: proteína, fibra.
- Henolaje: proteína, fibra.

- Silaje de pasturas: proteína, fibra.
- Silaje de maíz y sorgo granífero: energía y fibra.
- Silaje de grano húmedo: energía.

Esa clasificación es fundamental tenerla en cuenta, cuando se planifica la producción de los FFCC, para ofrecer a los rodeos lo que realmente están necesitando y elegir qué tipo de forraje conservado se va a producir.

Cualquiera sea el sistema productivo (carne o leche), el forraje conservado de calidad resulta estratégico para lograr un uso más eficiente del recurso tierra que en último caso, es una de las limitantes en los nuevos paradigmas de nuestro país (alta competitividad por la demanda y uso de la tierra).

### **1.2.1 ¿Qué es la henificación?**

La henificación es un método de conservación de forraje seco, producida por una rápida evaporación del agua contenida en los tejidos de la planta.

Esta humedad debe estar siempre por debajo del 20% y se estabiliza alrededor del 15%, durante el almacenaje.

### **1.2.2 ¿Qué es el henolaje?**

El henolaje es un método de conservación química, que consiste en cortar el forraje realizando un oreado del mismo hasta alcanzar un porcentaje de humedad comprendido entre el 45% y el 55%; para luego enrollarlo y empaquetarlo o embolsarlo, a los fines de crear condiciones de anaerobiosis que permitan generar una fermentación láctica para su correcta conservación.

### **1.2.3 ¿Qué es el silaje?**

El silaje es, básicamente, la conservación de forraje con alto contenido de humedad, en condiciones de anaerobiosis, mediante un proceso fermentativo que es llevado a cabo por bacterias (actuando sobre los azúcares del contenido celular), con aumento notable de la acidez, llegando a un valor de pH muy reducido.

## **1.3 La revolución de los forrajes conservados en Argentina, tecnologías aplicadas**

Así como la Siembra Directa produjo un cambio que potenció la agricultura Argentina, la tecnología que revolucionó la ganadería en nuestro país es el forraje conservado. En las últimas décadas, Argentina tuvo una evolución de la superficie destinada tanto a silaje como a henificación, en busca de una mayor eficiencia productiva de carne y leche.

En los años 90, el 80% del escaso silaje de maíz que se producía era destinado a la producción de leche, siendo poco significativo lo que se destinaba de estos forrajes a la producción de carne. En los últimos años continuó creciendo la superficie picada para leche (tambos), pero acompañado de un

fuerte aumento de las hectáreas destinadas a la producción de carne (feedlot); lo que indica una evolución hacia sistemas más intensivos de producción. A su vez, en este período, el silaje ha incrementado su participación en la dieta de un 15 a un 40% y su tiempo de uso pasó de 4 a 6 meses, para cubrir baches de producción estacional de forrajes, a todo el año.

Según datos del INTA PROPEFO (Proyecto de Eficiencia de Forraje), en la campaña 1993/94, se ensilaron unas 80 mil hectáreas de maíz y sorgo, de las cuales el 90% era picado grueso. Veinte años después, en la campaña 2013/14 se destinaron a silaje más de 1,5 millones de hectáreas, con un récord de 1,6 millones de hectáreas en la campaña 2011/12.

Otro hecho que acompañó esta revolución forrajera que vivió nuestro país fue la adopción del silo bolsa y bunker bien tapados y compactados, dejando atrás los viejos silos puentes. En la campaña 1993/94 el 50% era silo puente y otro 50% silo bunker. Con el trabajo del INTA se comenzó a incursionar en el silo bolsa y gracias al avance tecnológico que se produjo en cuanto a embolsadoras, en el año 2010 ya el 70% del material picado se almacenaba bajo esa modalidad y el 30% restante en silo bunker, utilizado mayormente en explotaciones de gran escala cuando el volumen ensilado superaba las 900 toneladas.

Las picadoras autopropulsadas utilizadas en Argentina, en su mayoría son las mismas ofrecidas en el mercado mundial, lo cual refleja claramente la alta tecnología que estamos utilizando para elaborar este tipo de forraje conservado.

En el caso de los henos, si bien son el recurso de conservación de forrajes más antiguo y a la vez el más utilizado en nuestro país, en general la calidad histórica en Argentina siempre fue muy baja, dado que siempre se consideró al heno de alfalfa sólo como la fuente de fibra sin darle la debida importancia a su calidad nutricional. Entre las principales causas de la baja calidad de este forraje se puede citar el uso de maquinaria de corte inapropiada, como las hélices, la realización del corte en momentos inadecuados con niveles avanzados de floración, rastrillado a velocidades superiores a los 7 km/h y con niveles de humedad inferiores al 35%, deficiente control de malezas y plagas, y el almacenamiento de los rollos a la intemperie. En este contexto, hasta el 2005 el promedio de muestras de los laboratorios de calidad de forraje de INTA arrojaban cifras preocupantes que daban cuenta de la problemática, con promedios generales de 15% Proteína Bruta, 56% de Fibra de detergente neutro (FDN), 44% de fibra de detergente ácido (FDA), cuando los valores deseables para estos parámetros serían 18-22%, 40-47% y 32-36% respectivamente.

Actualmente, el heno de alfalfa además de ser considerando una fuente de fibra “clave”, se revalorizó como fuente de proteína de alta calidad al ser incluido como parte de la ración que se prepara y suministra con los acoplados mixer. Este concepto surge porque un heno de mala calidad limita la capacidad de consumo de un animal que se refleja en una caída de la producción. A su vez, al

cosechar la alfalfa con abundante hoja, se transforma en un insumo de alto valor proteico, disminuyendo la necesidad de aportar proteína extra con otros alimentos más caros.

La inclusión del heno de alfalfa dentro de la ración, ha producido que se haya experimentado un incremento de la calidad a partir de una mejora en los procesos de henificación y la incorporación de nuevas tecnologías, reflejadas en una mayor adopción por parte del mercado de segadoras con acondicionador, rotoenfardadoras de nueva generación con atador a red y megaenfardadoras. Además se adoptaron sistemas procesadores de fibra que van trozando la fibra a medida que la henifican, dejándola lista para ser utilizadas.

Del año 2005 al 2010, de las 900.000 hectáreas de alfalfa henificadas, el área cortada con segadoras acondicionadoras se incrementó de un 15 % a 31%. Los productores han ido tomando conciencia del costo que significa la excesiva pérdida de hojas, órgano de la planta que posee el 70% de los nutrientes, provocada por la hélice durante el corte/hilerado y el daño que se produce a la corona de la alfalfa con un corte de mala calidad, que repercute en una disminución de un 20% de la cantidad de materia seca cosechada a lo largo del año.

Las segadoras producen un corte de calidad, una mínima pérdida de hoja por repicado y poseen un sistema de acondicionadores que aceleran los tiempos de secado mediante el quebrado y aplastado de los tallos.

Esta mejora producida en la elaboración de los forrajes conservados, responde a un nuevo paradigma que posiciona a la ganadería frente a un cambio tecnológico donde el animal integra un sistema en el que se le debe suministrar una ración, formada con concentrados energéticos como los granos y silajes de gramíneas, suplementos proteicos como los silajes de pasturas y henos de calidad que además aportan fibra efectiva. A estos ingredientes tradicionales hay que sumarle los nuevos ingredientes que están surgiendo del procesamiento de los granos, muy utilizados en las raciones bovinas a nivel mundial y que están empezando a tener gran disponibilidad en nuestro país debido al creciente nivel de industrialización de los granos en origen.

Estos distintos componentes que brindan la fibra, proteína y energía, deben estar correctamente mezclados entre sí, para de esa forma brindarle al animal una mínima posibilidad de “selección en el comedero”, aumentando de esta forma la calidad nutricional de la alimentación.

Para la elaboración de estas raciones, la herramienta más utilizada son los mixer, los cuales cumplen la función de mezclar, de manera homogénea cantidades controladas de distintos ingredientes, los cuales vienen seleccionados para obtener una dieta equilibrada que permita suministrar los nutrientes requeridos por los animales y mantener las cantidades necesarias para que el tiempo de insalivación y rumia permitan hacer un óptimo aprovechamiento de la dieta.

La ganadería en la producción primaria debe competir por el uso de la tierra con la agricultura y no queda otra alternativa más que la eficientización e intensificación productiva, obtener más kilos de

carne o litros de leche por hectárea. El alimento, que por su costo es la base de la producción, debe ser el máximo por hectárea y producido bajo estrictos parámetros de calidad nutricional, por lo tanto deben desarrollarse y aplicarse las mejores tecnologías para su obtención.

#### **1.4 Almacenado de los forrajes: Silo-bolsa**

El desarrollo tecnológico de la Agricultura y la Ganadería en Argentina provocó profundos cambios en los sistemas productivos, uno de ellos es la utilización de plásticos agrícolas, tanto en almacenaje y conservación de forraje (silaje, henolaje) como en grano húmedo y últimamente tomo mucha importancia el almacenaje de grano seco en bolsas de plástico herméticas, utilización que posee un crecimiento exponencial de plástico dando la posibilidad de la industria del reciclado.

Los plásticos fueron usados para estos fines desde bastante tiempo atrás, pero a partir de 1994-95 se produce una verdadera revolución, con la utilización masiva de productos especiales en los distintos métodos de conservación: silo, heno, etc...

Las silo-bag (también silo-bolsas, bolsas chorizo), son fabricadas por coextrusión, bicolor negro-blanco, en espesores variables según uso (desde los 150 hasta los 250 micrones), y con polietilenos desarrollados especialmente para la mejor performance mecánica. Consisten básicamente en un tubo plegado de manera especial para su uso tanto en máquinas embutidoras de forraje como en llenadoras de grano seco. El largo varía entre los 60 y 75 metros. Para forrajes y granos con alto contenido de humedad, se utilizan bolsas de 4,5" hasta 9". La capacidad de almacenamiento es realmente importante: una bolsa de 5" carga aproximadamente 70 toneladas de grano partido húmedo de maíz, y una de 9" conserva unas 210 toneladas de silo de maíz planta entera.

Al momento de almacenar el forraje se debe tener claro que siempre que se respeten las condiciones para una buena fermentación, el silaje será exitoso y de alta eficiencia, y es en el cumplimiento de dichas condiciones que el sistema de embolsado presenta una ventaja comparativa significativa debido a su capacidad de lograr rápidamente la anaerobiosis, debida principalmente a la facilidad de compactación y aislamiento inmediato del oxígeno del aire, reduciendo a su mínima expresión la capacidad de intercambio gaseoso (oxígeno), del forraje, con el aire.

Además, el sistema de embolsado es apto para embolsar cualquier tipo de silaje, más allá del material a picar o del tamaño de la explotación.

Por otro lado, existe una nueva alternativa que es el heno picado y embolsado. Consiste en lograr una correcta conservación del heno de alfalfa o gramíneas, utilizando básicamente las mismas máquinas que para confeccionar silajes, donde el material es picado con precisión y embolsado (maquina embutidora y silo-bolsa). La bolsa actúa como elemento de contención y protección de los agentes climáticos externos (en especial lluvia y/o humedad ambiente), permitiendo de esta manera conseguir una buena preservación; en principio a mediano plazo, con reducidas pérdidas de calidad y cantidad durante el almacenamiento. Esta nueva forma de presentación del heno, permite una gran

ventaja en cuanto a la facilidad para la formulación de raciones; pudiéndose disponer en el mismo patio de comidas, el heno picado y embolsado (de alfalfa o gramíneas), al igual que se dispone del resto de los ingredientes para la formulación (silo bolsa de maíz o sorgo picado fino de planta entera, granos húmedos, soja y/o alfalfa picada, etc...). Al respecto es frecuente observar sistemas productivos en los que al momento de armar la ración se debe buscar el rollo almacenado en estivas o en cordones lineales alejados de las bolsas de silaje, muchas veces estas estivas mal protegidos de las inclemencias del tiempo. Esta forma de presentación en bolsas, similares a las de silaje, permite lograr una gran agilidad y facilidad de preparación de la TMR debido a que no hay necesidad de desmenuzar el heno y pudiéndose racionar la cantidad adecuada de este ingrediente según indique la dieta. Otra importante mejora es, evitar todo el proceso previo de desmenuzado y trozado del rollo para lograr un largo de fibra acorde, para recién iniciar la carga normal de los otros ingredientes. Otra ventaja es que generará otra posibilidad de utilización, a los equipos de picado fino y embutido de forrajes, tanto de los contratistas como productores.

En lo que respecta a almacenamiento de granos húmedos, los silo-bolsa lo han permitido, ya que la principal causa de deterioro de la calidad está dada por el desarrollo de microorganismos y estos se activan a una determinada humedad, a partir de allí, cuanto más húmedo está el grano, más rápido es su deterioro. Sin embargo, la naturaleza hermética del sistema favorece la modificación de la atmósfera (en el interior de la bolsa). El grano y los microorganismos asociados a él respiran consumiendo el  $O_2$  y liberando  $CO_2$ , reduciendo y aumentando la concentración de cada uno de estos gases, respectivamente. A mayor concentración de  $CO_2$  y menor de  $O_2$  las condiciones del ambiente dentro de la bolsa se vuelven poco propicias para el desarrollo de hongos e insectos. La temperatura generada en este proceso es rápidamente disipada a través de la amplia superficie que tiene el silo-bolsa.

#### **1.4.1 Ventajas del sistema de silo embolsado durante el período de utilización**

Es sabido que las mayores pérdidas que ocurren en el sistema de alimentación con silaje, son debidos a una excesiva superficie expuesta del material en el momento de abrir el silo para extraer el forraje, allí el material ensilado toma contacto con el oxígeno del aire, y comienza el deterioro por el proceso de oxidación.

De acuerdo al frente expuesto de los silos y de la compactación de los mismos el aire puede penetrar en la masa ensilada en mayor o menor medida causando daño a la calidad de material que será suministrado en los comederos, es por eso que siempre se aconseja remover diariamente de la superficie expuesta del silo una capa de entre 30 y 40 cm para asegurar la llegada de material fresco a los comederos.

Cuanto menor sea la superficie de silo que toma contacto con el aire, mayor espesor se removerá y menor deterioro se verá en el forraje suministrado, por lo tanto mayor será la energía disponible y la producción lograda por kg de forraje suministrado.

La escasa superficie expuesta del material ensilado en bolsa presenta la ventaja de poder remover mucho material del frente del silo (aun con bajas tasa de extracción o consumo), manteniendo la calidad del material mayor cantidad de tiempo.

## **1.5 El uso del mixer y el equilibrio de dietas**

Para obtener mayor estabilidad ruminal, lo ideal sería suministrar una dieta balanceada con todos los ingredientes uniformemente mezclados, suministrada en determinados momentos del día. Para ello es necesaria la utilización de acoplados mezcladores o mixer que permiten a través de la balanza electrónica, conocer cuánto se carga de cada uno de los componentes de la formulación y también la cantidad suministrada a los animales, de acuerdo al consumo estimado y al tipo de rodeo.

### **1.5.1 El mixer y sus funciones**

Los acoplados mixer cumplen básicamente la función de mezclar homogéneamente cantidades específicas de distintos ingredientes para formular una dieta equilibrada que se suministra en determinados momentos del día. El objetivo de la implementación de estos acoplados es aumentar la calidad nutricional de la alimentación y lograr una mayor estabilidad ruminal en los animales a los cuales se les provee una ración donde los componentes que brindan fibra, proteína y energía se entreguen correctamente mezclados entre sí, con mínima posibilidad de “selección” en el comedero. El mixer, como implemento rutinario en las tareas de alimentación del ganado, no debe ser visto como exclusivo de los establecimientos que producen leche o carne bajo condiciones de confinamiento total, sino que también debe ser considerado una herramienta válida para condiciones de pastoreo con suplementación, principalmente en los planteos que conllevan altos niveles de asignación de forrajes conservados y concentrados. En el mercado Argentino podemos encontrar una amplia variedad de modelos de acoplados mixer dotados de diferentes equipamientos y diversos diseños que se demandan de acuerdo a las necesidades de cada sistema productivo.

Los mixer horizontales con sistema de tres sinfines de avance desencontrados, son muy eficientes trabajando con forrajes previamente picados con longitudes de fibra que no superen los 5 a 6 cm (efectiva).

En todos los casos y cualquiera sea el sistema de mezcla utilizado, resulta indispensable la incorporación de balanzas electrónicas ubicadas en un lugar bien visible y cómodo para el operario, de modo que le permita conocer en forma exacta las proporciones de alimentos que se están mezclando y la cantidad depositada en cada comedero al momento del suministro.



De esta forma se resuelven en gran medida los problemas de error humano en el suministro de concentrados, dando a todo el sistema una mayor seguridad.

Una vez que se realiza la mezcla, que en tiempo promedio puede durar de 1 a 6 minutos, se procede a la descarga la cual se realiza mediante tornillos sinfín que descargan sobre uno de los laterales del acoplado

Cuando se trabaja con suplementación diaria, es importante tener presente que los animales deben ser alimentados todos los días, independientemente de las condiciones climáticas. Por eso es muy útil contar con herramientas equipadas con ruedas de alta flotación, que mejoren la transitabilidad en terrenos difíciles

Cabe destacar que además pueden estar equipados con fresas de autocarga de accionamiento hidráulico, presentan la ventaja de realizar un trabajo prolijo por una mínima alteración de la superficie del silo-bolsa, con la consiguiente reducción de las pérdidas ocasionadas por fermentación secundaria en la pared expuesta.

En cuanto a los sistemas de carga externos (pala cargadora por ejemplo), tienen la demanda de un segundo tractor y un segundo operario.

### **1.5.2 Llenado del Mixer: las fresas cargadoras y su evolución**

Las fresas de auto carga también han evolucionado de forma tal de mantener con más integridad el largo de picado del silaje, evitando su desmenuzamiento. De forma tal que mientras desmorona la pared del silo, la vierte dentro del mixer.

Actualmente están disponibles en el mercado extranjero, para aplicar a los tractores, fresas con pala cargadora frontal que facilitan la carga de ensilajes, dejando una pared más lisa y disminuyendo al mínimo la post oxidación.

### **1.5.3 Orden de carga de los alimentos**

Con respecto a la secuencia en la carga de los ingredientes en general, cada fabricante dispone de protocolos propios y formula sus propias recomendaciones y siempre es necesario consultarlos. No obstante, e independiente del tipo de mixer, hay reglas generales que tienen relación con las características físicas de los diferentes ingredientes.

Por ejemplo, los ingredientes secos como los granos molidos; las harinas proteicas; los núcleos minerales/vitamínicos y otros aditivos semejantes (ionóforos; levaduras; aceites esenciales; sustancias buffers; etc...), poseen partículas más pequeñas y pesadas y son, por lo tanto, de mayor densidad; en la carga, estos materiales tenderán a caer por gravedad y a depositarse abajo, en el piso del mixer.

Por el contrario, los forrajes son más livianos y de mayor volumen (menor densidad), sobre todo los que contienen menos humedad tipo henos, henolajes y silajes de pasturas; como así también, algunos subproductos de aspecto más groseros como semillas de algodón, cáscaras, vainas o ciertos

pellets de gran tamaño y con mucha fibra (expellers de girasol y afrechillos de trigo), que justamente por ser más livianos y voluminosos, tenderán a quedarse arriba. Con estos argumentos, una secuencia lógica de carga para dietas altas en forrajes podría ser:

- 1º. Heno y henolaje (+ 50 % Materia Seca).
- 2º. Silajes de pastura y/o de sorgo forrajero (+ 45 % MS).
- 3º. Semilla de algodón; cáscaras; vainas; marlos y otros subproductos livianos, con mucha fibra.
- 4º. Silaje de maíz o sorgos graníferos con mucho grano (< 35% MS).
- 5º. Granos húmedos y subproductos de textura semejantes (gluten feeds; hez de malta, granos húmedos de destilería).
- 6º. Granos secos partidos o molidos y subproductos semejantes
- 7º. Núcleos minerales/vitamínicos y aditivos, en polvos finos.
- 8º. Ingredientes líquidos (melazas, sueros, permeados).

Sin embargo, como de establecimiento a establecimiento los ingredientes cambian y pueden ser muy distintos en sus cualidades físicas se sugiere prudente realizar, con el fabricante o representante, una prueba de mezclado, tipo ensayo de campo, para evaluar distintos órdenes de ingreso de ingredientes, con diferentes tiempos de mezclado hasta encontrar las combinaciones más apropiadas para el establecimiento, en función de la modalidad de alimentación.

#### **1.5.4 El mezclado**

La secuencia en la carga de los alimentos tiene además una relación directa con el tiempo de mezclado. Al respecto, también cada fabricante tiene sus propias recomendaciones pero las más eficientes desde el punto de vista operativo serían aquellas donde el heno demanda un tiempo de trozado de aproximadamente unos 5 a 6 minutos y un posterior mezclado integral de los ingredientes de 6 a 8 minutos, dependiendo del tipo de mixer y los alimentos utilizados.

El mezclado puede efectuarse una vez que todos los ingredientes se hayan cargado y en algunos casos a veces amerita cargar primero algunos ingredientes, realizar una primera mezcla de pocos minutos (3 a 4 minutos), luego completar la carga y terminar la mezcla con otros 3 a 4 minutos adicionales.

Si el tiempo de mezclado se prolonga, no necesariamente la mezcla será más homogénea; puede suceder a menudo que en algunos mixer un sobre mezclado, “segregue” o separe de la mezcla algunos ingredientes y promueva una disminución exagerada del tamaño de partículas, sobre todo de los forrajes secos, dejando visiblemente separados en estrato las partículas más largas de las más pequeñas. Los defectos de mezclado conducen generalmente a dietas proclives a problemas digestivos (acidosis; sobre carga hepática; desplazamiento de abomaso, etc...) y a comportamientos no deseados en los comederos, como la sobre selección del bocado (consumo selectivo).



### **1.5.5 Tiempos operativos de trabajo**

Con respecto al ciclo completo de trabajo para carga, desmenuzado, mezclado y suministro, el tiempo total no debería ser mayor de 30 a 45 minutos. Es por ello que los ingredientes a mezclar deberían estar concentrados en un sector, del tipo vulgarmente llamado “patio de comidas”, donde la carga se pueda realizar con rapidez y eficiencia. Para aumentar la eficiencia, resta luego contemplar el viaje hasta los sitios de alimentación y para ello hay que tener especialmente en cuenta las distancias a recorrer y las condiciones de los caminos a transitar, internos y/o externos del establecimiento hasta el posterior suministro a los animales.

La forma en que el mixer entrega la mezcla en los sitios de alimentación es otra variable a tener en cuenta. La forma de entrega debe corresponderse con el tipo de comederos, para evitar un desperdicio innecesario de alimentos. En tal sentido se recomienda ajustar tanto el impulso como la dirección de flujo de la mezcla, así como las dimensiones (ancho principalmente), de los comederos. Es factible en algunas circunstancias que la pérdida de mezcla en los sitios de comida llegue a niveles muy elevados, del orden del 20 al 25%, por estos problemas.



## Capítulo 2

### Objetivos y descripción del proyecto



**DIEGO LUNATTI**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

## **2 Objetivos y descripción del proyecto**

### **2.1 Objetivos**

En base a la investigación realizada desde el año 2001 a la fecha, se detectó una clara necesidad del sector ganadero por disminuir la cantidad de operarios destinada a la alimentación del ganado en pos de la eficientización e intensificación productiva para obtener más kilos de carne o litros de leche por hectárea, un desafío que enfrentan los productores actuales. Por ello, el principal objetivo de este proyecto es diseñar un Mixer horizontal que pueda ser operado por sólo una persona y en poco tiempo cumplir con la tarea de alimentar a los animales, satisfaciendo dicha necesidad.

Teniendo en cuenta que la forma de almacenamiento que es tendencia en la Argentina son los silos-bolsa, para todos los ingredientes de la innovadora dieta TMR, en un mismo sector llamado patio de comidas, se entendió que lo más conveniente era un Mixer con un cargador adecuado a este tipo de almacenamiento y que se independizara de otra máquina para su llenado.

Por la experiencia de muchos productores y en base al diseño, el Mixer del tipo horizontal con sinfines desencontrados es el que mejores resultados en cuanto a homogeneidad en mezcla tiene, por lo que se lo seleccionó en este proyecto.

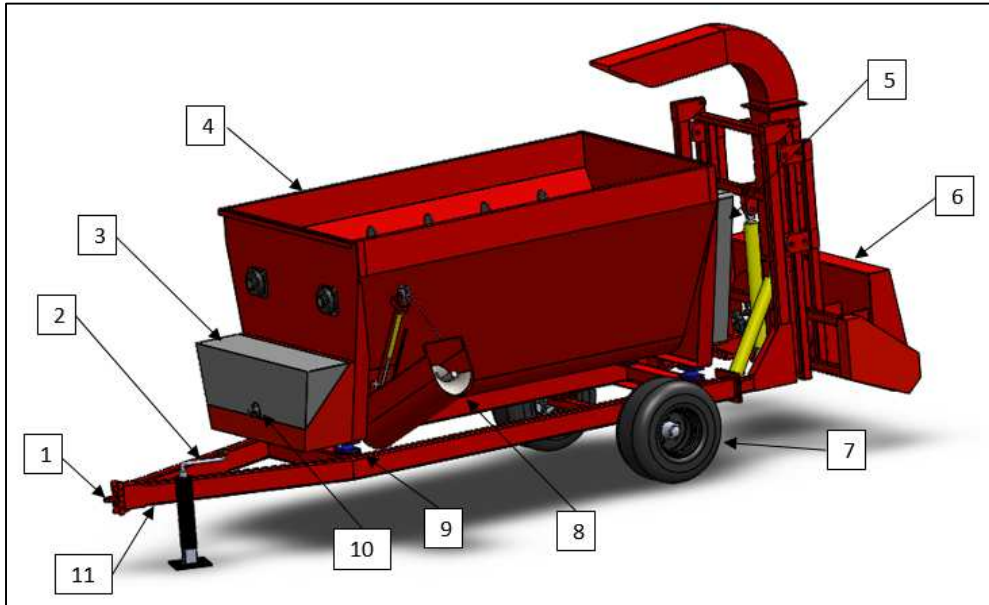
El mixer horizontal con cargador podrá, acoplado a un tractor de potencia media, ingresar al patio de comidas y ser llenado bajo el mando de una persona, cuidando la hermeticidad de los silos-bolsa y la integridad de los ingredientes. Respetando las cantidades y los tiempos de mezcla de la TMR, haciendo más eficiente el establecimiento destinado a la producción de leche y/o carne.

### **2.2 Descripción del Proyecto**

En este apartado se detallarán los componentes del Mixer y su principio de funcionamiento.

La función del Mixer es mezclar de manera homogénea los distintos ingredientes que componen la dieta del ganado. Para ello, acoplado a un tractor, primero se acerca a los silos-bolsa o búnker donde se encuentran dichos ingredientes y son cargados con el sistema de carga trasero, uno por vez y ordenados de tal manera que los de menor densidad queden debajo. Una vez terminada la carga, se procede a la mezcla mediante los 3 sinfines de la tolva, los dos superiores transportan el alimento hacia la parte trasera y el sinfín inferior por el contrario los transporta hacia la parte delantera. Transcurrido el tiempo de mezcla, se abre la compuerta de descarga y se activa el sinfín de descarga, que toma el alimento del final del recorrido del sinfín inferior de la tolva y lo direcciona hacia afuera. Esta última acción se hace con el tractor en movimiento para distribuir el alimento en los comederos.

Si bien en capítulos posteriores se detallará el funcionamiento de cada sistema del Mixer, en la siguiente Ilustración 2-1 podemos identificarlos:



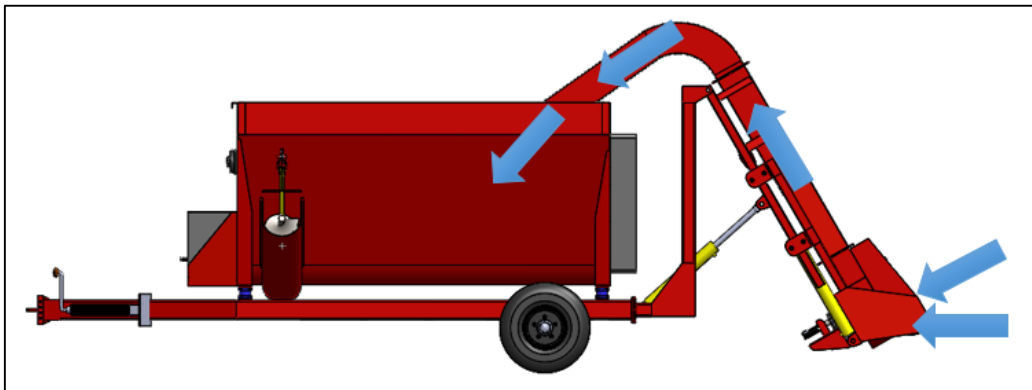
*Ilustración 2-1: Sistemas y componentes principales del Mixer*

- 1- Ojo de lanza o enganche, regulable en altura
- 2- Pie de apoyo o gato, desmontable para traslados
- 3- Transmisión delantera
- 4- Tolva o batea de carga
- 5- Transmisión trasera
- 6- Cargador
- 7- Tren rodante
- 8- Descarga
- 9- Celdas de carga de la balanza electrónica
- 10- Toma de potencia, mediante eje estriado de  $\varnothing$  35 mm y 6 acanaladuras
- 11- Chasis

Para el proceso de carga el sistema del ítem 6 por medio de un accionamiento hidráulico puede deslizarse en sentido vertical y a su vez en ángulo con lo que logra una gran capacidad de “barrido”. Este cargador, cuenta con un sinfín en su extremo que capta el material y lo envía a un soplador, el cual le da un impulso para continuar el recorrido a través del ducto de carga hasta la batea de mezcla, tal como se puede apreciar en la ilustración 2-2.

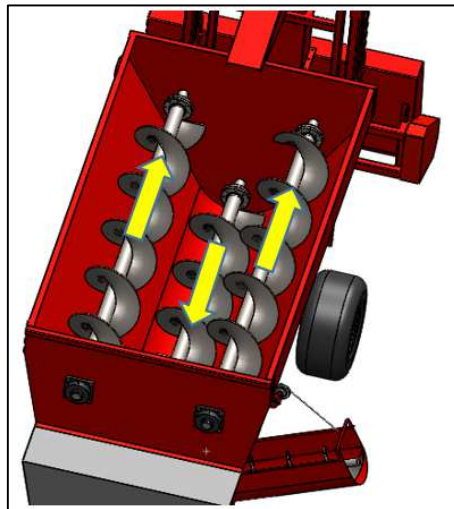
Para que el operador pueda ser preciso con las cantidades de cada ingrediente de la dieta formulada por el nutricionista, el Mixer cuenta con una balanza electrónica con memoria, la que se programa de manera tal que a medida que se introduce la carga emite dos alarmas por ingrediente: una a modo de advertencia antes de que se complete la carga estipulada y otra cuando se haya

completado. Las celdas de carga indicadas en el ítem 9 son los sensores (4 en total) que envían la señal a la balanza.



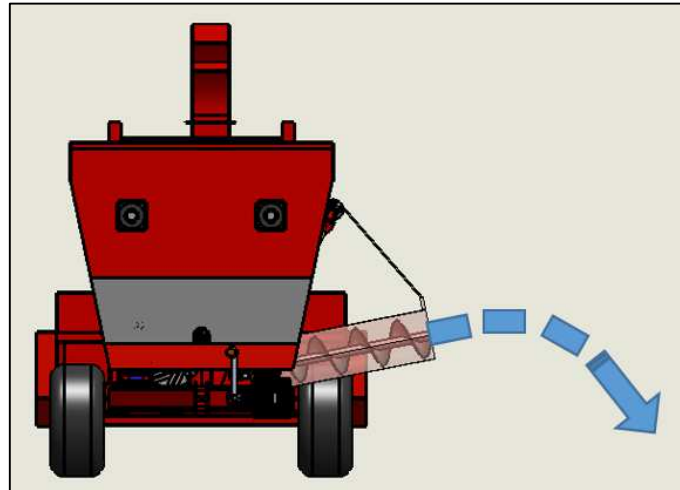
*Ilustración 2-2: Posición de carga*

Una vez cargado con todos los ingredientes, se procede al mezclado que consiste en accionar los tres sinfines de la batea de mezcla. El sinfín inferior es accionado por la transmisión delantera y transporta el material hacia la parte frontal del Mixer, por el contrario los dos sinfines superiores son accionados por la transmisión trasera y girando a una velocidad menor transportan el material hacia la parte trasera, lo que logra que la carga se mezcle de manera homogénea. Ver Ilustración 2-3.



*Ilustración 2-3: Mezclado*

Transcurrido el tiempo de mezcla, el Mixer es transportado hacia los comederos y se acciona la descarga para verter el alimento y que el ganado tenga acceso a él. El sistema de descarga consiste en un cilindro hidráulico que al accionarse realiza dos tareas simultáneas, levantar una compuerta para que la carga pueda salir de la batea de mezcla y descender la batea de descarga hasta su posición de trabajo. Esta batea tiene un sinfín que impulsa la carga que sale de la compuerta hacia los comederos. Ver Ilustración 2-4.



*Ilustración 2-4: Posición de descarga*

Terminada la descarga, se cierra la compuerta y la batea vuelve a su posición original.

El Mixer cuenta con un pie de apoyo en la punta de la lanza (ítem 2), también llamado gato mecánico, que se utiliza en el momento de desacople del tractor cuando ya no se utiliza.

La principal alimentación del Mixer, además de la hidráulica y eléctrica (12 V para la balanza), es la toma de potencia “TDP” que se da a través de una barra cardánica conectada en un extremo a la TDP del tractor y en el otro a la TDP del Mixer, que es la indicada en el ítem 10.

De esta manera el eje de entrada de la transmisión delantera recibe el torque necesario para accionar el sinfín inferior, que a su vez le da movimiento a la transmisión trasera para que ésta accione los sinfines superiores.

### **2.3 Organización del Proyecto**

Para la presentación del proyecto, se lo organizó en capítulos de tal forma que cada uno de ellos comprende un sistema de la máquina. Cada capítulo a su vez, cuenta con una introducción, un diseño y al final una memoria de cálculos.

El primer sistema descrito es el Cargador, cuyo diseño fue respaldado con un software de análisis mediante CFD (Dinámica de fluidos computacional), considerado el principal ya que es el que diferencia a este Mixer de los existentes en el mercado. Luego, dentro del mismo capítulo, se encuentra el diseño y cálculo de la estructura que soporta el cargador.

El resto de los capítulos van en orden descendente comenzando por la tolva de carga, transmisión delantera, transmisión trasera, sistema de descarga, chasis y tren rodante. La estructura de estos capítulos es similar, contando con una introducción, referencias de Normas aplicables y métodos de cálculo que se utilizarán, una sección de diseño y finalmente las memorias de cálculo.

Llegando al final, está el capítulo de planimetría con su correspondiente sistema de codificación y los planos del Mixer.

Finalmente, se encuentra la bibliografía.





## Capítulo 3

### Cargador



**DIEGO LUNATTI**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

### 3 Cargador

#### 3.1 Introducción

El objetivo del cargador, como su nombre lo indica, es el llenado de la batea o tolva del Mixer con cada uno de los ingredientes de la dieta a preparar pero teniendo en cuenta cómo están almacenados, no modificar su tamaño ni dañarlos y que sea una tarea simple requerida por un tractor y un operario solamente.

En el mercado existe un tipo de cargador utilizado para este fin sobre un mixer del tipo vertical que se usó de referencia para diseñar y calcular uno.

El cargador diseñado cuenta con los siguientes componentes:

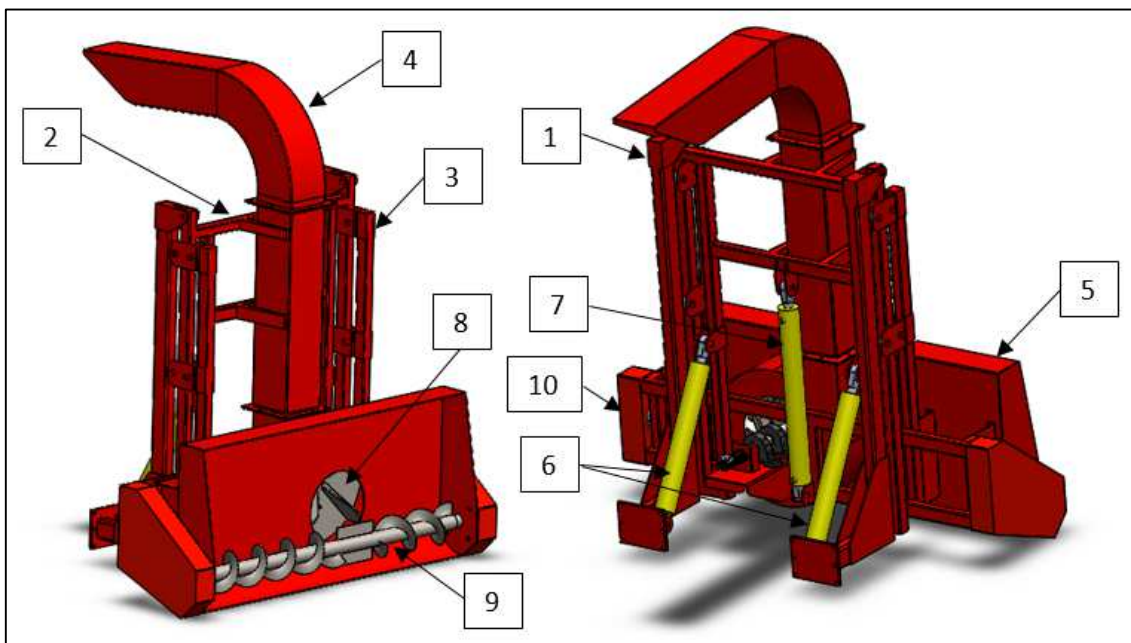


Ilustración 3-1: Cargador

- 1- Estructura N°1
- 2- Estructura N°2
- 3- Estructura N°3
- 4- Ducto de carga fijo
- 5- Cajón porta sinfín
- 6- Cilindros hidráulicos de elevación angular
- 7- Cilindro hidráulico de elevación vertical
- 8- Ventilador centrífugo de dos etapas
- 9- Sinfín
- 10- Motor y transmisión del sinfín.

Mediante la estructura N°1 se acopla al chasis y su funcionamiento se da mediante los dos motores y los tres cilindros hidráulicos. Los cilindros de elevación angular actúan en simultáneo y le permiten a la estructura N°2 desplazarse haciendo pivote en la N°1 hasta formar un ángulo de 30°. El cilindro de elevación vertical, le permite a la estructura N°3 deslizarse por medio de rodillos en dirección vertical sobre la estructura N°2. Estos movimientos le permiten al sinfín un amplio ángulo de barrido para captar los ingredientes a cargar en el Mixer. Este sinfín cuenta con una mitad con un sentido de avance hacia el centro y la otra mitad con un sentido de avance inverso de tal manera que todo el material que captan lo direccionan al centro donde tiene unas paletas que lo vierten en el interior de la voluta del ventilador. Se acciona mediante un motor hidráulico (punto 10) y una transmisión a cadena.

El ventilador cuenta con dos etapas delimitadas por su rodete, ya que en la parte delantera donde ingresa el material cuenta con cuatro álabes cuya función es impulsarlo hacia arriba por el ducto fijo; y del lado trasero cuenta con 8 álabes más pequeños cuya función es brindar el caudal de aire necesario para que el material impulsado en la primer etapa pueda transportarse neumáticamente por el ducto fijo hasta la batea. Se acciona mediante un motor hidráulico que se acopla al rodete con un eje.

El ventilador tiene acoplada a su salida un ducto que ingresa telescópicamente al ducto fijo (punto 4) lo que permite el desplazamiento vertical de la estructura N°3 sin afectar la carga.

Para el diseño del ventilador que representa el componente principal del cargador, se tuvo en cuenta el mismo como una turbomáquina hidráulica generadora para gases cuyas prestaciones requeridas se calcularon como un sistema de transporte neumático. Debido a que el rodete tiene dos etapas, una para impulsar el material y otra para cumplir la función de soplador; sumado a que el material a transportar es una mezcla con componentes muy diversos en cuanto a propiedades físicas, se utilizó un software de análisis CFD (dinámica de fluidos computacional) para lograr el diseño del ventilador.

En la continuación de este capítulo se hará una breve introducción teórica sobre el transporte neumático y sobre las turbomáquinas antes de entrar de lleno en la descripción del diseño y cálculo del ventilador para su mejor compresión.

### **3.2 Transporte neumático**

El transporte neumático es el mejor sistema para el transporte, carga y/o descarga de productos granulares, pulverulentos y micronizados de cualquier densidad. Es una de las operaciones industriales más importantes para transportar material a granel mediante gas, generalmente aire, a través de una tubería. Es sorprendente la amplia variedad de productos que pueden desplazarse de este modo de un lugar a otro, por ejemplo azúcar, granos de café, pellets de polietileno, polvo de PVC, granos de cereal, carbón pulverizado, cenizas, biomasa,

cemento, etc. De ahí que este tipo de transporte sea usado en multitud de industrias, entre ellas, el sector alimentario, agrícola, la industria química, la del petróleo y la de la energía eléctrica.

El transporte neumático se basa en el movimiento de sólidos en una corriente de aire a una velocidad determinada y en una dirección predeterminada.

El volumen y presión de aire necesarios se calculan en cada caso, en función de la distancia a recorrer y de la naturaleza del producto a transportar.

Una instalación de transporte neumático consta, en líneas generales, de los siguientes elementos:

- Ventilador centrífugo
- Sistema de carga (tolva, válvula dosificadora, boquilla Venturi, etc...)
- Ciclón y sistema de descarga
- Red de tuberías de diámetro adecuado

En primer lugar, se encuentra el dispositivo encargado de proporcionar la energía necesaria al gas de transporte. En la mayoría de los casos se trata de un ventilador, un soplante o compresor, según sea el nivel de presión requerido. A continuación, se localiza la región de alimentación, mezcla y aceleración, en la que los sólidos se introducen en la corriente de gas a través de algún sistema de dosificación que puede ser una boquilla Venturi, una válvula rotativa, etc... Una vez que los sólidos se han mezclado y han sido acelerados hasta un estado de flujo estable o estacionario con dicha corriente, comienza la línea de transporte propiamente dicha, formada por tramos de tubería rectos y codos para permitir cambios en la dirección del flujo. Finalmente, se ubica un dispositivo, como por ejemplo un ciclón o un filtro, que permite la separación de los sólidos transportados y el gas. Este último componente es el que se deja de lado en el cargador del Mixer debido a que no es necesario filtrar el aire.

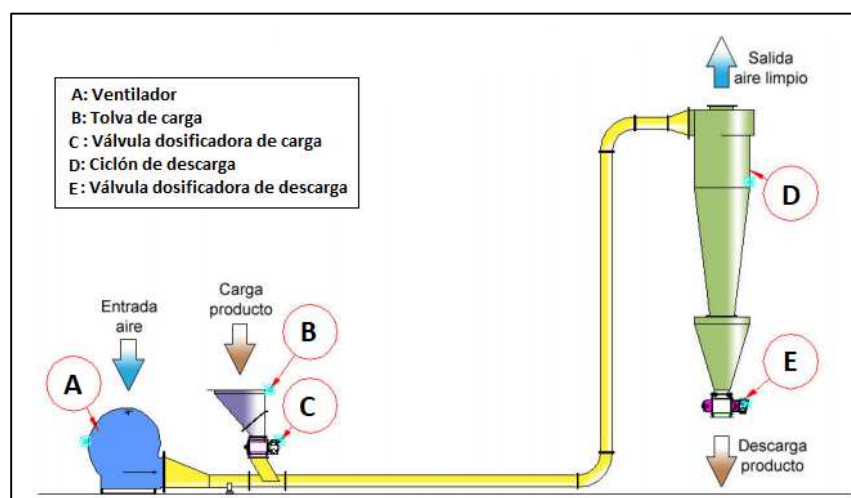


Ilustración 3-2: Sistema de transporte neumático

En la Ilustración 3-2 podemos apreciar lo descrito en el párrafo anterior. El ventilador 8 de la Ilustración 3-1 corresponde al ventilador A de la Ilustración 3-2, del mismo modo el cajón porta-sinfín 5 corresponde a la tolva de carga B, el sinfín 9 corresponde a la válvula dosificadora de carga C, el ducto 4 a la tubería y el ciclón D junto con la válvula dosificadora de descarga D no forman parte del cargador.

### 3.2.1 Tipos de transporte

Existe mucha confusión sobre como los materiales se comportan dentro de la tubería o ducto de transporte y la terminología utilizada dado el modo de flujo. En primer lugar, se debe reconocer que los materiales pueden ser transportados dentro de la tubería por lotes o bien de forma continua. De esta forma se pueden reconocer dos tipos o formas de transporte; en el caso que el material transportado fluya a lo largo de la tubería suspendido en el flujo de aire a alta velocidad y la concentración de material sea baja, hablaremos de transporte en fase diluida. Por el contrario, si el material es transportado dentro de la tubería en una concentración elevada a baja velocidad y no fluye suspendido en el gas, hablaremos de transporte en fase densa. En este modo de transporte, se pueden reconocer dos tipos de flujo de material. El primero es el flujo de cama, descrito de esta manera, debido a que parte de las partículas se depositan en el fondo de la tubería, produciéndose sobre ellas un flujo de desplazamiento. Este tipo de flujo es posible de lograr, sólo si el material a transportar posee una buena retención de aire, limitándose típicamente a polvos finos con un tamaño de partículas promedio entre 40-70 $\mu$ m.

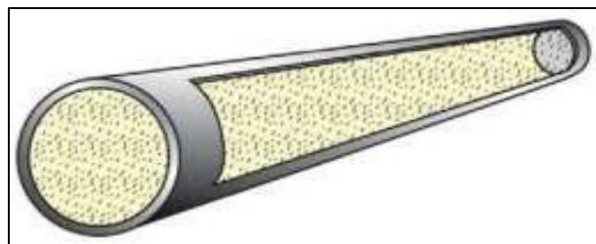


Ilustración 3-3: Fase diluida

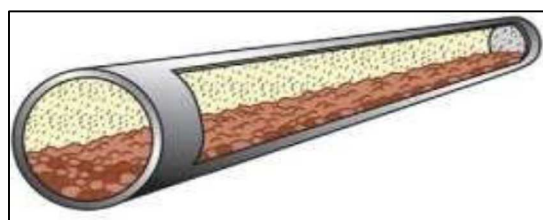
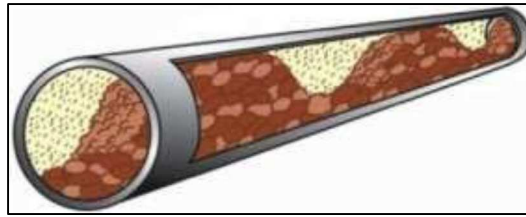


Ilustración 3-4: Fase densa, flujo de cama



*Ilustración 3-5: Fase densa, flujo en bloque*

Un sistema de alta concentración o sistema de fase densa es aquel en donde el material es movido dentro de la tubería de transporte hacia el punto de destino en un flujo de no-suspensión, es decir, el material avanza sobre el fondo del ducto, a modo de oleadas gracias a la alta presión del gas y/o aire.

### **3.2.2 Velocidad del aire de transporte**

En el transporte en fase diluida, se debe mantener una velocidad de aire relativamente alta, se habla en general de 12 m/s para polvos finos, 16 m/s para un material granular fino, y velocidades aún mayores para partículas de mayor tamaño. En el transporte en fase densa, las velocidades del aire pueden disminuir hasta, a 3 m/s y aún menos en determinadas circunstancias (Mills, 2004). Estos valores estimados, son medidos o definidos como la velocidad del aire a la entrada de la tubería de transporte, ya que como sabemos, el aire es compresible, y ocurrirá que mientras el material es transportado a lo largo de las tuberías, la presión de aire disminuirá y el caudal se incrementará.

### **3.2.3 Velocidad de las partículas**

En el transporte en fase diluida, con partículas en suspensión, el mecanismo de transporte es la fuerza de arrastre. Por lo tanto, la velocidad de las partículas será menor a la velocidad del aire de transporte.

Medir la velocidad de las partículas es un proceso difícil y complejo y a menos que se trate de un proceso de investigación, esta velocidad generalmente no es medida. Por lo general, solo se habla de la velocidad del aire en los sistemas de transporte neumático. Como regla general, en una tubería horizontal, la velocidad de las partículas será típicamente cercana al 80% de la velocidad del aire (Mills, 2004).

Esto se expresa generalmente como la “razón de deslizamiento”, la que se obtiene dividiendo la velocidad de las partículas por la velocidad del aire, en este caso el valor sería 0,8. El valor depende del tamaño de las partículas, forma y densidad, por lo que el valor puede variar en una gama muy amplia. Estos valores se refieren a velocidades constantes a lo largo de las tuberías, desde el punto en que se alimenta el material a la tubería, codos y cualquier otra alteración de flujo posible. En el punto en el que se alimenta el material a la tubería, se asume

que este tendrá una velocidad igual a cero. El material será luego acelerado por el aire de transporte a lo largo de la tubería hasta alcanzar su velocidad de desplazamiento. Este proceso ocurrirá durante algunos metros de la tubería, los que se conocen como longitud de aceleración. La distancia real dependerá una vez más del tamaño, forma y densidad de las partículas. Es posible determinar el valor de la velocidad mínima de transporte de un material del que no se hayan efectuado pruebas en laboratorios y del que no se tengan registros, mediante el concepto de la velocidad final. La velocidad final es aquella que alcanza una partícula cuando cae libremente por un fluido viscoso y las fuerzas que actúan sobre ella se equilibran (fuerza de gravedad, empuje y fuerza de arrastre). De igual manera, si la partícula es soplada con la velocidad final hacia arriba, ésta no se moverá, entonces la velocidad final puede ser tomada como la velocidad mínima para que las partículas puedan ser suspendidas en el aire y a partir de la cual, en la medida de sufrir un incremento, será posible el transporte.

### **3.3 Ventiladores**

Para diseñar un ventilador es necesario conocer su principio de funcionamiento, el cual se encuentra explicado en libros de máquinas hidráulicas por el hecho de que los ventiladores son Turbomáquinas hidráulicas.

Las máquinas hidráulicas son un tipo de máquina de fluido que utiliza un fluido como medio para intercambiar (absorber o entregar) energía, con la particularidad de que a éste se lo considera incompresible debido a que en su paso por la máquina no varía su densidad, si esto último ocurriera se trata de máquinas térmicas.

Por otro lado, si el órgano principal de la máquina hidráulica donde se realiza el intercambio de energía con el fluido tiene movimiento de rotación, es decir es un rodete, se trata de una turbomáquina hidráulica. Ahora bien, si la turbomáquina absorbe energía del fluido y la restituye en energía mecánica se denomina motora; y si absorbe energía mecánica y la entrega al fluido, generadora.

Es por ello que los ventiladores son turbomáquinas hidráulicas generadoras, en los cuales el fluido para el intercambio de energía es el aire, que no tiene un incremento de presión significativo y su densidad se considera constante al paso del ventilador.

La principal característica de un ventilador es el rotor giratorio, compuesto de álabes, que están en contacto directo con el fluido, de acuerdo al ventilador centrífugo de ejemplo de la Ilustración 3-7. La finalidad más común del uso de ventiladores es el transporte de un fluido de un lugar de baja presión a otro de más alta presión, transmitiendo la energía del rotor hacia el fluido, a través de las fuerzas ejercidas por las paletas. A través de esta acción el fluido sufre aumento de velocidad y de presión, y es conducido a través de canales que se expanden y desaceleran el fluido.

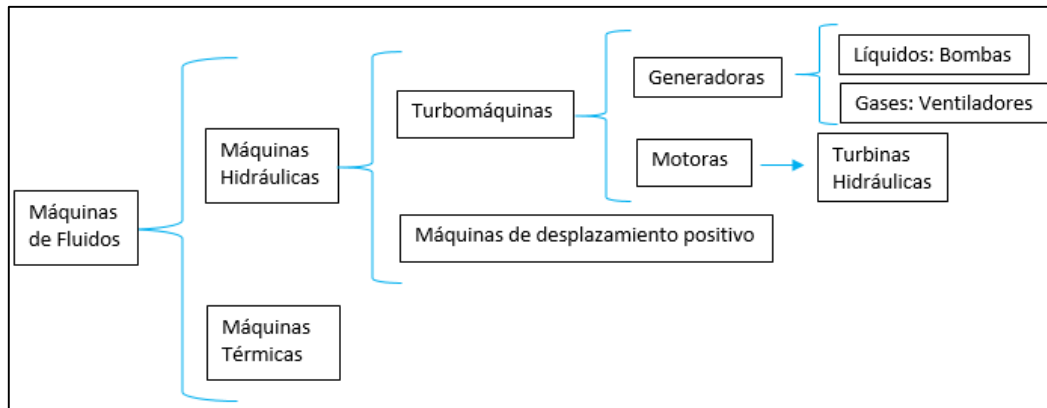


Ilustración 3-6: Clasificación de las Máquinas de fluidos.

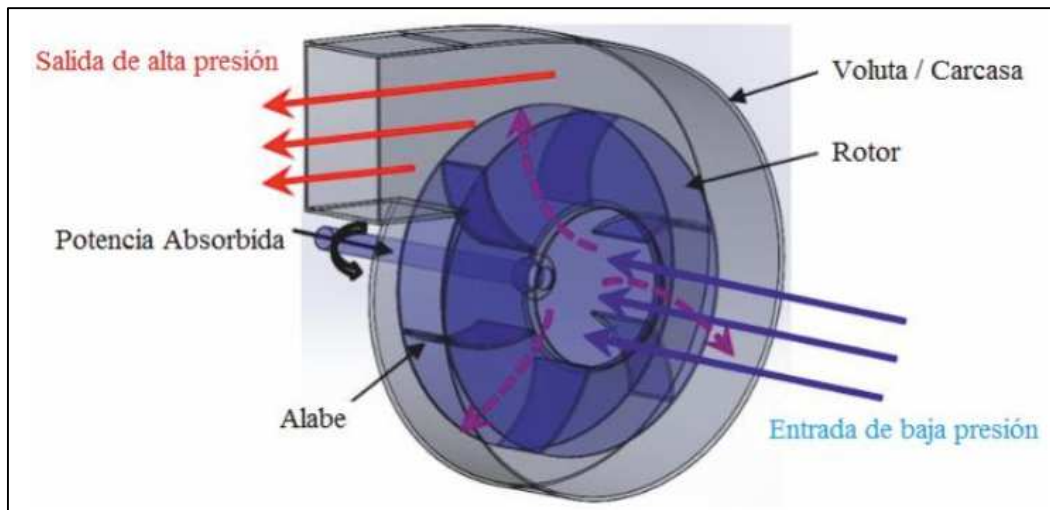


Ilustración 3-7: Ventilador centrífugo.

### 3.3.1 Clasificación de los ventiladores

Entre la clasificación de los ventiladores hay una particularidad específica que toma en cuenta la trayectoria del fluido en el interior del rotor con respecto al eje de rotación, que puede ser radial, axial o mixta. A continuación se presentan las categorías de ventiladores:

- Radiales o centrífugos: El flujo entra axialmente en el rotor y cambia de dirección, siguiendo por la radial en dirección del radio externo de los álabes. En estos rotores los álabes ejercen una fuerza al flujo, causando un aumento en la velocidad y en la presión del fluido en la dirección radial. Su uso es más adecuado para bajas relaciones de caudal y presión. Sus álabes pueden tener diferentes formas, tales como superficie aerodinámica, curvada o inclinada hacia atrás, modificadas radialmente, radiales o curvadas hacia adelante como se puede apreciar en la Ilustración 3-8, debiendo ser elegidas de acuerdo a las necesidades de la aplicación.



- Axiales: El flujo entra y permanece en la dirección axial, en paralelo al eje de rotación, con pocas variaciones del flujo con relación al radio de los álabes, pudiendo ser del tipo axial tubular, axial con aletas, axial tipo hélice o centrífugo tubular. Este tipo de ventilador se utiliza para altas relaciones de caudal por presión.
- Mixto: Como la nomenclatura misma lo sugiere, es un flujo caracterizado por la combinación entre el radial y el axial, cuando el flujo entra en el rotor axialmente y sale formando un ángulo entre 30° y 80° con el eje de rotación. Su uso se recomienda en casos en donde las relaciones de caudal por presión son intermedias.
- Transversal o tangencial: En este caso el flujo entra y sale del rotor a través del diámetro exterior, por una entrada y salida que proporcionan un flujo transversal (cruzado) en el rotor, forzando al fluido a pasar dos veces por los álabes. Este tipo de ventilador es adecuado para aplicaciones con alta relación de caudal y bajas caídas de presión.

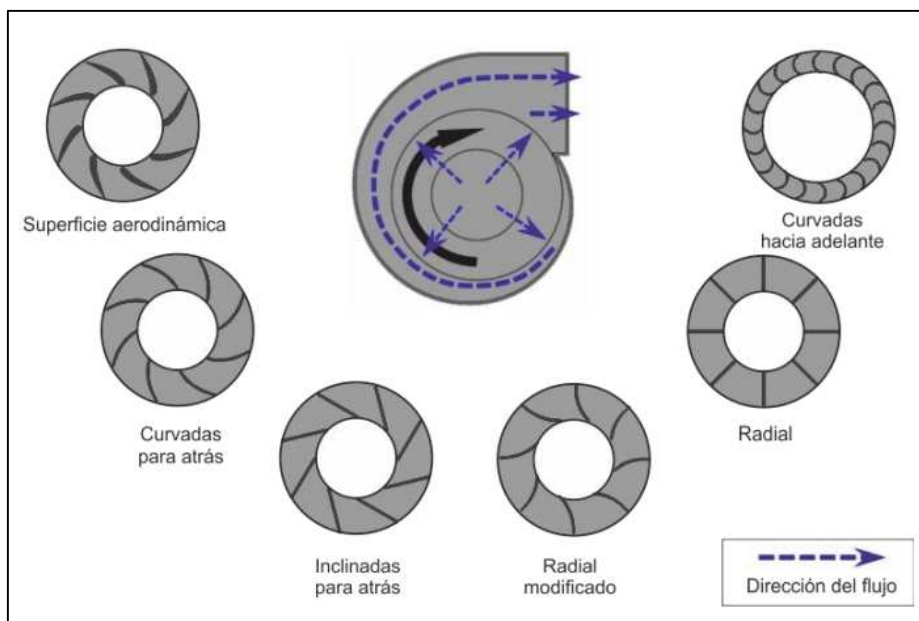


Ilustración 3-8: Tipo de ventiladores centrífugos.

### 3.3.2 Teoría del comportamiento energético

Inicialmente, para facilitar la comprensión del principio de funcionamiento de un ventilador centrífugo se considera la hipótesis de un rotor ideal, como se hace en la teoría de la turbina que Euler desarrolló. Esta teoría está representada por la llamada “Ecuación fundamental de las turbomáquinas” o “Ecuación de Euler” que expresa la energía intercambiada en el rodete de las máquinas de fluido.

El fluido entra de forma axial, entra en contacto con las cavidades que forman los álabes del rodete y éstos le proporcionan una fuerza al fluido logrando acelerarlo y guiarlo hacia toda

la circunferencia. En el exterior hay una carcasa llamada voluta que conduce el fluido hacia la salida y logra transformar la energía cinética del mismo en presión, saliendo el fluido por el conducto de impulsión con una presión mayor a la que entró, como se puede apreciar en la Ilustración 3-7.

En la teoría de Euler se considera un rotor ideal definido por un rotor con un número infinito álabes, donde se eliminan las pérdidas por fricción y el movimiento relativo del aire tiene la misma dirección del álabe y el grosor de éste es infinitamente pequeño. Además, se considera que el aire entra en el rotor sin choque (dirección radial tangencial al álabe), a continuación, los componentes de la velocidad de flujo pueden ser representados por el típico diagrama de velocidades presentado en la Ilustración 3-9.

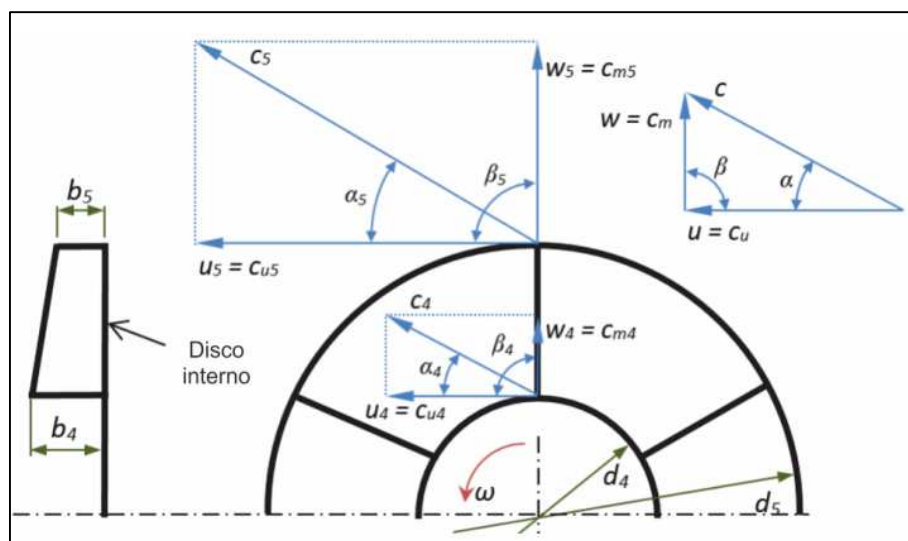


Ilustración 3-9: Diagrama de velocidades.

En el punto de entrada indicado por el diámetro  $d_4$ , el ángulo del álabe tangente a la circunferencia es  $\beta_4$  y en el punto de descarga el diámetro y el ángulo corresponden, respectivamente, a  $d_5$  y  $\beta_5$ .

Los principales parámetros utilizados en el diseño y especificación de los ventiladores, como la potencia absorbida, las presiones totales, estática y dinámica, se pueden deducir a partir del teorema del momento cinético. El torque resultante de las fuerzas que actúan sobre las superficies de los álabes, se obtiene de la diferencia entre los momentos de entrada y salida. Por lo tanto, es posible expresar el torque como una función de  $m$ ,  $c_u$  y  $r$ , donde  $m$  es el caudal de masa que fluye por las áreas  $A_4$  y  $A_5$ ;  $c_u$  es la velocidad circular, tangencial, en función de  $r$ , el radio del rotor.

Teniendo en cuenta un flujo ideal, donde no existen pérdidas, toda la energía absorbida por el rotor se convierte en energía de presión, es decir, la energía absorbida es igual a la energía en la descarga del rotor.

Dicho esto, la ecuación de Euler es:

$$Y_u = \pm(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \text{ Expresión energética}$$

$$H_u = \pm \frac{(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u})}{g} \text{ Expresión en alturas}$$

Signo positivo máquinas motoras, signo negativo máquinas generadoras. Los subíndices 1 y 2 corresponden a la entrada y la salida, respectivamente, que en la Ilustración 3-9 están representados como 4 y 5.

### **3.3.3 Análisis mediante la dinámica de fluidos computacional (CFD)**

La dinámica de fluidos computacional, conocida comúnmente por sus siglas CFD (del inglés Computational Fluid Dynamics), es el análisis de sistemas que involucran mecánica de fluidos, transmisión de calor y fenómenos asociados tales como reacciones químicas, mediante simulación por ordenador. Esta técnica es muy poderosa y abarca una amplia gama de áreas de aplicación industriales y no industriales.

En la década de los años 60, aproximadamente, las empresas de la industria aeroespacial empezaron a incluir el CFD en las primeras etapas de diseño de aviones y motores a reacción. El objetivo final de la evolución del CFD era lograr una capacidad equiparable a otras herramientas CAE, ingeniería asistida por computadora (del inglés Computer- Aided Engineering).

En la década de los años 90, con la llegada de componentes informáticos de alto rendimiento asequibles, y con la creación de interfaces de usuario intuitivas y fáciles de manejar, el CFD ingresó de pleno en la comunidad industrial. En la actualidad el CFD se ha convertido en un componente vital en el diseño de productos industriales y procesos. Este avance lento, pero sin pausa en la evolución del CFD se debe a la complejidad de la descripción del comportamiento de la mecánica de fluidos y de las ecuaciones que lo gobiernan. Lo que se buscaba era conseguir unos resultados en los cálculos fiables sin que los costes económicos para su obtención fueran demasiado elevados.

La principal ventaja del CFD reside en que no es necesario crear un modelo a escala y simular las condiciones reales para obtener el comportamiento del sistema, únicamente con un buen ordenador se pueden realizar tantos ensayos como se necesite, de los modelos que se necesite y con la inmensa variedad de condiciones de contorno que se quiera, la única limitación que existe es la del ordenador con el que se tengan que hacer las simulaciones. Lo que facilita y agiliza de una forma bastante considerable las primeras etapas de diseño.

Los códigos CFD están estructurados entorno a algoritmos numéricos que pueden abordar problemas de mecánica de fluidos. Debido a la complejidad que presenta el planteamiento de un problema de mecánica de fluidos, todos los programas comerciales de CFD se han ido dotando de interfaces, para ingresar los parámetros del problema y para examinar los resultados, cada vez más sencillas y avanzadas que proporcionan un acceso fácil a todo su

potencial de resolución. Mayoritariamente en todas las interfaces de usuario de los diferentes programas de resolución mediante CFD se dirige a los usuarios a través de tres etapas a seguir ordenadamente durante el problema: pre-procesamiento, resolución y post-procesamiento.

El pre-procesamiento consiste en la entrada de datos del problema de mecánica de fluidos, mediante una interfaz sencilla, al programa de CFD. El pre-procesador se encarga de transformar estos datos introducidos de manera sencilla en el programa en un lenguaje que el solucionador del software CFD pueda entender. Las tareas que debe realizar el usuario en el pre-procesado son:

- Definición de la geometría y del dominio que se tiene que estudiar
- Generación de la malla, es decir, dividir el dominio de estudio en celdas más pequeñas (volúmenes finitos).
- Selección de los parámetros físicos y químicos que rigen la simulación
- Definición de las propiedades del fluido
- Introducción de las condiciones de contorno

Los pre-procesadores actuales también brindan al usuario acceso a bibliotecas de propiedades de fluidos comunes y modelos de procesos, por ejemplo, modelos de turbulencia, con las ecuaciones principales de flujo de fluidos, que facilitan enormemente la introducción de datos al programa CFD.

La fase de resolución, en la que interviene el solucionador, sigue, a grandes rasgos, tres pasos en su ejecución:

- Integración de las ecuaciones que gobiernan la mecánica de fluidos sobre todos los volúmenes finitos del dominio de estudio
- Discretización, que es la conversión de las ecuaciones integrales resultantes en un sistema de ecuaciones algebraicas
- Solución de dichas ecuaciones algebraicas mediante métodos iterativos

Finalmente, la etapa del post-procesamiento, que se realiza en el post-procesador, incluye herramientas de visualización de datos, entre ellos:

- Dominio de la geometría y visualización de la malla
- Representación de vectores
- Representación de contornos
- Representación de superficies
- Estudios de partículas
- Cambios en las opciones de visión de los datos
- Utilización de graduación por colores en las soluciones
- Animaciones de la simulación

En este trabajo se ha utilizado como programa de CFD el software Solidworks Flow Simulation 2016 de Dassault Systemes mediante una licencia de educación.

### **3.4 Memoria de cálculo del ventilador**

El cálculo del ventilador del cargador se dividió en dos etapas:

**1° - Etapa del ventilador:** Donde el material captado por el sinfín es transportado con las cuatro paletas delanteras del rodete que tiene el ventilador hasta el ducto de carga, y los álabes de la parte trasera ayudan a aportar el volumen de aire necesario para transportarlo por el ducto de carga hasta la batea o tolva.

**2° - Etapa de transporte neumático:** Transporte a través del ducto de carga del material impulsado por el ventilador, hasta la batea. Esta etapa, que sucede simultánea con la primera, se calcula con el objetivo de obtener la velocidad del aire, el caudal volumétrico del aire y el diámetro de la tubería (en este caso es un diámetro equivalente ya que la tubería sería el ducto de sección cuadrada, ya definida). Para ello, se usa el procedimiento de cálculo de “Transporte neumático” del libro (Mills, 2004), cuyos datos de entrada son: características del material a transportar y caudal másico (de acuerdo al tiempo que necesario para que se llene la tolva).

Con los datos obtenidos en la etapa N°2, podremos diseñar el rodete del ventilador para que entregue la velocidad de aire necesaria para poder transportar neumáticamente el material, como así también la velocidad de giro de este (cuyo dato servirá para definir el motor hidráulico necesario).

En la etapa N° 1, se procedió a utilizar el análisis mediante CFD (dinámica de fluidos computacional) con la herramienta Solidworks flow simulation 2016, con el objetivo de dibujar en 3d el ventilador completo con el ducto de carga probando distintos diseños y velocidades de giro del rodete hasta obtener la velocidad del aire necesaria.

#### **3.4.1 Cálculo de la 2° etapa: Obtención de las condiciones para el transporte neumático**

El objetivo de este cálculo es definir las condiciones necesarias para lograr el transporte neumático del material desde la base del cargador hasta la parte superior de la batea, para utilizar como objetivo en el próximo cálculo que es el diseño del rodete del ventilador.

Definición de datos de entrada:

**Material:**

Es el material a ser transportado, puede ser fibra, granos o una mezcla de ellos y debe ser definido ya que cada uno tiene una densidad y tamaño de partícula distinto.



Se investigaron los datos de todos los posibles materiales a cargar para darle versatilidad al equipo, los principales son la alfalfa en forma de heno, el maíz y sorgo en forma de silaje y el maíz en forma de grano.

**Tamaño de partícula:**

El tamaño de partícula en el caso de la fibra al tener una forma cilíndrica se define su diámetro y su largo, en el caso de los granos como son partículas aproximadamente esféricas se usa un diámetro aproximado (preferentemente la opción más grande).

La medida de los granos se extrajo de las placas orificio definida por los fabricantes de sembradoras:

- Grano de sorgo: 3.75 a 6.25 mm
- Grano de maíz: 8 a 13 mm

La medida promedio relevada de las fibras es:

- Fibras de alfalfa: Diámetro de 2 a 3 mm aproximadamente y un largo de 20 a 100 mm

**Densidad del material:**

No hay un dato definido de la densidad del material, lo que sabemos es que el límite de la densidad establecido para el transporte neumático de sólidos en fase diluida a baja presión (1 bar o menos) es de 1 kg/dm<sup>3</sup>.

La densidad de un rollo de heno de alfalfa va de 150 a 250 kg/m<sup>3</sup> dependiendo de la máquina que los conforme. El valor más alto es el de los mega-fardos que son los más utilizados.

En el caso del silaje, que sería otro método diferente al henificado que se le realiza a otras especies gramíneas diferentes a la alfalfa como el maíz y el sorgo, es más denso, en general tienen una densidad de 700 kg/m<sup>3</sup>, lo que sería 0.7 kg/dm<sup>3</sup> y puede considerarse como un valor máximo (y dentro del límite aceptable mencionado anteriormente para el transporte neumático elegido).

Por otro lado, la densidad máxima de los granos (ya que son bastante similares y van desde los 670 a los 850 kg/m<sup>3</sup>) es de 850 kg/m<sup>3</sup>, incluye maíz, sorgo, soja, frijoles, mijo, trigo, etc...

**Caudal Másico:**

Este valor se define en kg/h o kg/s según el tiempo en que se desee llenar la batea del Mixer. Para definirlo, se buscó el caudal de llenado de un Mixer existente en el mercado y se usó como referencia:

**Caudal másico de granos:**

Referencia: 750 l/min, está expresada en caudal volumétrico por lo que habrá que convertirlo



$$Q_m = \delta \times Q_v$$

Donde:

$Q_m$  : Caudal másico (kg/s)

$\delta$ : Densidad (kg/m<sup>3</sup>)

$Q_v$ : Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

$$Q_{mg} = 850 \text{ kg/m}^3 \times 750 \text{ l/min} \times 0,001 \text{ m}^3/\text{l} \times 1 \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 10,62 \text{ kg/s}$$

Caudal másico de silaje:

Referencia: 450 l/min, está expresada en caudal volumétrico por lo que habrá que convertirlo

$$Q_{ms} = 700 \text{ kg/m}^3 \times 450 \text{ l/min} \times 0,001 \text{ m}^3/\text{l} \times 1 \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 5,25 \text{ kg/s}$$

Caudal másico de forraje:

Referencia: 150 l/min, está expresada en caudal volumétrico por lo que habrá que convertirlo

$$Q_{mf} = 250 \text{ kg/m}^3 \times 150 \text{ l/min} \times 0,001 \text{ m}^3/\text{l} \times 1 \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 0,62 \text{ kg/s}$$

Ahora, con los datos definidos procedemos al cálculo teniendo en cuenta que se realizarán tres a la vez, colocando a cada resultado el subíndice correspondiente para hacer referencia a:

Subíndice g: Granos, se utilizan los datos de los granos (maíz, sorgo)

Subíndice s: Silaje, se utilizan los datos del silaje

Subíndice f: Forraje, se utilizan los datos del heno de alfalfa

### 3.4.1.1 Velocidad final de las partículas

Primero se comienza con el cálculo de la velocidad final de las partículas aplicando la ecuación de Newton:

$$V_f = \sqrt{\frac{4 \times g \times d_s \times (y_s - y_a)}{3 \times C_d \times y_a}}$$

Donde:

$V_f$ : Velocidad final de la partícula (m/s)






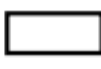



$g$ : Aceleración gravitacional (9.81 m/s<sup>2</sup>)

$d_s$ : Diámetro de sección de la partícula (m)

$y_s$ : Peso específico del material (kgf/m<sup>3</sup>)

$y_a$ : Peso específico del aire (1 kgf/m<sup>3</sup>)

$C_d$ : Coeficiente de arrastre, que se obtiene de la Ilustración 3-10

Forma		Coef. de arrastre
Sphere		0.47
Half-sphere		0.42
Cone		0.50
Cube		1.05
Angled Cube		0.80
Long Cylinder		0.82
Short Cylinder		1.15
Streamlined Body		0.04
Streamlined Half-body		0.09

Measured Drag Coefficients

Coeficientes de arrastre para diferentes formas geométricas para número de Re aproximadamente a  $10^4$

Ilustración 3-10: Coeficientes de arrastre (Wikipedia, 2014)

Seleccionamos el coeficiente de arrastre 0,47 para los granos y 0,82 para el silaje y forraje.

Realizamos el cálculo para cada tipo de material:

Velocidad final de los granos:

$$V_{fg} = \sqrt{\frac{4 \times 9,81 \times 0,013 \times (850 - 1)}{3 \times 0,47 \times 1}}$$

$$V_{fg} = 17,52 \text{ m/s}$$

Velocidad final del silaje:

$$V_{fs} = \sqrt{\frac{4 \times 9,81 \times 0,003 \times (700 - 1)}{3 \times 0,82 \times 1}}$$

$$V_{fs} = 5,78 \text{ m/s}$$

Velocidad final del forraje:

$$V_{ff} = \sqrt{\frac{4 \times 9,81 \times 0,003 \times (250 - 1)}{3 \times 0,82 \times 1}}$$



$$V_{ff} = 3,45 \text{ m/s}$$

### 3.4.1.2 Capacidad del sistema

Para efectos de diseño, es necesario definir cuál será la capacidad del sistema.

Esta capacidad se define generalmente en función a una unidad de tiempo, en este caso utilizaremos kg/s y sería el caudal másico indicado en los datos de entrada:

$$Q_{mg} = 10,62 \text{ m/s}$$

$$Q_{ms} = 5,25 \text{ m/s}$$

$$Q_{mf} = 0,62 \text{ m/s}$$

### 3.4.1.3 Masa del flujo de aire

Para el transporte neumático convencional se utiliza una relación de sólidos/gas de orden 5 (Coulson, 2003), por lo que el cálculo del flujo másico de aire es:

$$Q_{ma} = \frac{Q_m}{5}$$

Donde:

$Q_{ma}$ : Masa del flujo de aire o caudal másico del aire (kg/s)

$Q_m$ : Caudal másico del material (kg/s)

5: Proporción del gas (adimensional)

Para los granos:

$$Q_{ma} = \frac{Q_{mg}}{5} = \frac{10,62}{5} = 2,12 \text{ kg/s}$$

Para el silaje:

$$Q_{ma} = \frac{Q_{ms}}{5} = \frac{5,25}{5} = 1,05 \text{ kg/s}$$

Para el forraje:

$$Q_{ma} = \frac{Q_{mf}}{5} = \frac{0,62}{5} = 0,12 \text{ kg/s}$$

### 3.4.1.4 Volumen de aire requerido

Procederemos a determinar el volumen de aire requerido por el sistema, para esto se utilizará la ecuación propuesta por (Mills, 2004), quien señala que los requerimientos de aire en función del flujo volumétrico se expresan de la siguiente manera:

$$Q_{ma} = \delta \times Q_v \Rightarrow Q_v = \frac{Q_{ma}}{\delta}$$

Donde:

$Q_m$ : Caudal másico (kg/s)

$\delta$ : Densidad (kg/m<sup>3</sup>)



$Q_v$ : Caudal volumétrico ( $m^3/s$ )

Para los granos:

$$Q_{vg} = \frac{Q_{mag}}{\delta} = \frac{2,12}{1} = 2,12 \text{ m}^3/s$$

Para el silaje:

$$Q_{vs} = \frac{Q_{mas}}{\delta} = \frac{1,05}{1} = 1,05 \text{ m}^3/s$$

Para el forraje:

$$Q_{vf} = \frac{Q_{maf}}{\delta} = \frac{0,12}{1} = 0,12 \text{ m}^3/s$$

### 3.4.1.5 Velocidad del aire de transporte

Al final del proceso de diseño surgirán dos valores; uno es el diámetro de la tubería de transporte y el otro son los requerimientos de aire en términos del flujo volumétrico y la presión, es por esto por lo que es necesario evaluar la velocidad de transporte. Para el transporte en fase diluida, el valor mínimo ( $C_{min}$ ) de la velocidad de transporte, será típicamente mayor a los 10 m/s. Para propósitos de diseño, el valor de la velocidad de transporte ( $C_1$ ), será adoptada como el valor mínimo de transporte más un 20 por ciento.

$$C_1 = C_{min} \times 1,2$$

Evidentemente no es aconsejable seleccionar como valor mínimo de la velocidad del aire de transporte para fines de diseño, este margen es para permitir un aumento en la tasa de flujo de material y como factor de seguridad.

Como  $C_{min}$  se toma la velocidad final de las partículas ( $V_f$ ) más un porcentaje de seguridad, que en este caso se tomará un 40 % debido al tipo de instalación (tubería de sección cuadrada, baja hermeticidad en el sistema, etc...). Se toma el valor de  $V_f$  superior, correspondiente a los granos:

$$C_1 = V_{fg} \times 1,5 \times 1,2 = 17,52 \times 1,4 \times 1,2 = 29,44 \cong 30 \text{ m/s}$$

Luego de obtener este resultado, se buscaron velocidades de aire de transporte de materiales similares con el fin de buscar una referencia, encontrando que el valor de 30 m/s es razonable.

MATERIAL	DENSIDAD MATERIAL (LIBRAS / PIE <sup>3</sup> )	VELOCIDAD PROMEDIO PARA TRANSPORTAR MATERIAL (PIES / MINUTO)	PIES <sup>3</sup> DE AIRE POR LIBRA / MATERIAL	COEFICIENTE DE ROZAMIENTO Cr
CEMENTO	94	7000	15	0.8
POLVO DE CARBON	30	4000	30	0.8
POLVO DE JABON	39	6000	39	0.8
CASCARA DE MAIZ	45	5500	40	0.4
SEMILLA DE ALGODON	0.5	3500	75	0.7
POLVO MOLIDO	30	4500	25	0.9

Ilustración 3-11: Velocidades promedio y volúmenes de aire requeridos para el transporte de materiales a bajas presiones. Fuente Jacob Frchtbaum, Bulk materials handling handbook, p43.

En la Ilustración 3-11 podemos ver la velocidad de aire recomendada para la cáscara de maíz con una densidad de  $45 \text{ lb/ft}^3 = 721 \text{ kg/m}^3$ , es de  $5500 \text{ ft/min} = 28 \text{ m/s}$ .

Velocidades de transporte recomendadas	
MATERIAL	VELOCIDAD DEL AIRE (Va)
Algodón	20 – 25 m/s
Arena	30 – 46
Aserrín	20 – 30
Avena	22 – 30
Azúcar	25 – 30
Café entero	17 – 20
Cal	25 – 35
Carbón en polvo	22 – 30
Cemento Portland	30 – 46
Centeno	25 – 35
Hilachas	20 – 25
Lana	22 – 28
Maíz	25 – 35
Partículas de esmeril	18 – 20
Polvo ligero, virutas ligeras	12 – 17
Semillas de algodón	20 – 30
Sal	28 – 38
Trigo	25 – 35
Virutas de metal	25 – 36

Ilustración 3-12: Tabla de velocidades recomendadas.

En la Ilustración 3-12 vemos otra tabla donde se recomienda para el transporte neumático del maíz una velocidad del aire de entre 25 y 30 m/s.

### 3.4.1.6 Cálculo del área de la tubería

El área de la tubería se determina al tener el caudal volumétrico y la velocidad de transporte del material, como sigue:

$$A = \frac{Q_v}{C_1}$$

Donde

A: Área (m<sup>2</sup>)

Q<sub>v</sub>: Caudal volumétrico (m<sup>3</sup>/s)

C<sub>1</sub>: Velocidad del aire de transporte (m/s)

Para los granos:

$$A_g = \frac{Q_v}{C_1} = \frac{2,12}{30} = 0,0706 \text{ m}^2$$

Para el silaje:

$$A_s = \frac{Q_v}{C_1} = \frac{1,05}{30} = 0,0350 \text{ m}^2$$

Para el forraje:

$$A_f = \frac{Q_v}{C_1} = \frac{0,12}{30} = 0,0040 \text{ m}^2$$

Con el área podemos determinar el lado de la sección cuadrada con el que confeccionaremos el ducto de carga:

$$L = \sqrt{\text{Área}}$$

$$L_g = \sqrt{0,0706} = 0,265 \text{ m} = 265 \text{ mm}$$

$$L_s = \sqrt{0,0350} = 0,187 \text{ m} = 187 \text{ mm}$$

$$L_f = \sqrt{0,0040} = 0,063 \text{ m} = 63 \text{ mm}$$

Resumen de resultados:

Se define tomar los valores superiores que corresponden al material “granos” con una densidad de  $850 \text{ kg/m}^3$ . A continuación se reúnen los datos obtenidos y seleccionados para utilizar en el diseño del ventilador a través del CFD:

- Velocidad del aire necesaria: 30 m/s
- Volumen de aire o flujo volumétrico necesario:  $2,12 \text{ m}^3/\text{s}$
- Área del ducto de carga:  $0,0706 \text{ m}^2$

### **3.4.2 Cálculo de la 1° etapa: Diseño del rodete para el ventilador con la ayuda del software solidworks flow simulation 2016**

#### **3.4.2.1 Dominio**

Cualquier simulación CFD de fluidos encerrados va a incluir un modelo 3D o geometría por la cual va a fluir el flujo en cuestión, es decir, dicho fluido ocupará completamente el interior del modelo. El volumen de control que encerrará el modelo 3D y que el programa Flow Simulation utilizará, en primer lugar, para conocer los límites del modelo a estudiar y para detectar los componentes sólidos los cuales encerrarán el fluido se conoce comúnmente como dominio computacional.

El dominio computacional delimita el volumen donde va a tener lugar el análisis CFD.

En la Ilustración 3-13 se puede observar el dominio computacional creado para el análisis CFD del ventilador.

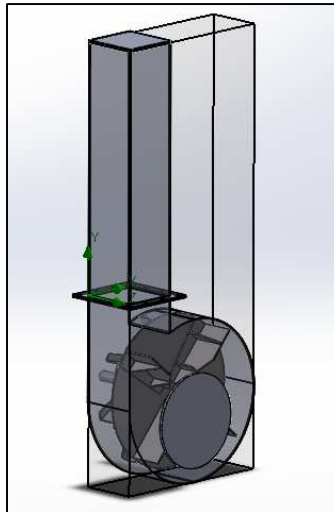


Ilustración 3-13: Dominio computacional del Ventilador.

### **3.4.2.2 Condiciones de contorno**

Una vez definido el dominio es necesario crear las diferentes condiciones de contorno que caracterizarán el sistema, se deben crear de acuerdo a las condiciones reales en las que se debe producir la simulación, es decir, es la forma de introducir la realidad en el modelo computacional.

#### **3.4.2.2.1 Condiciones de contorno para flujos internos**

En Solidworks Flow Simulation se pueden diferenciar dos tipos de simulaciones principales las de flujos internos y las de flujos externos. El ejemplo de análisis de flujo interno más básicos y que mejor puede hacer entender este tipo de estudio es el flujo a través de una tubería, es decir, la circulación de un fluido encerrado. Por otra parte, un ejemplo de análisis de flujo externo podría ser la aerodinámica de un coche o un avión.

En nuestro estudio, aplica la opción de flujo interno y es la que se utilizó.

Mentor Graphics Corporation (2017) expone: "Todas las aberturas del modelo se clasifican en aberturas de "presión", aberturas de "flujo" y "ventiladores", según las condiciones de contorno de flujo que se pretenden especificar en ellas" (p.55).

#### **Presión.**

Una condición de contorno referente a una abertura de presión, la cual puede ser estática, total o ambiental se impone en general cuando la dirección y/o la magnitud del flujo no son conocidas a priori, lo cual implica que deben ser calculadas como parte de la solución. En la mayoría de los casos la presión estática no es conocida, sin embargo, si la abertura conecta el dominio a un espacio externo con una presión conocida, la presión total en la abertura es conocida (Mentor Graphics Corporation, 2017, p.55) .

Esta última característica es conocida en el entorno Flow Simulation como presión ambiental. La presión ambiental es interpretada por Flow Simulation como una presión total para fluidos entrantes y como presión estática para fluidos salientes.

La configuración seleccionada para el estudio es la indicada en la Ilustración 3-14, donde se le indicó al software que la abertura de salida del flujo es una presión total, para que la calcule, y las condiciones potenciales del entorno (atmosféricas).

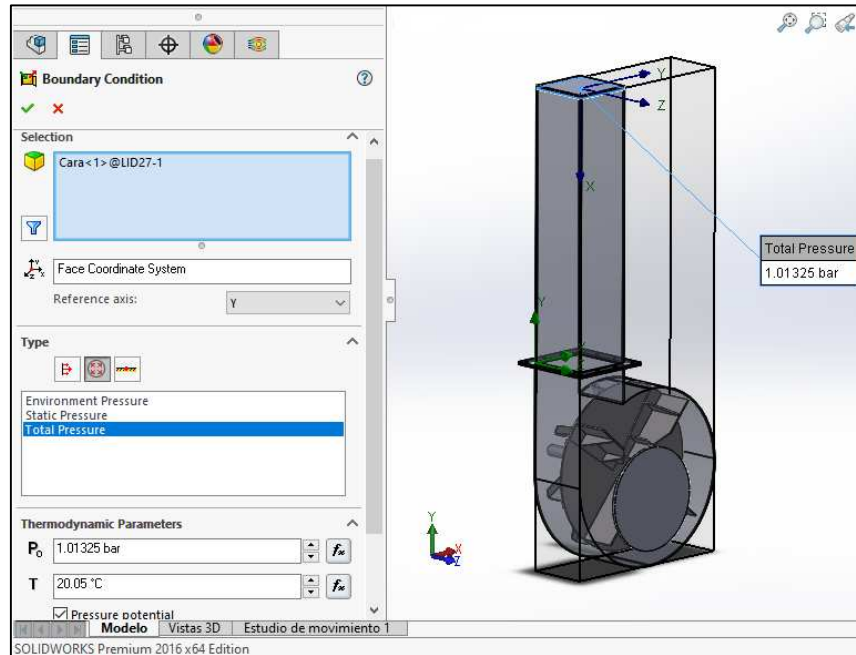


Ilustración 3-14: Condición de contorno: presión.

### Flujo.

Las condiciones de contorno referentes al flujo entrante o saliente se establecen cuando se conocen las propiedades dinámicas del flujo como son la dirección del flujo y el flujo másico o volumétrico en la abertura. En Flow Simulation, cuando el flujo entra en el modelo, se debe especificar la temperatura del fluido a la entrada. La presión en este tipo de aberturas se calculará como parte de la solución. Por supuesto, las condiciones de contorno referidas al flujo para análisis de flujo interno deben ser físicamente consistentes con las demás condiciones de contorno fijadas, es decir, al menos se tendrá que definir una condición de contorno de presión y una de flujo (Mentor Graphics Corporation, 2017).

Por ello, como ya definimos una condición de contorno de presión en la abertura de salida, ahora en la abertura de entrada seleccionamos una condición de flujo conocida, que como se puede observar en la Ilustración 3-15, es relativa al marco giratorio (relative to rotating fram), es decir el flujo de entrada lo da el ventilador en kg/s y no es necesario que pongamos un valor.

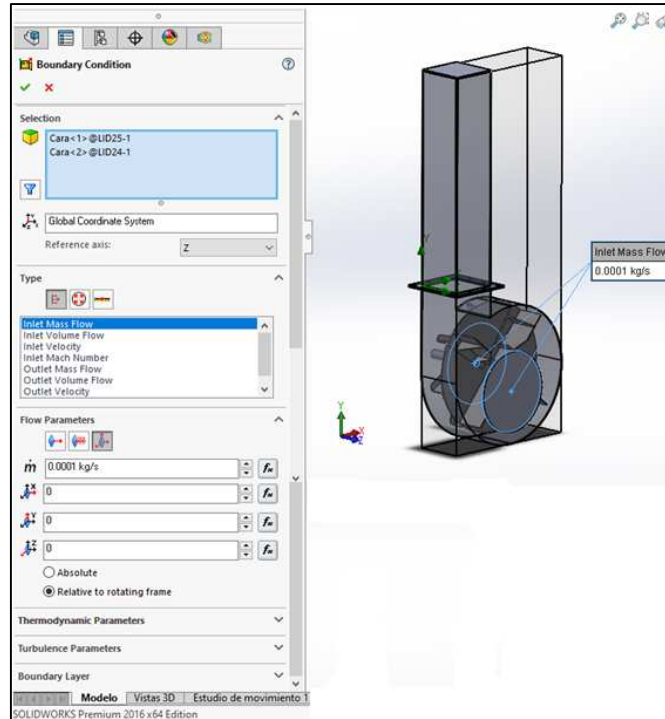


Ilustración 3-15: Condición de contorno: Flujo.

### 3.4.2.2 Condiciones de contorno de frontera

En Flow Simulation las condiciones de contorno fijadas a las paredes del modelo de forma predeterminada se basan en el principio de no deslizamiento, es decir, en fluidos viscosos la condición de no deslizamiento asume que, en una frontera sólida, la velocidad relativa del fluido respecto de dicha frontera tiene que ser igual a cero. La velocidad del fluido en todas las superficies en que haya un sólido y un fluido en contacto debe de ser igual a la velocidad de la superficie sólida. Además, las superficies sólidas son consideradas impermeables.

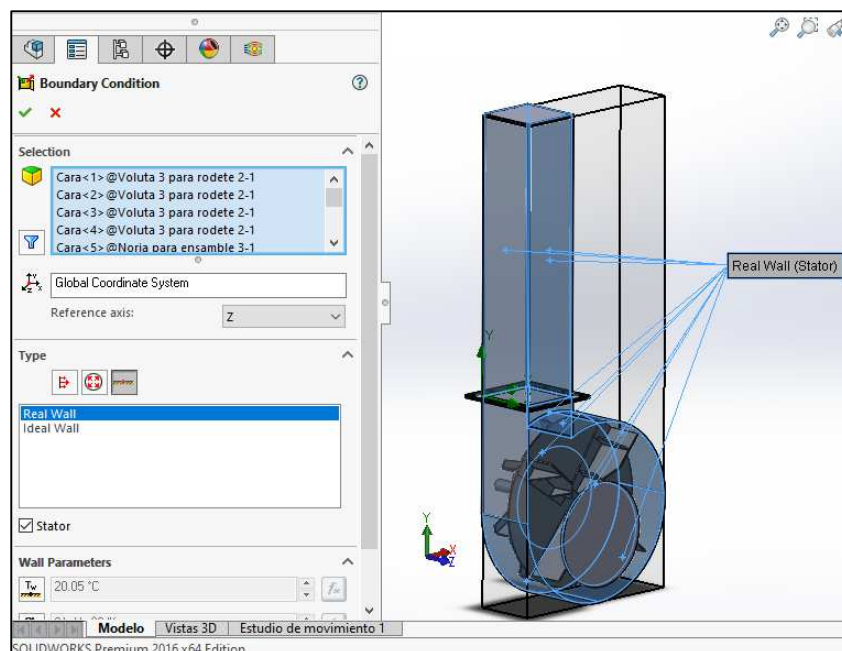


Ilustración 3-16: Condición de contorno: frontera.

Por lo que seleccionamos la opción de “Real Wall” (pared real) y estator, que indica la parte fija al haber seleccionado anteriormente que el flujo de entrada lo da un ventilador (rotor). Ver Ilustración 3-16.

### 3.4.2.3 Método de la región local rotativa.

Esta opción de análisis de modelos con elementos que poseen movimiento de rotación se emplea para el cálculo de flujos tanto en régimen transitorio como en régimen estacionario en regiones que envuelven elementos rotativos los cuales no poseen geometrías de revolución, como el rodete del ventilador.

La configuración seleccionada se muestra en la Ilustración 3-17, que básicamente es indicar el rodete y la velocidad de giro. Esta velocidad de giro ( $210 \text{ rad/s} = 2000 \text{ rpm}$ ) es el principal valor con el que se fue probando el modelo hasta dar con el que logró la velocidad de aire de transporte requerida. Vale aclarar, que también se tuvo que probar con distintos diseños de rodete y voluta.

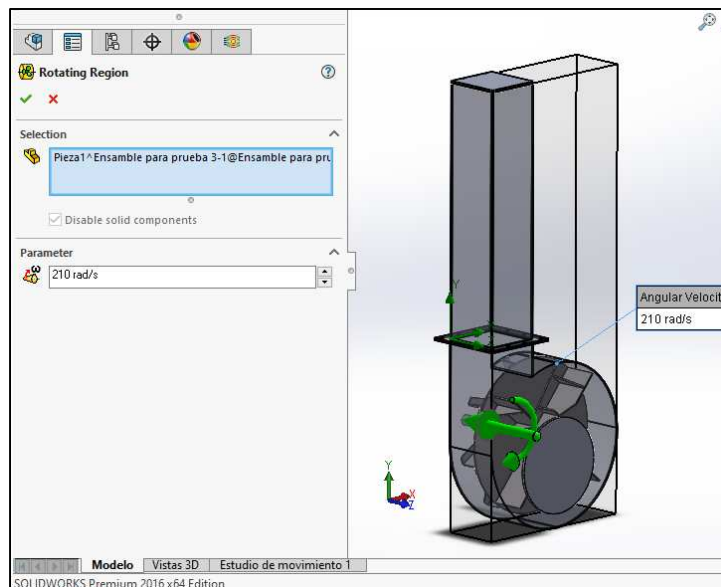


Ilustración 3-17: Región rotativa del modelo

### 3.4.2.4 Metas (Goals)

En este punto se explican las metas a conseguir mediante el análisis CFD. Las metas son los valores que se necesita que converjan para obtener una solución sin grandes fluctuaciones, es decir, una solución estable y, por lo tanto, fiable.

Las metas definidas en el modelo son los valores que necesitamos saber al final del estudio, la presión y velocidad del aire desarrolladas en el ducto de carga. El panel de configuración de dichas metas se muestra en la Ilustración 3-18 y la Ilustración 3-19.



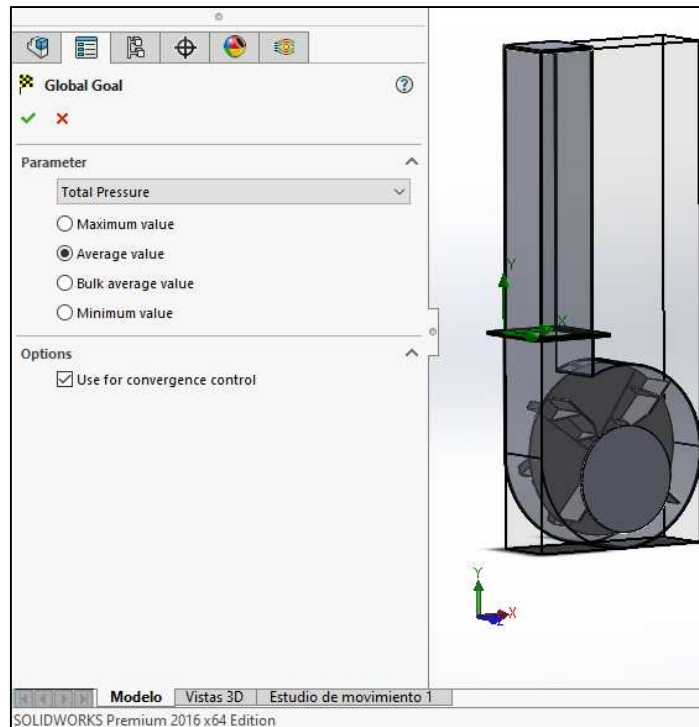


Ilustración 3-18: Meta, presión promedio.

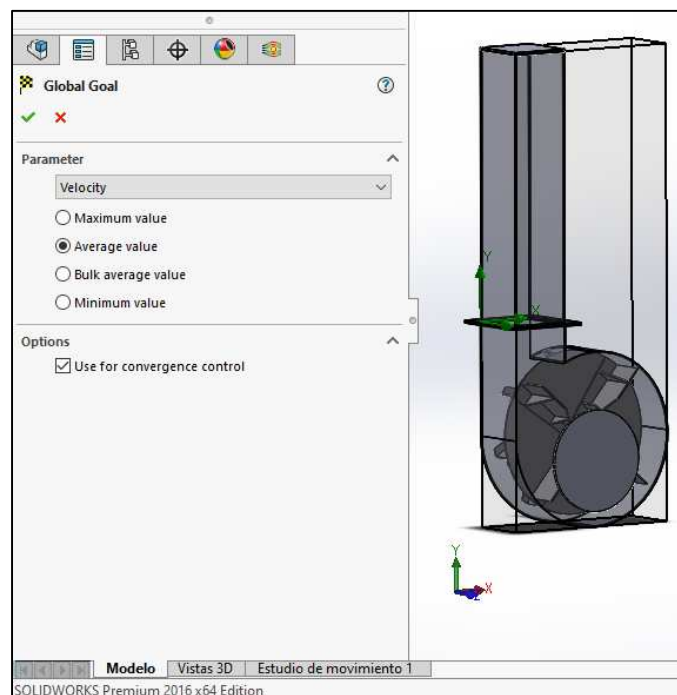


Ilustración 3-19: Meta, velocidad promedio.

### 3.4.2.5 Mallado

Mentor Graphics Corporation (2017) explica que Flow Simulation considera el modelo creado en Solidworks y genera automáticamente una malla rectangular en el dominio computacional que distingue los dominios fluido y sólido.

El dominio computacional correspondiente se genera siguiendo la forma de un paralelepípedo rectangular que encierra el modelo para el análisis 3D y el análisis 2D. Sus límites

son paralelos a los planos del Sistema de Coordenadas Global. Para los flujos internos, los planos de límite del dominio computacional encierran automáticamente sólo el paso del flujo del modelo, si no se considera la conducción de calor en sólidos. En el proceso de generación de la malla, el dominio computacional se divide en elementos rectangulares uniformes en forma de paralelepípedo, que forman la malla básica. Posteriormente, usando información sobre la geometría del modelo, las condiciones de contorno y los objetivos especificados Flow Simulation construye la malla valiéndose de varios refinamientos, es decir, dividiendo los elementos de la malla básica en elementos más pequeños, lo que representa mejor el modelo y las regiones de fluido.

Esta opción se seleccionó como automática para que el software defina por sí solo la mejor configuración.

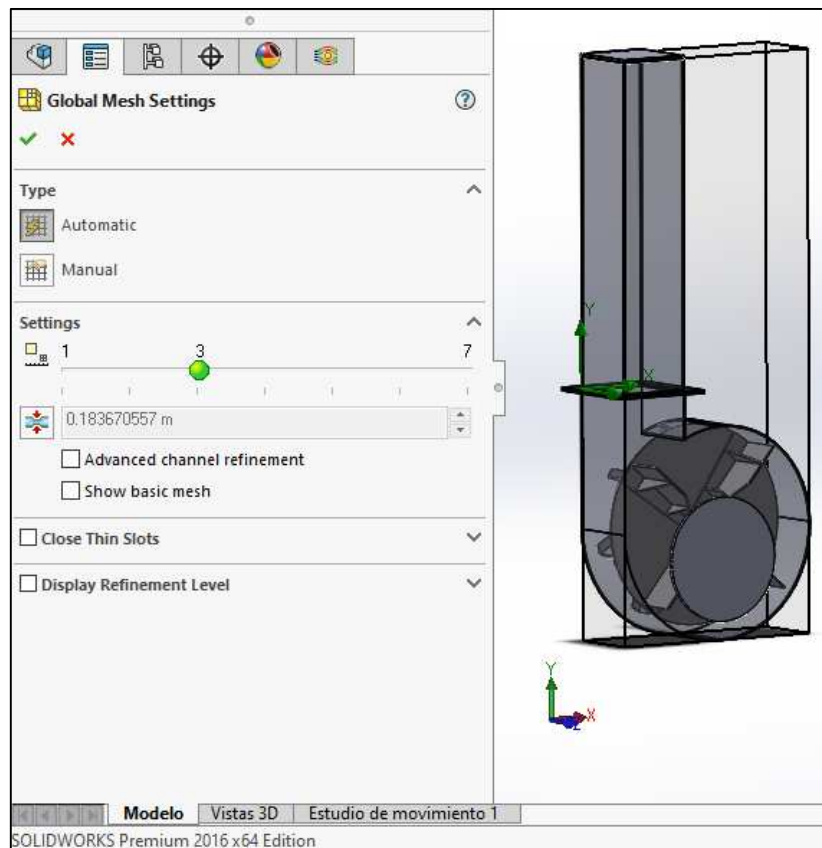


Ilustración 3-20: Mallado.

### 3.4.2.6 Resultados

Se logró con éxito el diseño ya que se creó un modelo en 3D, se introdujeron los datos iniciales conocidos y el objetivo final de la velocidad del aire de 30 m/s se superó.

Luego de varias modificaciones y pruebas se obtuvo el siguiente diseño: la velocidad de giro del rodete (2000 rpm, valor normal por comparaciones realizadas) y la velocidad del aire (mínimo 41 m/s, máximo 46 m/s y promedio 43 m/s) que cumple con lo requerido, incluso con un margen de seguridad.

La Ilustración 3-21 es una captura del Software una vez terminado el análisis e indica la distribución de la velocidad del aire por medio de una escala de colores, que ingresa por detrás (lado de 8 álabes con el eje para conectar al motor hidráulico) y luego de ser succionado por el rodete asciende por el ducto como era esperado. Como se ve, tiene color verde en la última parte del espiral de la voluta que ya conecta con el ducto, lo que indica que tiene mayor velocidad y así debería ser teóricamente, confirmando el correcto análisis. Cabe destacar, que la escala de colores mostrada a la izquierda de la imagen no marca los valores mínimos y máximos sino que muestra desde cero hasta un valor superior al máximo logrado. Luego, en el modelo los colores nos muestran las regiones de mayor y menor velocidad.

La Ilustración 3-22, es igual que la Ilustración 3-21 pero con una vista frontal del modelo, por donde ingresa el material y también aire.

La Ilustración 3-23, indica la distribución del aire a través de un plano de contornos, también con una escala de colores.

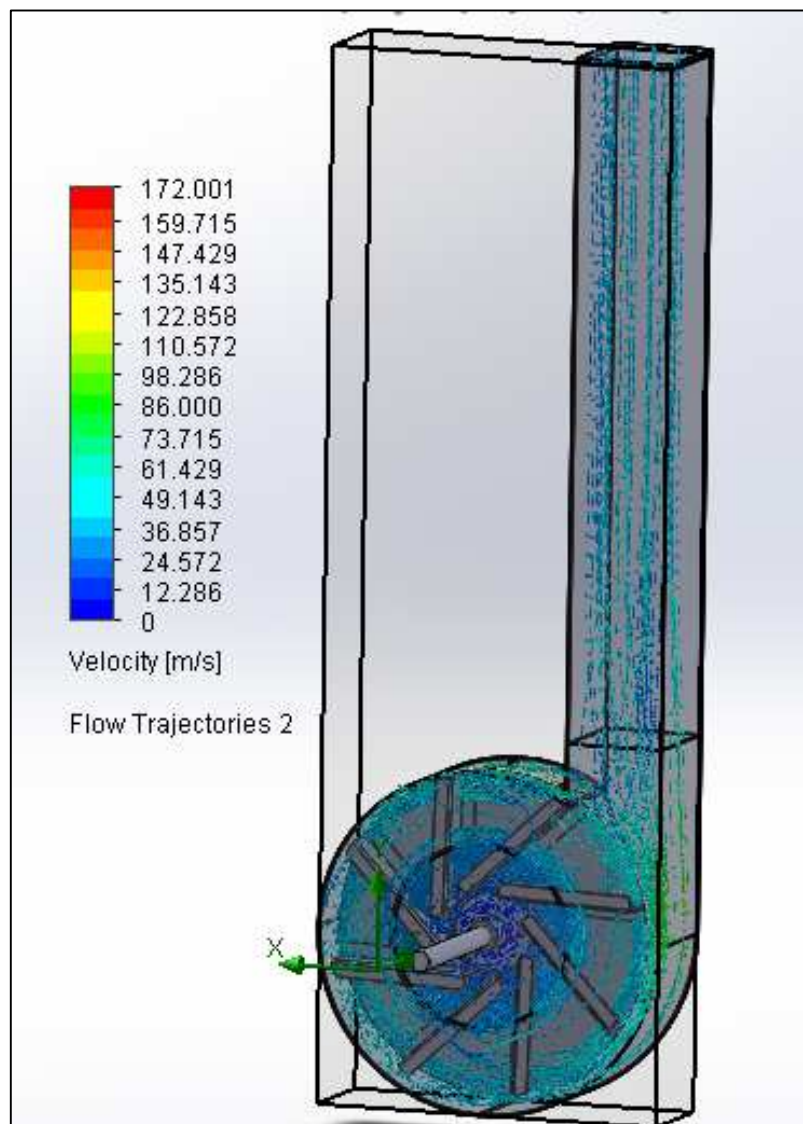


Ilustración 3-21: Distribución de la velocidad del aire, vista posterior.

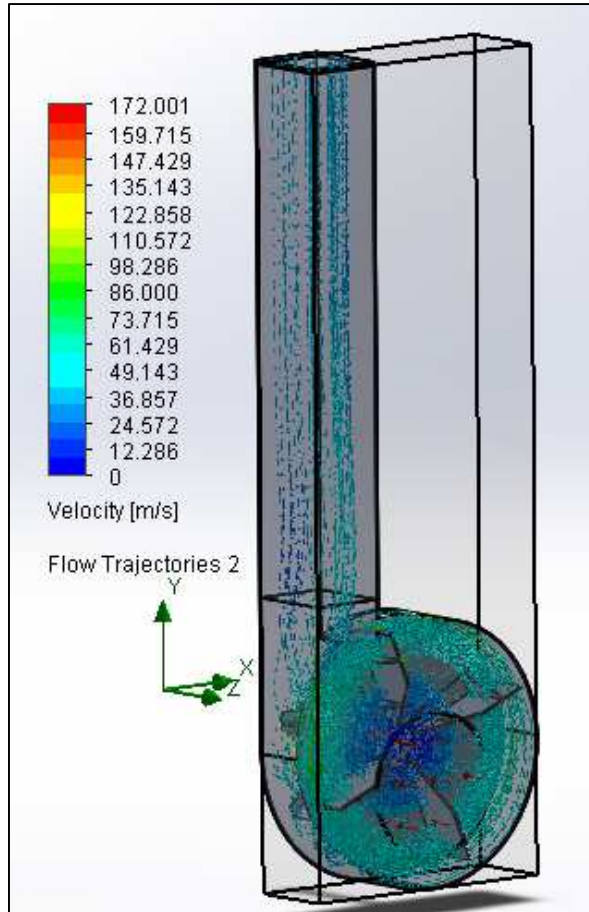


Ilustración 3-22: Distribución de la velocidad del aire, vista frontal.

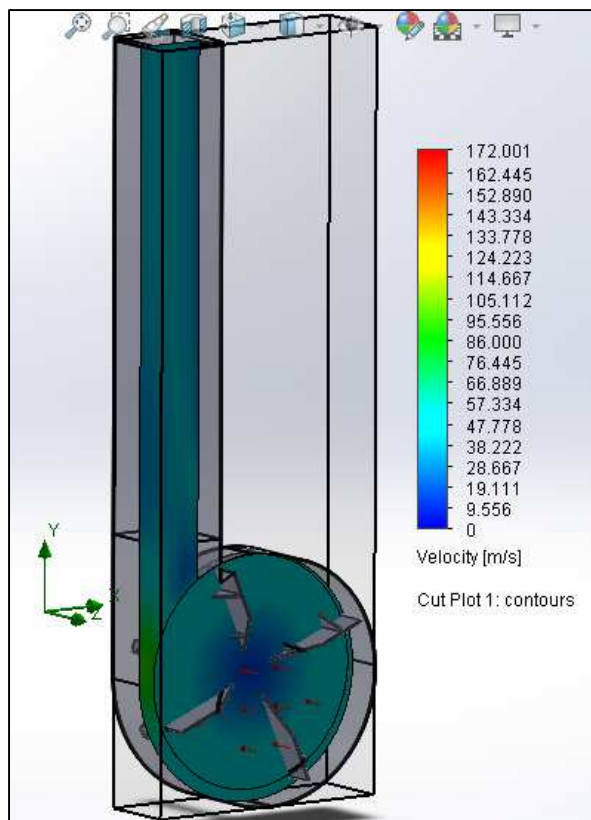


Ilustración 3-23: Distribución de la velocidad del aire, plano de contornos.

Por último, para expresar los resultados del análisis el software arroja una tabla con los valores de velocidad y de presión.

Tabla 3-1: Valores promedio de la velocidad del aire dentro del dominio computacional.

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Use In Convergence
GG Av Velocity 1	[m/s]	42,33740313	43,02308435	41,00048163	46,2033584	Yes

Se puede ver que el mínimo del promedio es 41 m/s (porque en realidad la velocidad mínima del aire dentro del dominio es cero, lo que está en contacto con las paredes fijas) siendo el promedio de 42,33 m/s.

Tabla 3-2: Valores promedio de la presión del aire dentro del dominio computacional.

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Use In Convergence
GG Av Total Pressure 1	[bar]	1,016077787	1,033675503	1,016077787	1,048082543	Yes

La presión mínima generada por el ventilador es de 1,01607 bar o 101607 Pa, logrando un diferencial de presión de 635 Pa ya que el aire ingresa a presión atmosférica (101325 Pa). Este valor se toma en cuenta para calcular la potencia que consume.

### 3.4.2.7 Cálculo de potencia del ventilador

Para calcular la potencia que consumirá el ventilador, girando en vacío, utilizaremos los datos arrojados por el Software, a saber:

Velocidad del aire lograda: 41 m/s

Área del ducto de carga:  $0,072 \text{ m}^2$  ( $A = b \times h = 0,265 \text{ m} \times 0,272 \text{ m} = 0,072 \text{ m}^2$ )<sup>1</sup>

Presión producida por el ventilador: 635 Pa

Primero necesitamos saber el caudal real,

$$Q = V \times A = 41 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,072 \text{ m}^2 = 2,95 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Donde:

Q: Caudal ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

V: Velocidad del aire, valor mínimo del promedio (m/s)

A: Área del ducto de carga ( $\text{m}^2$ )

<sup>1</sup> Este valor supera el calculado en la sección 3.4.1.6 debido al diseño adoptado, lo cual no es problema porque lo supera.

Ahora podemos calcular la potencia que consumirá el ventilador en vacío, es decir sin la introducción de material, según (Mills, 2004):

$$P = Q \times \Delta P = 2,95 \frac{m^3}{s} \times 635 Pa = 1873,25 W = 1,87 kW$$

Donde:

P: Potencia (W)

Q: Caudal (m<sup>3</sup>/s)

$\Delta P$ : Diferencial de presión generado por el ventilador (Pa)

### **3.5 Memoria de cálculo de la estructura**

En esta sección se describirá el cálculo realizado de la estructura del cargador, como así también sus uniones soldadas, pernos, el eje del ventilador con sus rodamientos y los cilindros hidráulicos.

#### **3.5.1 Eje del ventilador**

Para calcular la sección del eje es necesario conocer la potencia del ventilador para poder calcular las fuerzas a la que estará sometido. La potencia total se obtiene de la suma de la potencia calculada en 3.4.2.7 que corresponde al giro en vacío del ventilador y la potencia debida al peso del material cargado, por lo tanto:

$$P_T = P + P_m$$

Donde

$P_T$ : Potencia total

P: Potencia para giro en vacío

$P_m$ : Potencia debida al material cargado

Para obtener  $P_m$  se calcula el volumen del material que ingresa a la cavidad entre dos álabes del ventilador y luego a través del peso específico su peso, que al estar sometido a una velocidad de giro permitirá obtener la potencia. Dicho procedimiento de cálculo se presenta a continuación:

$$F_p = P_e \times v$$

Donde

$F_p$ : Fuerza peso (kg)

$P_e$ : Peso específico, tomamos el de los granos de maíz que es el mayor (850 kg/m<sup>3</sup>)

$v$ : Volumen, que es obtenido del Software Solid Works, tiene un valor de 0,017 m<sup>3</sup> (ver Ilustración 3-24)

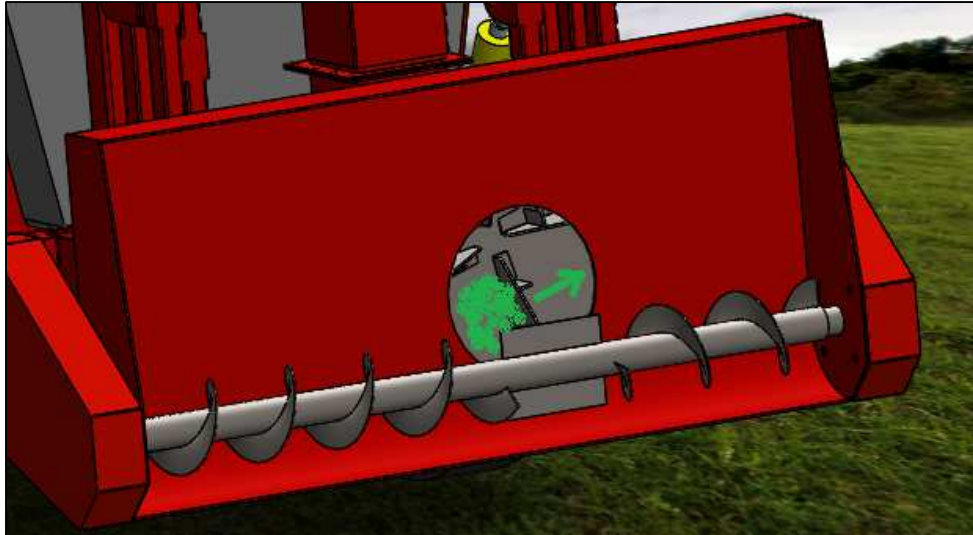


Ilustración 3-24: Volumen del material que ingresa al cargador.

Reemplazando,

$$F_p = 850 \text{ kg/m}^3 \times 0,017 \text{ m}^3$$

$$F_p = 14,5 \text{ kg}$$

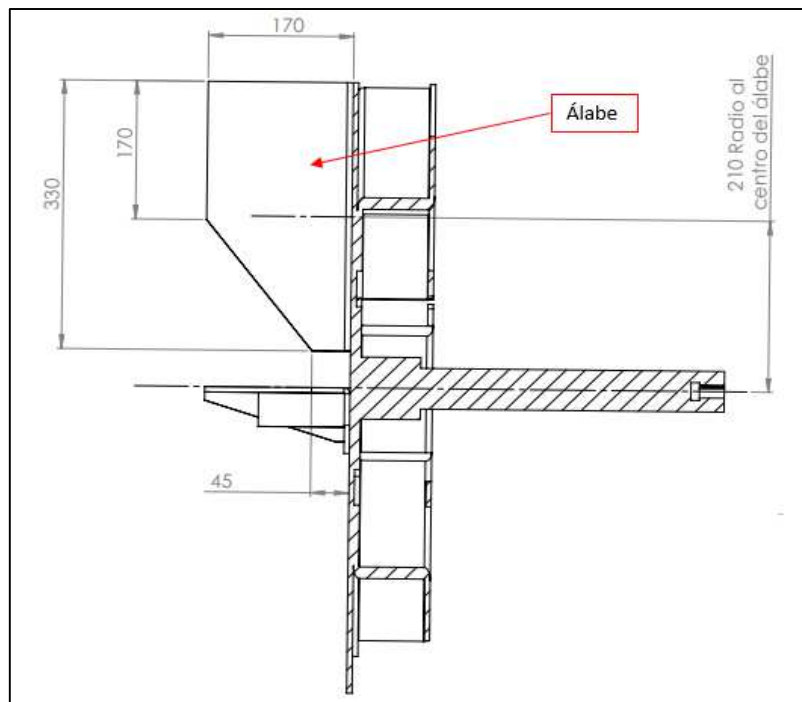


Ilustración 3-25: Vista en corte del rodete del ventilador.

En la Ilustración 3-25 se observan las medidas del álabe que impulsa el material y la distancia de su centro al eje del rodete (210 mm), que se utiliza para obtener el momento de torsión que causa el peso del material que impulsa (14,5 kg),

$$M = F_p \times d$$

Donde

$M$ : Momento de torsión

$d$ : Distancia del centro del álabe al eje del rodete, brazo de palanca

$$M = 14,5 \text{ kg} \times 0,21 \text{ m}$$

$$M = 3,04 \text{ kgm}$$

$$P_m = \frac{M \times rpm}{71620}$$

$$P_m = \frac{3,04 \times 2000 \text{ rpm}}{71620}$$

$$P_m = 0,085 \text{ CV} = 0,06 \text{ kW}$$

$$P_T = P + P_m$$

$$P_T = 1,87 \text{ kW} + 0,06 \text{ kW}$$

$$P_T = 1,93 \text{ kW} = 2,60 \text{ CV}$$

Con esta potencia se selecciona un motor hidráulico en la sección 3.5.1.2 cuya máxima potencia es de 2,60 kw (3,49 CV) por lo que se decide tomar dicho valor para el cálculo.

Ahora, con la potencia total podemos obtener el momento de torsión que ocasiona el rodete y luego con el diámetro del eje (31,75 cm) se obtiene la fuerza.

$$M = \frac{71620 \times P_T}{rpm}$$

$$M = \frac{71620 \times 3,90}{2000}$$

$$M = 124,97 \cong 125 \text{ kgcm}$$

Donde  $M = 125 \text{ kgcm}$  es el momento de torsión producido por el rodete cargado con material

$$F_r = \frac{2 \times M}{\emptyset_e}$$

Donde

$F_r$ : Fuerza del rodete (kg)

$\emptyset_e$ : Diámetro del eje (cm)

$$F_r = \frac{2 \times 125}{3,17}$$

$$F_r = 78,86 \text{ kg}$$

Por otro lado, se obtuvo del Software Solid Works el peso del rodete

$$P_r = 58 \text{ kg}$$



Se propone el diseño de eje de la Ilustración 3-26, del cual se analizarán los esfuerzos variables a los que está sometido y se comprobará su sección bajo el criterio de Soderberg para los esfuerzos equivalentes (Faires, 1995).

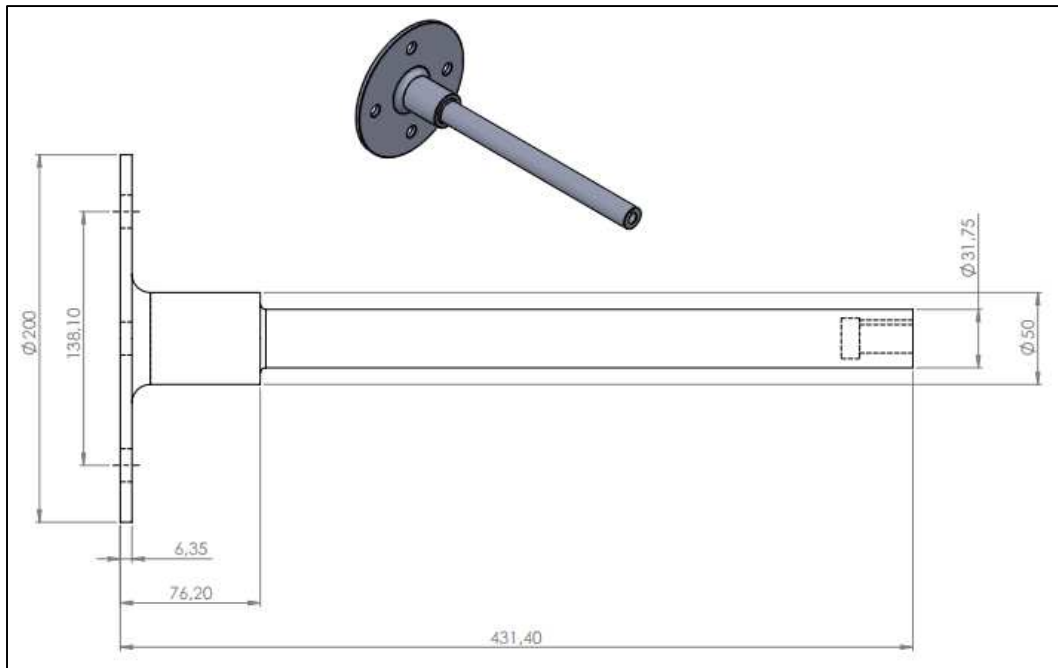


Ilustración 3-26: Eje del rodete

Se comienza con la obtención de los momentos flectores máximos de acuerdo a la distribución de las cargas y apoyos mostrados en la Ilustración 3-27 que es una vista lateral del rodete con su soporte y el motor hidráulico acoplado.

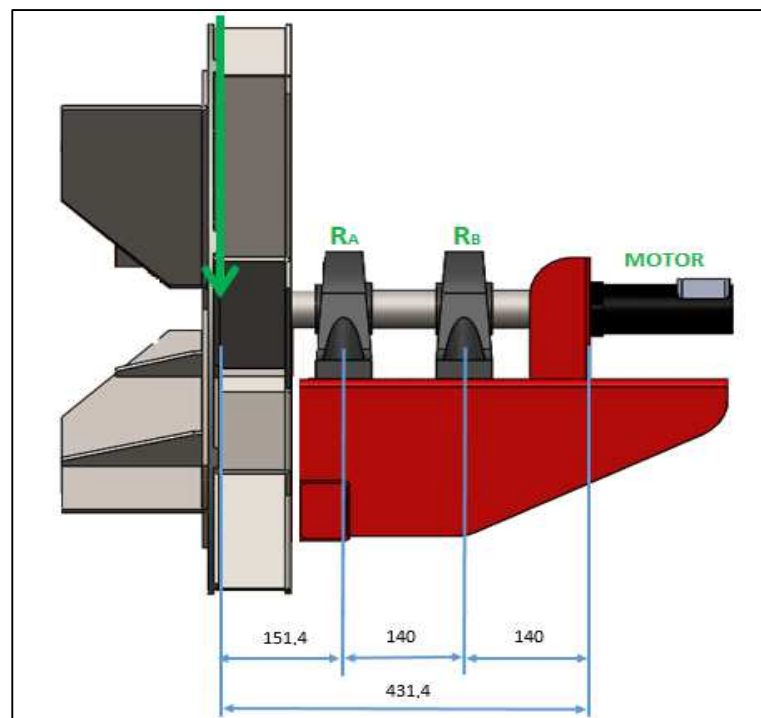


Ilustración 3-27: Vista lateral del rodete con el eje, motor y soporte.

$R_A$  y  $R_B$  son los apoyos, donde están ubicados los rodamientos,  $F_m$  es la fuerza que realiza el motor (calculada por medio de la potencia y el diámetro del eje) y por último en extremo izquierdo del eje donde se acopla el rodete tenemos las dos fuerzas  $F_r$  y  $P_r$  que éste ejerce, en los planos XZ e YZ, respectivamente.

Las distancias están acotadas a los centros de los rodamientos y a los extremos del eje.

**Plano XZ.**

En este plano actúa la fuerza del rodete  $F_r$  calculada anteriormente y la  $F_m$  con las consecuentes reacciones  $R_{AX}$  y  $R_{BX}$ .

$$F_r = 78,86 \text{ kg} \cong 79 \text{ kg}^2$$

$$F_m = \frac{2 \times M}{\varnothing_e}$$

Donde

$F_m$ : Fuerza del motor (kg)

$M$ : Momento de torsión generado por el motor (kgcm)

$\varnothing_e$ : Diámetro del eje en la sección donde se acopla el motor (cm)

$$F_m = \frac{2 \times 125}{3,17}$$

$$F_m = 78,86 \text{ kgcm} \cong 79 \text{ kgcm}$$

Ya definidas las fuerzas, se calcula el momento flector

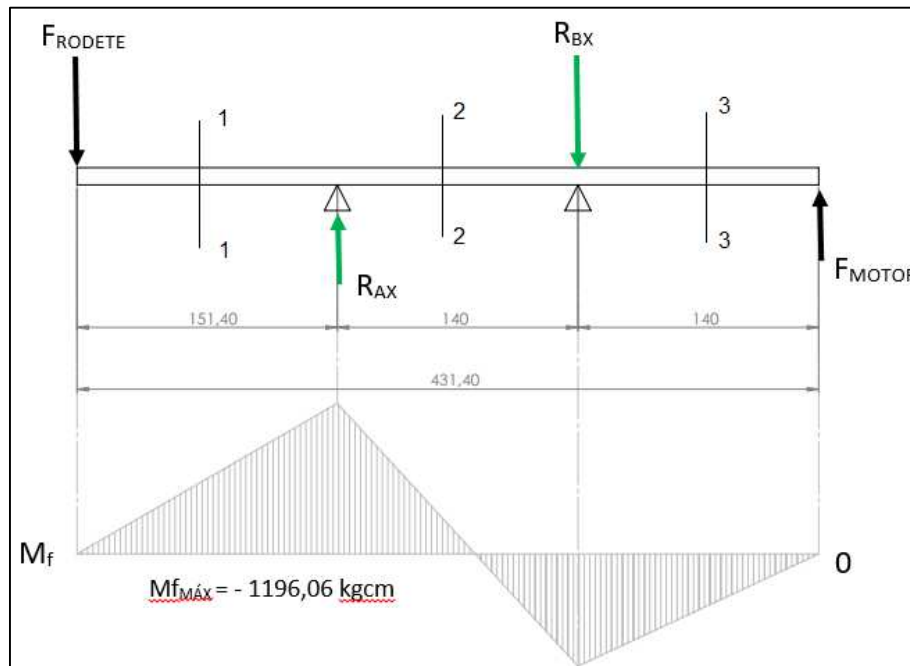


Ilustración 3-28: Diagrama de momento flector, eje de rodete, plano XZ.

<sup>2</sup> Se toma esta fuerza igual a 79 kg tomando un criterio conservador para el cálculo.

$$\varepsilon M_A = -F_r \times 15,14 + R_{BX} \times 14 - F_m \times 28 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_A$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto A, donde se encuentra  $R_{AX}$  (kgcm)

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_{BX}$ , la cual se despeja

$$R_{BX} = \frac{F_r \times 15,14 + F_m \times 28}{14}$$

$$R_{BX} = \frac{79 \times 15,14 + 79 \times 28}{14}$$

$$R_{BX} = 243,43 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en X, que también es cero siguiendo el principio de un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_X = -F_r + R_{AX} - R_{BX} + F_m = 0$$

Despejando  $R_{AX}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{AX} = F_r + R_{BX} - F_m$$

$$R_{AX} = 79 + 243,43 - 79$$

$$R_{AX} = 243,43 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

#### Sección 1-1<sub>XZ</sub>.

$$M_{1-1} = -F_r \times 15,14$$

$$M_{1-1} = -79 \times 15,14$$

$$M_{1-1} = -1196,06 \text{ kgcm}$$

#### Sección 2-2<sub>XZ</sub>.

$$M_{2-2} = -F_r \times 29,14 + R_{AX} \times 14$$

$$M_{2-2} = -79 \times 29,14 + 243,43 \times 14$$

$$M_{2-2} = 1105,96 \text{ kgcm}$$

#### Sección 3-3<sub>XZ</sub>.

$$M_{3-3} = -F_r \times 43,14 + R_{AX} \times 28 - R_{BX} \times 14$$

$$M_{3-3} = -79 \times 43,14 + 243,43 \times 28 - 243,43 \times 14$$

$$M_{3-3} = 0 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 3-28, que el momento flector máximo en este plano es de -1196,06 kgcm y en la ubicación de la reacción  $R_{AX}$ .

#### Plano YZ.

En este plano actúa la fuerza peso del rodete  $P_r$  y las consecuentes reacciones  $R_{AY}$  y  $R_{BY}$ .

Se plantean las sumatorias de momentos y de fuerzas en Y, de acuerdo a un sistema en equilibrio:

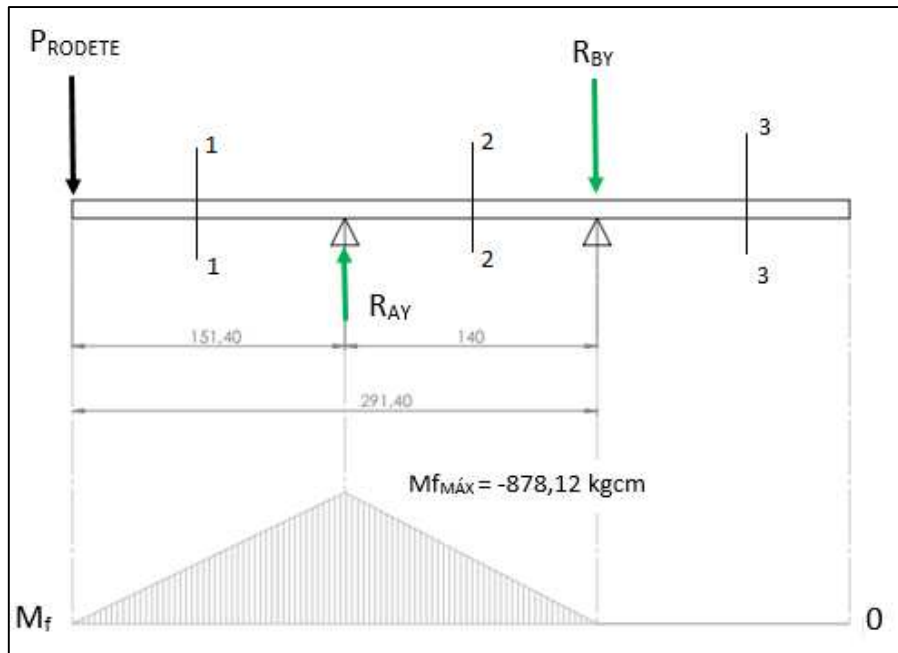


Ilustración 3-29: Diagrama de momento flector, eje de rodete, plano YZ.

$$\varepsilon M_A = -P_r \times 15,14 + R_{BY} \times 14 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_A$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto A, donde se encuentra  $R_{AY}$  (kgcm)

Despejando  $R_{BY}$

$$R_{BY} = \frac{P_r \times 15,14}{14}$$

$$R_{BY} = \frac{58 \times 15,14}{14}$$

$$R_{BY} = 62,72 \text{ kg} \cong 63 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en Y

$$\varepsilon F_Y = -P_r + R_{AY} - R_{BY} = 0$$

Despejando  $R_{AY}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{AY} = P_r + R_{BY}$$

$$R_{AY} = 58 + 63$$

$$R_{AY} = 121 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

**Sección 1-1<sub>YZ</sub>.**

$$M_{1-1} = -P_r \times 15,14$$

$$M_{1-1} = -58 \times 15,14$$

$$M_{1-1} = -878,12 \text{ kgcm}$$

**Sección 2-2<sub>YZ</sub>.**

$$M_{2-2} = -P_r \times 29,14 + R_{AY} \times 14$$

$$M_{2-2} = -58 \times 29,14 + 121 \times 14$$

$$M_{2-2} = 0 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 3-29, que el momento flector máximo en este plano es de -878,12 kgcm y en la ubicación de la reacción  $R_{AY}$ .

Terminado este análisis, se procede por trigonometría a calcular la resultante del momento flector tomando las componentes de los planos XZ e YZ, en la sección donde se encuentra el apoyo A, donde las componentes son mayores:

$$Mf_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{1-1XZ}^2 + M_{1-1YZ}^2}$$

$$Mf_{m\acute{a}x} = \sqrt{1196,06^2 + 878,12^2}$$

$$Mf_{m\acute{a}x} = 1483,79 \text{ kgcm}$$

Ahora bien, aplicando el criterio de Soderberg, comprobamos si la sección del eje resistirá, con un coeficiente de seguridad de como mínimo 2.

#### **Datos para la verificación del eje.**

Los datos de los materiales seleccionados fueron tomados de las tablas del Apéndice del libro (Faires, 1995).

Material seleccionado: SAE-1045

$S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)

$S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2488,80 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

$S'_n = 0,5 \times S_u = 3374,50 \text{ kg/cm}^2$  (Límite de fatiga)

$K_1 = 1,1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al estado de la superficie, pulida esmerilada, según Figura AF-5 (Mills, 2004) p.751)

$K_2 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al tipo de esfuerzo: flexión)

$K_3 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al diámetro de la sección: superior a  $\frac{1}{2}$ " )

$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times S'_n = 3712 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga)

$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 2227,20 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga en corte)

$K_f = 1,6$  (Factor de entalla de reducción de resistencia a la fatiga, tabla AT-13 (Faires, 1995) p.751)

$$Z = \frac{\pi \times \varnothing_e^3}{32} = \frac{\pi \times 3,17^3}{32} = 3,14 \text{ cm}^3 \text{ (Módulo resistente)}$$

#### **Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de flexión.**

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, se tiene

$$S_m = \text{Esfuerzo medio} = 0$$

$$S_a = \text{Esfuerzo alterno} = \frac{M_{f_{\max}}}{Z} = \frac{1483,79}{3,14} = 472,54 \text{ kg/cm}^2$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_e$

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

$$S_e = 0 + 472,54 \times 1,6$$

$$S_e = 756,06 \text{ kg/cm}^2$$

### Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de corte.

Suponiendo un par de torsión constante, se tiene

$$S_{ms} = \text{Esfuerzo medio en corte} = \frac{M}{Z} = \frac{125}{3,14} = 39,80 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{as} = \text{Esfuerzo alterno en corte} = 0$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_{es}$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + S_{as} \times K_{fs}$$

$$S_{es} = \frac{2227,20}{2488,80} \times 39,80 + 0$$

$$S_{es} = 35,61 \text{ kg/cm}^2$$

### Ecuación de esfuerzos combinados

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

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{756,06}{3712}\right)^2 + \left(\frac{35,61}{2227,20}\right)^2$$

$$N = \sqrt{\frac{1}{0,0417}}$$

$$N = 4,89$$

Este resultado indica que el eje verifica para el servicio al que será sometido, si bien el coeficiente supera al esperado se decide aceptarlo debido a que ya no es posible disminuir el diámetro del eje por cuestiones constructivas (acople mediante chaveta con el motor hidráulico que requiere pared, evitar vibraciones durante el servicio) y el estar sobredimensionado no implica un coste o un peso extra significativo.

#### 3.5.1.1 Cálculo de los pernos de unión del eje con el rodete

En esta sección, con un coeficiente de seguridad de  $N=3$ , se calculará el diámetro necesario de los bulones (c/u 4) para unir el rodete con el eje.

Como se observa en la Ilustración 3-26, el diámetro entre centros de los agujeros donde van dichos bulones es de  $\varnothing_{ec} = 13,81$  cm y el momento torsor al que estarán sometidos es de  $M = 93,11$  kgcm. Dicho esto, el esfuerzo a calcular es de corte y estará dado por la fuerza  $F$ :

$$F = \frac{2 \times M}{\varnothing_{ec}} = \frac{2 \times 125}{13,81} = 18,10 \text{ kg}$$

La calidad de los bulones comerciales es 4.6 (según Norma ISO-898-1) con una resistencia de fluencia de  $S_y = 2400$  kg/cm<sup>2</sup>

La resistencia de diseño se obtiene considerando el factor de seguridad:

$$S_d = \frac{S_y \times 0,6}{N} = \frac{1440}{3} = 480 \text{ kg/cm}^2$$
$$S_d = \frac{F}{4 \times A} = \frac{F}{4 \times \frac{\pi \times \varnothing_b^2}{4}}$$

Donde  $A$  es el área multiplicada por 4 debido a que son 4 bulones, despejando el diámetro de los bulones  $\varnothing_b$  queda:

$$\varnothing_b = \sqrt{\frac{F}{\pi \times S_d}} = \sqrt{\frac{18,1}{\pi \times 480}} = 0,11 \text{ cm}$$

Se seleccionan 4 bulones M6 ( $\varnothing$  6 mm).

### 3.5.1.2 Selección del motor hidráulico para el ventilador

Para la selección del motor hidráulico que accionará el ventilador se tienen en cuenta dos valores de los calculados en las secciones anteriores: la velocidad de giro (rpm) y la potencia (kW), que conforman las prestaciones que deberá entregar el motor sin estar forzado. También se debe tener en cuenta la presión del sistema hidráulico, que en este proyecto se considera de 120 kg/cm<sup>2</sup>, presión usual en el mercado de tractores.

- Velocidad de giro requerido: 2000 rpm
- Potencia requerida: 2,60 CV = 1,93 kW
- Presión del circuito hidráulico: 117,68 barg (120 kg/cm<sup>2</sup>)

Se utilizó el catálogo de la marca Verion (Verion) para seleccionar el motor, y los datos del mismo son:

- Tipo: Motor orbital
- Modelo: M8
- Cilindrada: 8,20 cm<sup>3</sup>/rev
- Velocidad continua de trabajo: 1950 rpm
- Potencia continua de trabajo: 1,80 kW

- Potencia máxima de trabajo: 2,60 kW
- Caudal máximo en trabajo continuo: 16 l/min
- Máxima presión en trabajo continuo: 140 barg

En la Ilustración 3-30 podemos ver de forma más completa los datos técnicos (marcados en rojo) del motor orbital M8.

		ESPECIFICACIONES TÉCNICAS						
TIPO		M 8	M 12	M 20	M 32	M 40	M 50	
<b>CILINDRADA</b>	(cm <sup>3</sup> /rev)	8,2	12,9	20	31,8	40	50	
<b>VELOCIDAD MÁXIMA</b>	cont.	1950	1550	1000	630	500	400	
	(rpm)	int.	2440	1940	1250	790	625	500
<b>TORQUE MÁXIMO</b>	cont.	1,2	1,7	2,6	4,2	4,2	4,5	
	(da Nm)	int.	1,5	2,3	3,5	5,7	5,7	5,8
		pico	2,1	3,3	5,1	6,4	6,6	8,0
<b>POTENCIA MÁXIMA</b>	cont.	1,8	2,4	2,4	2,4	1,8	1,7	
	(Kw)	int.	2,6	3,2	3,2	3,2	3,0	2,1
<b>PRESIÓN DIFERENCIAL</b>	cont.			105		82,5	70	
	(bar)			140		110	90	
				200		140	125	
<b>CAUDAL MÁXIMO</b>	cont.	16			20			
	(l/min.)	int.	20		25			
<b>PRESIÓN MÁXIMA</b>	cont.				140			
	(bar)				175			
					225			
<b>PRESIÓN MÁXIMA EN LÍNEA DE RETORNO SIN DRENAJE</b>	cont.		140			140		
	cont.		105			105		
	cont.		50			50		
	(bar)		20			-		
	int.		140			140		
<b>PRESIÓN MÁXIMA EN LÍNEA DE RETORNO CON DRENAJE</b>	cont.				140			
	(bar)				175			
					225			
<b>PRESIÓN MÁXIMA DE ARRANQUE SIN CARGA</b>	(bar)				4			
<b>TORQUE DE ARRANQUE MÍNIMO</b>	máx. pres. dif. cont.	0,7	1,2	2,1	3,4	3,3	3,7	
	(da Nm)	máx. pres. dif. int.	1,0	1,7	2,9	4,8	4,6	4,8
<b>RPM MÍNIMA</b>	(RPM)	50	40	30	30	25	20	
<b>PESO</b>	(Kg)	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,5	
<b>DIMENSIONES</b>	L. 1 mm	109	111	114	119		123	
	L. 2 mm	112,5	114,5	117,5	122,5		118	
	L. 3 mm	104	106	109	114		126	
	L. 4 mm	107,5	109,5	115,5	117,5		121	
	L. 5 mm	3,5	5,5	8,2	13,5		20	

Ilustración 3-30: Especificaciones técnicas de motores orbitales (Verion)

### 3.5.1.3 Cálculo de los rodamientos para el eje del rodete

Como se puede observar en la Ilustración 3-27, el eje del ventilador va montado sobre dos rodamientos comerciales que para seleccionarlos se requiere calcular la capacidad de carga dinámica básica además de saber el diámetro y velocidad de giro del eje.





Para realizar dicho cálculo, se tomó el procedimiento del libro (Faires, 1995) p.445, que se describe a continuación.

Lo primero que se define es la fuerza radial que sufrirá el rodamiento, que en este caso es la resultante de las componentes en XZ e YZ calculadas anteriormente en cada uno de los apoyos:

$$F_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}$$

Donde

$F_A$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo A (kg)

$R_{AX}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo A (kg)

$R_{AY}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo A (kg)

$$F_A = \sqrt{2403,43^2 + 121^2}$$
$$F_A = 271,84 \text{ kg}$$

Ahora, en el apoyo B

$$F_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}$$

Donde

$F_B$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo B (kg)

$R_{BX}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo B (kg)

$R_{BY}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo B (kg)

$$F_B = \sqrt{243,43^2 + 63^2}$$
$$F_B = 251,45 \text{ kg}$$

Como la fuerza en el apoyo A es mayor, es la que se selecciona para el cálculo de la capacidad de carga dinámica básica, dato con el cual ingresamos a los catálogos de rodamientos para seleccionar el adecuado:

$$F_R = (B_{10})^{1/K} \times F_E$$

Donde

$F_R$ : Capacidad de carga dinámica básica (kg)

$B_{10}$ : Número deseado de revoluciones antes de que ocurran el 10% de fallos, expresado en Mr (millones de revoluciones)

$K$ : Coeficiente adimensional de Palmgren, que se toma igual a 3 para rodamientos a bolas e igual a 10/3 para rodamientos a rodillos

$F_E$ : Carga equivalente que soporta el rodamiento, en este caso es directamente la carga radial  $F_A$  (kg)



Primero se obtiene  $B_{10}$ , utilizando las rpm a las que girará el eje

$$B_{10} = hs \times 60 \times rpm \times 10^{-6}$$

La cantidad horas seleccionadas con una probabilidad del 90% de que el rodamiento no falle en ese tiempo, se selecciona de la Tabla 3-3.

$$B_{10} = 8000 \times 60 \times 2000 \text{ rpm} \times 10^{-6}$$

$$B_{10} = 960 \text{ Mr}$$

$$F_R = (960)^{1/3} \times 271,84$$

$$F_R = 2681,66 \text{ kg} = 25,4 \text{ kN}$$

Tabla 3-3: Duración o vida útil de proyecto para rodamientos giratorios, horas (Faires, 1995) p.446

TIPO DE SERVICIO	HORAS (vida 90 %)
Uso poco frecuente: instrumentos, aparatos de demostración, puertas correderas . . . . .	500
Motores de aviación . . . . .	500 a 2000
Uso intermitente, con interrupciones de servicio de importancia secundaria: herramientas de mano, máquinas movidas a mano en general, maquinaria agrícola, aparejos elevadores, grúas de montaje o de fundiciones, máquinas domésticas . . . . .	4000 a 8000
Uso intermitente, donde la seguridad de funcionamiento es importante: dispositivos móviles de trabajo en líneas de montaje, elevadores, grúas y máquinas herramientas poco frecuentemente usadas . . . . .	8000 a 12 000
Servicio de 8 horas, no utilizadas totalmente: transmisiones de engranajes, motores eléctricos. . . . .	12 000 a 20 000
Servicio de 8 horas, totalmente utilizadas: máquinas en general, grúas, soplantes o ventiladores, árboles de transmisión de talleres . . . . .	20 000 a 30 000
Servicio de 24 horas, funcionando continuo: separadores, compresores, bombas, transportadores de rodillos, montacargas o elevadores de minas, motores eléctricos . . . . .	40 000 a 60 000
Servicio de 24 horas, donde la seguridad de funcionamiento es importante: máquinas en plantas de proceso continuo, tales como de papel, celulosa; centrales eléctricas, estaciones de bombeo, máquinas para servicio continuo a bordo de buques . . . . .	100 000 a 200 000

Resumiendo los resultados para ingresar al catálogo de rodamientos:

- Diámetro del eje: 31.75 mm
- Revoluciones: 2000 rpm
- Carga dinámica básica: 25,4 kN

Se selecciona del catálogo de la marca SKF (SKF, s.f.) El siguiente rodamiento:

- Rodamiento a bolas, con soporte
- Código: UCP-207-20
- $F_R$ : 25,5 kN
- Velocidad máxima: 4300 rpm
- Diámetro interior: 31,75 mm
- Ancho: 46 mm
- Peso: 1,55 kg

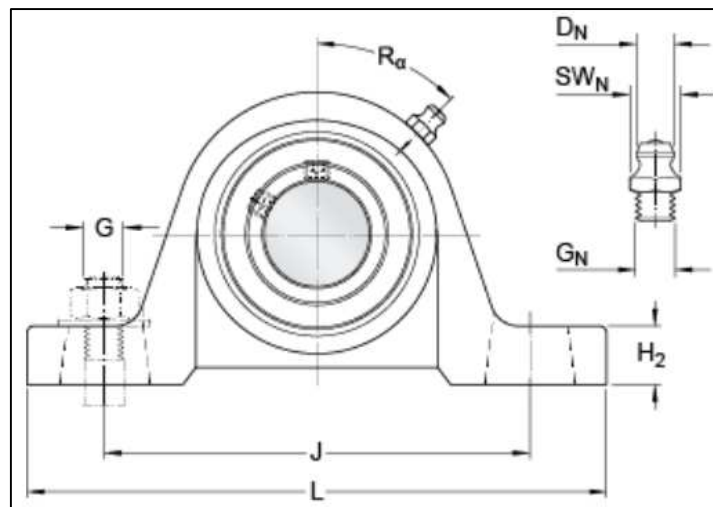


Ilustración 3-31: Imagen del rodamiento UCP-207-20 tomada del catálogo SKF (SKF, s.f.)

Este tipo de rodamiento que viene inserto en una caja porta rodamientos se seleccionó con fines constructivos, ya que resultó conveniente para el tipo de base en el que se montará el eje y para facilitar su desmontaje y montaje.

#### 3.5.1.4 Tolerancia del diámetro del eje del ventilador

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje para luego montar sobre éste los rodamientos y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988) y el ajuste recomendado por el fabricante del rodamiento.

Tolerancia recomendada por el fabricante (SKF): dN 31,75 k6

Significa que el ajuste es Aprieto y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 6.

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{N} + 0,001 \times N$$

Donde

$i$ : Unidad de la tolerancia internacional ( $\mu\text{m}$ )

$N$ : Diámetro nominal (mm)



$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{31,75} + 0,001 \times 31,75$$
$$i = 1,456 \mu m$$

$$IT6 = 10i$$

Donde

$IT6$ : Calidad 6 de la tolerancia internacional ( $\mu m$ )

$$IT6 = 10 \times 1,456$$

$$IT6 = 14,56 \mu m = 0,01456 mm$$

$$ei = 0,6 \times \sqrt[3]{N}$$

Donde

$ei$ : Desviación inferior, diferencia algebraica entre la medida mínima y la medida nominal ( $\mu m$ )

$$ei = 0,6 \times \sqrt[3]{31,75}$$

$$ei = 1,89 \mu m = 0,00189 mm$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = N + ei + t$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{a}x}$ : Diámetro máximo que puede tener el eje (mm)

$t$ : Tolerancia internacional calculada, igual a  $IT6$  (mm)

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 31,75 + 0,00189 + 0,01456$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 31,76645 mm$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = N + t$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{i}n}$ : Diámetro mínimo que puede tener el eje (mm)

$t$ : Tolerancia internacional calculada, igual a  $IT6$  (mm)

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 31,75 + 0,01456$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 31,76456 mm$$

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje ventilador} = 31,75_{+0,01456}^{+0,01645} mm$$

### 3.5.2 Selección de los cilindros hidráulicos del cargador

El cargador cuenta con tres cilindros hidráulicos, uno para lograr el desplazamiento vertical (N° 7 en Ilustración 3-1) y dos que actúan simultáneamente para lograr el desplazamiento o elevación angular (N° 6 en Ilustración 3-1). Para seleccionarlos es necesario saber la fuerza que deben realizar, el espacio disponible entre anclajes, la carrera y la presión del circuito de aceite que en este proyecto estará dada por la que brinde el tractor donde se acoplará el Mixer, por lo general es de 120 kg/cm<sup>2</sup>.

La fuerza que debe realizar el cilindro hidráulico de desplazamiento vertical (en adelante CHV) es básicamente el peso de la estructura N° 3 de la Ilustración 3-1 que se obtuvo de la estimación del software SolidWorks y se representa mediante una flecha verde en la Ilustración 3-32, siendo ésta de 800 kg.

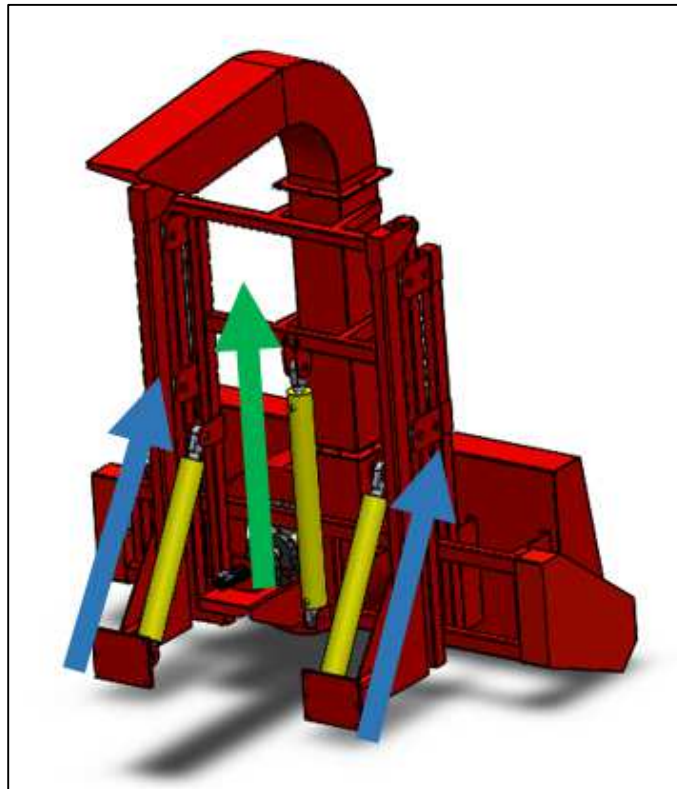


Ilustración 3-32: Dirección de las fuerzas de los cilindros hidráulicos del cargador

La fuerza que deben realizar los cilindros hidráulicos de desplazamiento angular (en adelante CHA) es menor a la que realiza el CHV ya que es el mismo peso pero inclinado donde la componente vertical es soportada por la estructura N° 1 (ver Ilustración 3-1) y los CHA soportan sólo la componente inclinada a 30°, por lo que se decide realizar sólo el cálculo del CHV y utilizar el mismo modelo para los CHA, pero con distintas dimensiones y carrera.

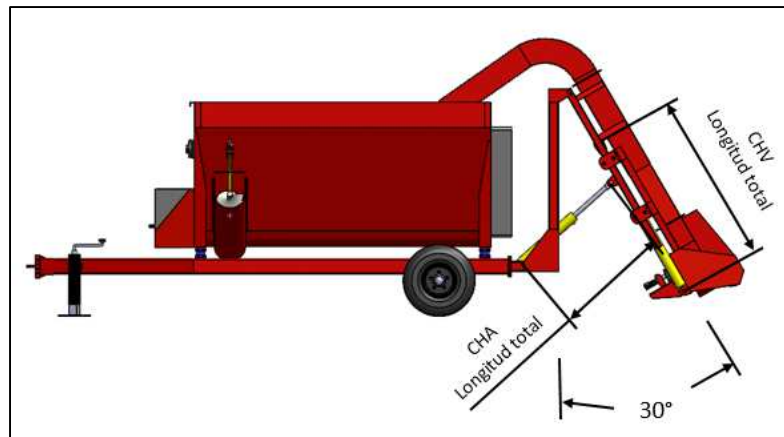


Ilustración 3-33: Carrera de los cilindros hidráulicos del cargador.

Datos para la solicitud del CHV, cantidad 1:

- F= 800 kg
- Z= 700 mm (carrera)
- Doble efecto
- Distancia entre anclajes cerrado: 1225 mm
- Presión del circuito hidráulico: 120 kg/cm<sup>2</sup>
- Área: Se debe calcular en base a la fuerza y la presión el área mínima que debe tener el cilindro (cm<sup>2</sup>)

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{800}{120}$$

$$A = 6,67 \text{ cm}^2$$

Datos para la solicitud del CHA, cantidad 2:

- F= 400 kg (debido a que son dos)
- Z= 471 mm (carrera)
- Doble efecto
- Distancia entre anclajes cerrado: 1025
- Presión del circuito hidráulico: 120 kg/cm<sup>2</sup>
- Área: Se debe calcular en base a la fuerza y la presión el área mínima que debe tener el cilindro (cm<sup>2</sup>)

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{400}{120}$$

$$A = 3,33 \text{ cm}^2$$

Con estos datos se solicita al fabricante los cilindros hidráulicos a medida.

### 3.5.3 Cálculo de la estructura N°1 del cargador

El objetivo de esta sección es comprobar la resistencia de la estructura que soporta el cargador y se acopla al chasis, donde sus componentes principales son los indicados en la Ilustración 3-34, los cuales serán calculados: sección N° 1, sección N°2, pernos de unión con estructura N°2 y bulones de unión con chasis.

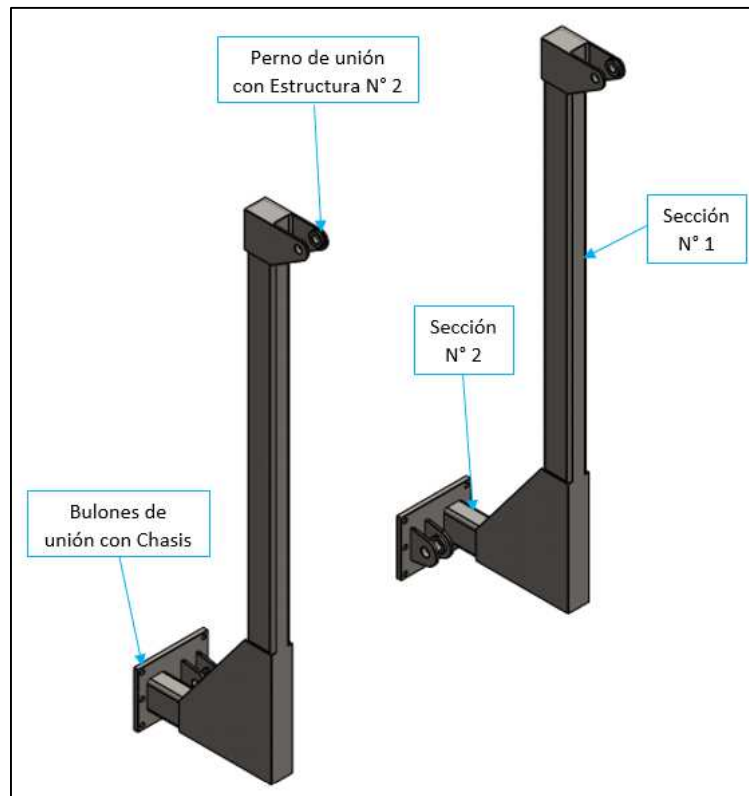


Ilustración 3-34: Estructura N° 1.

#### 3.5.3.1 Cálculo de la Sección N°1 de la Estructura N°1

Esta sección de la estructura se encuentra sometida a un esfuerzo de flexión compuesta debido a que tiene una carga excéntrica que le produce un esfuerzo axial de compresión y una flexión con respecto al eje “y” vertical (Faires, 1995) p.285.

Se considera que la peor condición para esta sección es aquella en que el cargador se encuentra desplegado en sus 30° ya que el brazo de palanca es superior, y la distribución de fuerzas es como se puede observar en la Ilustración 3-35.

La fuerza que ejerce la Estructura N°2 sobre la N°1 al estar inclinado 30° se descompone en  $F_1$  y  $F_2$  debido a que tiene dos apoyos: los pernos de unión superiores y los cilindros hidráulicos de desplazamiento angular, respectivamente. A su vez, la  $F_1$  tiene una componente vertical  $F_{1y}$  y una horizontal  $F_{1x}$ , que son las que producen los esfuerzos a calcular.

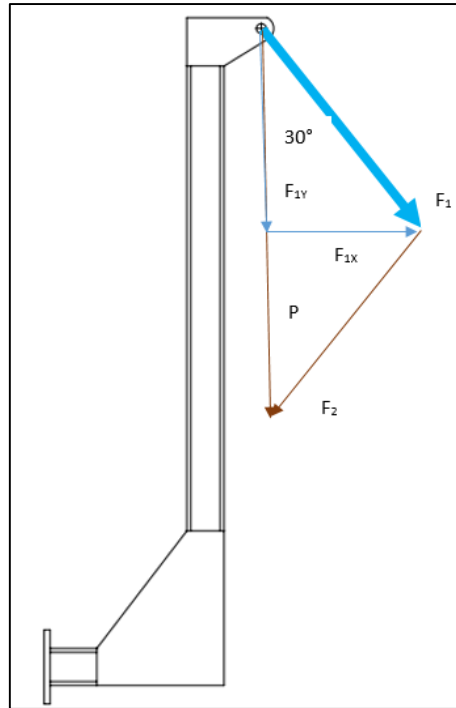


Ilustración 3-35: Diagrama de cuerpo libre de Estructura N° 1

La carga  $P$  en posición vertical es el peso del cargador estimado en 800 kg a través del peso calculado por el software Solidworks, la cual se descompone en dos direcciones ( $F_1$  y  $F_2$ ) y el valor de éstas se obtuvo gráficamente dibujando a escala la carga  $P$  y las direcciones de las componentes (ver Ilustración 3-36):

$$F_1 = 305 \text{ kg}$$

$$F_2 = 204 \text{ kg}$$

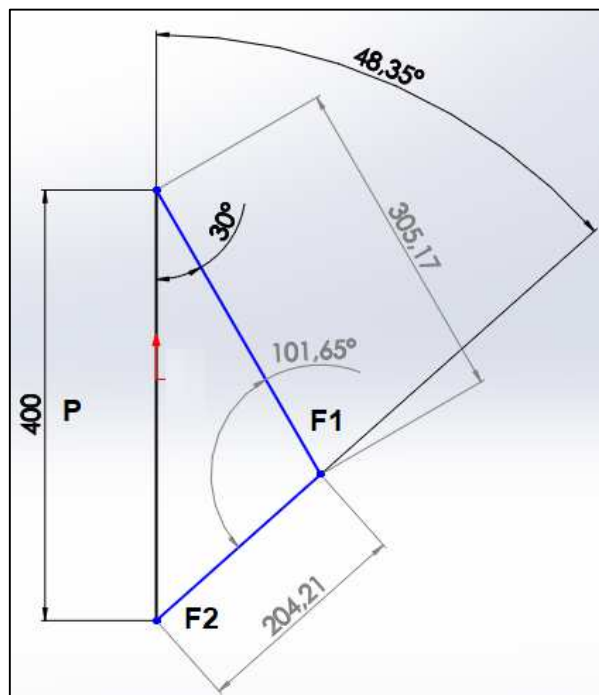


Ilustración 3-36: Descomposición del peso del cargador



La carga P se divide en dos debido a que la estructura N° 1 tiene dos apoyos.

Ahora, sabiendo el valor de  $F_1$  podemos calcular sus componentes en los ejes vertical y horizontal:

$$F_{1x} = F_1 \times \sin 30^\circ \text{ y } F_{1y} = F_1 \times \cos 30^\circ$$

Donde

$F_{1x}$ : Componente horizontal (kg)

$F_{1y}$ : Componente vertical (kg)

$$F_{1x} = 305 \times \sin 30^\circ$$

$$F_{1x} = 152,50 \text{ kg}$$

$$F_{1y} = 305 \times \cos 30^\circ$$

$$F_{1y} = 264,14 \text{ kg}$$

Ahora, el momento flector máximo

$$M_{f\text{m}\acute{a}x} = F_{1y} \times 18 \text{ cm} + F_{1x} \times 200,5 \text{ cm}$$

Donde

$M_{f\text{m}\acute{a}x}$ : Momento flector máximo de la sección N° 2 (kgcm)

Las distancias están tomadas de la Ilustración 3-37

$$M_{f\text{m}\acute{a}x} = 264,14 \times 18 \text{ cm} + 152,5 \times 200,5 \text{ cm}$$

$$M_{f\text{m}\acute{a}x} = 35330,77 \text{ kgcm}$$

La sección y el material seleccionado tienen los siguientes valores (ver Ilustración 3-38):

- Momento de inercia respecto al eje horizontal,  $J_x = 294,38 \text{ cm}^4$
- Módulo resistente de la sección respecto al eje horizontal,  $W_x = 49,10 \text{ cm}^3$
- Radio de giro,  $k = 4,44 \text{ cm}$
- Área,  $A = 14,95 \text{ cm}^2$
- Peso,  $P = 11,73 \text{ kg/m}$
- Módulo de elasticidad en tracción/compresión,  $E = 2109000 \text{ kg/cm}^2$
- Material, Acero calidad F24 (Según norma IRAM-IAS U 500-42)
- Resistencia máxima,  $S_u = 4180 \text{ kg/cm}^2$
- Resistencia de fluencia,  $S_y = 2396 \text{ kg/cm}^2$

Debido a la forma de las columnas de la estructura, se considera en el cálculo su resistencia al pandeo. Existen dos casos posibles, que sea una columna esbelta o que sea una columna de esbeltez intermedia, el primer caso se calcula mediante la teoría de Euler y el segundo mediante la teoría de Johnson (Faires, 1995) p.280. Para determinar cuál de dichos casos aplica, se calcula  $L_e/k$ , si su valor se encuentra entre 30 y 120 se utiliza la teoría de Johnson.



$$\frac{L_e}{k} = \frac{2 \times L}{k} \quad y \quad \frac{L_e}{k} = \left( \frac{2 \times \pi^2 \times E}{S_y} \right)^{1/2}$$

Donde

$L$ : Longitud de la columna (cm)

$k$ : Radio de giro de la sección (cm)

$E$ : Módulo de elasticidad (kg/cm<sup>2</sup>)

$S_y$ : Resistencia a la fluencia (kg/cm<sup>2</sup>)

$$\frac{L_e}{k} = \frac{2 \times 200,5}{4,31}$$

$$\frac{L_e}{k} = 93,04$$

$$\frac{L_e}{k} = \left( \frac{2 \times \pi^2 \times 2109000}{2396} \right)^{1/2}$$

$$\frac{L_e}{k} = 131,81$$

Este resultado indica que debemos utilizar la ecuación de Euler para verificar que la carga  $F_{1y}$  sea menor a la carga crítica que produce el pandeo:

$$F_{crítica} = \frac{\pi^2 \times E \times A}{\left(\frac{L_e}{k}\right)^2}$$

$$F_{crítica} = \frac{\pi^2 \times 2109000 \times 14,95}{(93,04)^2}$$

$$F_{crítica} = 35948,27 \text{ kg}$$

Como la carga vertical  $F_{1y}$  es de 261,14 kg no hay riesgo de pandeo.

El esfuerzo axial de compresión es:

$$S_1 = \frac{F_{1y}}{A}$$

$$S_1 = \frac{264,14}{14,95}$$

$$S_1 = 17,67 \text{ kg/cm}^2$$

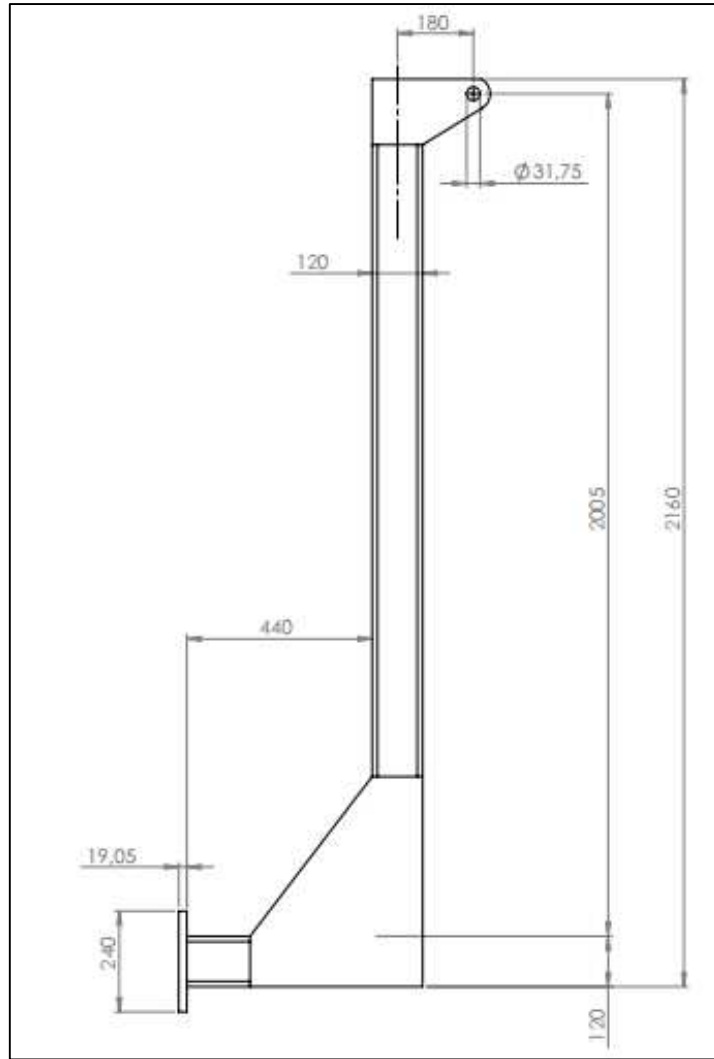


Ilustración 3-37: Dimensiones de la Estructura N° 1

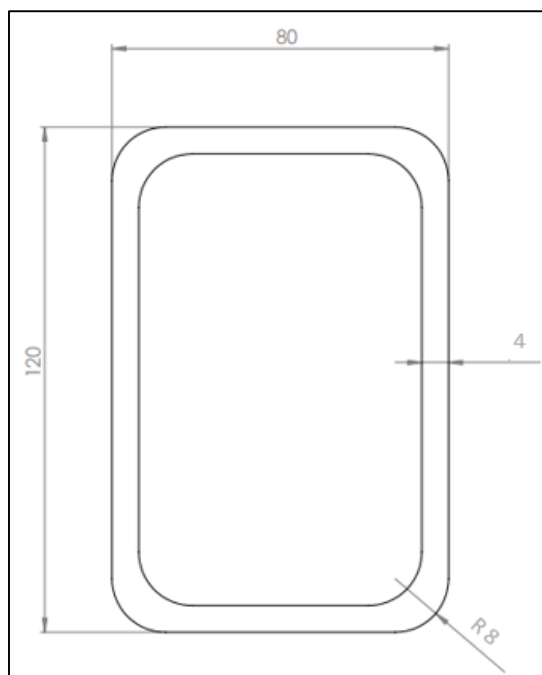


Ilustración 3-38: Sección N° 1, Estructura N° 1

Ahora se calcula la tensión  $\sigma$  ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ ) a la que estará sometida la sección N°1, por flexión compuesta:

$$\sigma_1 = S_1 + \frac{M_{f\text{máx}}}{W_x}$$
$$\sigma_1 = 17,67 + \frac{35330,77}{49,10}$$
$$\sigma_1 = 737,24 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

Sometiendo la sección a dicha tensión, y sabiendo la resistencia a la fluencia del material seleccionado, obtenemos el coeficiente de seguridad:

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_1 \Rightarrow N = \frac{S_y}{\sigma_1}$$
$$N = \frac{2396}{737,24}$$
$$N = 3,25$$

Con este resultado verificamos que la sección resistirá, ya que el coeficiente de seguridad debe ser de como mínimo 3.

### 3.5.3.2 Cálculo de la Sección N°2 de la Estructura N°1

La sección N° 2 se calcula como una viga empotrada, para lo cual se trasladan las fuerzas  $F_{1x}$  y  $F_{1y}$  hacia el extremo de la viga horizontal perteneciente a la sección N°2, tal como se puede apreciar en la Ilustración 3-39.

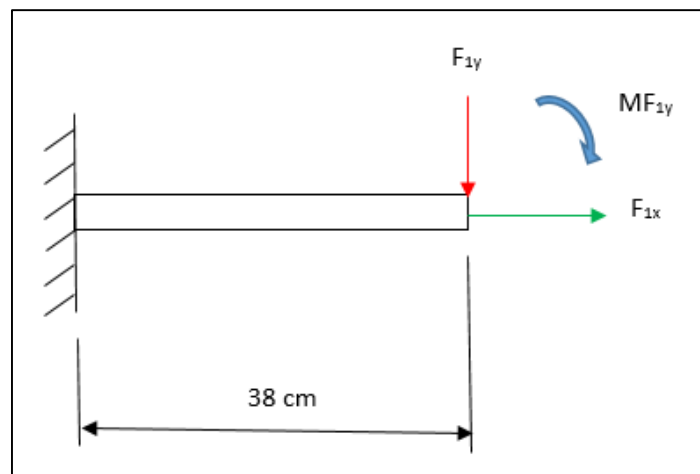


Ilustración 3-39: Diagrama de fuerzas, sección N°2, Estructura N° 1

Al trasladar la fuerza  $F_{1y}$  se genera el momento  $MF_{1y}$  quedando un sistema de esfuerzo combinado.

$$M_{f\text{máx}} = MF_{1y} + F_{1y} \times l = F_{1y} \times 18 + F_{1y} \times 38$$
$$M_{f\text{máx}} = 264,14 \times 18 + 264,14 \times 38$$
$$M_{f\text{máx}} = 14791,84 \text{ kgcm}$$

Donde  $M_{f\text{máx}}$  es el momento flector máximo que causa el esfuerzo de flexión, y  $N$  es la fuerza que causa el esfuerzo de tracción:

$$N = F_{1x} = 152,5 \text{ kg}$$

La tensión a la que estará sometida la sección es:

$$\sigma_2 = S_2 + \frac{M_{f\text{máx}}}{W_x}$$

$$\sigma_2 = \frac{N}{A} + \frac{M_{f\text{máx}}}{W_x}$$

$$\sigma_2 = \frac{152,5}{14,95} + \frac{14791,84}{49,10}$$

$$\sigma_2 = 311,46 \text{ kg/cm}^2$$

Sometiendo la sección N° 2 a la tensión  $\sigma_2$ , y sabiendo la resistencia a la fluencia del material seleccionado, obtenemos el coeficiente de seguridad:

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_2 \quad \Rightarrow \quad N = \frac{S_y}{\sigma_2}$$

$$N = \frac{2396}{311,46}$$

$$N = 7,70$$

Con este resultado verificamos que la sección resistirá ampliamente, ya que el coeficiente de seguridad debe ser de como mínimo 3. Cabe aclarar, que la sección es la seleccionada en 3.5.3.1 y de la Ilustración 3-38, por ello sólo se verifica y no se busca otra menor hasta llegar a un coeficiente de 3.

Ahora, procedemos a verificar la sección N°2 en la condición del cargador en posición vertical, en cuyo caso sólo actúa la fuerza  $P$  que vendría a ser el peso del cargador, como vemos en la Ilustración 3-40.

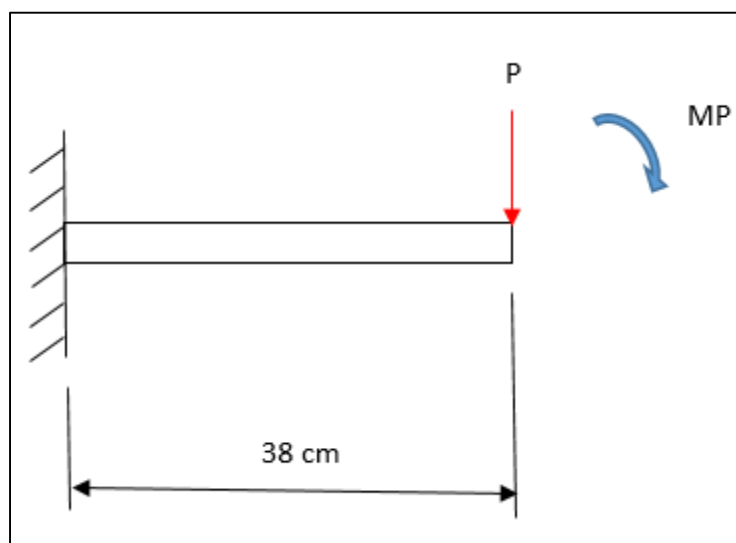


Ilustración 3-40: Diagrama de fuerzas B, sección N°2, Estructura N° 1

Al trasladar la fuerza P se genera el momento MP

$$M_{f\text{m}\acute{a}x} = MP + P \times l = P \times 18 + P \times 38$$

$$M_{f\text{m}\acute{a}x} = 400 \times 18 + 400 \times 38$$

$$M_{f\text{m}\acute{a}x} = 22400 \text{ kgcm}$$

La tensión a la que estará sometida la sección es:

$$\sigma_{2B} = \frac{M_{f\text{m}\acute{a}x}}{W_x}$$

$$\sigma_{2B} = \frac{22400}{49,10}$$

$$\sigma_{2B} = 456,21 \text{ kg/cm}^2$$

Sometiendo la sección N° 2 a la tensión  $\sigma_{2B}$  (que evidentemente es mayor a  $\sigma_2$ ) y sabiendo la resistencia a la fluencia del material seleccionado, obtenemos el coeficiente de seguridad:

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_{2B} \quad \Rightarrow \quad N = \frac{S_y}{\sigma_{2B}}$$

$$N = \frac{2396}{456,21}$$

$$N = 5,25$$

Con este resultado verificamos que la sección resistirá ampliamente en esta condición también, ya que el coeficiente de seguridad debe ser de como mínimo 3.

### **3.5.3.3 Cálculo de los pernos de unión con la Estructura N° 2**

Los pernos de unión de la Estructura N°1 con la Estructura N° 2 (ver Ilustración 3-34) están sometidos a un esfuerzo simple de corte, como se puede observar en la Ilustración 3-41 al igual que sus dimensiones.

El material seleccionado es:

- SAE-1045 laminado simple
- $S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)
- $S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)
- $S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2488,80 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)
- $S_s = 5062 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima en corte)
- $N = 2,5$  (Coeficiente de seguridad, ver Tabla 3-4)

Los datos de los materiales seleccionados fueron tomados de las tablas del Apéndice del libro (Faires, 1995).

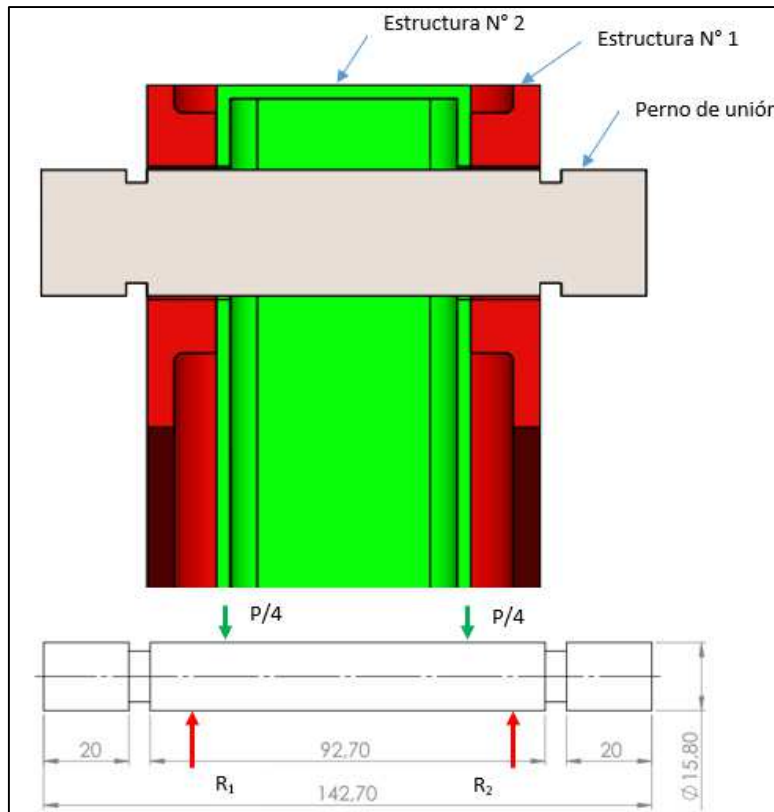


Ilustración 3-41: Perno de unión con Estructura N° 2.

El cálculo de la tensión de corte a la que estará sometido el perno en  $\text{kg}/\text{cm}^2$  es:

$$\tau = \frac{F \times 2}{\pi \times d^2}$$

Donde

$F$ : Carga o peso del cargador en posición vertical, cuando ésta es mayor (kg)

$d$ : Diámetro del perno (cm)

$$\tau = \frac{400 \times 2}{\pi \times 1,58^2}$$

$$\tau = 102 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

Sometiendo a los pernos a la tensión  $\tau$ , y sabiendo la resistencia a la fluencia en corte del material seleccionado, obtenemos el coeficiente de seguridad:

$$\frac{S_{ys}}{N} = \tau \quad \Rightarrow \quad N = \frac{S_{ys}}{\tau}$$

$$N = \frac{2488,80}{102}$$

$$N = 24,40$$

Con este resultado verificamos que los pernos resistirán ampliamente, ya que el coeficiente de seguridad debe ser de como mínimo 3. Si bien es muy elevado, se decide dejarlo ya que el

cálculo es estático, además el eje estará sometido a un desgaste importante por lo que se requiere un acero de la calidad del SAE-1045 y un mayor diámetro no genera un aumento de costo y de peso significativo.

Tabla 3-4: Coeficientes de seguridad (Faires, 1995) p.24

CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES QUEBRADIZOS	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima	Basado en la resistencia de fluencia	Basado en la resistencia máxima	
Carga permanente, $N =$	3-4	1,5-2	5-6	7
Repetida, una dirección, gradual (choque suave)*, $N =$	6	3	7-8	10
Repetida, invertida, gradual (choque suave)*, $N =$	8	4	10-12	15
Choque*, $N =$	10-15	5-7	15-20	20

### 3.5.3.4 Cálculo de los bulones de unión con chasis

Para el cálculo de los bulones que unen el chasis con la estructura N°1 se toma el procedimiento de cálculo del (Faires, 1995) p.301, que corresponde a un sistema con un esfuerzo de tracción y corte combinados. Se seleccionan bulones M14 y una cantidad de 6 por unión, cuyos datos de propiedades mecánicas se toman de los bulones comerciales de calidad 4.6 según Norma ISO-898-1.

El diagrama de fuerzas se puede ver en la Ilustración 3-42.

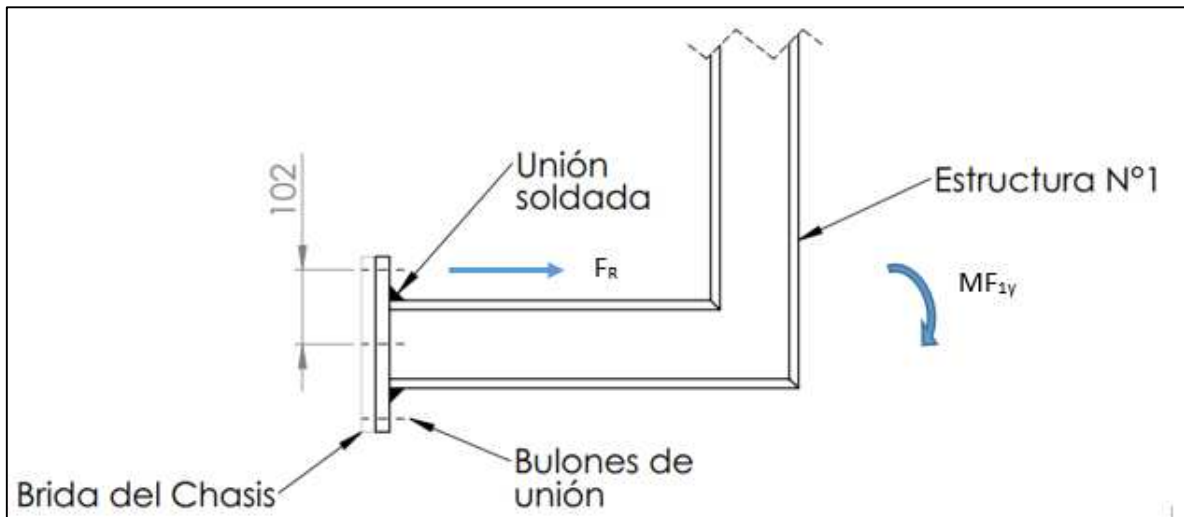


Ilustración 3-42: Diagrama de fuerzas, bulones de unión con chasis

Los datos del material de los bulones:

- Bulón comercial calidad 4.6



- $S_u = 4000 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)
- $S_y = 2400 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)
- $S_{ys} = S_y \times 0,6 = 1440 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)
- $N = 2,5$  (Coeficiente de seguridad, ver Tabla 3-4)
- $S'_n = 0,5 \times S_u = 2000 \text{ kg/cm}^2$  (Límite de fatiga)
- $K_1 = 1,1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al estado de la superficie, pulida esmerilada, según Figura AF-5 (Mills, 2004) p.751)
- $K_2 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al tipo de esfuerzo: flexión)
- $K_3 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al diámetro de la sección: superior a  $\frac{1}{2}$ " )
- $S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times S'_n = 2200 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga)
- $S_{ns} = 0,6 \times S_n = 1320 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga en corte)

El momento flector máximo es el calculado en la sección 3.5.3.2 en la condición en que el cargador se encuentra en posición vertical, siendo éste de  $M_{f\text{máx}} = 22400 \text{ kgcm}$

La fuerza  $F_R$  (kg) que tracciona los dos bulones superiores es:

$$F_R = \frac{M_{f\text{máx}}}{d}$$

Donde  $d$  es la distancia en cm del centro de la sección al eje de los bulones

$$F_R = \frac{22400}{10,20}$$

$$F_R = 2196 \text{ kg}$$

La tensión que resisten los dos bulones superiores a la tracción es igual:

$$S_t = \frac{F_R}{2 \times \frac{\pi \times \emptyset^2}{4}}$$

$$S_t = \frac{2196}{2 \times \frac{\pi \times 1,4^2}{4}}$$

$$S_t = 713,27 \text{ kg/cm}^2$$

La tensión que debido al esfuerzo de corte que resisten los seis bulones es igual:

$$S_s = \frac{P}{6 \times \frac{\pi \times \emptyset^2}{4}}$$

$$S_s = \frac{400}{6 \times \frac{\pi \times 1,4^2}{4}}$$

$$S_s = 43,31 \text{ kg/cm}^2$$

Aplicando la ecuación de esfuerzos combinados

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_t}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ns}}\right)^2$$
$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{713,27}{2200}\right)^2 + \left(\frac{43,31}{1320}\right)^2$$
$$N = 3$$

Se comprueba que los bulones verifican ampliamente en el diámetro 14 mm.

### 3.5.3.5 Cálculo de uniones soldadas

La principal unión soldada a calcular y cuyo resultado se repetirá en las demás, es la indicada en la Ilustración 3-42 que une el caño de la Estructura N° 1 con la placa de acople al chasis.

Para este cálculo se toma el procedimiento indicado en el (Faires, 1995) p.663 y la indicación del Reglamento Cirsoc 304 (CIRSOC, 2007) de que el cateto de la costura debe tener como mínimo 8 mm para espesores de material base superiores a 20 mm. Se decide estandarizar un cateto de 8 mm para todas.

La tensión  $S$  (kg/cm<sup>2</sup>) debida al momento flector es:

$$S = \frac{M_{f\text{máx}}}{Z}$$

Donde

$M_{f\text{máx}}$ : Es el momento flector máximo calculado en la sección 3.5.3.2 en la condición en que el cargador se encuentra en posición vertical, siendo éste de 22400 kgcm

$Z$ : Es el módulo de sección de la garganta

$b$ : Cateto (cm)

$L$ : Largo de la costura (cm)

$t$ : Hipotenusa del cateto

$$Z = \frac{t \times L^2}{3}$$

$$t = b \times \cos 45^\circ$$

Reemplazando,

$$S = \frac{3 \times M_{f\text{máx}}}{b \times L^2 \times \cos 45^\circ}$$

$$S = \frac{4,24 \times 22400}{0,80 \times 12^2}$$

$$S = 824,44 \text{ kg/cm}^2$$

La tensión  $S_s$  (kg/cm<sup>2</sup>) debida al esfuerzo de corte es:

$$S_s = \frac{F}{A}$$

Donde  $F$  es la fuerza  $P$  de 400 kg y  $A$  es el área resistente en cm<sup>2</sup>, igual a

$$A = 2 \times b \times \cos 45^\circ L$$

Reemplazando,

$$S_s = \frac{F}{2 \times b \times \cos 45^\circ L}$$
$$S_s = \frac{400}{2 \times 0,80 \times \cos 45^\circ \times 12}$$
$$S_s = 29,46 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora, aplicando la teoría del máximo esfuerzo cortante:

$$\tau = \left[ S_s^2 + \left( \frac{S}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$$
$$\tau = \left[ 29,46^2 + \left( \frac{824,44}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$$
$$\tau = 412,25 \text{ kg/cm}^2$$

Sometiendo a la unión soldada a la tensión  $\tau$ , y sabiendo la resistencia a la fluencia en corte del material seleccionado, obtenemos el coeficiente de seguridad:

$$\frac{S_{ys}}{N} = \tau \quad \Rightarrow \quad N = \frac{S_{ys}}{\tau}$$
$$N = \frac{1440}{412,25}$$
$$N = 3,40$$

Con este resultado verificamos que la costura resistirá, ya que el coeficiente de seguridad debe ser de como mínimo 3. Vale aclarar que para el cálculo se toman las propiedades del material base F24.

### 3.6 Sinfín de carga

En el cálculo del transporte neumático se consideró un caudal volumétrico de 750 l/min, que equivale a 10,62 kg/s en caudal másico con la densidad de los granos, por lo que para el cálculo y diseño del sinfín de carga se tomará el mismo valor más un porcentaje (25 %) para asegurar el aprovisionamiento de material y correcto funcionamiento del cargador.

$$Q_v = 750 \text{ l/min} = 45 \text{ m}^3/\text{h}$$
$$Q_{V\text{sinfín}} = 45 \text{ m}^3/\text{h} + 25\% = 56,25 \text{ m}^3/\text{h}$$

A través de la siguiente ecuación de caudal o capacidad de transporte de un sinfín horizontal o Tornillo de Arquímedes, se obtiene la velocidad de giro necesaria.

$$Q_{V\text{sinfín}} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times P \times N \times 60 \times C_1$$

Donde

$Q_{V\text{sinfín}}$ : Capacidad del sinfín ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

$D$ : Diámetro exterior del sinfín (m)

$P$ : Paso del sinfín, por lo general es igual al diámetro (m)

$N$ : Velocidad de giro del sinfín (rpm)

$C_1$ : Coeficiente de llenado (adimensional). Puede ser 45 %, 30 % ó 15 %.

Se selecciona un sinfín comercial, con las siguientes dimensiones y características:

- Sinfín de carga
- Diámetro exterior: 239 mm
- Diámetro interior: corresponde a un caño SHC 40 de 3" ( $\varnothing$  88,9 x 5,49 mm)
- Ala: 75 mm
- Espesor del ala: 3,20 mm
- Paso: 239 mm
- Material: ASTM A-53 GrB

Ahora, resta obtener la velocidad de giro,

$$N = \frac{4 \times Q_{V\text{sinfín}}}{\pi \times D^2 \times P \times 60 \times C_1}$$

$$N = \frac{4 \times 56,25}{\pi \times 0,239^2 \times 0,239 \times 60 \times 0,45}$$

$$N \cong 194 \text{ rpm}$$

Definido el sinfín, se debe aclarar que éste cuenta con paletas radiales en la zona que coincide con la cavidad del ventilador para direccionar el material hacia ésta, además de que tiene dos sentidos de avance encontrados. Por otro lado, el sistema de acople es a través de dos ejes que se introducen en el interior del caño y se fijan con chavetas permitiendo aprovechar todo el largo del sinfín. Del lado derecho, el eje de acople es más largo y cuenta con un alojamiento para el engranaje que conecta mediante una transmisión a cadena el sinfín con el motor hidráulico, como se observa en la Ilustración 3-43.

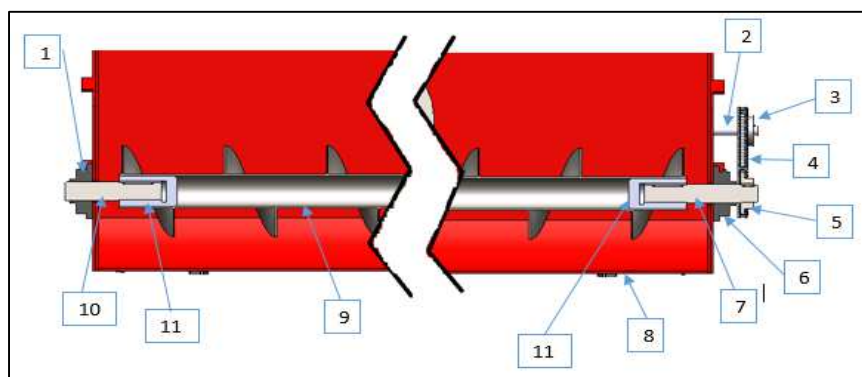


Ilustración 3-43: Sinfín de carga

- 1- Unidad de rodamiento Y con pestaña cuadrada UCF-210
- 2- Eje del motor hidráulico que acciona el sinfín de carga
- 3- Engranaje 22 dientes paso 5/8"
- 4- Cadena de transmisión ASA-50 paso 5/8"
- 5- Engranaje 22 dientes paso 5/8"
- 6- Unidad de rodamiento Y con pestaña cuadrada UCF-210
- 7- Eje derecho de acople sinfín de carga
- 8- Cajón porta sinfín de carga
- 9- Sinfín de carga
- 10- Eje izquierdo de acople sinfín de carga
- 11- Eje de acople

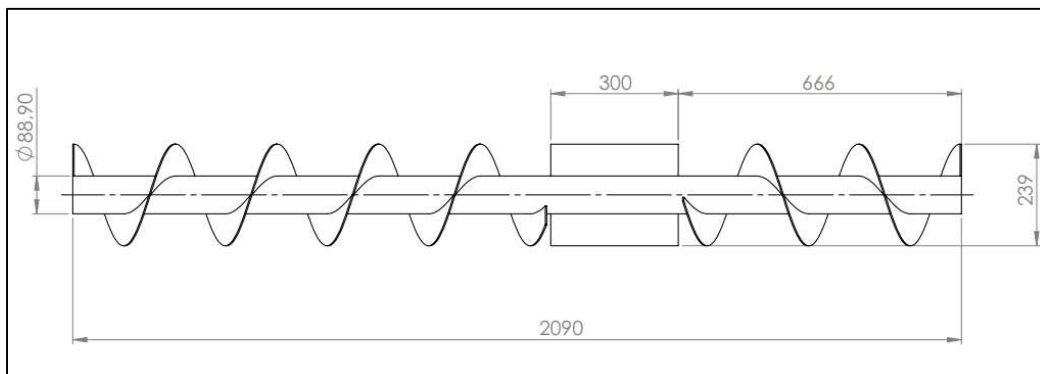


Ilustración 3-44: Dimensiones del sinfín de carga

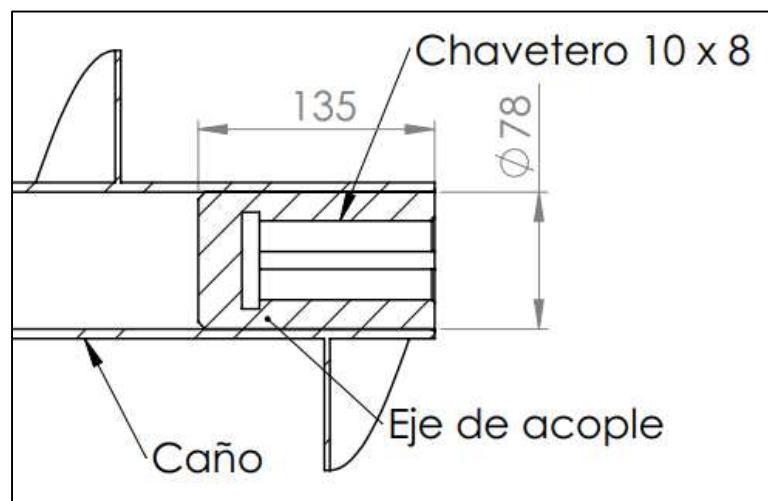


Ilustración 3-45: Detalle del sistema de acople, sinfín de carga

### 3.6.1 Potencia del sinfín de carga

El cálculo de la potencia que consume el sinfín para funcionar, se hace para luego seleccionar el motor hidráulico adecuado que lo accionará. Para ello, se utiliza la siguiente ecuación:

$$W = \frac{Q_{V\text{sinfín}} \times P_e \times L \times C_2}{270}$$

Donde

$W$ : Potencia para accionar el sinfín (CV)

$Q_{V\text{sinfín}}$ : Capacidad del sinfín (m<sup>3</sup>/h).

$P_e$ : Peso específico del material (t/m<sup>3</sup>). Se toma el valor promedio del silaje (0,70 t/m<sup>3</sup>) para evitar sobredimensionar.

$L$ : Largo del sinfín (m). Ver Ilustración 3-44

$C_2$ : Coeficiente de resistencia al avance del material (adimensional). Existen numerosas tablas que contienen este dato y son totalmente experimentales. Para este proyecto se utilizó la Tabla 3-5 y debido a que los materiales a cargar por el sinfín son más de uno, se tomó un coeficiente promedio igual a 2,3.

$$W = \frac{56,25 \times 0,70 \times 2,09 \times 2,3}{270}$$

$$W = 0,70 \text{ CV} = 0,51 \text{ kW}$$

Tabla 3-5: Coeficientes de resistencia al avance de los materiales

MATERIAL	Tipo de material	Coefficiente de resistencia $C_2$
Almendras ... ..	B	2
Almidón pulverizado ... ..	A	2,8
Amianto molido ... ..	C	4
Arcilla seca en trozos ... ..	C	4
Arsénico (óxido) ... ..	B	3,4
Avena ... ..	A	2,3
Azúcar suelta ... ..	A	3,5
Bórax ... ..	B	3,8
Cacahuetes, sin cáscara ... ..	B	2
Carbón (hulla) 0-35 mm ... ..	B	3,5
Carbón (polvo) ... ..	A	2,3
Carbón seco ... ..	C	3,5
Cáscaras de naranja (secas) ... ..	B	4
Cebada ... ..	A	2,3
Cebada para cervecerías, seca ... ..	B	2
Cemento suelto ... ..	B	3
Ceniza húmeda, suelta ... ..	C	3,5
Copra ... ..	A	2,3
Corcho triturado (0,2 mm.) ... ..	B	3,8
Espato fluor ... ..	B	3
Grafito en polvo ... ..	A	2
Grava seca ... ..	C	5
Harina de pescado ... ..	A	2,3
Harina, suelta ... ..	A	2,3
Ladrillos partidos, tamaño 0-12 mm. ... ..	C	3
Leche en polvo ... ..	A	2
Levadura en polvo ... ..	C	8
Lignito 0-0,3 mm ... ..	B	3
Linaza (semillas) ... ..	A	2
Lodo de aguas residuales ... ..	B	2,8
Maíz ... ..	A	2
Malta seca (hasta 3 mm.) ... ..	A	2
Magnesia quemada ... ..	B	3,4
Mineral de hierro, suelto ... ..	C	5
Na <sub>2</sub> O ... ..	C	3
Óxido de zinc ... ..	B	4
Patatas ... ..	A	2,5
Sal de calcio ... ..	C	3,5
Sal de Glauber ... ..	B	3,4
Salvado ... ..	A	2,5
Schiamms de carbón ... ..	C	3,5
Semillas de algodón, secas ... ..	A	2,3
Semillas de soja ... ..	A	2,3
Sémola ... ..	A	2,3
Sosa ... ..	C	4
Sulfuro férrico ... ..	C	3,5
Tabaco picado ... ..	A	2,8
Tallo ... ..	B	2,8
Tierra seca ... ..	B	4
Trigo ... ..	A	2,3
Turba seca ... ..	B	3,2
Yeso, partido ... ..	C	4

### 3.6.2 Peso del sinfín de carga

Para calcular el peso por unidad de longitud del sinfín, se calcula el peso de cada brida que conforma luego una vuelta completa del ala y se le suma el peso por unidad de longitud del eje (caño).

$$P = P_e \times v = P_e \times \left( \frac{\pi \times d_e^2}{4} - \frac{\pi \times d_i^2}{4} \right) \times e$$

Donde

$P$ : Peso de la brida (kg), por un largo igual al paso

$P_e$ : Peso específico del material, en este caso el acero 7,85 kg/dm<sup>3</sup>

$V$ : Volumen (dm<sup>3</sup>)

$d_e$ : Diámetro exterior de la brida (dm)

$d_i$ : Diámetro interior de la brida (dm)

$e$ : Espesor de la brida (dm)

$$P = 7,85 \times \left( \frac{\pi \times 2,39^2}{4} - \frac{\pi \times 0,89^2}{4} \right) \times 0,032$$
$$P = 0,97 \text{ kg}$$

El peso por metro lineal lo obtenemos con la regla de 3:

$$P = \frac{1000 \times 0,97}{239}$$

$$P = 4,10 \text{ kg (Peso por metro lineal)}$$

Sabiendo que el peso por metro lineal del caño que se utiliza como eje, 11,28 kg (dato del fabricante), sumamos y obtenemos el peso lineal total del sinfín:

$$P = 4,10 + 11,28$$

$$P \cong 15,40 \text{ kg Peso total del sinfín de carga por metro lineal}$$

### 3.6.3 Selección del motor hidráulico para el sinfín de carga

Para la selección del motor hidráulico que accionará el sinfín de carga se tienen en cuenta dos valores de los calculados en las secciones anteriores: la velocidad de giro (rpm) y la potencia (kW), que conforman las prestaciones que deberá entregar el motor sin estar forzado. También se debe tener en cuenta la presión del sistema hidráulico, que en este proyecto se considera de 120 kg/cm<sup>2</sup>, presión usual en el mercado de tractores.

- Velocidad de giro requerido: 194 rpm
- Potencia requerida: 0,70 CV = 0,51 kW
- Presión del circuito hidráulico: 117,68 barg (120 kg/cm<sup>2</sup>)

Se utilizó el catálogo de la marca Venturi Hnos (Venturi-Hnos, 2002) para seleccionar el motor, y los datos del mismo son:

- Tipo: Motor orbital
- Modelo: MOP-300
- Cilindrada: 300 cm<sup>3</sup>/rev
- Velocidad continua de trabajo: 198 rpm
- Potencia continua de trabajo: 5 kW
- Caudal máximo en trabajo continuo: 60 l/min
- Máxima presión en trabajo continuo: 140 bar

En la Ilustración 3-46 podemos ver de forma más completa los datos técnicos (marcados en rojo) del motor orbital MOP-300, que incluye también los rendimientos en la parte inferior derecha.

DATOS TECNICOS			MOP 50	MOP 80	MOP 100	MOP 160	MOP 200	MOP 250	MOP 300	MOP 400
Cilindrada nominal	[cc/rev.]		50	80	100	160	200	250	300	400
Cilindrada efectiva	[cc/rev.]		47,8	71,9	100,1	165,3	192,4	239,1	286,9	382,5
Velocidad	[rpm]	Cont.	860	852	569	345	297	237	198	149
		Interm.	972	970	711	419	366	296	248	188
Cupla	[daNm]	Cont.	6,6	9,8	13,7	22,9	26,4	29,1	28	37,8
		Interm.	8,7	13,1	18,2	29,8	33,8	36,8	38,7	51,8
Máxima		Pico	13	19,3	25,8	42,8	48,9	48,7	57,3	76,2
Potencia	[Kw]	Cont.	5	6,9	6,8	6,8	5,8	5,2	5	4,1
		Interm.	6,5	8,7	8,8	9,7	7,8	7,5	6,3	5,6
Máxima caída de presión	[bar]	Cont.	105	105	105	105	105	90	70	70
		Interm.	140	140	140	140	140	115	105	105
Caudal máximo	[lts./min.]	Pico	215	215	215	215	215	170	170	170
		Cont.	40	60	60	60	60	60	60	60
Mínima cupla de arranque	[daNm]	Interm.	50	75	75	75	75	75	75	75
		Cont.	5,7	9	12,6	21,3	24,1	25,6	24,2	32,2
Máxima presión en la entrada	[bar]	max. Dp cont.	7,6	12,1	16,6	28,7	31,8	33,1	36	47,1
		max. Dp interm.								
Máxima presión en retomo con drenaje externo	[bar]	Cont.				140				
		Interm.				175				
		Pico				225				
Máxima presión en retomo con drenaje externo	[bar]	Cont.				140				
		Interm.				175				
		Pico				225				

Cont. = Continuo	$nv = f_{(V,Dp,n)}$	(= 0,95)	Rendimiento volumétrico
Interm. = Intermitente, máx. 10% por cada minuto de trabajo	$nm = f_{(V,Dp,n)}$	(= 0,82)	Rendimiento mecánico
Pico = máx. 1% por cada minuto de trabajo	$nt$	(= 0,78)	Rendimiento total

Ilustración 3-46: Especificaciones técnicas de motores orbitales (Venturi-Hnos, 2002)

### 3.6.4 Diseño de la transmisión del sinfín de carga

Una vez definido el sinfín de carga y el motor hidráulico, el paso siguiente es diseñar la transmisión que conectará el eje de salida del motor con el eje de entrada del sinfín para su movimiento.

El procedimiento utilizado es el recomendado por (Mott, 2006). Lo primero a definir es la relación que tendrá la transmisión, el número de dientes  $Z_1$  que tendrá el piñón o engranaje motor y  $N_1$  que son las rpm de entrada.



- Relación de velocidades  $\Rightarrow i = 1$  (en este caso no es necesario modificar la velocidad de entrada)
- Velocidad de entrada  $\Rightarrow N_1 = 194$  rpm (velocidad de giro del motor)
- Velocidad de salida  $\Rightarrow i = \frac{N_1}{N_2} \Rightarrow N_2 = \frac{N_1}{i} = \frac{194}{1} = 194$  rpm
- Dientes de engranajes  $\Rightarrow Z_1 = Z_2 = 22$  (El mínimo recomendado es 17)
- Factor de servicio  $\Rightarrow F_s = 1,2$  (Para choques moderados e impulsor hidráulico, seleccionado de la Tabla 3-6)

Tabla 3-6: Factores de servicio para transmisiones por cadenas (Mott, 2006) p.290

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

### Potencia de diseño

La potencia a la que estará sometida la transmisión, calculada en 3.6.1, se afecta por el factor de servicio  $F_s$  para obtener una potencia de diseño  $W_d$  mayor a modo de coeficiente de seguridad.

$$W_d = W \times F_s$$

$$W_d = 0,70 \times 1,2$$

$$W_d = 0,84 \text{ CV} \cong 0,84 \text{ HP}$$

### Selección de la cadena

Para seleccionar la cadena, se utiliza la velocidad de entrada  $N_1$  y la potencia de diseño  $W_d$  para ingresar a la tabla de cadenas de rodillos estándares definida por la Norma ANSI (B29.1-1975) cuyos datos corresponden a cadenas con factor de servicio unitario, una vida útil de 15000 horas y una elongación máxima del 3 %.

$$N_1 = 194 \text{ rpm}$$

$$W_1 = 0,84 \text{ HP}$$

Tabla 3-7: Cadenas de rodillos estándares de la Norma ANSI B29.1-1975 (Budynas, 2008) p.891

Velocidad de la catarina, rpm	Número ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3

La cadena estándar que se adapta a las condiciones definidas es:

- Cadena ASA 50
- $W_a = 2,50$  HP
- $N = 200$  rpm
- Paso =  $5/8''$  (15,87 mm)

### Diámetro de los engranajes

En este caso, ambos engranajes son iguales y aplicamos la siguiente ecuación para calcular el diámetro:

$$D_1 = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_1}}$$

Donde

$D_1$  = Diámetro del engranaje motor (mm)

$P$  = Paso de la cadena y de los engranajes (mm)

$Z_1$  = Número de dientes del engranaje motor

$$D_1 = \frac{15,87}{\text{sen} \frac{180}{22}}$$

$$D_1 = D_2 = 111,51 \text{ mm}$$

### Distancia entre centros de engranajes

La distancia entre centros se debe expresar en unidades del paso para mayor comodidad y en primera instancia se propone una distancia que desde el punto de vista constructivo es conveniente y luego se ajusta para convertirla en un número entero de cantidad de pasos de la cadena.

El valor propuesto es obtenido del Software SolidWorks y es igual a 386,30 mm

$$\frac{\text{Distancia propuesta}}{\text{Paso}} = \frac{386,30}{15,87} = 24,30 \text{ pasos}$$

Se define una distancia entre centros de engranajes  $C$  igual a 24 pasos

$$C = 24 \text{ pasos} = 380,88 \text{ mm}$$

### Largo de la cadena

Para calcular el largo  $L$  de la cadena en unidades de paso se aplica la siguiente ecuación

$$L = 2 \times C + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4 \times \pi^2 \times C}$$

$$L = 2 \times 24 + \frac{22 + 22}{2} + \frac{(22 - 22)^2}{4 \times \pi^2 \times 24}$$

$$L = 70 \text{ pasos} = 70 \times 15,87 = 1110,9 \text{ mm}$$

Como vemos, la longitud de la cadena dio como resultado un múltiplo del paso, condición necesaria, incluso si no hubiese sido así el procedimiento es convertirla a un número entero y luego se obtiene nuevamente la distancia entre centros.

### Verificación del ángulo de contacto

Lo recomendable es que el ángulo de contacto que forma la cadena con los engranajes sea mayor a  $120^\circ$ . Se comprueba con las siguientes ecuaciones

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2 \times C} \right)$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2 \times C} \right)$$

Donde

$\theta_1$  = Ángulo de contacto del engranaje motor

$\theta_2$  = Ángulo de contacto del engranaje conducido

Debido a que los diámetros  $D_1$  y  $D_2$  son iguales, ambos ángulos de contacto  $\theta_1$  y  $\theta_2$  quedan iguales a  $180^\circ$ , cumpliendo con la condición de ser mayor a  $120^\circ$ .

En la Ilustración 3-47 podemos ver cómo quedó la transmisión y en la Ilustración 3-48 las dimensiones del engranaje de 22 dientes con paso  $5/8''$ .

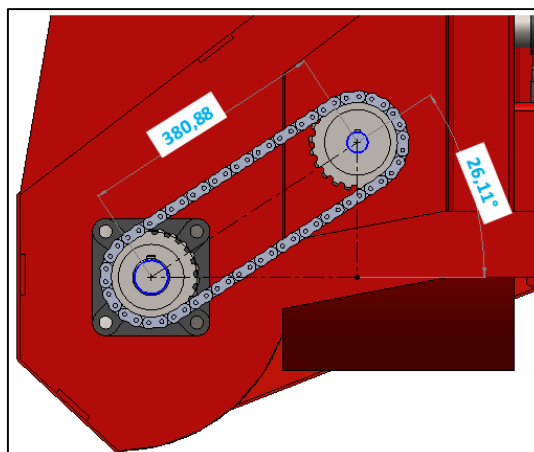


Ilustración 3-47: Transmisión del sinfín de carga

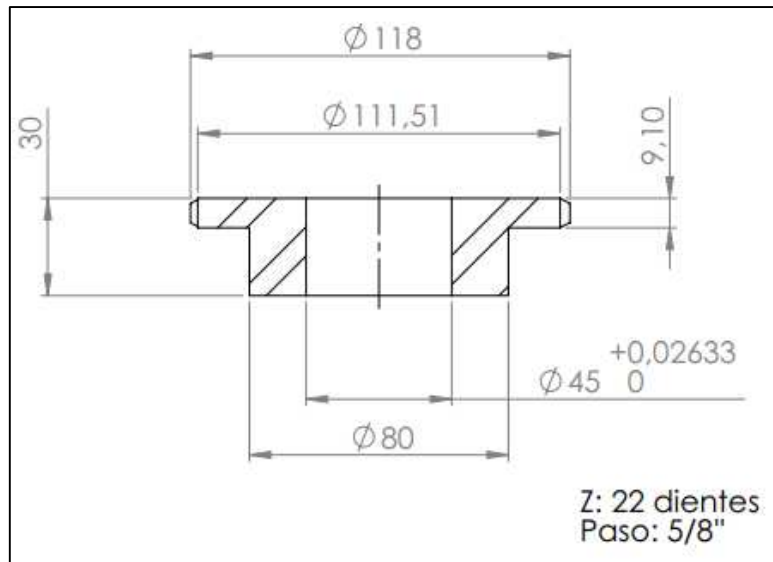


Ilustración 3-48: Engranaje de 22 dientes 5/8"

### 3.6.5 Cálculo de la sección del sinfín de carga

Se propone el diseño de eje para el sinfín de la Ilustración 3-43, del cual se analizarán los esfuerzos variables a los que está sometido y se comprobará su sección bajo el criterio de Soderberg para los esfuerzos equivalentes (Faires, 1995).

Se comienza con la obtención de los momentos flectores máximos de acuerdo a la distribución de las cargas y apoyos mostrados en la Ilustración 3-49.

$R_A$  y  $R_B$  son los apoyos, donde están ubicados los rodamientos,  $F_m$  es la fuerza que realiza el motor (calculada por medio de la potencia y el diámetro del eje) que tiene componentes en los planos XZ e YZ y por último en el centro de los dos apoyos el peso del sinfín  $F_{P\text{sinfín}}$ .

Las distancias están acotadas a los centros de los rodamientos y a los extremos del eje.

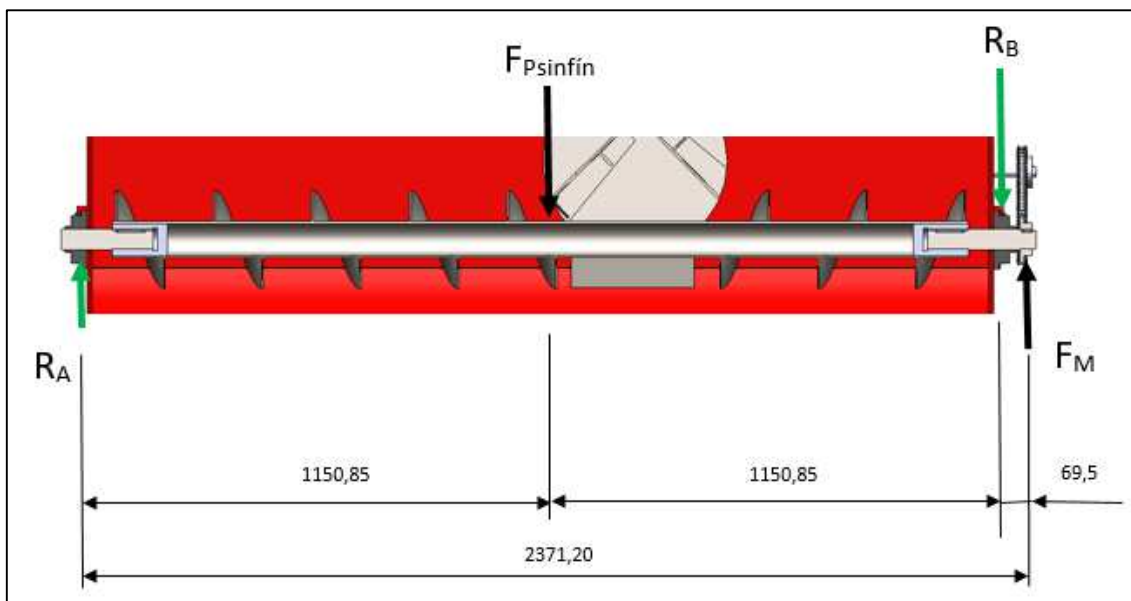


Ilustración 3-49: Sinfín de carga, fuerzas actuantes

**Plano YZ.**

En este plano actúa la fuerza debido al peso del sinfín de carga, calculada en 3.6.2, y la componente en YZ de la fuerza del motor:

$$F_M = \frac{2 \times M}{\varnothing_e}$$

Donde

$F_M$ : Fuerza del motor (kg)

$M$ : Momento de torsión generado por el motor, calculado a través de la potencia  $W$  (kgcm)

$\varnothing_e$ : Diámetro del engranaje donde se acopla la cadena de transmisión (cm)

$$F_M = \frac{2 \times 258,42}{11,15}$$

$$F_M = 46,35 \text{ kg}$$

Ahora, las componentes de esta fuerza

$$F_{MX} = F_M \times \cos 26,11^\circ = 46,35 \times \cos 26,11^\circ$$

$$F_{MX} = 41,62 \text{ kg}$$

$$F_{MY} = F_M \times \sin 26,11^\circ = 46,35 \times \sin 26,11^\circ$$

$$F_{MY} = 20,39 \text{ kg}$$

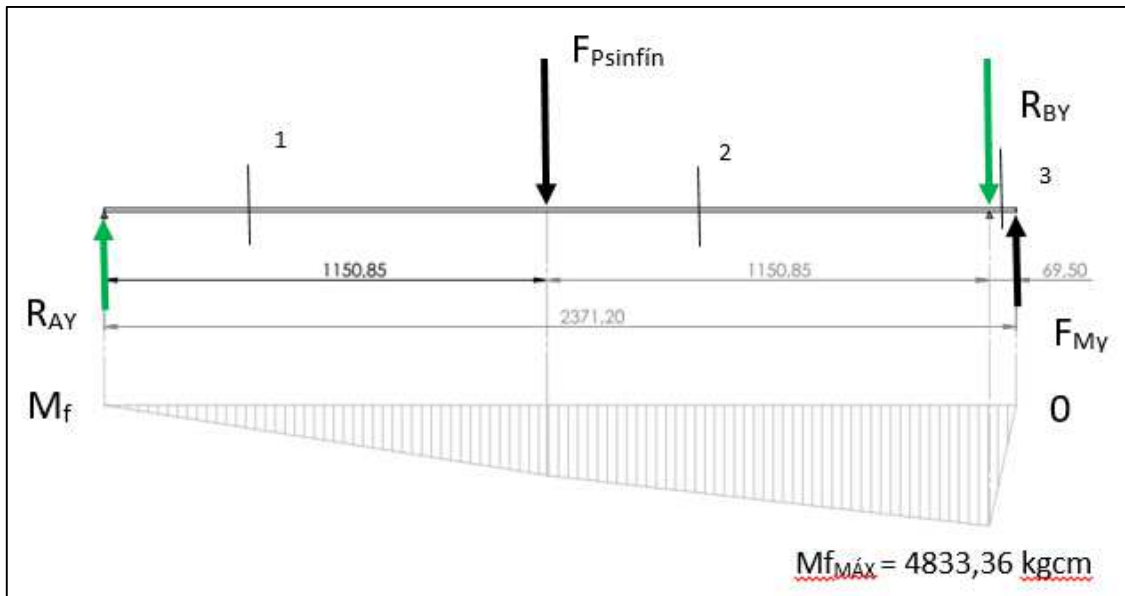


Ilustración 3-50: Diagrama de momentos, sinfín de carga, plano YZ

Ya definidas las fuerzas, se calcula el momento flector

$$\varepsilon M_A = F_{Ps} \times 115,08 + R_{BY} \times 230,16 - F_{MY} \times 237,12 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_A$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto A, donde se encuentra  $R_{AY}$  (kgcm)

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_{BY}$ , la cual se despeja



$$R_{BY} = \frac{-F_{Ps} \times 115,08 + F_{MY} \times 237,12}{230,16}$$

$$R_{BY} = \frac{-32,2 \times 115,08 + 20,39 \times 237,12}{230,16}$$

$$R_{BY} = 4,90 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en Y, que también es cero siguiendo el principio de un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_Y = R_{AY} - F_{Ps} - R_{BY} + F_{MY} = 0$$

Despejando  $R_{AY}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{AY} = F_{Ps} + R_{BY} - F_{MY}$$

$$R_{AY} = 32,20 + 4,90 - 20,39$$

$$R_{AY} = 16,71 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

#### Sección 1-1<sub>vz</sub>.

$$M_{1-1} = F_{Ps} \times 115,08$$

$$M_{1-1} = 32,20 \times 115,08$$

$$M_{1-1} = 3705,58 \text{ kgcm}$$

#### Sección 2-2<sub>vz</sub>.

$$M_{2-2} = F_{Ps} \times 115,08 + R_{BY} \times 230,16$$

$$M_{2-2} = 32,20 \times 115,08 + 4,90 \times 230,16$$

$$M_{2-2} = 4833,36 \text{ kgcm}$$

#### Sección 3-3<sub>xy</sub>.

$$M_{3-3} = F_{Ps} \times 115,08 + R_{BY} \times 230,16 - F_{MY} \times 237,12$$

$$M_{3-3} = 32,20 \times 115,08 + 4,90 \times 230,16 - 20,39 \times 237,12$$

$$M_{3-3} = 0 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 3-50, que el momento flector máximo en este plano es de 4833,36 kgcm y en la ubicación de la reacción  $R_{BY}$ .

#### Plano XZ.

En este plano actúa solamente la componente de la fuerza ejercida por el motor  $F_{MX}$ , por lo que se procede a calcular el momento flector.

$$\varepsilon M_A = R_{BX} \times 230,16 + F_{MX} \times 237,12 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_A$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto A, donde se encuentra  $R_{AX}$  (kgcm)

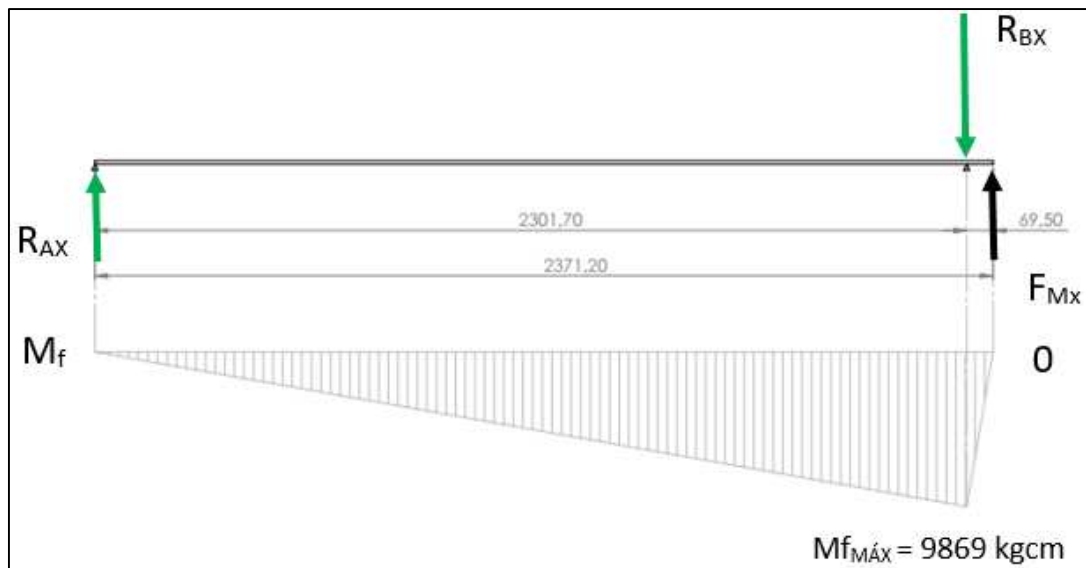


Ilustración 3-51: Diagrama de momentos, sin fin de carga, plano XZ

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_{BX}$ , la cual se despeja

$$R_{BX} = \frac{F_{MX} \times 237,12}{230,16}$$

$$R_{BX} = \frac{41,62 \times 237,12}{230,16}$$

$$R_{BX} = 42,88 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en Y, que también es cero siguiendo el principio de un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_X = R_{AX} - R_{BX} + F_{MX} = 0$$

Despejando  $R_{AX}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{AX} = R_{BX} - F_{MX}$$

$$R_{AX} = 42,88 - 41,62$$

$$R_{AX} = 1,26 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

#### Sección 1-1<sub>XZ</sub>.

$$M_{1-1} = R_{BX} \times 230,16$$

$$M_{1-1} = 42,88 \times 230,16$$

$$M_{1-1} \cong 9869 \text{ kgcm}$$

#### Sección 2-2<sub>XZ</sub>.

$$M_{2-2} = R_{BX} \times 230,16 - F_{MX} \times 237,12$$

$$M_{2-2} = 42,88 \times 230,16 - 41,62 \times 237,12$$

$$M_{2-2} = 0 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 3-51, que el momento flector máximo en este plano es de 9869 kgcm y en la ubicación de la reacción  $R_{Bx}$ .

Terminado este análisis, se procede por trigonometría a calcular la resultante del momento flector tomando las componentes de los planos XZ e YZ, en la sección donde se encuentra el apoyo B, donde las componentes son mayores:

$$Mf_{m\acute{a}x} = \sqrt{M_{2-2XZ}^2 + M_{3-3YZ}^2}$$
$$Mf_{m\acute{a}x} = \sqrt{9869^2 + 4833^2}$$
$$Mf_{m\acute{a}x} = 10988,86 \text{ kgcm}$$

Ahora bien, aplicando el criterio de Soderberg, comprobamos si la sección del eje resistirá, con un coeficiente de seguridad de como mínimo 2.

#### **Datos para la verificación del eje.**

Los datos de los materiales seleccionados fueron tomados de las tablas del Apéndice del libro (Faires, 1995).

Se detallan los datos del material seleccionado para los ejes de los extremos y del material seleccionado para el caño central que oficia de eje del sinfín, ya que debido al sistema de acople tiene diferentes secciones. Para unificar, se tomó el momento flector máximo para todas las secciones. (Ver Ilustración 3-43).

#### **Material de los ejes**

Material seleccionado: SAE-1045

$S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)

$S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2488,80 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

$S'_n = 0,5 \times S_u = 3374,50 \text{ kg/cm}^2$  (Límite de fatiga)

$K_1 = 1,1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al estado de la superficie, pulida esmerilada, según Figura AF-5 (Mills, 2004) p.751)

$K_2 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al tipo de esfuerzo: flexión)

$K_3 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al diámetro de la sección: superior a  $\frac{1}{2}$ " )

$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times S'_n = 3712 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga)

$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 2227,20 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga en corte)

$K_f = 1,6$  (Factor de entalla de reducción de resistencia a la fatiga, tabla AT-13 (Faires, 1995) p.751)

#### **Material del caño**

Material seleccionado: caño  $\varnothing 3''$  SCH 40 según norma ASTM A-53 GrB





$$S_u = 4232 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Resistencia máxima)}$$

$$S_y = 2448 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Resistencia de fluencia en tracción)}$$

$$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 1468,80 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Resistencia de fluencia en corte o torsión)}$$

$$S'_n = 0,5 \times S_u = 2116 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Límite de fatiga)}$$

$K_1 = 1,1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al estado de la superficie, pulida esmerilada, según Figura AF-5 (Mills, 2004) p.751)

$$K_2 = 1 \text{ (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al tipo de esfuerzo: flexión)}$$

$K_3 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al diámetro de la sección: superior a  $\frac{1}{2}$ " )

$$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times S'_n = 2327,60 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Resistencia a la fatiga)}$$

$$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 1396,60 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Resistencia a la fatiga en corte)}$$

$K_f = 1,6$  (Factor de entalla de reducción de resistencia a la fatiga, tabla AT-13 (Faires, 1995) p.751)

#### **Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de flexión.**

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, se tiene

$$S_m = \text{Esfuerzo medio} = 0$$

$$S_a = \text{Esfuerzo alterno} = \frac{Mf_{m\acute{a}x}}{Z} = \frac{10988,86}{Z} \left[ \text{kg/cm}^2 \right]$$

Y se utiliza la siguiente expresión del esfuerzo equivalente  $S_e$  tanto para los ejes como para el caño

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

$$S_e = 0 + \frac{10988,86}{Z} \times 1,6$$

$$S_e = \frac{17582,17}{Z} \text{ kg/cm}^2$$

#### **Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de corte, para los ejes**

Suponiendo un par de torsión constante, se tiene

$$S_{ms} = \text{Esfuerzo medio en corte} = \frac{M}{Z} = \frac{258,42}{Z} \left[ \text{kg/cm}^2 \right]$$

$$S_{as} = \text{Esfuerzo alterno en corte} = 0$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_{es}$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + S_{as} \times K_{fs}$$

$$S_{es} = \frac{2227,20}{2488,80} \times \frac{258,42}{Z} + 0$$

$$S_{es} = \frac{231,25}{Z} \left[ \text{kg}/\text{cm}^2 \right]$$

**Ecuación de esfuerzos combinados**

$$\frac{1}{N^2} = \left( \frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left( \frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2$$
$$\frac{1}{2^2} = \left( \frac{\frac{17582,17}{Z}}{3712} \right)^2 + \left( \frac{\frac{231,25}{Z}}{2227,20} \right)^2$$
$$\frac{1}{4} = \frac{22,43}{Z^2} + \frac{0,01}{Z^2}$$
$$\frac{1}{4} = \frac{1}{Z^2} (22,43 + 0,01)$$
$$Z = \sqrt{4 \times (22,43 + 0,01)}$$
$$Z = 9,47 \text{ cm}^3$$

Para obtener el diámetro mínimo necesario

$$Z = \frac{\pi \times d^3}{32} = 9,47 \text{ cm}^3$$
$$d^3 = \frac{Z \times 32}{\pi}$$
$$d = \sqrt[3]{\frac{Z \times 32}{\pi}}$$
$$d = \sqrt[3]{\frac{9,47 \times 32}{\pi}}$$
$$d = 4,5 \text{ cm} = 45 \text{ mm}$$

Este resultado indica que los ejes verifican ampliamente para el servicio al que serán sometidos.

**Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de corte, para el caño**

Suponiendo un par de torsión constante, se tiene

$$S_{ms} = \text{Esfuerzo medio en corte} = \frac{M}{Z} = \frac{258,42}{Z} \left[ \text{kg}/\text{cm}^2 \right]$$
$$S_{as} = \text{Esfuerzo alterno en corte} = 0$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_{es}$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + S_{as} \times K_{fs}$$
$$S_{es} = \frac{1396,60}{1468,80} \times \frac{258,42}{Z} + 0$$
$$S_{es} = \frac{245,72}{Z} \left[ \text{kg}/\text{cm}^2 \right]$$

**Ecuación de esfuerzos combinados**

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

$$\frac{1}{2^2} = \left(\frac{\frac{17582,17}{Z}}{2327,60}\right)^2 + \left(\frac{\frac{245,72}{Z}}{1396,60}\right)^2$$

$$\frac{1}{4} = \frac{57,06}{Z^2} + \frac{0,03}{Z^2}$$

$$\frac{1}{4} = \frac{1}{Z^2} (57,06 + 0,03)$$

$$Z = \sqrt{4 \times (57,06 + 0,03)}$$

$$Z = 18,11 \text{ cm}^3$$

Ahora, necesitamos calcular el Z del caño seleccionado para compararlo con el resultado obtenido

$$Z_{\text{caño 2}} = \frac{\pi}{32} \left( \frac{d_e^4 - d_i^4}{d_e} \right)$$

$$Z_{\text{caño 2}} = \frac{\pi}{32} \left( \frac{8,89^4 - 7,79^4}{8,89} \right)$$

$$Z_{\text{caño 2}} = 28,31 \text{ cm}^3$$

Con esto verificamos que el módulo resistente del caño seleccionado ( $Z_{\text{caño 2}}$ ) es superior al mínimo necesario. El caño inmediato inferior en la tabla de caños comerciales es el de  $\varnothing 2 \frac{1}{2}$ " con un  $Z=17,4 \text{ cm}^3$  por lo cual el más cercano es el seleccionado de  $\varnothing 3$ ".

El diseño de los ejes de los extremos se pueden observar en las siguientes ilustraciones:

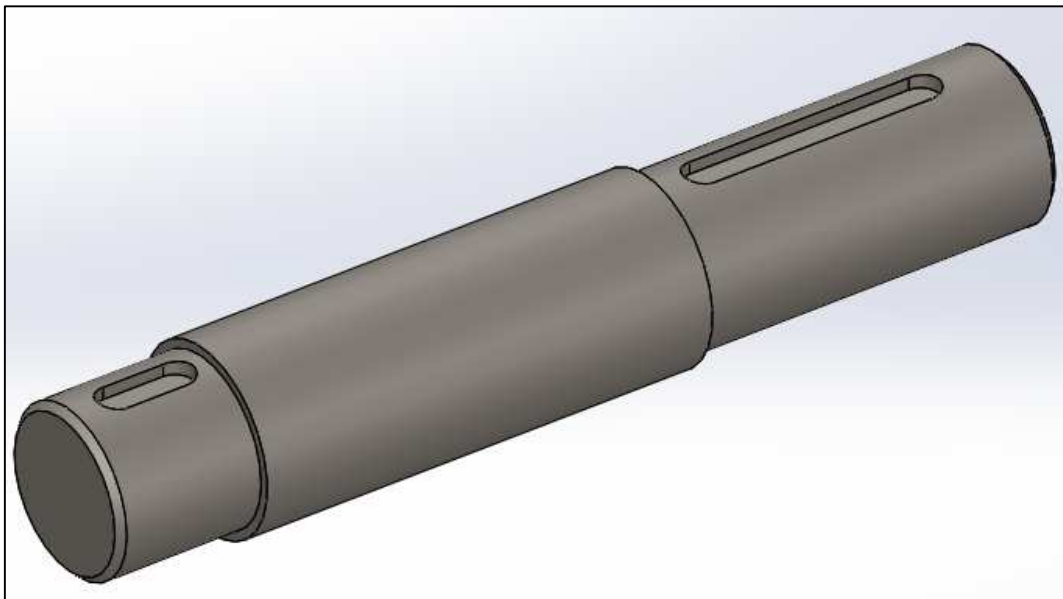


Ilustración 3-52: Eje derecho de sinfín de carga

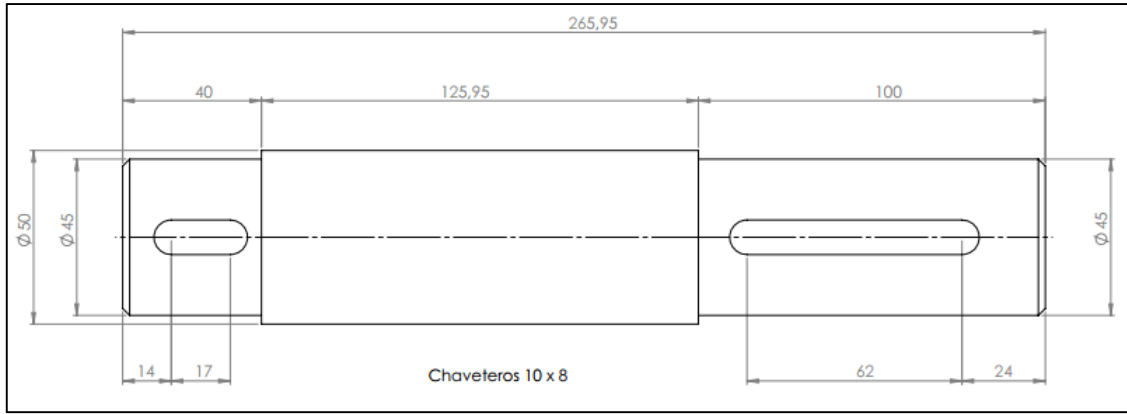


Ilustración 3-53: Eje derecho de sinfín de carga, dimensiones

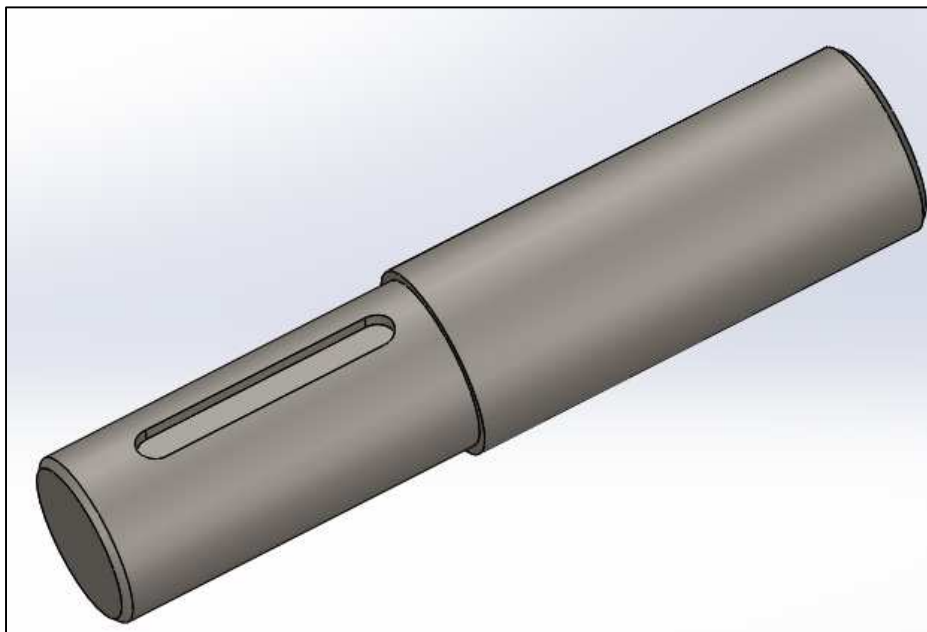


Ilustración 3-54: Eje izquierdo de sinfín de carga

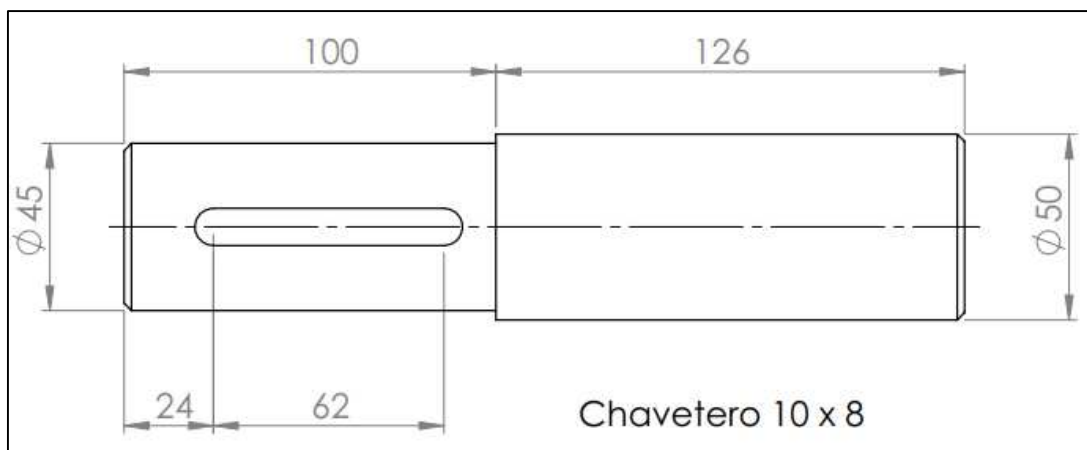


Ilustración 3-55: Eje izquierdo de sinfín de carga, dimensiones

### 3.6.6 Selección de los rodamientos para el sinfín de carga

Como se puede observar en la Ilustración 3-43, el sinfín de carga va montado sobre dos rodamientos comerciales que para seleccionarlos se requiere calcular la capacidad de carga dinámica básica además de saber el diámetro y velocidad de giro del eje.

Para realizar dicho cálculo, se tomó el procedimiento del libro (Faires, 1995) p.445, que se describe a continuación.

Lo primero que se define es la fuerza radial que sufrirá el rodamiento, que en este caso es la resultante de las componentes en XZ e YZ calculadas anteriormente en cada uno de los apoyos:

$$F_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}$$

Donde

$F_A$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo A (kg)

$R_{AX}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo A (kg)

$R_{AY}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo A (kg)

$$F_A = \sqrt{1,26^2 + 16,71^2}$$
$$F_A \cong 17 \text{ kg}$$

Ahora, en el apoyo B

$$F_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}$$

Donde

$F_B$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo B (kg)

$R_{BX}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo B (kg)

$R_{BY}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo B (kg)

$$F_B = \sqrt{4,90^2 + 42,88^2}$$
$$F_B \cong 44 \text{ kg}$$

Como la fuerza en el apoyo B es mayor, es la que se selecciona para el cálculo de la capacidad de carga dinámica básica, dato con el cual ingresamos a los catálogos de rodamientos para seleccionar el adecuado:

$$F_R = (B_{10})^{1/K} \times F_E$$

Donde

$F_R$ : Capacidad de carga dinámica básica (kg)

$B_{10}$ : Número deseado de revoluciones antes de que ocurran el 10% de fallos, expresado en  $M_r$  (millones de revoluciones)



$K$ : Coeficiente adimensional de Palmgren, que se toma igual a 3 para rodamientos a bolas e igual a  $10/3$  para rodamientos a rodillos

$F_E$ : Carga equivalente que soporta el rodamiento, en este caso es directamente la carga radial  $F_A$  (kg)

Primero se obtiene  $B_{10}$ , utilizando las rpm a las que girará el eje

$$B_{10} = hs \times 60 \times rpm \times 10^{-6}$$

La cantidad horas seleccionadas con una probabilidad del 90% de que el rodamiento no falle en ese tiempo, se selecciona de la Tabla 3-3.

$$B_{10} = 8000 \times 60 \times 194 rpm \times 10^{-6}$$

$$B_{10} = 931,20 Mr$$

$$F_R = (931,20)^{1/3} \times 44$$

$$F_R = 429,70 kg = 4,21 kN$$

Resumiendo los resultados para ingresar al catálogo de rodamientos:

- Diámetro del eje: 50 mm
- Revoluciones: 194 rpm
- Carga dinámica básica: 4,21 kN

Se selecciona del catálogo de la marca SKF (SKF, s.f.) El siguiente rodamiento:

- Rodamiento a bolas, con soporte
- Código: UCF-210
- $F_R$ : 35,10 kN
- Velocidad máxima: 3300 rpm
- Diámetro interior: 50 mm
- Ancho: 54,60 mm
- Peso: 2,40 kg

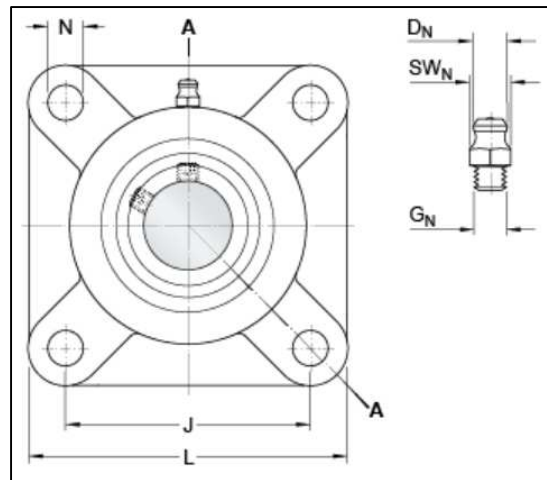


Ilustración 3-56: Imagen del rodamiento UCF-210 tomada del catálogo SKF (SKF, s.f.)

Este tipo de rodamiento que viene inserto en una caja porta rodamientos se seleccionó con fines constructivos, ya que resultó conveniente para el tipo de base en el que se montará el eje y para facilitar su desmontaje y montaje.

### 3.6.7 Cálculo de chavetas para ejes del sinfín de carga

En esta sección se calculan las chavetas para los ejes extremos del sinfín de carga en el diámetro de 45 mm, donde se acoplan los ejes con el caño del sinfín y con el engranaje.

Se utiliza el procedimiento de cálculo del libro (Faires, 1995)p.365.

#### **Material de la chaveta**

Se toma este material para el cálculo porque es el menos resistente del conjunto Eje-chaveta-caño

Material seleccionado: AISI-1010 Estirado en frío

$S_y = 3867 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2320,20 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

Chaveta seleccionada: 1 cm x 0,80 cm

Eje  $\varnothing = 4,50 \text{ cm}$

Velocidad de giro: 194 rpm

Torque: 258,42 kgcm

Coefficiente de seguridad  $N=3,5$

Esfuerzo máximo en corte:

$$S_s = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{2320,20}{3,5} = 662,91 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzo máximo en compresión:

$$S_c = \frac{S_y}{N} = \frac{3867}{3,5} = 1104,85 \text{ kg/cm}^2$$

Largo de la chaveta, en corte:

$$L = \frac{2 \times T}{S_s \times b \times \emptyset} = \frac{2 \times 258,42}{662,91 \times 1 \times 4,50} = 0,17 \text{ cm}$$

Largo de la chaveta, en compresión:

$$L = \frac{4 \times T}{S_c \times t \times \emptyset} = \frac{4 \times 258,42}{1104,85 \times 0,80 \times 4,50} = 0,26 \text{ cm}$$

El largo mínimo requerido para la chaveta es de 2,6 mm, al ser muy poco se definen los largos indicados en la Ilustración 3-53 y la Ilustración 3-55, por cuestiones constructivas.

### 3.6.8 Tolerancia de los ejes de los extremos del sinfín de carga

Los diámetros 50 y 45 de los ejes extremos del sinfín de carga cuentan con una tolerancia que se debe calcular. El  $\emptyset$  50 es la pista del rodamiento UCF-210 y el  $\emptyset$  45 es donde se acopla mediante chaveta el caño del sinfín, en el caso del lado izquierdo y del lado derecho es donde se acopla también mediante chaveta el engranaje de 22 dientes.

#### **Diámetro 50 mm**

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje para luego montar sobre éste el rodamiento y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988) y el ajuste recomendado por el fabricante del rodamiento.

Tolerancia recomendada por el fabricante (SKF): dN 50 k6

Significa que el ajuste es Aprieto y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 6.

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{N} + 0,001 \times N$$

Donde

$i$ : Unidad de la tolerancia internacional ( $\mu\text{m}$ )

$N$ : Diámetro nominal (mm)

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{50} + 0,001 \times 50$$

$$i = 1,707 \mu\text{m}$$

$$IT6 = 10i$$

Donde

$IT6$ : Calidad 6 de la tolerancia internacional ( $\mu\text{m}$ )

$$IT6 = 10 \times 1,707$$

$$IT6 = 17,07 \mu\text{m} = 0,01707 \text{ mm}$$

$$ei = 0,6 \times \sqrt[3]{N}$$



Donde

$ei$ : Desviación inferior, diferencia algebraica entre la medida mínima y la medida nominal ( $\mu\text{m}$ )

$$ei = 0,6 \times \sqrt[3]{50}$$
$$ei = 2,21 \mu\text{m} = 0,00221 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = N + ei + t$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{a}x}$ : Diámetro máximo que puede tener el eje (mm)

$t$ : Tolerancia internacional calculada, igual a IT6 (mm)

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 50 + 0,00221 + 0,01707$$
$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 50,01928 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = N + ei$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{i}n}$ : Diámetro mínimo que puede tener el eje (mm)

$ei$ : Desviación inferior (mm)

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 50 + 0,00221$$
$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 50,00221 \text{ mm}$$

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 50} = 50_{+0,00221}^{+0,01928} \text{ mm}$$

### **Diámetro 45 mm (eje-caño)**

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje para luego acoplarlo con el caño del sinfín y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988)

Tolerancia seleccionada: dN 45 H7g6

Significa que el ajuste es Con juego y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 7 para el agujero y de 6 para el eje.

➤ Eje g6

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{N} + 0,001 \times N$$

Donde



$i$ : Unidad de la tolerancia internacional ( $\mu\text{m}$ )

$N$ : Diámetro nominal (mm)

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{45} + 0,001 \times 45$$

$$i = 1,645 \mu\text{m}$$

$$IT6 = 10i$$

Donde

$IT6$ : Calidad 6 de la tolerancia internacional ( $\mu\text{m}$ )

$$IT6 = 10 \times 1,645$$

$$IT6 = 16,45 \mu\text{m} = 0,01645 \text{ mm}$$

$$es = 2,5 \times N^{0,34}$$

Donde

$es$ : Desviación superior, diferencia algebraica entre la medida máxima y la medida nominal ( $\mu\text{m}$ )

$$es = 2,5 \times 45^{0,34}$$

$$es = 9,12 \mu\text{m} = 0,00912 \text{ mm}$$

$$\emptyset_{\text{máx}} = N - es$$

Donde

$\emptyset_{\text{máx}}$ : Diámetro máximo que puede tener el eje (mm)

$$\emptyset_{\text{máx}} = 45 - 0,00912$$

$$\emptyset_{\text{máx}} = 44,9908 \text{ mm}$$

$$\emptyset_{\text{mín}} = N - es - t$$

Donde

$\emptyset_{\text{mín}}$ : Diámetro mínimo que puede tener el eje (mm)

$t$ : Tolerancia internacional calculada, igual a  $IT6$  (mm)

$$\emptyset_{\text{mín}} = 45 - 0,00912 - 0,01645$$

$$\emptyset_{\text{mín}} = 44,9744 \text{ mm}$$

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{\text{eje } 45} = 45_{-0,00912}^{-0,02557} \text{ mm}$$

## ➤ Agujero H7

$$IT7 = 16i$$

Donde

$IT7$ : Calidad 7 de la tolerancia internacional ( $\mu\text{m}$ )

$$IT7 = 16 \times 1,645$$

$$IT7 = 26,32 \mu\text{m} = 0,02632 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = N + t$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{a}x}$ : Diámetro máximo que puede tener el agujero (mm)

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 45 + 0,02632$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 45,02632 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = N$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{i}n}$ : Diámetro mínimo que puede tener el agujero (mm)

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 45,0000 \text{ mm}$$

**Medida final del agujero con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{\text{agujero } 71} = 45_{+0,00000}^{-0,02632} \text{ mm}$$

**Diámetro 45 mm (eje-engranaje)**

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje para luego acoplarlo con el engranaje y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988)

Tolerancia seleccionada: dN 45 H7r6

Significa que el ajuste es Prensado ligero y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 7 para el agujero y de 6 para el eje.

## ➤ Eje r6

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{N} + 0,001 \times N$$

Donde

$i$ : Unidad de la tolerancia internacional ( $\mu\text{m}$ )

$N$ : Diámetro nominal (mm)

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{45} + 0,001 \times 45$$

$$i = 1,6456 \mu m$$

$$IT6 = 10i$$

Donde

$IT6$ : Calidad 6 de la tolerancia internacional ( $\mu m$ )

$$IT6 = 10 \times 1,6456$$

$$IT6 = 16,45 \mu m = 0,01645 mm$$

$$ei = 43 \mu m$$

Donde

$ei$ : Desviación inferior, diferencia algebraica entre la medida mínima y la medida nominal ( $\mu m$ )

$$ei = 43 \mu m = 0,04300 mm$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = N + ei + t$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{a}x}$ : Diámetro máximo que puede tener el eje (mm)

$t$ : Tolerancia internacional calculada, igual a  $IT6$  (mm)

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 45 + 0,04300 + 0,01645$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 45,05945 mm$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = N + t$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{i}n}$ : Diámetro mínimo que puede tener el eje (mm)

$t$ : Tolerancia internacional calculada, igual a  $IT6$  (mm)

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 45 + 0,01645$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 45,01645 mm$$

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 45} = 45_{+0,01645}^{+0,05945} mm$$

➤ Agujero H7

$$IT7 = 16i$$

Donde

$IT7$ : Calidad 7 de la tolerancia internacional ( $\mu m$ )

$$IT7 = 16 \times 1,6456$$

$$IT7 = 26,33 \mu m = 0,02633 mm$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = N + t$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{a}x}$ : Diámetro máximo que puede tener el agujero (mm)

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 45 + 0,02633$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 45,02633 mm$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = N$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{i}n}$ : Diámetro mínimo que puede tener el agujero (mm)

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 45,0000 mm$$

**Medida final del agujero con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{\text{agujero } 45} = 45_{+0,00000}^{+0,02633} mm$$

#### **Diámetro 25,40 mm, eje del motor hidráulico**

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje del motor hidráulico para luego acoplarlo con el engranaje y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988)

Tolerancia seleccionada: dN 25,40 G7h6

Significa que el ajuste es Con juego y el sistema es Eje único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 7 para el agujero y de 6 para el eje.

➤ Eje h6

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{N} + 0,001 \times N$$

Donde

$i$ : Unidad de la tolerancia internacional ( $\mu m$ )

$N$ : Diámetro nominal (mm)

$$i = 0,45 \times \sqrt[3]{25,40} + 0,001 \times 25,40$$

$$i = 1,3480 \mu m$$

$$IT6 = 10i$$

Donde

$IT6$ : Calidad 6 de la tolerancia internacional ( $\mu m$ )

$$IT6 = 10 \times 1,3480$$

$$IT6 = 13,48 \mu m = 0,01348 mm$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = N$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{a}x}$ : Diámetro máximo que puede tener el eje (mm)

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 25,40 mm$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = N - t$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{i}n}$ : Diámetro mínimo que puede tener el eje (mm)

$t$ : Tolerancia internacional calculada, igual a IT6 (mm)

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 25,40 - 0,01348$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 25,3865 mm$$

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 25,4} = 25,40^{+0,00000}_{-0,01348} mm$$

➤ Agujero G7

$$IT7 = 16i$$

Donde

$IT7$ : Calidad 7 de la tolerancia internacional ( $\mu m$ )

$$IT7 = 16 \times 1,3480$$

$$IT7 = 21,56 \mu m = 0,02156 mm$$

$$EI = 2,5 \times N^{0,34}$$

Donde

$EI$ : Desviación inferior, diferencia algebraica entre la medida mínima y la medida nominal ( $\mu m$ )

$$es = 2,5 \times 25,40^{0,34}$$

$$es = 7,509 \mu m = 0,007509 mm$$

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = N + EI + t$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{a}x}$ : Diámetro máximo que puede tener el agujero (mm)

$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 25,40 + 0,007509 + 0,02156$$



$$\varnothing_{m\acute{a}x} = 25,4290 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = N + EI$$

Donde

$\varnothing_{m\acute{i}n}$ : Diámetro mínimo que puede tener el agujero (mm)

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 25,40 + 0,007509$$

$$\varnothing_{m\acute{i}n} = 25,4075 \text{ mm}$$

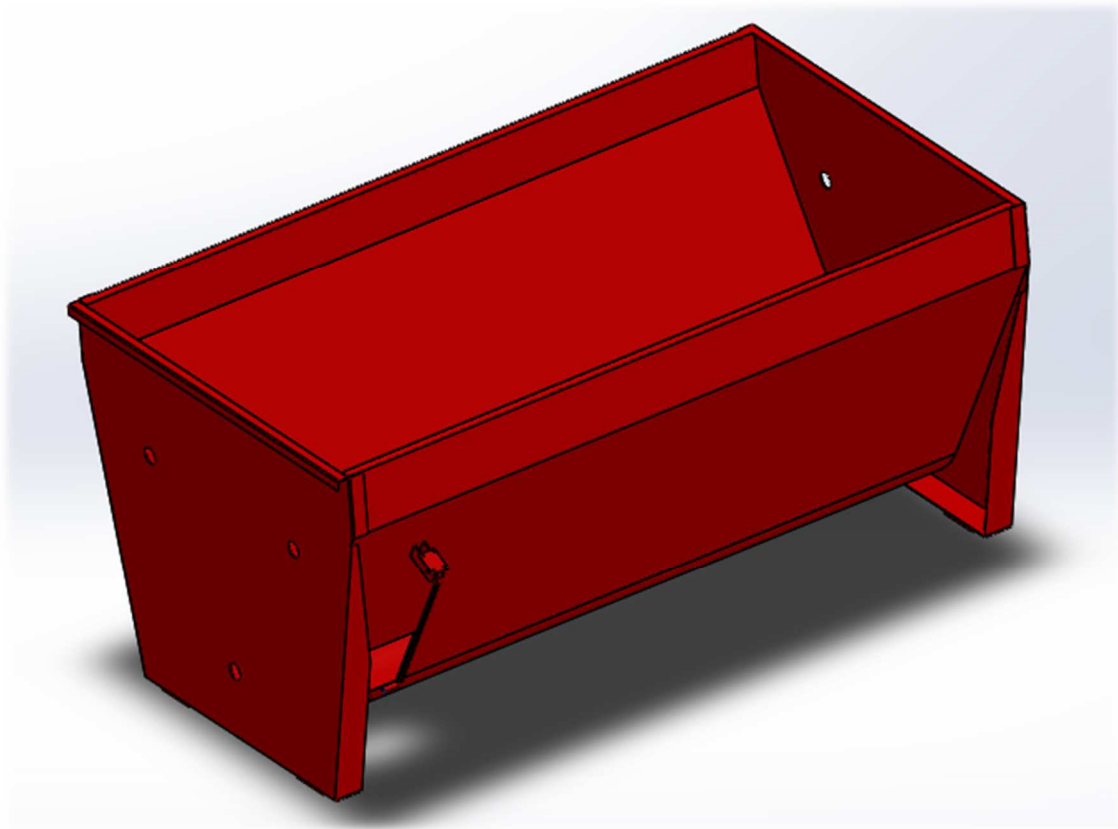
**Medida final del agujero con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{\text{agujero } 25,4} = 25,40_{+0,0075}^{+0,0290} \text{ mm}$$



## Capítulo 4

### Tolva de carga y sinfines





## 4 Tolva de carga

La tolva de carga se diseñó con chapa de acero al carbono de 1/8" de espesor, salvo las chapas de la tapa frontal y trasera que son de 1/4" para resistir el peso de los sinfines. Su geometría se definió de acuerdo al sistema de mezclado, dos sinfines superiores y uno inferior, al tamaño de las chapas para su mejor aprovechamiento (1500 mm por 3000 mm) y al volumen definido de carga (7 m<sup>3</sup>) aunque se dejó un poco más grande para asegurar lograr la carga sin problemas (7,9 m<sup>3</sup>). Para comprobar dicho volumen se utilizó el Software SolidWorks.

Para proteger la batea se la recubre con un protector de superficies, una pintura de base acrílica que resiste los rayos solares, la urea, fertilizantes, abonos, productos químicos y es de fácil aplicación. Se realizó una encuesta a usuarios de mixer de distintas marcas y manifestaron que luego de un período de dos años aproximadamente requieren cambiar las chapas de la base de la batea debido a que se oxidan y comienzan a perforarse. Ante la consulta de por qué no utilizar una chapa más resistente como las de acero inoxidable consideraron que el gasto que implica no se justifica, sólo extiende el período pero no resulta una solución, por lo que en este Proyecto se decidió mantener las chapas de acero al carbono y mejorar su recubrimiento en todos sus componentes y no encarecerlo con chapas de mejor calidad.

El funcionamiento del sistema de mezclado fue descrito en el capítulo N° 2, por lo que en esta sección se realizará el cálculo de la potencia de los sinfines, dato necesario para el posterior cálculo de la transmisión delantera y trasera.

### 4.1 Potencia de los sinfines de mezclado

Para calcular la potencia que consumirán los sinfines de mezclado previamente es necesario definir algunos datos que en este caso se hizo en base a otros modelos existentes en el mercado, como la velocidad de giro, el diámetro y paso, como así también el coeficiente de llenado de los sinfines. A continuación se detallan:

- Densidad del material a mezclar ( $\delta$ ): Se toma la densidad de los granos que es la mayor e igual a 850 kg/m<sup>3</sup>
- Coeficiente de llenado ( $C_1$ ): Debido a que en los sinfines van a estar completamente tapados por el material a mezclar, este coeficiente es igual a la unidad (adimensional).
- Coeficiente de resistencia al avance del material ( $C_2$ ): Existen numerosas tablas que contienen este dato y son totalmente experimentales. Para este proyecto se utilizó la Tabla 3-5 y debido a que los materiales a cargar por el sinfín son más de uno, se tomó un coeficiente promedio igual a 2,3 (adimensional).

- Velocidad de giro de los dos sinfines superiores ( $N_S$ ): Se define una velocidad igual a 24 rpm
- Velocidad de giro del sinfín inferior ( $N_I$ ): Se define una velocidad igual a 50 rpm
- Sinfines superiores:
  - Diámetro exterior ( $D_S$ ):  $D_S = 514,30$  mm
  - Diámetro interior: 114,30 mm con un espesor de pared de 6,02 mm correspondiente a un caño de 4" SCH 40
  - Ala: 200 mm
  - Espesor del ala: 9,52 mm
  - Material: SAE-1010
  - Paso: igual al diámetro exterior
  - Largo:  $L = 3,08$  m
- Sinfín inferior:
  - Diámetro exterior ( $D_I$ ):  $D_I = 554,30$  mm
  - Diámetro interior: 114,30 mm con un espesor de pared de 6,02 mm correspondiente a un caño de 4" SCH 40
  - Ala: 220 mm
  - Espesor del ala: 9,52 mm
  - Material: SAE-1010
  - Paso: igual al diámetro exterior
  - Largo:  $L = 3,08$  m

Cálculo del caudal de los sinfines, utilizando la ecuación mencionada en 3.6

#### Caudal sinfines superiores

$$Q_{V\text{sinfins}} = \frac{\pi \times D_S^2}{4} \times P_S \times N_S \times 60 \times C_1$$

Donde

$Q_{V\text{sinfins}}$ : Capacidad del sinfín superior ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

$D_S$ : Diámetro exterior del sinfín superior (m)

$P_S$ : Paso del sinfín superior, igual al diámetro (m)

$$Q_{V\text{sinfins}} = \frac{\pi \times 0,51^2}{4} \times 0,51 \times 24 \times 60 \times 1$$

$$Q_{V\text{sinfins}} = 150 \text{ m}^3/\text{h}$$

#### Caudal sinfín inferior

$$Q_{V\text{sinfínI}} = \frac{\pi \times D_I^2}{4} \times P_I \times N_I \times 60 \times C_1$$

Donde

$Q_{V\text{sinfínI}}$ : Capacidad del sinfín inferior ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

$D_I$ : Diámetro exterior del sinfín inferior (m)

$P_I$ : Paso del sinfín inferior, igual al diámetro (m)

$$Q_{V\text{sinfínI}} = \frac{\pi \times 0,55^2}{4} \times 0,55 \times 50 \times 60 \times 1$$
$$Q_{V\text{sinfínI}} = 392 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ahora, podemos calcular la potencia utilizando la ecuación mencionada en 3.6.1,

#### Potencia sinfines superiores

$$W_S = \frac{Q_{V\text{sinfínS}} \times P_e \times L \times C_2}{270}$$

Donde

$W_S$ : Potencia para accionar cada sinfín superior (CV)

$Q_{V\text{sinfínS}}$ : Capacidad del sinfín superior ( $\text{m}^3/\text{h}$ ).

$P_e$ : Peso específico del material ( $\text{t}/\text{m}^3$ ).

$L$ : Largo del sinfín (m).

$C_2$ : Coeficiente de resistencia al avance del material (adimensional). Existen numerosas tablas que contienen este dato y son totalmente experimentales. Para este proyecto se utilizó la Tabla 3-5 y debido a que los materiales a cargar por el sinfín son más de uno, se tomó un coeficiente promedio igual a 2,3.

$$W_S = \frac{150 \times 0,85 \times 3,08 \times 2,3}{270}$$
$$W_S = 3,34 \text{ CV}$$

#### Potencia sinfín inferior

$$W_I = \frac{Q_{V\text{sinfínI}} \times P_e \times L \times C_2}{270}$$

Donde

$W_I$ : Potencia para accionar el sinfín inferior (CV)

$Q_{V\text{sinfínI}}$ : Capacidad del sinfín inferior ( $\text{m}^3/\text{h}$ ).

$P_e$ : Peso específico del material ( $\text{t}/\text{m}^3$ ).

$L$ : Largo del sinfín (m).

$C_2$ : Coeficiente de resistencia al avance del material (adimensional). Existen numerosas tablas que contienen este dato y son totalmente experimentales. Para este proyecto se utilizó la Tabla 3-5 y debido a que los materiales a cargar por el sinfín son más de uno, se tomó un coeficiente promedio igual a 2,3.



$$W_I = \frac{392 \times 0,85 \times 3,08 \times 2,3}{270}$$

$$W_I = 8,74 \text{ CV}$$

**Potencia Total para accionar los tres sinfines:**

$$W_T = (W_S \times 2 + W_I) \times 1,5$$

$$W_T = (3,34 \times 2 + 8,74) \times 1,5$$

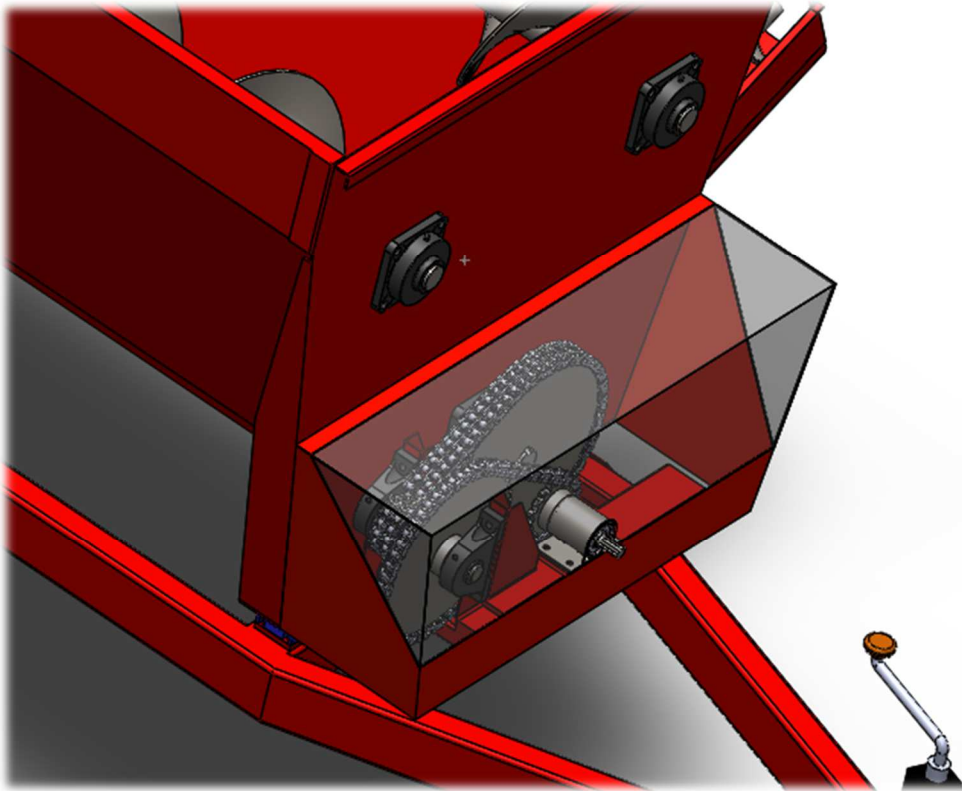
$$W_T = 23,10 \text{ CV}$$

Se afecta la potencia total por un factor de servicio para cubrir las pérdidas de carga que pueda tener el sistema por rozamientos y demás.



## Capítulo 5

### Transmisión delantera



**DIEGO LUNATTI**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

## 5 Transmisión delantera

El Mixer para poder funcionar necesita ser alimentado con energía eléctrica para que su balanza electrónica funcione, con energía hidráulica para que los actuadores y motores hidráulicos puedan accionarse y principalmente de energía mecánica para que los sinfines del sistema de mezclado puedan operar.

Dicha energía mecánica es recibida de la toma de potencia del tractor (en adelante TDP) a través de una barra cardánica que se acopla a la transmisión delantera del Mixer. Así, la función de la transmisión delantera es acoplar el sistema de mezclado a la TDP del tractor, donde debe realizar una reducción de las revoluciones ya que como vimos en 4.1 los sinfines giran a velocidades bajas (50 y 24 rpm).

Para diseñar la transmisión delantera, además de definir los datos del capítulo 4, es necesario investigar las prestaciones de las TDP de los tractores existentes en el mercado. Estas TDP están estandarizadas con normas internacionales, más precisamente la Norma ISO-500, y la más común es la de 540 rpm con un eje de salida estriado de 35 mm de diámetro por lo que fue seleccionado para este Mixer. En la Tabla 5-1 podemos ver las TDP normalizadas.

Tabla 5-1: Características principales de las TDP normalizadas (ISO-500)

Tipo de toma de fuerza	1	2	3	4
Diámetro nominal (mm)	35	35	45	57
Nº de acanaladuras	6	21	20	18
Régimen nominal (rev/min)	540	1000	1000	1000
Potencia máxima (kW - CV)	48 - 65	92 - 125	185 - 252	340 - 462
Altura sobre el suelo (mm)	450 - 675	550 - 775	650 - 875	800 - 1060
Desviación plano medio (mm)	50			

Seleccionada la TDP, la transmisión delantera tendrá como función reducir la velocidad de giro proporcionada por el tractor de 540 rpm a las requeridas por el sinfín inferior del sistema de mezclado, iguales a 50 rpm, soportando la potencia consumida por el sistema completo.

### 5.1 Descripción

La transmisión delantera está compuesta por ejes, rodamientos, engranajes y cadenas tal como se puede observar en la Ilustración 5-1.

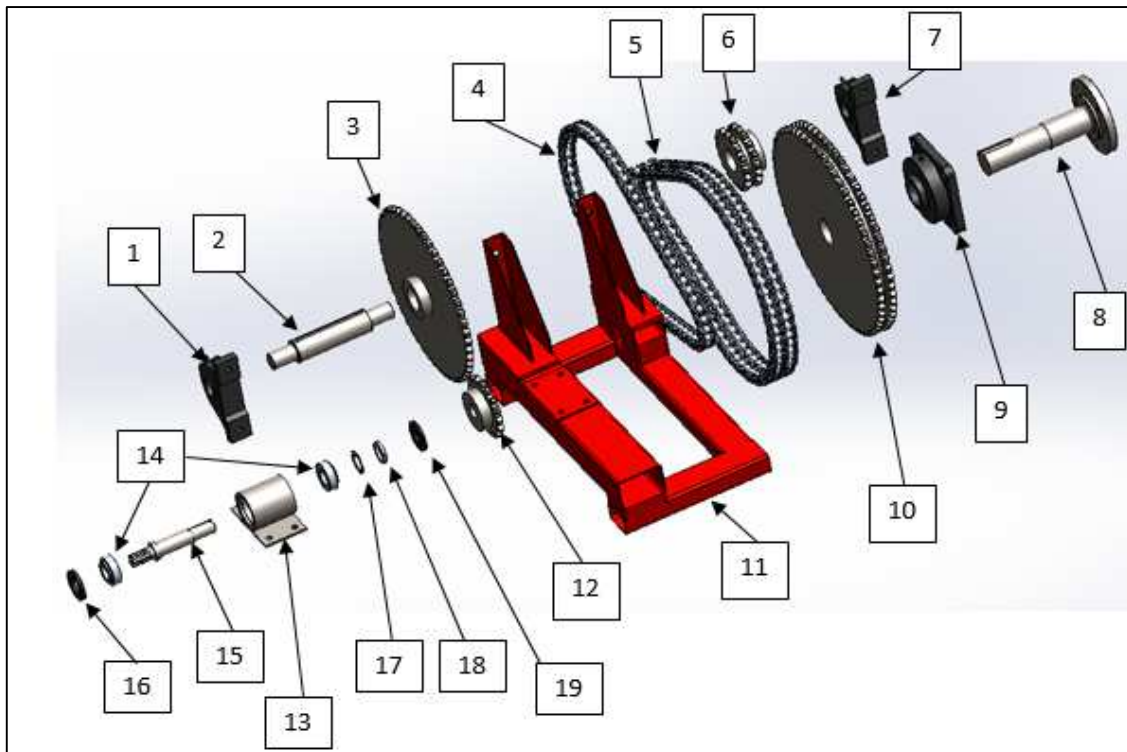


Ilustración 5-1: Componentes de la Transmisión delantera

Componentes de la transmisión delantera:

1. Rodamiento UCP-310 con soporte para montaje
2. Eje intermedio
3. Engranaje simple de 51 dientes (corona)
4. Cadena simple ASA100, paso 1 ¼"
5. Cadena doble ASA100, paso 1 ¼"
6. Engranaje doble de 17 dientes (piñón)
7. Rodamiento UCP-310 con soporte para montaje
8. Eje delantero de sinfín inferior
9. Rodamiento UCF-315 con soporte para montaje
10. Engranaje doble de 61 dientes (corona)
11. Soporte de transmisión delantera
12. Engranaje simple de 17 dientes (piñón)
13. Maza porta rodamientos del eje de entrada
14. Rodamiento a rodillos cónicos 33209
15. Eje de entrada
16. Retén 8828
17. Arandela MB9
18. Tuerca KM9

## 19. Retén 9409

El eje de entrada es el que tiene un extremo estriado tal como lo pide la norma ISO-500 (diámetro 35 mm con 6 acanaladuras) y en el otro extremo tiene un chavetero donde se monta un engranaje de 17 dientes que oficia de piñón en la transmisión. En el extremo estriado se acopla la barra cardánica del tractor y se pone en movimiento a 540 rpm, lo que es posible gracias a los rodamientos a rodillos cónicos, y por medio del piñón de 17 dientes las transmite a la corona de 51 dientes. En esta primera etapa se reducen las rpm de 540 a 180.

Luego, por medio del eje intermedio que está montado sobre rodamientos a bolas con soporte, el piñón doble de 17 dientes gira a la misma velocidad que la corona de 51 dientes y es transmitida con una cadena doble a la segunda corona doble de 61 dientes, conformando la segunda etapa de reducción de 180 a 50 rpm.

La corona doble de 61 dientes va montada sobre el eje delantero del sinfín inferior del sistema de mezclado y a su vez éste sobre un rodamiento a bolas con soporte cuadrado unido a la batea. Es en dicho eje, donde se acopla con una unión bridada el sinfín inferior para que gire a las 50 rpm buscadas.

En este capítulo se detallan los cálculos de los componentes de la transmisión: ejes y sus chaveteros, rodamientos, engranajes, cadenas y ajustes.

### 5.2 Cálculo de la transmisión delantera

El procedimiento utilizado es el recomendado por (Mott, 2006). Lo primero a definir es la relación que tendrá la transmisión, que en este caso se calcula en base a las rpm de entrada ( $N_1$ ), las rpm de salida ( $N_2$ ) y el número de dientes  $Z_1$  que tendrá el piñón o engranaje ya que son los datos conocidos

- Velocidad de entrada  $\Rightarrow N_1 = 540$  rpm (velocidad de giro de la TDP)
- Velocidad de salida  $\Rightarrow N_2 = 50$  rpm (velocidad del sinfín inferior)
- Dientes de engranajes  $\Rightarrow Z_1 = 17$  (Se seleccionó porque es el mínimo recomendado)
- Factor de servicio  $\Rightarrow F_s = 1,4$  (Para choques moderados de motores a explosión, seleccionado de la Tabla 3-6)
- Relación de transmisión:

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{540}{50} = 10,8$$

Debido a que la relación de transmisión no debe ser mayor a 7, se hace el sistema en dos etapas

$$i_T = i_1 \times i_2$$

Definimos  $i_1 = 3$ , ya que la única condición es que sea menor de 7, y calculamos  $i_2$





$$i_2 = \frac{i_T}{i_1} = \frac{10,8}{3}$$

$$i_2 = 3,6$$

Ahora se debe calcular la velocidad de salida de la primera etapa ( $N_{2A}$ )

$$i_1 = \frac{N_1}{N_{2A}} \Rightarrow N_{2A} = \frac{N_1}{i_1} = \frac{540}{3}$$

$$N_{2A} = 180 \text{ rpm}$$

Y cabe aclarar que la velocidad de salida de la primera etapa es a su vez la velocidad de entrada de la segunda etapa

$$i_2 = \frac{N_{2A}}{N_2} = \frac{180}{50} = 3,6$$

El número de dientes del engranaje conducido de la primera etapa  $Z_{2A}$

$$Z_{2A} = i_1 \times Z_1 = 3 \times 17$$

$$Z_{2A} = 51$$

El número de dientes del engranaje conductor de la segunda etapa  $Z_{1A}$  se toma igual a 17 utilizando el mismo criterio que para  $Z_1$ .

El número de dientes del engranaje conducido de la segunda etapa  $Z_2$

$$Z_2 = i_2 \times Z_{1A} = 3,6 \times 17$$

$$Z_2 \cong 61$$

### 5.2.1 Primera etapa de la transmisión delantera

#### Potencia de diseño

La potencia a la que estará sometida la transmisión, calculada en 4.1, se afecta por el factor de servicio  $F_s$  para obtener una potencia de diseño  $W_d$  mayor a modo de coeficiente de seguridad.

$$W_d = W \times F_s$$

$$W_d = 23,10 \times 1,4$$

$$W_d = 32,34 \text{ CV} \cong 31,90 \text{ HP}$$

#### Selección de la cadena

Para seleccionar la cadena, se utiliza la velocidad de entrada  $N_1$  y la potencia de diseño  $W_d$  para ingresar a la Tabla 5-2 de cadenas de rodillos estándares definida por la Norma ANSI (B29.1-1975) cuyos datos corresponden a cadenas con factor de servicio unitario, una vida útil de 15000 horas y una elongación máxima del 3 %.

$$N_1 = 540 \text{ rpm}$$

$$W_d = 31,90 \text{ HP}$$

La cadena estándar que se adapta a las condiciones definidas es:

- Cadena ASA 100
- $W_d = 43,90 / 51,70$  HP
- $N = 500 / 600$  rpm
- Paso =  $1 \frac{1}{4}''$  (31,75 mm)

Tabla 5-2: Cadenas de rodillos estándares de la Norma ANSI B29.1-1975 (Budynas, 2008) p.892

Velocidad de la catarina, rpm		Número ANSI de cadena							
		80	100	120	140	160	180	200	240
Tipo A	50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
	100	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
	150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
	200	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
	300	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
	400	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
	500	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
	600	27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
	700	31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	
	800	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
Tipo B	900	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
	1 000	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
	1 200	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		

### Diámetro de los engranajes

Por medio de las siguientes ecuaciones se obtienen los diámetros:

$$D_1 = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_1}}$$

$$D_{2A} = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_{2A}}}$$

Donde

$D_1$  = Diámetro del engranaje motor (mm)

$D_{2A}$  = Diámetro del engranaje conducido de la primera etapa (mm)

$P$  = Paso de la cadena y de los engranajes (mm)

$Z_1$  = Número de dientes del engranaje motor

$Z_{2A}$  = Número de dientes del engranaje conducido

$$D_1 = \frac{31,75}{\text{sen} \frac{180}{17}}$$

$$D_1 = 172,79 \text{ mm}$$

$$D_{2A} = \frac{31,75}{\operatorname{sen} \frac{180}{51}}$$
$$D_{2A} = 515,75 \text{ mm}$$

### Distancia entre centros de engranajes

La distancia entre centros se debe expresar en unidades del paso para mayor comodidad y en primera instancia se propone una distancia que desde el punto de vista constructivo es conveniente y luego se ajusta para convertirla en un número entero de cantidad de pasos de la cadena.

El valor propuesto es obtenido del Software SolidWorks y es igual a 477 mm

$$\frac{\text{Distancia propuesta}}{\text{Paso}} = \frac{477}{31,75} = 15 \text{ pasos}$$

Se define una distancia entre centros de engranajes  $C$  igual a 15 pasos

$$C = 15 \text{ pasos} = 477 \text{ mm}$$

### Largo de la cadena

Para calcular el largo  $L$  de la cadena en unidades de paso se aplica la siguiente ecuación

$$L = 2 \times C + \frac{Z_1 + Z_{2A}}{2} + \frac{(Z_{2A} - Z_1)^2}{4 \times \pi^2 \times C}$$
$$L = 2 \times 15 + \frac{17 + 51}{2} + \frac{(51 - 17)^2}{4 \times \pi^2 \times 15}$$
$$L = 65,95 \text{ pasos}$$

Como vemos, la longitud de la cadena dio como resultado un valor que no es múltiplo del paso, condición necesaria, por lo que se selecciona un valor de  $L = 66$  pasos y se vuelve a calcular la distancia entre centros.

$$L = 66 \text{ pasos} = 66 \times 31,75 = 2095,50 \text{ mm}$$

Nuevo cálculo de la distancia entre centros

$$C = \frac{1}{4} \times \left[ L - \frac{Z_{2A} + Z_1}{2} + \sqrt{\left( L - \frac{Z_{2A} + Z_1}{2} \right)^2 - \left[ \frac{8 \times (Z_{2A} - Z_1)^2}{4 \times \pi^2} \right]} \right]$$
$$C = \frac{1}{4} \times \left[ 66 - \frac{51 + 17}{2} + \sqrt{\left( 66 - \frac{51 + 17}{2} \right)^2 - \left[ \frac{8 \times (51 - 17)^2}{4 \times \pi^2} \right]} \right]$$
$$C = 15,02 \text{ pasos} = 15,02 \times 31,75 = 477,06 \text{ mm}$$

### Verificación del ángulo de contacto

Lo recomendable es que el ángulo de contacto que forma la cadena con los engranajes sea mayor a  $120^\circ$ . Se comprueba con las siguientes ecuaciones

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_{2A} - D_1}{2 \times C} \right)$$

$$\theta_{2A} = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_{2A} - D_1}{2 \times C} \right)$$

Donde

$\theta_1$  = Ángulo de contacto del engranaje motor

$\theta_{2A}$  = Ángulo de contacto del engranaje conducido

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{515,75 - 172,79}{2 \times 477} \right)$$

$$\theta_1 = 137,86^\circ > 120^\circ \text{ Cumple}$$

$$\theta_{2A} = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{515,75 - 172,79}{2 \times 477} \right)$$

$$\theta_{2A} = 222,13^\circ > 120^\circ \text{ Cumple}$$

En la Ilustración 5-2 podemos ver cómo quedó la transmisión, en la Ilustración 5-3 y la Ilustración 5-4 las dimensiones de los engranajes de 17 y 51 dientes con paso  $1 \frac{1}{4}$ ", respectivamente.

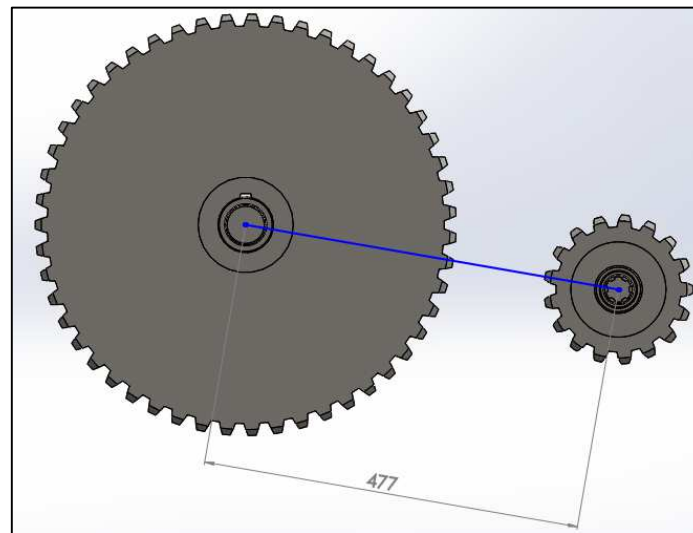


Ilustración 5-2: Primera etapa, transmisión delantera

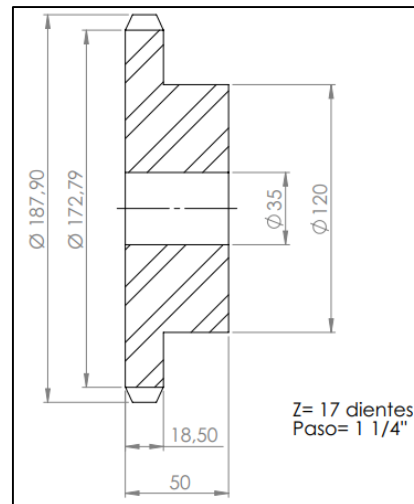


Ilustración 5-3: Engranaje de 17 dientes, paso 1 1/4"

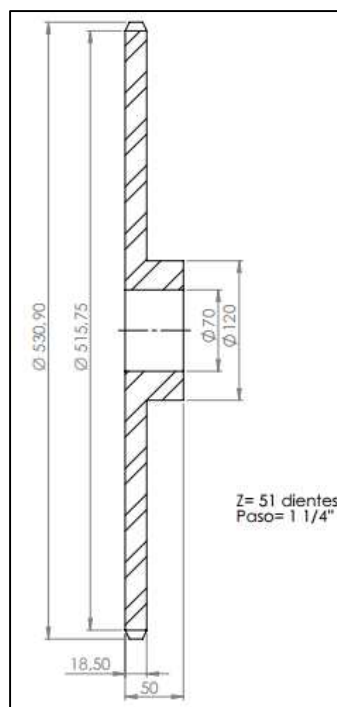


Ilustración 5-4: Engranaje de 51 dientes, paso 1 1/4"

## 5.2.2 Segunda etapa de la transmisión delantera

### Potencia de diseño

La potencia a la que estará sometida la transmisión es también la calculada en 5.2.1.

$$W_d = 32,34 \text{ CV} \cong 31,90 \text{ HP}$$

### Selección de la cadena

Para seleccionar la cadena, se utiliza la velocidad de entrada  $N_{2A}$  y la potencia de diseño  $W_d$  para ingresar a la Tabla 5-2 de cadenas de rodillos estándares definida por la Norma ANSI (B29.1-1975) cuyos datos corresponden a cadenas con factor de servicio unitario, una vida útil de 15000



horas y una elongación máxima del 3 %. En esta etapa, para reducir el diámetro de los engranajes necesarios, se selecciona una cadena doble que se selecciona de la misma tabla que las cadenas simples con la diferencia de que al utilizarlas dobles tienen un 70% más de capacidad en cuanto a potencia.

$$N_{2A} = 180 \text{ rpm}$$

$$W_d = 31,90 \text{ HP}$$

La cadena estándar que se adapta a las condiciones definidas es:

- Cadena ASA 100 doble
- $W_d = 14,80 / 19,20 \text{ HP} \times 1,70 = 32,64 \text{ HP}$
- $N = 150 / 200 \text{ rpm}$
- Paso =  $1 \frac{1}{4}''$  (31,75 mm)

### Diámetro de los engranajes

Por medio de las siguientes ecuaciones se obtienen los diámetros:

$$D_{1A} = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_{1A}}}$$

$$D_2 = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_2}}$$

Donde

$D_{1A}$  = Diámetro del engranaje motor (mm)

$D_2$  = Diámetro del engranaje conducido de la primera etapa (mm)

$P$  = Paso de la cadena y de los engranajes (mm)

$Z_{1A}$  = Número de dientes del engranaje motor

$Z_2$  = Número de dientes del engranaje conducido

$$D_{1A} = \frac{31,75}{\text{sen} \frac{180}{17}}$$

$$D_{1A} = 172,79 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{31,75}{\text{sen} \frac{180}{61}}$$

$$D_2 = 616,76 \text{ mm}$$

### Distancia entre centros de engranajes

La distancia entre centros se debe expresar en unidades del paso para mayor comodidad y en primera instancia se propone una distancia que desde el punto de vista constructivo es



conveniente y luego se ajusta para convertirla en un número entero de cantidad de pasos de la cadena.

El valor propuesto es obtenido del Software SolidWorks y es igual a 450 mm

$$\frac{\text{Distancia propuesta}}{\text{Paso}} = \frac{470}{31,75} = 14,80 \text{ pasos}$$

Se define una distancia entre centros de engranajes  $C$  igual a 14,80 pasos

$$C = 14,80 \text{ pasos} = 470 \text{ mm}$$

### Largo de la cadena

Para calcular el largo  $L$  de la cadena en unidades de paso se aplica la siguiente ecuación

$$L = 2 \times C + \frac{Z_{1A} + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_{1A})^2}{4 \times \pi^2 \times C}$$

$$L = 2 \times 14,80 + \frac{17 + 61}{2} + \frac{(61 - 17)^2}{4 \times \pi^2 \times 14,80}$$

$$L = 71,90 \text{ pasos}$$

Como vemos, la longitud de la cadena dio como resultado un valor que no es múltiplo del paso, condición necesaria, por lo que se selecciona un valor de  $L = 72$  pasos y se vuelve a calcular la distancia entre centros.

$$L = 72 \text{ pasos} = 72 \times 31,75 = 2286 \text{ mm}$$

Nuevo cálculo de la distancia entre centros

$$C = \frac{1}{4} \times \left[ L - \frac{Z_2 + Z_{1A}}{2} + \sqrt{\left( L - \frac{Z_2 + Z_{1A}}{2} \right)^2 - \left[ \frac{8 \times (Z_2 - Z_{1A})^2}{4 \times \pi^2} \right]} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \times \left[ 72 - \frac{61 + 17}{2} + \sqrt{\left( 72 - \frac{61 + 17}{2} \right)^2 - \left[ \frac{8 \times (61 - 17)^2}{4 \times \pi^2} \right]} \right]$$

$$C \cong 14,8 \text{ pasos} = 14,8 \times 31,75 = 470 \text{ mm}$$

### Verificación del ángulo de contacto

Lo recomendable es que el ángulo de contacto que forma la cadena con los engranajes sea mayor a  $120^\circ$ . Se comprueba con las siguientes ecuaciones

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_2 - D_{1A}}{2 \times C} \right)$$

$$\theta_{2A} = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_2 - D_{1A}}{2 \times C} \right)$$

Donde

$\theta_1$  = Ángulo de contacto del engranaje motor

$\theta_{2A}$  = Ángulo de contacto del engranaje conducido

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{616,76 - 172,79}{2 \times 453,50} \right)$$

$$\theta_1 = 121,38^\circ > 120^\circ \text{ Cumple}$$

$$\theta_{2A} = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{616,76 - 172,79}{2 \times 453,50} \right)$$

$$\theta_{2A} = 238,613^\circ > 120^\circ \text{ Cumple}$$

En la Ilustración 5-5 podemos ver cómo quedó la transmisión, en la Ilustración 5-6 y la Ilustración 5-7 las dimensiones de los engranajes de 17 y 51 dientes con paso 1 ¼", respectivamente.

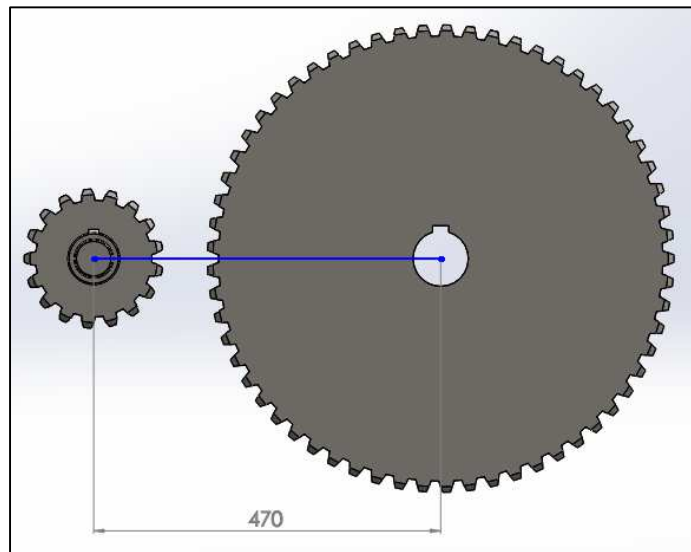


Ilustración 5-5: Segunda etapa, transmisión delantera

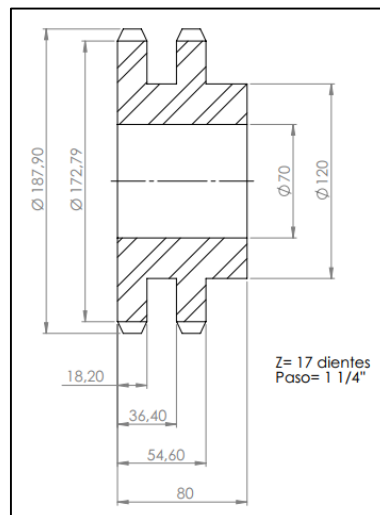


Ilustración 5-6: Engranaje doble de 17 dientes, paso 1 ¼"



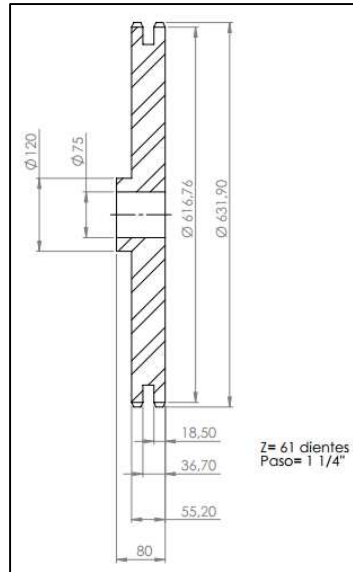


Ilustración 5-7: Engranaje doble de 61 dientes, paso 1 1/4"

### 5.2.3 Eje de entrada

Se propone el diseño de la Ilustración 5-8 para el eje de entrada, del cual se analizarán los esfuerzos variables a los que está sometido y se comprobará su sección bajo el criterio de Soderberg para los esfuerzos equivalentes (Faires, 1995).

El eje está afectado por un momento de torsión del lado estriado provocado por la alimentación del tractor, y por una fuerza debido a la tensión de la cadena del sistema de transmisión del lado del chavetero. Las reacciones se dan en las pistas de los rodamientos, ya que el eje está soportado por dos rodamientos a rodillos cónicos.

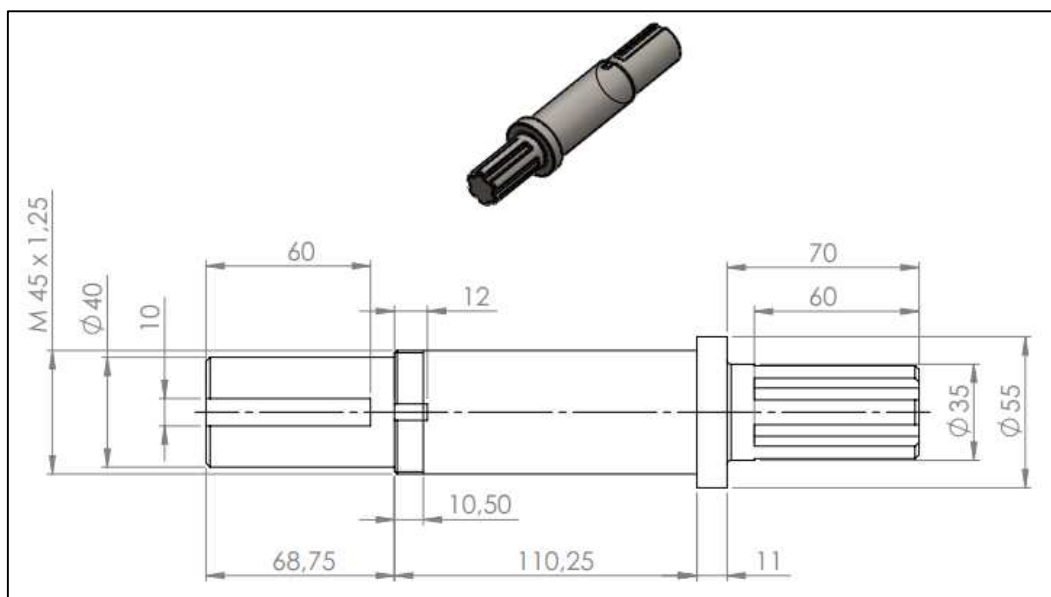


Ilustración 5-8: Eje de entrada

Se comienza con la obtención de los momentos flectores máximos de acuerdo a la distribución de las cargas y apoyos mostrados en la Ilustración 5-9.

$R_B$  y  $R_C$  son los apoyos, donde están ubicados los rodamientos,  $F_A$  es la fuerza que realiza el tractor (calculada por medio de la potencia y el diámetro del eje) que está en el plano XZ y  $F_D$  es la fuerza ejercida por la cadena que tiene componentes en los planos XZ e YZ.

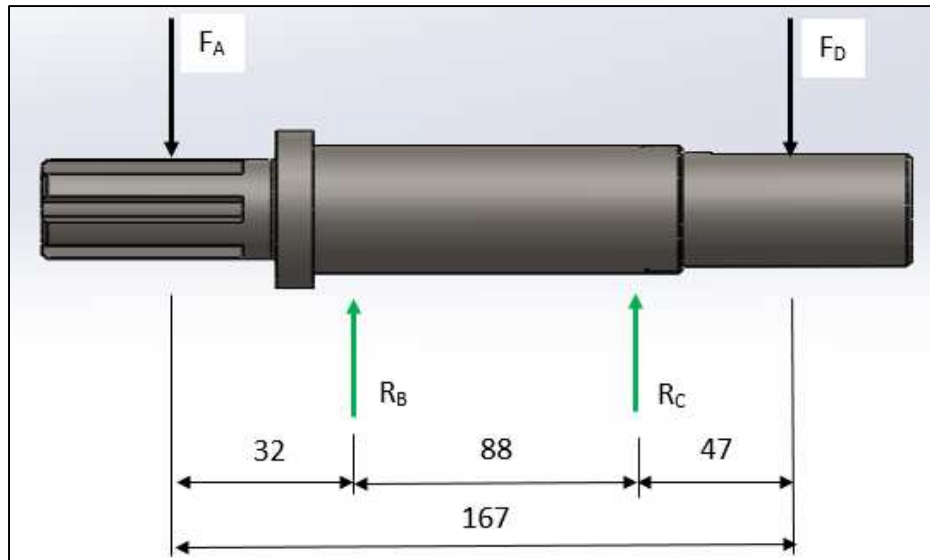


Ilustración 5-9: Eje de entrada, fuerzas actuantes

### Plano XZ.

En este plano actúa la fuerza del tractor  $F_A$  y la componente en XZ de la fuerza de la cadena  $F_D$  con las consecuentes reacciones  $R_{Bx}$  y  $R_{Cx}$ .

Para calcular  $F_A$

$$F_A = \frac{2 \times M}{\varnothing_e}$$

Donde

$F_A$ : Fuerza del tractor (kg)

$M$ : Momento de torsión generado por el tractor (kgcm)

$$M = \frac{71620 \times CV}{rpm}$$

$$M = \frac{71620 \times 23,1}{540}$$

$$M = 3063,74 \text{ kgcm}$$

$\varnothing_e$ : Diámetro del eje en la sección donde se acopla el motor (cm)

$$F_A = \frac{2 \times 3063,74}{3,50}$$

$$F_A = 1750,71 \text{ kgcm}$$

Para calcular  $F_D$  es el mismo método pero con el diámetro del engranaje de 17 dientes que va acoplado en el eje

$$F_D = \frac{2 \times 3063,74}{17,278}$$

$$F_D = 354,64 \text{ kg}$$

Sin embargo, esta fuerza tiene una componente  $F_{DX}$  en el plano XZ y una componente  $F_{DY}$  en el plano YZ. Para calcularlas se utiliza el ángulo de  $10^\circ$  (aproximadamente) que se observa en la Ilustración 5-10.

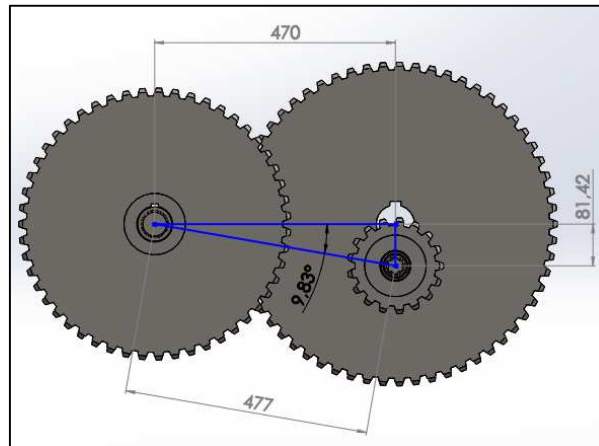


Ilustración 5-10: Inclinación de la cadena de transmisión delantera

$$F_{DX} = F_D \times \cos 10^\circ$$

$$F_{DX} = 354,64 \times \cos 10^\circ$$

$$F_{DX} = 349,25 \text{ kg}$$

$$F_{DY} = F_D \times \sin 10^\circ$$

$$F_{DY} = 354,64 \times \sin 10^\circ$$

$$F_{DY} = 61,58 \text{ kg}$$

Ya definidas las fuerzas, se comienza el cálculo del momento flector

$$\varepsilon M_C = -F_A \times 12 + R_{BX} \times 8,80 - F_{DX} \times 4,70 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_C$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto C, donde se encuentra  $R_{CX}$  (kgcm)

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_{BX}$ , la cual se despeja

$$R_{BX} = \frac{F_A \times 12 + F_{DX} \times 4,70}{8,80}$$

$$R_{BX} = \frac{1750,71 \times 12 + 349,25 \times 4,70}{8,80}$$

$$R_{BX} = 2573,86 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en X, que también es cero siguiendo el principio de un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_X = -F_A + R_{BX} - R_{CX} + F_{DX} = 0$$

Despejando  $R_{CX}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{CX} = -F_A + R_{BX} + F_{DX}$$

$$R_{CX} = -1750,71 + 2573,86 + 349,25$$

$$R_{CX} = 1172,40 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

**Sección 1-1<sub>XZ</sub>.**

$$M_{1-1} = -F_A \times 3,50$$

$$M_{1-1} = -1750,71 \times 3,20$$

$$M_{1-1} = -5602,27 \text{ kgcm}$$

**Sección 2-2<sub>XZ</sub>.**

$$M_{2-2} = -F_A \times 12 + R_{BX} \times 8,80$$

$$M_{2-2} = -1750,71 \times 12 + 2573,86 \times 8,80$$

$$M_{2-2} = 1641,45 \text{ kgcm}$$

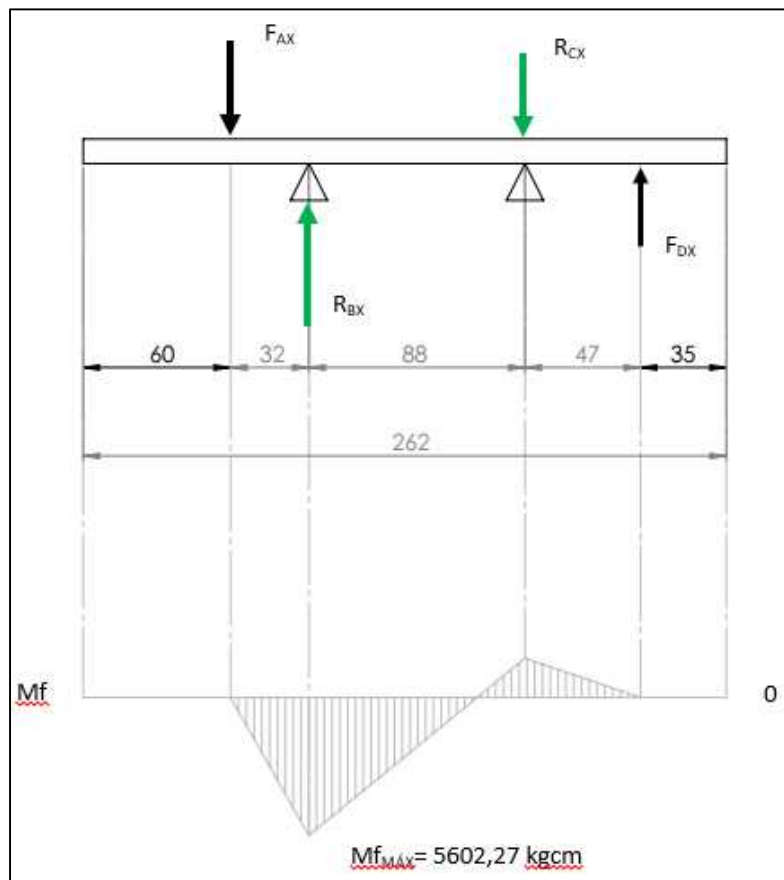


Ilustración 5-11: Diagrama de momentos, eje de entrada, XZ

**Sección 3-3<sub>XZ</sub>.**

$$M_{3-3} = -F_A \times 16,70 + R_{Bx} \times 13,50 - R_{Cx} \times 4,70$$

$$M_{3-3} = -1750,71 \times 16,70 + 2573,86 \times 13,50 - 1172,40 \times 4,70$$

$$M_{3-3} = 0 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 5-11, que el momento flector máximo en este plano es de 5602,27 kgcm y en la ubicación de la reacción  $R_{BX}$ .

### Plano YZ.

En este plano actúa solamente la componente de la fuerza  $F_D$  que realiza la cadena ( $F_{DY}$ ) y las consecuentes reacciones  $R_{BY}$  y  $R_{CY}$ .

Se plantean las sumatorias de momentos y de fuerzas en Y, de acuerdo a un sistema en equilibrio:

$$\varepsilon M_B = R_{CY} \times 8,80 - F_{DY} \times 13,50 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_B$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto B, donde se encuentra  $R_{BY}$  (kgcm)

Despejando  $R_{CY}$

$$R_{CY} = \frac{F_{DY} \times 13,50}{8,80}$$

$$R_{CY} = \frac{61,58 \times 13,50}{8,80}$$

$$R_{CY} = 94,47 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en Y

$$\varepsilon F_Y = R_{BY} - R_{CY} + F_{DY} = 0$$

Despejando  $R_{BY}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{BY} = R_{CY} - F_{DY}$$

$$R_{BY} = 94,47 - 61,58$$

$$R_{BY} = 32,89 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

### Sección 2-2<sub>YZ</sub>.

$$M_{2-2} = R_{BY} \times 8,10$$

$$M_{2-2} = 32,89 \times 8,10$$

$$M_{2-2} = 289,43 \text{ kgcm}$$

### Sección 3-3<sub>YZ</sub>.

$$M_{3-3} = F_{DY} \times 4,70$$

$$M_{3-3} = 61,58 \times 4,70$$

$$M_{3-3} = 289,43 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 5-12, que el momento flector máximo en este plano es de 289,43 kgcm y en la ubicación de la reacción  $R_{CY}$ .

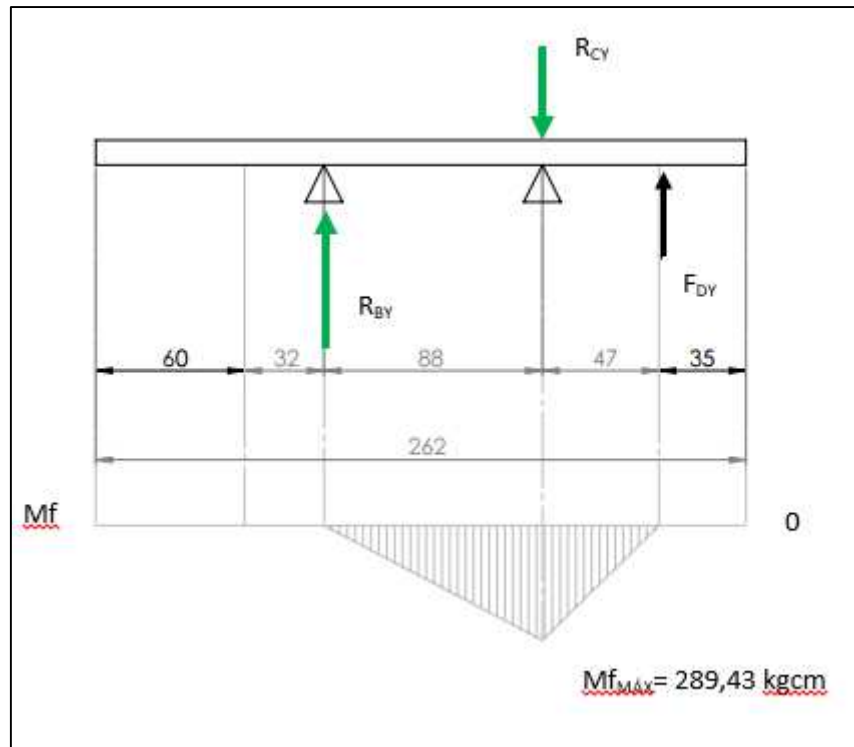


Ilustración 5-12: Diagrama de momentos, eje de entrada, YZ

Terminado este análisis, se comprueba que el momento flector máximo se da en la sección 1-1 correspondiente al acople estriado del eje e igual a 5602,27 kgcm. Con un criterio conservador se utilizará este momento para el cálculo de la sección mínima del eje de entrada.

Ahora bien, aplicando el criterio de Soderberg, comprobamos si la sección del eje resistirá, con un coeficiente de seguridad de como mínimo 2.

#### Datos para la verificación del eje.

Los datos de los materiales seleccionados fueron tomados de las tablas del Apéndice del libro (Faires, 1995).

Material seleccionado: SAE-4140

$S_u = 10400 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)

$S_y = 6679 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 4007,40 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

$S'_n = 0,5 \times S_u = 5200 \text{ kg/cm}^2$  (Límite de fatiga)

$K_1 = 1,1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al estado de la superficie, pulida esmerilada, según Figura AF-5 (Mills, 2004) p.751)

$K_2 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al tipo de esfuerzo: flexión)

$K_3 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al diámetro de la sección: superior a  $\frac{1}{2}$ " )

$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times S'_n = 5720 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga)

$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 3432 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga en corte)

$K_f = 1,6$  (Factor de entalla de reducción de resistencia a la fatiga, tabla AT-13 (Faires, 1995) p.751)

$$Z = \frac{\pi \times \varnothing_e^3}{32} = \frac{\pi \times 3,50^3}{32} = 4,21 \text{ cm}^3 \text{ (Módulo resistente)}$$

#### Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de flexión.

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, se tiene

$$S_m = \text{Esfuerzo medio} = 0$$

$$S_a = \text{Esfuerzo alterno} = \frac{Mf_{\text{máx}}}{Z} = \frac{5602,27}{4,21} = 1330,70 \text{ kg/cm}^2$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_e$

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

$$S_e = 0 + 1330,70 \times 1,6$$

$$S_e = 2129,12 \text{ kg/cm}^2$$

#### Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de corte.

Suponiendo un par de torsión constante, se tiene

$$S_{ms} = \text{Esfuerzo medio en corte} = \frac{M}{Z} = \frac{3063,74}{4,21} = 727,73 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{as} = \text{Esfuerzo alterno en corte} = 0$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_{es}$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + S_{as} \times K_{fs}$$

$$S_{es} = \frac{3432}{4007,40} \times 727,73 + 0$$

$$S_{es} = 623,24 \text{ kg/cm}^2$$

#### Ecuación de esfuerzos combinados

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

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{2129,12}{5720}\right)^2 + \left(\frac{623,24}{3432}\right)^2$$

$$N = \sqrt{\frac{1}{0,17}}$$

$$N = 2,41$$

Este resultado se considera aceptable a pesar de ser menor a 3, para el servicio al que será sometido.

### 5.2.3.1 Selección de rodamientos para el eje de entrada

Como se puede observar en la Ilustración 5-1, el eje de entrada va montado sobre dos rodamientos comerciales (ítem 14) que para seleccionarlos se requiere calcular la capacidad de carga dinámica básica además de saber el diámetro y velocidad de giro del eje.

Para realizar dicho cálculo, se tomó el procedimiento del libro (Faires, 1995) p.445, que se describe a continuación.

Lo primero que se define es la fuerza radial que sufrirá el rodamiento, que en este caso es la resultante de las componentes en XZ e YZ calculadas anteriormente en cada uno de los apoyos:

$$F_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}$$

Donde

$F_B$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo B (kg)

$R_{BX}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo B (kg)

$R_{BY}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo B (kg)

$$F_B = \sqrt{2573,86^2 + 32,89^2}$$
$$F_B \cong 2574 \text{ kg}$$

Ahora, en el apoyo C

$$F_C = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2}$$

Donde

$F_C$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo C (kg)

$R_{CX}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo C (kg)

$R_{CY}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo C (kg)

$$F_C = \sqrt{1172,40^2 + 94,47^2}$$
$$F_C \cong 1176,20 \text{ kg}$$

Como la fuerza en el apoyo B es mayor, es la que se selecciona para el cálculo de la capacidad de carga dinámica básica, dato con el cual ingresamos a los catálogos de rodamientos para seleccionar el adecuado:

$$F_R = (B_{10})^{1/K} \times F_E$$

Donde

$F_R$ : Capacidad de carga dinámica básica (kg)

$B_{10}$ : Número deseado de revoluciones antes de que ocurran el 10% de fallos, expresado en Mr (millones de revoluciones)





$K$ : Coeficiente adimensional de Palmgren, que se toma igual a 3 para rodamientos a bolas e igual a  $10/3$  para rodamientos a rodillos

$F_E$ : Carga equivalente que soporta el rodamiento, en este caso es directamente la carga radial  $F_B$  (kg)

Primero se obtiene  $B_{10}$ , utilizando las rpm a las que girará el eje

$$B_{10} = hs \times 60 \times rpm \times 10^{-6}$$

La cantidad horas seleccionadas con una probabilidad del 90% de que el rodamiento no falle en ese tiempo, se selecciona de la Tabla 3-3.

$$B_{10} = 8000 \times 60 \times 540 rpm \times 10^{-6}$$

$$B_{10} = 259,20 Mr$$

$$F_R = (259,20)^{3/10} \times 2574$$

$$F_R = 13636,40 kg = 134 kN$$

Resumiendo los resultados para ingresar al catálogo de rodamientos:

- Diámetro del eje: 45 mm
- Revoluciones: 540 rpm
- Carga dinámica básica: 134 kN

Se selecciona del catálogo de la marca SKF (SKF, s.f.) El siguiente rodamiento:

- Rodamiento a rodillos cónicos de una hilera
- Código: 33209
- $F_R$ : 135 kN
- Velocidad máxima: 6000 rpm
- Diámetro interior: 45 mm
- Ancho: 32 mm
- Peso: 0,80 kg

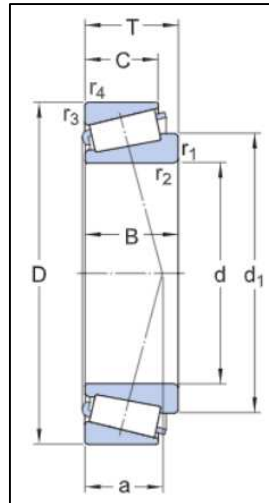


Ilustración 5-13: Imagen del rodamiento 33209 tomada del catálogo SKF (SKF, s.f.)

Para proteger estos rodamientos, cuyo diámetro exterior se aloja en una maza porta rodamientos, se coloca en cada extremo un retén.

### 5.2.3.2 Cálculo de la chaveta del eje de entrada

En el extremo del lado de la cadena, el eje de entrada tiene un alojamiento para chaveta ya que por medio de ésta se acopla el piñón simple de 17 dientes, con un diámetro de 40 mm.

En este apartado se calcula la sección que debe tener la chaveta. Se utiliza el procedimiento de cálculo del libro (Faires, 1995)p.365.

#### Material de la chaveta

Se toma este material para el cálculo porque es el menos resistente del conjunto Eje-chaveta-piñón

Material seleccionado: AISI-1010 Estirado en frío

$S_y = 3867 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2320,20 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

Chaveta seleccionada: 1 cm x 0,60 cm

Eje  $\varnothing = 4,00 \text{ cm}$

Velocidad de giro: 540 rpm

Torque: 3063,74 kgcm

Coefficiente de seguridad  $N=3,5$

Esfuerzo máximo en corte:

$$S_s = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{2320,20}{3,5} = 662,91 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzo máximo en compresión:

$$S_c = \frac{S_y}{N} = \frac{3867}{3,5} = 1104,85 \text{ kg/cm}^2$$

Largo de la chaveta, en corte:

$$L = \frac{2 \times T}{S_s \times b \times \emptyset} = \frac{2 \times 3063,74}{662,91 \times 1 \times 4} = 2,31 \text{ cm}$$

Largo de la chaveta, en compresión:

$$L = \frac{4 \times T}{S_c \times t \times \emptyset} = \frac{4 \times 3063,74}{1104,85 \times 0,60 \times 4} = 4,62 \text{ cm}$$

El largo mínimo requerido para la chaveta es de 46 mm, por lo que se verifica que el largo indicado en la Ilustración 5-8 es satisfactorio.

### 5.2.3.3 Tolerancia de los diámetros del eje de entrada

Los diámetros 45 del eje donde van montados los rodamientos a rodillos deben tener una tolerancia para que el montaje durante el armado sea correcto. De igual manera, el diámetro 40 donde va montado el piñón simple de 17 dientes.

#### **Diámetro 45 mm**

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje para luego montar sobre éste los rodamientos y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988) y el ajuste recomendado por el fabricante del rodamiento.

Tolerancia recomendada por el fabricante (SKF): dN 45 k6

Significa que el ajuste es Aprieto y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 6.

El procedimiento utilizado es el mismo que en 3.6.8, arrojando los siguientes resultados:

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 45} = 45_{+0,00213}^{+0,01853} \text{ mm}$$

**Medida final del agujero con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{agujero\ 45} = 45_{-0,0460}^{-0,0130} \text{ mm}$$

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 40} = 40_{+0,0340}^{+0,0497} \text{ mm}$$

**Medida final del agujero con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{agujero\ 40} = 40_{+0,00000}^{+0,02526} \text{ mm}$$

### 5.2.4 Eje intermedio

Se propone el diseño de la Ilustración 5-14 para el eje intermedio, del cual se analizarán los esfuerzos variables a los que está sometido y se comprobará su sección bajo el criterio de Soderberg para los esfuerzos equivalentes (Faires, 1995).

Como se puede observar en la Ilustración 5-1 el eje está afectado por una fuerza en cada uno de sus extremos correspondientes a las cadenas de la primer y segunda etapa de transmisión (ítem 4 y 5). Las reacciones se dan en las pistas de los rodamientos, ya que el eje está soportado por dos rodamientos a bolas (ítem 1 y 7).

Se comienza con la obtención de los momentos flectores máximos de acuerdo a la distribución de las cargas y apoyos mostrados en la Ilustración 5-15.

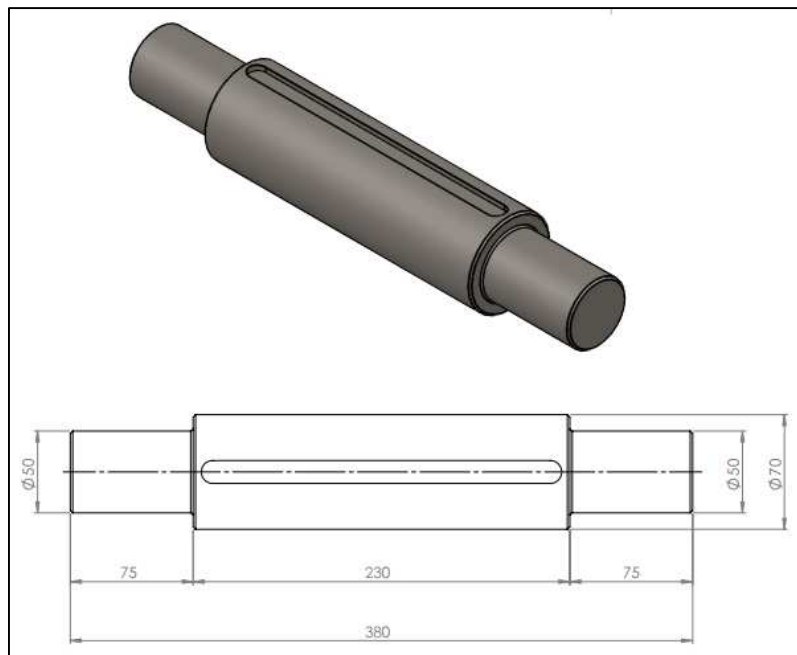


Ilustración 5-14: Eje intermedio

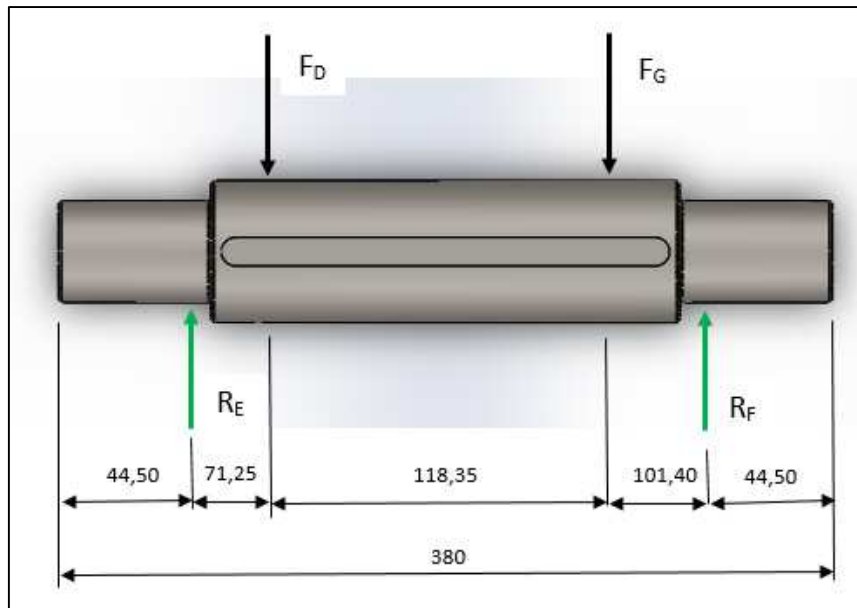


Ilustración 5-15: Eje intermedio, fuerzas actuantes

$R_E$  y  $R_F$  son los apoyos, donde están ubicados los rodamientos,  $F_D$  es la fuerza que realiza la cadena correspondiente a la 1° etapa de la transmisión con componentes en los planos XZ e YZ y  $F_G$  es la fuerza ejercida por la cadena correspondiente a la 2° etapa de la transmisión en el plano XZ.

#### Plano XZ.

En este plano actúa la componente de la fuerza  $F_D$  de la cadena de la primera etapa  $F_{Dx}$  y la fuerza de la cadena de la segunda etapa  $F_G$  que solo tiene componente en este plano XZ.

Para calcular  $F_D$

$$F_D = \frac{2 \times M}{\varnothing_e}$$

Donde

$F_D$ : Fuerza de la 1° cadena (kg)

$M$ : Momento de torsión generado por la 1° cadena (kgcm)

$$M = \frac{71620 \times CV}{rpm}$$

$$M = \frac{71620 \times 23,1}{180}$$

$$M = 9121,23 \text{ kgcm}$$

$\varnothing_e$ : Diámetro del eje en la sección donde se acopla el engranaje simple de 51 dientes (cm)

$$F_D = \frac{2 \times 9121,23}{51,575}$$

$$F_D = 356,42 \text{ kgcm}$$

Para calcular  $F_G$  es el mismo método pero con el diámetro del engranaje doble de 17 dientes que va acoplado en el eje

$$F_G = \frac{2 \times 9121,23}{17,278}$$
$$F_G = 1063,92 \text{ kg}$$

Sin embargo, la fuerza  $F_D$  tiene una componente  $F_{DX}$  en el plano XZ y una componente  $F_{DY}$  en el plano YZ. Para calcularlas se utiliza el ángulo de  $10^\circ$  (aproximadamente) que se observa en la Ilustración 5-10.

$$F_{DX} = F_D \times \cos 10^\circ$$
$$F_{DX} = 356,42 \times \cos 10^\circ$$
$$F_{DX} = 350 \text{ kg}$$

$$F_{DY} = F_D \times \sin 10^\circ$$
$$F_{DY} = 356,42 \times \sin 10^\circ$$
$$F_{DY} \cong 62 \text{ kg}$$

Ya definidas las fuerzas, se comienza el cálculo del momento flector

$$\varepsilon M_E = F_{DX} \times 7,12 + F_G \times 18,96 - R_{FX} \times 29,10 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_E$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto E, donde se encuentra  $R_{EX}$  (kgcm)

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_{FX}$ , la cual se despeja

$$R_{FX} = \frac{F_{DX} \times 7,12 + F_G \times 18,96}{29,10}$$
$$R_{FX} = \frac{350 \times 7,12 + 1063,92 \times 18,96}{29,10}$$
$$R_{FX} = 778,89 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en X, que también es cero siguiendo el principio de un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_X = R_{EX} - F_{DX} - F_G + R_{FX} = 0$$

Despejando  $R_{EX}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{EX} = F_{DX} + F_G - R_{FX}$$
$$R_{EX} = 350 + 1063,92 - 778,89$$
$$R_{EX} = 635 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

**Sección 1-1<sub>xz</sub>.**

$$M_{1-1} = R_{EX} \times 5,87$$

$$M_{1-1} = 635 \times 7,12$$

$$M_{1-1} = 4524,37 \text{ kgcm}$$

**Sección 2-2<sub>xz</sub>.**

$$M_{2-2} = R_{EX} \times 18,96 - F_{DX} \times 11,83$$

$$M_{2-2} = 635 \times 18,96 - 350 \times 11,83$$

$$M_{2-2} = 7897,35 \text{ kgcm}$$

**Sección 3-3<sub>xz</sub>.**

$$M_{3-3} = R_{EX} \times 29,10 - F_{DX} \times 21,97 - F_G \times 10,14$$

$$M_{3-3} = 635 \times 29,10 - 350 \times 21,97 - 1063,92 \times 10,14$$

$$M_{3-3} = 0 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 5-16, que el momento flector máximo en este plano es de 7897,35 kgcm y en la ubicación de la fuerza  $F_G$ .

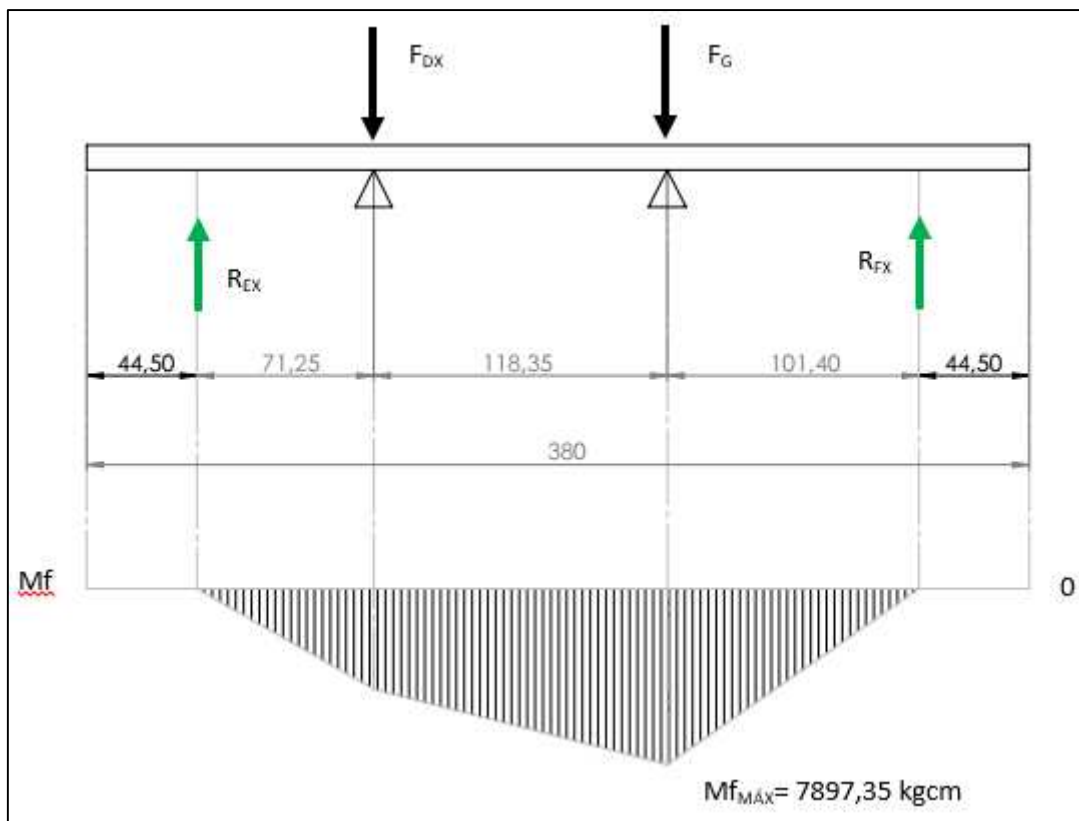


Ilustración 5-16: Diagrama de momentos, eje de entrada, XZ

**Plano YZ.**

En este plano actúa solamente la componente de la fuerza  $F_D$  que realiza la 1ª cadena ( $F_{DY}$ ) y las consecuentes reacciones  $R_{EY}$  y  $R_{FY}$ .



Se plantean las sumatorias de momentos y de fuerzas en Y, de acuerdo a un sistema en equilibrio:

$$\varepsilon M_E = F_{DY} \times 7,12 - R_{FY} \times 29,10 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_E$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto E, donde se encuentra  $R_{EY}$  (kgcm)

Despejando  $R_{FY}$

$$R_{FY} = \frac{F_{DY} \times 7,12}{29,10}$$

$$R_{FY} = \frac{62 \times 7,12}{29,10}$$

$$R_{FY} = 15,20 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en Y

$$\varepsilon F_Y = R_{EY} - F_{DY} + R_{FY} = 0$$

Despejando  $R_{EY}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{EY} = F_{DY} - R_{FY}$$

$$R_{EY} = 62 - 15,20$$

$$R_{EY} = 46,80 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

**Sección 1-1<sub>vz</sub>.**

$$M_{1-1} = R_{EY} \times 7,12$$

$$M_{1-1} = 46,80 \times 7,12$$

$$M_{1-1} = 333,45 \text{ kgcm}$$

**Sección 2-2<sub>vz</sub>.**

$$M_{2-2} = R_{EY} \times 29,10 - F_{DY} \times 21,97$$

$$M_{2-2} = 46,80 \times 29,10 - 62 \times 21,97$$

$$M_{2-2} = 0 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 5-17 Ilustración 5-12, que el momento flector máximo en este plano es de 333,45 kgcm y en la ubicación de la fuerza  $F_{DY}$ .



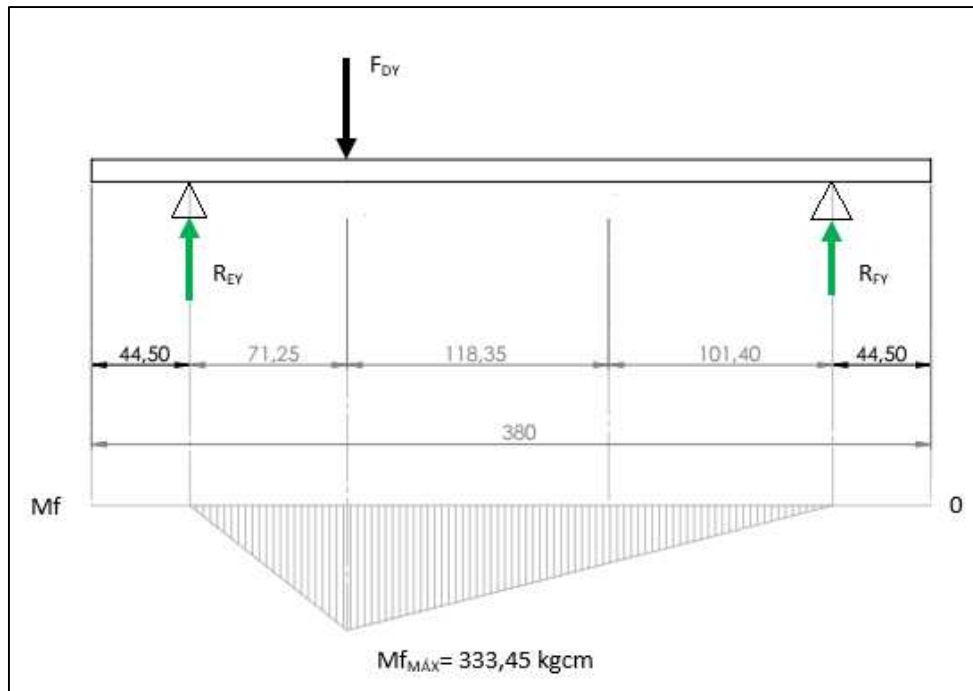


Ilustración 5-17: Diagrama de momentos, eje intermedio, YZ

Terminado este análisis, se comprueba que el momento flector máximo se da en la sección 2-2 correspondiente a la 2° cadena e igual a 7897,35 kgcm. Con un criterio conservador se utilizará este momento para el cálculo de la sección mínima del eje intermedio.

Ahora bien, aplicando el criterio de Soderberg, comprobamos si la sección del eje resistirá, con un coeficiente de seguridad de como mínimo 2.

#### Datos para la verificación del eje.

Los datos de los materiales seleccionados fueron tomados de las tablas del Apéndice del libro (Faires, 1995).

Material seleccionado: SAE-1045

$S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)

$S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2488,80 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

$S'_n = 0,5 \times S_u = 3374,50 \text{ kg/cm}^2$  (Límite de fatiga)

$K_1 = 1,1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al estado de la superficie, pulida esmerilada, según Figura AF-5 (Mills, 2004) p.751

$K_2 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al tipo de esfuerzo: flexión)

$K_3 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al diámetro de la sección: superior a  $\frac{1}{2}$ " )

$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times S'_n = 3712 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga)

$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 2227,20 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga en corte)

$K_f = 1,6$  (Factor de entalla de reducción de resistencia a la fatiga, tabla AT-13 (Faires, 1995) p.751)

$$Z = \frac{\pi \times \emptyset_e^3}{32} = \frac{\pi \times 5^3}{32} = 12,27 \text{ cm}^3 \text{ (Módulo resistente)}$$

#### Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de flexión.

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, se tiene

$$S_m = \text{Esfuerzo medio} = 0$$

$$S_a = \text{Esfuerzo alterno} = \frac{M_{f_{\max}}}{Z} = \frac{7897,35}{12,27} = 643,63 \text{ kg/cm}^2$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_e$

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

$$S_e = 0 + 643,63 \times 1,6$$

$$S_e = 1029,81 \text{ kg/cm}^2$$

#### Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de corte.

Suponiendo un par de torsión constante, se tiene

$$S_{ms} = \text{Esfuerzo medio en corte} = \frac{M}{Z} = \frac{9191,23}{12,27} = 749,10 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{as} = \text{Esfuerzo alterno en corte} = 0$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_{es}$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + S_{as} \times K_{fs}$$

$$S_{es} = \frac{2227,20}{2488,80} \times 749,10 + 0$$

$$S_{es} = 670,36 \text{ kg/cm}^2$$

#### Ecuación de esfuerzos combinados

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

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{1029,81}{3712}\right)^2 + \left(\frac{670,36}{2227,20}\right)^2$$

$$N = \sqrt{\frac{1}{0,17}}$$

$$N = 2,44$$

El menor diámetro del eje intermedio verifica con respecto al momento flector máximo al que está sometido.

### 5.2.4.1 Selección de rodamientos para el eje intermedio

Como se puede observar en la Ilustración 5-1, el eje intermedio va montado sobre dos rodamientos comerciales (ítem 1 y 7) que para seleccionarlos se requiere calcular la capacidad de carga dinámica básica además de saber el diámetro y velocidad de giro del eje.

Para realizar dicho cálculo, se tomó el procedimiento del libro (Faires, 1995) p.445, que se describe a continuación.

Lo primero que se define es la fuerza radial que sufrirá el rodamiento, que en este caso es la resultante de las componentes en XZ e YZ calculadas anteriormente en cada uno de los apoyos:

$$F_E = \sqrt{R_{EX}^2 + R_{EY}^2}$$

Donde

$F_E$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo E (kg)

$R_{EX}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo E (kg)

$R_{EY}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo E (kg)

$$F_B = \sqrt{635^2 + 46,80^2}$$

$$F_B = 636,72 \text{ kg}$$

Ahora, en el apoyo F

$$F_F = \sqrt{R_{FX}^2 + R_{FY}^2}$$

Donde

$F_F$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo F (kg)

$R_{FX}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo F (kg)

$R_{FY}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo F (kg)

$$F_F = \sqrt{778,89^2 + 15,20^2}$$

$$F_F \cong 779 \text{ kg}$$

Como la fuerza en el apoyo F es mayor, es la que se selecciona para el cálculo de la capacidad de carga dinámica básica, dato con el cual ingresamos a los catálogos de rodamientos para seleccionar el adecuado:

$$F_R = (B_{10})^{1/K} \times F_E$$

Donde

$F_R$ : Capacidad de carga dinámica básica (kg)

$B_{10}$ : Número deseado de revoluciones antes de que ocurran el 10% de fallos, expresado en Mr (millones de revoluciones)

$K$ : Coeficiente adimensional de Palmgren, que se toma igual a 3 para rodamientos a bolas e igual a  $10/3$  para rodamientos a rodillos

$F_E$ : Carga equivalente que soporta el rodamiento, en este caso es directamente la carga radial  $F_r$  (kg)

Primero se obtiene  $B_{10}$ , utilizando las rpm a las que girará el eje

$$B_{10} = hs \times 60 \times rpm \times 10^{-6}$$

La cantidad horas seleccionadas con una probabilidad del 90% de que el rodamiento no falle en ese tiempo, se selecciona de la Tabla 3-3.

$$B_{10} = 8000 \times 60 \times 180 rpm \times 10^{-6}$$

$$B_{10} = 86,40 Mr$$

$$F_R = (86,40)^{1/3} \times 779$$

$$F_R = 3443,83 kg \cong 34 kN$$

Resumiendo los resultados para ingresar al catálogo de rodamientos:

- Diámetro del eje: 50 mm
- Revoluciones: 180 rpm
- Carga dinámica básica: 34 kN

Se selecciona del catálogo de la marca SKF (SKF, s.f.) El siguiente rodamiento:

- Rodamiento a bolas, con soporte
- Código: UCP-310
- $F_R$ : 61,8 kN
- Velocidad máxima: 3400 rpm
- Diámetro interior: 50 mm
- Ancho: 65 mm
- Peso: 6,40 kg

Este tipo de rodamiento viene inserto en una caja porta rodamientos y se seleccionó con fines constructivos, ya que resultó conveniente para el tipo de base en el que se montará el eje y para facilitar su desmontaje y montaje. Ver Ilustración 3-31.

#### **5.2.4.2 Cálculo de la chaveta del eje intermedio**

En el diámetro 70 el eje intermedio tiene un alojamiento en casi toda su longitud para chaveta ya que por medio de ésta se acoplan la corona simple de 51 dientes y el piñón doble de 17 dientes para las cadenas de la 1° y 2° etapa de transmisión, respectivamente.

En este apartado se calcula la sección que debe tener la chaveta. Se utiliza el procedimiento de cálculo del libro (Faires, 1995)p.365.

### Material de la chaveta

Se toma este material para el cálculo porque es el menos resistente del conjunto Eje-chaveta-piñón

Material seleccionado: AISI-1010 Estirado en frío

$S_y = 3867 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2320,20 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

Chaveta seleccionada: 1,4 cm x 0,90 cm

Eje  $\emptyset = 7 \text{ cm}$

Velocidad de giro: 180 rpm

Torque: 9191,23 kgcm

Coefficiente de seguridad  $N = 3$

Esfuerzo máximo en corte:

$$S_s = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{2320,20}{3} = 773,40 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzo máximo en compresión:

$$S_c = \frac{S_y}{N} = \frac{3867}{3} = 1289 \text{ kg/cm}^2$$

Largo de la chaveta, en corte:

$$L = \frac{2 \times T}{S_s \times b \times \emptyset} = \frac{2 \times 9191,23}{773,40 \times 1,4 \times 7} = 4,42 \text{ cm}$$

Largo de la chaveta, en compresión:

$$L = \frac{4 \times T}{S_c \times t \times \emptyset} = \frac{4 \times 9191,23}{1289 \times 0,90 \times 7} = 4,52 \text{ cm}$$

El largo mínimo requerido para la chaveta es de 45,20 mm, por lo que se verifica que el largo indicado en la Ilustración 5-14 es satisfactorio, sobre todo porque los engranajes tienen un ancho de 50 mm.

### 5.2.4.3 Tolerancia de los diámetros del eje intermedio

Los diámetros 50 del eje donde van montados los rodamientos deben tener una tolerancia para que el montaje durante el armado sea correcto. De igual manera, el diámetro 70 donde van montados los engranajes de 51 y 17 dientes.

**Diámetro 50 mm**

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje para luego montar sobre éste los rodamientos y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988) y el ajuste recomendado por el fabricante del rodamiento.

Tolerancia recomendada por el fabricante (SKF): dN 50 k6

Significa que el ajuste es Aprieto y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 6.

El procedimiento utilizado es el mismo que en 3.6.8, arrojando los siguientes resultados:

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 50} = 50_{+0,00221}^{+0,01928} mm$$

**Diámetro 70 mm**

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje para luego acoplarlo con los engranajes y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988)

Tolerancia seleccionada: dN 70 H7r6

Significa que el ajuste es Prensado ligero y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 7 para el agujero y de 6 para el eje.

El procedimiento utilizado es el mismo que en 3.6.8, arrojando los siguientes resultados:

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 70} = 70_{+0,04300}^{+0,06224} mm$$

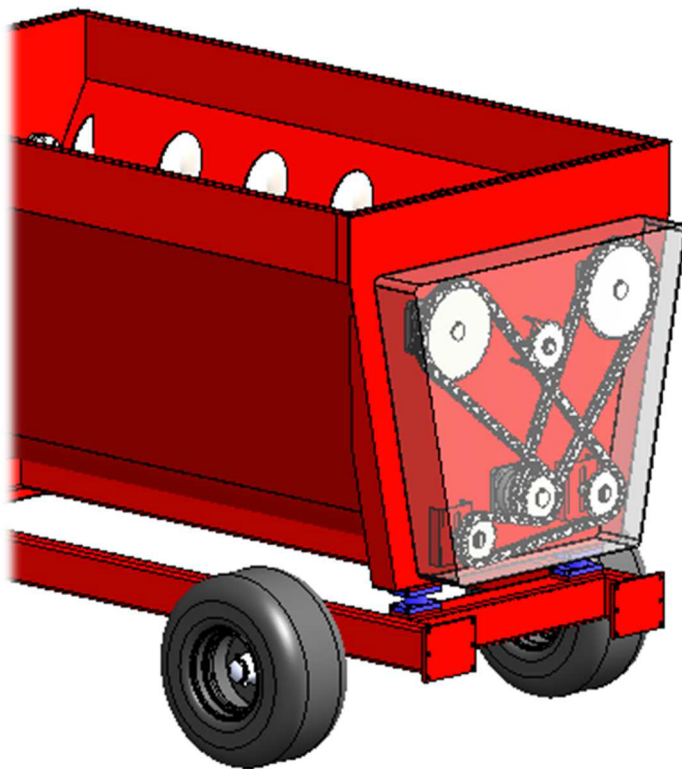
**Medida final del agujero con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{agujero\ 70} = 70_{+0,00000}^{+0,03079} mm$$



## Capítulo 6

### Transmisión trasera



DIEGO LUNATTI

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

## 6 Transmisión trasera

La transmisión trasera es la encargada de transmitir el movimiento del sinfín inferior a ambos sinfines superiores, pero reduciendo la velocidad de giro de 50 rpm a 24 rpm y logrando un sentido de avance del material contrario al del sinfín inferior.

### 6.1 Descripción

La transmisión trasera está compuesta de ejes, rodamientos, engranajes y cadenas como podemos observar en Ilustración 6-1.

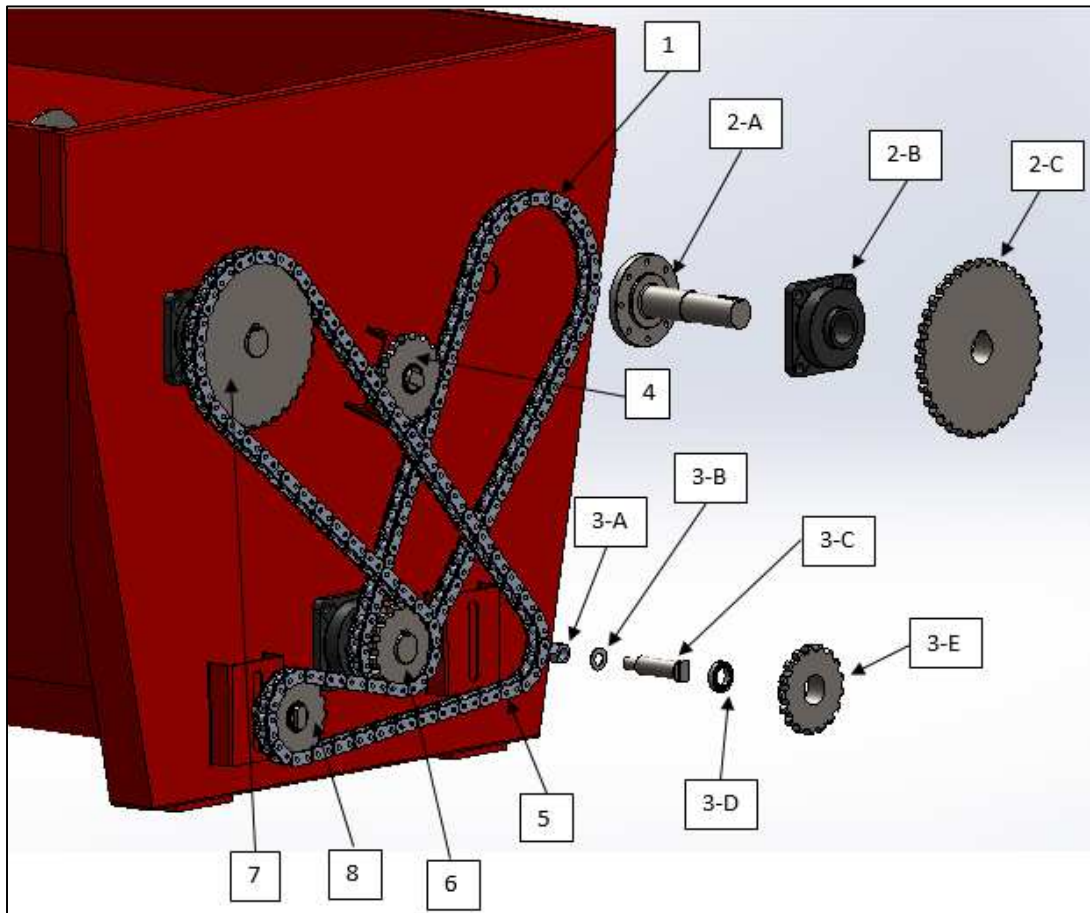


Ilustración 6-1: Componentes de la Transmisión trasera

Componentes de la transmisión trasera:

1. Cadena simple ASA100, paso 1 ¼"
2. A) – Eje trasero de sinfín superior derecho  
B) – Rodamiento UCF-315 con soporte para montaje  
C) – Engranaje simple de 35 dientes (corona)
3. A) – Tuerca sujeta tensor  
B) – Arandela





- C) – Perno sujeta tensor
- D) – Rodamiento 6009-2RS1
- E) – Piñón tensor simple de 17 dientes
- 4. Subconjunto de piñón tensor simple de 17 dientes igual al ítem 3
- 5. Cadena simple ASA100, paso 1 ¼"
- 6. Subconjunto de engranaje doble de 17 dientes (piñón), con eje trasero de sinfín inferior igual al ítem 2
- 7. Subconjunto de engranaje simple de 35 dientes (corona), con eje trasero de sinfín superior izquierdo igual al ítem 2
- 8. Subconjunto de piñón tensor simple de 17 dientes igual al ítem 3

El sinfín inferior, al igual que los dos superiores, tiene en sus extremos puntas de eje que van acopladas a su eje mediante una unión bridada (como el ítem 2-A) y apoyan sobre el rodamiento UCF-315 (ítem 2-B) que se encuentra fijado con bulones a la chapa de la batea y le permiten girar. A su vez, en el extremo de esta punta de eje, va montado el engranaje fijado con una chaveta (piñón en el caso del sinfín inferior y coronas en los superiores) que forma junto con la cadena (ítem 1 y 5) la transmisión propiamente dicha. La diferencia de diámetros entre las coronas de los sinfines superiores y el piñón del sinfín inferior permite reducir la velocidad de giro.

El piñón 5 y la corona 6 giran en el mismo sentido y la cadena 1 puede ser tensada con el tensor 4. Dicho tensor, al igual que el 5, va montado sobre un rodamiento 3-D en un pequeño eje 3-C que se puede deslizar sobre una guía para dar la tensión a la cadena y luego se fija con la tuerca 3-A.

El piñón 5 y la corona 7 giran en sentidos opuestos, lo que se logra con el tensor 5 que tiene los mismos componentes que el 4.

## 6.2 Cálculo de la transmisión trasera

El procedimiento utilizado es el recomendado por (Mott, 2006). Lo primero a definir es la relación que tendrá la transmisión, que en este caso se calcula en base a las rpm de entrada ( $N_1$ ), las rpm de salida ( $N_2$ ) y el número de dientes  $Z_1$  que tendrá el piñón o engranaje ya que son los datos conocidos

- Velocidad de entrada =>  $N_1 = 50$  rpm (velocidad de giro del sinfín inferior)
- Velocidad de salida =>  $N_2 = 24$  rpm (velocidad de los sinfines superiores)
- Dientes de engranajes =>  $Z_1 = 17$  (Se seleccionó porque es el mínimo recomendado)
- Factor de servicio =>  $F_s = 1,2$  (Para choques moderados de impulsores hidráulicos, seleccionado de la Tabla 3-6)

- Relación de transmisión:

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{50}{24} = 2,08$$

El número de dientes del engranaje conducido  $Z_2$

$$Z_2 = i \times Z_1 = 2,08 \times 17$$

$$Z_2 = 35,4 \cong 35$$

### Potencia de diseño

La potencia a la que estará sometida la transmisión, calculada en 4.1, se afecta por el factor de servicio  $F_s$  para obtener una potencia de diseño  $W_d$  mayor a modo de coeficiente de seguridad.

$$W_d = W \times F_s$$

$$W_d = 5 \times 1,2$$

$$W_d = 6 \text{ CV} \cong 5,90 \text{ HP}$$

### Selección de la cadena

Para seleccionar la cadena, se utiliza la velocidad de entrada  $N_1$  y la potencia de diseño  $W_d$  para ingresar a la Tabla 5-2 de cadenas de rodillos estándares definida por la Norma ANSI (B29.1-1975) cuyos datos corresponden a cadenas con factor de servicio unitario, una vida útil de 15000 horas y una elongación máxima del 3 %.

$$N_1 = 50 \text{ rpm}$$

$$W_d = 5,90 \text{ HP}$$

La cadena estándar que se adapta a las condiciones definidas es:

- Cadena ASA 100
- $W_d = 5,52 \text{ HP}$
- $N = 50 \text{ rpm}$
- Paso =  $1 \frac{1}{4}''$  (31,75 mm)

### Diámetro de los engranajes

Por medio de las siguientes ecuaciones se obtienen los diámetros:

$$D_1 = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_1}}$$

$$D_2 = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_2}}$$

Donde



$D_1$  = Diámetro del engranaje motor, sinfín inferior (mm)

$D_2$  = Diámetro del engranaje conducido, igual para los dos sinfines superiores (mm)

$P$  = Paso de la cadena y de los engranajes (mm)

$Z_1$  = Número de dientes del engranaje motor

$Z_2$  = Número de dientes del engranaje conducido

$$D_1 = \frac{31,75}{\operatorname{sen} \frac{180}{17}}$$

$$D_1 = 172,78 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{31,75}{\operatorname{sen} \frac{180}{35}}$$

$$D_2 = 354,19 \text{ mm}$$

### Distancia entre centros de engranajes

Hasta esta sección, los cálculos son los mismos para ambas transmisiones (sinfín inferior-sinfín superior derecho y sinfín inferior-sinfín superior izquierdo) pero lo que sí es diferente es la distancia entre centros, por cuestiones constructivas. Por lo cual, primero comenzamos con la de menor distancia entre centros: Sinfín inferior – sinfín superior derecho

La distancia entre centros se debe expresar en unidades del paso para mayor comodidad y en primera instancia se propone una distancia que desde el punto de vista constructivo es conveniente y luego se ajusta para convertirla en un número entero de cantidad de pasos de la cadena.

El valor propuesto es obtenido del Software SolidWorks y es igual a 984,51 mm

$$\frac{\text{Distancia propuesta}}{\text{Paso}} = \frac{984,51}{31,75} = 31 \text{ pasos}$$

Se define una distancia entre centros de engranajes  $C$  igual a 31 pasos

$$C = 31 \text{ pasos} = 984,51 \text{ mm}$$

### Largo de la cadena

Para calcular el largo  $L$  de la cadena en unidades de paso se aplica la siguiente ecuación

$$L = 2 \times C + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4 \times \pi^2 \times C}$$
$$L = 2 \times 31 + \frac{17 + 35}{2} + \frac{(35 - 17)^2}{4 \times \pi^2 \times 31}$$
$$L = 88,26 \text{ pasos}$$

Como vemos, la longitud de la cadena dio como resultado un valor que no es múltiplo del paso, condición necesaria, por lo que se selecciona un valor de  $L = 88$  pasos y se vuelve a calcular la distancia entre centros.

$$L = 88 \text{ pasos} = 88 \times 31,75 = 2794 \text{ mm}$$

Nuevo cálculo de la distancia entre centros

$$C = \frac{1}{4} \times \left[ L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left( L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - \left[ \frac{8 \times (Z_2 - Z_1)^2}{4 \times \pi^2} \right]} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \times \left[ 88 - \frac{35 + 17}{2} + \sqrt{\left( 88 - \frac{35 + 17}{2} \right)^2 - \left[ \frac{8 \times (35 - 17)^2}{4 \times \pi^2} \right]} \right]$$

$$C = 30,99 \text{ pasos} = 30,99 \times 31,75 \cong 984,51 \text{ mm}$$

### Verificación del ángulo de contacto

Lo recomendable es que el ángulo de contacto que forma la cadena con los engranajes sea mayor a  $120^\circ$ . Se comprueba con las siguientes ecuaciones

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2 \times C} \right)$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2 \times C} \right)$$

Donde

$\theta_1$  = Ángulo de contacto del engranaje motor

$\theta_2$  = Ángulo de contacto del engranaje conducido

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{425,04 - 207,34}{2 \times 984,51} \right)$$

$$\theta_1 = 167,30^\circ > 120^\circ \text{ Cumple}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{425,04 - 207,34}{2 \times 984,51} \right)$$

$$\theta_{2A} = 192,70^\circ > 120^\circ \text{ Cumple}$$

En la Ilustración 6-2 podemos ver cómo quedó la transmisión, en la Ilustración 6-3 y la Ilustración 6-4 las dimensiones de los engranajes de 17 y 35 dientes con paso  $1 \frac{1}{4}''$ , respectivamente. En la Ilustración 6-5 se puede ver el engranaje tensor.

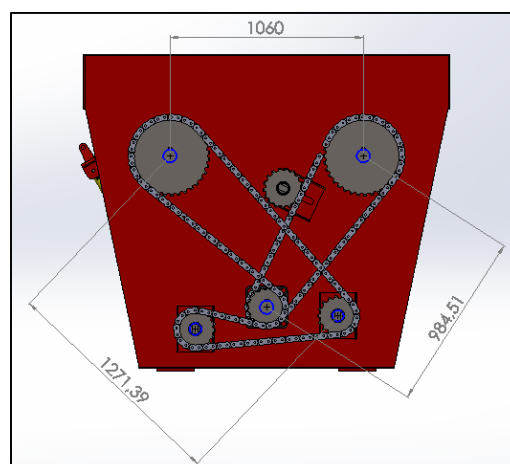


Ilustración 6-2: Transmisión trasera

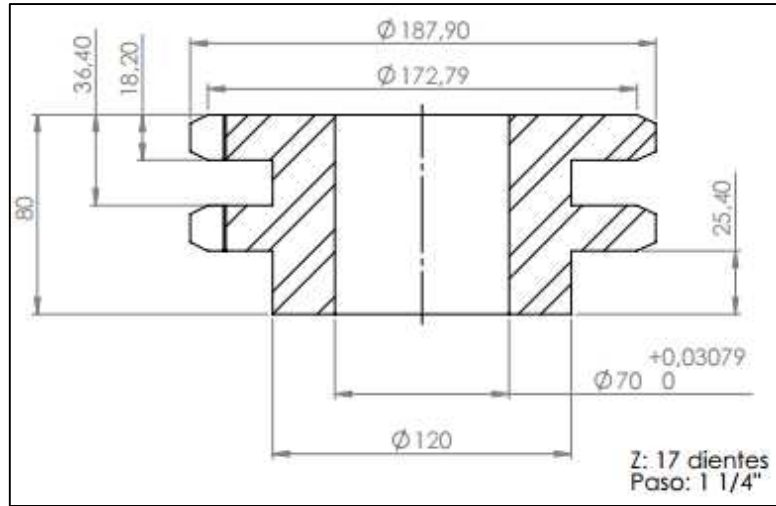


Ilustración 6-3: Engranaje doble de 17 dientes, paso  $1 \frac{1}{4}$ "

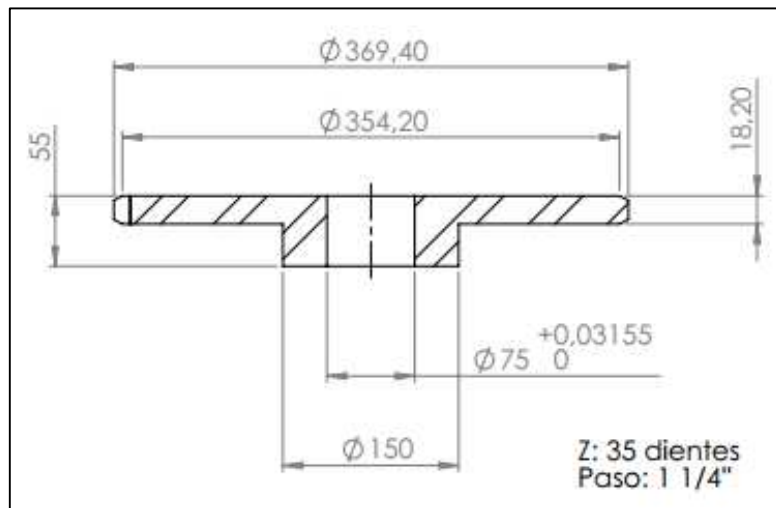


Ilustración 6-4: Engranaje de 35 dientes, paso  $1 \frac{1}{4}$ "

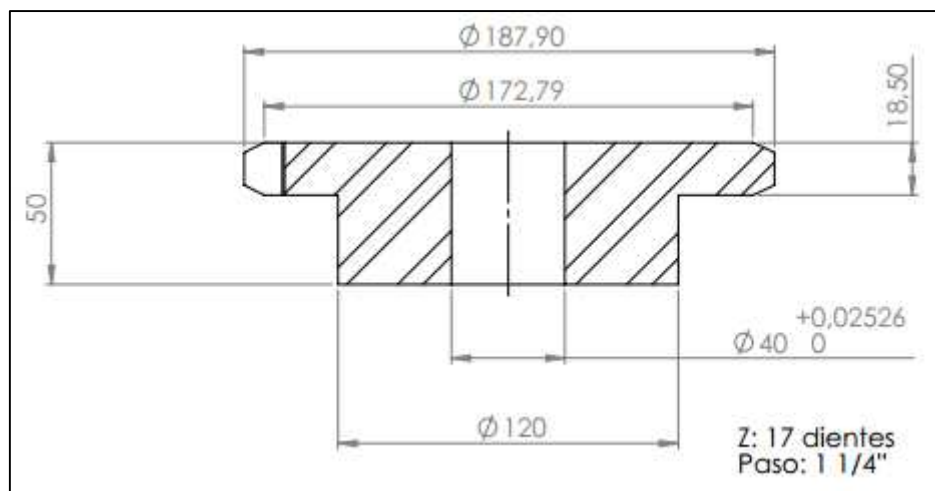


Ilustración 6-5: Engranaje de 17 dientes, paso  $1 \frac{1}{4}$ "

**Distancia entre centros de engranajes, sinfín inferior – sinfín superior izquierdo**

En este caso, si bien el engranaje motor es el del sinfín inferior, se coloca un engranaje tensor simple de 17 dientes para lograr que el engranaje conducido de 35 dientes del sinfín superior izquierdo gire en sentido opuesto y también para que se pueda dar la tensión necesaria durante el montaje de la transmisión. Por ello, la distancia es diferente a la calculada anteriormente para el caso del sinfín superior derecho.

El valor propuesto para la distancia entre centros es obtenido del Software SolidWorks y es igual a 1270,67 mm

$$\frac{\text{Distancia propuesta}}{\text{Paso}} = \frac{1270,67}{31,75} = 40 \text{ pasos}$$

Se define una distancia entre centros de engranajes  $C$  igual a 40 pasos

$$C = 40 \text{ pasos} = 1270,67 \text{ mm}$$

**Largo de la cadena**

Para calcular el largo  $L$  de la cadena en unidades de paso se aplica la siguiente ecuación

$$L = 2 \times C + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4 \times \pi^2 \times C}$$
$$L = 2 \times 40 + \frac{17 + 35}{2} + \frac{(35 - 17)^2}{4 \times \pi^2 \times 40}$$
$$L = 106,20 \text{ pasos}$$

Como vemos, la longitud de la cadena dio como resultado un valor que no es múltiplo del paso, condición necesaria, por lo que se selecciona un valor de  $L = 106$  pasos y se vuelve a calcular la distancia entre centros.

$$L = 106 \text{ pasos} = 107 \times 31,75 = 3397,25 \text{ mm}$$

Nuevo cálculo de la distancia entre centros

$$C = \frac{1}{4} \times \left[ L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left( L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - \left[ \frac{8 \times (Z_2 - Z_1)^2}{4 \times \pi^2} \right]} \right]$$
$$C = \frac{1}{4} \times \left[ 107 - \frac{35 + 17}{2} + \sqrt{\left( 107 - \frac{35 + 17}{2} \right)^2 - \left[ \frac{8 \times (35 - 17)^2}{4 \times \pi^2} \right]} \right]$$
$$C = 40,10 \text{ pasos} = 40,10 \times 31,75 = 1271,39 \text{ mm}$$

**Verificación del ángulo de contacto**

Lo recomendable es que el ángulo de contacto que forma la cadena con los engranajes sea mayor a  $120^\circ$ . Se comprueba con las siguientes ecuaciones

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2 \times C} \right)$$
$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2 \times C} \right)$$

Donde

$\theta_1$  = Ángulo de contacto del engranaje motor

$\theta_2$  = Ángulo de contacto del engranaje conducido

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{354,19 - 172,78}{2 \times 1271,39} \right)$$

$$\theta_1 = 171,81^\circ > 120^\circ \text{ Cumple}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \times \text{sen}^{-1} \left( \frac{354,19 - 172,78}{2 \times 1271,39} \right)$$

$$\theta_{2A} = 188,18^\circ > 120^\circ \text{ Cumple}$$

### 6.3 Peso de los sinfines de mezclado

Para calcular el peso por unidad de longitud del sinfín inferior, se calcula el peso de cada brida que conforma luego una vuelta completa del ala y se le suma el peso por unidad de longitud del eje (caño).

$$P_i = P_e \times v = P_e \times \left( \frac{\pi \times d_e^2}{4} - \frac{\pi \times d_i^2}{4} \right) \times e$$

Donde

$P_i$ : Peso de la brida del sinfín inferior (kg), por un largo igual al paso

$P_e$ : Peso específico del material, en este caso el acero 7,85 kg/dm<sup>3</sup>

$V$ : Volumen (dm<sup>3</sup>)

$d_e$ : Diámetro exterior de la brida (dm)

$d_i$ : Diámetro interior de la brida (dm)

$e$ : Espesor de la brida (dm)

$$P_i = 7,85 \times \left( \frac{\pi \times 5,54^2}{4} - \frac{\pi \times 1,14^2}{4} \right) \times 0,0602$$

$$P_i = 10,92 \text{ kg}$$

El peso por metro lineal lo obtenemos con la regla de 3:

$$P_l = \frac{1000 \times 10,92}{554,3}$$

$$P_l = 19,70 \text{ kg (Peso por metro lineal)}$$

Sabiendo que el peso por metro lineal del caño que se utiliza como eje, 16,06 kg (dato del fabricante), sumamos y obtenemos el peso lineal total del sinfín:

$$P_{IT} = 19,70 + 16,06$$

$$P_{IT} = 35,76 \text{ kg Peso total del sinfín inferior por metro lineal}$$

El peso total del sinfín inferior resulta de la multiplicación de  $P_{IT}$  por el largo

$$P_T = 35,76 \times 3,087 = 110,39 \text{ kg}$$

Sinfín superior (dos iguales)

$$P_i = P_e \times v = P_e \times \left( \frac{\pi \times d_e^2}{4} - \frac{\pi \times d_i^2}{4} \right) \times e$$

Donde

$P_i$ : Peso de la brida del sinfín superior (kg), por un largo igual al paso

$P_e$ : Peso específico del material, en este caso el acero 7,85 kg/dm<sup>3</sup>

$V$ : Volumen (dm<sup>3</sup>)

$d_e$ : Diámetro exterior de la brida (dm)

$d_i$ : Diámetro interior de la brida (dm)

$e$ : Espesor de la brida (dm)

$$P_i = 7,85 \times \left( \frac{\pi \times 5,14^2}{4} - \frac{\pi \times 1,14^2}{4} \right) \times 0,0602$$

$$P_i = 9,33 \text{ kg}$$

El peso por metro lineal lo obtenemos con la regla de 3:

$$P_l = \frac{1000 \times 9,33}{514,3}$$

$$P_l = 18,14 \text{ kg (Peso por metro lineal)}$$

Sabiendo que el peso por metro lineal del caño que se utiliza como eje, 16,06 kg (dato del fabricante), sumamos y obtenemos el peso lineal total del sinfín:

$$P_{IT} = 18,14 + 16,06$$

$$P_{IT} = 34,20 \text{ kg Peso total del sinfín superior por metro lineal}$$

El peso total del sinfín superior resulta de la multiplicación de  $P_{IT}$  por el largo

$$P_T = 34,20 \times 3,087 = 105,57 \text{ kg}$$

#### 6.4 Cálculo de sinfines de mezclado

Una vez calculada la potencia que consumen los sinfines del sistema de mezclado, como así también la transmisión delantera y trasera, se pueden diseñar y verificar la resistencia de los sinfines, que es justamente el objetivo de esta sección.

En la se pueden observar el conjunto sinfín superior (que son dos exactamente iguales) y el conjunto sinfín inferior, que están formados por los siguientes componentes:



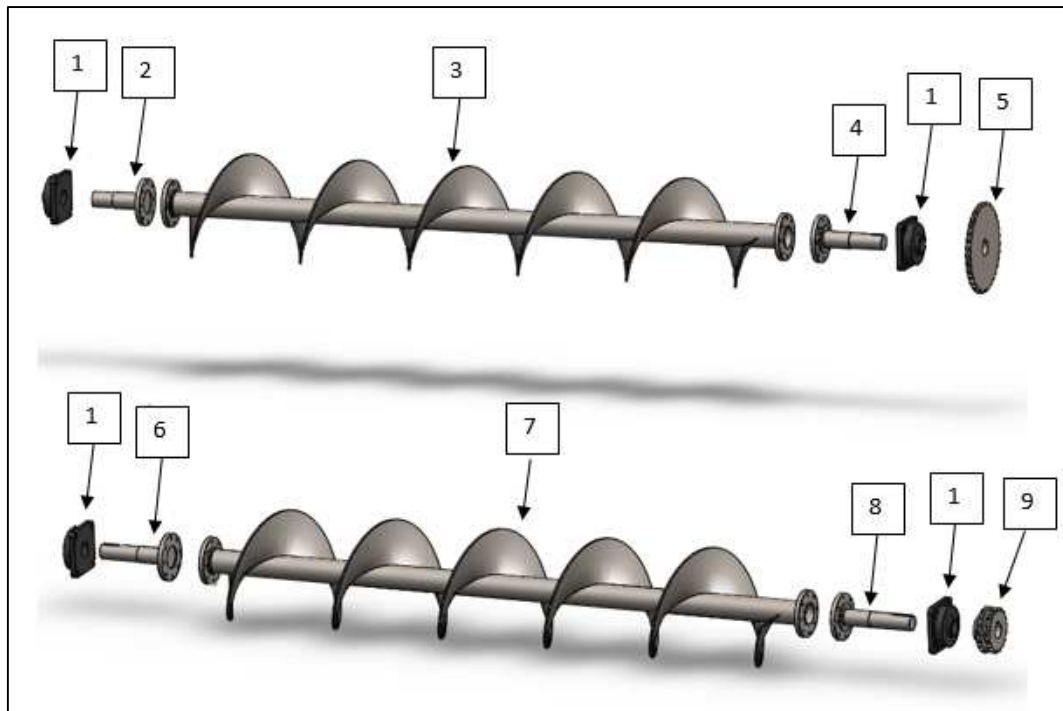


Ilustración 6-6: Conjuntos sinfines superiores e inferior

- 1- Rodamiento UCF-315 con soporte para montaje
- 2- Eje delantero de sinfín superior
- 3- Sinfín superior
- 4- Eje trasero sinfín superior
- 5- Engranaje simple de 35 dientes, paso 1 ½" (corona)
- 6- Eje delantero sinfín inferior
- 7- Sinfín inferior
- 8- Eje trasero sinfín inferior
- 9- Engranaje doble de 17 dientes, paso 1 ½" (piñón)

A través de los rodamientos UCF-315 que se fijan mediante bulones a las paredes de la batea, los conjuntos sinfines quedan fijados y pueden girar. Los ejes delanteros y traseros, permiten el desmontaje y montaje, y se acoplan con una unión bridada estándar a los ejes de los sinfines, además de contar con una superficie preparada para montarse sobre los rodamientos y una para montar los engranajes de las transmisiones delantera y trasera.

Se analizarán los esfuerzos variables a los que están sometidos los sinfines y se comprobará su sección bajo el criterio de Soderberg para los esfuerzos equivalentes (Faires, 1995).

Se comienza con la obtención de los momentos flectores máximos de acuerdo a la distribución de las cargas y apoyos mostrados en la Ilustración 6-7, primero del sinfín inferior y luego de los superiores.

### 6.4.1 Cálculo de la sección del sinfín inferior de mezclado

$R_{G1}$  y  $R_{G2}$  son los apoyos, donde están ubicados los rodamientos,  $F_E$  es la fuerza que realiza la transmisión delantera para mover el sinfín (calculada por medio de la potencia y el diámetro del eje),  $F_{B1}/F_{B2}$  corresponden al peso de las bridas de conexión y por último  $F_H/F_J$  las fuerzas que realiza la transmisión trasera.

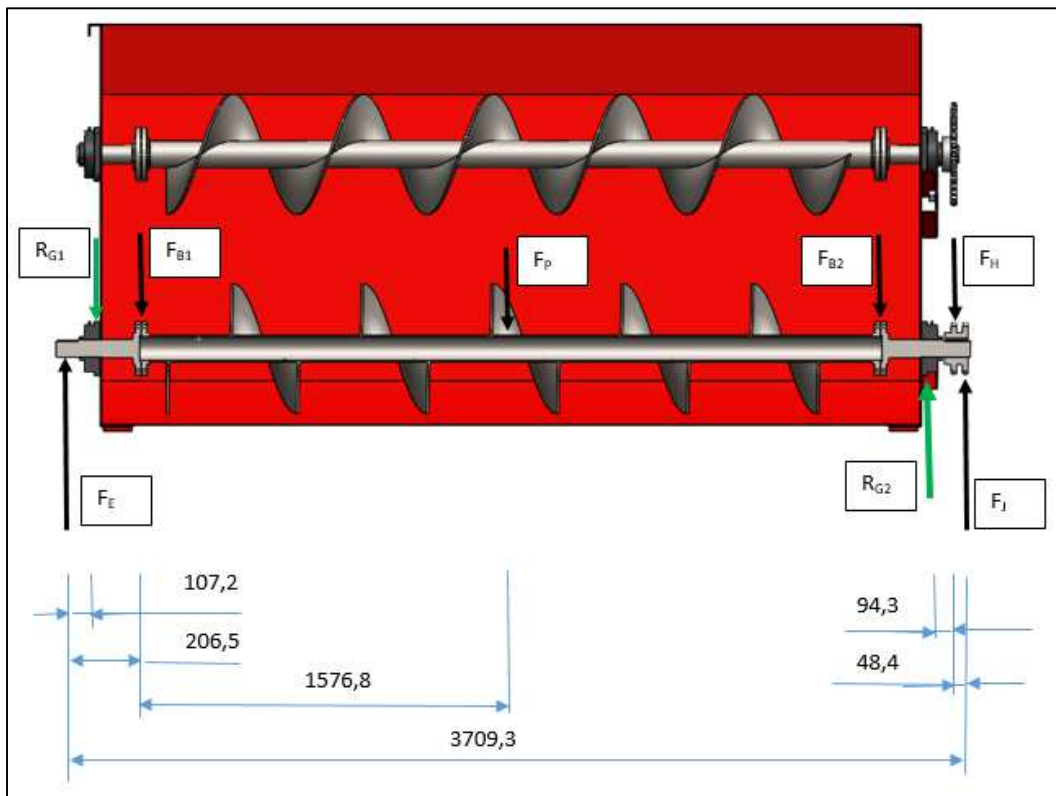


Ilustración 6-7: Sinfín inferior, fuerzas actuantes

#### Plano XZ.

En este plano actúa la fuerza de la transmisión delantera  $F_E$ , que para calcularla primero es necesario obtener el momento de torsión  $T_l$  generado por la transmisión delantera:

$$T_l = \frac{71620 \times CV}{rpm}$$

Donde

$T_l$ : Momento de torsión generado por la transmisión delantera (kgcm)

$CV$ : Potencia entregada por la transmisión delantera (CV)

$rpm$ : Velocidad de giro del sinfín inferior (rpm)

$$T_l = \frac{71620 \times 23,1}{50}$$

$$T_l = 33088,44 \text{ kgcm}$$

$$F_E = \frac{2 \times T_I}{\emptyset_e}$$

Donde

$F_E$ : Fuerza de la transmisión delantera (kg)

$T_I$ : Momento de torsión generado por la transmisión delantera (kgcm)

$\emptyset_e$ : Diámetro del engranaje de 61 dientes donde se acopla la cadena de transmisión (cm)

$$F_E = \frac{2 \times 33088,44}{61,67}$$

$$F_E = 1073 \text{ kg}$$

Esta fuerza actúa sólo en el plano XZ.

Las fuerzas ejercidas por la transmisión trasera ( $F_J$  y  $F_H$ ) tienen componentes en los planos XZ e YZ con la salvedad de que sus componentes en XZ se anulan entre sí porque son iguales y de sentido contrario, pero en el plano YZ tienen el mismo sentido por lo que se suman:

$$T_S = \frac{71620 \times CV}{rpm}$$

Donde

$T_S$ : Momento de torsión generado por la transmisión trasera (kgcm)

$CV$ : Potencia entregada por la transmisión trasera (CV)

$rpm$ : Velocidad de giro de los sinfines superiores (rpm)

$$T_S = \frac{71620 \times 5}{24}$$

$$T_S = 14920,83 \text{ kgcm}$$

$$F_J = F_H = \frac{2 \times T_S}{\emptyset_{e17}}$$

Donde

$\emptyset_{e17}$ : Diámetro del engranaje doble de 17 dientes donde se acoplan las cadenas de la transmisión trasera (cm)

$$F_J = F_H = \frac{2 \times 14920,83}{20,73}$$

$$F_J = F_H = 1439,26 \text{ kg}$$

Ya definidas las fuerzas, se calcula el momento flector

$$\varepsilon M_{G1} = F_E \times 10,72 - R_{G2X} \times 356,67 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_{G1}$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto  $G_1$ , donde se encuentra  $R_{G1X}$  (kgcm)

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_{G2X}$ , la cual se despeja

$$R_{G2X} = \frac{F_E \times 10,72}{356,67}$$

$$R_{G2X} = \frac{1073 \times 10,72}{356,67}$$

$$R_{G2X} = 32,25 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en X, que también es cero siguiendo el principio de un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_X = F_E - R_{G1X} + R_{G2X} = 0$$

Despejando  $R_{G1X}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{G1X} = F_E + R_{G2X}$$

$$R_{G1X} = 1073 + 32,25$$

$$R_{G1X} = 1105,25 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

#### Sección 1-1<sub>XZ</sub>.

$$M_{1-1} = F_E \times 10,72$$

$$M_{1-1} = 1073 \times 10,72$$

$$M_{1-1} = 11502,56 \text{ kgcm}$$

#### Sección 2-2<sub>XZ</sub>.

$$M_{2-2} = F_E \times 10,72 - R_{G1X} \times 356,67$$

$$M_{2-2} = 1073 \times 10,72 - 1105,25 \times 356,67$$

$$M_{2-2} = 0 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 6-8, que el momento flector máximo en este plano es de 11502,56 kgcm y en la ubicación de la reacción  $R_{G1X}$ .

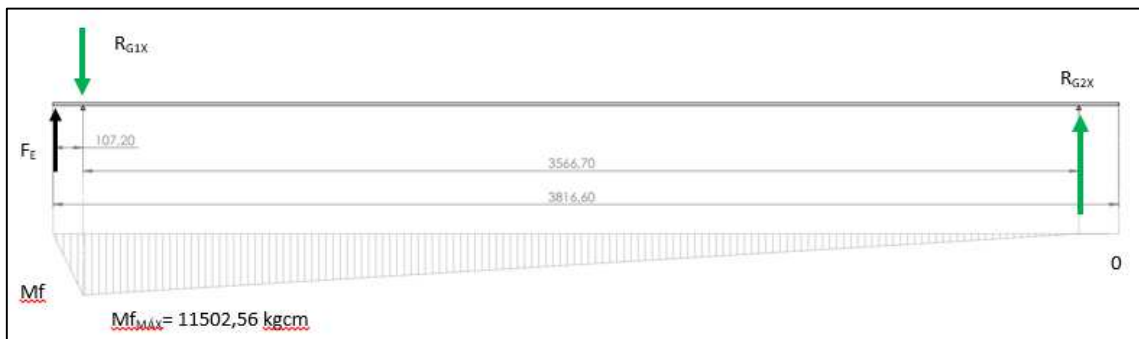


Ilustración 6-8: Diagrama de momentos, sinfin inferior, XZ

#### Plano YZ.

Las fuerzas que actúan en este plano son el peso del sinfín, el peso de las bridas (dato del fabricante) y las fuerzas ejercidas por la transmisión trasera cuyas componentes son:

$$F_{JY} = F_{HY} = F_J \times \cos 32,57^\circ$$

$$F_{JY} = F_{HY} = 1439,26 \times \cos 32,57^\circ$$

$$F_{JY} = F_{HY} = 1212,91 \text{ kg}$$

Se considera para simplificar el cálculo que la transmisión que une el sinfín inferior con el superior izquierdo está conectada de manera directa, de la misma forma que con el sinfín superior derecho.

El peso del sinfín lo tomamos de la sección 6.3 y es:

$$F_P = 110,39 \text{ kg}$$

El peso de las bridas

$$F_{B1} = F_{B2} = 18 \text{ kg}$$

Ya definidas las fuerzas, se calcula el momento flector

$$\varepsilon M_{G1} = F_{B1} \times 20,65 + F_P \times 178,33 + F_{B2} \times 336,01 + R_{G2Y} \times 356,66 - F_{HY} \times 366,09 - F_{JY} \times 370,93 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_{G1}$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto  $G_1$ , donde se encuentra  $R_{G1X}$  (kgcm)

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_{G2Y}$ , la cual se despeja

$$R_{G2Y} = \frac{F_{HY} \times 366,09 + F_{JY} \times 370,93 - F_{B1} \times 20,65 - F_P \times 178,33 - F_{B2} \times 336,01}{356,66}$$

$R_{G2Y}$

$$= \frac{1212,91 \times 366,09 + 1212,91 \times 370,93 - 18 \times 20,65 - 110,39 \times 178,33 - 18 \times 336,01}{356,66}$$

$$R_{G2Y} = 2433,22 \text{ kg}$$

Ahora se plantea la sumatoria de fuerzas en X, que también es cero siguiendo el principio de un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_X = R_{G1Y} - F_{B1} - F_P - F_{B2} - R_{G2Y} + F_{HY} + F_{JY} = 0$$

Despejando  $R_{G1Y}$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_{G1Y} = F_{B1} + F_P + F_{B2} + R_{G2Y} - F_{HY} - F_{JY}$$

$$R_{G1Y} = 18 + 110,39 + 18 + 2433,22 - 1212,91 - 1212,91$$

$$R_{G1Y} = 153,79 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

**Sección 2-2<sub>vz</sub>.**

$$M_{2-2} = R_{G1Y} \times 20,65$$

$$M_{2-2} = 153,79 \times 20,65$$

$$M_{2-2} = 3175,76 \text{ kgcm}$$

**Sección 2A-2A<sub>YZ</sub>.**

$$M_{2A-2A} = R_{G1Y} \times 178,33 - F_{B1} \times 157,68$$

$$M_{2A-2A} = 153,79 \times 178,33 - 18 \times 157,68$$

$$M_{2A-2A} = 24587,13 \text{ kgcm}$$

**Sección 2B-2B<sub>YZ</sub>.**

$$M_{2B-2B} = R_{G1Y} \times 336,01 - F_{B1} \times 315,36 - F_p \times 157,68$$

$$M_{2B-2B} = 153,79 \times 336,01 - 18 \times 315,36 - 110,39 \times 157,68$$

$$M_{2B-2B} = 28592,20 \text{ kgcm}$$

**Sección 2C-2C<sub>YZ</sub>.**

$$M_{2C-2C} = R_{G1Y} \times 256,67 - F_{B1} \times 336,01 - F_p \times 178,33 - F_{B2} \times 20,65$$

$$M_{2C-2C} = 153,79 \times 256,67 - 18 \times 336,01 - 110,39 \times 178,33 - 18 \times 20,65$$

$$M_{2C-2C} = 28746,55 \text{ kgcm}$$

**Sección 3-3<sub>YZ</sub>.**

$$M_{3-3} = R_{G1Y} \times 365 - F_{B1} \times 344,34 - F_p \times 186,66 - F_{B2} \times 28,98 - R_{G2Y} \times 9,43$$

$$M_{3-3} = 153,79 \times 365 - 18 \times 344,34 - 110,39 \times 186,66 - 18 \times 28,98 - 2433,22 \times 9,43$$

$$M_{3-3} = 5862,93 \text{ kgcm}$$

**Sección 4-4<sub>YZ</sub>.**

$$M_{4-4} = R_{G1Y} \times 369,84 - F_{B1} \times 349,18 - F_p \times 191,50 - F_{B2} \times 33,82 - R_{G2Y} \times 14,27 + F_{HY} \times 4,84$$

$$M_{4-4} = 153,79 \times 369,84 - 18 \times 349,18 - 110,39 \times 191,50 - 18 \times 33,82 - 2433,22 \times 14,27 + 1212,91 \times 4,84$$

$$M_{4-4} = 0 \text{ kgcm}$$

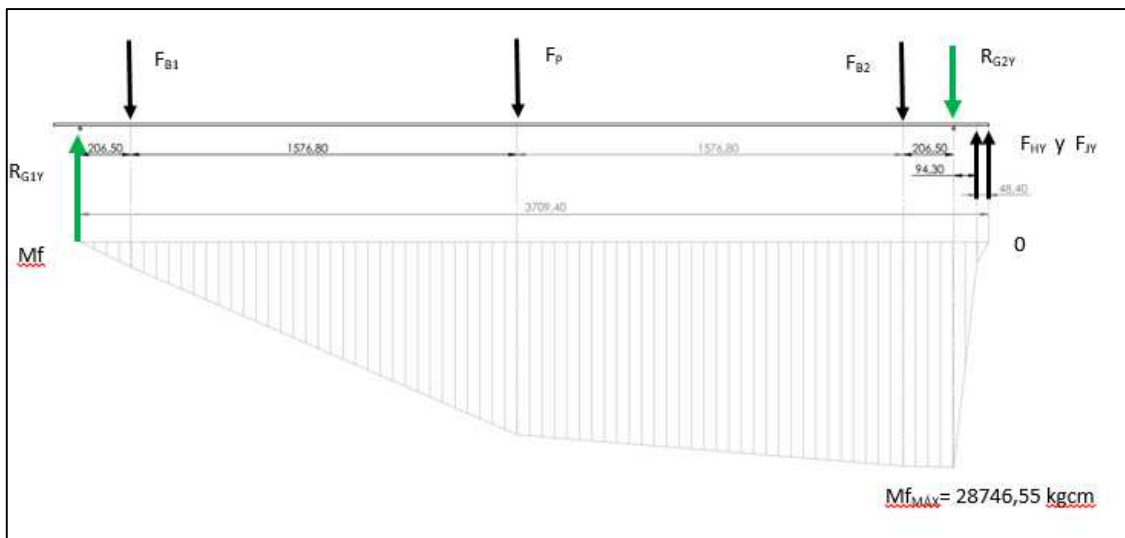


Ilustración 6-9: Diagrama de momentos, sinfin inferior, YZ



Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 6-9, que el momento flector máximo en este plano es de 28746,55 kgcm y en la ubicación de la reacción  $R_{G2Y}$ .

Terminado este análisis, se puede determinar que el mayor momento se da en la sección donde se encuentra  $R_{G2}$  más allá de que en el plano XZ sea cero, por lo que se utilizará el valor del momento flector en esa sección para la verificación de los ejes y del caño. El momento de torsión que se utilizará para los cálculos es el de la transmisión delantera  $T_1$  por ser el mayor.

Ahora bien, aplicando el criterio de Soderberg, comprobamos si la sección del eje resistirá, con un coeficiente de seguridad de como mínimo 2.

#### **Datos para la verificación del eje.**

Los datos de los materiales seleccionados fueron tomados de las tablas del Apéndice del libro (Faires, 1995).

Se detallan los datos del material seleccionado para los ejes de los extremos y del material seleccionado para el caño central que oficia de eje del sinfín, ya que debido al sistema de acople tiene diferentes secciones. Para unificar, se tomó el momento flector máximo para todas las secciones. (Ver Ilustración 6-6)

#### **Material de los ejes**

Material seleccionado: SAE-1045

$S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)

$S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2488,80 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

$S'_n = 0,5 \times S_u = 3374,50 \text{ kg/cm}^2$  (Límite de fatiga)

$K_1 = 1,1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al estado de la superficie, pulida esmerilada, según Figura AF-5 (Mills, 2004) p.751)

$K_2 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al tipo de esfuerzo: flexión)

$K_3 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al diámetro de la sección: superior a  $\frac{1}{2}$ " )

$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times S'_n = 3712 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga)

$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 2227,20 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia a la fatiga en corte)

$K_f = 1,6$  (Factor de entalla de reducción de resistencia a la fatiga, tabla AT-13 (Faires, 1995) p.751)

#### **Material del caño**

Material seleccionado: Caño  $\varnothing 4''$  SCH 40 según norma ASTM A-53 GrC

$S_u = 4800 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)

$S_y = 2700 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 1620 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Resistencia de fluencia en corte o torsión)}$$

$$S'_n = 0,5 \times S_u = 2400 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Límite de fatiga)}$$

$K_1 = 1,1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al estado de la superficie, pulida esmerilada, según Figura AF-5 (Mills, 2004) p.751)

$$K_2 = 1 \text{ (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al tipo de esfuerzo: flexión)}$$

$K_3 = 1$  (Reducción de la resistencia a la fatiga debido al diámetro de la sección: superior a  $\frac{1}{2}$ " )

$$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times S'_n = 2640 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Resistencia a la fatiga)}$$

$$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 1584 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Resistencia a la fatiga en corte)}$$

$K_f = 1,6$  (Factor de entalla de reducción de resistencia a la fatiga, tabla AT-13 (Faires, 1995) p.751)

### **Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de flexión.**

Como el esfuerzo de flexión varía a través de un ciclo completo, se tiene

$$S_m = \text{Esfuerzo medio} = 0$$

$$S_a = \text{Esfuerzo alterno} = \frac{Mf_{\text{máx}}}{Z} = \frac{28746,55}{Z} \left[ \text{kg/cm}^2 \right]$$

Y se utiliza la siguiente expresión del esfuerzo equivalente  $S_e$  tanto para los ejes como para el caño

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

$$S_e = 0 + \frac{28746,55}{Z} \times 1,6$$

$$S_e = \frac{45994,48}{Z} \text{ kg/cm}^2$$

### **Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de corte, para los ejes**

Suponiendo un par de torsión constante, se tiene

$$S_{ms} = \text{Esfuerzo medio en corte} = \frac{M}{Z} = \frac{33088,44}{Z} \left[ \text{kg/cm}^2 \right]$$

$$S_{as} = \text{Esfuerzo alterno en corte} = 0$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_{es}$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + S_{as} \times K_{fs}$$

$$S_{es} = \frac{2227,20}{2488,80} \times \frac{33088,44}{Z} + 0$$

$$S_{es} = \frac{29610,48}{Z} \left[ \text{kg/cm}^2 \right]$$



**Ecuación de esfuerzos combinados**

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

$$\frac{1}{2^2} = \left(\frac{\frac{455994,48}{Z}}{3712}\right)^2 + \left(\frac{\frac{29610,48}{Z}}{2227,20}\right)^2$$

$$\frac{1}{4} = \frac{153,53}{Z^2} + \frac{176,75}{Z^2}$$

$$\frac{1}{4} = \frac{1}{Z^2} (153,53 + 176,75)$$

$$Z = \sqrt{4 \times (153,53 + 176,75)}$$

$$Z = 36,34 \text{ cm}^3$$

Para obtener el diámetro mínimo necesario

$$Z = \frac{\pi \times d^3}{32} = 36,34 \text{ cm}^3$$

$$d^3 = \frac{Z \times 32}{\pi}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{Z \times 32}{\pi}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{36,34 \times 32}{\pi}}$$

$$d = 7,18 \text{ cm} = 71,80 \text{ mm}$$

Este resultado indica que los ejes verifican ampliamente para el servicio al que serán sometidos.

**Cálculo del esfuerzo equivalente debido al esfuerzo de corte, para el caño**

Suponiendo un par de torsión constante, se tiene

$$S_{ms} = \text{Esfuerzo medio en corte} = \frac{M}{Z} = \frac{33088,44}{Z} \left[ \text{kg/cm}^2 \right]$$

$$S_{as} = \text{Esfuerzo alterno en corte} = 0$$

Y se utiliza el siguiente esfuerzo equivalente  $S_{es}$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + S_{as} \times K_{fs}$$

$$S_{es} = \frac{1584}{1620} \times \frac{33088,44}{Z} + 0$$

$$S_{es} = \frac{32353,14}{Z} \left[ \text{kg/cm}^2 \right]$$

**Ecuación de esfuerzos combinados**

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

$$\frac{1}{2^2} = \left( \frac{45994,48}{Z} \right)^2 + \left( \frac{32353,14}{Z} \right)^2$$

$$\frac{1}{4} = \frac{303,53}{Z^2} + \frac{417,18}{Z^2}$$

$$\frac{1}{4} = \frac{1}{Z^2} (303,53 + 417,18)$$

$$Z = \sqrt{4 \times (303,53 + 417,18)}$$

$$Z \cong 53 \text{ cm}^3$$

Ahora, necesitamos calcular el Z del caño seleccionado para compararlo con el resultado obtenido

$$Z_{\text{caño}} = \frac{\pi}{32} \left( \frac{d_e^4 - d_i^4}{d_e} \right)$$

$$Z_{\text{caño}} = \frac{\pi}{32} \left( \frac{11,43^4 - 10,22^4}{11,43} \right)$$

$$Z_{\text{caño}} \cong 53 \text{ cm}^3$$

Con esto verificamos que el módulo resistente del caño seleccionado ( $Z_{\text{caño}}$ ) cumple con el mínimo necesario.

El diseño de los ejes de los extremos se pueden observar en las siguientes ilustraciones:

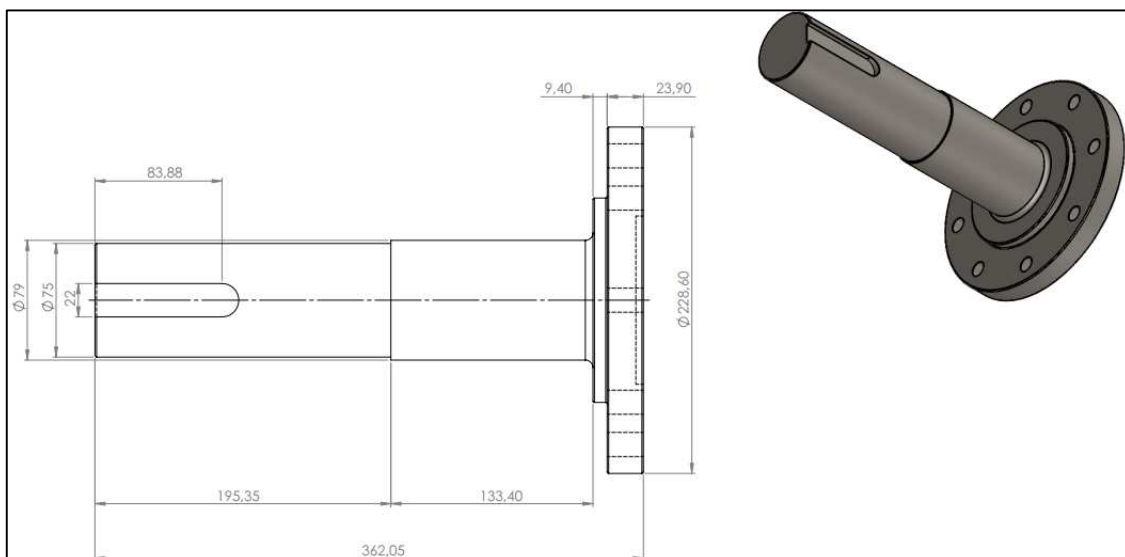


Ilustración 6-10: Eje delantero sinfin inferior

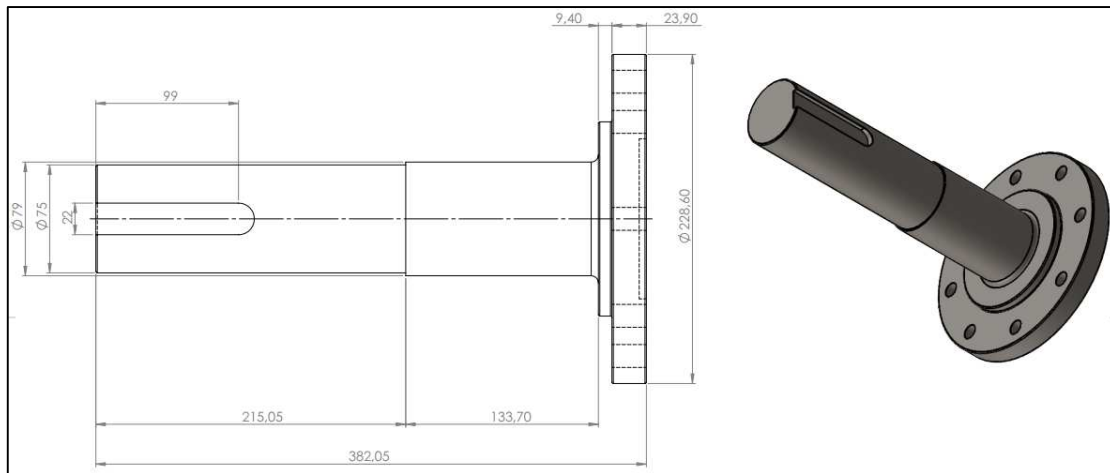


Ilustración 6-11: Eje trasero sinfín inferior

#### 6.4.1.1 Selección de rodamientos para el sinfín inferior de mezclado

Como se puede observar en la Ilustración 6-7, el sinfín inferior va montado sobre dos rodamientos comerciales que para seleccionarlos se requiere calcular la capacidad de carga dinámica básica además de saber el diámetro y velocidad de giro del eje.

Para realizar dicho cálculo, se tomó el procedimiento del libro (Faires, 1995) p.445, que se describe a continuación.

Lo primero que se define es la fuerza radial que sufrirá el rodamiento, que en este caso es la resultante de las componentes en XZ e YZ calculadas anteriormente en cada uno de los apoyos:

$$F_1 = \sqrt{R_{G1X}^2 + R_{G1Y}^2}$$

Donde

$F_1$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo  $G_1$  (kg)

$R_{G1X}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo  $G_1$  (kg)

$R_{G1Y}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo  $G_1$  (kg)

$$F_1 = \sqrt{1105,25^2 + 153,79^2}$$

$$F_1 = 1115,89 \text{ kg}$$

Ahora, en el apoyo  $G_2$

$$F_2 = \sqrt{R_{G2X}^2 + R_{G2Y}^2}$$

Donde

$F_2$ : Fuerza que actuará sobre el rodamiento en el apoyo  $G_2$  (kg)

$R_{G2X}$ : Componente en el plano XZ de la reacción en el apoyo  $G_2$  (kg)

$R_{G2Y}$ : Componente en el plano YZ de la reacción en el apoyo  $G_2$  (kg)

$$F_2 = \sqrt{32,25^2 + 2433,22^2}$$

$$F_2 = 2433,43 \text{ kg}$$

Como la fuerza en el apoyo  $G_2$  es mayor, es la que se selecciona para el cálculo de la capacidad de carga dinámica básica, dato con el cual ingresamos a los catálogos de rodamientos para seleccionar el adecuado:

$$F_R = (B_{10})^{1/K} \times F_E$$

Donde

$F_R$ : Capacidad de carga dinámica básica (kg)

$B_{10}$ : Número deseado de revoluciones antes de que ocurran el 10% de fallos, expresado en Mr (millones de revoluciones)

$K$ : Coeficiente adimensional de Palmgren, que se toma igual a 3 para rodamientos a bolas e igual a 10/3 para rodamientos a rodillos

$F_E$ : Carga equivalente que soporta el rodamiento, en este caso es directamente la carga radial  $F_2$  (kg)

Primero se obtiene  $B_{10}$ , utilizando las rpm a las que girará el eje

$$B_{10} = hs \times 60 \times rpm \times 10^{-6}$$

La cantidad horas seleccionadas con una probabilidad del 90% de que el rodamiento no falle en ese tiempo, se selecciona de la Tabla 3-3.

$$B_{10} = 8000 \times 60 \times 50 \text{ rpm} \times 10^{-6}$$

$$B_{10} = 24 \text{ Mr}$$

$$F_R = (24)^{1/3} \times 2433,43$$

$$F_R = 7019 \text{ kg} = 68,83 \text{ kN}$$

Resumiendo los resultados para ingresar al catálogo de rodamientos:

- Diámetro del eje: 75 mm
- Revoluciones: 50 rpm
- Carga dinámica básica: 68,83 kN

Se selecciona del catálogo de la marca SKF (SKF, s.f.) El siguiente rodamiento:

- Rodamiento a bolas, con soporte
- Código: UCF-315 (Ver Ilustración 3-56)
- $F_R$ : 114 kN

- Velocidad máxima: 2300 rpm
- Diámetro interior: 75 mm
- Ancho: 89 mm
- Peso: 11,60 kg

#### 6.4.1.2 Cálculo de chavetas de ejes delantero y trasero de sinfín inferior

En esta sección se calculan las chavetas para los ejes extremos del sinfín inferior de mezclado en el diámetro 75 mm, donde se acoplan con sus engranajes.

Se utiliza el procedimiento de cálculo del libro (Faires, 1995)p.365.

##### **Material de la chaveta**

Se toma este material para el cálculo porque es el menos resistente del conjunto Eje-chaveta-engranaje

Material seleccionado: AISI-1010 Estirado en frío

$S_y = 3867 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2320,20 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

Chaveta seleccionada: 2,20 cm x 1,40 cm, es la recomendada para diámetros de entre 75 y 85 mm por la Norma DIN (6885/1)

Eje  $\varnothing = 7,50 \text{ cm}$

Velocidad de giro: 50 rpm

Torque: 33088,44 kgcm

Coefficiente de seguridad  $N=3$

Esfuerzo máximo en corte:

$$S_s = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{2320,20}{3} = 773,40 \text{ kg/cm}^2$$

Esfuerzo máximo en compresión:

$$S_c = \frac{S_y}{N} = \frac{3867}{3} = 1289 \text{ kg/cm}^2$$

Largo de la chaveta, en corte:

$$L = \frac{2 \times T}{S_s \times b \times \varnothing} = \frac{2 \times 33088,44}{773,40 \times 2,20 \times 7,50} = 5,18 \text{ cm}$$

Largo de la chaveta, en compresión:

$$L = \frac{4 \times T}{S_c \times t \times \varnothing} = \frac{4 \times 33088,44}{1289 \times 1,40 \times 7,50} = 9,77 \text{ cm}$$

El largo mínimo requerido para la chaveta es de 97 mm, por lo que el definido en la Ilustración 6-11 es satisfactorio.

### 6.4.1.3 Tolerancia de los ejes delantero y trasero del sinfín inferior

El diámetro 75 de los ejes extremos del sinfín de inferior de mezclado cuenta con una tolerancia que se debe calcular. El  $\varnothing 75$  es la pista del rodamiento UCF-315 y en el extremo el mismo  $\varnothing 75$  es donde se acopla mediante chaveta el engranaje de 60 doble de dientes para el delantero y el engranaje doble de 17 dientes para el trasero.

#### **Diámetro 75 mm, para rodamiento**

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje para luego montar sobre éste el rodamiento y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988) y el ajuste recomendado por el fabricante del rodamiento.

Tolerancia recomendada por el fabricante (SKF): dN 75 k6

Significa que el ajuste es Aprieto y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 6.

El procedimiento utilizado es el mismo que en 3.6.8, arrojando los siguientes resultados:

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 75} = 75_{+0,00253}^{+0,02225} mm$$

#### **Diámetro 75 mm, para engranaje**

Es necesario calcular la tolerancia con que se debe construir el eje para luego acoplarlo con el engranaje y que el sistema funcione correctamente. Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988)

Tolerancia seleccionada: dN 75 H7r6

Significa que el ajuste es Prensado ligero y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 7 para el agujero y de 6 para el eje.

El procedimiento utilizado es el mismo que en 3.6.8, arrojando los siguientes resultados:

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 75} = 75_{+0,01972}^{+0,06272} mm$$

**Medida final del agujero con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{agujero\ 75} = 75_{+0,00000}^{+0,03155} mm$$

Este cálculo realizado, es el mismo para los ejes delantero y trasero de los sinfines superiores.



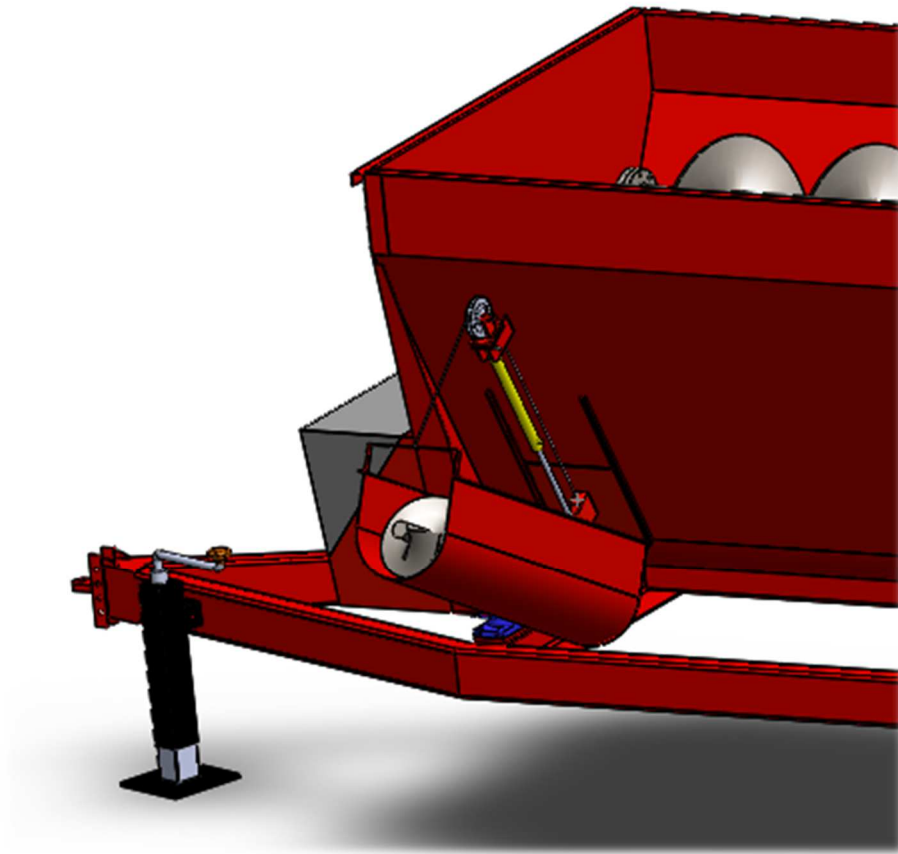
#### **6.4.2 Cálculo de la sección de los sinfines superiores de mezclado**

Como se observa en la Ilustración 6-6, los sinfines superiores son muy similares al sinfín inferior ya que la parte central (ítem 3 y 7) son exactamente iguales, utilizan los mismos rodamientos y los ejes delantero y trasero se diferencian únicamente en unos pocos milímetros del largo del diámetro 75. Sumado a esto, las sollicitaciones a las que está sometido el sinfín inferior son mayores porque soporta el torque de la transmisión delantera y el de la transmisión trasera, girando a 50 rpm. En cambio, los sinfines superiores con las mismas dimensiones en sus secciones, soportan solamente el torque de la transmisión trasera y giran a una velocidad menor (24 rpm). Por ello, se decide obviar el cálculo de la sección debido a que se puede asegurar que verifica, al igual que la selección de los rodamientos y chavetas. Las tolerancias en los diámetros 75 de los ejes delantero y trasero son exactamente iguales a los ya calculados.



## Capítulo 7

### Sistema de descarga



DIEGO LUNATTI

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA



## 7 Sistema de descarga

El sistema de descarga es el encargado de evacuar el alimento que se encuentra mezclado y listo en el interior del Mixer, para que lo reciban los animales.

Una vez cargado todos los ingredientes y transcurrido el tiempo de mezcla, el Mixer acoplado al tractor debe circular por los comederos de los animales e ir descargando el alimento (la TMR).

### 7.1 Descripción

En la Ilustración 7-1 se pueden observar los componentes de la descarga del Mixer, para comprender su funcionamiento.

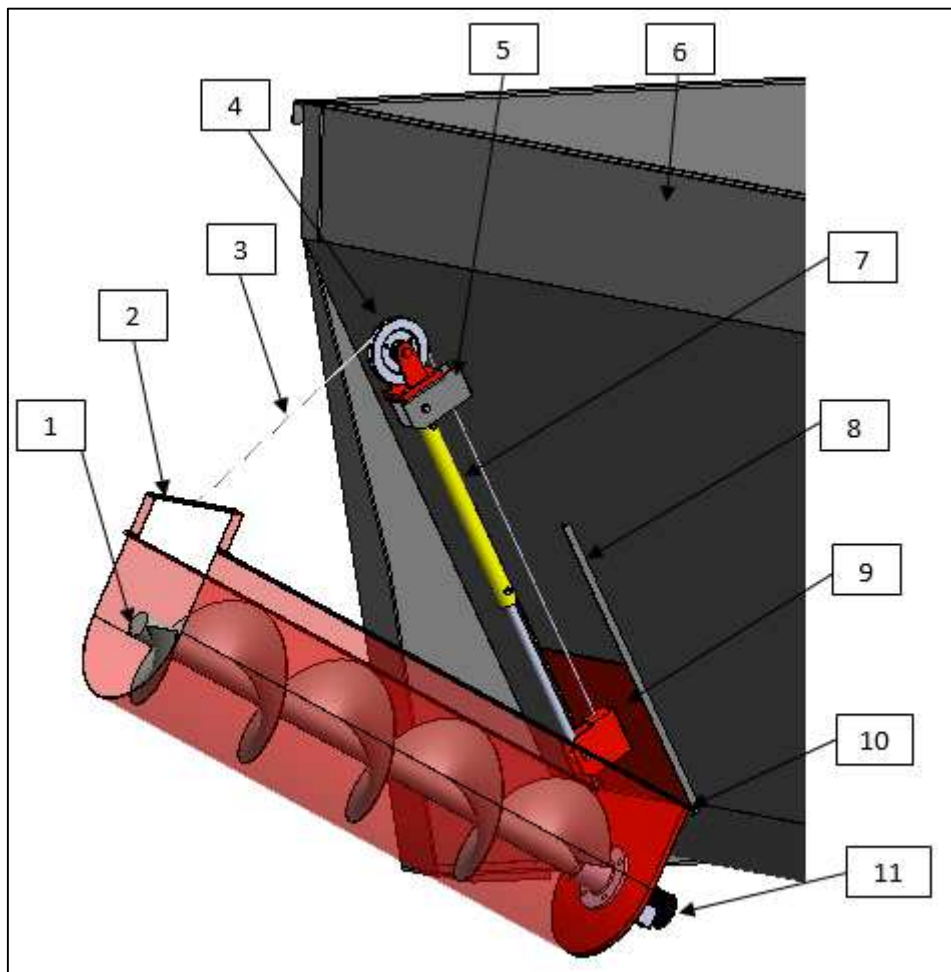


Ilustración 7-1: Componentes de la descarga

- 1- Sinfín de descarga
- 2- Batea de descarga
- 3- Cable de acero
- 4- Polea con soporte
- 5- Soporte de cilindro hidráulico, solidario a la tolva

- 6- Tolva de carga
- 7- Cilindro hidráulico
- 8- Guías de tapa de descarga, solidarias a la tolva
- 9- Tapa de descarga
- 10- Sistema de perno y bisagras de unión entre tolva de carga y batea de descarga
- 11- Motor hidráulico

El sistema cuenta con un sinfín de descarga que es accionado por un motor hidráulico y está contenido en una bandeja de descarga donde cae el alimento proveniente del interior de la tolva de carga y es direccionado e impulsado hacia afuera con el objetivo de que caiga en los comederos de los animales. Durante la carga y el mezclado, la descarga debe permanecer cerrada y una vez terminado el proceso se debe abrir, para esto cuenta con un cilindro hidráulico que al accionarse abre y cierra la descarga al deslizar la tapa sobre sus guías en la pared de la tolva y a la vez ubica la bandeja en la posición correspondiente: rebatida en posición cerrada y casi horizontal en posición abierta. El cable de acero, que mantiene unidas la tapa y la bandeja de descarga, se desliza sobre una roldana y permite dicho movimiento simultáneo.

En las siguientes secciones de este capítulo se describen el diseño y cálculo del Sinfín de descarga (1), la selección del motor hidráulico (11), el perno de la unión con bisagras (10), la selección de cilindro hidráulico (7), la selección del cable de acero (3) y la selección de la polea (4).

## **7.2 Sinfín de descarga**

Para calcular la potencia que consumirá el sinfín de descarga previamente es necesario definir algunos datos:

- Densidad del material a mezclar ( $\delta$ ): Se toma la densidad de los granos que es la mayor e igual a  $850 \text{ kg/m}^3$
- Coeficiente de llenado ( $C_1$ ): Se toma igual a 0,45 (adimensional).
- Coeficiente de resistencia al avance del material ( $C_2$ ): Existen numerosas tablas que contienen este dato y son totalmente experimentales. Para este proyecto se utilizó la Tabla 3-5 y debido a que los materiales a cargar por el sinfín son más de uno, se tomó un coeficiente promedio igual a 2,3 (adimensional).
- Sinfín seleccionado:
  - Diámetro exterior ( $D_s$ ):  $D_s = 320 \text{ mm}$
  - Diámetro interior: 60 mm con un espesor de pared de 3,91 mm correspondiente a un caño de 2" SCH 40
  - Ala: 130 mm

- Espesor del ala: 2,20 mm
- Material: SAE-1010
- Paso: igual al diámetro exterior
- Largo:  $L = 1384,60$  mm (se toma igual a 1,40 m)

### 7.2.1 Caudal sinfín de descarga

En este caso, el caudal se obtiene de acuerdo a la necesidad de descarga, la cual viene dada por el volumen de carga del Mixer y por el tiempo de descarga que se estipula. En este sentido, el volumen de carga es de  $7 \text{ m}^3$  y el tiempo de descarga 4 minutos (tomado de la experiencia de algunos productores).

$$Q_{V\text{sinfín}D} = \frac{V}{T}$$

Donde

$Q_{V\text{sinfín}D}$ : Capacidad del sinfín de descarga ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

$V$ : Volumen de la tolva de carga ( $\text{m}^3$ )

$T$ : Tiempo descarga definido (h)

$$Q_{V\text{sinfín}D} = \frac{7}{0,0667}$$

$$Q_{V\text{sinfín}D} \cong 105 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ahora, conociendo el caudal volumétrico o capacidad del sinfín, se puede obtener la velocidad de giro, utilizando la ecuación mencionada en 3.6

$$Q_{V\text{sinfín}D} = \frac{\pi \times D_D^2}{4} \times P_D \times N_D \times 60 \times C_1$$

Donde

$Q_{V\text{sinfín}D}$ : Capacidad del sinfín de descarga ( $\text{m}^3/\text{h}$ )

$D_D$ : Diámetro exterior del sinfín de descarga (m)

$P_D$ : Paso del sinfín de descarga, igual al diámetro (m)

$N_D$ : Velocidad de giro del sinfín de descarga (rpm)

$$N_D = \frac{4 \times Q_{V\text{sinfín}D}}{\pi \times D_D^2 \times P_D \times 60 \times C_1}$$

$$N_D = \frac{4 \times 105}{\pi \times 0,32^2 \times 0,32 \times 60 \times 0,45}$$

$$N_D = 151,12 \text{ rpm}$$

### 7.2.2 Potencia sinfín de descarga

$$W_D = \frac{Q_{V\text{sinfín}D} \times P_e \times L \times C_2}{270}$$

Donde

$W_s$ : Potencia para accionar el sinfín de descarga (CV)

$Q_{v\text{sinfínD}}$ : Capacidad del sinfín de descarga ( $\text{m}^3/\text{h}$ ).

$P_e$ : Peso específico del material ( $\text{t}/\text{m}^3$ ).

$L$ : Largo del sinfín (m).

$C_2$ : Coeficiente de resistencia al avance del material (adimensional). Existen numerosas tablas que contienen este dato y son totalmente experimentales. Para este proyecto se utilizó la Tabla 3-5 y debido a que los materiales a cargar por el sinfín son más de uno, se tomó un coeficiente promedio igual a 2,3.

$$W_D = \frac{105 \times 0,85 \times 1,40 \times 2,3}{270}$$

$$W_D = 1,06 \text{ CV}$$

**Potencia Total para accionar el sinfín de descarga:**

$$W_T = W_D \times 1,5$$

$$W_T = 1,06 \times 1,5$$

$$W_T = 1,59 \text{ CV}$$

Se afecta la potencia total por un factor de servicio para cubrir las pérdidas de carga que pueda tener el sistema por rozamientos y demás.

### 7.2.3 Peso del sinfín de descarga

Para calcular el peso por unidad de longitud del sinfín de descarga, se calcula el peso de cada brida que conforma luego una vuelta completa del ala y se le suma el peso por unidad de longitud del eje (caño).

$$P_i = P_e \times v = P_e \times \left( \frac{\pi \times d_e^2}{4} - \frac{\pi \times d_i^2}{4} \right) \times e$$

Donde

$P_i$ : Peso de la brida del sinfín de descarga (kg), por un largo igual al paso

$P_e$ : Peso específico del material, en este caso el acero 7,85  $\text{kg}/\text{dm}^3$

$V$ : Volumen ( $\text{dm}^3$ )

$d_e$ : Diámetro exterior de la brida (dm)

$d_i$ : Diámetro interior de la brida (dm)

$e$ : Espesor de la brida (dm)

$$P_i = 7,85 \times \left( \frac{\pi \times 3,20^2}{4} - \frac{\pi \times 0,60^2}{4} \right) \times 0,0320$$

$$P_i = 1,95 \text{ kg}$$

El peso por metro lineal lo obtenemos con la regla de 3:

$$P_l = \frac{1000 \times 1,95}{320}$$

$$P_l = 6,10 \text{ kg (Peso por metro lineal)}$$

Sabiendo que el peso por metro lineal del caño que se utiliza como eje, 4,61 kg (dato del fabricante), sumamos y obtenemos el peso lineal total del sinfín:

$$P_{IT} = 6,10 + 4,61$$

$$P_{IT} = 10,71 \text{ kg Peso total del sinfín inferior por metro lineal}$$

El peso total del sinfín inferior resulta de la multiplicación de  $P_{IT}$  por el largo

$$P_T = 10,71 \times 1,40 \cong 15 \text{ kg}$$

### **7.3 Selección del motor hidráulico para el sinfín de descarga**

Para la selección del motor hidráulico que accionará el sinfín de descarga se tienen en cuenta dos valores de los calculados en las secciones anteriores: la velocidad de giro (rpm) y la potencia (kW), que conforman las prestaciones que deberá entregar el motor sin estar forzado. También se debe tener en cuenta la presión del sistema hidráulico, que en este proyecto se considera de 70 kg/cm<sup>2</sup>, presión usual en el mercado de tractores.

- Velocidad de giro requerido: 151,12 rpm
- Potencia requerida: 1,59 CV = 1,18 kW
- Presión del circuito hidráulico: 117,68 barg (120 kg/cm<sup>2</sup>)

Se utilizó el catálogo de la marca Venturi Hnos (Venturi-Hnos, 2002) para seleccionar el motor, y los datos del mismo son:

- Tipo: Motor orbital
- Modelo: MOP-300
- Cilindrada: 300 cm<sup>3</sup>/rev
- Velocidad continua de trabajo: 198 rpm
- Potencia continua de trabajo: 5 kW
- Caudal máximo en trabajo continuo: 60 l/min
- Máxima presión en trabajo continuo: 140 bar

En la Ilustración 3-46 podemos ver de forma más completa los datos técnicos (marcados en rojo) del motor orbital MOP-300, que incluye también los rendimientos en la parte inferior derecha.

El motor se sujeta con bulones en un alojamiento del lado de atrás de la base de la bandeja de descarga, y su eje con chaveta que pasa hacia el otro lado de la base se introduce en un buje

del sinfín de descarga, que gira sobre dos rodamientos dentro de un manguito, también sujeto a la base de la bandeja de descarga (ver Ilustración 7-2).

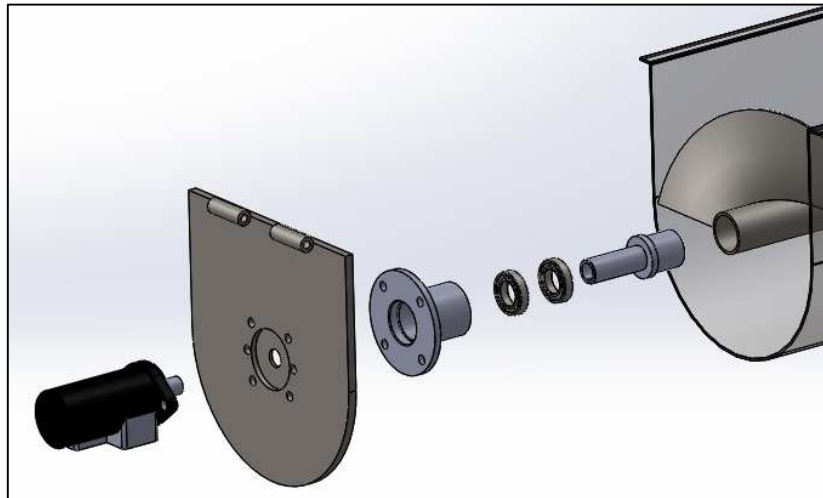


Ilustración 7-2: Vista explosionada de la batea de descarga

#### 7.4 Unión con bisagras

En la unión con bisagras del conjunto batea de descarga con la tolva de carga, existe un perno de unión que permite el movimiento pivotante de la batea y a su vez que sea todo desmontable.

Como tiene 3 apoyos y cortas distancias entre las cargas y apoyos, el perno está sometido a un esfuerzo de corte y es así como se verifica su sección (ver Ilustración 7-3).

El peso que debe soportar el perno es la suma del peso del motor hidráulico, del sinfín, del alimento considerando la batea de descarga llena, de la base de la batea y del peso de la batea en sí.

\* Peso del motor hidráulico, obtenido del catálogo:  $P_M = 9 \text{ kg}$

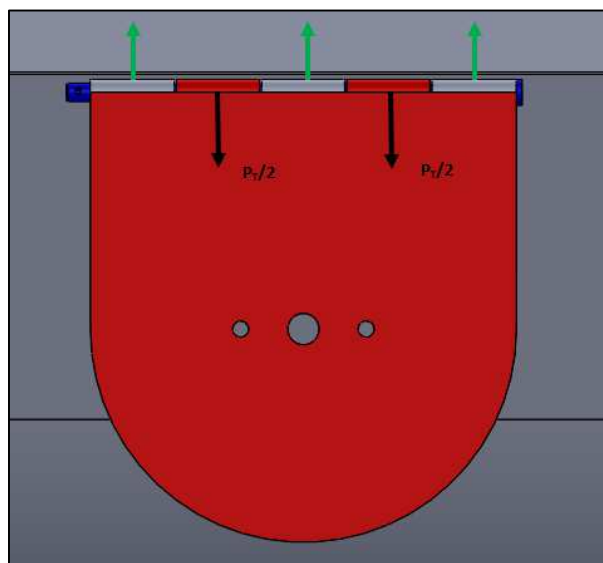


Ilustración 7-3: Unión con perno y bisagras



\* Peso del sinfín, obtenido en 7.2.3:

$$P_S = 15 \text{ kg}$$

\* Peso de la carga de la batea, utilizando el volumen del interior de la batea obtenido del software Solidworks:

$$P_C = \delta \times V$$

Donde

$P_C$ : Peso del alimento dentro de la batea de descarga (kg)

$\delta$ : Peso específico del alimento (kg/m<sup>3</sup>)

$V$ : Volumen del interior de la batea de descarga (m<sup>3</sup>)

$$P_C = 850 \times 0,121$$

$$P_C \cong 104 \text{ kg}$$

\* Peso de la base de la batea, obtenido del software Solidworks:

$$P_b = 9 \text{ kg}$$

\* Peso de la batea, obtenido del software Solidworks:

$$P_B = 36 \text{ kg}$$

Peso total del conjunto batea de descarga que debe soportar el perno:

$$P_T = P_M + P_S + P_C + P_b + P_B$$

$$P_T = 9 + 15 + 104 + 9 + 36$$

$$P_T = 173 \text{ kg}$$

Material seleccionado para el perno:

Los datos de los materiales seleccionados fueron tomados de las tablas del Apéndice del libro (Faires, 1995) y el procedimiento también del libro (Faires, 1995)p.33.

Material: SAE-1045

$S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)

$S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2488,80 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

$N = 2$  (Coeficiente de seguridad)

$S_{ysd} = S_{ys} / N = 1244,4 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte, de diseño)

$$P_T = S_{ysd} \times 2 \times \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{2 \times P_T}{S_{ysd} \times \pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{2 \times 173}{1244,40 \times \pi}}$$

$$d = 0,21 \text{ cm}$$

El diámetro mínimo requerido es muy pequeño y se comprueba que el diseño del perno verifica ampliamente.

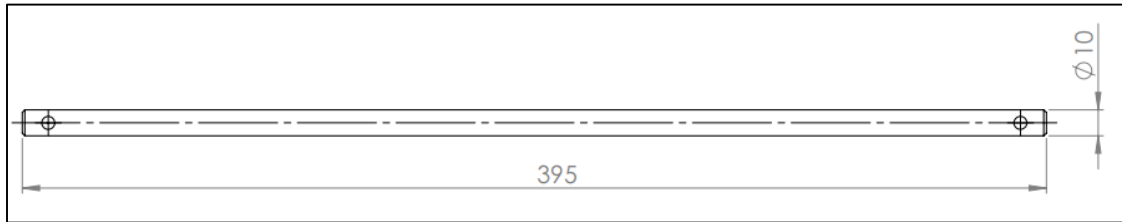


Ilustración 7-4: Perno de bisagra

## 7.5 Selección del cilindro hidráulico

Para seleccionar el cilindro hidráulico es necesario conocer la fuerza que requiere hacer, la carrera que debe recorrer y la presión del circuito de aceite. Éste último dato ya fue definido ( $120 \text{ kg/cm}^2$ ), la carrera se determina con la ayuda del software Solidworks para medir la distancia que debe recorrer la tapa de la descarga sobre las guías de la tolva y por última la fuerza que debe realizar es básicamente la fuerza de rozamiento sobre las guías, teniendo en cuenta el peso de la placa y del alimento que soporta. Estos valores los brinda también el software, sin embargo para entender mejor es recomendable ver la Ilustración 7-5 que representa la columna de alimento que debe soportar la placa de la descarga (inclinada  $29^\circ$ ) y por lo tanto el cilindro hidráulico. En la Ilustración 7-6 se observa el interior de la batea con la placa de la descarga pintada en color rojo.

### Datos del software:

Peso de la tapa de descarga: 7 kg ( $P_p$ )

Volumen de la columna de alimento:  $92,49 \text{ dm}^3$

Ángulo de inclinación de la tapa de descarga:  $29^\circ$

Recorrido de la tapa de descarga: 370 mm

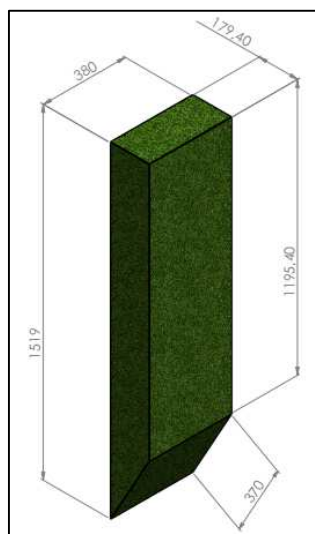


Ilustración 7-5: Columna de alimento sobre la tapa de descarga



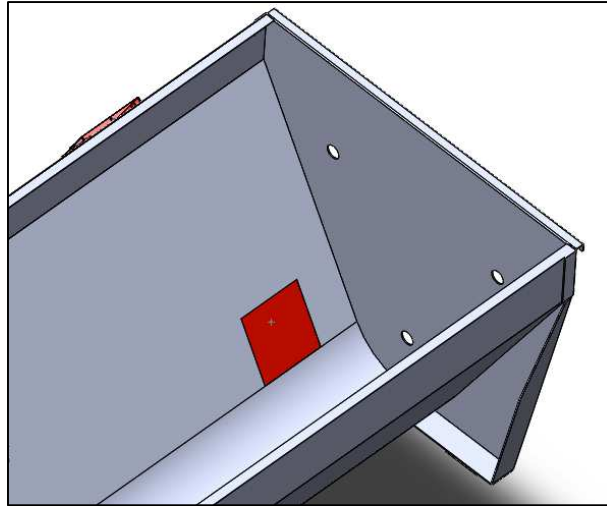


Ilustración 7-6: Tapa de descarga desde el interior de la tolva

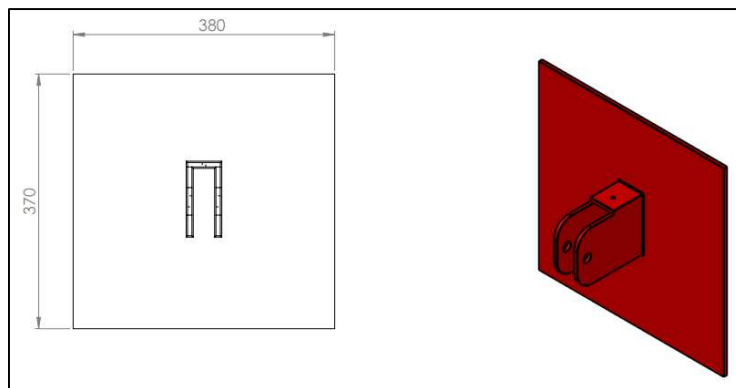


Ilustración 7-7: Tapa de descarga

$$P_A = \delta \times V$$

Donde

$P_A$ : Peso de la columna de alimento (kg)

$\delta$ : Peso específico del alimento ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$$P_A = 850 \times 0,09249$$

$$P_A \cong 79 \text{ kg}$$

El peso total queda

$$P_T = P_A + P_P$$

$$P_T = 79 + 7$$

$$P_T = 86 \text{ kg}$$

La fuerza de rozamiento que debe vencer el cilindro hidráulico es

$$F_R = \mu \times N$$

Donde

$F_R$ : Fuerza de rozamiento (kg)

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento (adimensional)

$N$ : Fuerza normal al plano, igual a

$$N = P_T \times \cos 29^\circ$$

$$N = 86 \times \cos 29^\circ$$

$$N = 75,22 \text{ kg}$$

Se decide agregar un 20% al valor de  $N$  para asegurar el cálculo debido a que no se conoce bien el peso específico del alimento.

$$N = 75,22 \times 1,22 = 91 \text{ kg}$$

$$F_R = 0,15 \times 91$$

$$F_R \cong 14 \text{ kg}$$

En resumen, los datos para solicitar el cilindro hidráulico son:

- Fuerza: 14 kg
- Carrera: 370 mm
- Doble efecto
- Presión del circuito hidráulico: 120 kg/cm<sup>2</sup>
- Área: Se debe calcular en base a la fuerza y la presión el área mínima que debe tener el cilindro (cm<sup>2</sup>)

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{14}{120}$$

$$A = 0,12 \text{ cm}^2$$

## 7.6 Selección del cable de acero

Para unir la tapa de descarga con la batea de descarga se requiere de un cable flexible y resistente, por lo que se selecciona un cable de acero comercial con alma metálica, con un diámetro de 5 mm y una resistencia de rotura de 1754 kg, a cuyo valor nunca se llegaría ya que el conjunto completo pesa 173 kg y además tiene un punto de apoyo adicional (bisagras).

CABLES DE ACERO CON ALMA METÁLICA		
Cable de acero Ø mm.	Fuerza mínima de rotura 1960 N/mm. <sup>2</sup> (kN)	Peso kg/100m.
2	2,750	1,50
3	6,180	3,50
4	11,00	6,10
5	17,20	9,60
6	24,70	14,00

EN 12385-4



6X7+WSC (7X7+0)

Ilustración 7-8: Cable de acero Ø 5 mm (Ibérica)

## 7.7 Selección de la polea


Una vez definido el cable de acero, se selecciona la polea con un canal apto para dicho cable y una capacidad de 500 kg, de la marca Rema. La polea seleccionada (modelo RBZ-0.5) cuenta con un soporte para montaje.

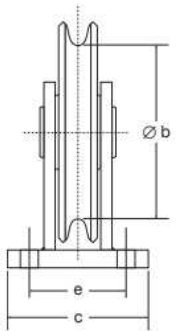
**Polea, con soporte, RBZ**

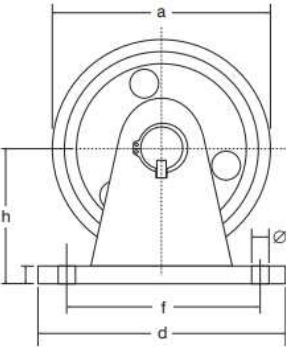
Polea de acero con soporte para transmisión automática y manual

**Características:**

- Adecuadas para transmisión mecánica y manual.
- Sin mantenimiento.
- Soporte de acero.
- Rodamientos lubricados.







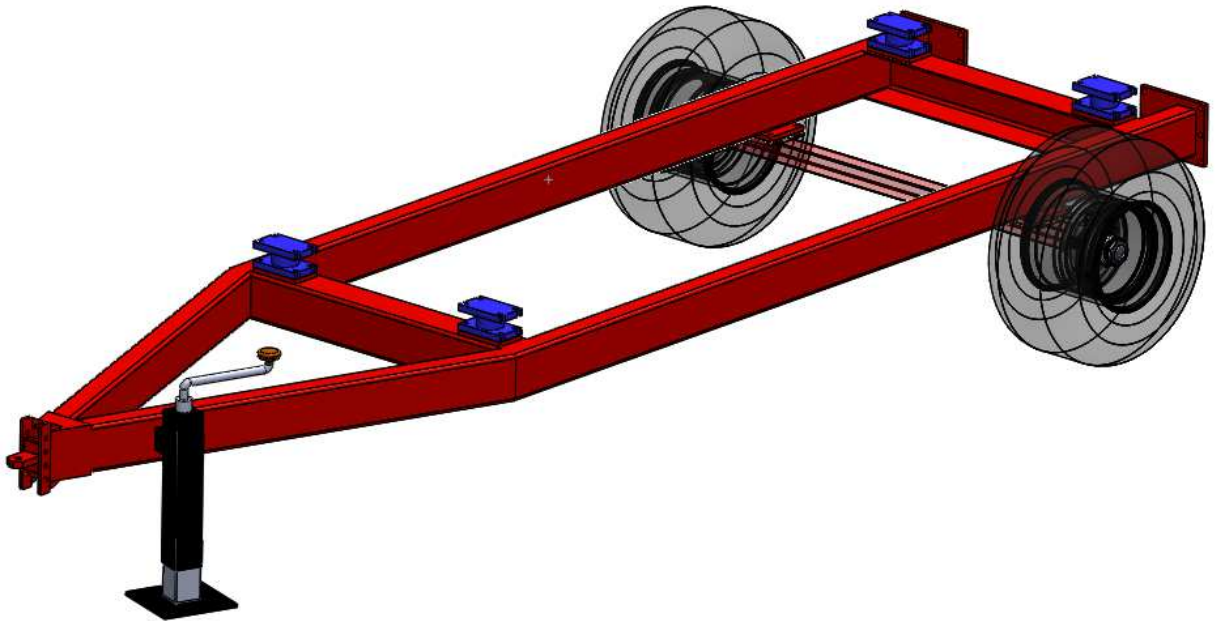
Modelo	Capacidad (kg)	Diámetro cable (mm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)	H (mm)	I (mm)	Peso (kg)	Código
RBZ-0.5	500	5 - 6	150	125	82	115	55	88	15	92	11.5	3.25	3064001
RBZ-1.0	1000	8 - 10	235	200	108	187	70	150	20	138	18	10.6	3064003

Ilustración 7-9: Polea RBZ-0.5 (Rema)



## Capítulo 8

### Chasis



DIEGO LUNATTI

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

## 8 Chasis

El chasis es la estructura encargada de soportar el peso de la tolva de carga y del cargador, es decir el Mixer completo, y a su vez tiene dos puntos de apoyo: el tren rodante y el enganche (cuando está acoplado al tractor) o el elevador mecánico (cuando está desacoplado).

La tolva de carga se une al chasis a través de 4 apoyos en los cuales se colocan las celdas de carga de la balanza electrónica utilizada para pesar cada uno de los ingredientes que se cargan y así lograr una mezcla precisa.

El cargador se une mediante una brida con bulones en el extremo trasero del chasis.

El objetivo de este capítulo es verificar la sección del perfil utilizado para construir el chasis, como así también el perno principal de acople al tractor y la placa del enganche donde ingresa dicho perno.

### 8.1 Cálculo del chasis

Existen tres posibles distribuciones de carga a las que puede estar sometido el chasis:

- 1- Mixer vacío y desacoplado, apoyado sobre el elevador mecánico.
- 2- Mixer cargado completo y acoplado al tractor. Condición más exigente o desfavorable
- 3- Mixer cargado completo y desacoplado, apoyado sobre el elevador mecánico. Esta condición no se debe dar durante el uso del equipo, pero se considerará para corroborar que el elevador resista por seguridad.

Para cualquiera de las tres posibilidades lo primero a calcular es el valor de las cargas, que se dividen en dos grandes grupos: la tolva de carga y el cargador. Dentro del conjunto de la tolva de carga están las transmisiones, el sistema de descarga, sinfines, etc... la mayoría del peso del Mixer y obviamente la carga. En el conjunto cargador, corresponde la estructura, sinfín de carga, cilindros y motores hidráulicos, etc...

Para obtener el valor de estas cargas que básicamente se refieren al peso de los componentes se utilizó el software Solidworks que al tener cargado el peso específico de los materiales brinda el peso del conjunto entero, más el peso de componentes comerciales como los motores hidráulicos cuyos valores se tomaron de los correspondientes catálogos.

Los valores de las cargas son:

$$F_T = P_{carga} + P_{Tolva}$$

Donde

$F_T$ : Peso total del conjunto tolva de carga (kg)

$P_{Carga}$ : Peso del alimento que llena la tolva con un peso específico de 850 kg/m<sup>3</sup> (kg)

$P_{Tolva}$ : Peso del conjunto tolva de carga brindado por el Solidworks (kg)

$$P_{carga} = \delta \times V$$

V: Volumen de carga, considerando que la tolva no se llena hasta el borde y descontando el volumen de los sinfines de mezclado, obtenido del Solidworks (m<sup>3</sup>)

$\delta$ : Peso específico del alimento (kg/m<sup>3</sup>)

$$P_{carga} = 850 \times 7,06$$

$$P_{carga} = 6003 \text{ kg}$$

$$F_T = 6003 + 1783$$

$$F_T = 7786 \text{ kg}$$

El peso total del cargador  $F_A$  es

$$F_A = 1100 \text{ kg}$$

En este caso, vale aclarar que el centro de gravedad del cargador se encuentra a una distancia de 835 mm sobre el eje horizontal desde la brida del extremo del chasis, por lo que al trasladar la carga  $F_A$  al dicho extremo del chasis donde se une el cargador, se genera un momento  $M_A$  igual a:

$$M_A = F_A \times 83,5 = 1100 \times 83,5$$

$$M_A = 91850 \text{ kgcm}$$

Estas cargas se encuentran distribuidas de la manera en que se puede observar en la Ilustración 8-1. La condición N°1 se da con las reacciones  $R_G$  y  $R_B$  y con la carga  $P_{Tolva}$  en vez de  $F_T$ , en cambio la condición N°2 se da con las reacciones  $R_A$  y  $R_B$  y la carga  $F_T$ .

La condición N°3 es igual que la N°1 pero con  $F_T$ . La carga  $F_A$  y el momento  $M_A$  están presentes de igual manera en todas las condiciones.

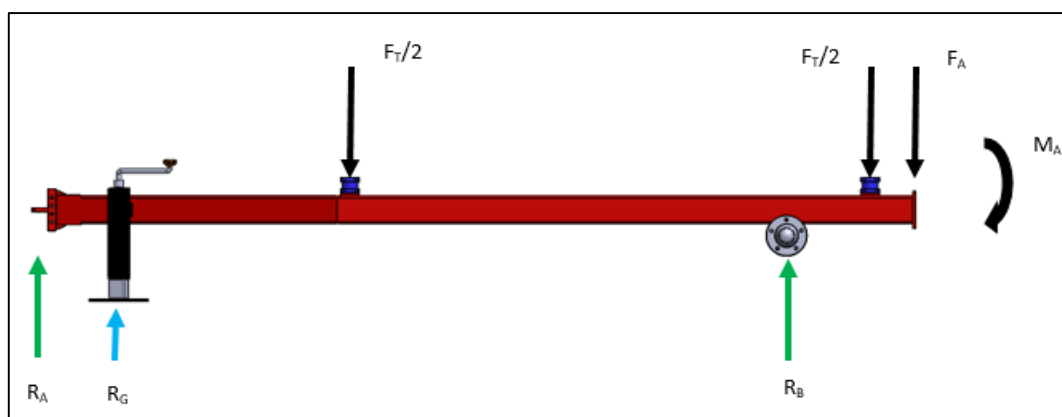


Ilustración 8-1: Distribución de cargas en el chasis

### 8.1.1 Cálculo del chasis, condición N° 1

Para poder encontrar la posición correcta del eje, es necesario imponer una condición más y contar con dos ecuaciones y dos incógnitas. Por ello, primero se plantea la situación del Mixer

vacío, desacoplado y apoyado sobre el elevador mecánico, porque de esta manera la carga sobre el elevador debe ser igual a 40 kg para que una persona pueda manipular el Mixer (según el protocolo de ergonomía de la Resolución Argentina 886/2015), quedando como incógnitas el valor de  $R_B$  y el valor de  $X$  (distancia entre ambas reacciones).

Ya definidas las fuerzas, se plantea la sumatoria de fuerzas en  $Y$ , que está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_Y = R_A - F_1 + R_B - F_2 - F_A = 0$$

Despejando  $R_B$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$\begin{aligned} R_B &= -R_A + F_1 + F_2 + F_A \\ R_B &= -40 + 891,50 + 891,50 + 1100 \\ R_B &= 2843 \text{ kg} \end{aligned}$$

Recordamos que en esta condición  $F_1 = P_{\text{Tolva}} / 2$

Ahora se calcula el momento flector para la condición N°1

$$\varepsilon M_A = F_1 \times 200,80 - R_B \times X + F_2 \times 536,80 + F_A \times 565,70 + M_A = 0$$

Donde

$\varepsilon M_A$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto A, donde se encuentra  $R_A$  (kgcm)

Esta sumatoria también está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $X$ , la cual se despeja

$$\begin{aligned} X &= \frac{F_1 \times 200,80 + F_2 \times 536,80 + F_A \times 565,70 + M_A}{R_B} \\ X &= \frac{891,50 \times 200,80 + 891,50 \times 536,80 + 1100 \times 565,70 + 91850}{2843} \\ X &= 482,50 \text{ cm} \end{aligned}$$

En esta condición, con obtener el valor de  $X$  que da la ubicación del tren rodante es suficiente. El cálculo de los momentos en cada sección se realizará en las otras dos condiciones que consideran el Mixer cargado con el alimento.

### 8.1.2 Cálculo del chasis, condición N°2

En esta condición se considera el Mixer cargado con el alimento previo a realizar la descarga, donde el chasis deberá soportar el máximo peso.

Como las fuerzas y distancias están definidas, se calcula el momento flector con respecto a A

$$\varepsilon M_A = F_1 \times 200,80 - R_B \times 482,50 + F_2 \times 536,80 + F_A \times 565,70 + M_A = 0$$

Donde



$\varepsilon M_A$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto A, donde se encuentra  $R_A$  (kgcm)

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_B$ , la cual se despeja

$$R_B = \frac{F_1 \times 200,80 + F_2 \times 536,80 + F_A \times 565,70 + M_A}{482,50}$$
$$R_B = \frac{3893,50 \times 200,80 + 3893 \times 536,80 + 1100 \times 565,70 + 91850}{482,50}$$
$$R_B = 7431,30 \text{ kg}$$

Recordamos que en esta condición  $F_1 = F_{\text{Total}} / 2$

Ahora, se plantea la sumatoria de fuerzas en Y, que también está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_Y = R_A - F_1 + R_B - F_2 - F_A = 0$$

Despejando  $R_A$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_A = F_1 - R_B + F_2 + F_A$$
$$R_A = 3893 - 7431,30 + 3893 + 1100$$
$$R_A = 1454,70 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

#### Sección 1-1.

$$M_{1-1} = R_A \times 200,80$$
$$M_{1-1} = 1454,70 \times 200,80$$
$$M_{1-1} = 292103,76 \text{ kgcm}$$

#### Sección 2-2.

$$M_{2-2} = R_A \times 482,50 - F_1 \times 281,70$$
$$M_{2-2} = 1454,70 \times 482,50 - 3893 \times 281,70$$
$$M_{2-2} = -394765,35 \text{ kgcm}$$

#### Sección 3-3.

$$M_{3-3} = R_A \times 536,80 - F_1 \times 336 + R_B \times 54,30$$
$$M_{3-3} = 1454,70 \times 536,80 - 3893 \times 336 + 7431,30 \times 54,30$$
$$M_{3-3} = -123645,45 \text{ kgcm}$$

#### Sección 4-4.

$$M_{4-4} = R_A \times 565,70 - F_1 \times 364,90 + R_B \times 83,20 - F_2 \times 28,90 + M_A$$
$$M_{4-4} = 1454,70 \times 565,70 - 3893 \times 364,90 + 7431,30 \times 83,20 - 3893 \times 28,90 + 91850$$
$$M_{4-4} = 0 \text{ kgcm}$$



Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 8-2, que el momento flector máximo es de 394765,35 kgcm y en la ubicación de la reacción  $R_B$ .

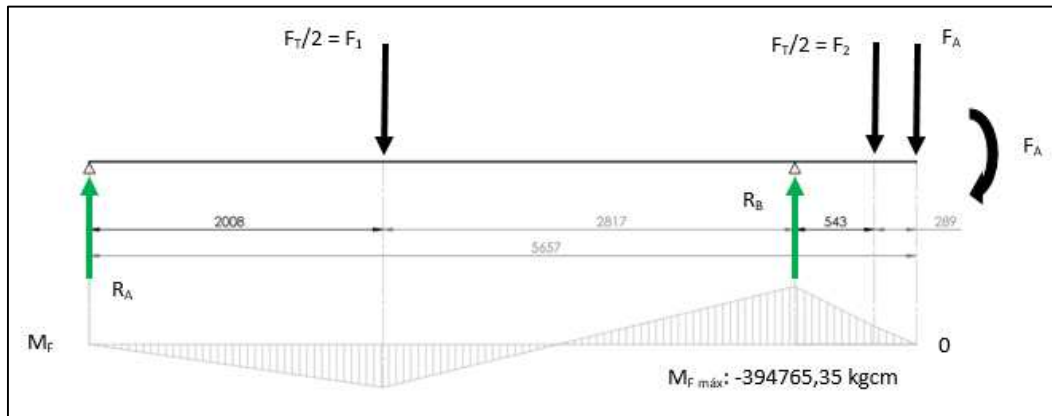


Ilustración 8-2: Diagrama de momentos, chasis, condición N°2

Una vez obtenido el momento flector máximo se lo afecta por un coeficiente de impacto (totalmente empírico) para cubrir el uso del equipo en terrenos con desniveles y pozos:

$$M_{fmáxd} = M_{fmáx} \times Coef.$$

Donde

$M_{fmáxd}$ : Momento flector utilizado para el diseño (kgcm)

$M_{fmáx}$ : Momento flector máximo calculado (kgcm)

$Coef.$ : Coeficiente de impacto (adimensional)

$$M_{fmáxd} = 394765,35 \times 1,30$$

$$M_{fmáxd} = 513195 \text{ kgcm}$$

El material seleccionado es F24 con una resistencia de fluencia en tracción de

$$S_y = 2396 \text{ kg/cm}^2$$

Se toma un coeficiente de seguridad  $N = 2$ , quedando la resistencia de fluencia en tracción de diseño igual a:

$$S_{yd} = \frac{S_y}{N} = \frac{2396}{2} = 1198 \text{ kg/cm}^2$$

El perfil comercial seleccionado para construir el chasis es de 100 x 200 x 8 mm, que tiene un módulo resistente de:

$$W = 214,46 \text{ cm}^3$$

Al ser dos perfiles que resisten la disposición mostradas en la Ilustración 8-2, el módulo resistente es el doble.

Para verificar si la sección resiste, se calcula el mínimo módulo resistente necesario  $W_{\min}$ :

$$W_{\min} = \frac{M_{fmáxd}}{S_{yd}}$$

$$W_{\min} = \frac{513195}{1198}$$

$$W_{\min} = 428,38 \text{ cm}^3$$

$$W_{\min} < 2 \times W$$

$$428,38 < 2 \times 214,46$$

$$428,38 < 428,92$$

Queda verificado entonces que se cumple la condición de que el módulo resistente del perfil seleccionado sea superior al mínimo módulo resistente.

### 8.1.3 Cálculo del chasis, condición N°3

Esta condición contempla el Mixer cargado con alimento y desacoplado del tractor, apoyado sobre el elevador mecánico, la cual no se debería dar si se respeta el correcto uso del equipo además una vez terminada la mezcla es imperioso descargar sobre los comederos para evitar que se arruine la carga. Sin embargo, la idea es prever que por algún desperfecto o situación no deseada se requiera provisoriamente utilizar el elevador mecánico como apoyo del equipo cargado y que éste resista. La carga a la que estará sometido en dicha condición es la que se utilizará para seleccionar un elevador mecánico comercial.

Repetimos el procedimiento utilizado en 8.1.2, pero con la distribución de la Ilustración 8-3

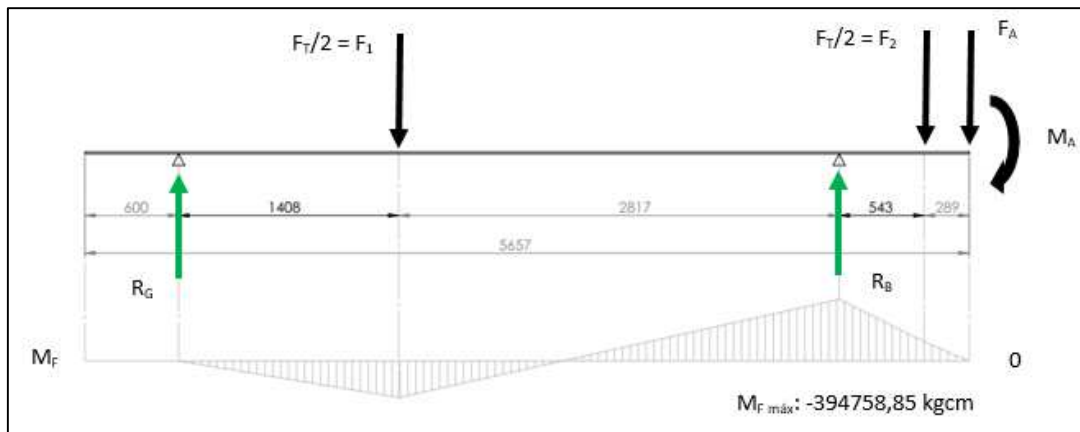


Ilustración 8-3: Diagrama de momentos, chasis, condición N°3

Se calcula el momento flector con respecto a A

$$\varepsilon M_A = F_1 \times 140,80 - R_B \times 422,50 + F_2 \times 476,80 + F_A \times 505,70 + M_A = 0$$

Donde

$\varepsilon M_A$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto A, donde se encuentra  $R_A$  (kgcm)

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_B$ , la cual se despeja



$$R_B = \frac{F_1 \times 140,80 + F_2 \times 476,80 + F_A \times 505,70 + M_A}{422,50}$$

$$R_B = \frac{3893,50 \times 140,80 + 3893 \times 476,80 + 1100 \times 505,70 + 91850}{422,50}$$

$$R_B = 7224,70 \text{ kg}$$

Recordamos que en esta condición  $F_1 = F_{\text{Total}} / 2$

Ahora, se plantea la sumatoria de fuerzas en Y, que también está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_Y = R_A - F_1 + R_B - F_2 - F_A = 0$$

Despejando  $R_A$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_A = F_1 - R_B + F_2 + F_A$$

$$R_A = 3893 - 7224,70 + 3893 + 1100$$

$$R_A = 1661,30 \text{ kg}$$

Este valor es el que debe soportar el elevador mecánico comercial seleccionado.

## 8.2 Perno principal de acople

Para diseñar y calcular el perno con que se acoplará el Mixer al tractor, primero es necesario conocer la fuerza a la que estará sometido. Dicha fuerza es una fuerza de rozamiento a vencer en dirección horizontal que se obtiene multiplicando el peso total del Mixer aplicado en las ruedas por un coeficiente de resistencia a la rodadura entre el suelo y los neumáticos del Mixer.

El peso total del Mixer aplicado en las ruedas es  $R_B$  calculado en 8.1.2, el cual llamaremos N en esta sección

$$N = R_B = 7432 \text{ kg}$$

Luego, la fuerza de rozamiento a vencer para mover el Mixer cargado y que por lo tanto será la que tendrá que soportar el perno principal de acople  $F_R$  es:

$$F_R = \mu \times N$$

Donde  $\mu$  es un coeficiente de resistencia a la rodadura entre el suelo y los neumáticos

$$F_R = 0,30 \times 7432$$

$$F_R \cong 2230 \text{ kg}$$

El material seleccionado para el perno es

Material seleccionado: SAE-1045

$S_u = 6749 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia máxima)

$S_y = 4148 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en tracción)

$S_{ys} = S_y \times 0,6 = 2488,80 \text{ kg/cm}^2$  (Resistencia de fluencia en corte o torsión)

N= 2

Ahora se calcula la tensión a la que estará sometido el perno debido al esfuerzo de corte, considerando un diámetro de 25,40 mm, basado en el procedimiento de cálculo del (Faires, 1995)p.34

$$S_T = \frac{F_R \times 4}{2 \times \frac{\pi \times d^2}{4}}$$

Donde

$S_T$ : Tensión de trabajo a la que estará sometido el perno ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )

$d$ : Diámetro del perno principal de acople (cm)

$$S_T = \frac{2230 \times 4}{2 \times \frac{\pi \times 2,54^2}{4}}$$

$$S_T = 880,20 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

El coeficiente de seguridad debe quedar igual o superior a 2

$$N = \frac{S_{ys}}{S_T}$$

$$N = \frac{2488,80}{880,20}$$

$$N = 2,82$$

Cumple con la condición el diámetro de 25,40 mm

### 8.3 Bulones de regulación del acople

El enganche o acople cuenta con un sistema de regulación de altura con tres posiciones para darle más flexibilidad a la hora de acoplarlo a un tractor, tal como se aprecia en la Ilustración 8-4, por lo que es necesario verificar la resistencia de los bulones utilizados para tal fin.

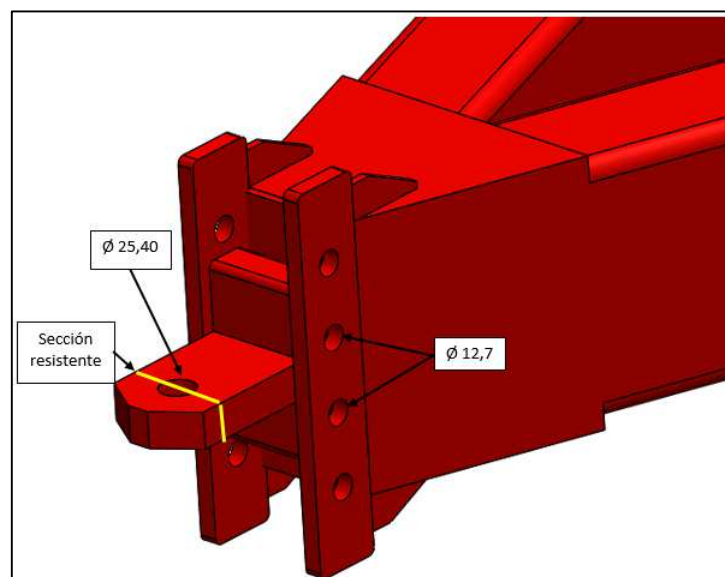


Ilustración 8-4: Sistema de acople

Se seleccionó durante el diseño dos bulones comerciales de acero grado 5  $\emptyset \frac{1}{2}$ ", cuya resistencia a la tensión debido al corte según catálogo es de 5040 kg/cm<sup>2</sup>.

La fuerza  $F_R$  a la que estarán sometidos es la misma que la calculada en 8.2, pero dividida en dos debido a que son dos los bulones.

$$S_{Tbulones} = \frac{\frac{F_R}{2} \times 4}{2 \times \frac{\pi \times d_b^2}{4}}$$
$$S_{Tbulones} = \frac{\frac{2230}{2} \times 4}{2 \times \frac{\pi \times 1,27^2}{4}}$$
$$S_{Tbulones} = 1760,40 \text{ kg/cm}^2$$

Al comparar esta tensión con la resistencia del bulón, el coeficiente de seguridad queda

$$N = \frac{S_{ys}}{S_{Tbulones}}$$
$$N = \frac{5040}{1760,40}$$
$$N = 2,86$$

Por lo que verifican.

#### 8.4 Placa de acople principal

La placa de acople principal es donde se aloja el perno principal de acople, para unir el Mixer con el tractor. Se encuentra sometida a un esfuerzo de tracción y se debe verificar que resista. La sección resistente es la marcada en amarillo en la Ilustración 8-4, cuyo valor es:

$$A = (L - d) \times e$$

Donde

$A$ : Área resistente (cm<sup>2</sup>)

$L$ : Largo de la placa (cm)

$d$ : Diámetro del perno de acople principal (cm)

$e$ : Espesor de la placa (cm)

$$A = (7,62 - 2,54) \times 2,54$$
$$A = 12,90 \text{ cm}^2$$

Ahora se obtiene la tensión a la que se encuentra sometida

$$S_{Tplaca} = \frac{F_R}{A}$$
$$S_{Tplaca} = \frac{2230}{12,90}$$
$$S_{Tplaca} = 172,87 \text{ kg/cm}^2$$

El material de la placa es F24 con una resistencia de fluencia en tracción  $S_y = 2396 \text{ kg/cm}^2$ , que al compararla con la tensión a la que estará sometida se determina el coeficiente de seguridad (que debe ser de como mínimo 2)

$$N = \frac{S_y}{S_{Tplaca}}$$
$$N = \frac{2396}{172,87}$$
$$N = 13,8$$

Verifica ampliamente. Se decide no reducir su espesor ya que el sobredimensionado que tiene no implica un aumento significativo del peso y costo del equipo.

### 8.5 Unión soldada de placa de acople principal

La placa de acople principal está unida al chasis mediante los dos bulones de regulación pero cuenta en su diseño con una unión soldada que es conveniente calcular ya que está sometida a la acción de  $F_R$ .

Para este cálculo se toma el procedimiento indicado en el (Faires, 1995) p.663 y la indicación del Reglamento Cirsoc 304 (CIRSOC, 2007) de que el cateto de la costura debe tener como mínimo 8 mm para espesores de material base superiores a 20 mm. El esfuerzo nominal que se calcula para esta configuración es el de corte y el área que ha de resistirlo es la de la garganta.

La tensión  $S_s$  ( $\text{kg/cm}^2$ ) debida al esfuerzo de corte es:

$$S_s = \frac{F_R}{A}$$

Donde  $F_R$  es la fuerza calculada anteriormente para desplazar el Mixer y  $A$  es el área resistente en  $\text{cm}^2$ , igual a

$$A = 2 \times b \times \cos 45^\circ L$$

Reemplazando,

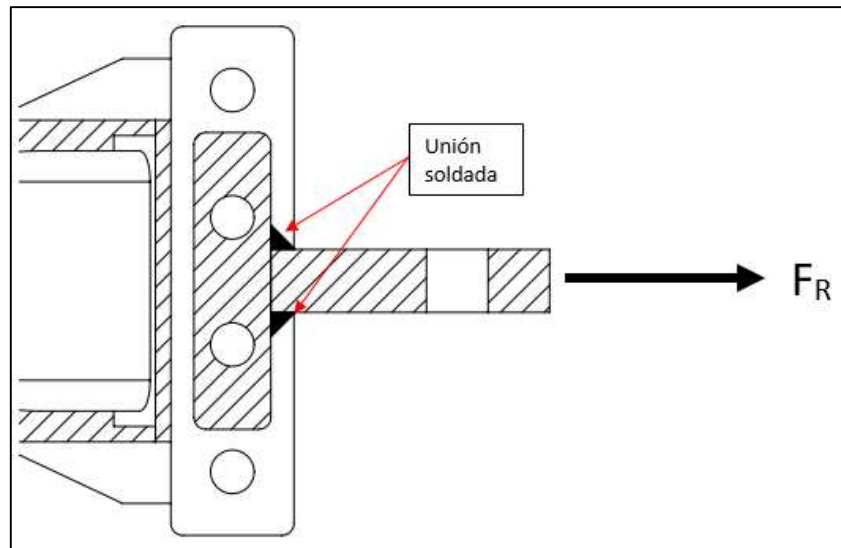
$$S_s = \frac{F_R}{2 \times b \times \cos 45^\circ L}$$
$$S_s = \frac{2230}{2 \times 1 \times \cos 45^\circ \times 7,62}$$
$$S_s = 206,93 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora, se compara la tensión  $S_s$  a la que estará sometida la costura con la resistencia de fluencia en corte  $S_{ys} = 1437,60 \text{ kg/cm}^2$  del material (F24) para evaluar el coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{S_{ys}}{S_s}$$
$$N = \frac{1437,60}{206,93}$$

$$N = 6,90$$

Verifica ampliamente la exigencia del Reglamento Cirsoc.

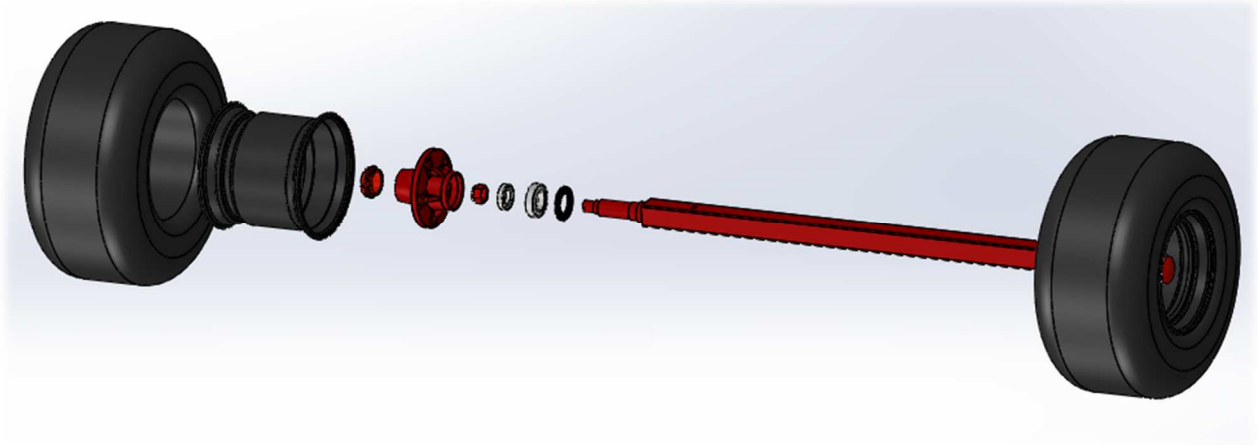


*Ilustración 8-5: Unión soldada de placa de acople principal*



## Capítulo 9

### Tren rodante



DIEGO LUNATTI

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA



## 9 Tren rodante

El tren rodante es el último sistema del Mixer cuya función es soportar el chasis y a la vez darle movilidad a la máquina. Se diseña y calcula al último ya que es necesario tener definido todo el Mixer y conocer las cargas de manera precisa. El tren rodante debe cumplir con dos condiciones: soportar el Mixer y tener rudas de alta flotación para que sea apto para su traslado en terrenos con barro típicos de establecimientos de cría o tambos.

### 9.1 Descripción

El tren rodante está formado por los componentes indicados en la Ilustración 9-1:

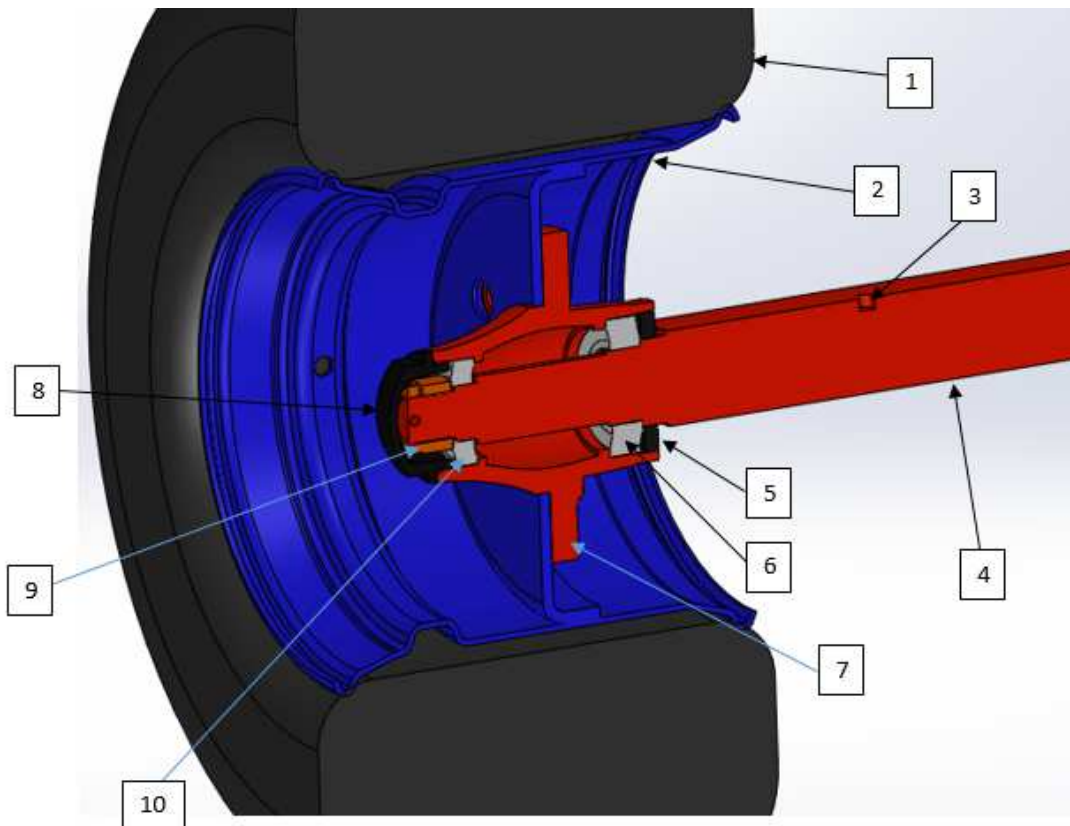


Ilustración 9-1: Componentes del tren rodante

Componentes:

- 1- Neumático 400/60 – 15,5
- 2- Llanta 13" x 15,5"
- 3- Guía de montaje para chasis
- 4- Eje
- 5- Retén 6039
- 6- Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos 30212
- 7- Maza porta rodamientos

- 8- Tapa de punta de eje
- 9- Tuerca castillo  $\varnothing 1 \frac{1}{2}$ " de punta de eje
- 10- Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos 32209

El tren rodante consta principalmente del eje que trae incorporada en sus extremos las puntas de eje lo que simplifica el sistema. En la parte superior del eje donde apoya el chasis cuenta con dos agujeros de 15 mm de diámetro que sirven de guía para el montaje del chasis, el cual cuenta con dos placas de 19 mm de espesor soldadas para unirlos con U roscadas al eje.

Las puntas de eje tienen dos pistas donde se montan dos rodamientos a rodillos cónicos que permiten que las ruedas giren. Sobre los rodamientos se monta la maza y a ésta se une con bulones la rueda (conjunto llanta y neumático). Para mantener firme el conjunto se utiliza una tuerca tipo castillo en el extremo roscado de la punta de eje y finalmente se coloca una tapa que la cubre.

Este diseño de tren rodante es muy usual en implementos agrícolas por su simplicidad y funcionalidad.

En las secciones siguientes se verifica la sección cuadrada del eje, la sección de las puntas de eje, se seleccionan los rodamientos, se selecciona el retén y por último se calculan las tolerancias de los diámetros de las puntas de eje y de la maza donde se montan los rodamientos y retén.

## 9.2 Cálculo del eje

Durante el diseño se seleccionó un eje de sección cuadrada que en sus extremos tuviera mecanizadas las puntas de eje, por lo que el cálculo se divide en dos: por un lado la sección cuadrada que sufre el momento flector máximo y se realiza en este apartado; y por el otro, la sección circular de las puntas de eje, que se realiza en el apartado siguiente.

La disposición de las cargas es la mostrada en la Ilustración 9-2, teniendo en cuenta que  $R_B$  es la obtenida en la sección 8.1.2.

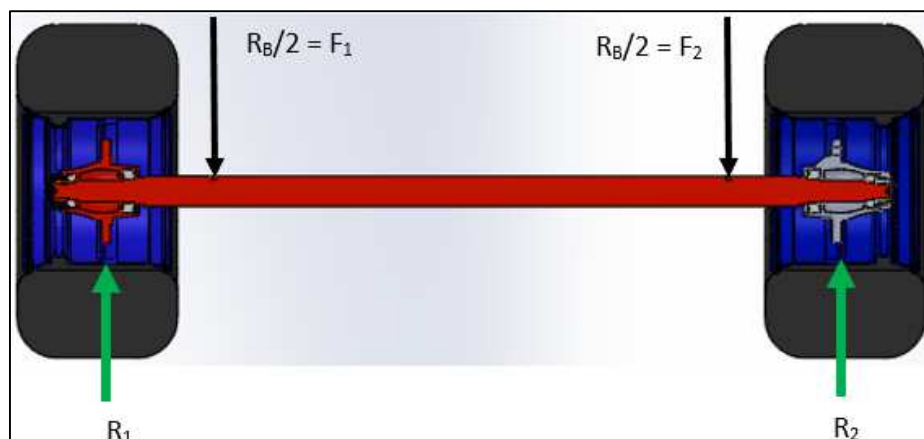


Ilustración 9-2: Distribución de cargas en el eje del tren rodante

$$F_1 = F_2 = \frac{R_B}{2} = \frac{7431,30}{2} = 3715,65 \text{ kg}$$

Ya definidas las fuerzas, se calcula el momento flector con respecto a 1

$$\varepsilon M_1 = F_1 \times 29 + F_2 \times 161 - R_2 \times 190 = 0$$

Donde

$\varepsilon M_1$ : Sumatoria de momentos flectores con respecto al punto 1, donde se encuentra  $R_1$  (kgcm)

Esta sumatoria está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio, que permite formar esta ecuación con sólo una incógnita:  $R_2$ , la cual se despeja

$$R_2 = \frac{F_1 \times 29 + F_2 \times 161}{190}$$
$$R_2 = \frac{3715,65 \times 29 + 3715,65 \times 161}{190}$$
$$R_2 = 3715,65 \text{ kg}$$

Ahora, se plantea la sumatoria de fuerzas en Y, que también está igualada a cero representando el supuesto de que es un sistema en equilibrio

$$\varepsilon F_Y = R_1 - F_1 - F_2 + R_2 = 0$$

Despejando  $R_1$  se obtiene la segunda reacción desconocida

$$R_1 = -R_2 + F_1 + F_2$$
$$R_1 = -3715,65 + 3715,65 + 3715,65$$
$$R_1 = 3715,65 \text{ kg}$$

Por último se calculan los momentos flectores en cada sección

#### Sección 1-1.

$$M_{1-1} = R_1 \times 29$$
$$M_{1-1} = 3715,65 \times 29$$
$$M_{1-1} = 107753,85 \text{ kgcm}$$

#### Sección 2-2.

$$M_{2-2} = R_1 \times 161 - F_1 \times 132$$
$$M_{2-2} = 3715,65 \times 161 - 3715,65 \times 132$$
$$M_{2-2} = 107753,85 \text{ kgcm}$$

#### Sección 3-3.

$$M_{3-3} = R_1 \times 190 - F_1 \times 161 - F_2 \times 29$$
$$M_{3-3} = 3715,65 \times 190 - 3715,65 \times 161 - 3715,65 \times 29$$
$$M_{3-3} = 0 \text{ kgcm}$$

Queda demostrado entonces, tal como se puede apreciar en la Ilustración 9-3, que el momento flector máximo es de 107754 kgcm y al medio del eje.

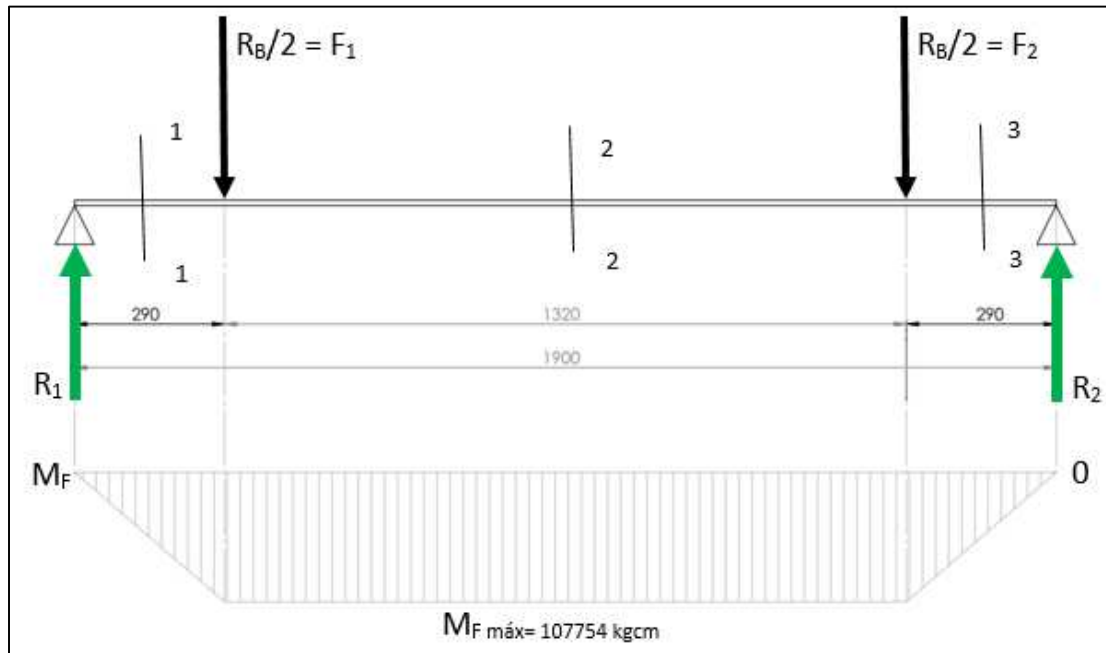


Ilustración 9-3: Diagrama de momentos, eje, tren rodante

Una vez obtenido el momento flector máximo se lo afecta por un coeficiente de impacto (totalmente empírico) para cubrir el uso del equipo en terrenos con desniveles y pozos:

$$M_{f\text{máxd}} = M_{f\text{máx}} \times \text{Coef.}$$

Donde

$M_{f\text{máxd}}$ : Momento flector utilizado para el diseño (kgcm)

$M_{f\text{máx}}$ : Momento flector máximo calculado (kgcm)

$\text{Coef.}$ : Coeficiente de impacto (adimensional)

$$M_{f\text{máxd}} = 107754 \times 1,30$$

$$M_{f\text{máxd}} = 140080 \text{ kgcm}$$

El material seleccionado es AISI-1045 con una resistencia de fluencia en tracción de

$$S_y = 7734 \text{ kg/cm}^2$$

Se toma un coeficiente de seguridad  $N = 2$ , quedando la resistencia de fluencia en tracción de diseño igual a:

$$S_{yd} = \frac{S_y}{N} = \frac{7734}{2} = 3867 \text{ kg/cm}^2$$

El perfil comercial seleccionado para construir el chasis es de 76,20 x 76,20 mm, que tiene un módulo resistente de:

$$W = \frac{b \times h^2}{2}$$

$$W = \frac{7,62 \times 7,62^2}{2}$$

$$W = 221,22 \text{ cm}^3$$

Para verificar si la sección resiste, se calcula el mínimo módulo resistente necesario  $W_{\min}$ :

$$W_{\min} = \frac{M_{f\text{máxd}}}{S_{yd}}$$

$$W_{\min} = \frac{140080}{3867}$$

$$W_{\min} = 36,22 \text{ cm}^3$$

$$W_{\min} < W$$

$$36,22 < 221,22$$

Queda verificado entonces que se cumple la condición de que el módulo resistente del perfil seleccionado sea superior al mínimo módulo resistente.

### 9.3 Cálculo de puntas de eje

Las puntas de eje están sometidas a una flexión compuesta debido a que su distribución de cargas es como una viga en voladizo y tiene dos cargas verticales que le provocan un esfuerzo de flexión y una horizontal que le provoca un esfuerzo normal, tal como se aprecia en la Ilustración 9-4.

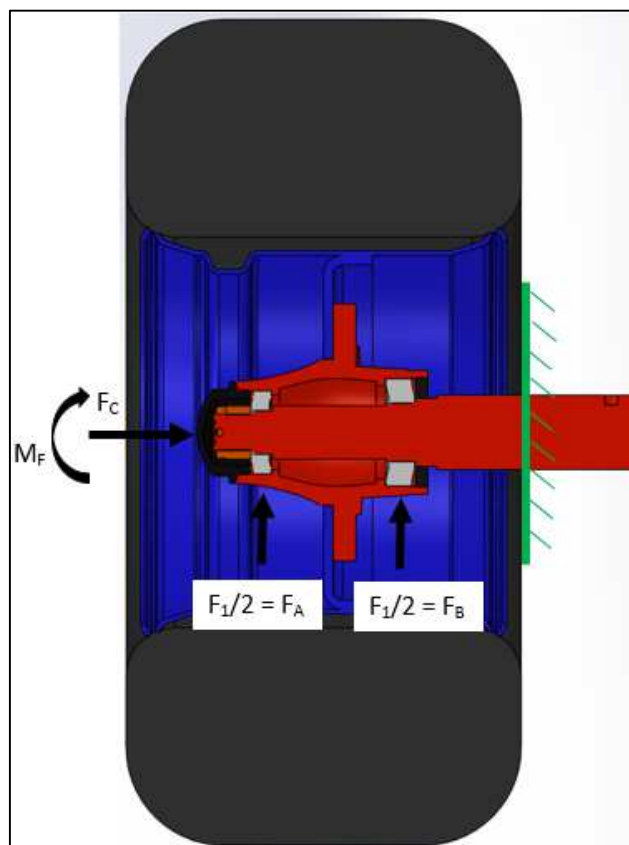


Ilustración 9-4: Distribución de cargas en la punta de eje

Las dos cargas verticales están posicionadas sobre los rodamientos y es la fuerza  $F_1$  ó  $F_2$  calculada en la sección anterior donde se verificó el eje (9.2) y la carga horizontal  $F_C$  es una fuerza centrípeta provocada por el movimiento en trayectoria curva del equipo, ya que es la peor condición a la que estarán sometidas las puntas de eje y es la que se tendrá en cuenta para el cálculo.

Existen dos posibles situaciones donde se presenta la fuerza centrípeta y que se deben analizar para verificar en cuál es mayor:

A- Situación N°1: Cuando el Mixer se encuentra acoplado al tractor, descargado y desplazándose en una trayectoria curva a 30 km/h.

En esta situación los datos son:

$P = 3160$  kg (Peso total del equipo descargado sin tener en cuenta el eje y las ruedas)

$V = 30$  km/h = 8,33 m/s (Velocidad del Mixer, siendo remolcado, bastante conservadora)

$R_g = 60$  m (Radio de giro promedio que tienen las rutas provinciales de Argentina)

$g = 9,81$  m/s<sup>2</sup> (Aceleración de la gravedad)

Se le agrega a  $P$  un 30% a modo de coeficiente de impacto, quedando  $P = 4108$  kg

$$F_C = \frac{P \times V^2}{g \times R_G}$$

$$F_C = \frac{4108 \times 8,33^2}{9,81 \times 60}$$

$$F_C = 484,28 \text{ kg}$$

B- Situación N°2: Cuando el Mixer se encuentra acoplado al tractor, cargado y desplazándose en una trayectoria curva a 8 km/h.

En esta situación los datos son:

$P = 9162$  kg (Peso total del equipo cargado sin tener en cuenta el eje y las ruedas)

$V = 8$  km/h = 2,22 m/s (Velocidad del Mixer, siendo remolcado)

$R_g = 4,40$  m (Radio de giro promedio que tienen los tractores)

$g = 9,81$  m/s<sup>2</sup> (Aceleración de la gravedad)

Se le agrega a  $P$  un 30% a modo de coeficiente de impacto, quedando  $P = 11910,60$  kg

$$F_C = \frac{P \times V^2}{g \times R_G}$$

$$F_C = \frac{11910,60 \times 2,22^2}{9,81 \times 4,40}$$

$$F_C = 1360 \text{ kg}$$

Debido a que la mayor fuerza centrípeta se da en la situación N° 2, es su valor el que se utilizará en los cálculos posteriores.

Como las puntas de eje son dos, el valor se divide en dos.

Por otro lado, como el neumático tiene un diámetro de 874 mm, la distancia del suelo al centro del eje es de 437 mm, lo que representa el brazo de palanca de la fuerza centrípeta porque esta está aplicada en la unión del neumático al suelo, generando un momento  $M_F$ .

Por lo tanto, las cargas de la Ilustración 9-5 son:

$$F_A = F_B = \frac{F_1}{2} = \frac{3715,65}{2} = 1857,82 \text{ kg}$$

$$F_C = \frac{1360}{2} = 680 \text{ kg}$$

$$M_F = F_C \times 43,70 = 680 \times 43,70 = 29716 \text{ kgcm}$$

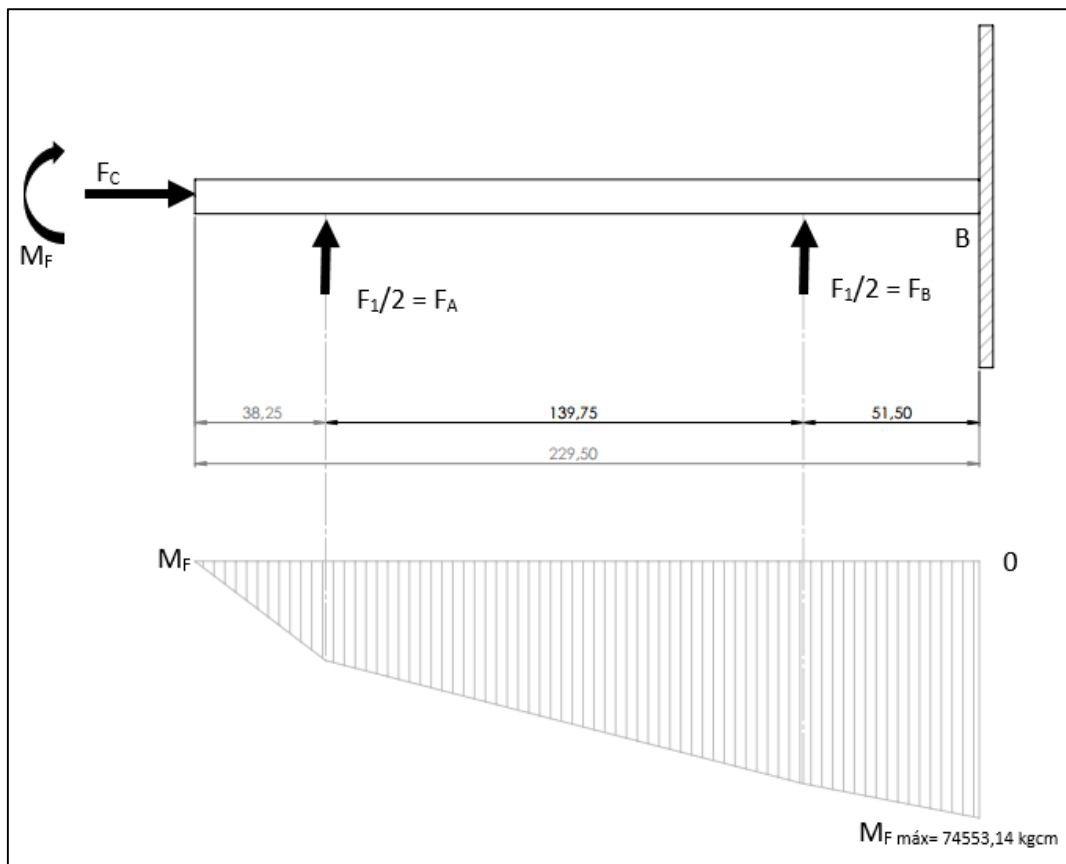


Ilustración 9-5: Diagrama de momentos, punta de eje, tren rodante

Se comienza con la obtención del momento flector máximo

$$M_{f\text{máx}} = M_F + F_A \times 19,12 + F_B \times 5,15$$

$$M_{f\text{máx}} = 29716 + 1857,82 \times 19,12 + 1857,82 \times 5,15$$

$$M_{f\text{máx}} = 74805,30 \text{ kgcm}$$

La tensión  $S_p$  a la que se encontrará sometida la punta de eje por la flexión compuesta es

$$S_p = \frac{F_C}{A_A} + \frac{M_{f\text{máx}}}{W_B}$$

Donde  $A_A$  es el área donde actúa la fuerza normal (la centrípeta) cuyo diámetro es igual al de la pista para el rodamiento A (ubicación de la fuerza  $F_A$ ); y  $W$  es el módulo resistente de la

sección donde se encuentra la pista del rodamiento B (ubicación de la fuerza  $F_B$ ) donde se considera que se soporta el momento flector máximo.

$$A_A = \frac{\pi \times d_A^2}{4}$$

$$A_A = \frac{\pi \times 4,50^2}{4}$$

$$A_A = 15,90 \text{ cm}^2$$

$$W_B = \frac{\pi \times d_B^3}{4}$$

$$W_B = \frac{\pi \times 6^3}{4}$$

$$W_B = 21,20 \text{ cm}^2$$

$$S_p = \frac{680}{15,90} + \frac{74805,30}{21,20}$$

$$S_p = 3571,32 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora, se compara la tensión  $S_p$  a la que estará sometida la punta de eje con la resistencia de fluencia en tracción  $S_y = 7734 \text{ kg/cm}^2$  del material (SAE-1045) para evaluar el coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{S_y}{S_p}$$

$$N = \frac{7734}{3571,32}$$

$$N = 2,16$$

El coeficiente es aceptable. El diseño del subconjunto eje y puntas de eje, se puede observar en la Ilustración 9-6.

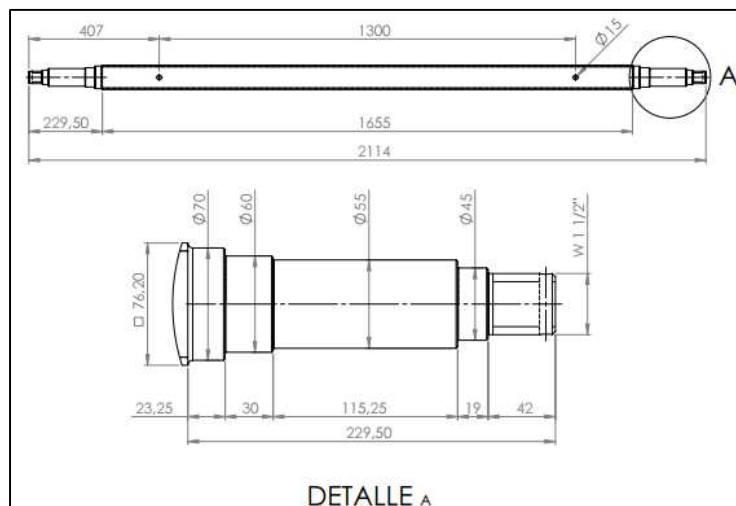


Ilustración 9-6: Dimensiones del eje y puntas de eje del tren rodante



## 9.4 Selección de rodamientos para puntas de eje

Para la selección de los rodamientos de la punta de eje se debe considerar principalmente el hecho de que estarán sometidos a una fuerza vertical y una horizontal, por lo que es necesario un rodamiento de contacto angular, y por el poco espacio entre la maza y la punta de eje, lo conveniente es un rodamiento a rodillos que tienen mayor capacidad de carga con dimensiones pequeñas.

Las cargas a las que estarán sometidos son:

$F_x$ = Carga radial, en este caso igual a  $F_A$  de la sección 9.3

$F_z$ = Carga de empuje, en este caso igual a  $F_C$  también de la sección 9.3

Rpm= Velocidad de giro expresada en rpm, que deben ser los 50 km/h (833,33 m/min) de la condición N°1

$$F_A = F_x = 1858 \text{ kg}$$
$$F_C = F_z = 680 \text{ kg}$$
$$rpm = \frac{V}{\pi \times d_{neumático}} = \frac{833,33}{\pi \times 0,874} = 303,50 \text{ rpm}$$

Para realizar el cálculo, se tomó el procedimiento del libro (Faires, 1995) p.445, que se describe a continuación.

La capacidad de carga dinámica básica, dato con el cual ingresamos a los catálogos de rodamientos para seleccionar el adecuado:

$$F_{RD} = (B_{10})^{1/K} \times F_E$$

Donde

$F_{RD}$ : Capacidad de carga dinámica básica (kg)

$B_{10}$ : Número deseado de revoluciones antes de que ocurran el 10% de fallos, expresado en Mr (millones de revoluciones)

$K$ : Coeficiente adimensional de Palmgren, que se toma igual a 3 para rodamientos a bolas e igual a 10/3 para rodamientos a rodillos

$F_E$ : Carga dinámica equivalente que soporta el rodamiento, en este caso se debe aplicar una ecuación para calcularla debido a que existe una carga radial y una de empuje (kg):

$$F_E = 0,56 \times C_r \times F_x + C_t \times F_z$$

Donde

$C_r$ : Factor de rotación que se toma igual a uno para aro interior giratorio

$C_t$ : Factor de empuje que se obtiene de la Tabla 9-1, pero en una primer instancia se estima y luego se verifica cuando se tengan los datos para ingresar a dicha tabla.

Tabla 9-1: Factor de empuje, (Faires, 1995)p.446

<i>(F<sub>z</sub> = carga de empuje axial; F<sub>s</sub> = capacidad de carga estática básica)</i>									
<i>F<sub>z</sub>/F<sub>s</sub></i>	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
<i>C<sub>t</sub></i>	2,3	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00
<i>Q</i>	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44

$$F_E = 0,56 \times 1 \times 1858 + 1,50 \times 680$$

$$F_E = 2060,48 \text{ kg}$$

Luego se obtiene B<sub>10</sub>, utilizando las rpm a las que girará el eje

$$B_{10} = hs \times 60 \times rpm \times 10^{-6}$$

La cantidad horas seleccionadas con una probabilidad del 90% de que el rodamiento no falle en ese tiempo, se selecciona de la Tabla 3-3.

$$B_{10} = 8000 \times 60 \times 303,50 \text{ rpm} \times 10^{-6}$$

$$B_{10} = 145,70 \text{ Mr}$$

$$F_{RD} = (145,70)^{3/10} \times 2060,48$$

$$F_{RD} = 9183,46 \text{ kg} = 90,06 \text{ kN}$$

Resumiendo los resultados para ingresar al catálogo de rodamientos:

Rodamiento N° 6 (Ver Ilustración 9-1):

- Diámetro del eje: 60 mm
- Revoluciones: 303,50 rpm
- Carga dinámica básica: 90,06 kN

Se selecciona del catálogo de la marca SKF (SKF, s.f.) El siguiente rodamiento:

- Rodamiento a rodillos cónicos
- Código: 30212 (Ver Ilustración 9-7)
- F<sub>R</sub>: 114 kN = 11624,76 kg Capacidad de carga estática básica
- F<sub>RD</sub>: 120 kN
- Velocidad máxima: 5000 rpm
- Diámetro interior: 60 mm
- Diámetro exterior: 110 mm
- Ancho: 23,75 mm
- Peso: 0,90 kg

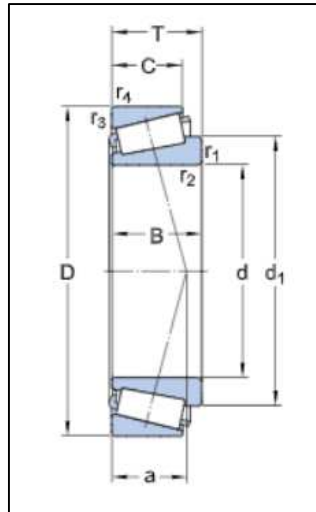


Ilustración 9-7: Imagen del rodamiento 30212 tomada del catálogo SKF (SKF, s.f.)

Teniendo el valor de la capacidad de carga estática básica del rodamiento seleccionado, se puede entrar a la Tabla 9-1 para obtener el  $C_t$  exacto:

$$\frac{F_Z}{F_R} = \frac{680}{11624,76} = 0,0585$$

Con este valor de 0,0585 se ingresa a la Tabla 9-1 y se obtiene el valor del factor de empuje y de la constante Q:

$$C_t = 1,71$$

$$Q = 0,26$$

Se debe cumplir con la siguiente condición:

$$\frac{F_Z}{C_r \times F_X} > Q$$

$$\frac{680}{1 \times 1858} > 0,26$$

$$0,36 > 0,26 \text{ Cumple}$$

Ahora, teniendo definido y verificado el factor de empuje, se calcula nuevamente la carga dinámica equivalente y la capacidad de carga dinámica básica:

$$F_E = 0,56 \times C_r \times F_X + C_t \times F_Z$$

$$F_E = 0,56 \times 1 \times 1858 + 1,71 \times 680$$

$$F_E = 2203,28 \text{ kg}$$

$$F_{RD} = (B_{10})^{1/K} \times F_E$$

$$F_{RD} = (145,70)^{3/10} \times 2203,28$$

$$F_{RD} = 9819,91 \text{ kg} = 96,30 \text{ kN}$$

Como la  $F_{RD}$  del rodamiento elegido es igual a 120 kN, se comprueba que es apto al ser superior.

Rodamiento N° 10 (Ver Ilustración 9-1):

- Diámetro del eje: 45 mm
- Revoluciones: 303,50 rpm
- Carga dinámica básica: 90,06 kN

Se selecciona del catálogo de la marca SKF (SKF, s.f.) El siguiente rodamiento:

- Rodamiento a rodillos cónicos
- Código: 32209 (Ver Ilustración 9-7))
- $F_R$ : 98 kN = 9993,22 kg Capacidad de carga estática básica
- $F_{RD}$ : 98,70 kN
- Velocidad máxima: 6300 rpm
- Diámetro interior: 45 mm
- Diámetro exterior: 85 mm
- Ancho: 24,75 mm
- Peso: 0,60 kg

Teniendo el valor de la capacidad de carga estática básica del rodamiento seleccionado, se puede entrar a la Tabla 9-1 para obtener el  $C_t$  exacto:

$$\frac{F_Z}{F_R} = \frac{680}{9993,22} = 0,0680$$

Con este valor de 0,0680 se ingresa a la Tabla 9-1 y se obtiene el valor del factor de empuje y de la constante Q:

$$C_t = 1,60$$

$$Q = 0,28$$

Se debe cumplir con la siguiente condición:

$$\frac{F_Z}{C_r \times F_X} > Q$$

$$\frac{680}{1 \times 1858} > 0,28$$

$$0,36 > 0,28 \text{ Cumple}$$

Ahora, teniendo definido y verificado el factor de empuje, se calcula nuevamente la carga dinámica equivalente y la capacidad de carga dinámica básica:

$$F_E = 0,56 \times C_r \times F_X + C_t \times F_Z$$

$$F_E = 0,56 \times 1 \times 1858 + 1,60 \times 680$$

$$F_E = 2128,48 \text{ kg}$$

$$F_{RD} = (B_{10})^{1/K} \times F_E$$

$$F_{RD} = (145,70)^{3/10} \times 2128,48$$

$$F_{RD} = 9486,53 \text{ kg} = 93,03 \text{ kN}$$

Como la  $F_{RD}$  del rodamiento elegido es igual a 98,70 kN, se comprueba que es apto al ser superior.

### 9.5 Selección del retén para puntas de eje

La función del retén (N° 5 en Ilustración 9-1) es la de mantener aislado el interior de la maza porta rodamientos del exterior, impidiendo que salga la grasa lubricante y que ingrese humedad y polvillo, situaciones que reducirían la vida útil de los rodamientos y de las puntas de eje.

Para seleccionar un retén comercial se utilizó el catálogo del fabricante (DBH), del cual se eligió:

- Código del retén: 6039
- Dimensiones:  $\varnothing 112 \times \varnothing 70 \times 12 \text{ mm}$
- Tipo de labio: LX – Sistema de doble labio con un resorte y sin armadura interna, lo que protege contra la entrada de polvo y puede retener aceite.
- Material: NBR – Es un compuesto apto para grasas y aceites, y para una temperatura de trabajo de  $-54^\circ \text{ C}$  a  $107^\circ \text{ C}$ .
- El eje (punta de eje) y alojamiento (maza porta rodamientos) deben tener un chaflán de  $2,50 \text{ mm} \times 15^\circ$
- Medidas del eje:

$$dN_{eje70} = 70_{-0,190}^{+0,000} \text{ mm}$$

- Medidas del alojamiento:

$$dN_{eje112} = 70_{+0,000}^{+0,054} \text{ mm}$$

### 9.6 Tolerancia en los diámetros de la punta de eje y maza porta rodamientos

La punta de eje tiene tres pistas que deben tener indicadas las tolerancias de fabricación: la pista del retén (que ya se indicó en 9.5) y las dos pistas de los rodamientos a rodillos cónicos. Estas últimas se calcularán en esta sección, al igual que las pistas para el alojamiento de dichos rodamientos que corresponde a la maza porta rodamientos.



### **9.6.1 Tolerancia del diámetro 45 de la punta de eje**

Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988) y el ajuste recomendado por el fabricante del rodamiento.

Tolerancia recomendada por el fabricante (SKF): dN 45 k6

Significa que el ajuste es Aprieto y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 6.

El procedimiento utilizado es el mismo que en 3.6.8, arrojando los siguientes resultados:

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 45\ punta\ de\ eje} = 45_{+0,01640}^{+0,01853} mm$$

### **9.6.2 Tolerancia del diámetro 60 de la punta de eje**

Para calcular la tolerancia de la medida del diámetro se utiliza como guía la Norma ISO 286-1:1998 (286-1:1988) y el ajuste recomendado por el fabricante del rodamiento.

Tolerancia recomendada por el fabricante (SKF): dN 60 k6

Significa que el ajuste es Aprieto y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 6.

El procedimiento utilizado es el mismo que en 3.6.8, arrojando los siguientes resultados:

**Medida final del eje con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{eje\ 60\ punta\ de\ eje} = 60_{+0,01820}^{+0,02055} mm$$

### **9.6.3 Tolerancia del diámetro 85 de la maza porta rodamientos**

Este diámetro es el interior de la maza porta-rodamientos, donde se aloja el rodamiento N° 10.

Tolerancia recomendada por el fabricante (SKF): dN 85 M7

Significa que el ajuste es Aprieto y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 6.

El procedimiento utilizado es el mismo que en 3.6.8, arrojando los siguientes resultados:

**Medida final del agujero con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{agujero\ 85\ maza} = 85_{-0,0453}^{-0,0123} mm$$

### **9.6.4 Tolerancia del diámetro 110 de la maza porta rodamientos**

Este diámetro es el interior de la maza porta-rodamientos, donde se aloja el rodamiento N° 6.

Tolerancia recomendada por el fabricante (SKF): dN 110 M7

Significa que el ajuste es Aprieto y el sistema es Agujero único con una calidad de tolerancia internacional (IT) de 6.

El procedimiento utilizado es el mismo que en 3.6.8, arrojando los siguientes resultados:

**Medida final del agujero con la indicación de la tolerancia:**

$$dN_{\text{agujero } 110 \text{ maza}} = 110_{-0,0494}^{-0,0134} \text{ mm}$$

## 9.7 Selección de la llanta y los neumáticos

Para la selección del conjunto rueda, llanta y neumático, se tuvo en cuenta lograr una alta flotación para reducir el esfuerzo de rodadura y mejorar la transitabilidad en caminos de tierra con formación de barro, como así también tacos finos que permitan una rápida y eficiente descarga del barro para reducir las posibilidades de empantanamientos.

La llanta agrícola comercial seleccionada es de la marca Ghiotti, cuyas características son:

- Llanta 13" x 15,5" – Ver Ilustración 9-8

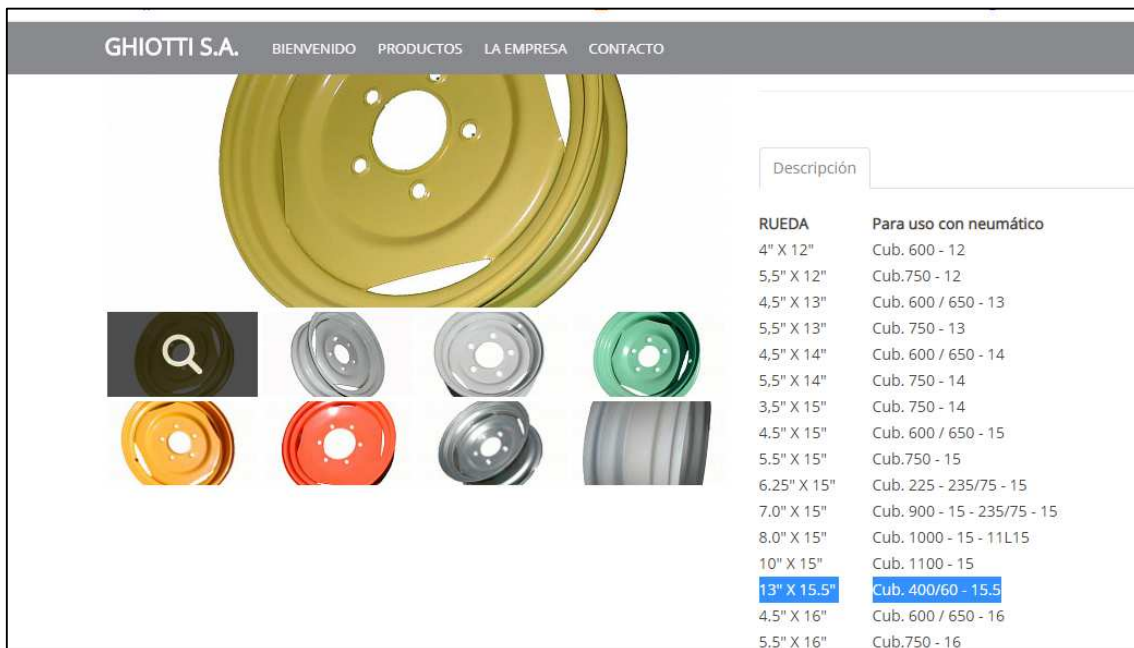


Ilustración 9-8: Imagen del catálogo de llantas (Ghiotti)

El neumático agrícola comercial seleccionado es de la marca Fate, cuyas características son:

- Neumático Fate 400/60-15.5 TL - Ver Ilustración 9-9.


Un dato importante a verificar del neumático es la carga máxima (debe ser superior a  $R_B$  calculada en la sección 8.1.2.) y que sea compatible con el neumático.

$R_B = 3715,65 \text{ kg}$  » es la carga a la que estará sometido cada uno de los neumáticos

Capacidad de carga del neumático: 4250 kg

Por lo que comprobamos que el neumático resistirá.

Por otro lado, según el catálogo Fate la llanta compatible con el neumático es 13", lo que también se cumple ya que la llanta elegida es 13".



**PRESTACIONES**


- > Adecuada protección contra rastrojos.
- > Resistente al envejecimiento por agentes atmosféricos y fertilizantes.
- > Construcción muy resistente a las roturas, impactos y pinchaduras.

**USOS**

- > Tierra
- > Barro

**VELOCIDADES**

**GARANTÍAS**



**RECOMENDACIONES**

- > Consulte las tablas de presión en relación a la carga.

Dimensión	[Telas]	Índice de carga [L]	Índice de velocidad [V]	Capacidad de carga máxima [KG]	Llantas Aprobadas	Dimensiones del neumático [mm]			Profundidad del dibujo mm	Presión de carga máxima
						Ancho de sección +/- 4% mm	Diámetro total +/- 1.5% mm	Circunferencia de rodadura		
400/60 - 15.5 TL	18	158	A7	4250	AG 13.00	404	874	2581	19	85

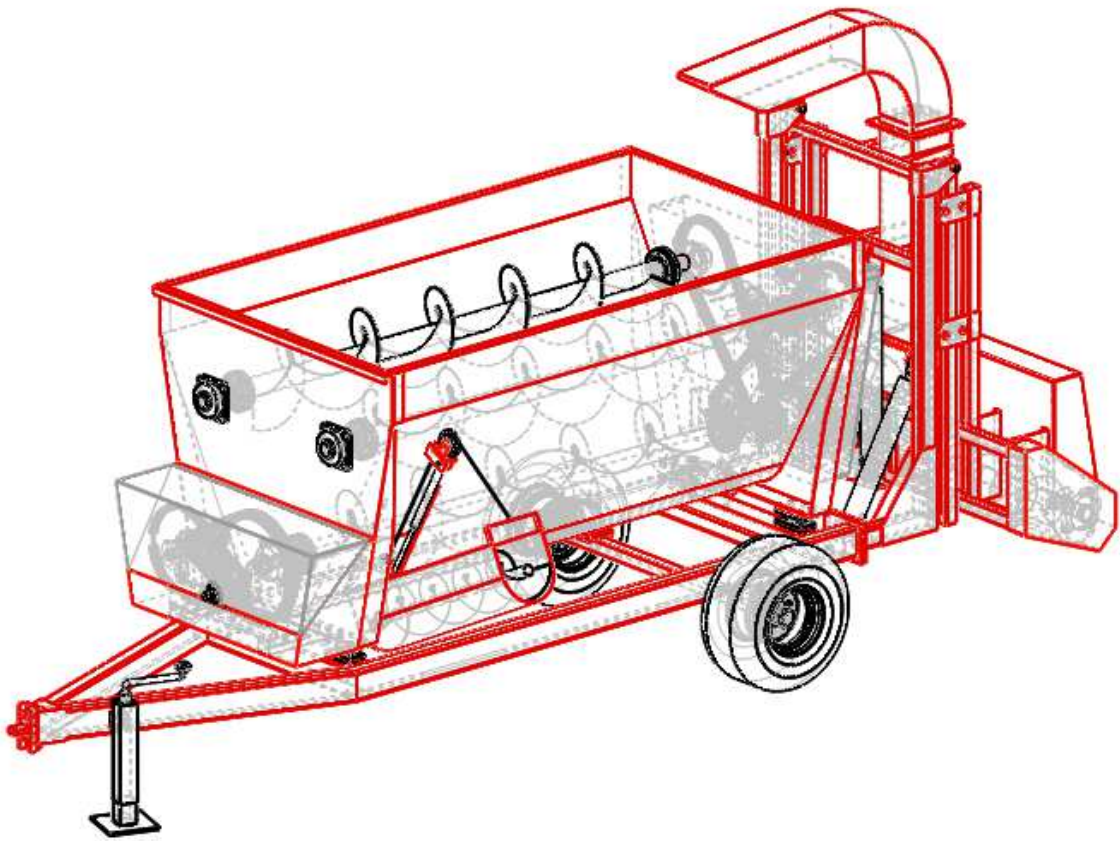
Ilustración 9-9: Imagen del catálogo de neumáticos (Fate)





## Capítulo 10

### Planimetría



DIEGO LUNATTI

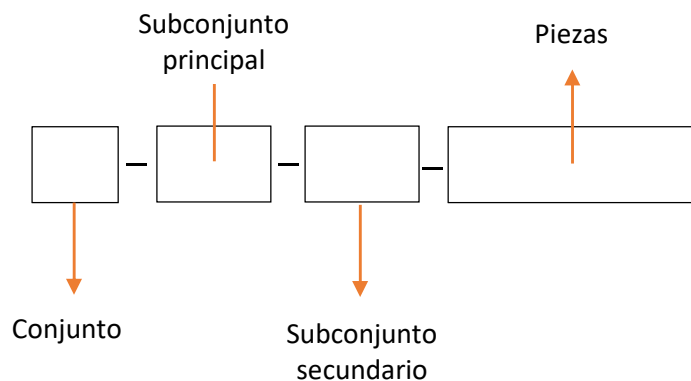
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA

## 10 Planimetría

Para ordenar los planos de la máquina es necesario crear un sistema de codificación, el cual comprende la primer parte del presente capítulo, seguido de los planos del Mixer en orden ascendente desde el plano del conjunto mayor.

### 10.1 Sistema de codificación

Se crea un sencillo sistema de codificación para identificar las piezas que componen el Mixer, tanto de fabricación como comerciales, agrupadas en subconjuntos. El sistema se describe a continuación:



Donde:

**Conjunto**: Es de una cifra alfabética y el único conjunto es el Mixer, cuya denominación es

M

**Subconjunto principal**: Es el primer subconjunto, tiene dos cifras, sólo hay 7 y son:

- 10 – Cargador
- 20 – Tolva de carga
- 30 – Transmisión delantera
- 40 – Transmisión trasera
- 50 – Sistema de descarga
- 60 – Chasis
- 70 – Tren rodante

**Subconjunto secundario**: Es un subconjunto dentro del subconjunto principal, que también tiene dos cifras y puede ir desde 01 al 99. Cuando es 00 es porque no pertenece a ningún subconjunto secundario.

**Piezas**: desde la 0000 hasta la 9999 son las piezas que componen el subconjunto, de fabricación propia. En el caso de que el primer dígito tenga una letra C, quiere decir que se trata de una pieza comercial.

El primer plano es el del conjunto con código M-00-00-0000, luego se continua en orden ascendente de los subconjuntos principales y dentro de cada uno de éstos los subconjuntos secundarios.

## 10.2 Listado de planos

Código	Descripción
M-00-00-0000	Conjunto Mixer Horizontal con cargador
M-10-00-0000	Subconjunto principal cargador
M-10-00-0001	Tapa lateral izquierda
M-10-00-0002	Tapa lateral derecha
M-10-00-0003	Perno de unión Estructuras N° 1 y 2
M-10-00-0004	Rodillo
M-10-00-C001	Cilindro hidráulico
M-10-00-C002	Cilindro hidráulico
M-10-00-C003	Rodamiento UCP-207-20
M-10-00-C004	Motor hidráulico orbital M8 - Verion
M-10-01-0000	Subconjunto secundario voluta de ventilador centrífugo
M-10-01-0001	Ducto de carga móvil
M-10-01-0002	Tapa frontal de voluta
M-10-01-0003	Brida
M-10-01-0004	Tapa trasera de voluta
M-10-01-0005	Centro de voluta
M-10-02-0000	Subconjunto secundario sinfín de carga
M-10-02-0001	Eje de sinfín de carga
M-10-02-0002	Eje derecho
M-10-02-0003	Eje izquierdo
M-10-02-0004	Eje de acople
M-10-02-0005	Espiral largo
M-10-02-0006	Paleta
M-10-02-0007	Espiral corto
M-10-02-C001	Rodamiento UCF-210
M-10-03-0000	Subconjunto secundario transmisión del sinfín de carga
M-10-03-0001	Engranaje 22 dientes 5/8" para motor
M-10-03-0002	Engranaje 22 dientes 5/8" para sinfín
M-10-03-C001	Cadena de transmisión ASA-50 paso 5/8"



<b>M-10-03-C002</b>	Motor hidráulico orbital MOP-300 - Venturi
<b>M-10-04-0000</b>	Subconjunto secundario Estructura N° 1
<b>M-10-04-0001</b>	Extremo superior
<b>M-10-04-0002</b>	Columna
<b>M-10-04-0003</b>	Brida
<b>M-10-04-0004</b>	Refuerzo
<b>M-10-04-0005</b>	Placa de unión
<b>M-10-05-0000</b>	Subconjunto secundario Estructura N° 2
<b>M-10-05-0001</b>	Cuerpo
<b>M-10-05-0002</b>	Guía de ducto de carga
<b>M-10-05-0003</b>	Brida
<b>M-10-05-0004</b>	Unión de cilindro 1
<b>M-10-05-0005</b>	Unión de cilindro 2
<b>M-10-05-0006</b>	Soporte de guía
<b>M-10-06-0000</b>	Subconjunto secundario Estructura N° 3
<b>M-10-06-0001</b>	Cuerpo
<b>M-10-06-0002</b>	Lateral derecho
<b>M-10-06-0003</b>	Lateral izquierdo
<b>M-10-06-0004</b>	Unión
<b>M-10-06-0005</b>	Soporte de ventilador
<b>M-10-06-0006</b>	Guía de eje
<b>M-10-07-0000</b>	Subconjunto secundario Ducto de carga fijo
<b>M-10-07-0001</b>	Ducto
<b>M-10-08-0000</b>	Subconjunto secundario Cajón porta sinfín de carga
<b>M-10-08-0001</b>	Cuerpo
<b>M-10-08-0002</b>	Lateral
<b>M-10-08-0003</b>	Soporte trasero
<b>M-10-08-0004</b>	Soporte de motor hidráulico
<b>M-10-09-0000</b>	Subconjunto secundario Ventilador centrífugo
<b>M-10-09-0001</b>	Disco de ventilador
<b>M-10-09-0002</b>	Álabe de aire
<b>M-10-09-0003</b>	Álabe de material
<b>M-10-09-0004</b>	Eje de ventilador
<b>M-10-09-0005</b>	Escuadra 1
<b>M-10-09-0006</b>	Escuadra 2



M-20-00-0000	Subconjunto principal tolva de carga
M-20-00-0001	Eje delantero sinfín superior
M-20-00-0002	Eje delantero sinfín inferior
M-20-00-0003	Eje trasero sinfín superior derecho
M-20-00-0004	Eje trasero sinfín superior izquierdo
M-20-00-0005	Eje trasero sinfín inferior
M-20-00-C001	Rodamiento UCF-315
M-20-01-0000	Subconjunto secundario Tolva de carga
M-20-01-0001	Tapa frontal
M-20-01-0002	Tapa trasera
M-20-01-0003	Guía de tensor
M-20-01-0004	Lateral izquierdo
M-20-01-0005	Fondo
M-20-01-0006	Lateral derecho
M-20-01-0007	Placa de apoyo
M-20-02-0000	Subconjunto secundario Sinfín de mezcla superior der.
M-20-02-0001	Eje
M-20-02-0002	Espiral
M-20-02-C001	Brida $\varnothing$ 3" s/150
M-20-03-0000	Subconjunto secundario Sinfín de mezcla superior izq.
M-20-03-0001	Eje
M-20-03-0002	Espiral
M-20-04-0000	Subconjunto secundario Sinfín de mezcla inferior
M-20-04-0001	Eje
M-20-04-0002	Espiral
M-30-00-0000	Subconjunto principal transmisión delantera
M-30-00-0001	Eje intermedio
M-30-00-0002	Engranaje 51 dientes paso 1 $\frac{1}{4}$ "
M-30-00-0003	Engranaje doble 17 dientes paso 1 $\frac{1}{4}$ "
M-30-00-0004	Soporte de transmisión delantera
M-30-00-0005	Engranaje doble 61 dientes paso 1 $\frac{1}{4}$ "
M-30-00-0006	Engranaje 17 dientes paso 1 $\frac{1}{4}$ "
M-30-00-0007	Maza porta rodamientos
M-30-00-0008	Eje de entrada
M-30-00-C001	Rodamiento UCP-310



<b>M-30-00-C002</b>	Cadena ASA-100 paso 1 ¼"
<b>M-30-00-C003</b>	Cadena doble ASA-100 paso 1 ¼"
<b>M-30-00-C004</b>	Rodamiento 33209
<b>M-30-00-C005</b>	Retén 8828
<b>M-30-00-C006</b>	Retén 9409
<b>M-30-00-C007</b>	Tuerca KM9
<b>M-30-00-C008</b>	Arandela MB9
<b>M-40-00-0000</b>	Subconjunto principal transmisión trasera
<b>M-40-00-0001</b>	Engranaje 35 dientes paso 1 ¼"
<b>M-40-00-0002</b>	Engranaje doble 17 dientes paso 1 ¼"
<b>M-40-00-0003</b>	Engranaje 17 dientes paso 1 ¼"
<b>M-40-00-0004</b>	Perno tensor largo
<b>M-40-00-0005</b>	Perno tensor corto
<b>M-40-00-C001</b>	Cadena ASA-120 paso 1 ¼"
<b>M-40-00-C002</b>	Rodamiento 6009-2RS1
<b>M-50-00-0000</b>	Subconjunto principal sistema de descarga
<b>M-50-00-0001</b>	Perno de bisagra
<b>M-50-00-0002</b>	Manguito de acople
<b>M-50-00-0003</b>	Eje de acople
<b>M-50-01-0000</b>	Subconjunto secundario Batea de descarga
<b>M-50-01-0001</b>	Bandeja
<b>M-50-01-0002</b>	Tapa
<b>M-50-01-0003</b>	Soporte
<b>M-50-01-0004</b>	Bisagra
<b>M-50-02-0000</b>	Subconjunto secundario Sinfín de descarga
<b>M-50-02-0001</b>	Eje
<b>M-50-02-0002</b>	Espiral
<b>M-50-03-0000</b>	Subconjunto secundario Tapa de descarga
<b>M-50-03-0001</b>	Placa 1
<b>M-50-03-0002</b>	Placa 2
<b>M-50-03-0003</b>	Placa 3
<b>M-50-00-C001</b>	Motor hidráulico orbital MOP-300 – Venturi
<b>M-50-00-C002</b>	Cilindro hidráulico
<b>M-50-00-C003</b>	Polea con soporte RBZ-0.5
<b>M-50-00-C004</b>	Cable de acero con alma metálica Ø 5



<b>M-60-00-0000</b>	Subconjunto principal chasis
<b>M-60-00-0001</b>	Apoyo tolva de carga
<b>M-60-00-0002</b>	Apoyo de eje rodante
<b>M-60-00-0003</b>	Apoyo del cargador
<b>M-60-00-0004</b>	Telera
<b>M-60-00-0005</b>	Placa punta de lanza
<b>M-60-00-0006</b>	Punta de lanza
<b>M-60-00-0007</b>	Enganche
<b>M-60-00-0008</b>	Unión de eje rodante
<b>M-60-01-0000</b>	Subconjunto secundario Lateral
<b>M-60-01-0001</b>	Lateral
<b>M-60-02-0000</b>	Subconjunto secundario Lanza
<b>M-60-02-0001</b>	Lanza 1
<b>M-60-02-0002</b>	Lanza 2
<b>M-60-00-C001</b>	Celda de carga módulo 0970 - Ringmount
<b>M-60-00-C002</b>	Gato mecánico
<b>M-70-00-0000</b>	Subconjunto principal tren rodante
<b>M-70-00-0001</b>	Eje rodante
<b>M-70-00-C001</b>	Maza
<b>M-70-00-C002</b>	Tapa de punta de eje
<b>M-70-00-C003</b>	Llanta 13" x 15,5"
<b>M-70-00-C004</b>	Neumático 400/60 – 15,5 TL - Fate
<b>M-70-00-C005</b>	Retén 6039
<b>M-70-00-C006</b>	Rodamiento 32209
<b>M-70-00-C007</b>	Rodamiento 30212
<b>M-70-00-C008</b>	Tuerca castillo $\varnothing$ 1 1/2"



## 11 Bibliografía

- 286-1:1988, N. I. (s.f.). *Sistema ISO de Tolerancias y Ajustes*.
- 6885/1, N. D. (s.f.). *Dimensiones de chaveteros y chavetas*.
- Agritotal.com. (s.f.). *La clave está en picar y embolsar*. Obtenido de <https://www.agritotal.com/nota/la-clave-esta-en-picar-y-embolsar/>
- Alandete, F. N. (s.f.). *Análisis mediante CFD de una bomba trabajando como una turbina PAT con calibración experimental*. Obtenido de <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/113724/Navarro%20-%20AN%C3%81LISIS%20MEDIANTE%20CFD%20DE%20UNA%20BOMBA%20TRABAJANDO%20COMO%20TURBINA%20%28PAT%29%20COMPARADO%20CON%20RESULTAD...pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- B29.1-1975, N. A. (s.f.). *Dimensiones de cadenas estándares de rodillos*.
- Bragachini, I. P.-I. (s.f.). *Forrajes conservados de alta calidad y aspectos relacionados al manejo nutricional*. Obtenido de [https://inta.gov.ar/sites/default/files/script-tmp-libro\\_forrajes.pdf](https://inta.gov.ar/sites/default/files/script-tmp-libro_forrajes.pdf)
- Brasceso, I. D.-I. (s.f.). *Ensilaje de grano húmedo: una alternativa promisorio*. Obtenido de [http://www.produccion-animal.com.ar/produccion\\_y\\_manejo\\_reservas/reservas\\_silos/28-ensilaje\\_grano\\_humedo.pdf](http://www.produccion-animal.com.ar/produccion_y_manejo_reservas/reservas_silos/28-ensilaje_grano_humedo.pdf)
- Budynas, R. G. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill Interamericana.
- Carluccio, I. J. (s.f.). *Los plásticos y la conservación de granos y forrajes en la República Argentina*. Obtenido de [http://www.produccion-animal.com.ar/produccion\\_y\\_manejo\\_reservas/reservas\\_en\\_general/04-plasticos\\_y\\_conservacion\\_forrajes\\_y\\_granos.pdf](http://www.produccion-animal.com.ar/produccion_y_manejo_reservas/reservas_en_general/04-plasticos_y_conservacion_forrajes_y_granos.pdf)
- Causer. (s.f.). *Catálogo de productos*. Obtenido de <http://www.roller.es/wp-content/catalogos/causer.pdf>
- Cicrosa. (s.f.). *Catálogo de Cilindros hidráulicos*. Obtenido de <https://www.cicrosa.com/wp-content/uploads/catalogo-general-cicrosa.pdf>
- CIRSOC. (2007). *Reglamento Cirsoc 304*.
- Cosme, H. N. (s.f.). *Elementos de máquina, métodos modernos de cálculo y diseño*.
- Coulson, J. M. (2003). *Ingeniería Química: Operaciones básicas*.
- D. Dela Torre, M. C. (s.f.). *Almacenamiento de maíz en silo bolsa para alimentación animal*. Obtenido de <https://www.forratec.com.ar/uploads/211-20180705210849-pdfEs.pdf>
- Daugherty, R. L. (s.f.). *Mecánica de los fluidos*. 5° Edición.





- DBH. (s.f.). *Catálogo de retenes*. Obtenido de [http://www.retenesdbh.com.ar/inf\\_tec.html](http://www.retenesdbh.com.ar/inf_tec.html)
- Faires, V. M. (1995). *Diseño de elementos de máquina*. Balderas 95, México, DF: Limusa S.A.
- Fate. (s.f.). *Catálogo de neumáticos*. Obtenido de <https://www.fate.com.ar/productos/204/agro-vial/90/sdt-i-3>
- Ghiotti. (s.f.). *Fábrica de llantas agrícolas*. Obtenido de <http://www.ghiottisa.com.ar/#!/producto/7/>
- Giordano, I. P.-I. (s.f.). *Mixer mecanización de la alimentación*. Obtenido de Uso del mixer para formular dietas balanceadas TMR en base a forrajes conservados: [http://www.produccion-animal.com.ar/informacion\\_tecnica/suplementacion/112-libroMixer-web.pdf](http://www.produccion-animal.com.ar/informacion_tecnica/suplementacion/112-libroMixer-web.pdf)
- Ibérica. (s.f.). *Catálogo de cables de acero*. Obtenido de <https://ibericadelcableyelevacion.com/catalogo/>
- informa, I. (s.f.). *Granos a la bolsa*. Obtenido de [http://intainforma.inta.gov.ar/wp-content/uploads/2014/09/148\\_Silobolsa.pdf](http://intainforma.inta.gov.ar/wp-content/uploads/2014/09/148_Silobolsa.pdf)
- Ingemecánica. (s.f.). *Tutorial N° 127: Transmisión por cadenas, cálculo y diseño*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>
- INTA. (s.f.). *Mecanización de la alimentación – Actualización técnica N° 76*. Obtenido de [https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmp-inta\\_mecanizacion\\_de\\_la\\_alimentacin\\_-\\_mixer.pdf](https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmp-inta_mecanizacion_de_la_alimentacin_-_mixer.pdf)
- INTA Precop II - Ing Bragachini, J. P. (s.f.). *Ensayo exploratorio de heno de alfalfa picado y embolsado*. Obtenido de [http://www.produccion-animal.com.ar/produccion\\_y\\_manejo\\_reservas/reservas\\_henos/53-Heno-Picado-Alfalfa-Embolsado.pdf](http://www.produccion-animal.com.ar/produccion_y_manejo_reservas/reservas_henos/53-Heno-Picado-Alfalfa-Embolsado.pdf)
- Marín, J. M. (s.f.). *Apuntes de diseño de máquinas*. Obtenido de <https://www.utnianos.com.ar/foro/attachment.php?aid=6394>
- Márquez, D. I. (s.f.). *Las tomas de fuerza y su evolución*. Obtenido de [https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/Biblioteca/Revistas/pdf\\_Agrotec%2FAgrotec\\_2003\\_10\\_45\\_54.pdf](https://www.mapa.gob.es/ministerio/pags/Biblioteca/Revistas/pdf_Agrotec%2FAgrotec_2003_10_45_54.pdf)
- Márquez, D. I. (s.f.). *Metodología para calcular rápidamente las dimensiones de los neumáticos agrícolas*. Obtenido de [https://www.scielo.br/scielo.php?pid=S0100-69162008000300019&script=sci\\_arttext](https://www.scielo.br/scielo.php?pid=S0100-69162008000300019&script=sci_arttext)
- Mataix, C. (s.f.). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. 2° Edición.
- Mills, D. (2004). *Pneumatic conveying design guide*. Oxford, Reino Unido: Elsevier.
- Mills, D. (2004). *Pneumatic conveying desing guide*. 2° Edición.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquina*. México: Pearson Educación.



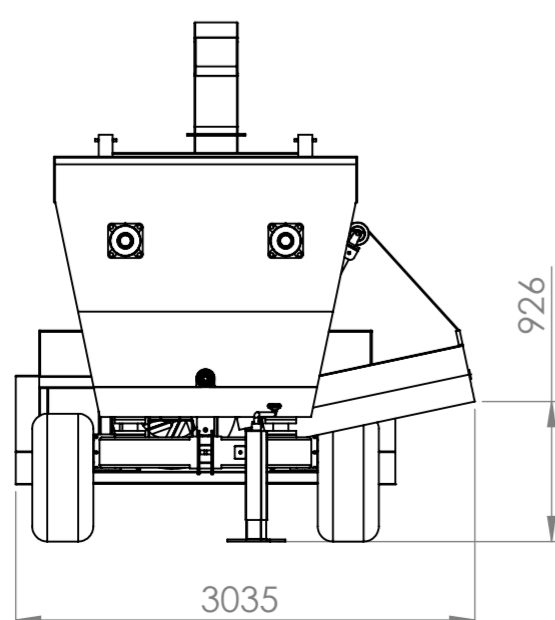
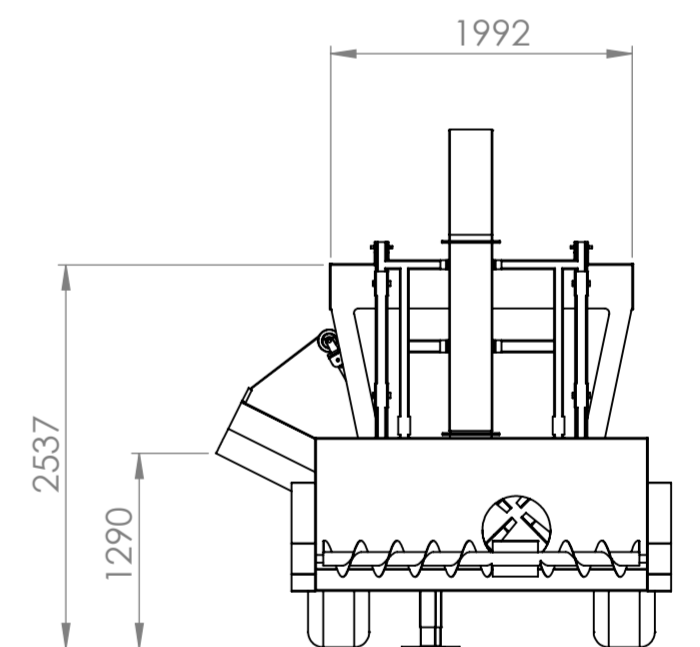
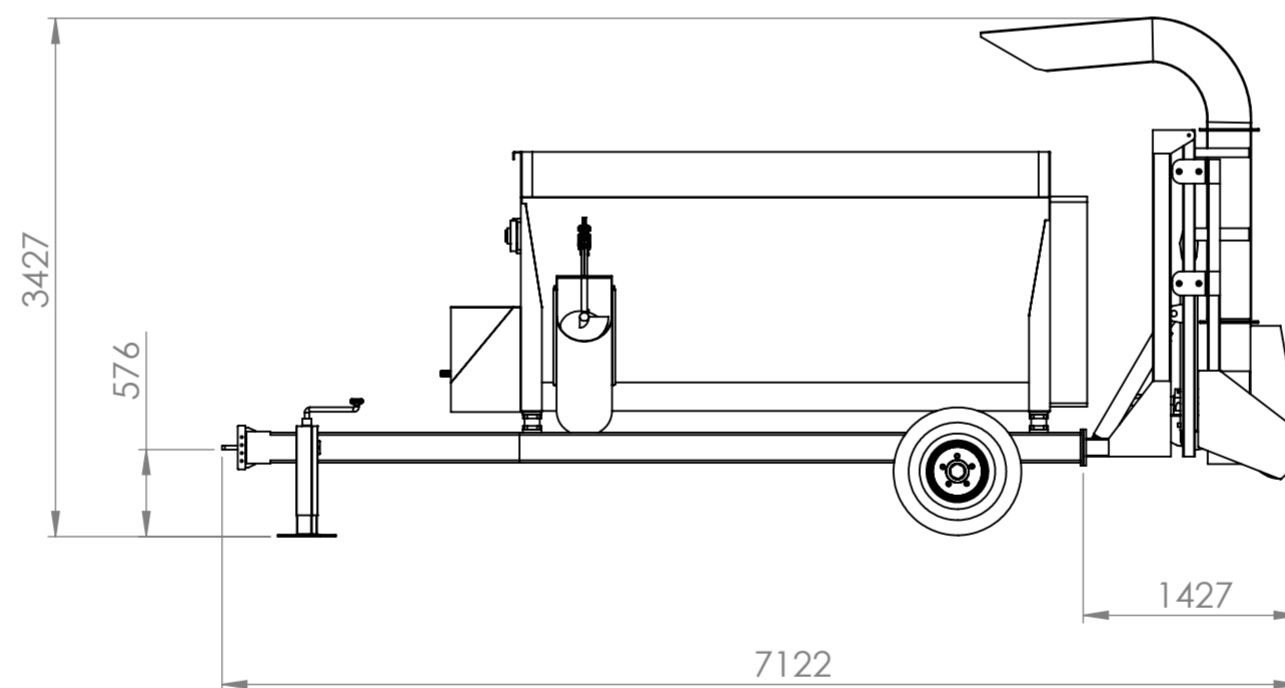
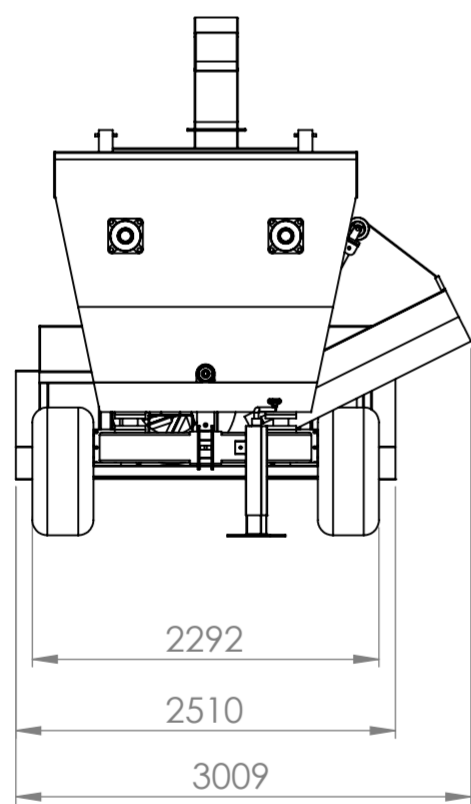
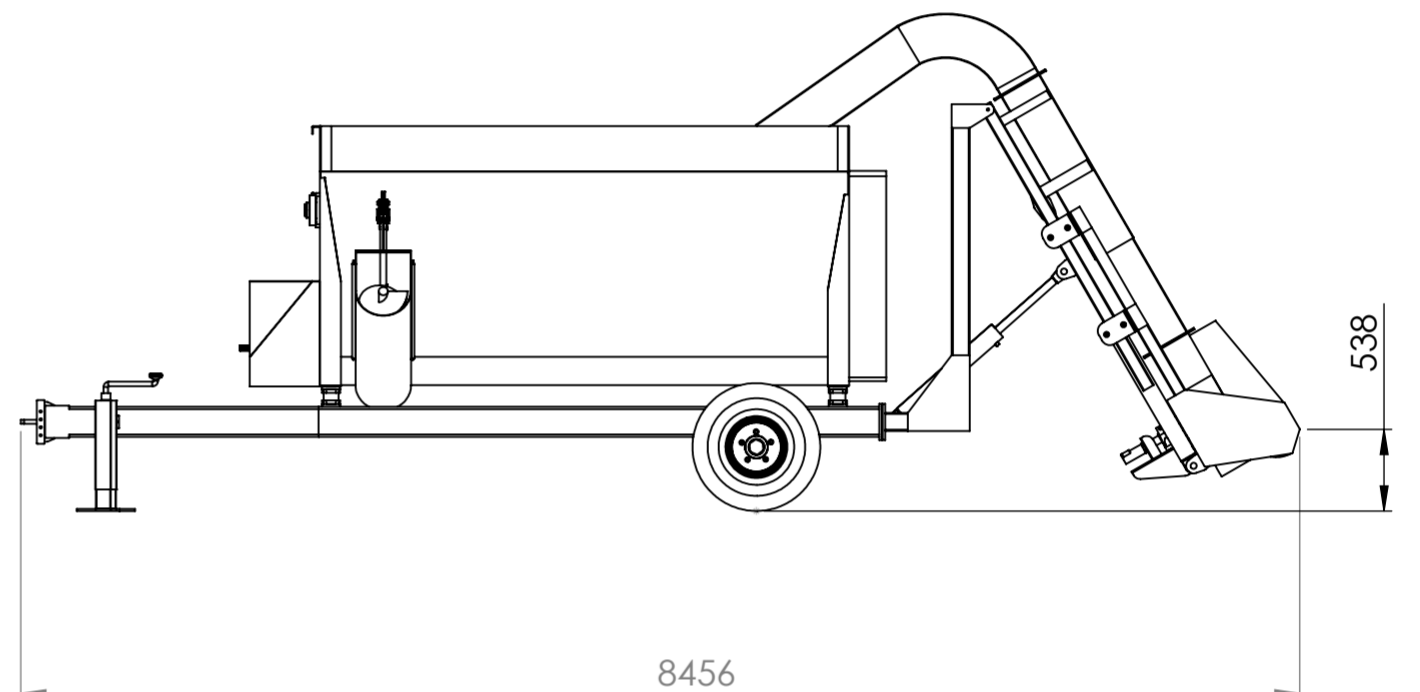
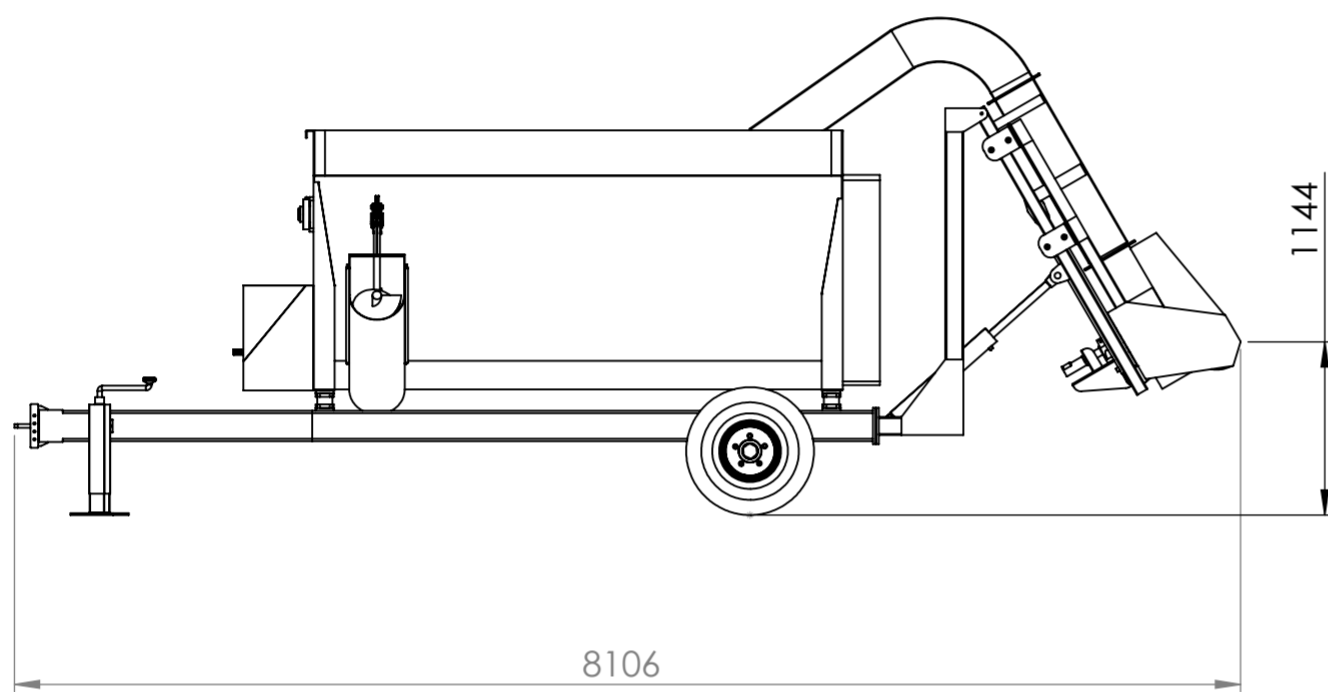
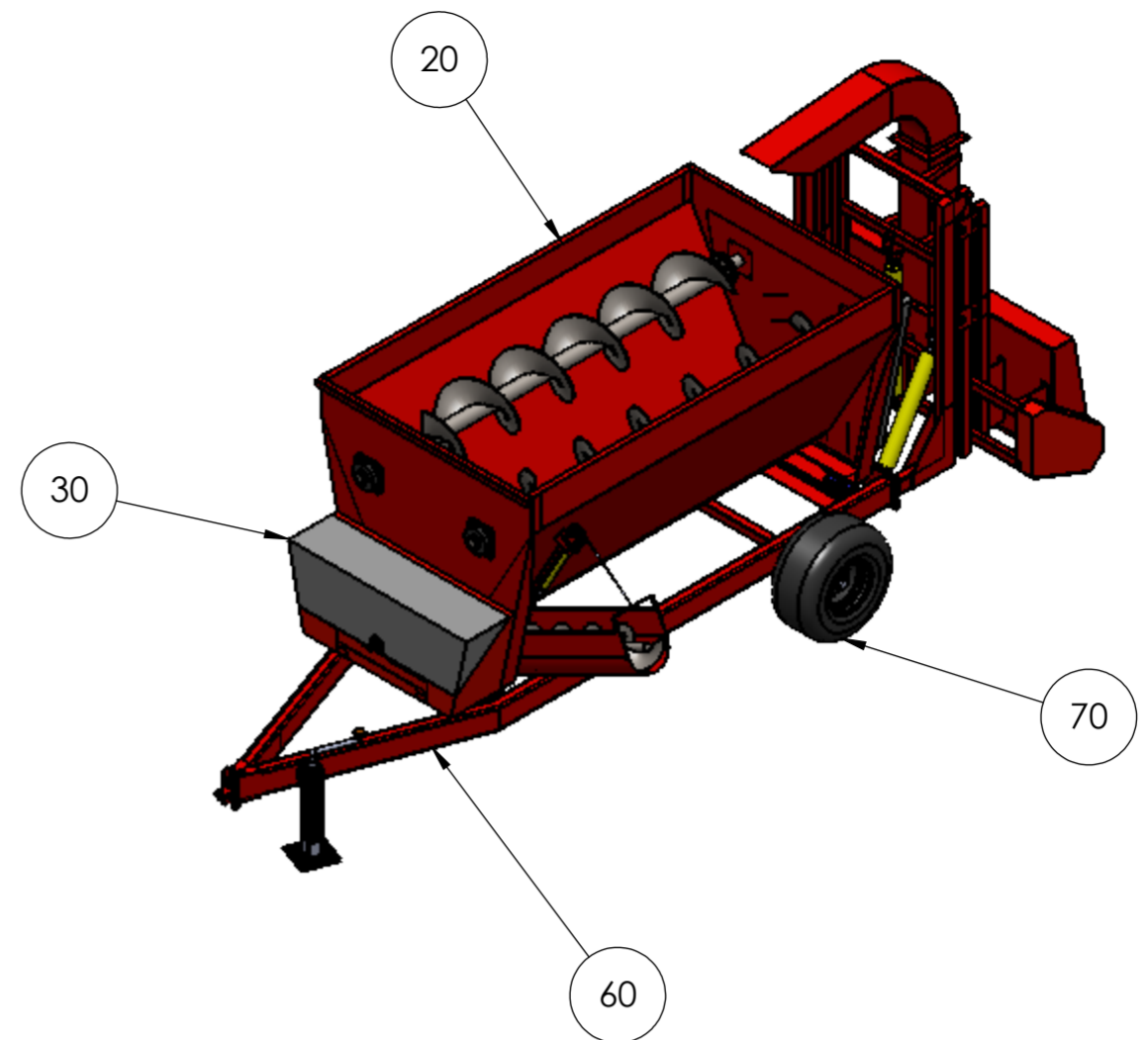
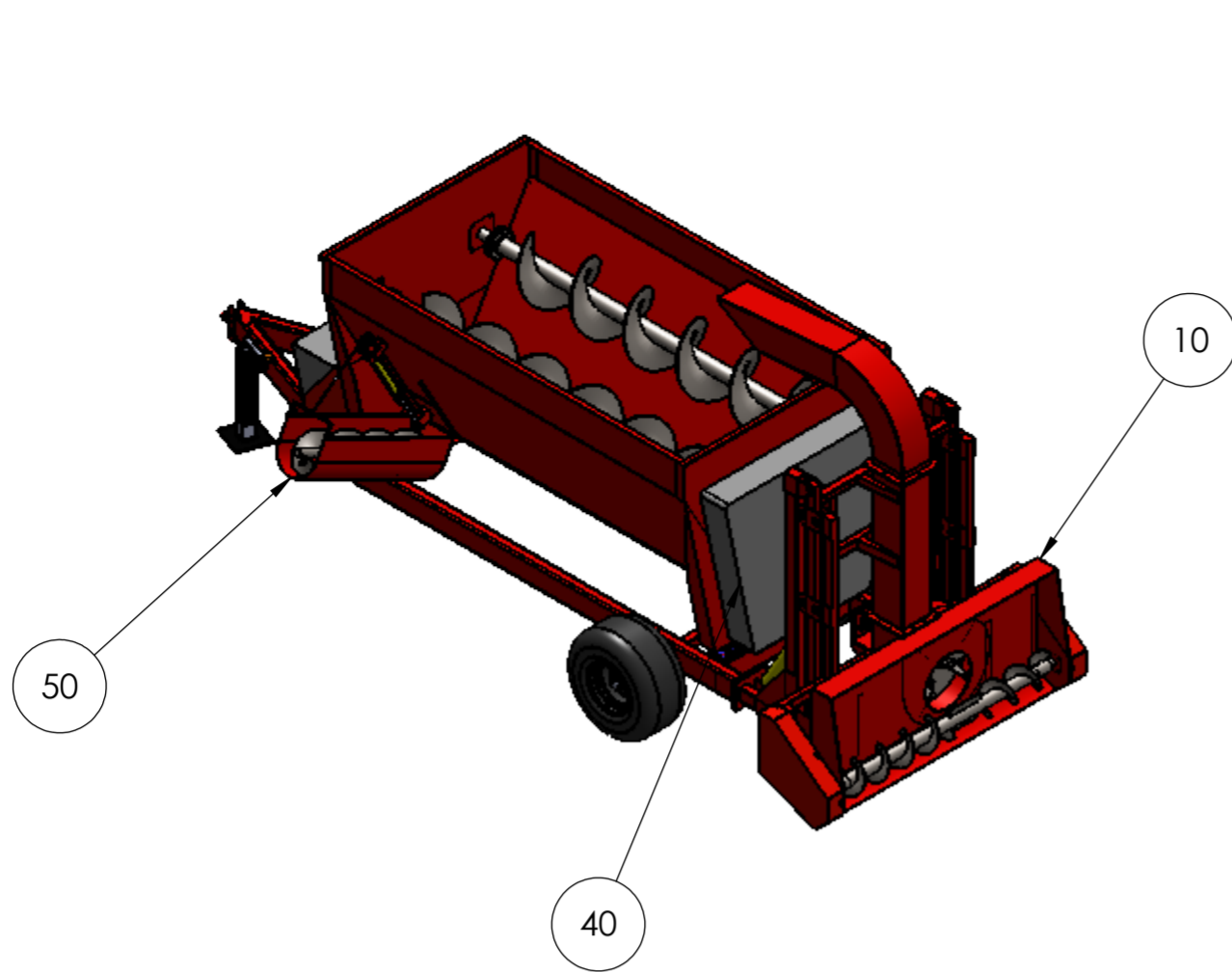
- Pezzoni, E. (s.f.). Mixer, una máquina siempre lista. *Chacra*.
- Rema. (s.f.). *Catálogo de poleas*. Obtenido de <https://www.elevacionytrincajes.com/manipulacion/poleas/poleas-de-carga/poleas-con-soporte-rbz/>
- Rey, G. G. (s.f.). *Cadenas de rodillos. Tendencias de desarrollo y dimensionales según normas ISO*. Obtenido de <https://www.researchgate.net/publication/26520093>
- SKF. (s.f.). *SKF Argentina*. Obtenido de <https://www.skf.com/ar>
- Tecnoforrajés, M. I. (s.f.). *Tecnología de picado para ensilado de cultivo de maíz*. Obtenido de [https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmp-inta\\_tecnologia\\_de\\_picado\\_para\\_ensilado\\_de\\_cultivo\\_de\\_.pdf](https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmp-inta_tecnologia_de_picado_para_ensilado_de_cultivo_de_.pdf)
- tornillos, C. d. (s.f.). *Tabla de resistencia de bulones de acero comerciales*. Obtenido de <http://casadetornillos.com.ar/planillas/planillas.htm>
- Venturi-Hnos. (Octubre de 2002). *Motores Orbitales MOP*. Obtenido de <http://www.adigra.com.ar/hidraulica/arch/Motores%20Orbitales/Venturi/Mod%20MOP.pdf>
- Verion, O. (s.f.). *Motores orbitales MLHM*. Obtenido de [http://www.verion.com.ar/images/productos/motores/motores-orbitales/motores\\_orbitales.pdf](http://www.verion.com.ar/images/productos/motores/motores-orbitales/motores_orbitales.pdf)
- Wikipedia. (16 de Febrero de 2014). Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente\\_de\\_arrastre](https://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_arrastre)



## **12 Anexo**

### **12.1 Planos**

Se listan a continuación los planos del Mixer según lo indicado en 10.2

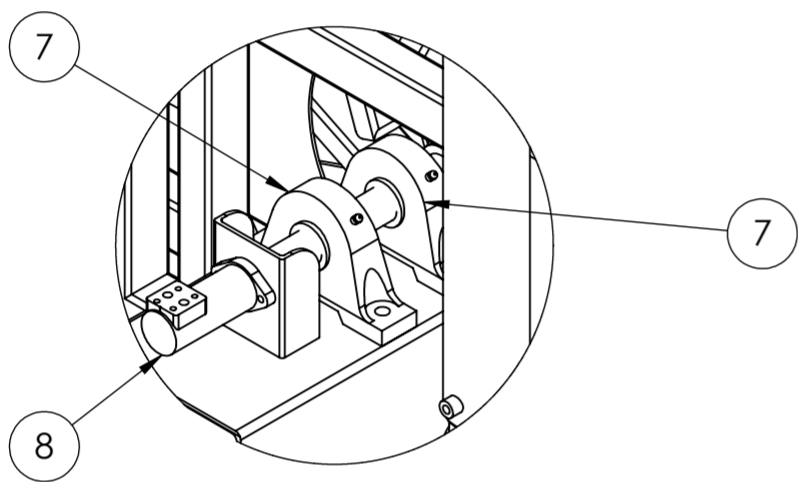
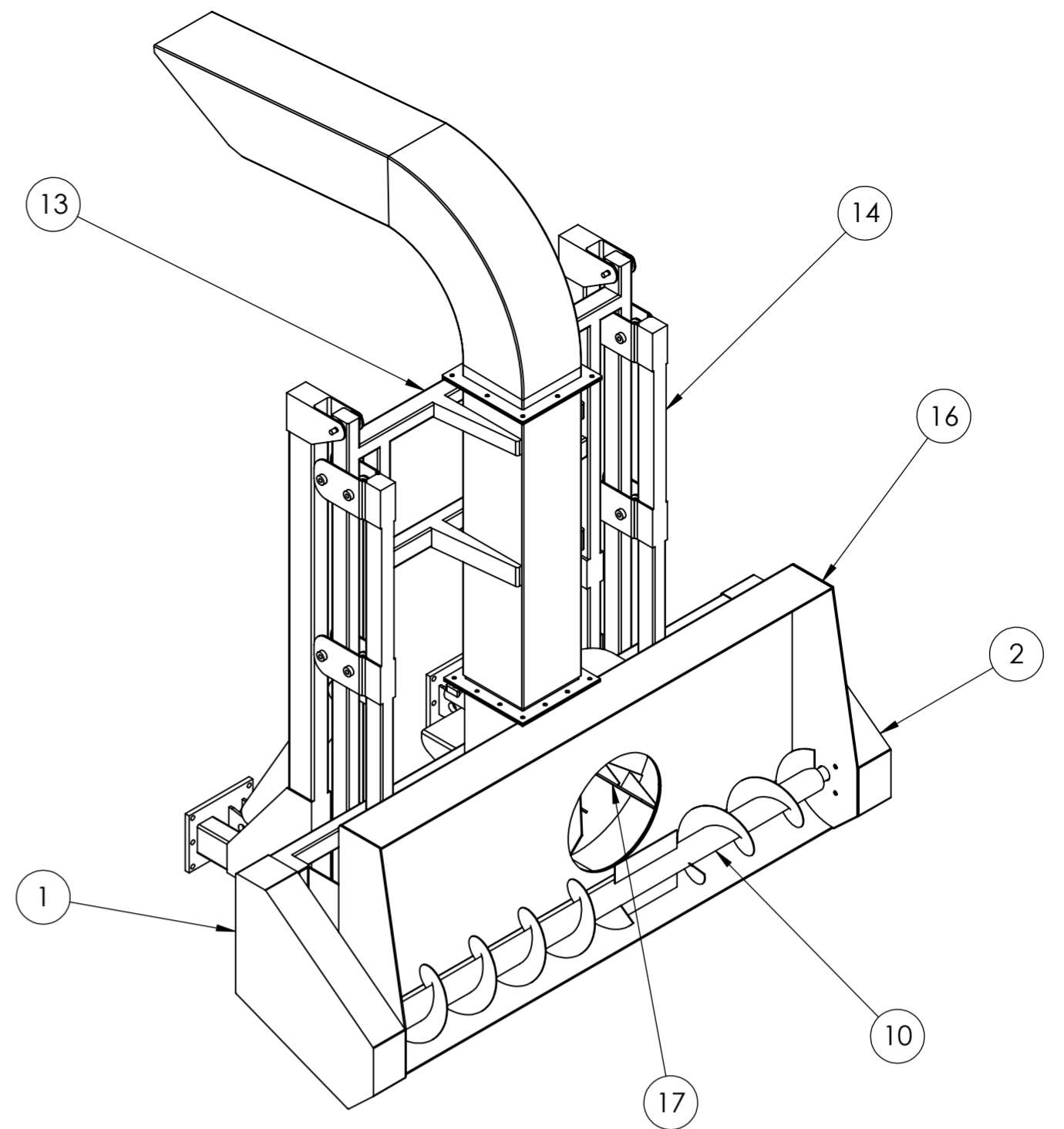
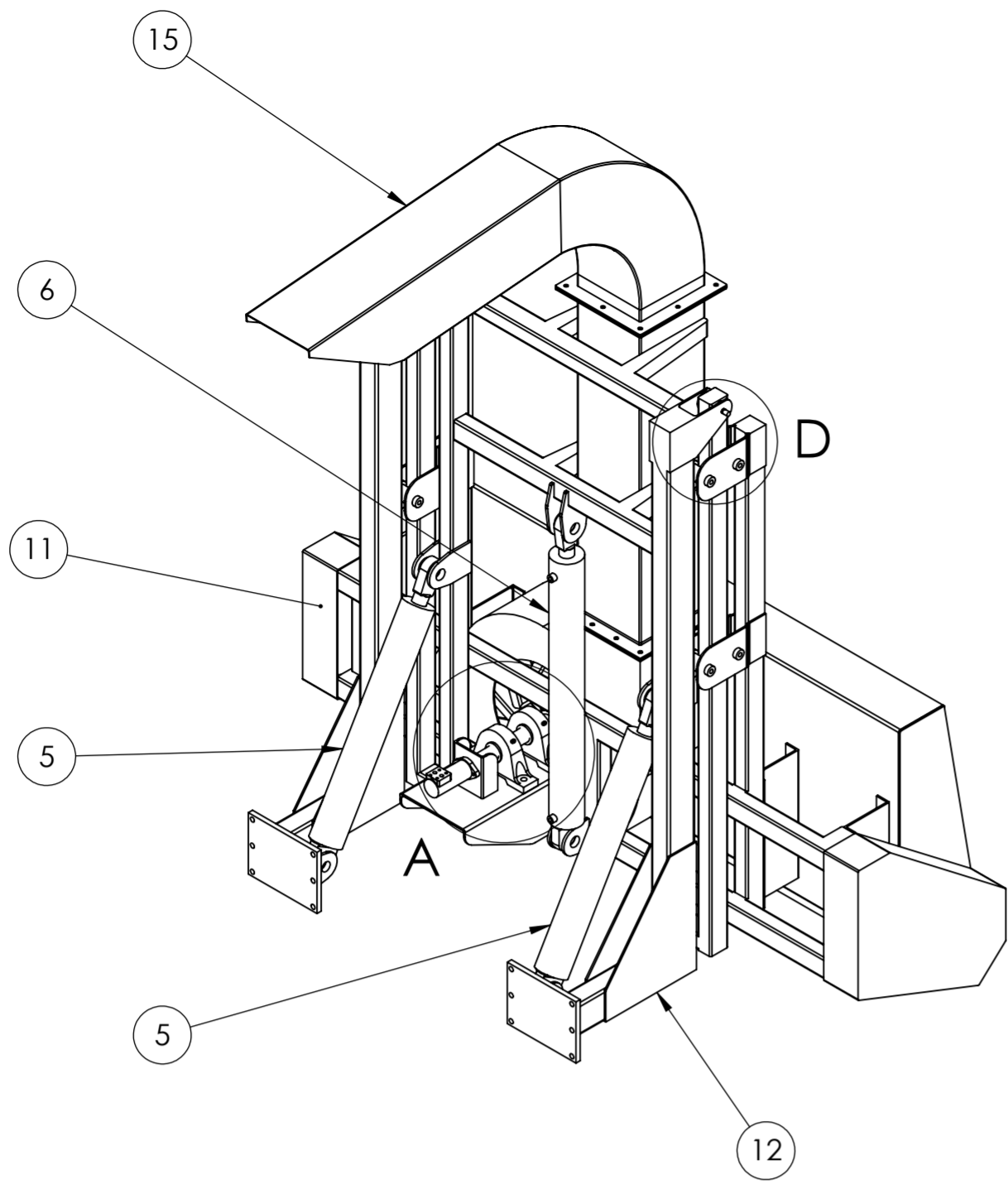


Tolerancias no indicadas

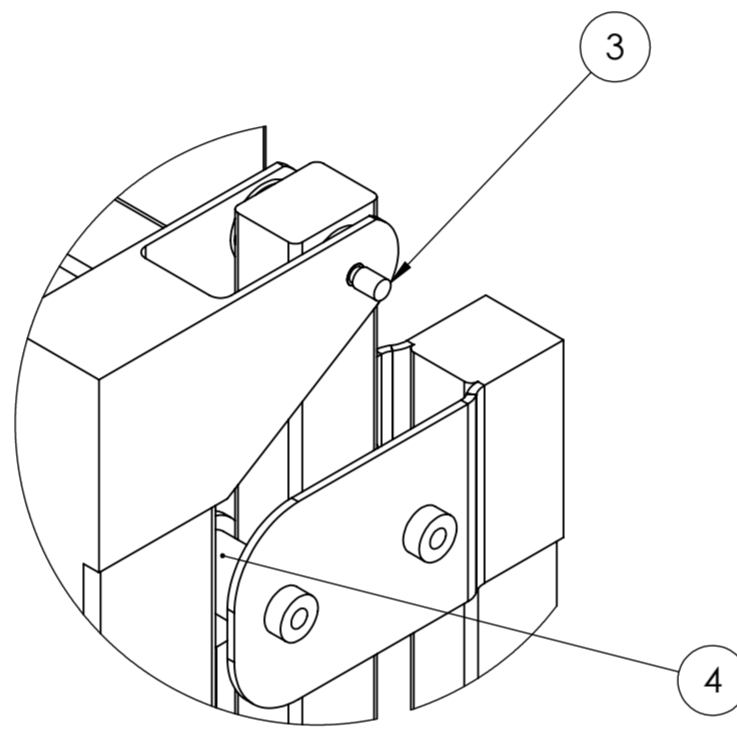
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

70	Tren rodante	M-70-00-0000	
60	Chasis	M-60-00-0000	
50	Sistema de descarga	M-50-00-0000	
40	Transmisión trasera	M-40-00-0000	
30	Transmisión delantera	M-30-00-0000	
20	Tolva de carga	M-20-00-0000	
10	Cargador	M-10-00-0000	

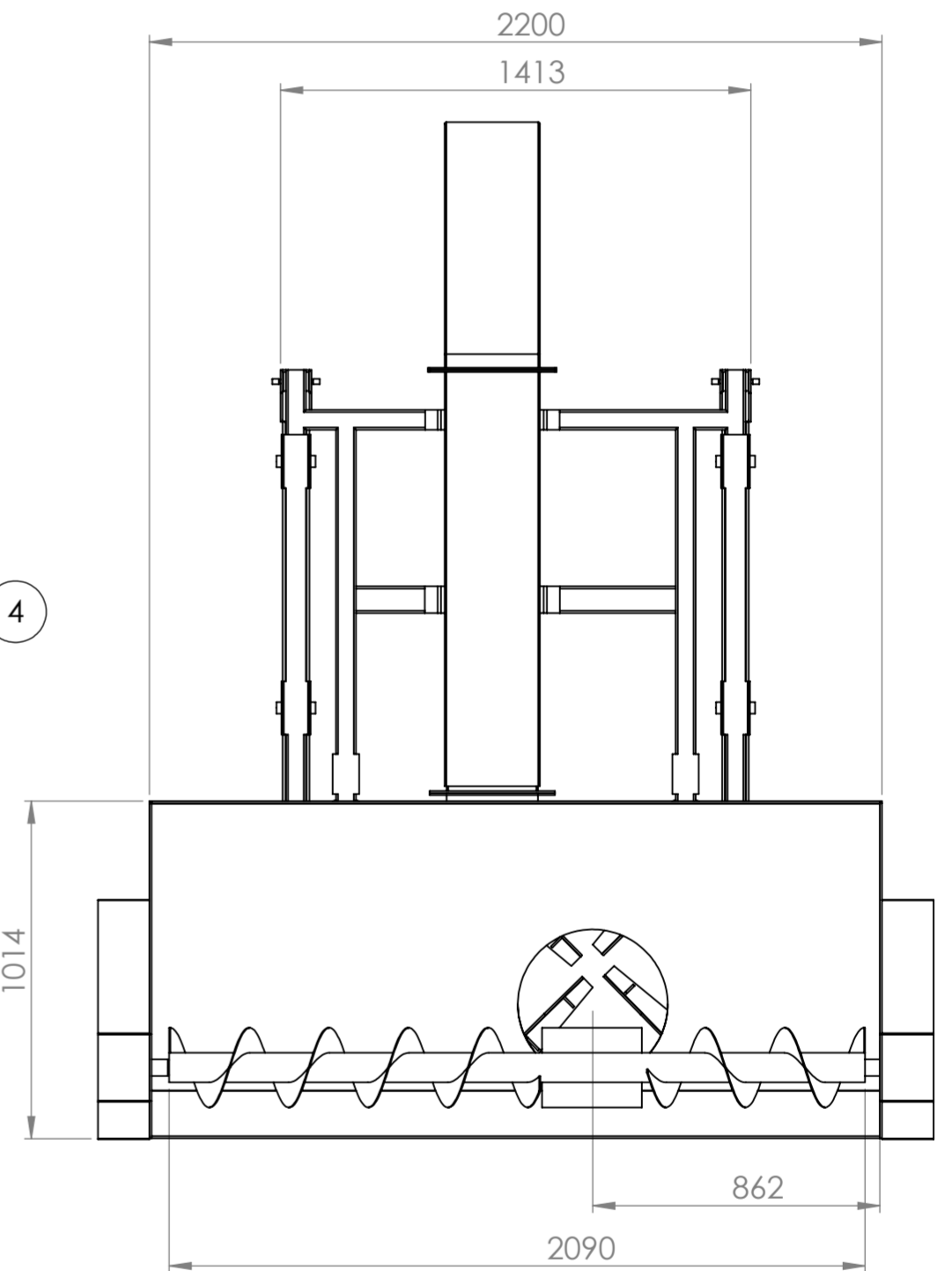
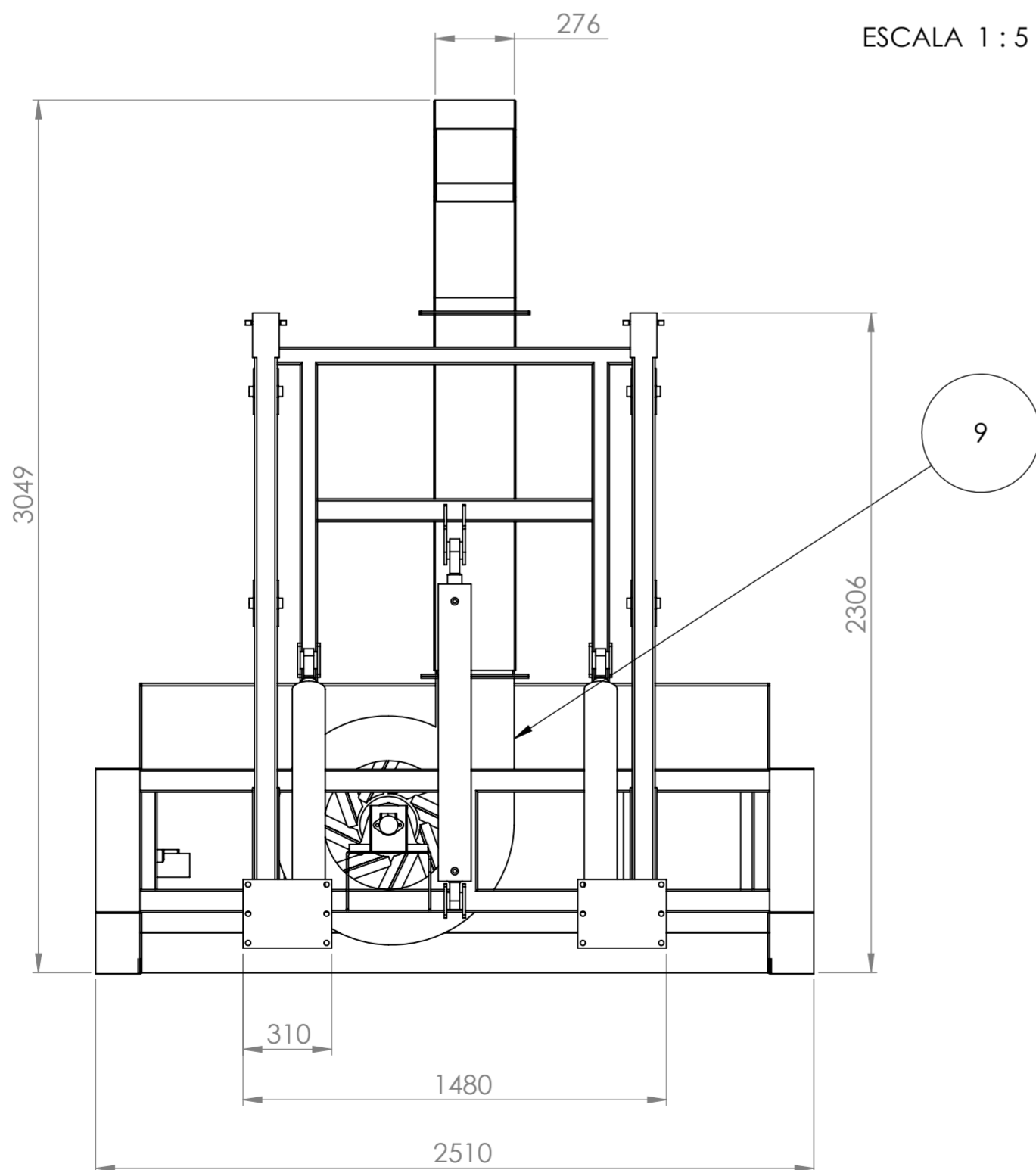
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM		ESCALA 1 : 50	
<b>CONJUNTO MIXER HORIZONTAL CON CARGADOR</b>		MATERIAL: -- CANTIDAD: 01 PLANO M-00-00-0000	
			REVISIÓN 02



DETALLE A  
ESCALA 1 : 10



DETALLE D  
ESCALA 1 : 5



17	Ventilador Centrifugo	M-10-09-0000	
16	Cajón porta sinfin de carga	M-10-08-0000	
15	Ducto de carga fijo	M-10-07-0000	
14	Estructura N° 3	M-10-06-0000	
13	Estructura N° 2	M-10-05-0000	
12	Estructura N° 1	M-10-04-0000	
11	Transmisión del sinfin de carga	M-10-03-0000	
10	Sinfin de carga	M-10-02-0000	
9	Voluta de ventilador centrifugo	M-10-01-0000	
8	Motor hidráulico orbital M8	M-10-00-C004	Marca: Verion
7	Rodamiento UCP-207-20	M-10-00-C003	Marca: SKF
6	Cilindro hidráulico	M-10-00-C002	
5	Cilindro hidráulico	M-10-00-C001	
4	Rodillo	M-10-00-0004	
3	Perno de unión Estructuras N° 1 y 2	M-10-00-0003	
2	Tapa lateral derecha	M-10-00-0002	
1	Tapa lateral izquierda	M-10-00-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO. QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

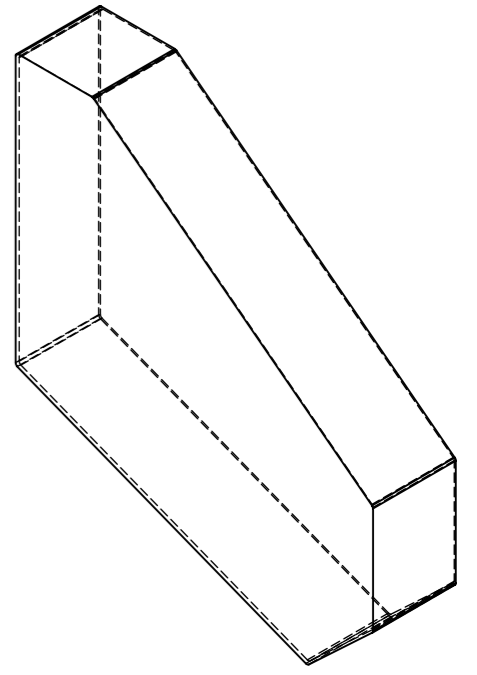
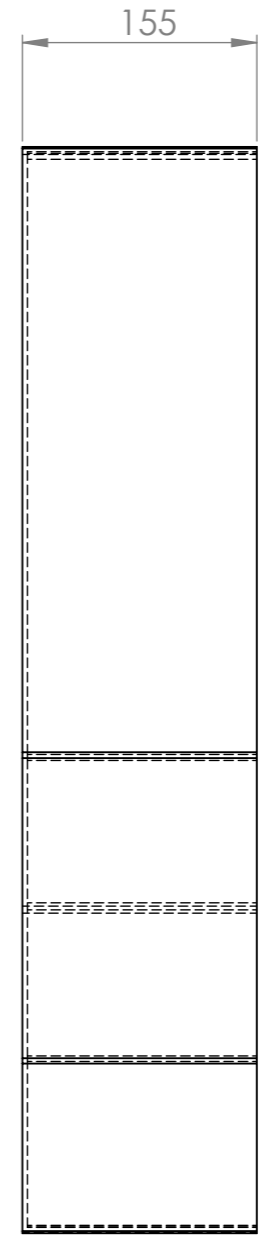
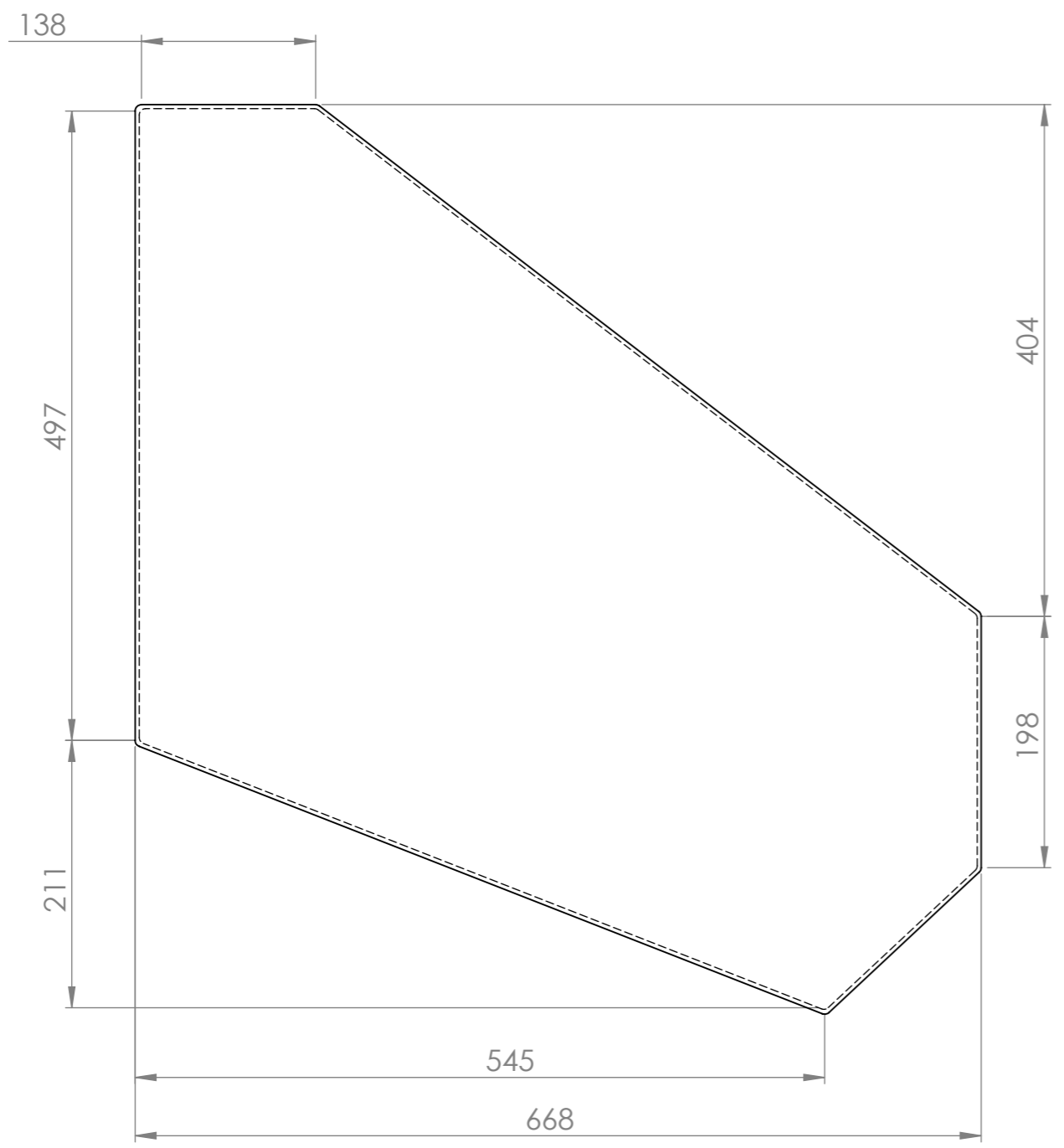


	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola

**SUBCONJUNTO PRIMARIO CARGADOR**


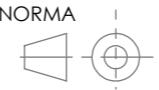


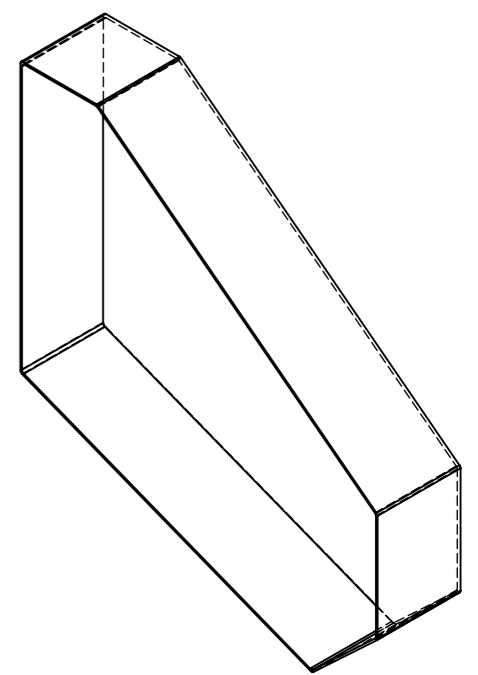
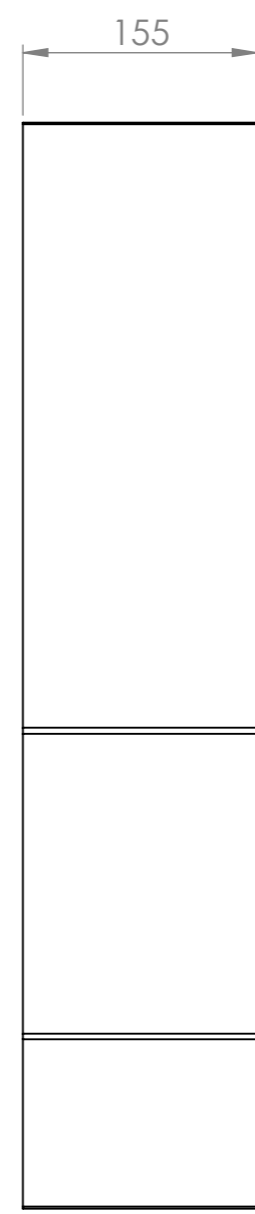
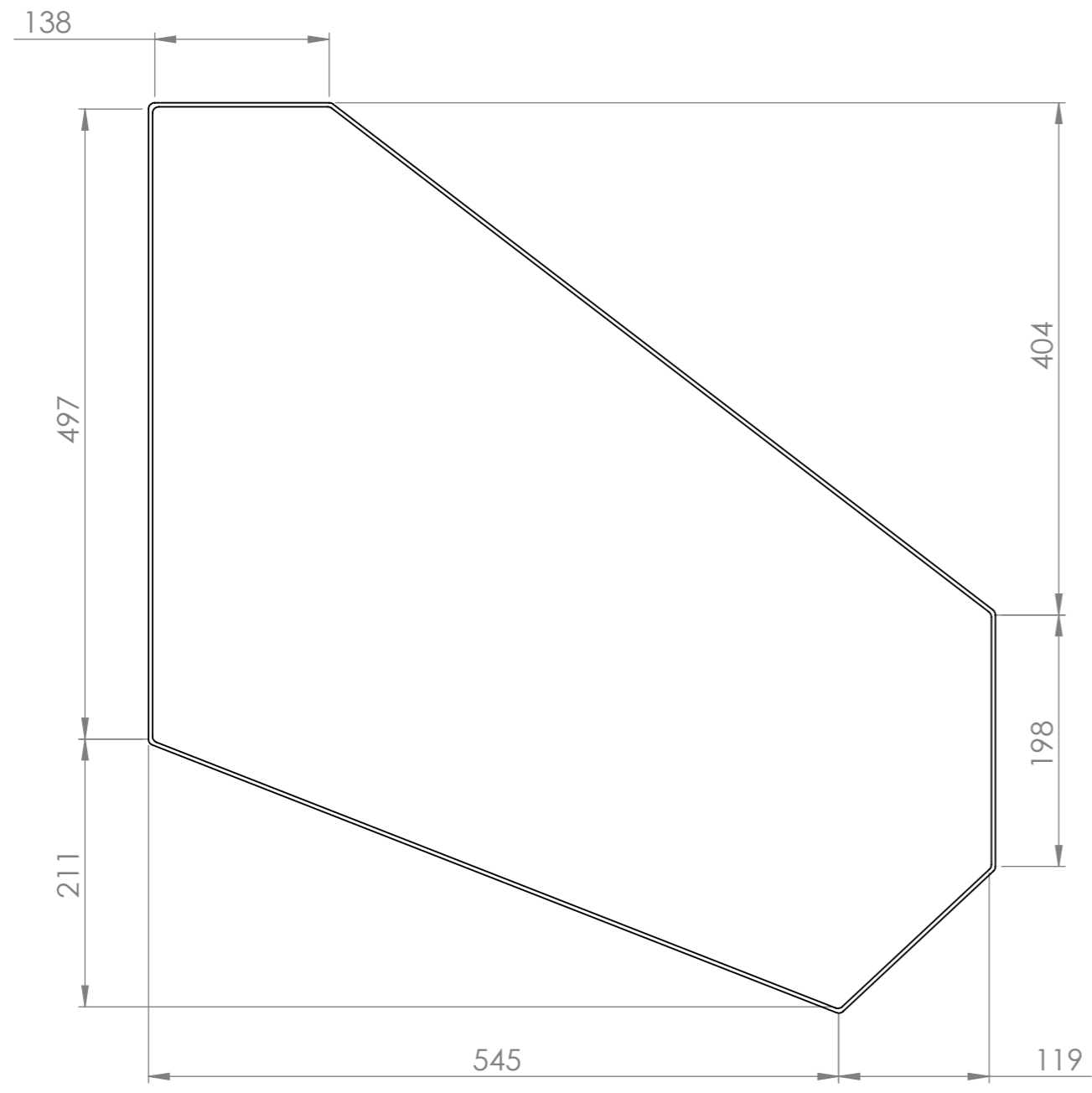
MATERIAL: --  
CANTIDAD: 01  
PLANO: M-10-00-0000 REVISIÓN: 03



Chapa espesor: 3,20  
Radios no indicados: 5

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

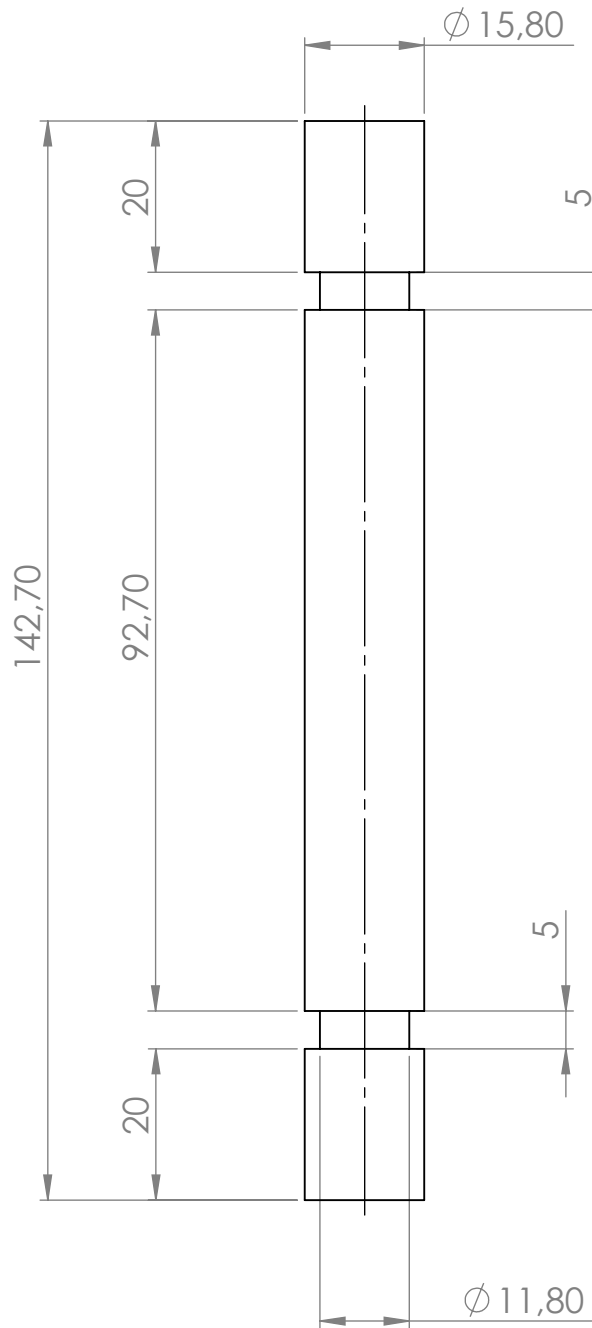
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	12/09/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	12/09/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	12/09/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	1 : 5		<b>TAPA LATERAL IZQUIERDA</b>
NORMA			CANTIDAD: 01	
	PLANO	REVISIÓN		
	M-10-00-0001	0		



Chapa espesor: 3,20  
Radios no indicados: 5

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	12/09/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	12/09/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	12/09/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	1 : 5		<b>TAPA LATERAL DERECHA</b>
NORMA			CANTIDAD: 01	
	PLANO	REVISIÓN		
	M-10-00-0002	0		



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 0,5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	12/09/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	12/09/2021	M. Costamagna
APROBÓ	12/09/2021	A. Di Cola

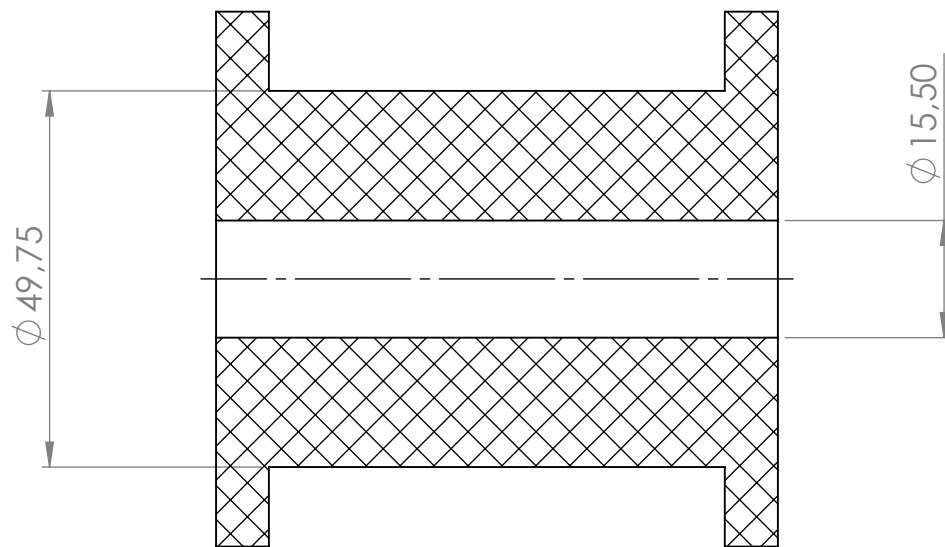
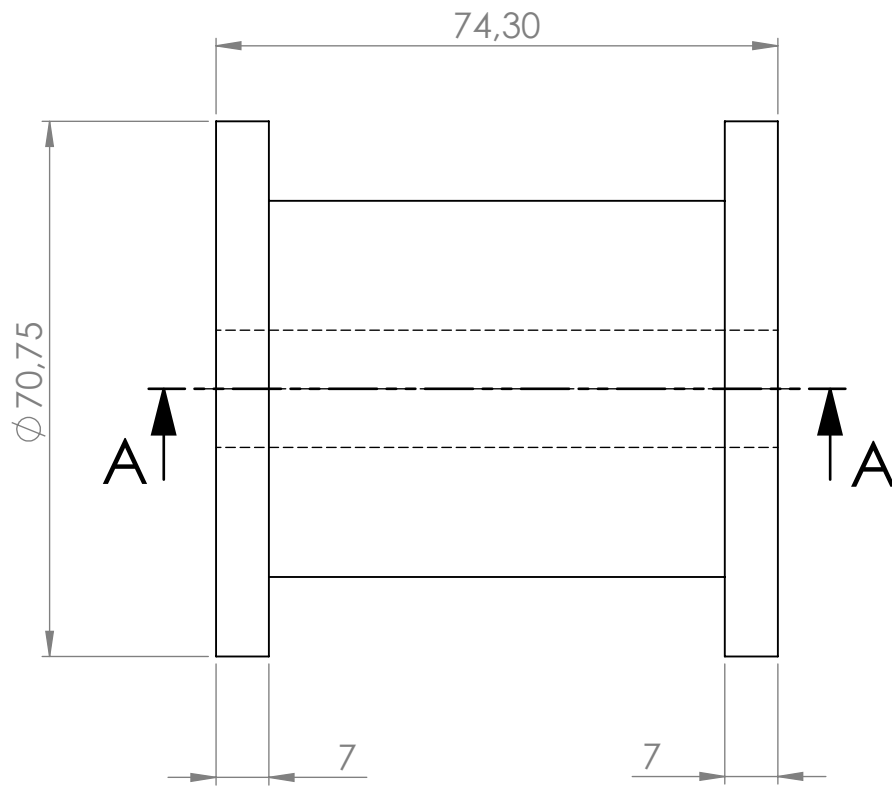


ESCALA
1 : 1
NORMA

**PERNO DE UNIÓN ESTRUCTURAS N° 1 Y 2**

MATERIAL:	SAE-1045
CANTIDAD:	02
PLANO	REVISIÓN
M-10-00-0003	0





## SECCIÓN A-A

Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 0,5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	30/03/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	30/03/2021	M. Costamagna
APROBÓ	30/03/2021	A. Di Cola



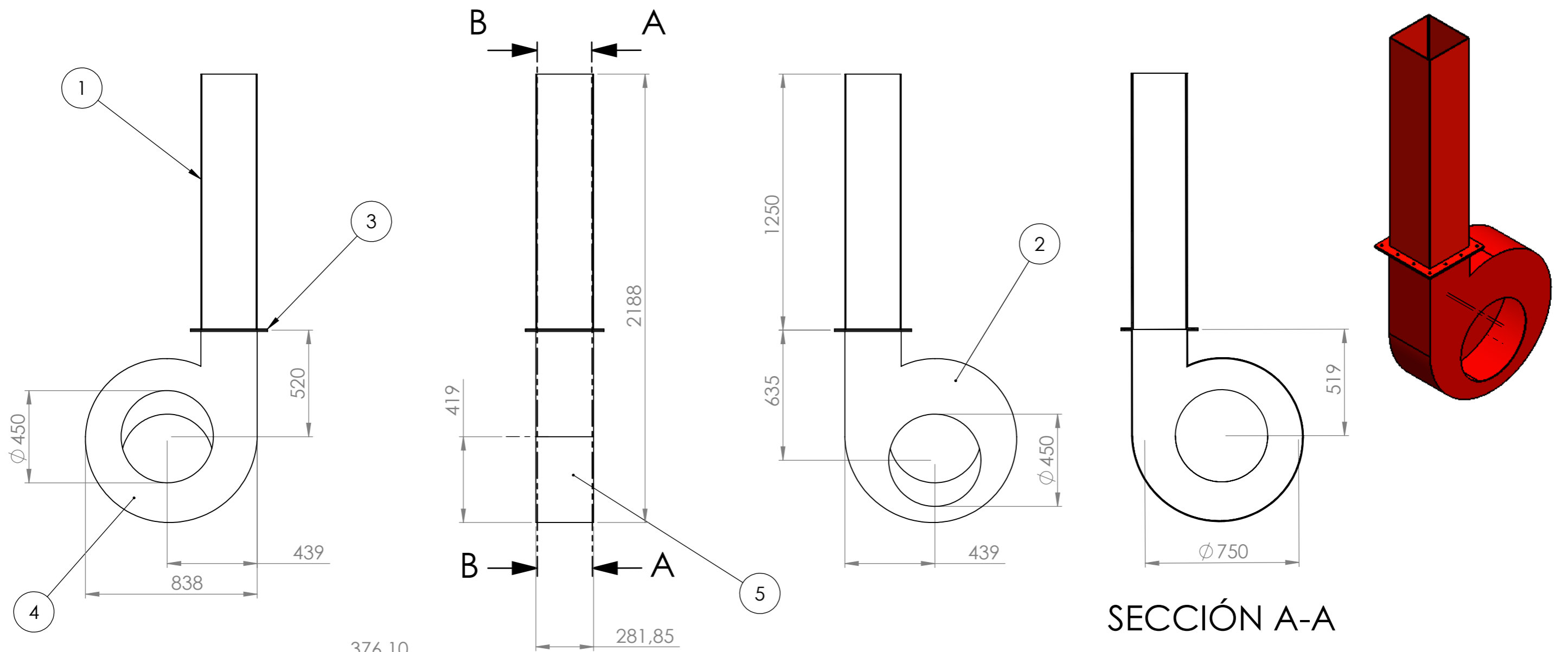
ESCALA	1 : 1
NORMA	

**RODILLO**

MATERIAL: GRILÓN

CANTIDAD: 04

PLANO	REVISIÓN
M-10-00-0004	0



SECCIÓN B-B

SECCIÓN A-A

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

5	Centro de voluta	M-10-01-0005	
4	Tapa trasera de voluta	M-10-01-0004	
3	Brida	M-10-01-0003	
2	Tapa frontal de voluta	M-10-01-0002	
1	Ducto de carga móvil	M-10-01-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

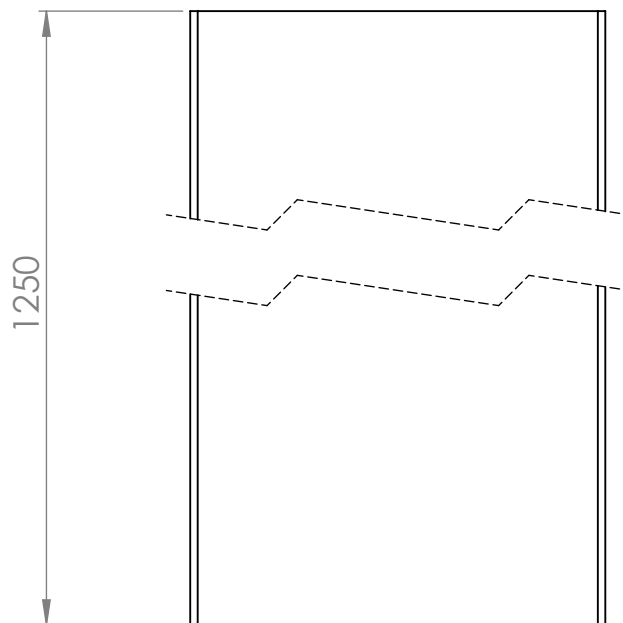
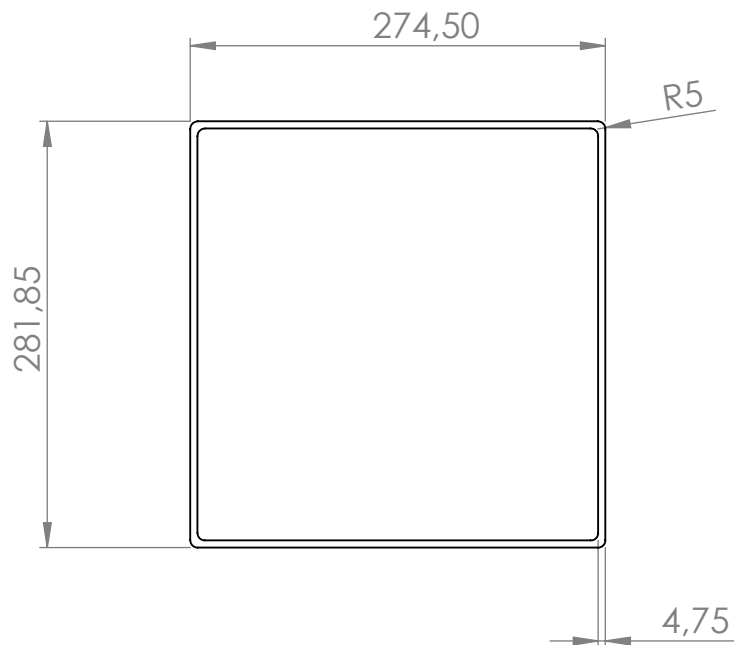
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	08/12/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	08/12/2021	M. Costamagna



ESCALA  
 1 : 20  
 NORMA

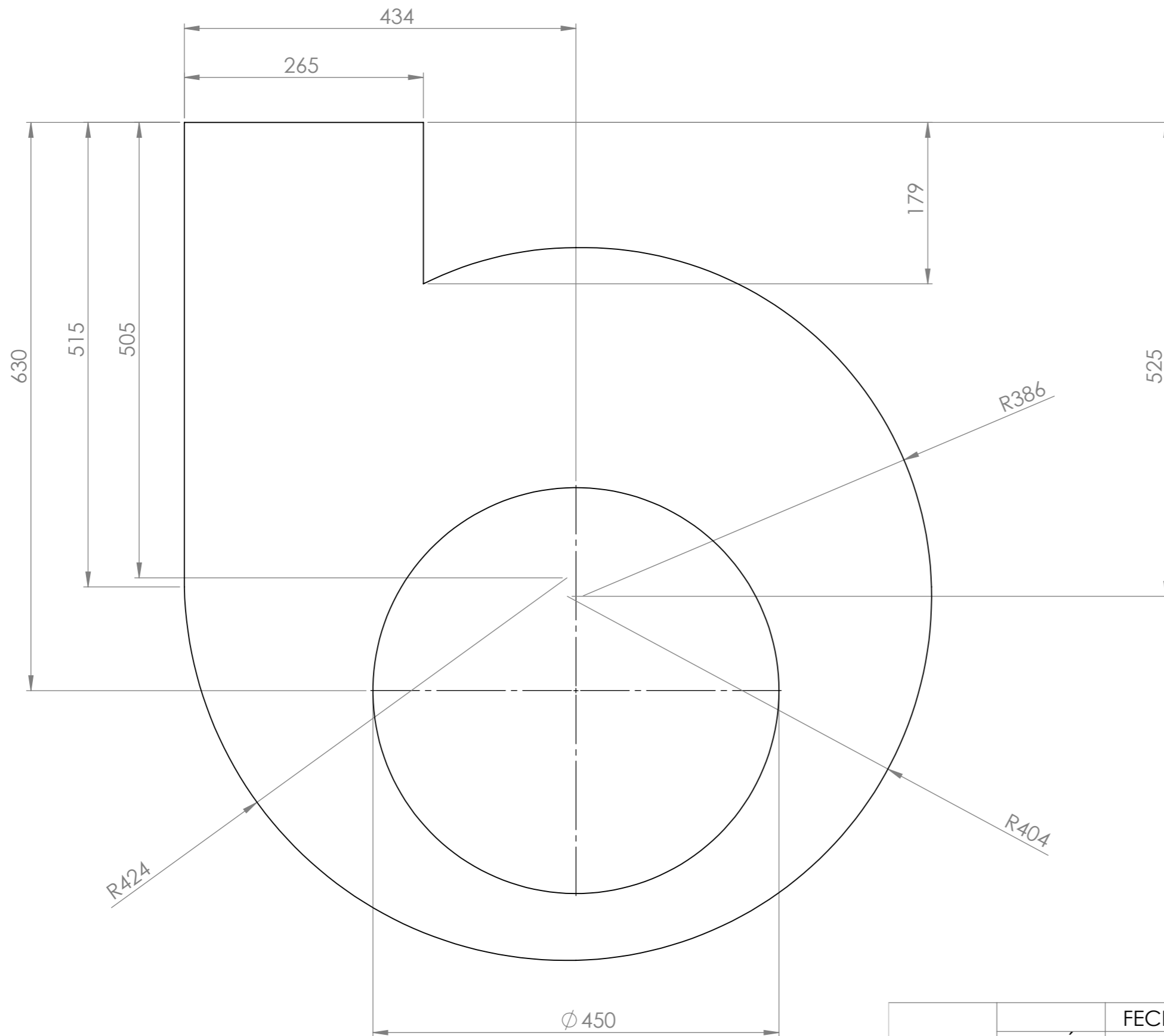
**SUBCONJUNTO SECUNDARIO VOLUTA DE VENTILADOR CENTRÍFUGO**

MATERIAL:	--
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-10-01-0000	03



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	01/11/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	01/11/2021	M. Costamagna	
			A. Di Cola	
	ESCALA	<h2>DUCTO DE CARGA MÓVIL</h2>		MATERIAL: F-24
	1 : 5			CANTIDAD: 01
	NORMA			PLANO M-10-01-0001
				



Chapa espesor: 4,75

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	01/11/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	01/11/2021	M. Costamagna
	APROBÓ	01/11/2021	A. Di Cola
	ESCALA		
	1 : 5		
	NORMA		

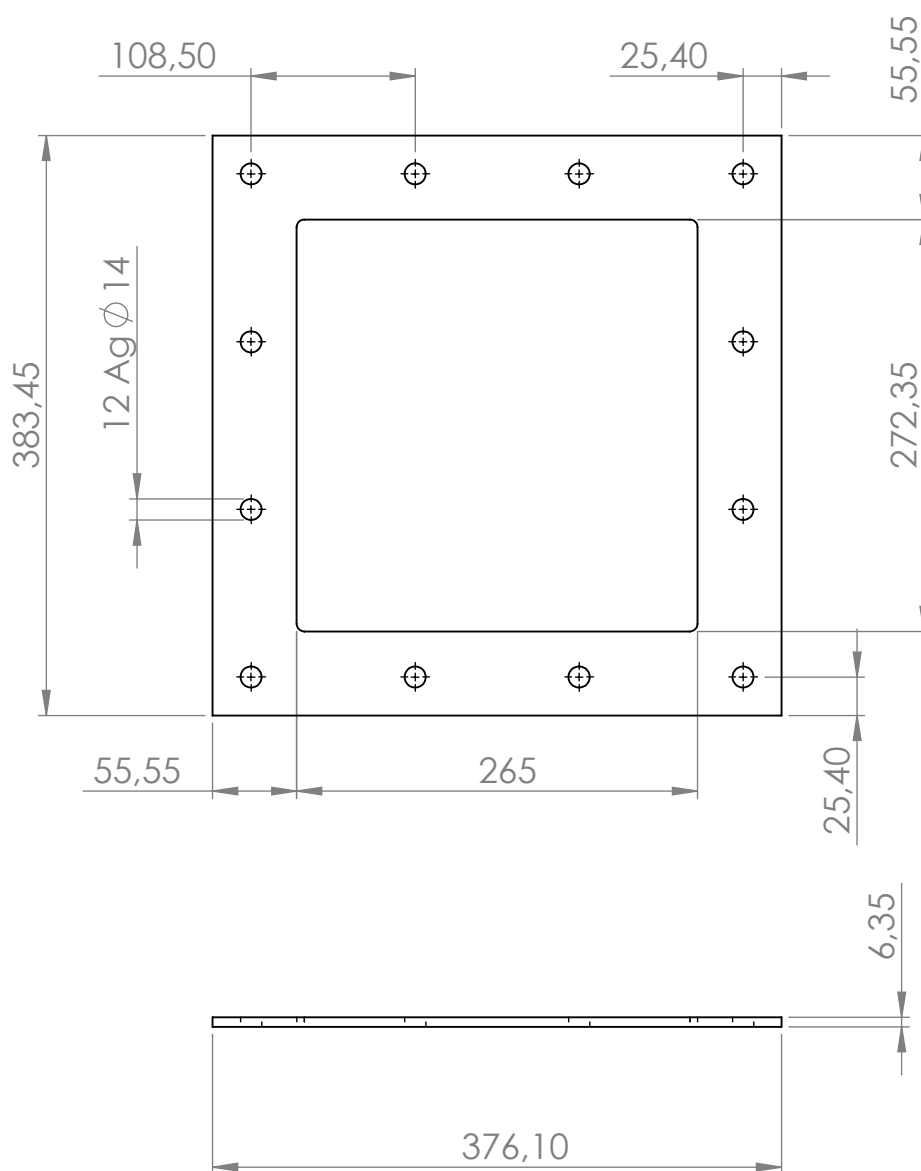


### TAPA FRONTAL DE VOLUTA

MATERIAL: F-24

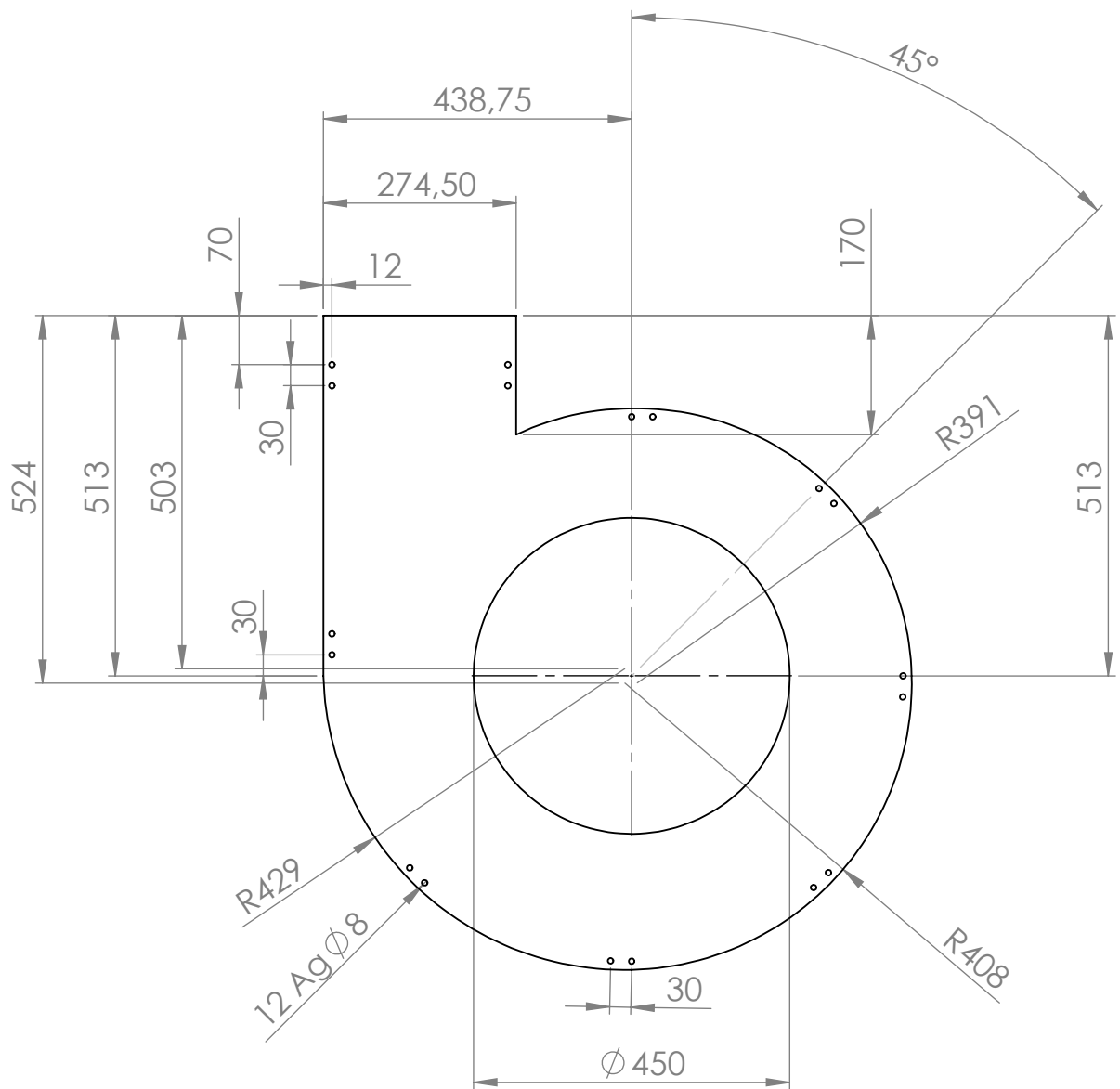
CANTIDAD: 01

PLANO	REVISIÓN
M-10-01-0002	01



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	<p><b>BRIDA</b></p>		MATERIAL: F-24
1 : 5	CANTIDAD: 02			
NORMA			PLANO	REVISIÓN
			M-10-01-0003	0



Chapa espesor: 4,75

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM

DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ

FECHA  
08/12/2021  
08/12/2021  
08/12/2021

NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



ESCALA  
1 : 5



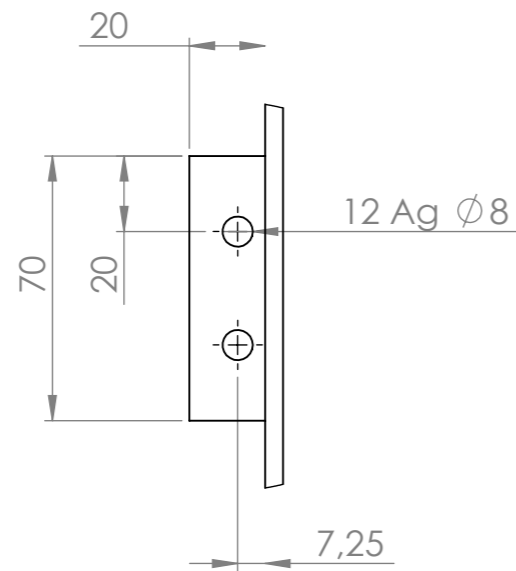
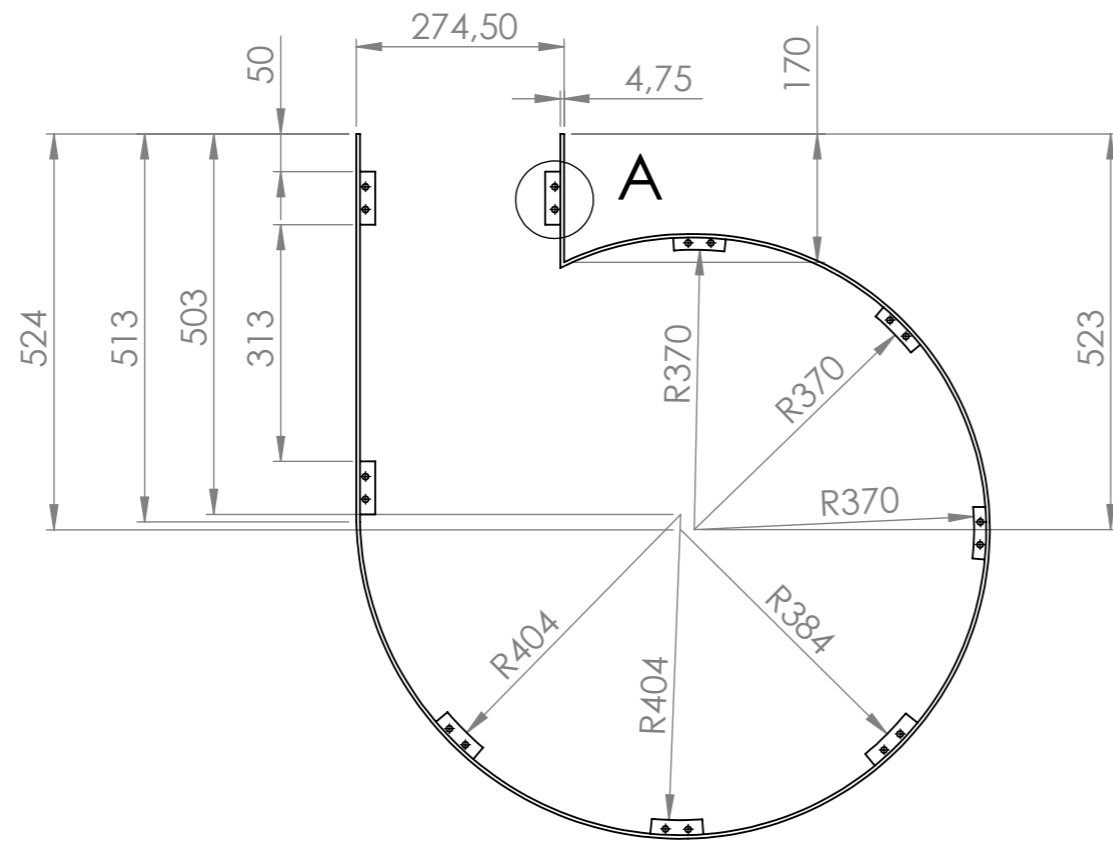
### TAPA TRASERA DE VOLUTA

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO  
M-10-01-0004

REVISIÓN  
0



**DETALLE A**  
ESCALA 1 : 2

Chapa espesor: 4,75

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

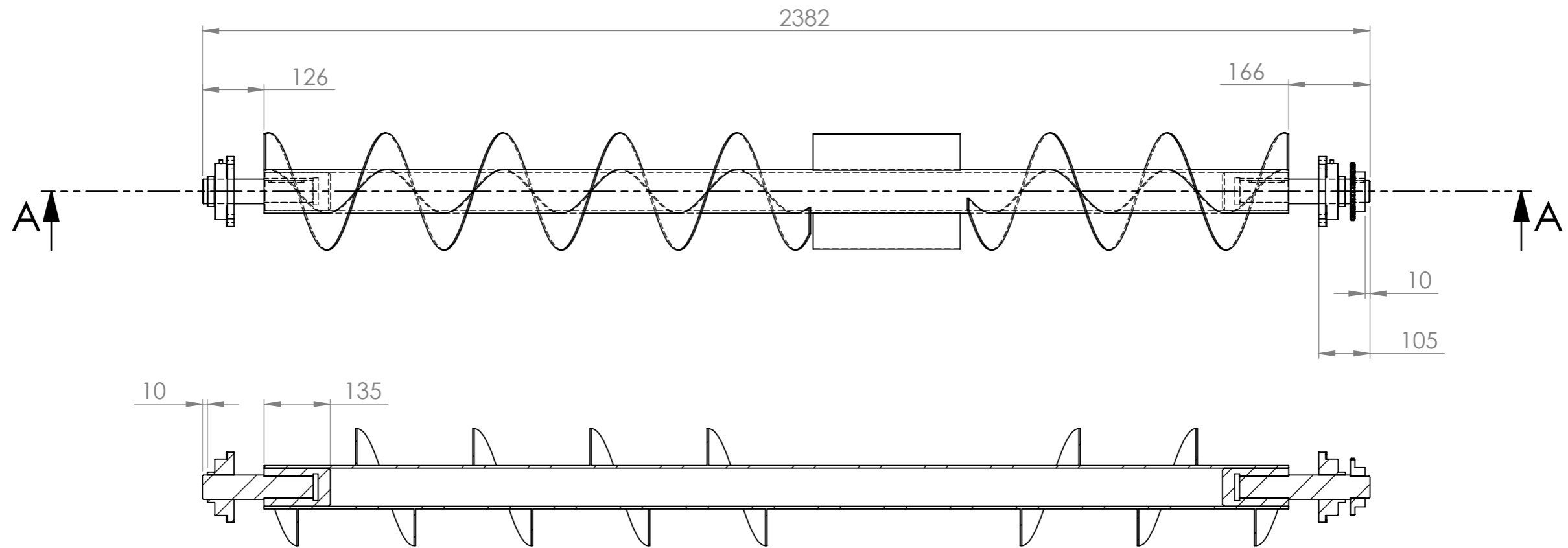
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	08/12/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	08/12/2021	M. Costamagna
			A. Di Cola
	ESCALA 1 : 10	<b>CENTRO DE VOLUTA</b>	
	NORMA 		



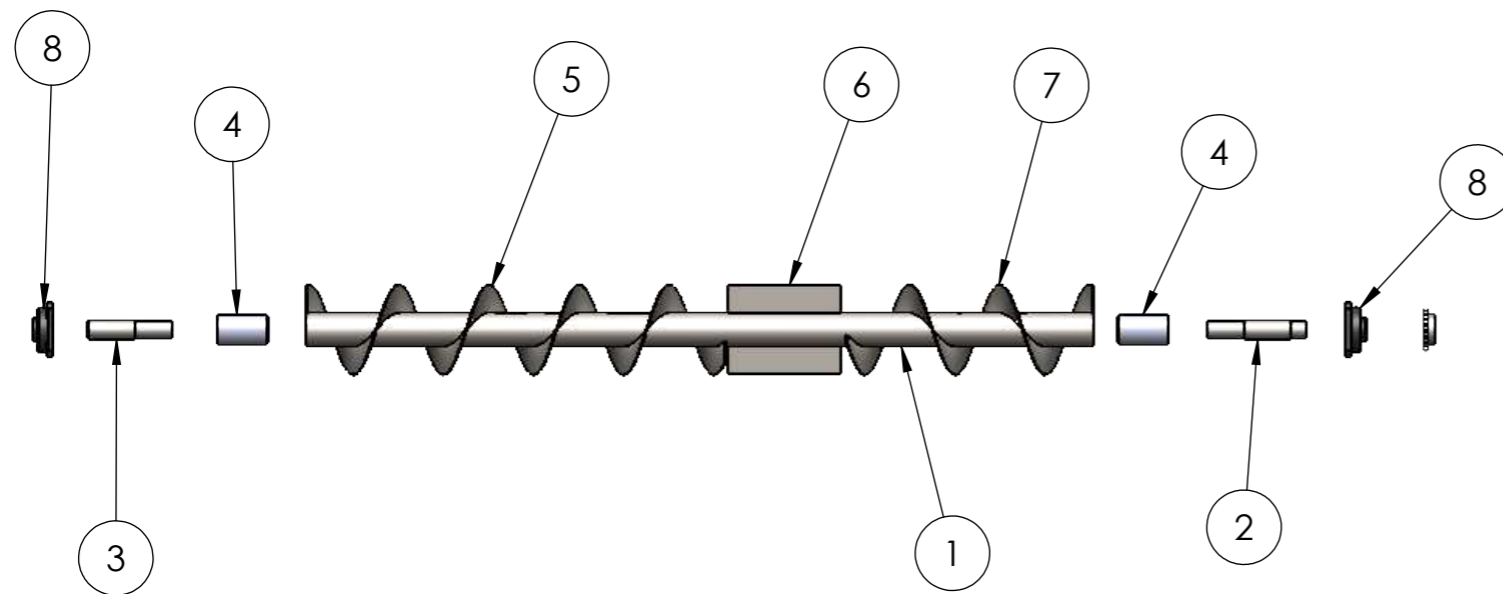
MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO M-10-01-0005 REVISIÓN 0



SECCIÓN A-A



Escala 1 : 20

8	Rodamiento UCF-210	M-10-02-C001	Marca: SKF
7	Espiral corto	M-10-02-0007	
6	Paleta	M-10-02-0006	
5	Espiral largo	M-10-02-0005	
4	Eje de acople	M-10-02-0004	
3	Eje izquierdo	M-10-02-0003	
2	Eje derecho	M-10-02-0002	
1	Eje de sinfín de carga	M-10-02-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola

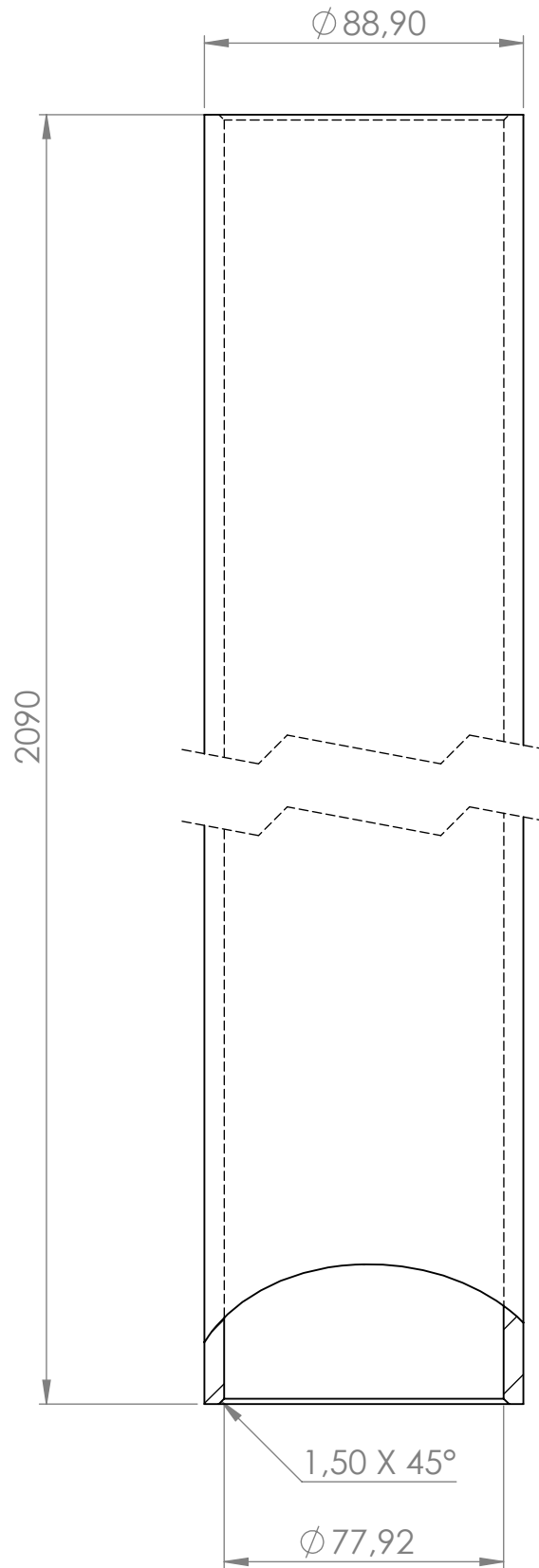


ESCALA  
1 : 10  
NORMA

**SUBCONJUNTO SECUNDARIO  
SINFÍN DE CARGA**

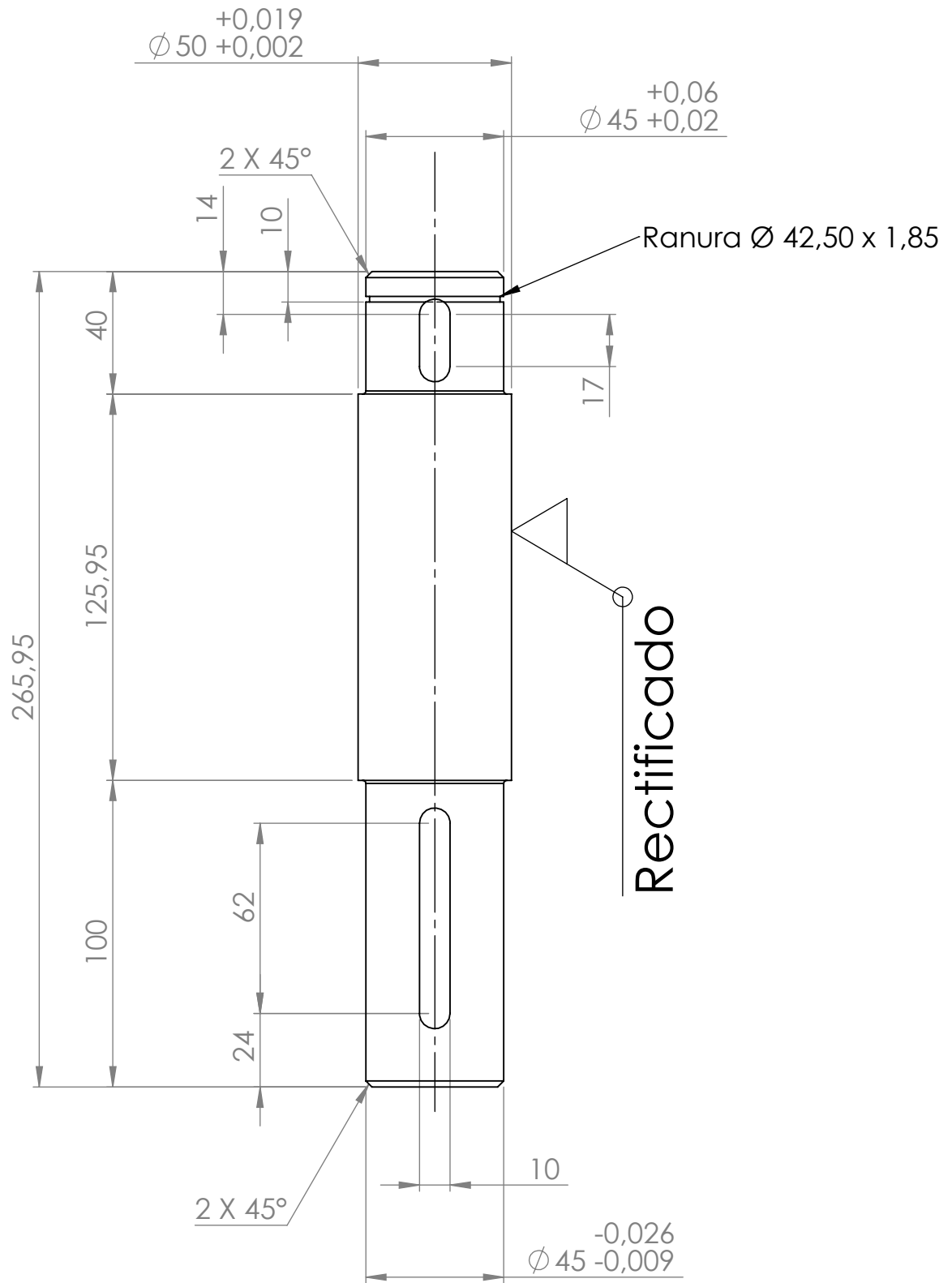
MATERIAL:	--
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-10-02-0000	02





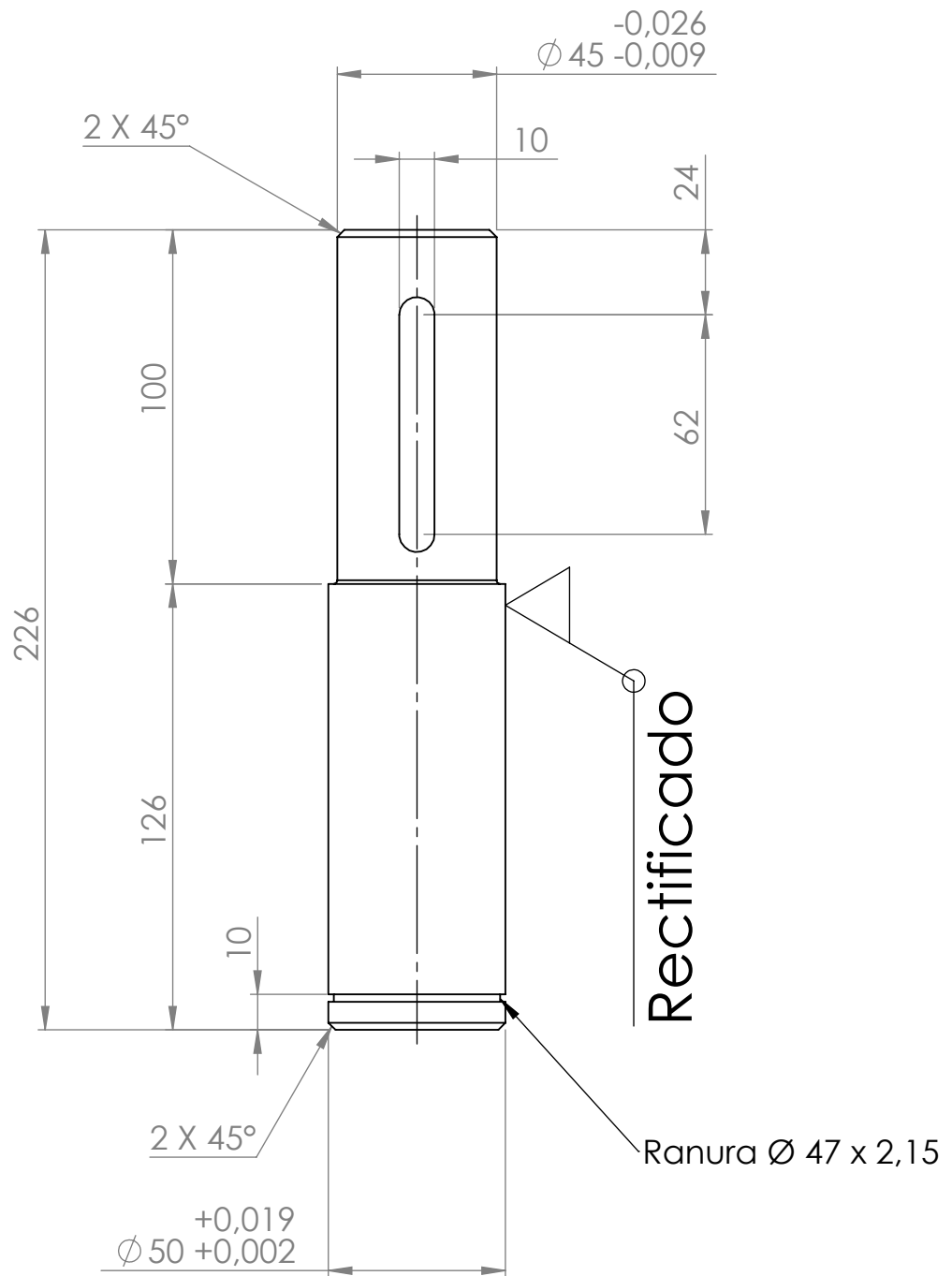
Caño  $\phi$  3" SCH 40

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM</p>		FECHA	NOMBRE		
	DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	<h3>EJE DE SINFIN DE CARGA</h3>		MATERIAL: ASTM A-53 GrB	
	1 : 2			CANTIDAD: 01	
	NORMA			PLANO	REVISIÓN
				M-10-02-0001	0


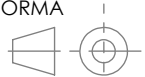


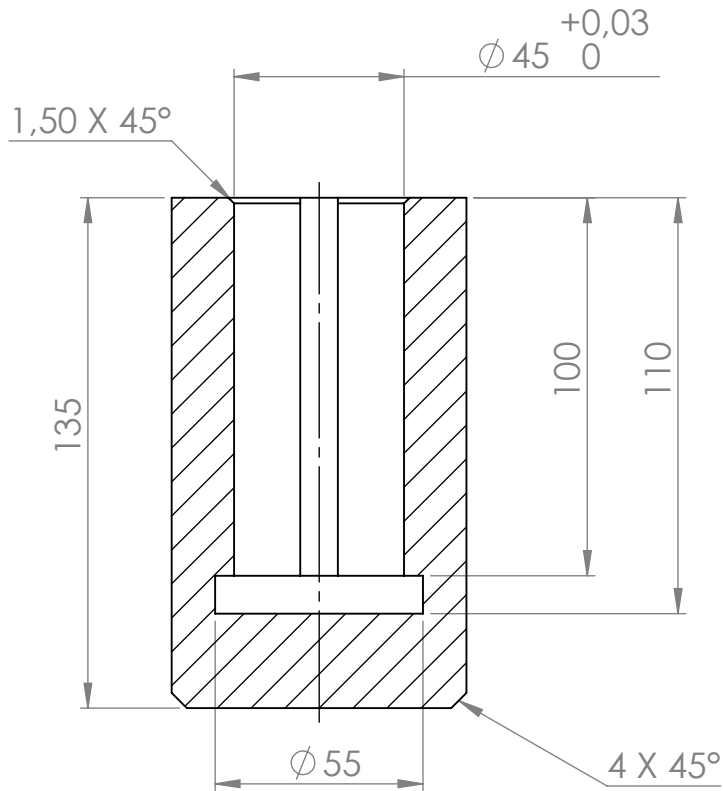
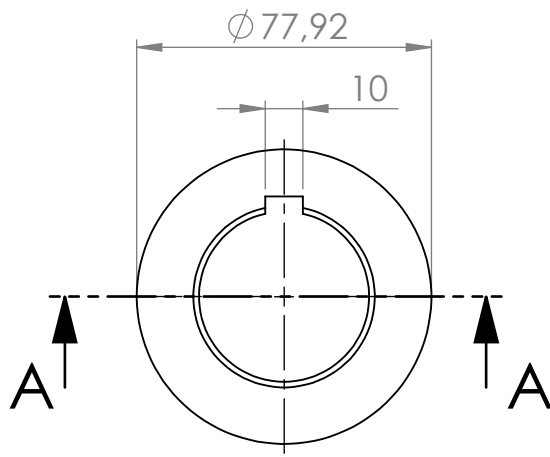
Profundidad del chavetero: 4  
Radios no indicados: 1

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>		FECHA	NOMBRE	
	DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	<h2>EJE DERECHO</h2>		MATERIAL: SAE-1045
	1 : 2			CANTIDAD: 01
	NORMA			PLANO M-10-02-0002
				



Profundidad del chavetero: 4  
 Radios no indicados: 1

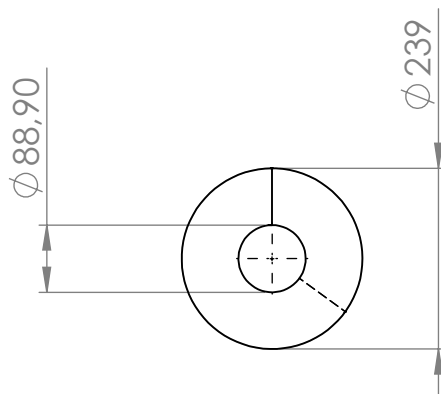
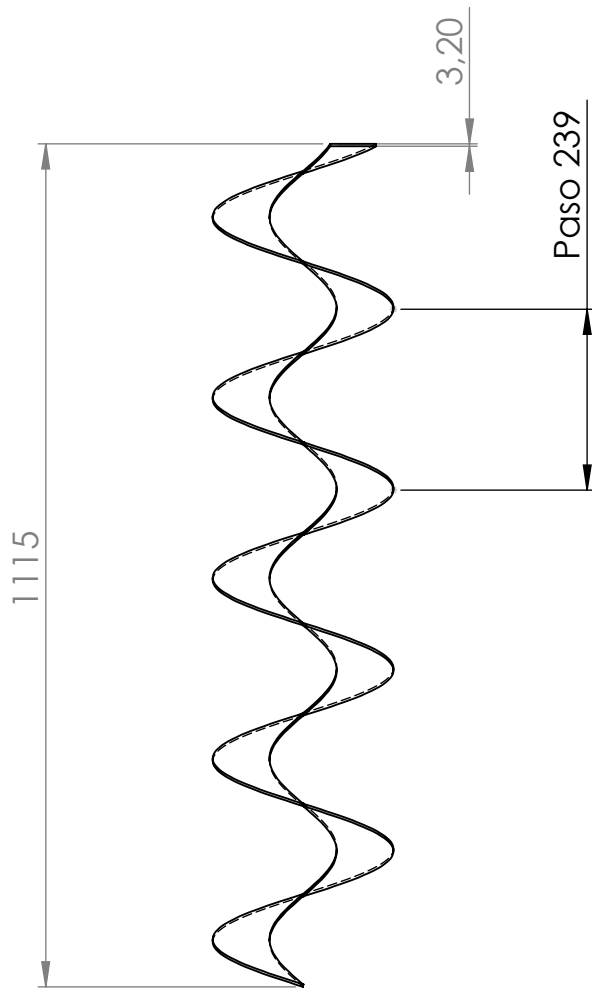
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	08/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	08/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	<b>EJE IZQUIERDO</b>		MATERIAL:
1 : 2	CANTIDAD:			01
NORMA			PLANO	REVISIÓN
			M-10-02-0003	02



## SECCIÓN A-A

Profundidad del chavetero: 4

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	02/11/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	02/11/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 2		MATERIAL: SAE-1045
NORMA			CANTIDAD: 01	
<p><b>EJE DE ACOPLE</b></p>			PLANO	REVISIÓN
			M-10-02-0004	0



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola



ESCALA	1 : 10
NORMA	

## ESPIRAL LARGO

MATERIAL: F-24

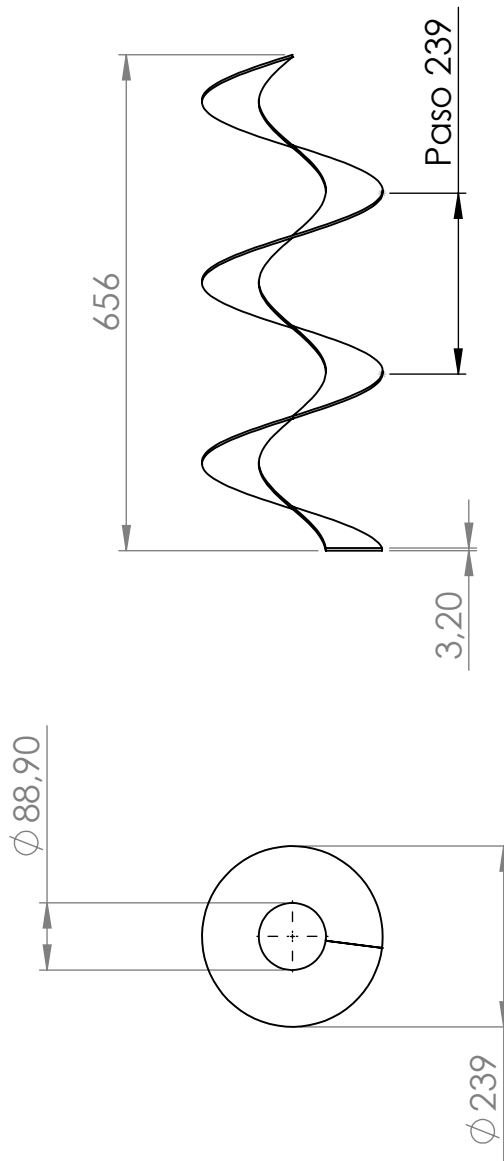
CANTIDAD: 01

PLANO  
M-10-02-0005

REVISIÓN  
0



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM		FECHA	NOMBRE	
	DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	<b>PALETA</b>		MATERIAL: F-24
	1 : 2			CANTIDAD: 02
	NORMA			PLANO M-10-02-0006
				REVISIÓN 0



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola



ESCALA	
1 : 10	
NORMA	

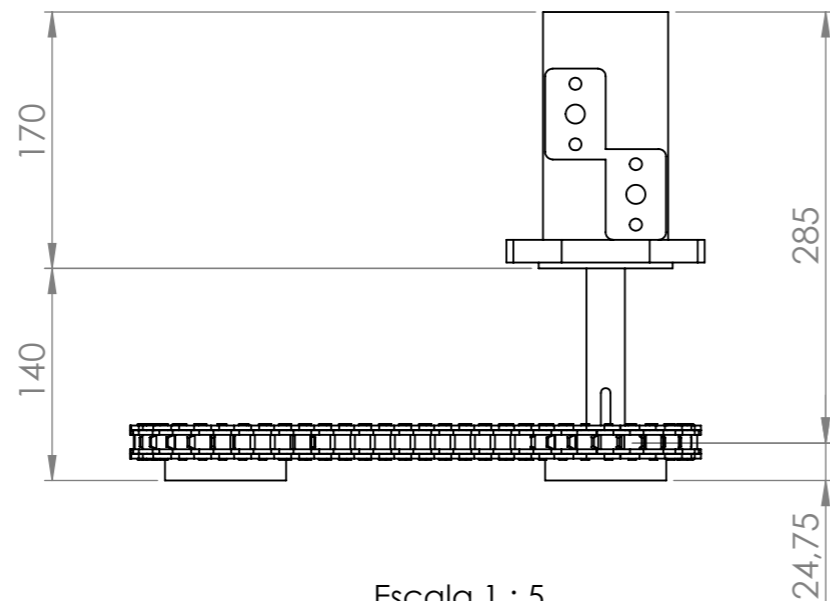
## ESPIRAL CORTO

MATERIAL: F-24

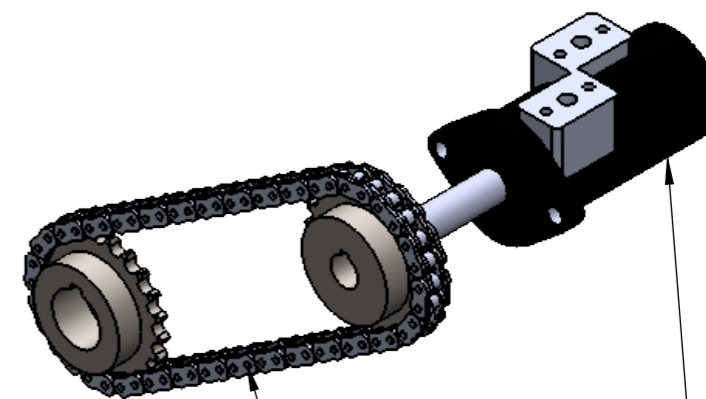
CANTIDAD: 01

PLANO  
M-10-02-0007

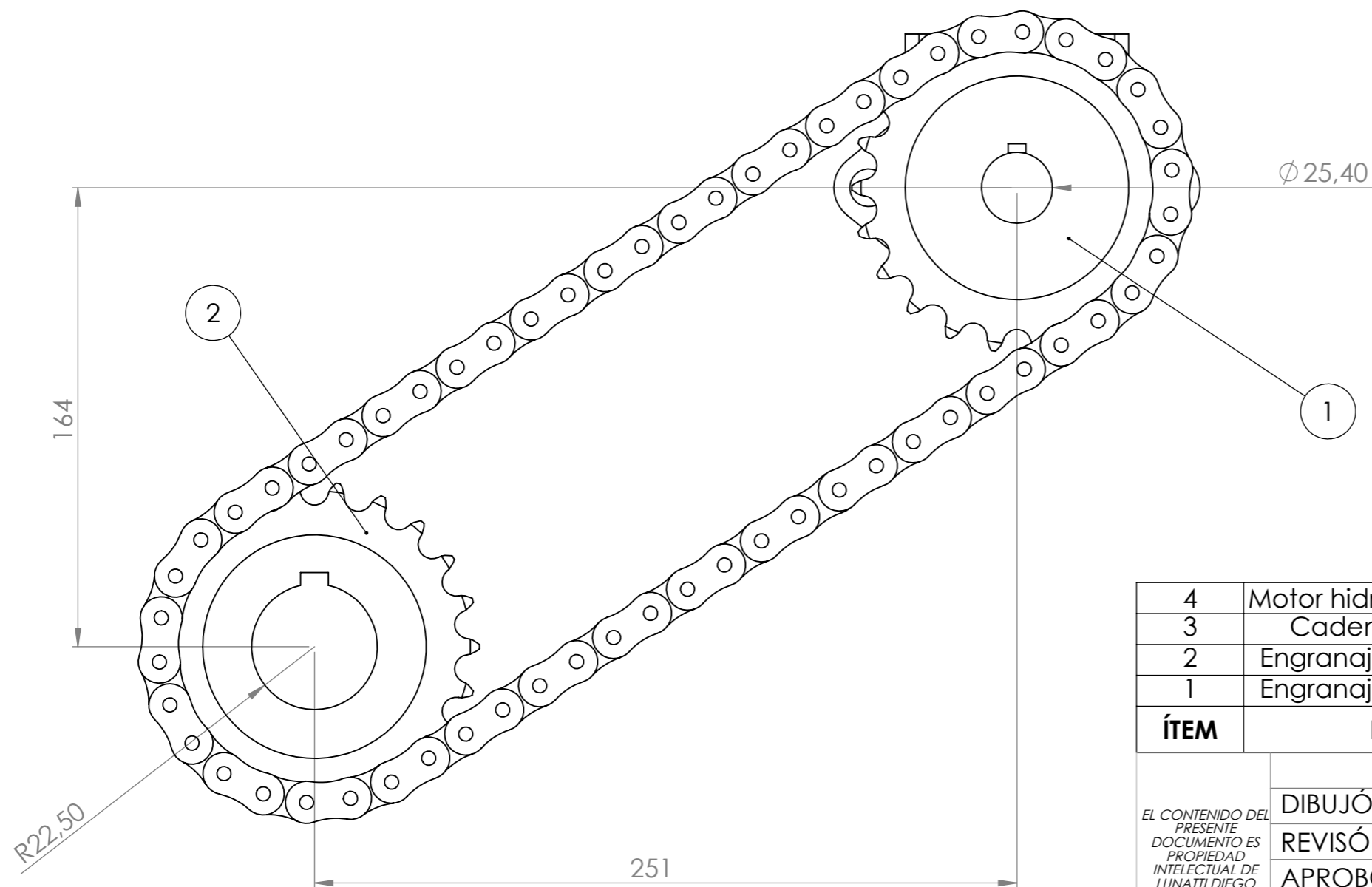
REVISIÓN  
0



Escala 1 : 5



Escala 1 : 5



4	Motor hidráulico orbital MOP-300	M-10-03-C002	Marca: Venturi
3	Cadena ASA-50 paso 5/8"	M-10-03-C001	
2	Engranaje 22 dientes paso 5/8"	M-10-03-0002	Para sinfín
1	Engranaje 22 dientes paso 5/8"	M-10-03-0001	Para motor
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	08/12/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	08/12/2021	M. Costamagna

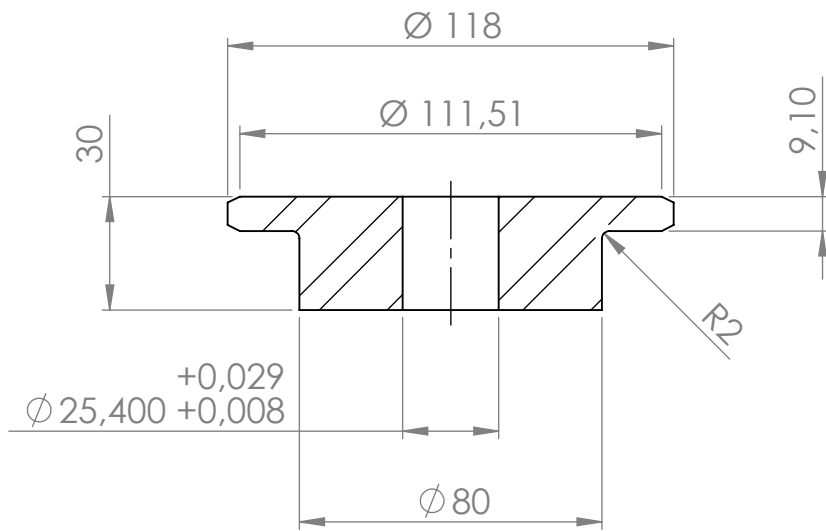
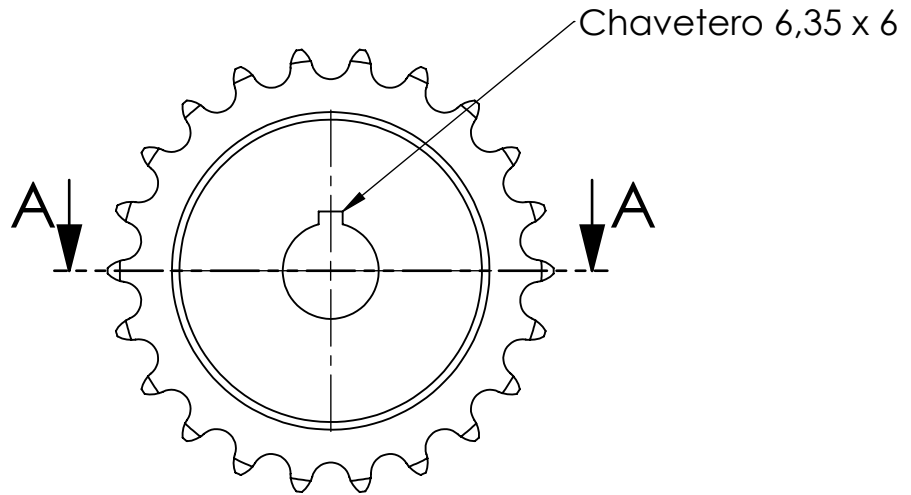


ESCALA	1 : 2
NORMA	

**SUBCONJUNTO SECUNDARIO  
TRANSMISIÓN DEL  
SINFÍN DE CARGA**



MATERIAL:	--
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-10-03-0000	02

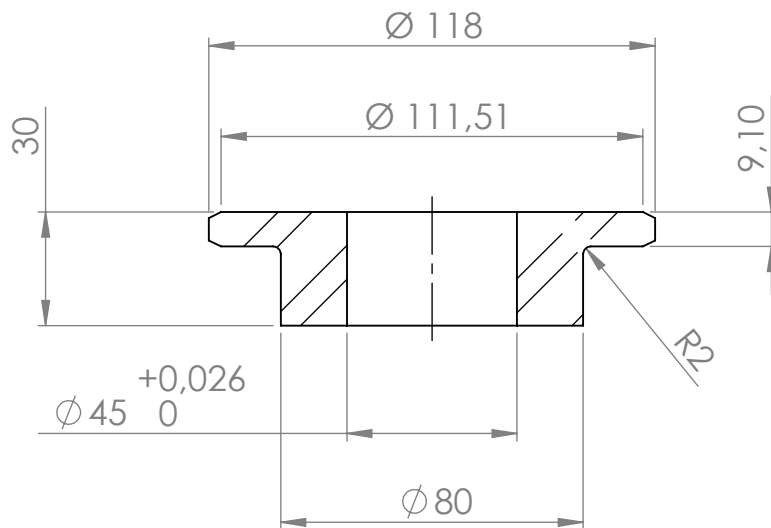
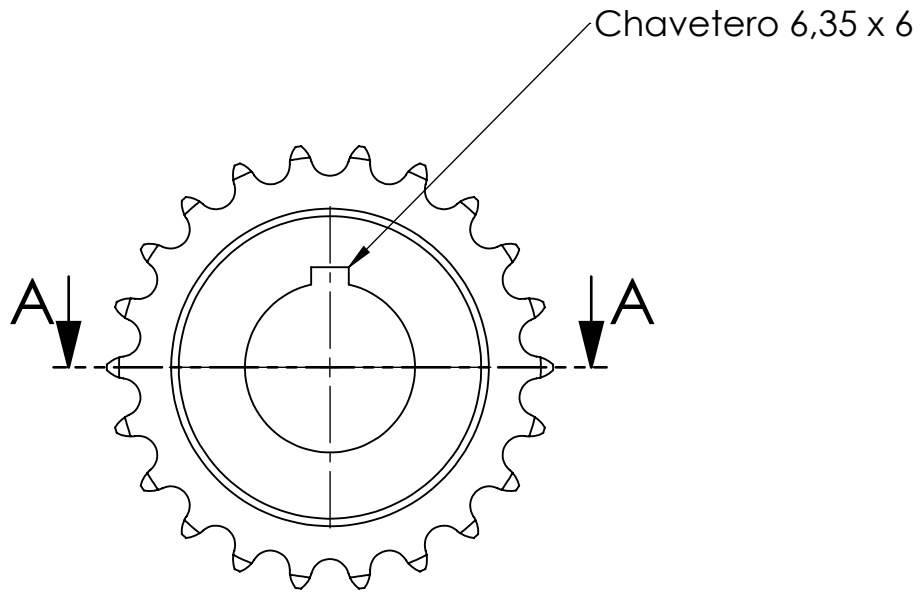




## SECCIÓN A-A



Z: 22 dientes  
 ASA-50  
 Paso: 5/8"

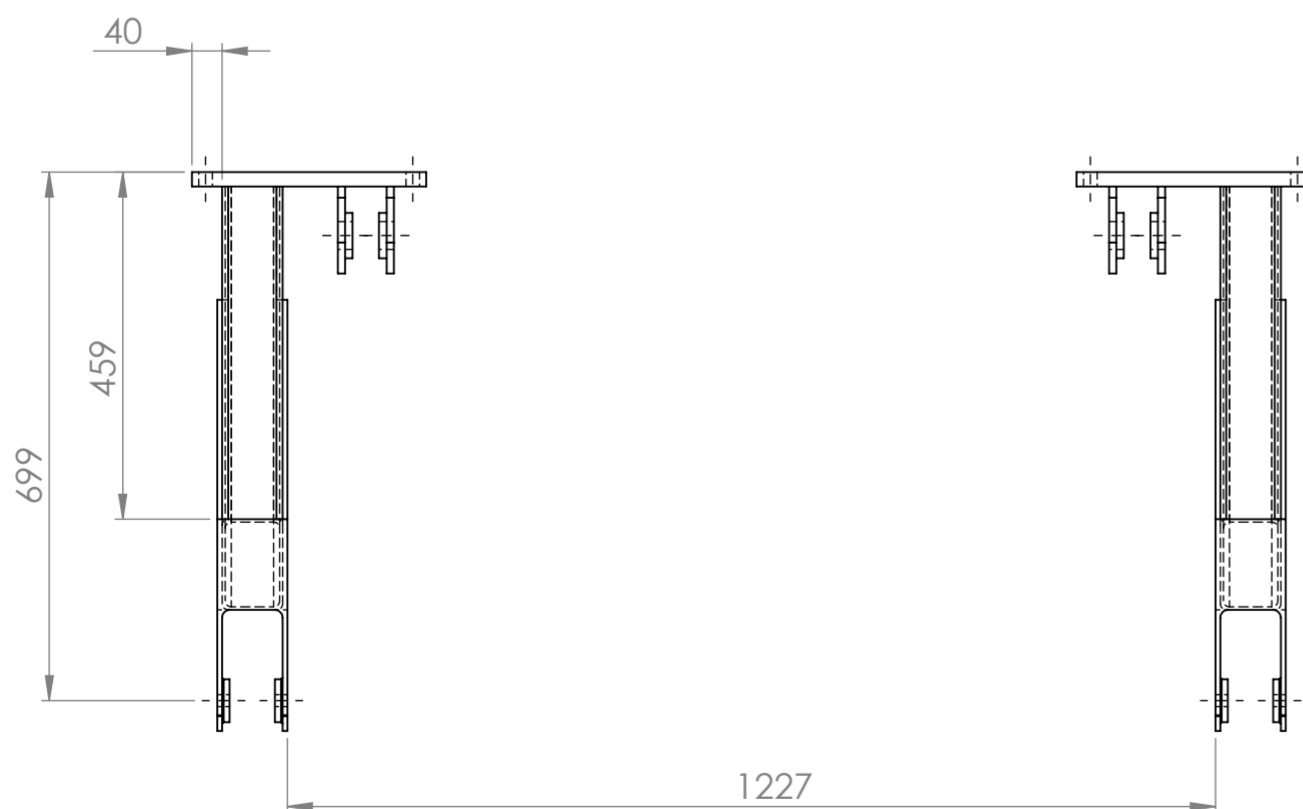
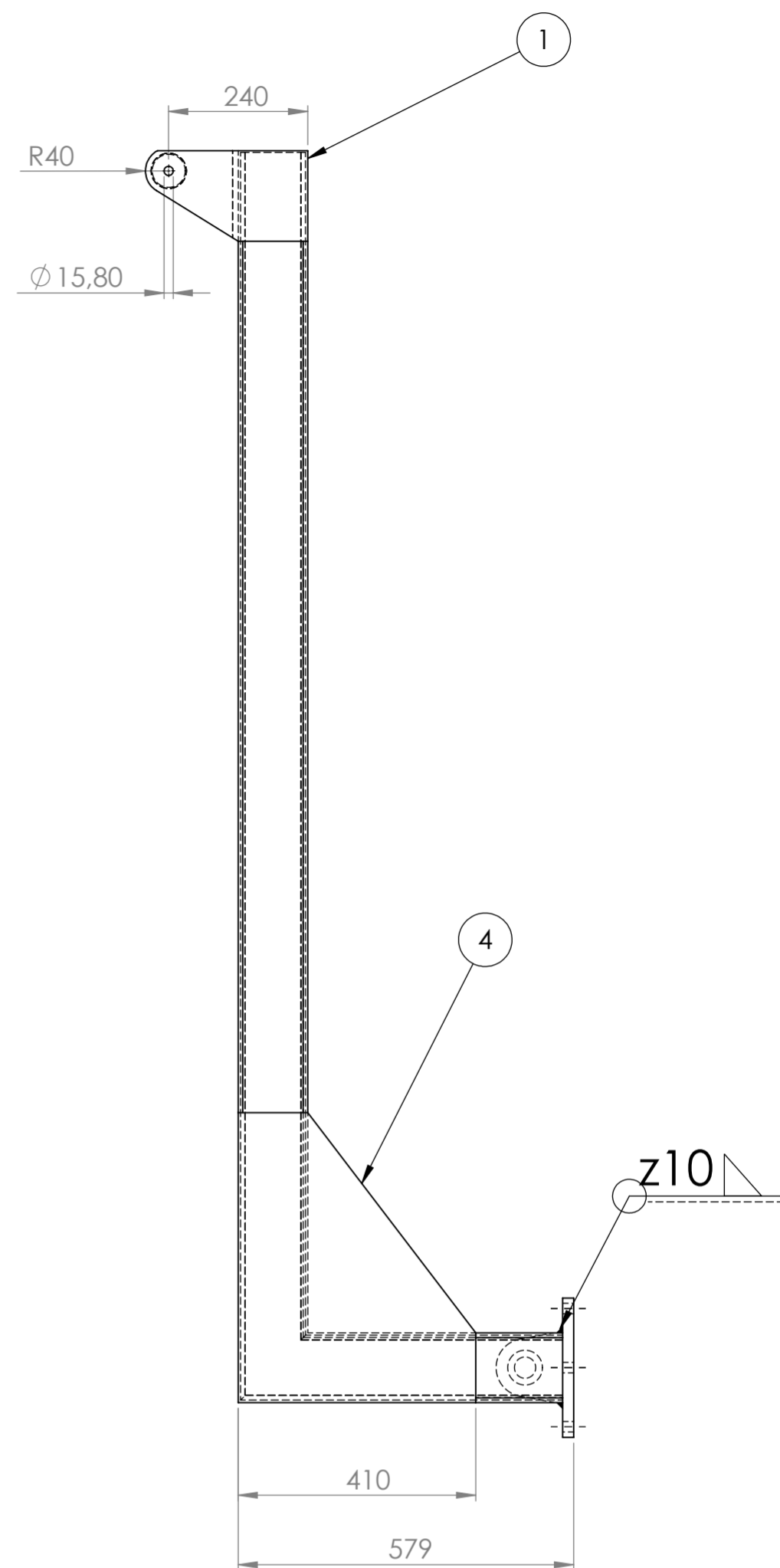
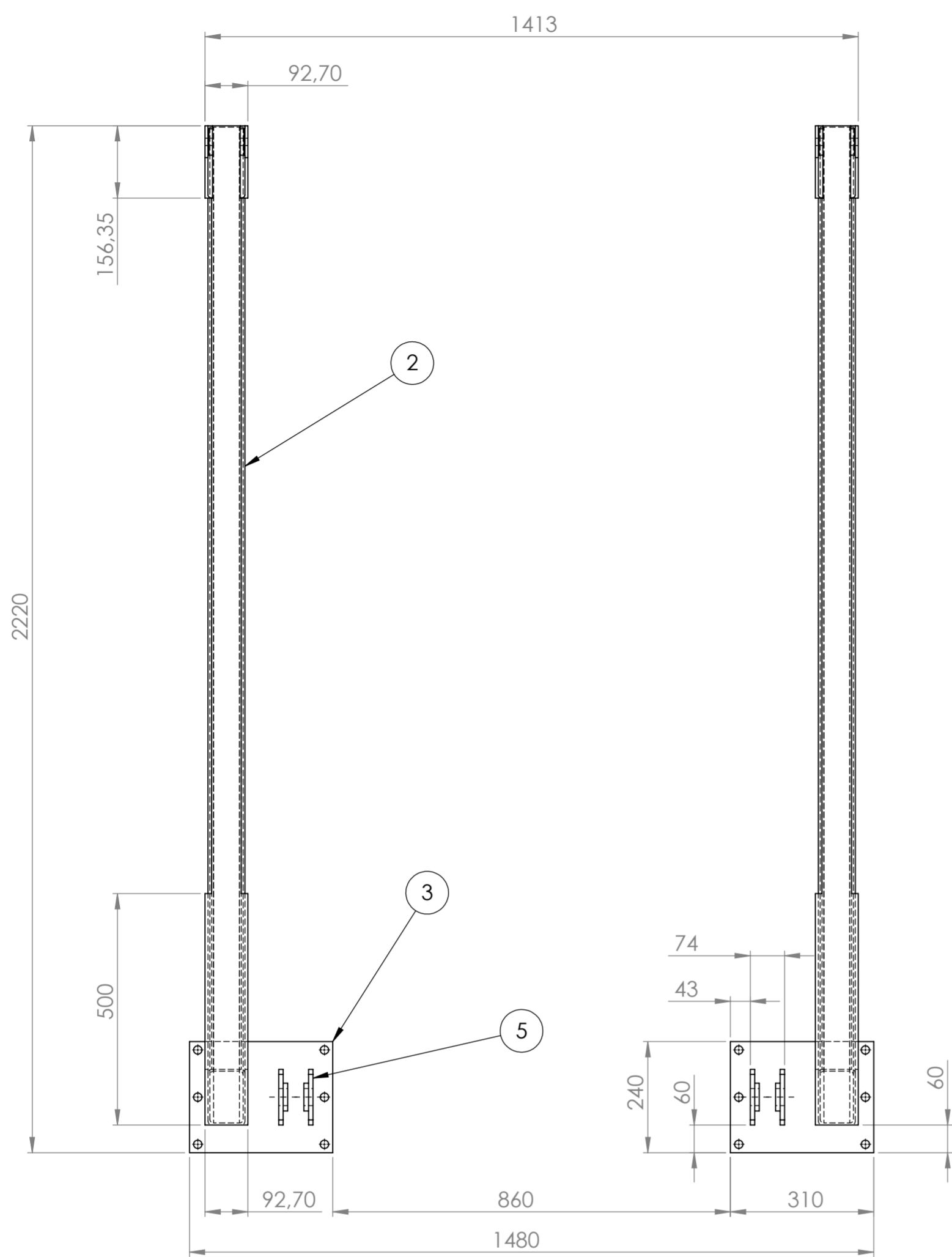
<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM</p>		FECHA	NOMBRE		
	DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola		
	ESCALA 1 : 2	<b>ENGRANAJE DE 22 DIENTES          PASO 5/8" PARA MOTOR</b>		MATERIAL: AISI-4140	
	NORMA 			CANTIDAD: 01	
				PLANO M-10-03-0001	REVISIÓN 01



## SECCIÓN A-A

Z: 22 DIENTES  
ASA-50  
PASO: 5/8"

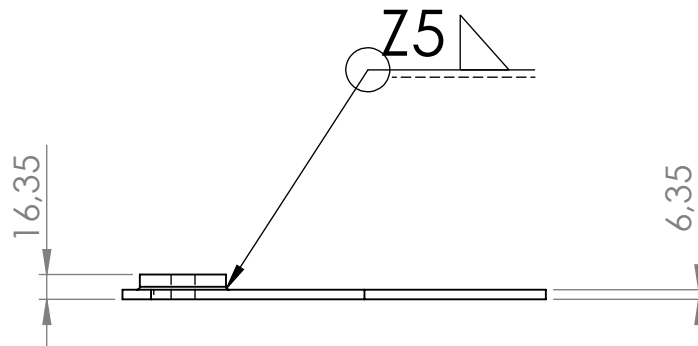
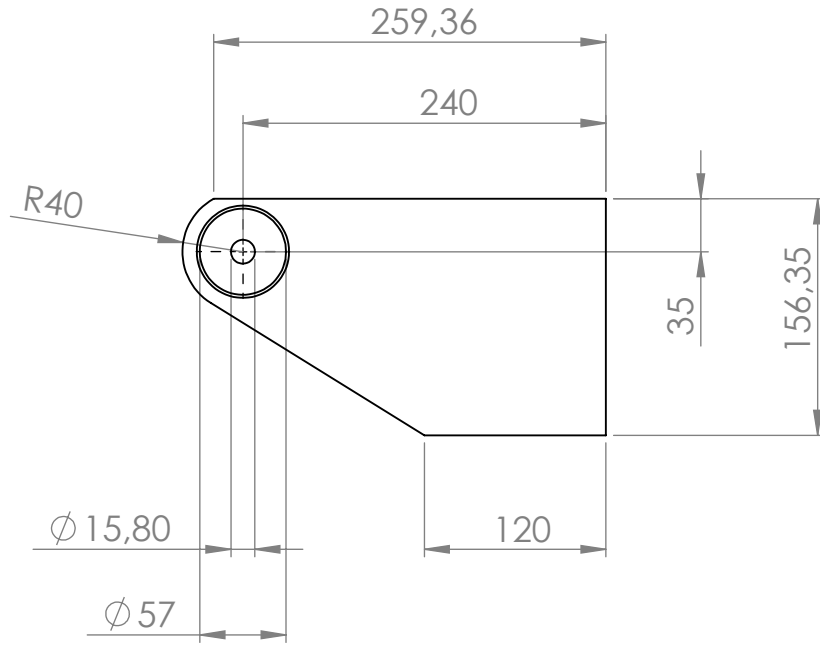
<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	09/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	08/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	08/12/2021	A. Di Cola	MATERIAL: AISI-4140
1 : 2	<b>ENGRANAJE DE 22 DIENTES PASO 5/8" PARA SINFÍN</b>			CANTIDAD: 01
NORMA				



5	Placa de unión	M-10-04-0005	
4	Refuerzo	M-10-04-0004	
3	Brida	M-10-04-0003	
2	Columna	M-10-04-0002	
1	Extremo superior	M-10-04-0001	

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES										
<table border="1"> <tr> <td rowspan="3" style="font-size: 8px;">           EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO. QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM.         </td> <td>DIBUJÓ</td> <td>FECHA</td> <td>NOMBRE</td> </tr> <tr> <td>REVISÓ</td> <td>18/12/2021</td> <td>M. Costamagna</td> </tr> <tr> <td>APROBÓ</td> <td>18/12/2021</td> <td>A. Di Cola</td> </tr> </table>				EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO. QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM.	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	REVISÓ	18/12/2021	M. Costamagna	APROBÓ	18/12/2021	A. Di Cola
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO. QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM.	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE										
	REVISÓ	18/12/2021	M. Costamagna										
	APROBÓ	18/12/2021	A. Di Cola										
ESCALA 1 : 10		<b>SUBCONJUNTO SECUNDARIO ESTRUCTURA N° 1</b>											
		MATERIAL: F-24 CANTIDAD: 01 PLANO: M-10-04-0000      REVISIÓN: 01											

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5



Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	09/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	09/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	09/12/2021	A. Di Cola



ESCALA	1 : 5
NORMA	

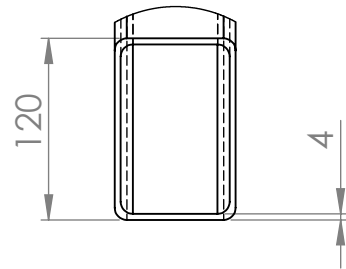
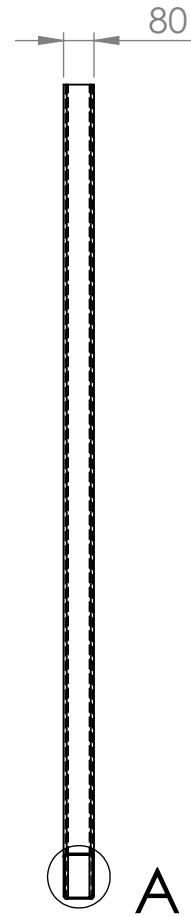
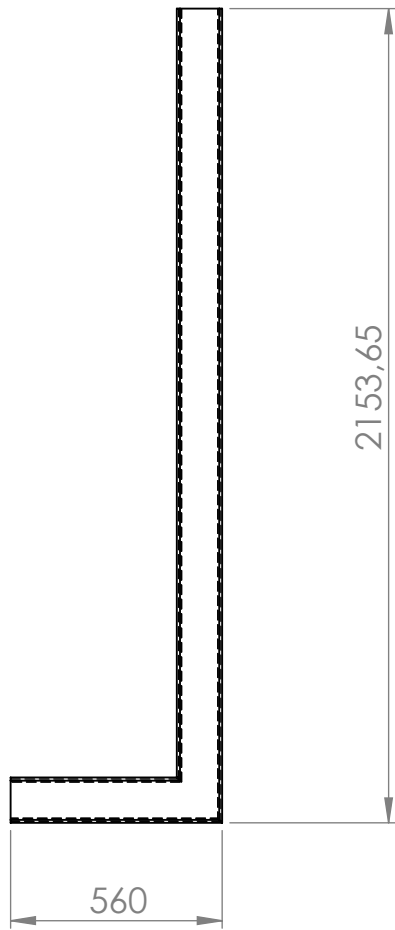
## EXTREMO SUPERIOR

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 04

PLANO  
M-10-04-0001

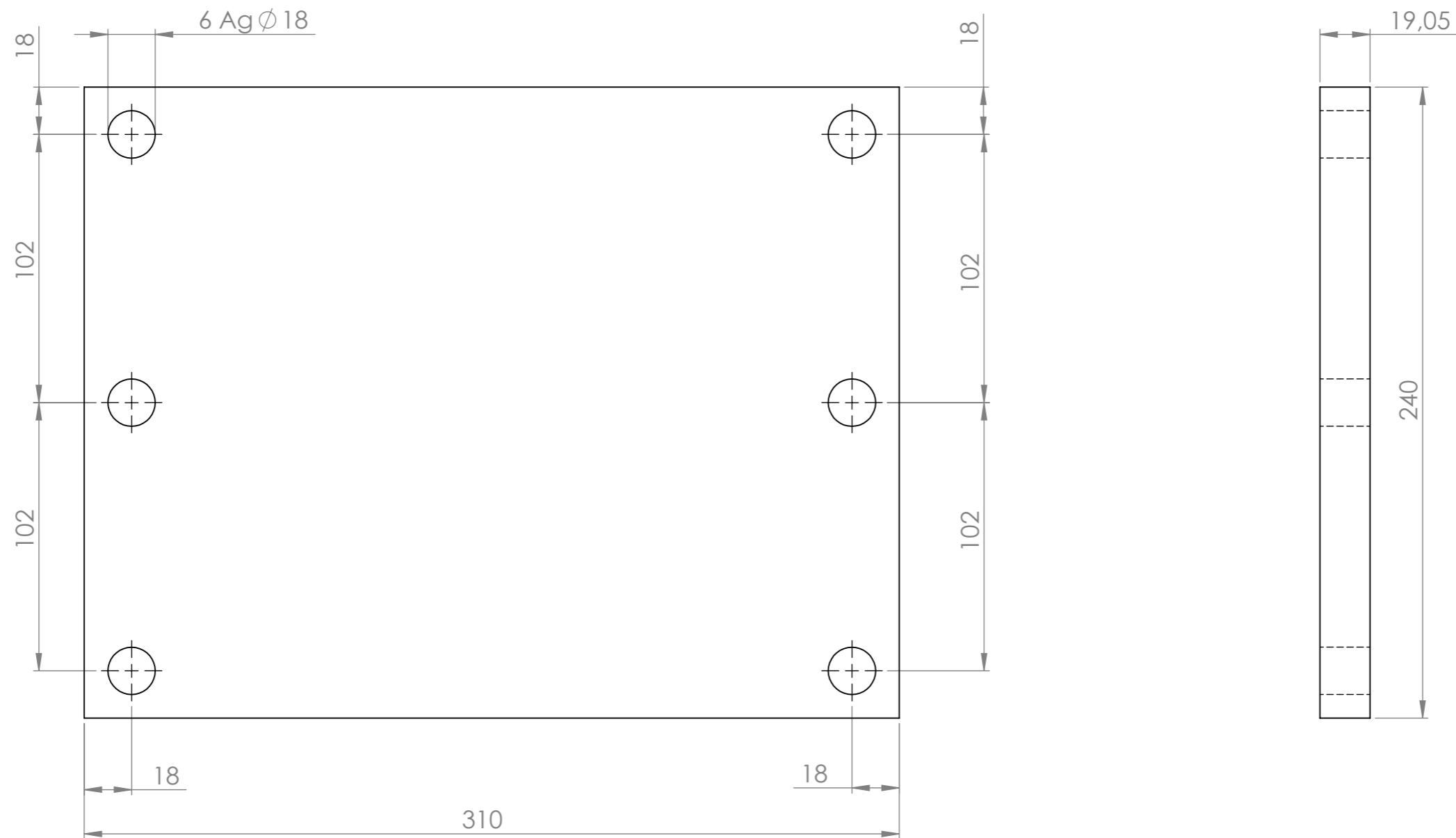
REVISIÓN  
01



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

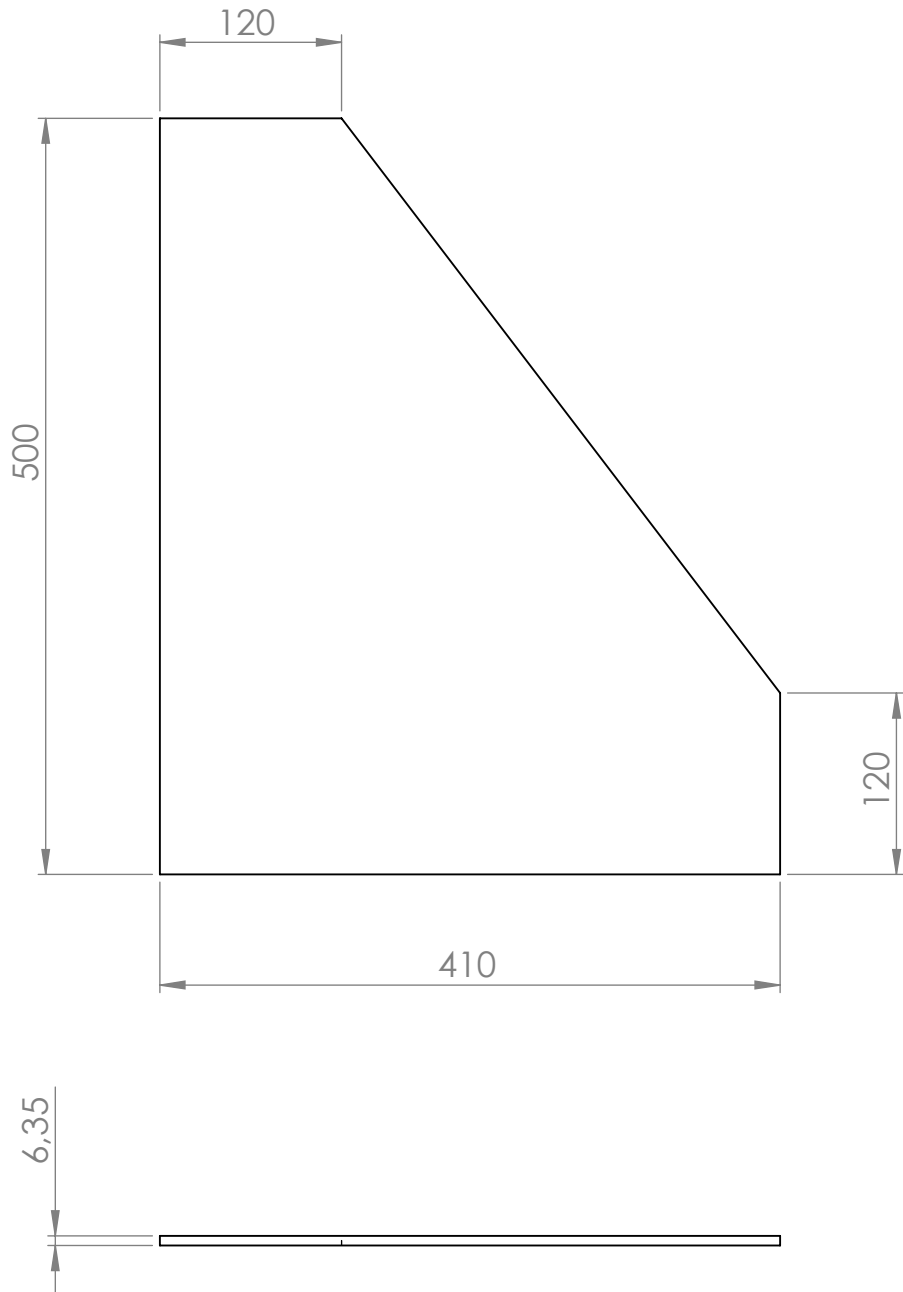
**DETALLE A**  
ESCALA 1 : 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	26/10/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	26/10/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	<b>COLUMNA</b>		MATERIAL: F-24
	1 : 20			CANTIDAD: 02
NORMA		PLANO	REVISIÓN	
		M-10-04-0002	0	



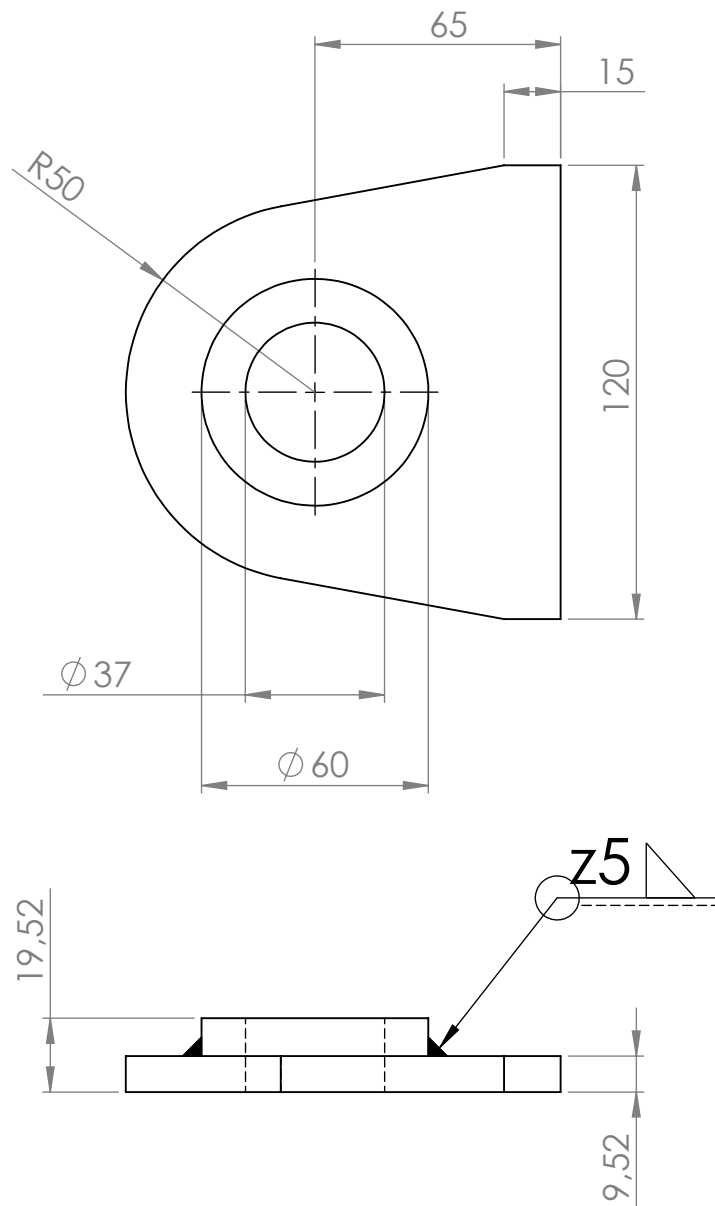
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	18/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	18/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	18/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA 1 : 2	<b>BRIDA</b>		MATERIAL: F-24
NORMA 			CANTIDAD: 02	
			PLANO M-10-04-0003	REVISIÓN 01



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

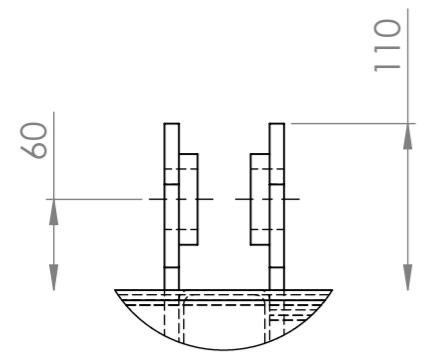
<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	26/10/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	26/10/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	26/10/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	1 : 5		<p><b>REFUERZO</b></p>	MATERIAL: F-24
NORMA			CANTIDAD: 04		
				PLANO M-10-04-0004	REVISIÓN 0



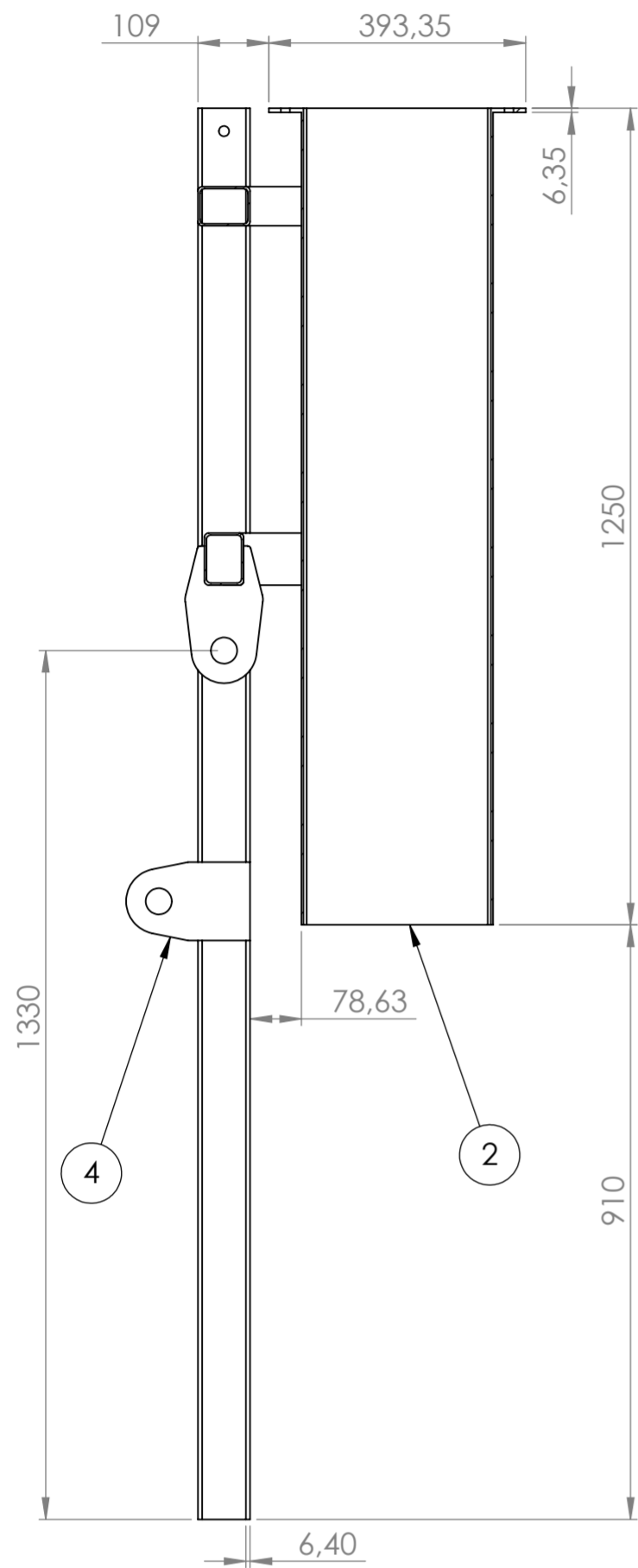
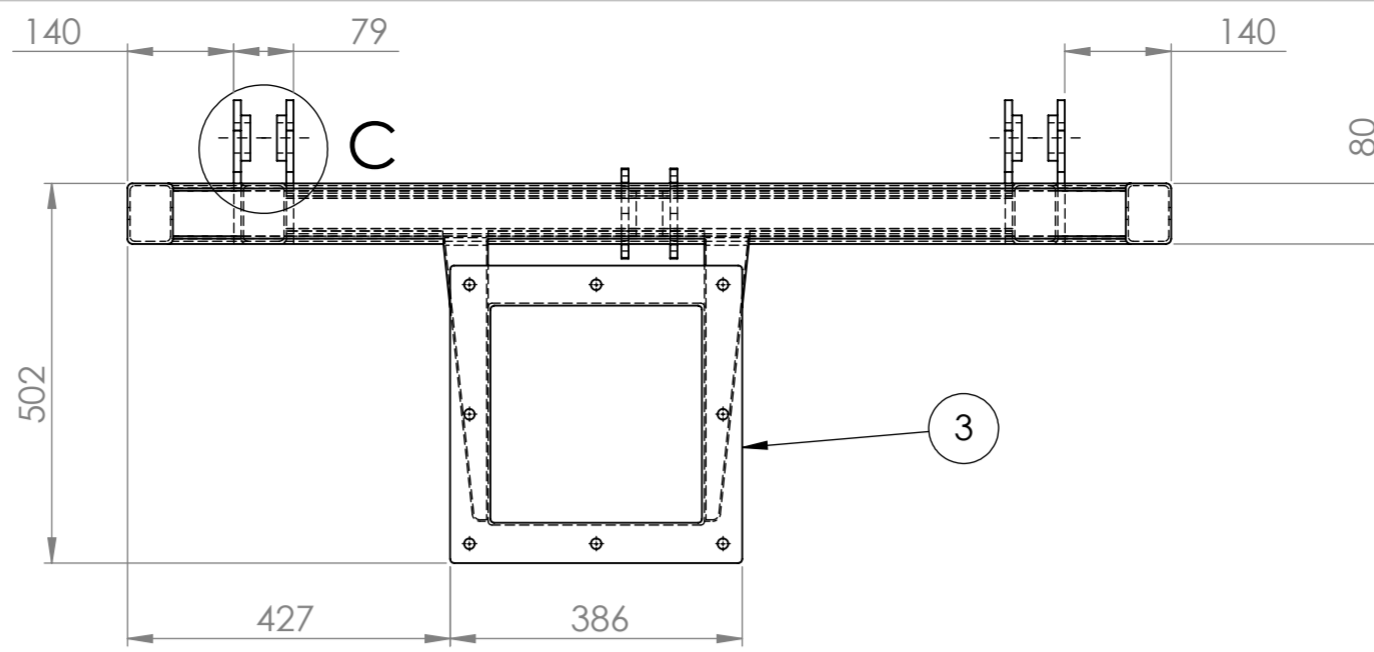
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	18/12/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	18/12/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	18/12/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	1 : 2		<p><b>PLACA DE UNIÓN</b></p>	MATERIAL: F-24
	NORMA				CANTIDAD: 04
				PLANO M-10-04-0005	REVISIÓN 0

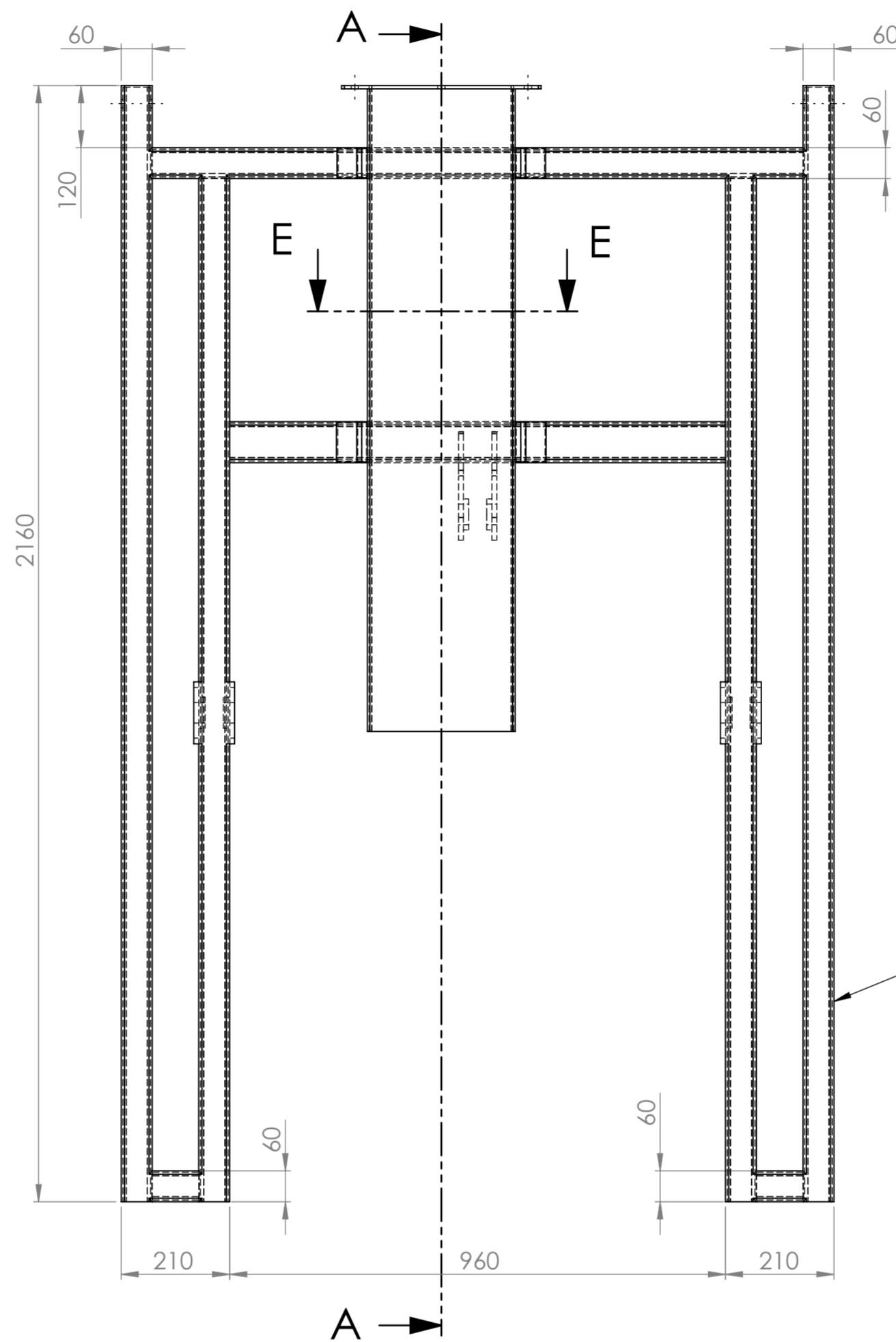




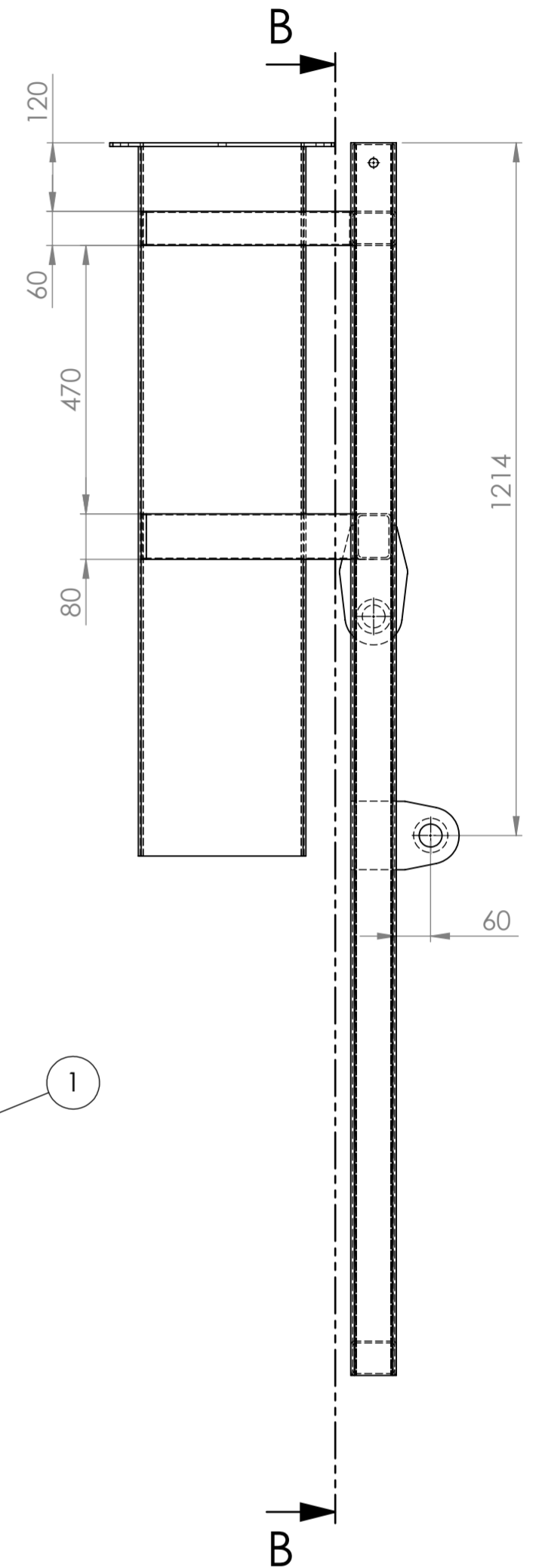
DETALLE C  
ESCALA 1 : 5



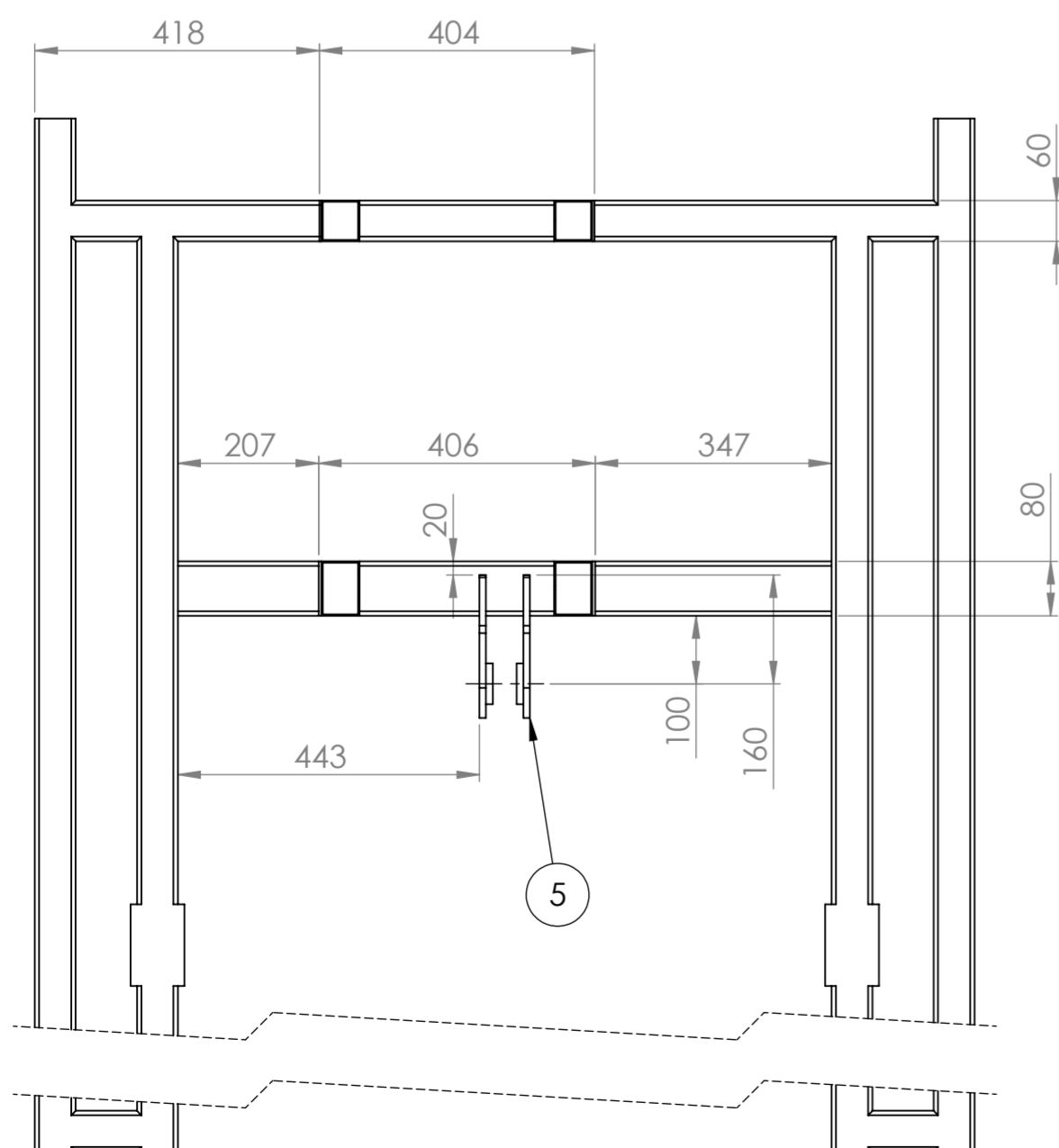
SECCIÓN A-A



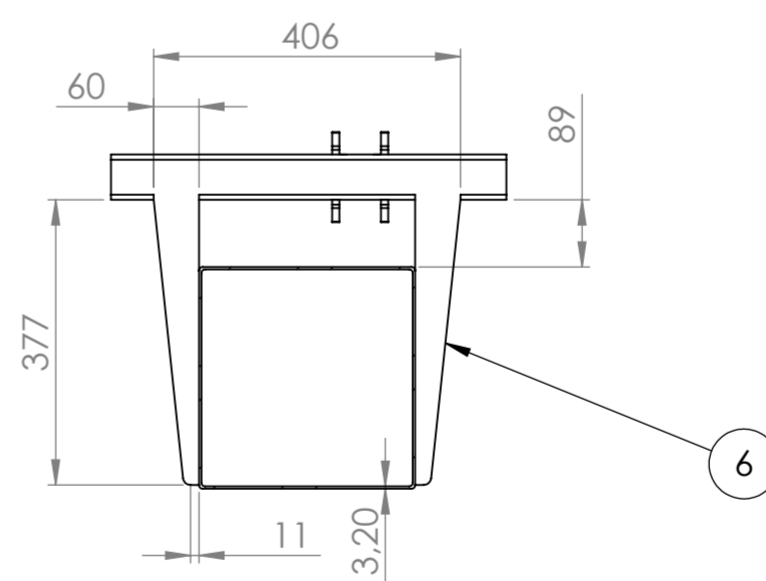
SECCIÓN B-B



SECCIÓN E-E



SECCIÓN B-B



Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

6	Soporte de guía	M-10-05-0006	
5	Unión de cilindro 2	M-10-05-0005	
4	Unión de cilindro 1	M-10-05-0004	
3	Brida	M-10-05-0003	
2	Guía de ducto de carga	M-10-05-0002	
1	Cuerpo	M-10-05-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM		FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	29/10/2021	Diego Lunatti	
REVISÓ	29/10/2021	M. Costamagna	
APROBÓ	29/10/2021	A. Di Cola	
ESCALA	1 : 10		
NORMA			



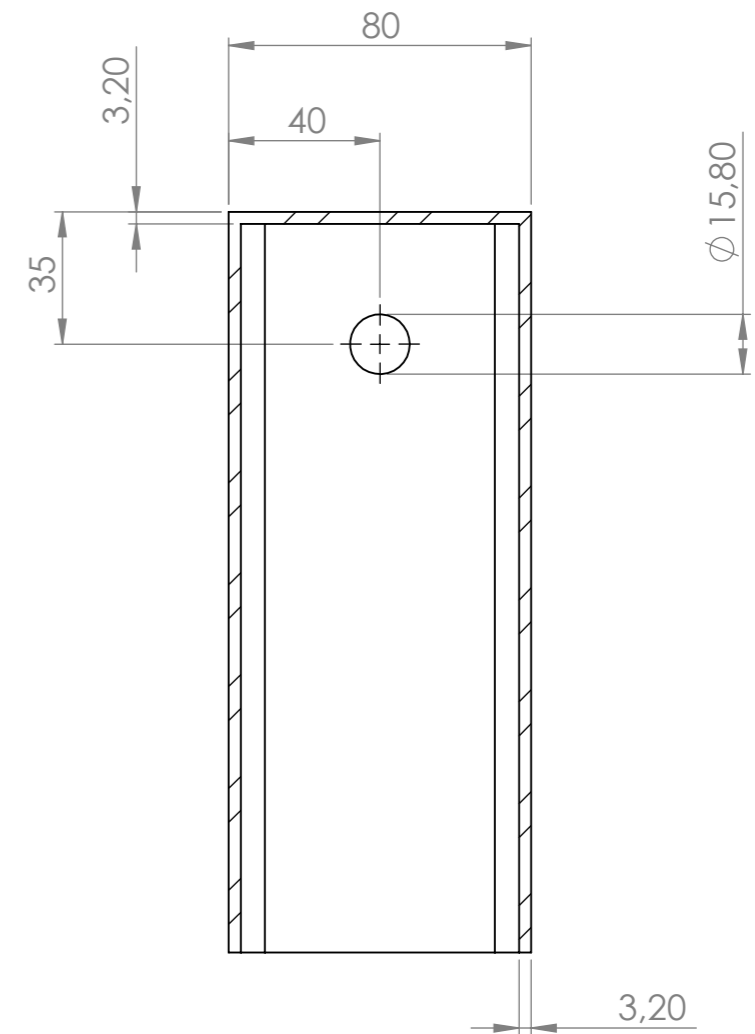
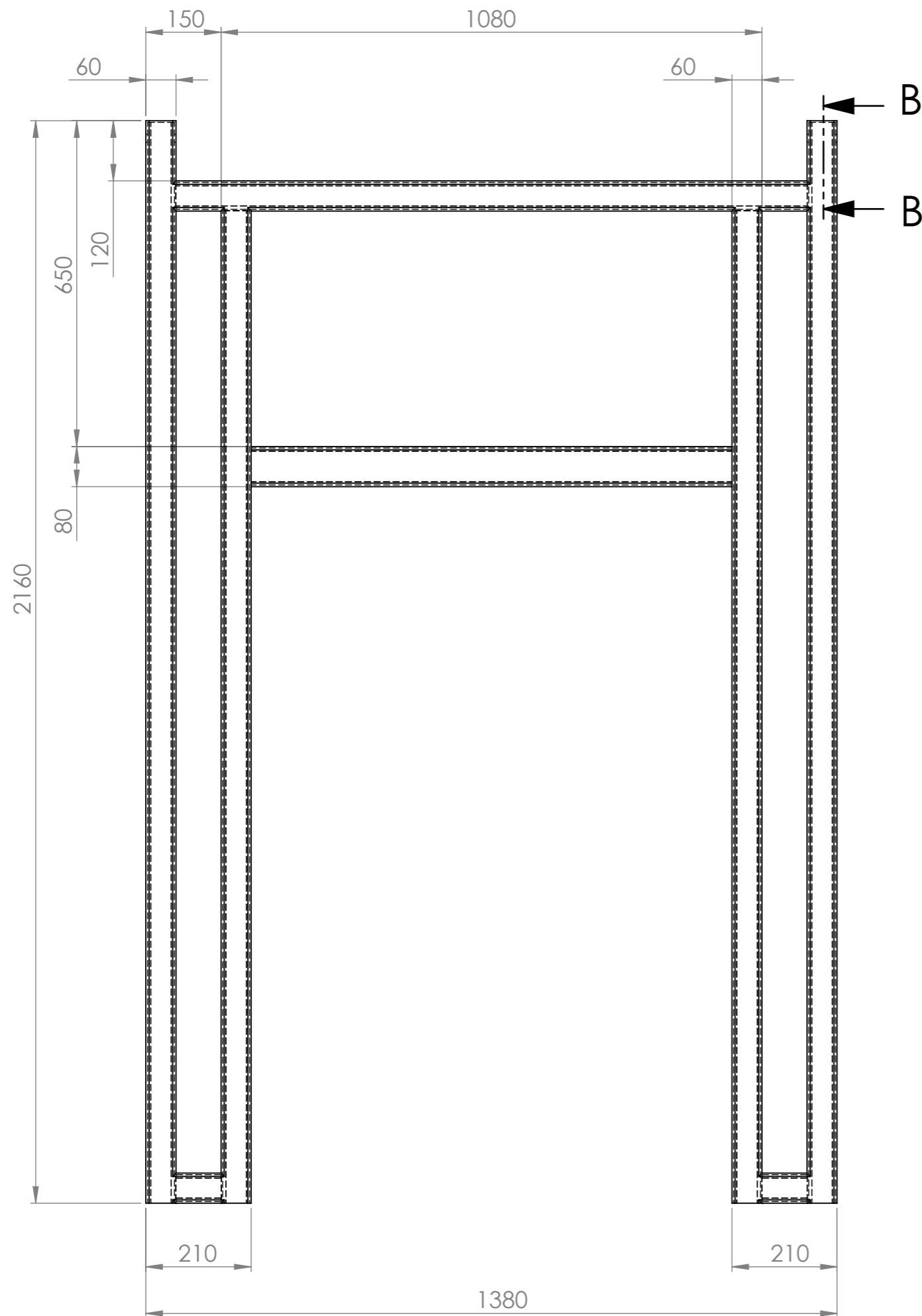
**SUBCONJUNTO SECUNDARIO  
ESTRUCTURA N° 2**

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO M-10-05-0000

REVISIÓN 0



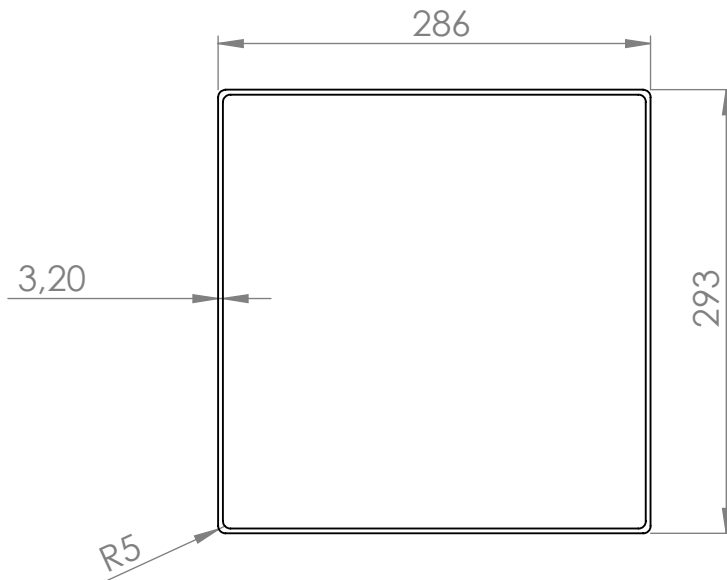
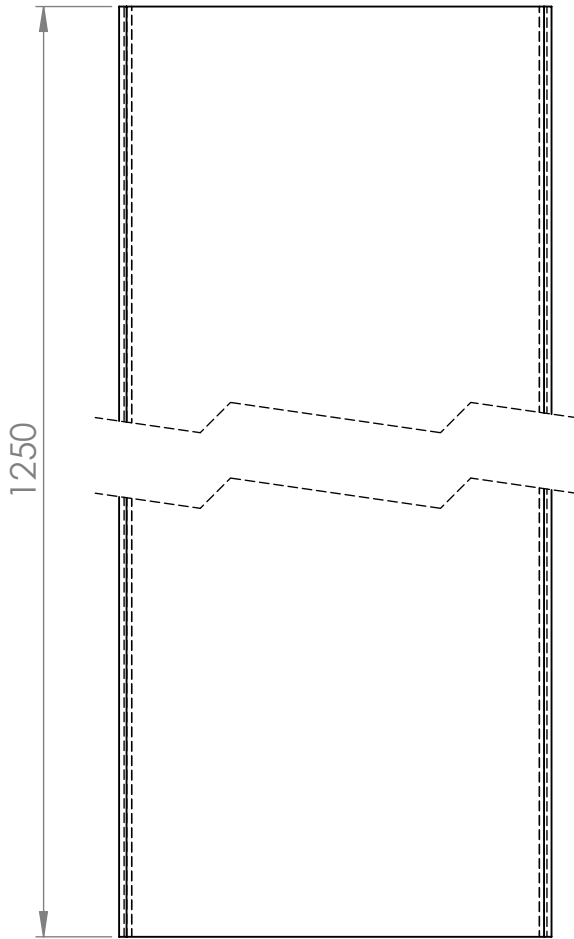
**SECCIÓN B-B**  
ESCALA 1 : 2

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	29/10/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	29/10/2021	M. Costamagna
	APROBÓ	29/10/2021	A. Di Cola
	ESCALA	<b>CUERPO</b>	
	1 : 10		
	NORMA		

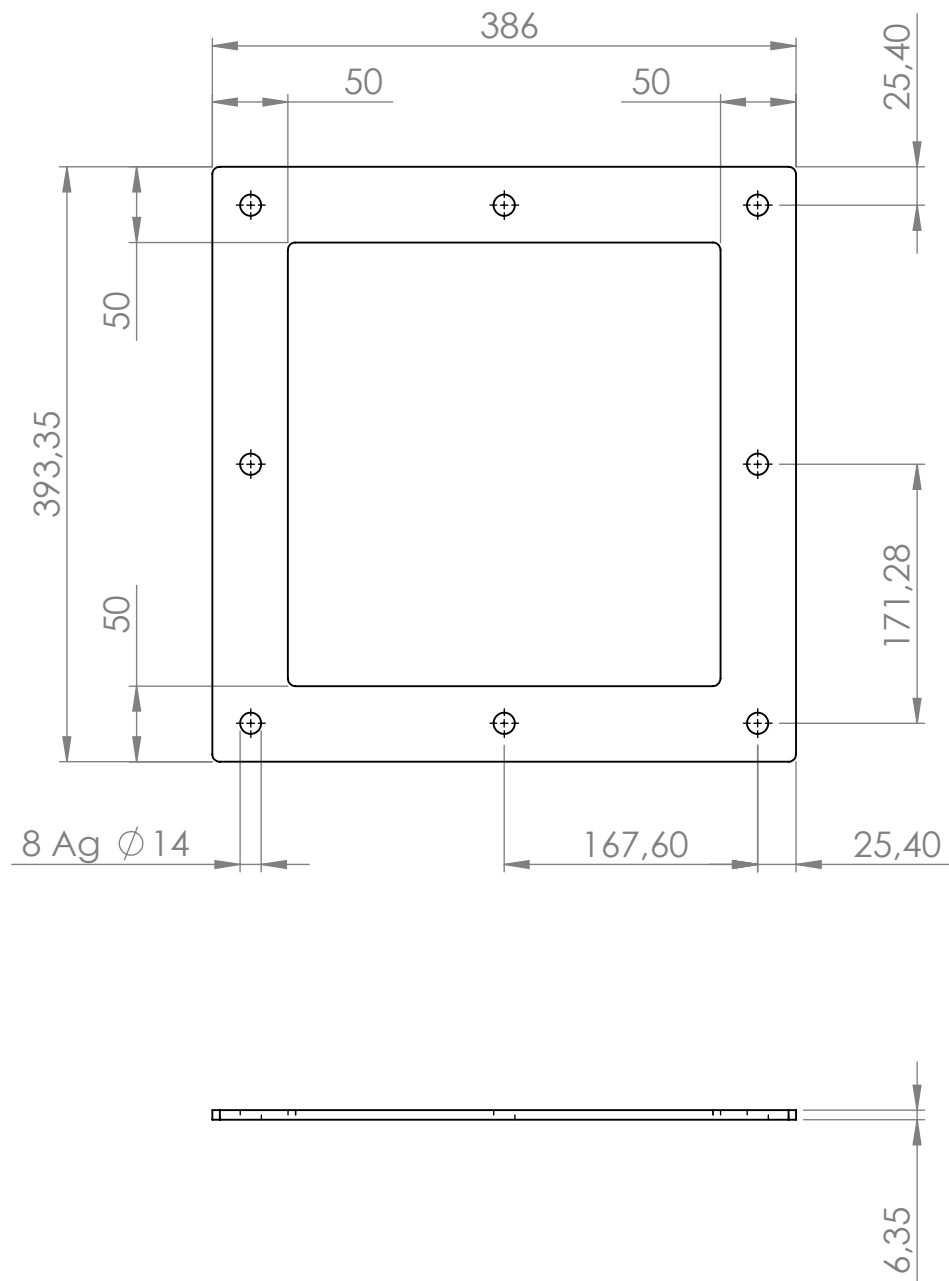


MATERIAL:	Caño estructural 60 x 80 x 3,20 F-24
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-10-05-0001	0



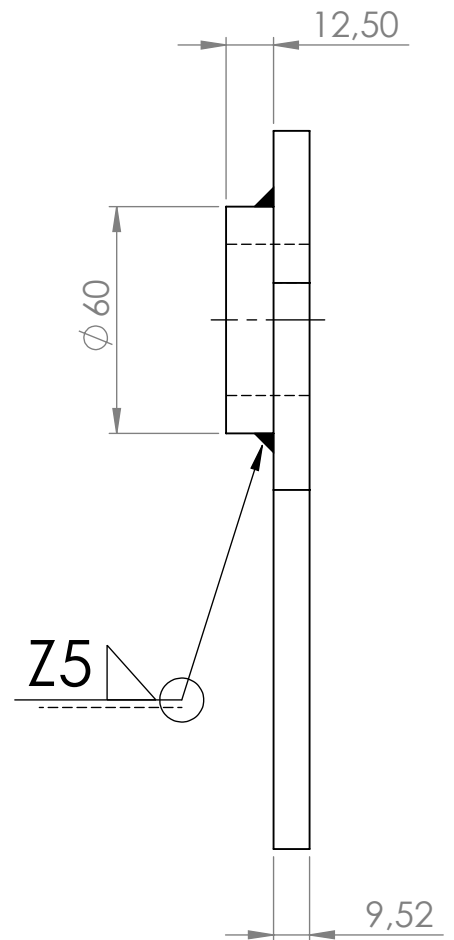
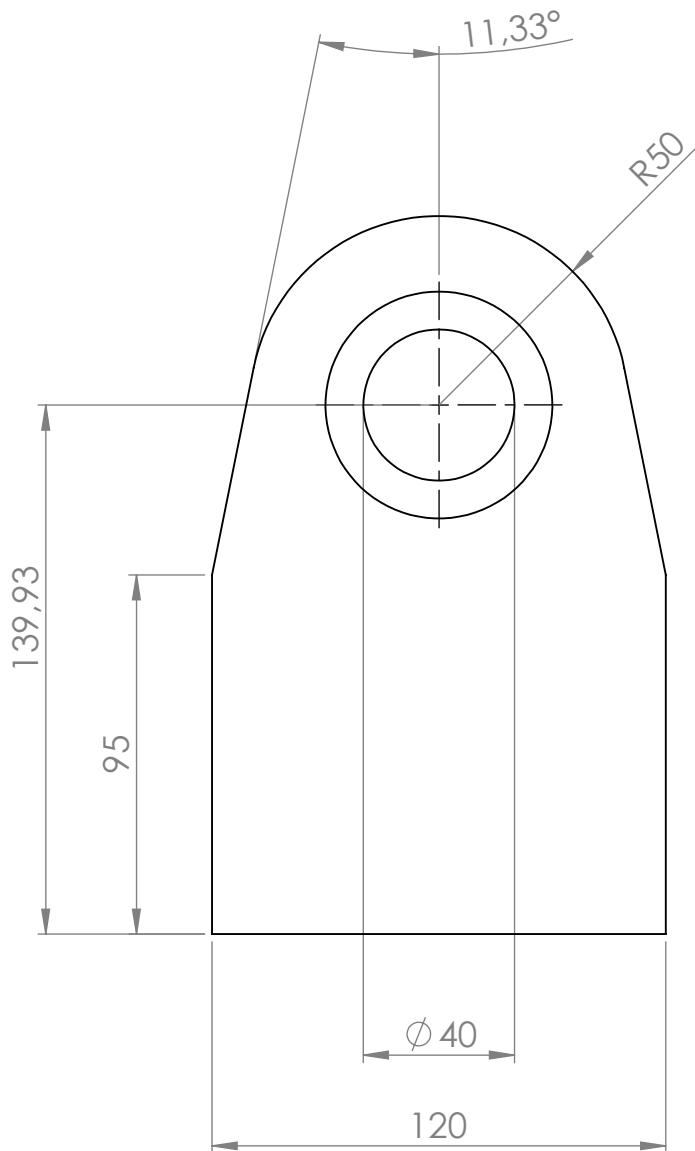
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	29/10/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	29/10/2021	M. Costamagna		
	ESCALA	1 : 5	<p><b>GUÍA DE DUCTO DE CARGA</b></p>		MATERIAL: F-24
NORMA		CANTIDAD: 01			
				PLANO	REVISIÓN
				M-10-05-0002	0



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	29/10/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	29/10/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	29/10/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	<b>BRIDA</b>		MATERIAL: F-24
1 : 5	CANTIDAD: 02			
NORMA			PLANO	REVISIÓN
			M-10-05-0003	0



Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	09/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	09/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	09/12/2021	A. Di Cola



ESCALA	1 : 2
NORMA	

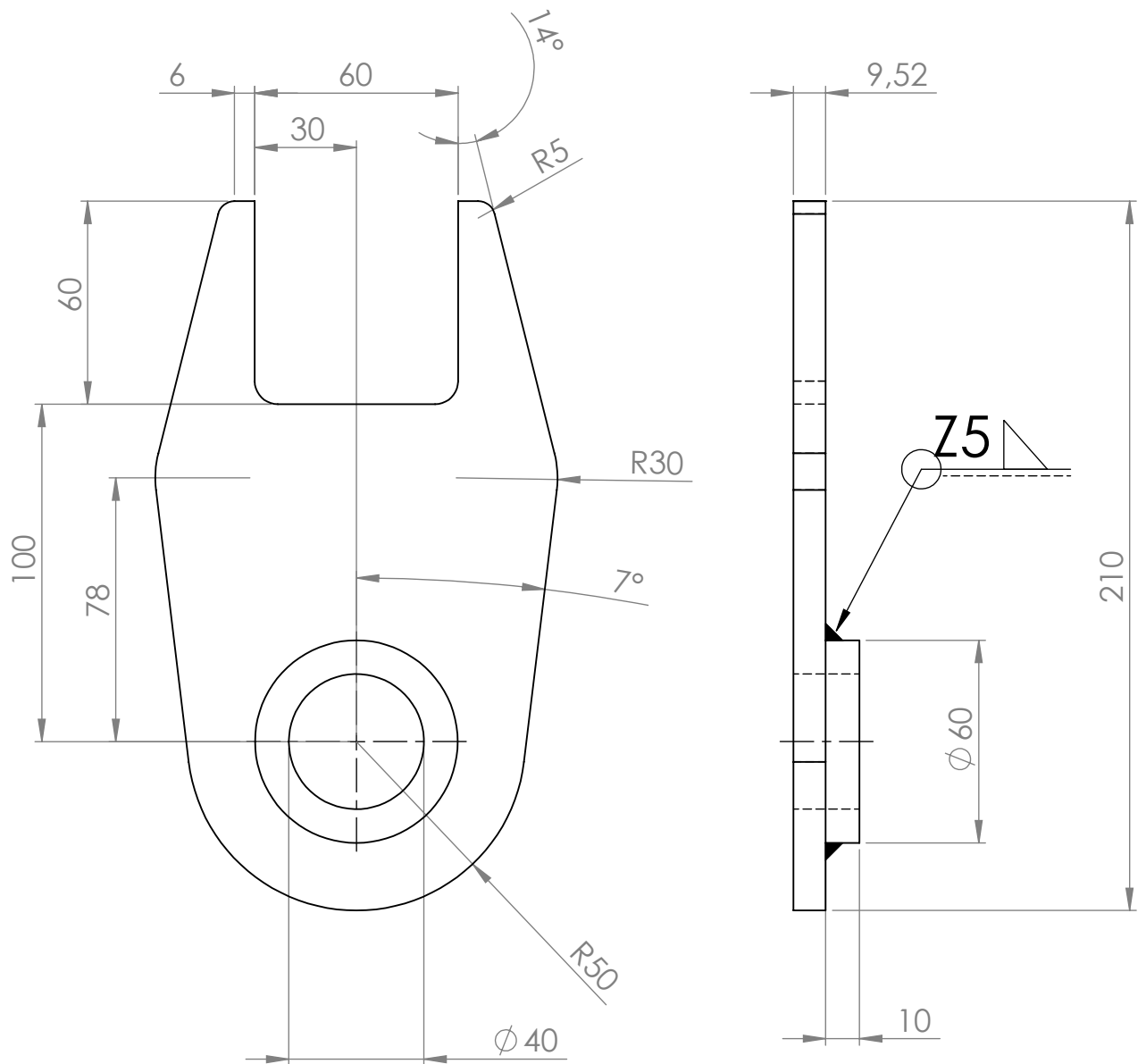
**UNIÓN DE CILINDRO 1**

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 04

PLANO  
M-10-05-0004

REVISIÓN  
01



Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	09/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	09/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	09/12/2021	A. Di Cola



ESCALA	1 : 2
NORMA	

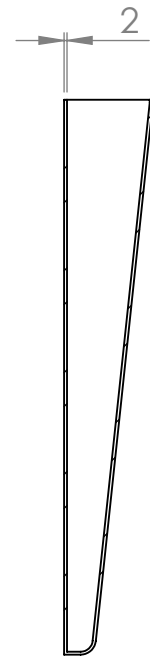
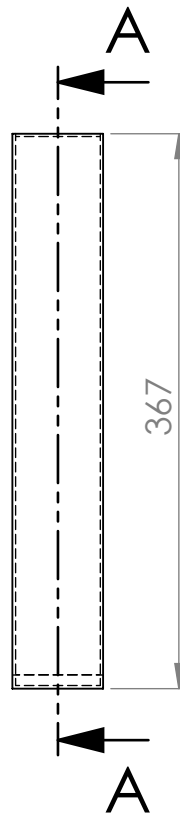
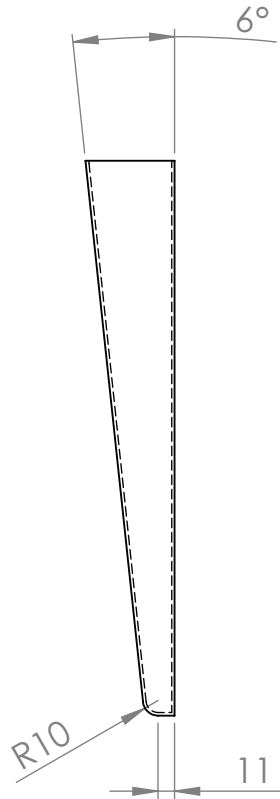
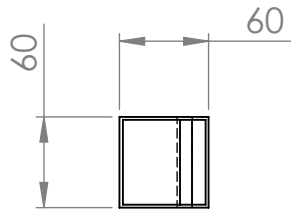
**UNIÓN DE CILINDRO 2**

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 02

PLANO  
M-10-05-0005

REVISIÓN  
01



SECCIÓN A-A

Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	29/10/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	29/10/2021	M. Costamagna
APROBÓ	29/10/2021	A. Di Cola



ESCALA	1 : 5
NORMA	

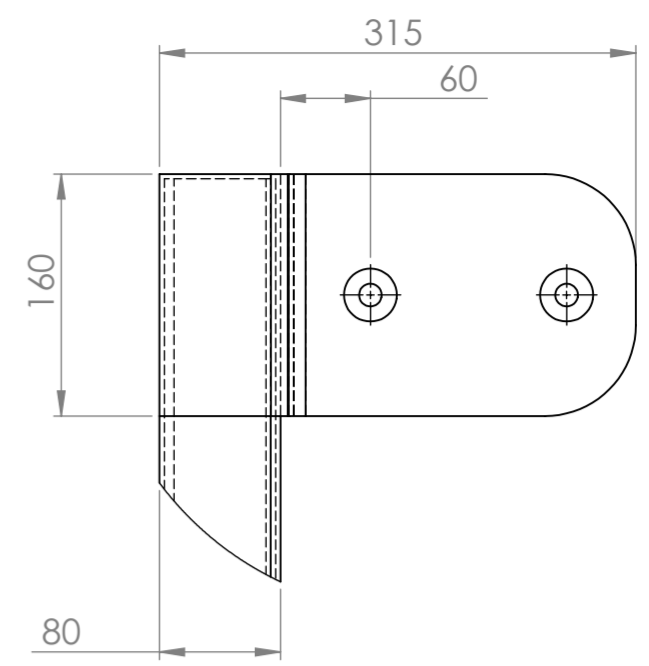
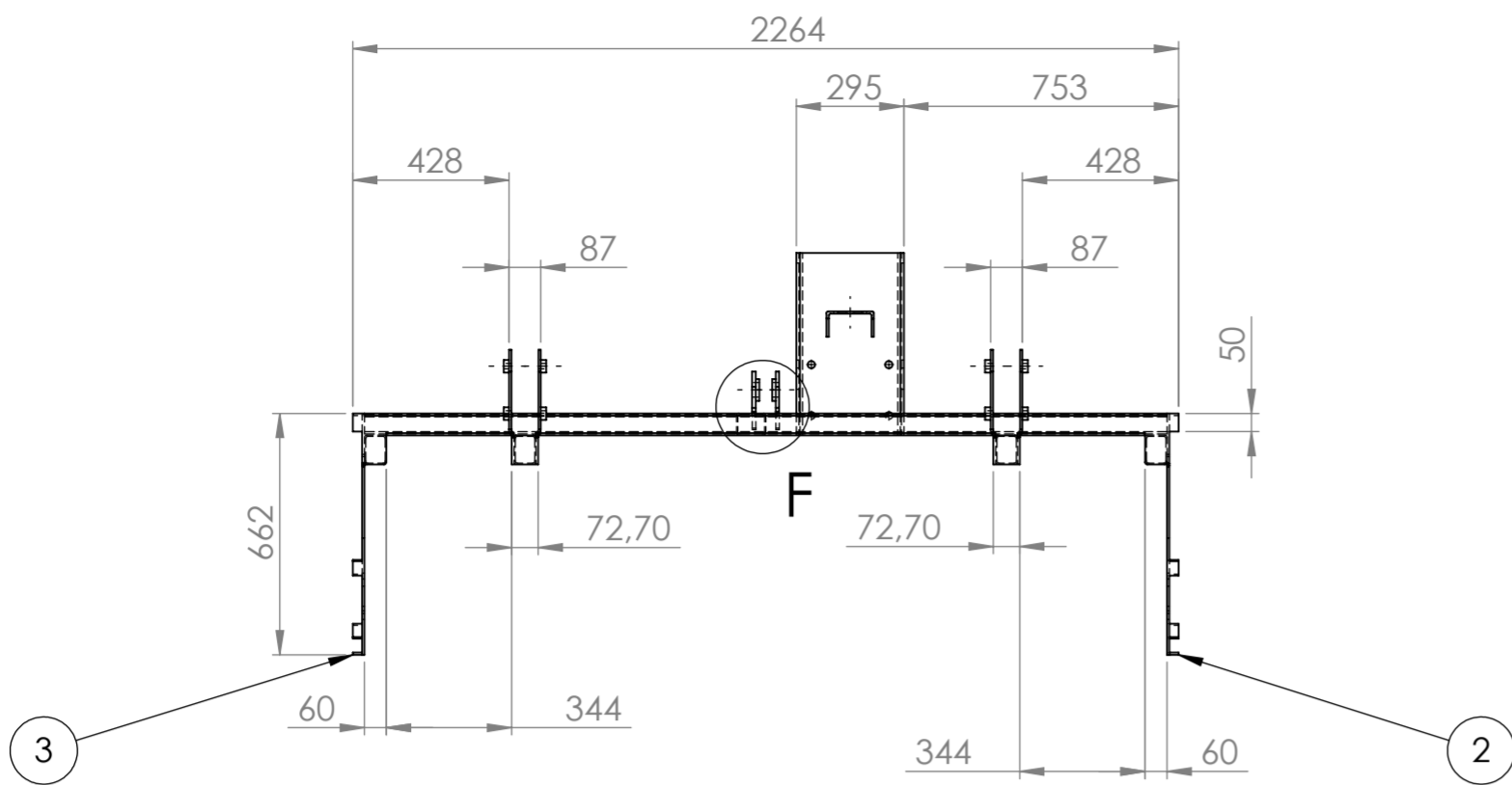
**SOPORTE DE GUÍA**

MATERIAL: F-24

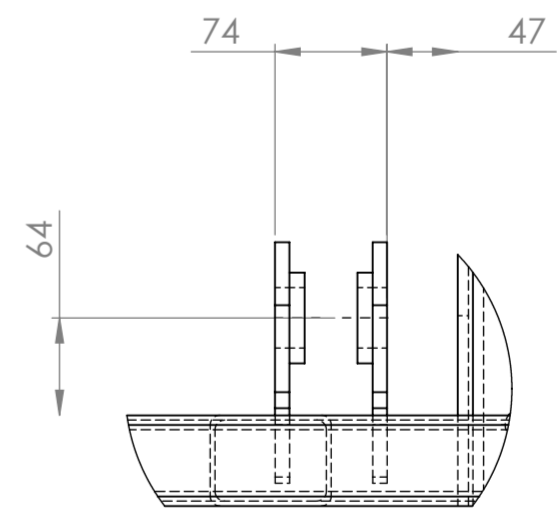
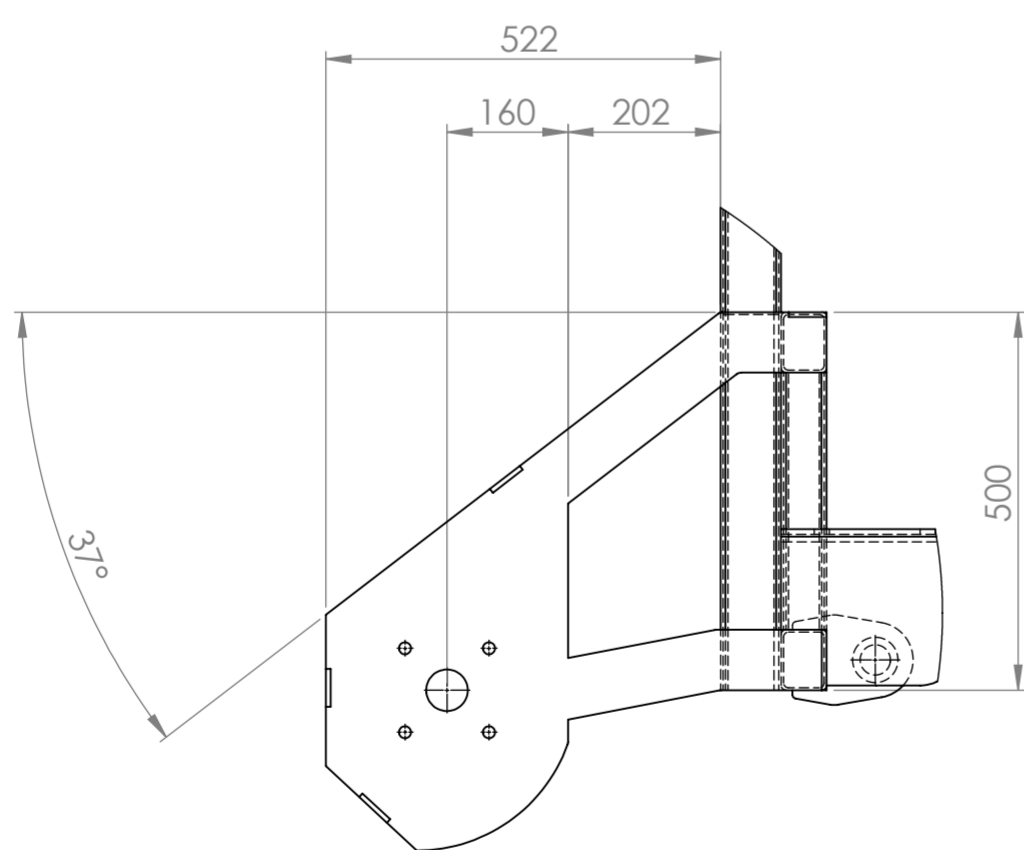
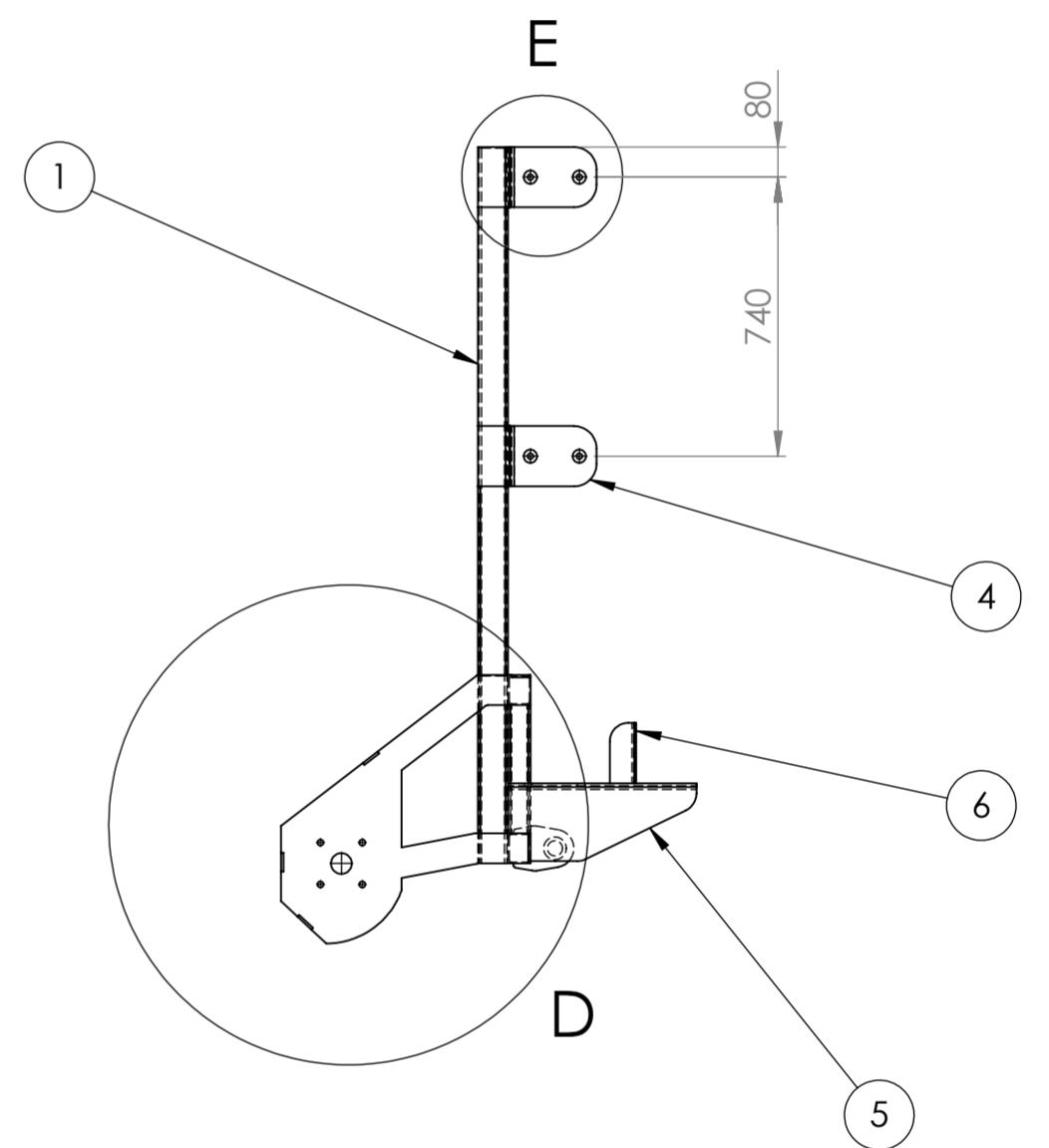
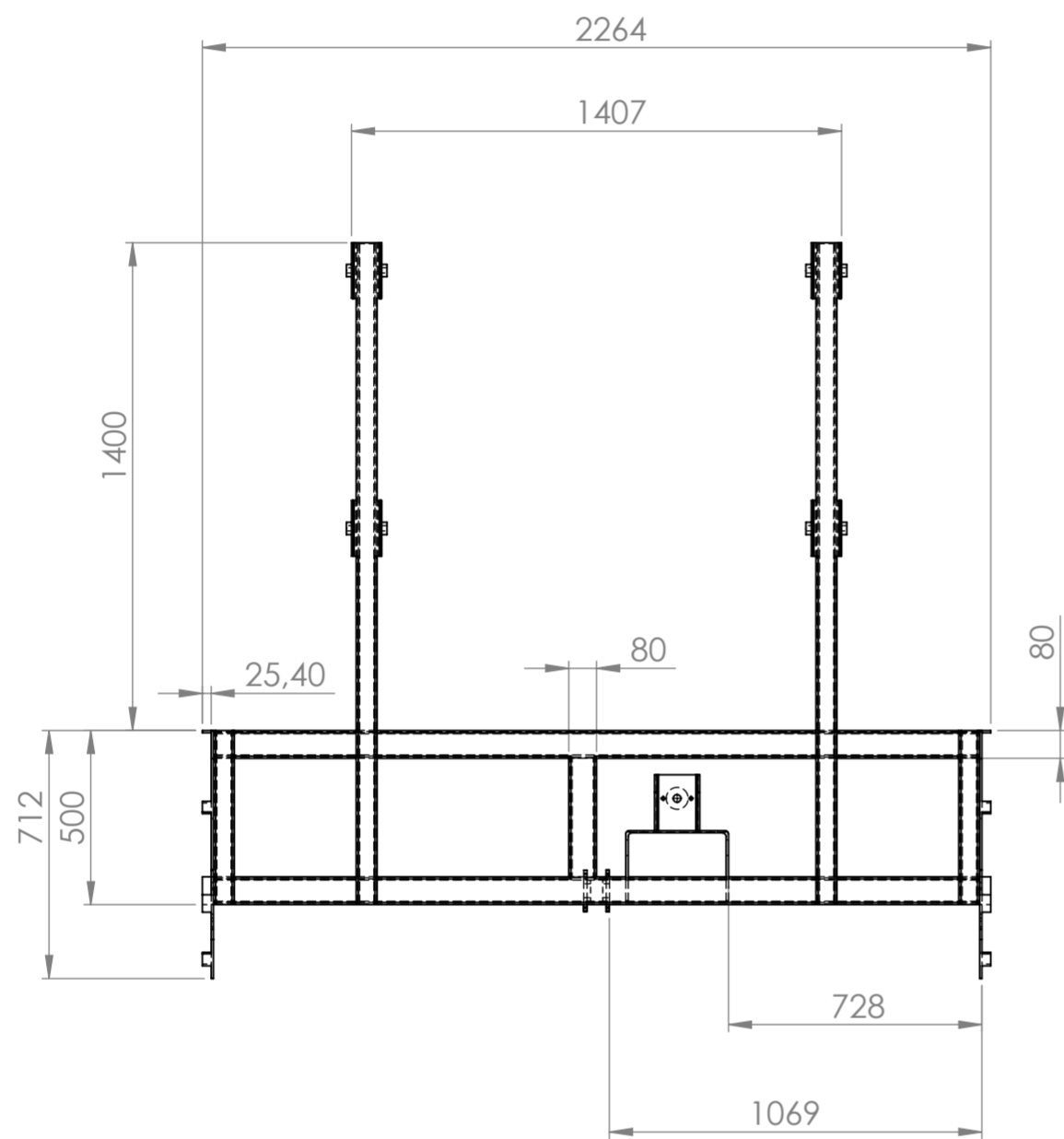
CANTIDAD: 04

PLANO  
M-10-05-0006

REVISIÓN  
0



**DETALLE E**  
ESCALA 1 : 5



**DETALLE F**  
ESCALA 1 : 5

**DETALLE D**  
ESCALA 1 : 10

6	Guía de eje	M-10-06-0006	
5	Soporte de ventilador	M-10-06-0005	
4	Unión	M-10-06-0004	
3	Lateral izquierdo	M-10-06-0003	
2	Lateral derecho	M-10-06-0002	
1	Cuerpo	M-10-06-0001	

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
------	-------------	----------	---------------

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ  
ESCALA  
1 : 20  
NORMA

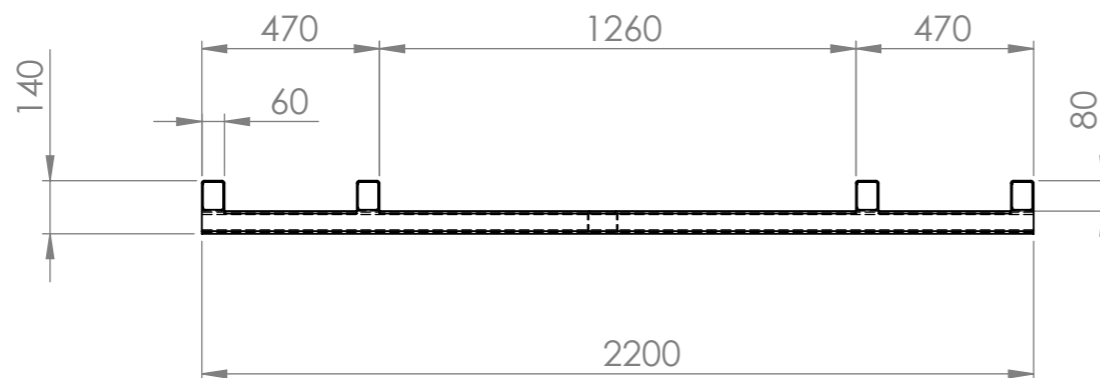
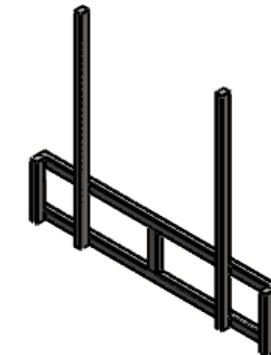
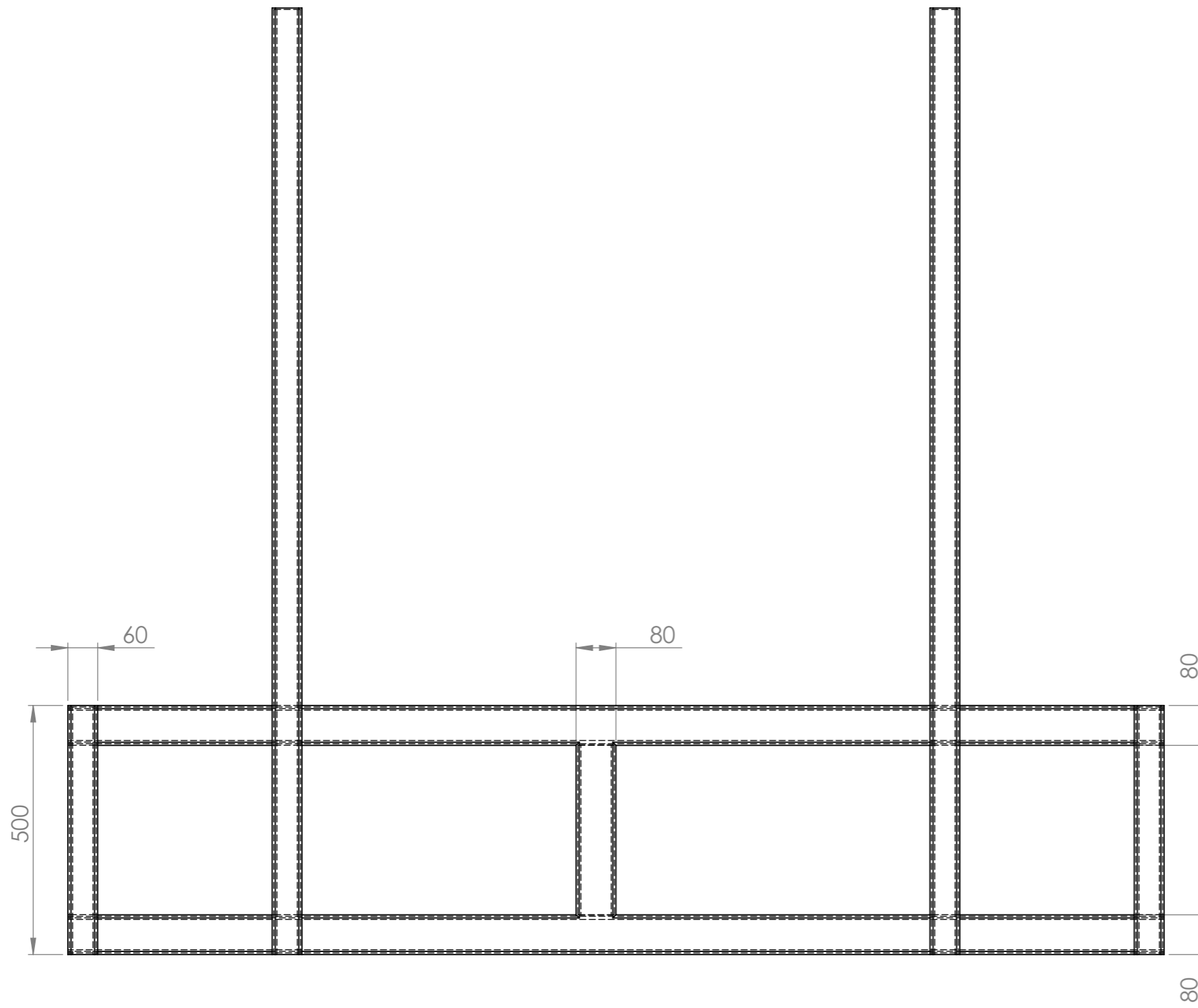
FECHA  
18/12/2021  
NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



**SUBCONJUNTO SECUNDARIO ESTRUCTURA N° 3**

MATERIAL: F-24  
CANTIDAD: 01  
PLANO M-10-06-0000 REVISIÓN 01





Esc 1 : 20

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

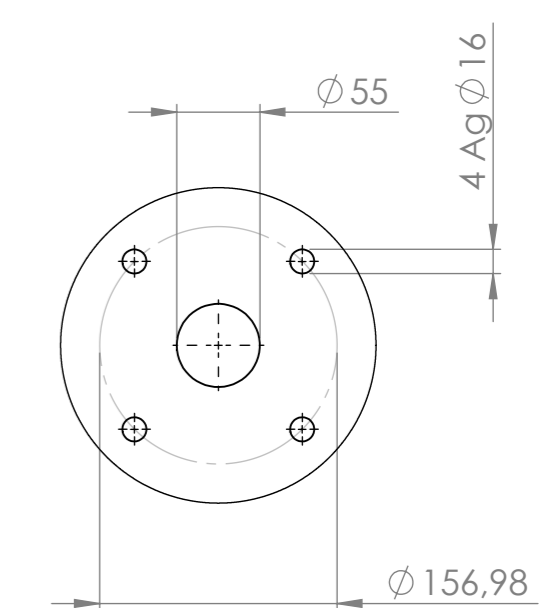
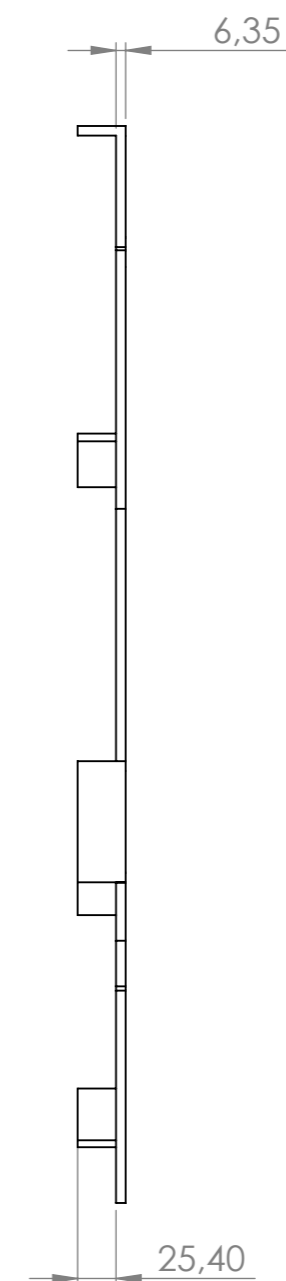
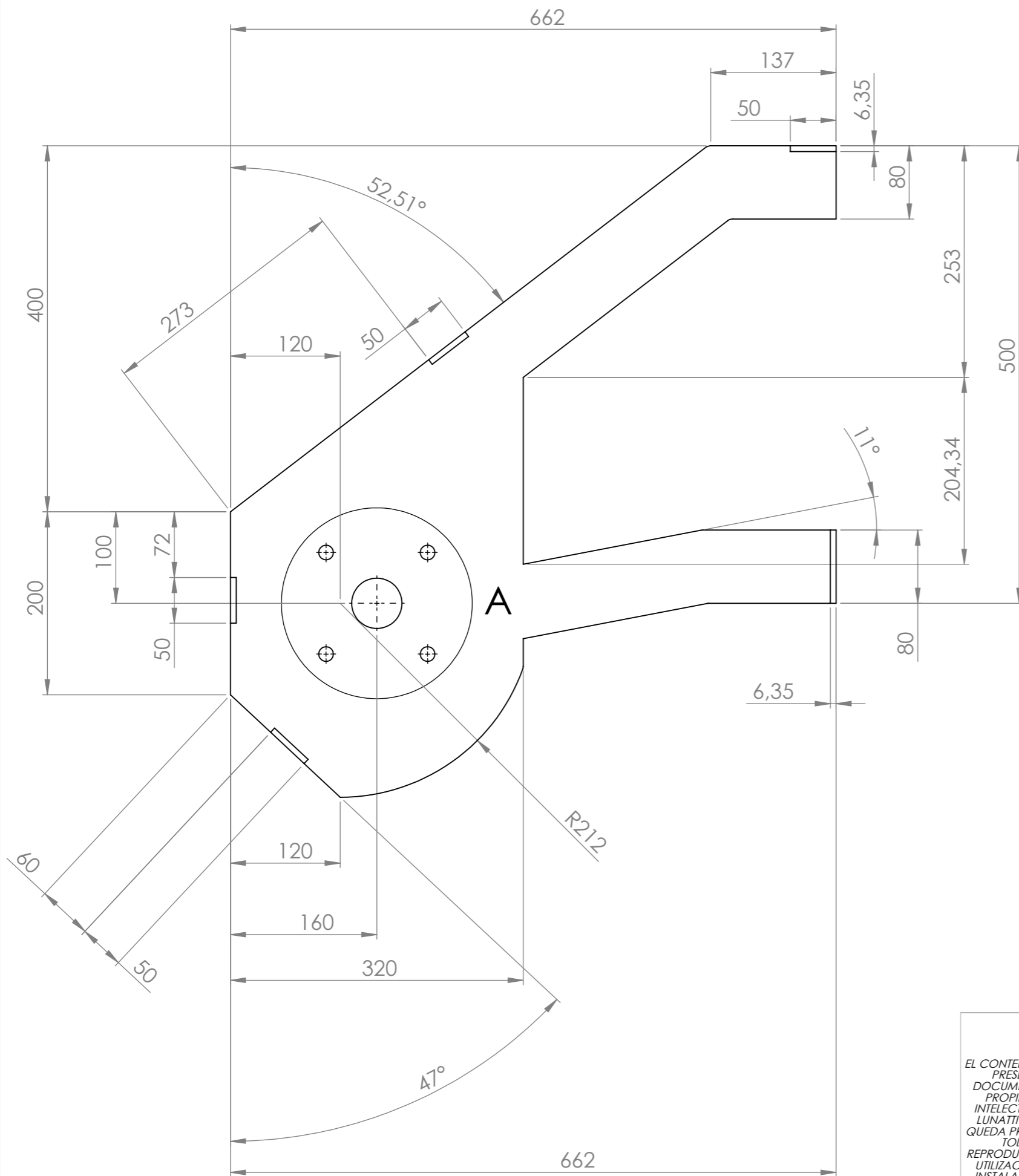
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM	DIBUJÓ	29/10/2021	Diego Lunatti
	REVISÓ	29/10/2021	M. Costamagna
	APROBÓ	29/10/2021	A. Di Cola
	ESCALA	1 : 10	
	NORMA	<b>CUERPO</b>	



MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO M-10-06-0001	REVISIÓN 0
-----------------------	---------------



**DETALLE A**  
ESCALA 1 : 5

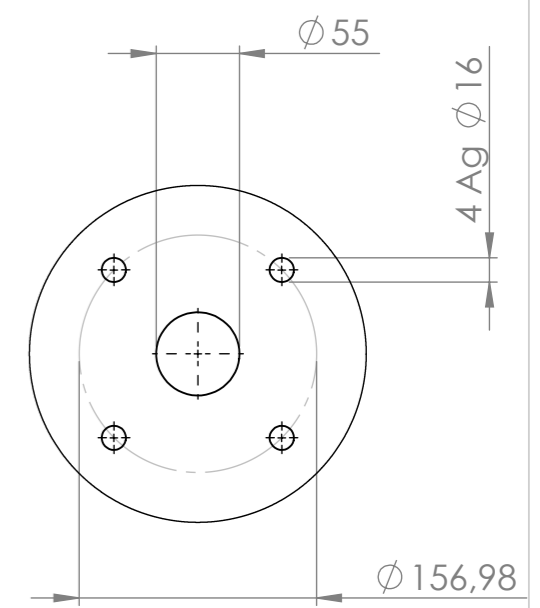
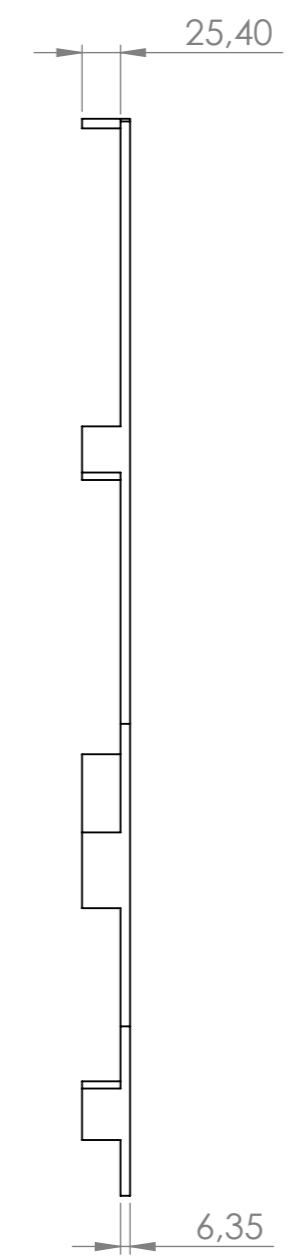
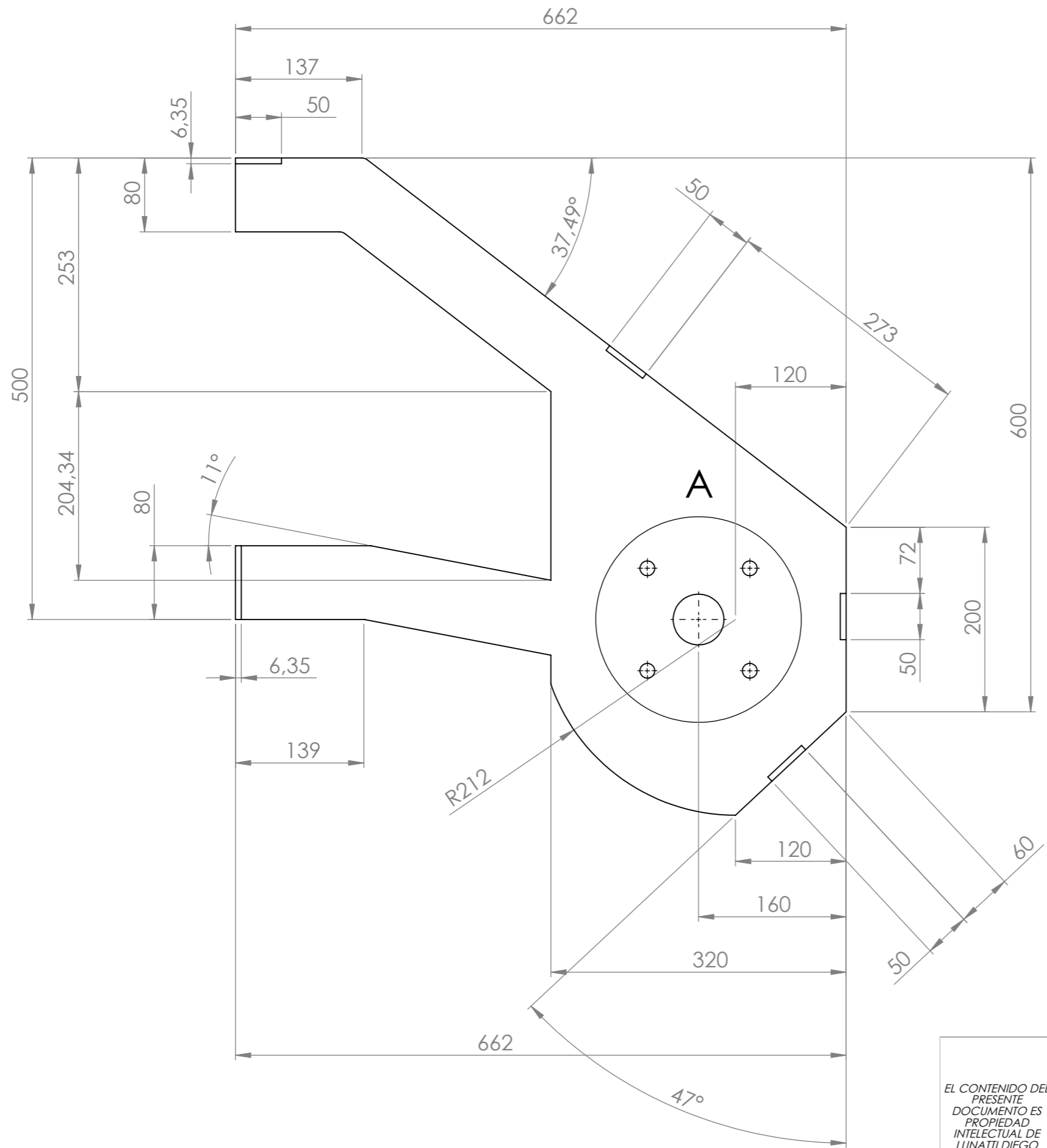
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	29/10/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	29/10/2021	M. Costamagna
	APROBÓ	29/10/2021	A. Di Cola
	ESCALA		
	1 : 5		
	NORMA		



**LATERAL DERECHO**

MATERIAL: F-24	
CANTIDAD: 01	
PLANO	REVISIÓN
M-10-06-0002	0



**DETALLE A**  
ESCALA 1 : 5

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

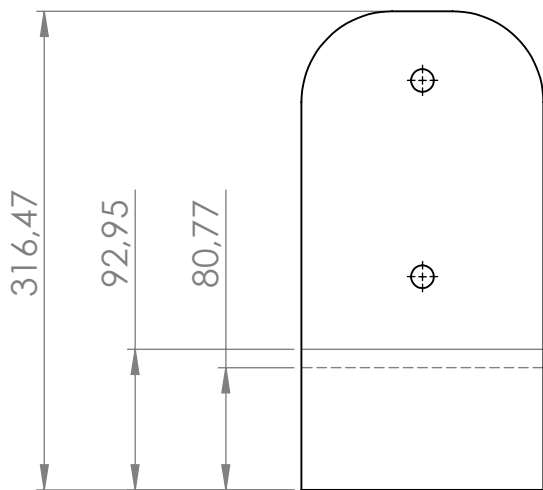
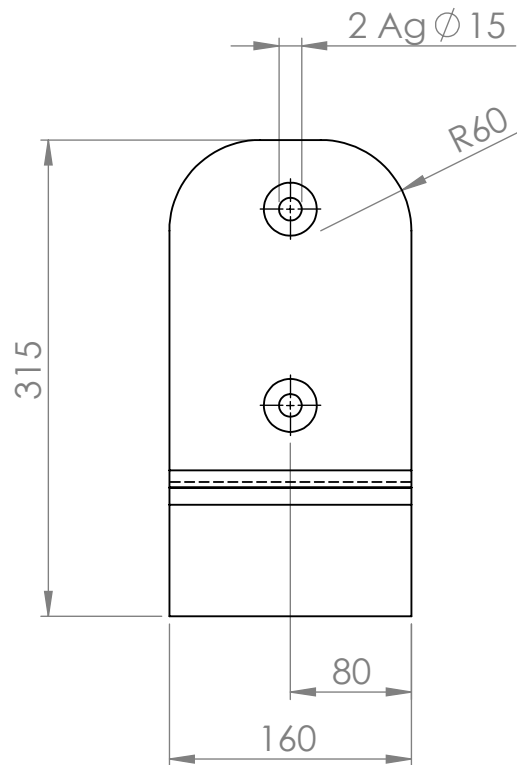
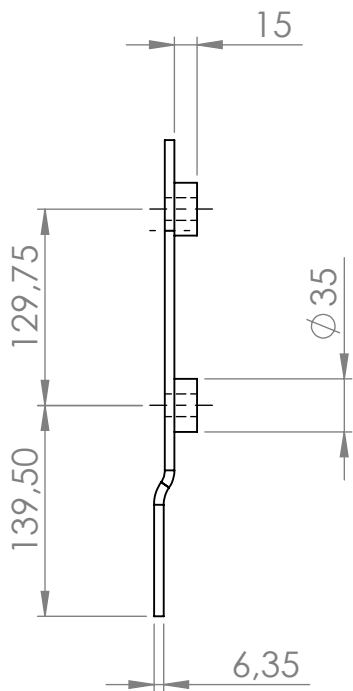
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	29/10/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	29/10/2021	M. Costamagna
APROBÓ	29/10/2021	A. Di Cola
ESCALA	1 : 5	
NORMA		



**LATERAL IZQUIERDO**

MATERIAL: F-24	
CANTIDAD: 01	
PLANO M-10-06-0003	REVISIÓN 0



HACIA ARRIBA 34.67° R 13.65

HACIA ABAJO 34.67° R 20

Chapa desplegada

Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM

DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ

FECHA  
29/10/2021  
29/10/2021  
29/10/2021

NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



ESCALA  
1 : 5



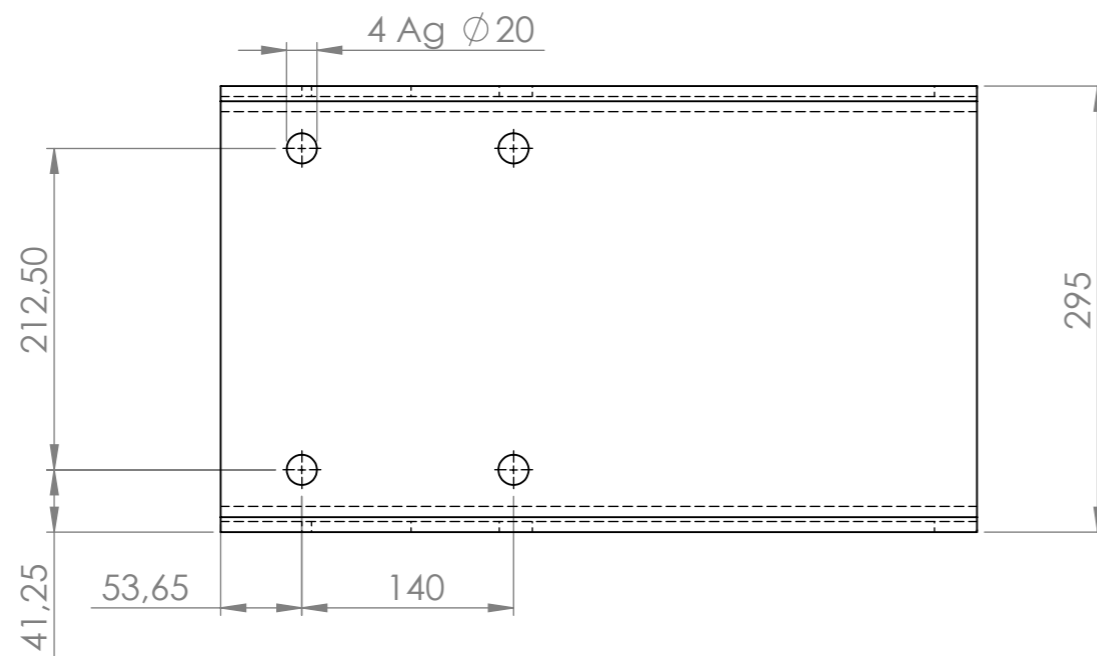
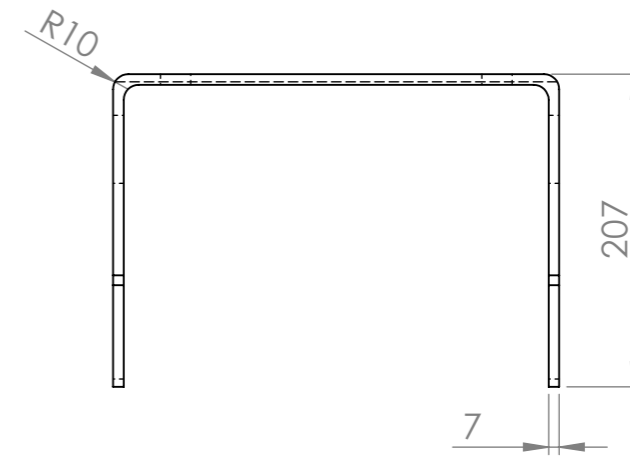
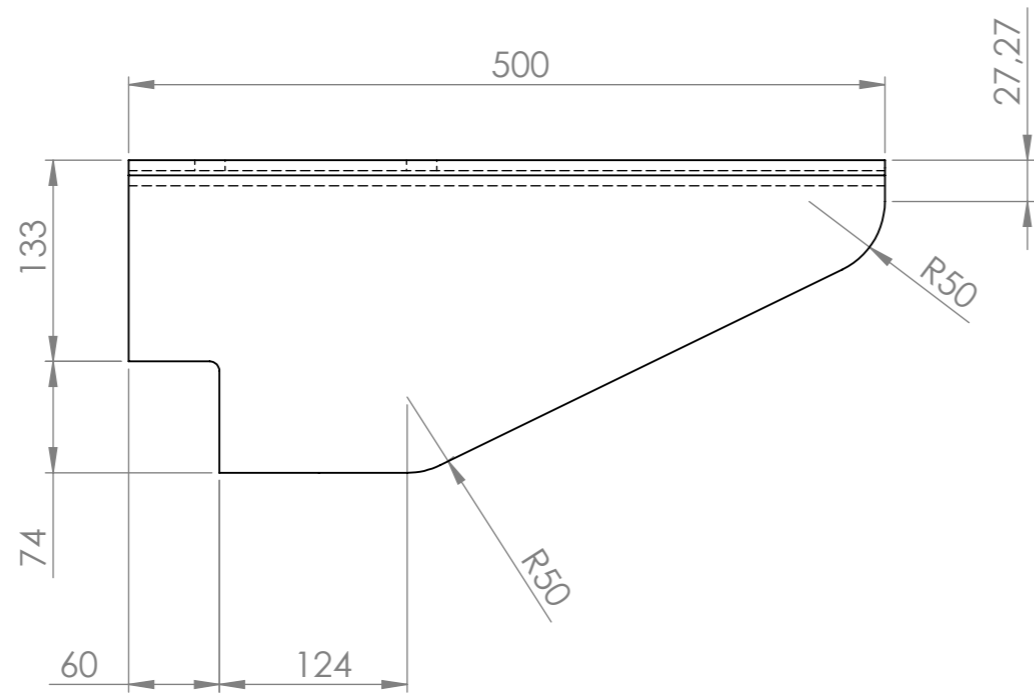
**LATERAL DERECHO**

MATERIAL: F-24


CANTIDAD: 01

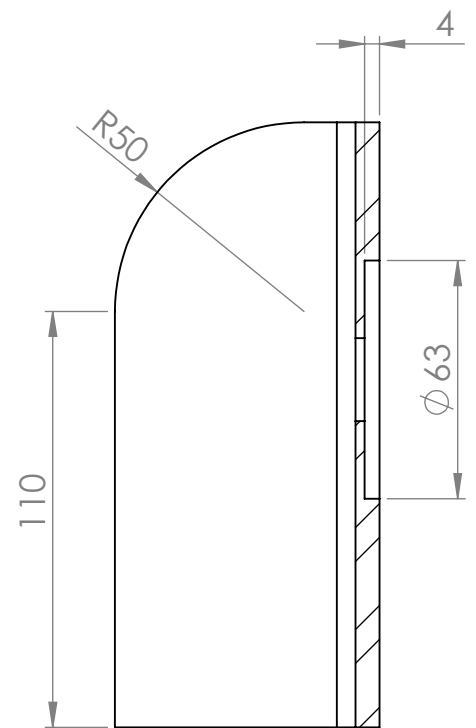
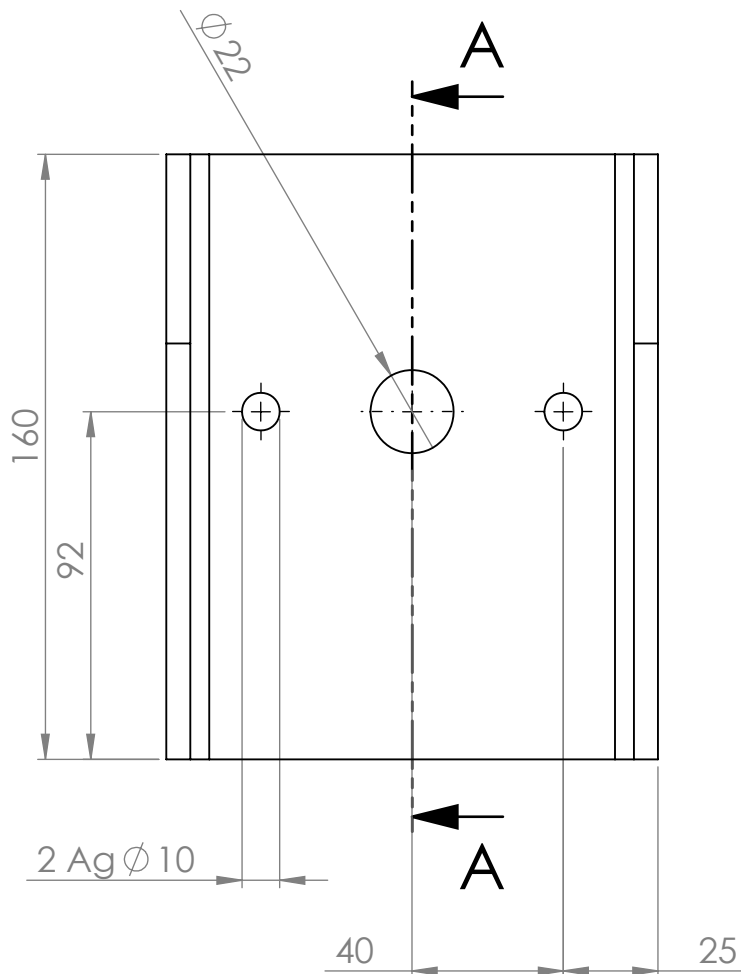
PLANO  
M-10-06-0004

REVISIÓN  
0

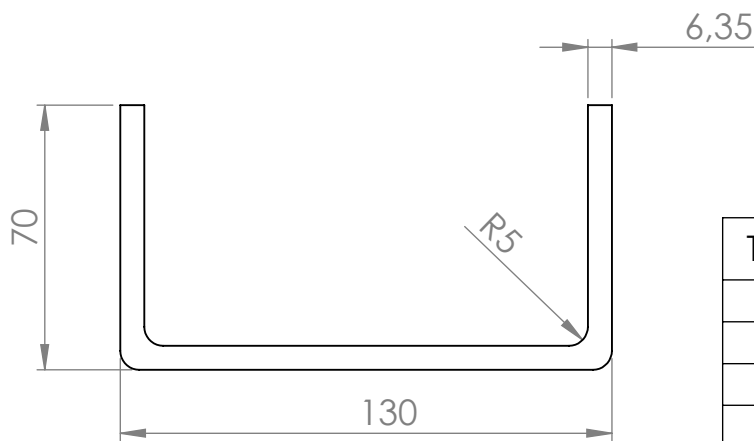


Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	18/12/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	18/12/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	18/12/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	<b>SOPORTE DE VENTILADOR</b>		MATERIAL: F-24	
	1 : 5			CANTIDAD: 01	
	NORMA			PLANO	REVISIÓN
				M-10-06-0005	01



SECCIÓN A-A



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ

FECHA  
18/12/2021  
18/12/2021  
18/12/2021

NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



ESCALA  
1 : 2  
NORMA

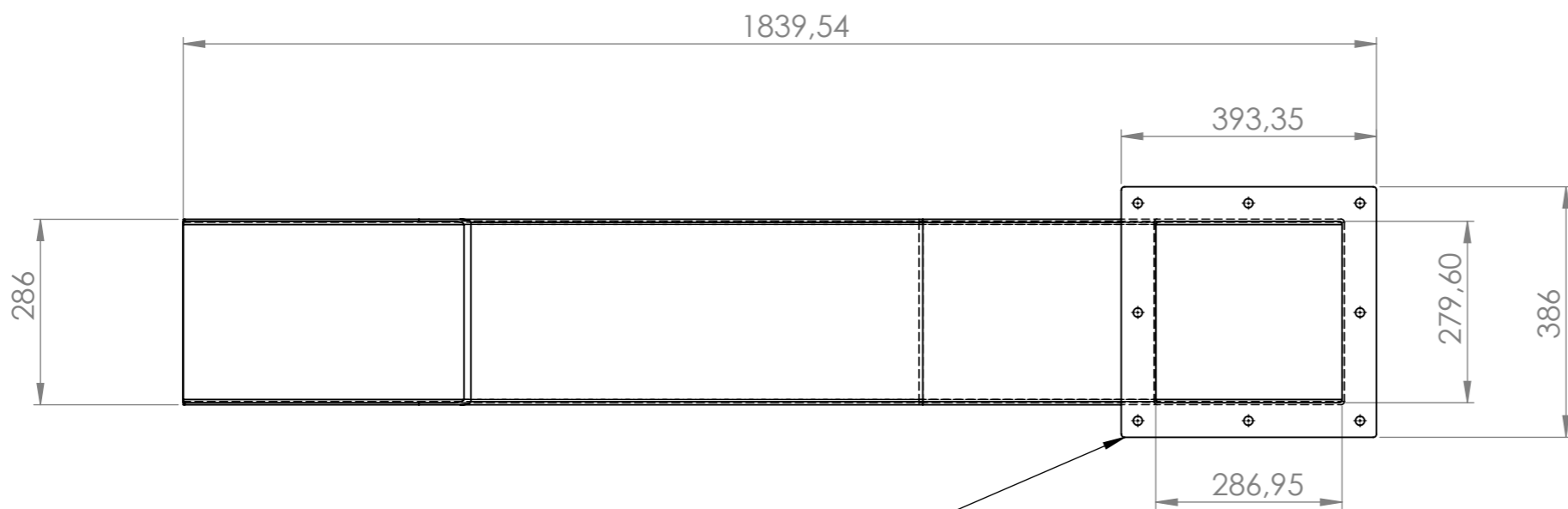
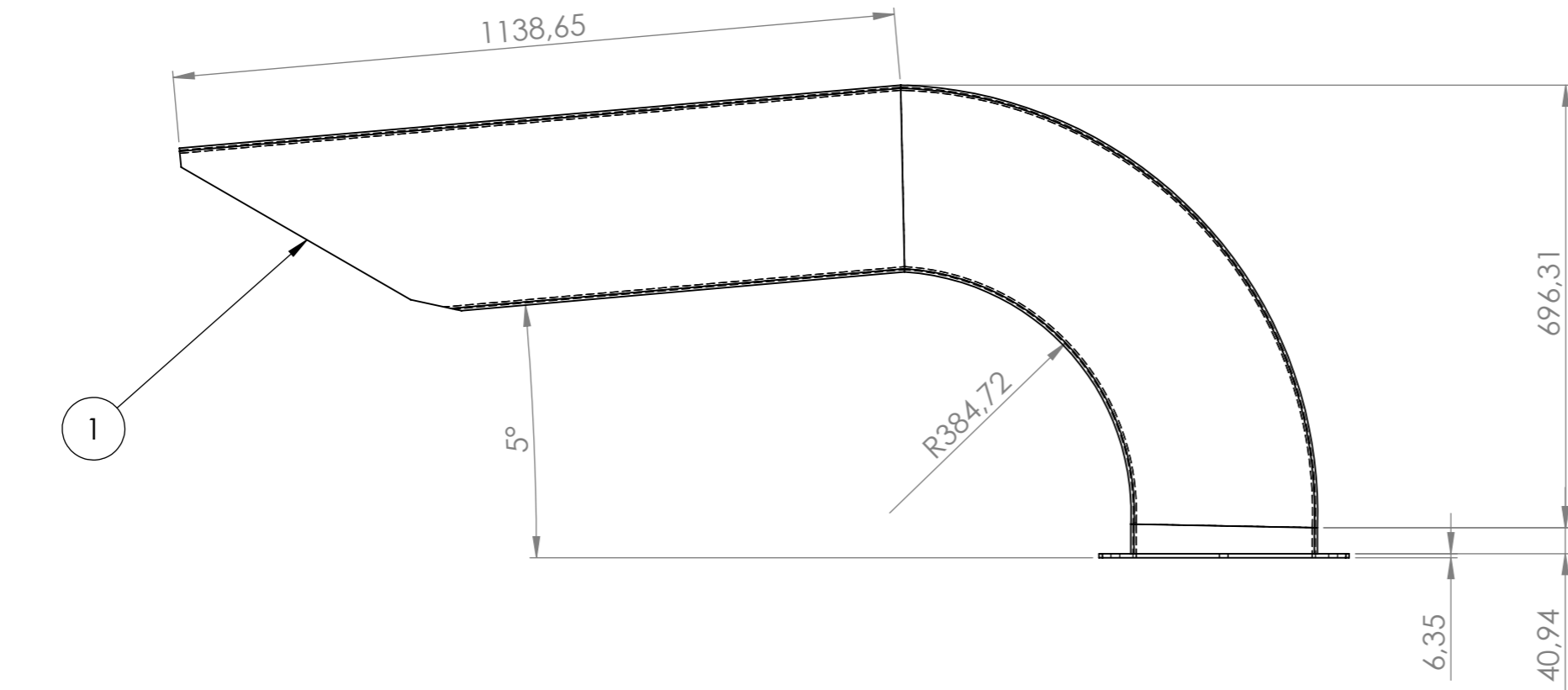
**GUÍA DE EJE**

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO  
M-10-06-0006

REVISIÓN  
0

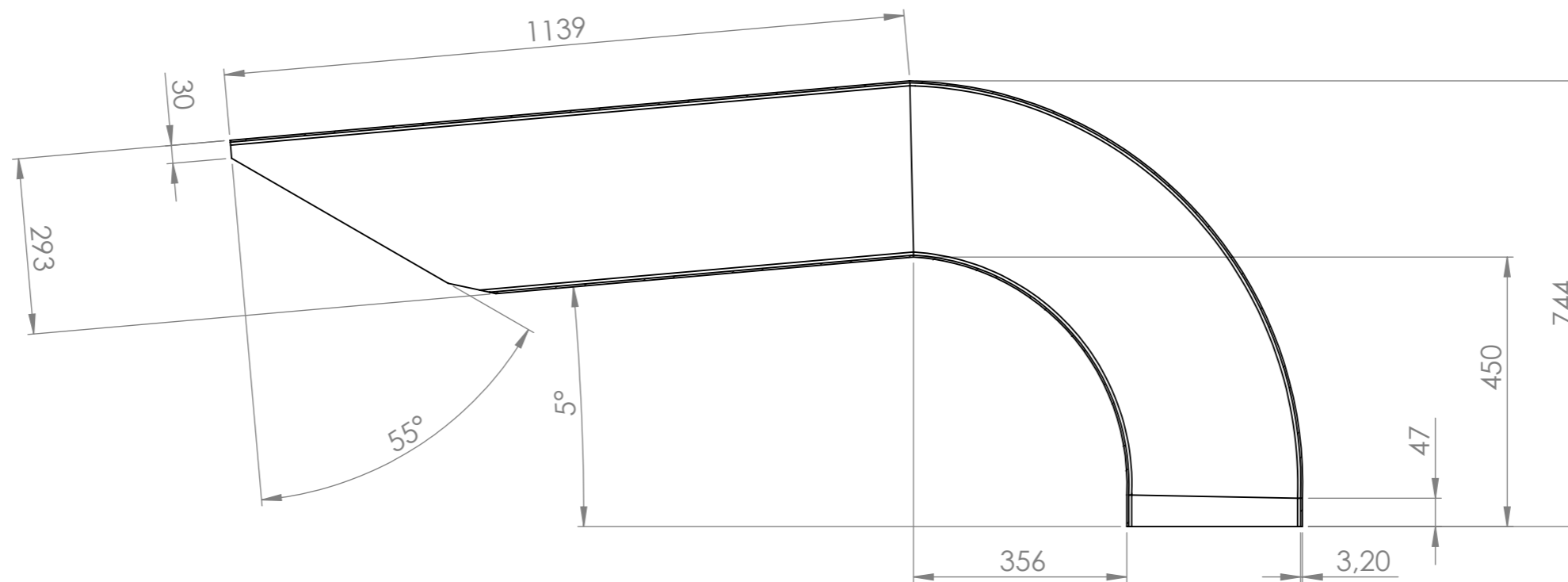
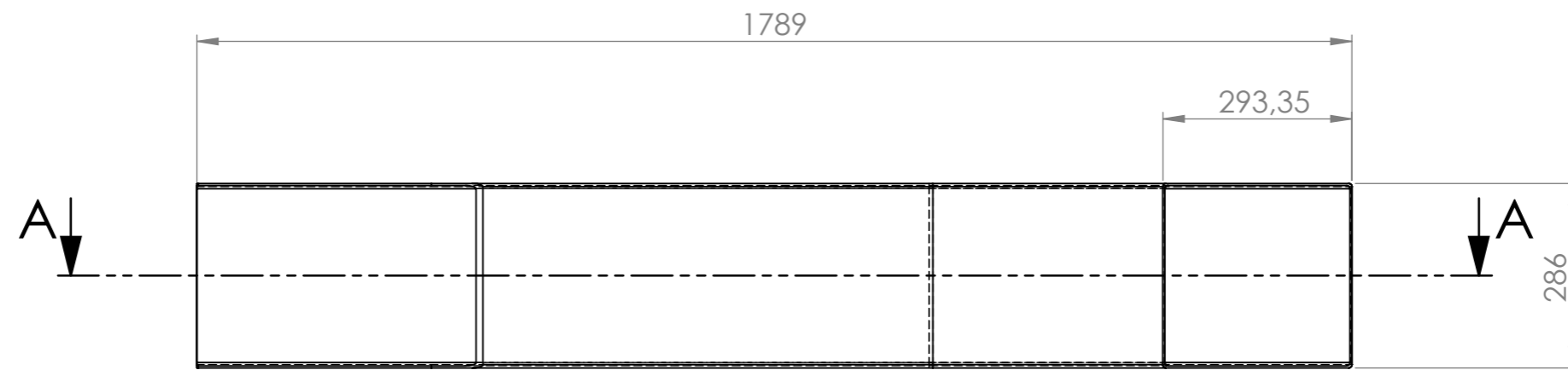


2

2	Brida	M-10-05-0003	
1	Ducto	M-10-07-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	29/10/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	29/10/2021	M. Costamagna	
ESCALA 1 : 10		MATERIAL: F-24		
NORMA 		CANTIDAD: 01		
<b>DUCTO DE CARGA FIJO</b>			PLANO M-10-07-0000	REVISIÓN 0



### SECCIÓN A-A

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	29/10/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	29/10/2021	M. Costamagna
APROBÓ	29/10/2021	A. Di Cola
ESCALA	1 : 10	
NORMA		



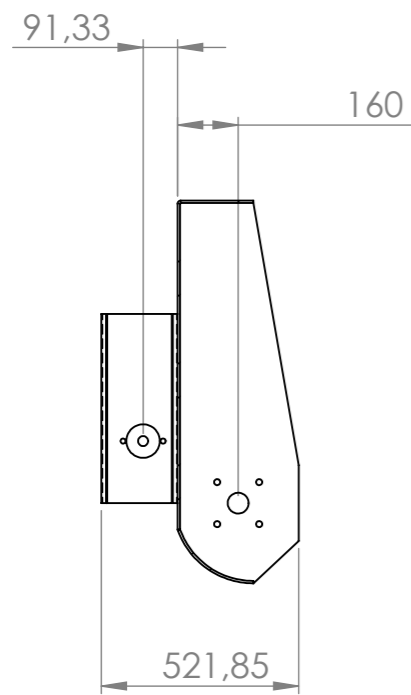
**DUCTO**

MATERIAL: F-24

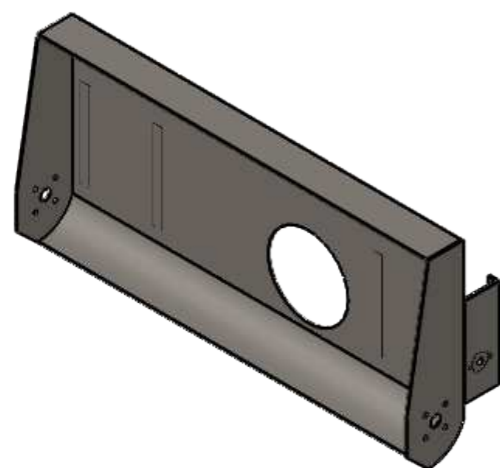
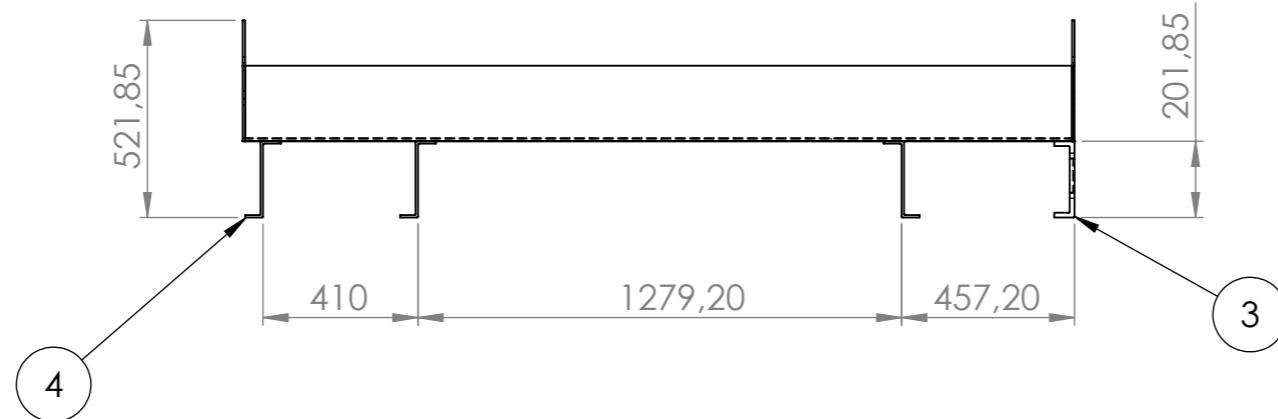
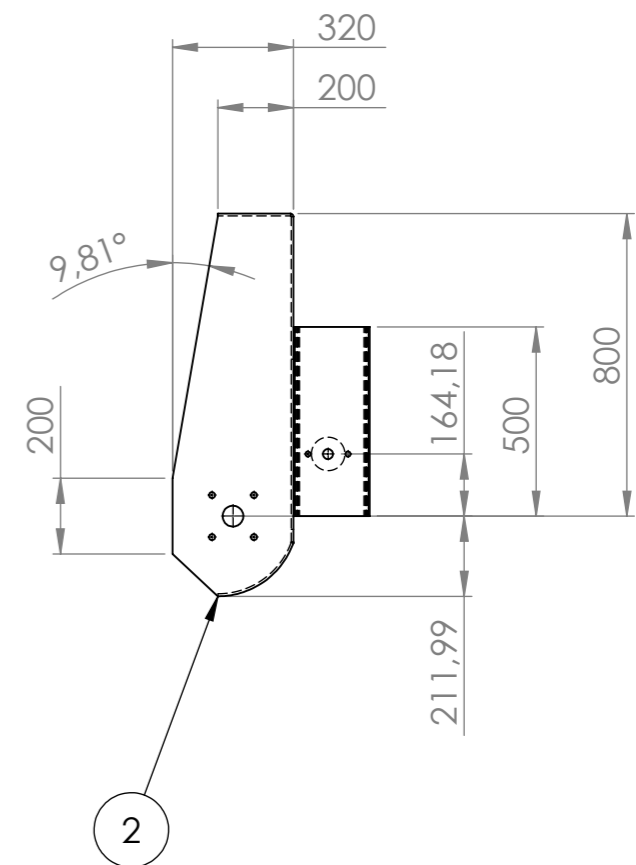
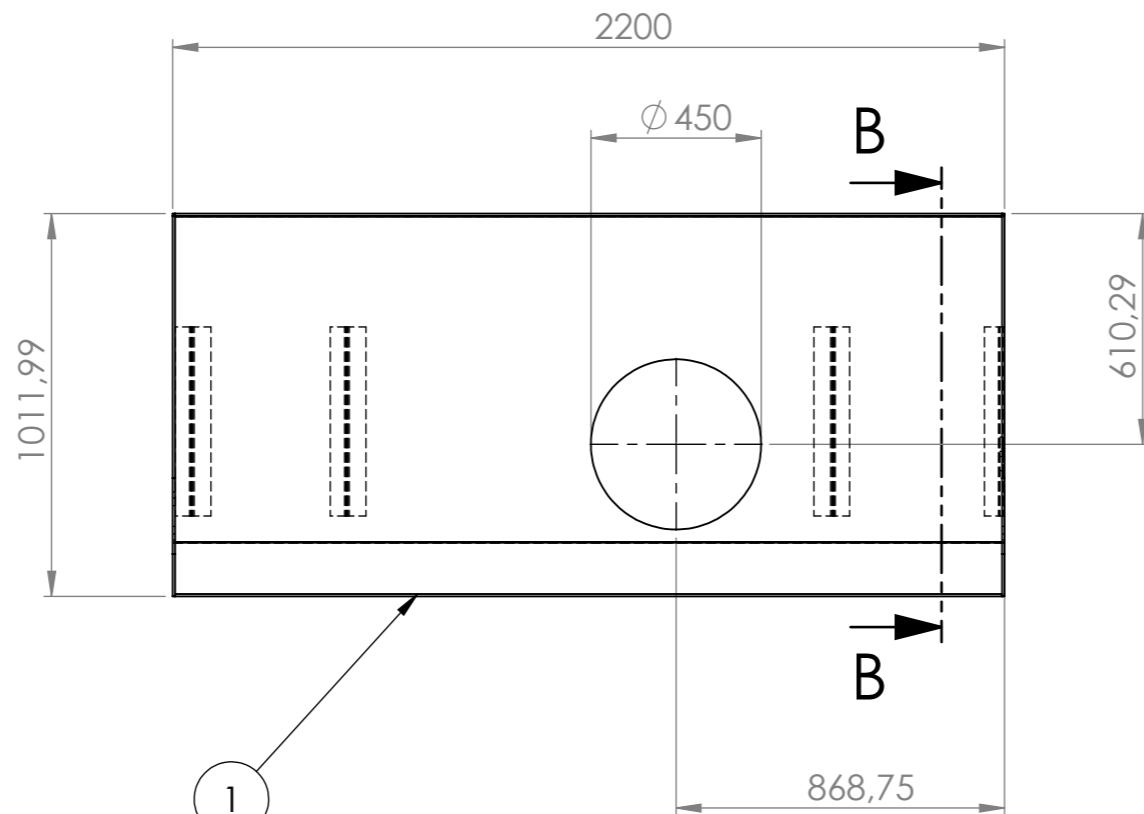
CANTIDAD: 01

PLANO M-10-07-0001 REVISIÓN 0





SECCIÓN B-B



4	Soporte de motor hidráulico	M-10-08-0004	
3	Soporte trasero	M-10-08-0003	
2	Lateral	M-10-08-0002	
1	Cuerpo	M-10-08-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

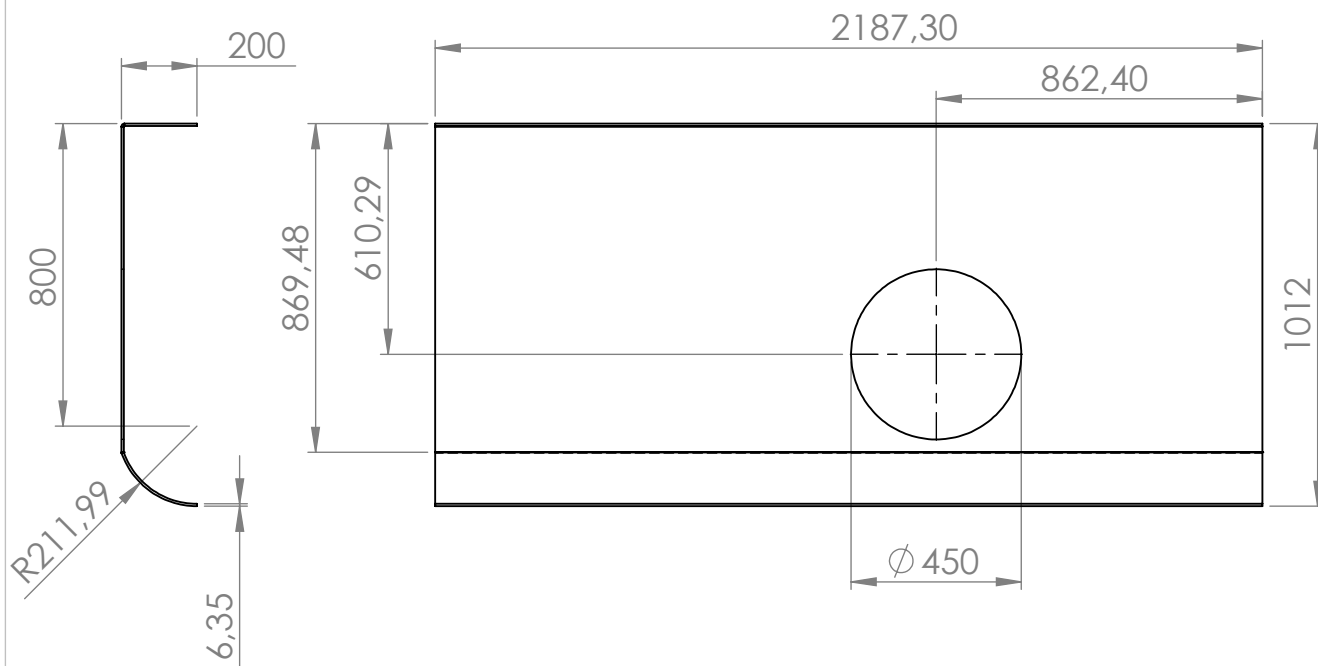
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

<small>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</small>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	01/11/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	01/11/2021	M. Costamagna
ESCALA	1 : 20	A. Di Cola	
NORMA			



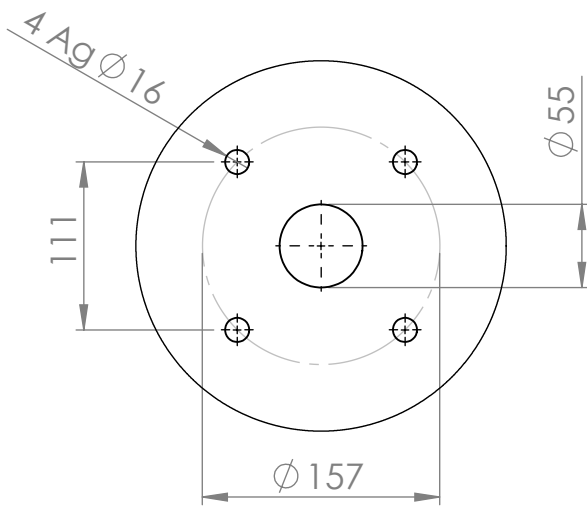
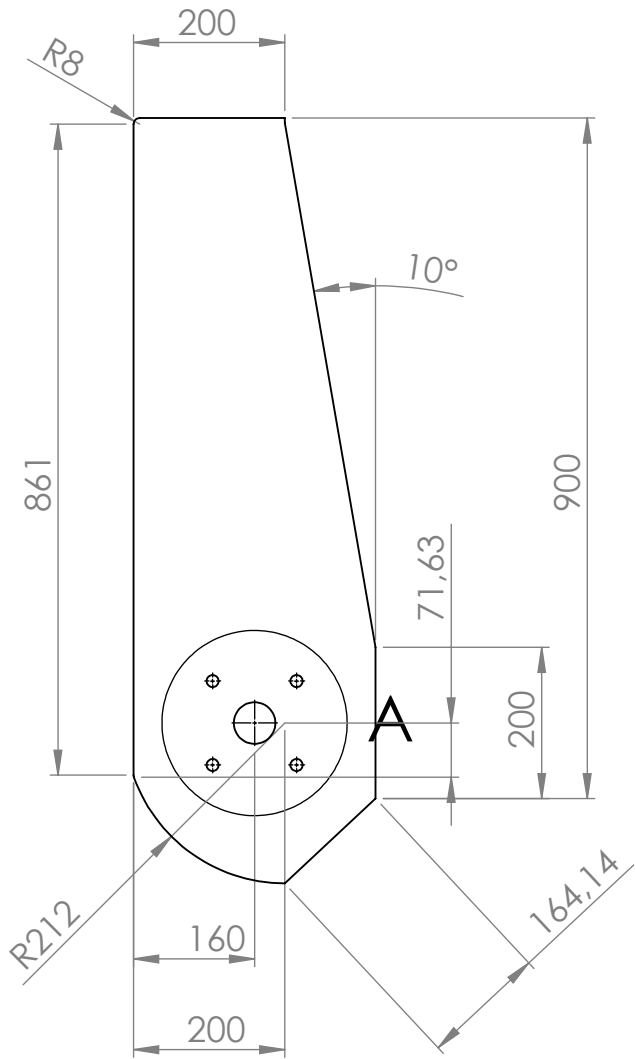
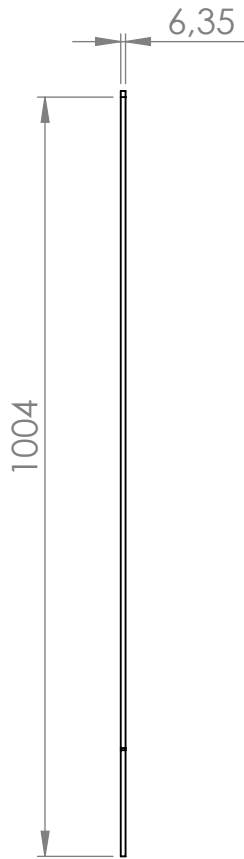
**SUBCONJUNTO SECUNDARIO  
CAJÓN PORTA SINFÍN  
DE CARGA**

MATERIAL: F-24	
CANTIDAD: 01	
PLANO M-10-08-0000	REVISIÓN 0



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM		FECHA	NOMBRE			
	DIBUJÓ	01/11/2021	Diego Lunatti			
	REVISÓ	01/11/2021	M. Costamagna			
	APROBÓ	01/11/2021	A. Di Cola			
	ESCALA	<b>CUERPO</b>			MATERIAL: F-24	
	1 : 20				CANTIDAD: 01	
	NORMA				PLANO	REVISIÓN
					M-10-08-0001	0



## DETALLE A

ESCALA 1 : 5

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	01/11/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	01/11/2021	M. Costamagna
	ESCALA		A. Di Cola
	1 : 10	<b>LATERAL</b>	
NORMA			

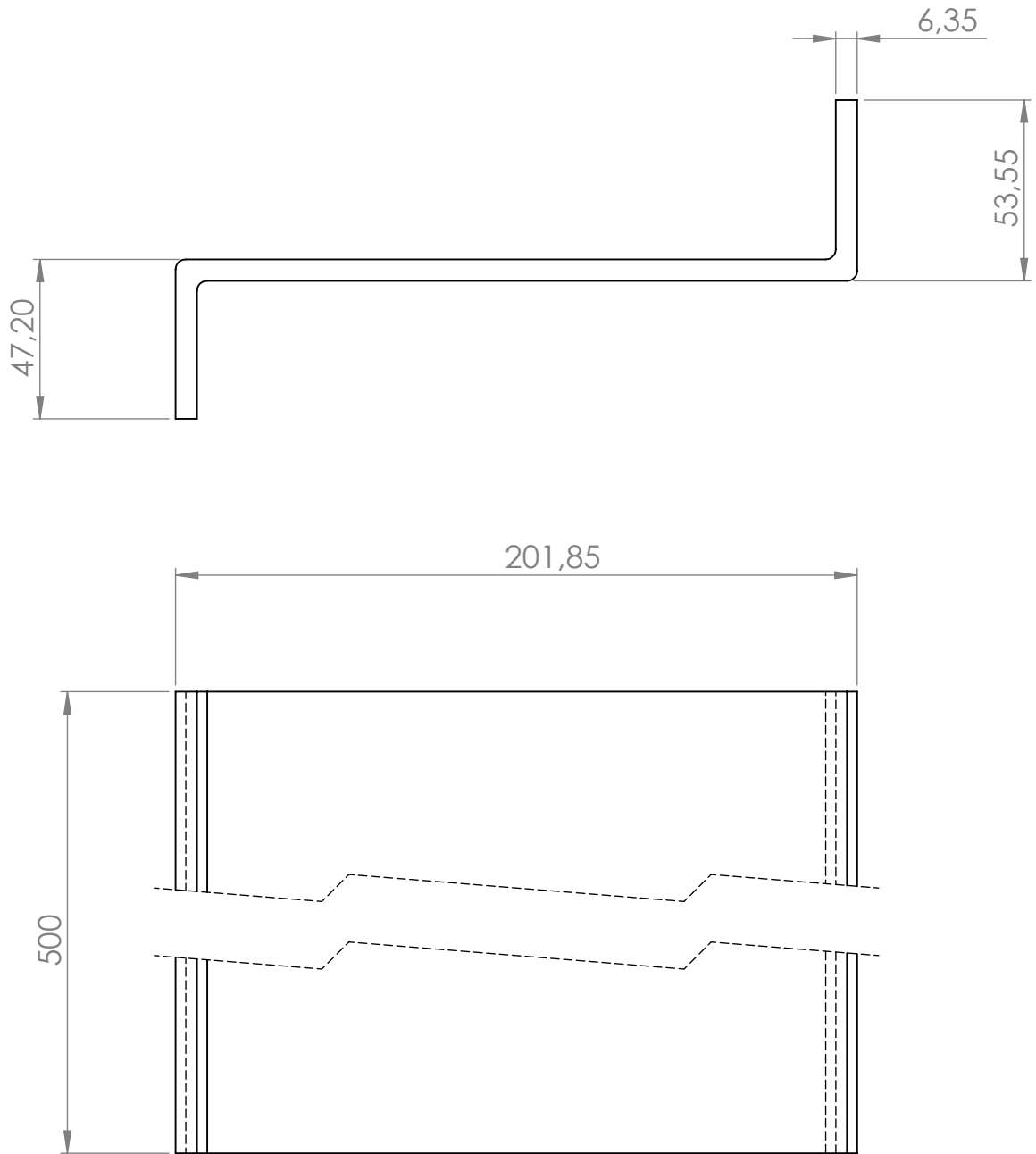


MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 02

PLANO  
M-10-08-0002

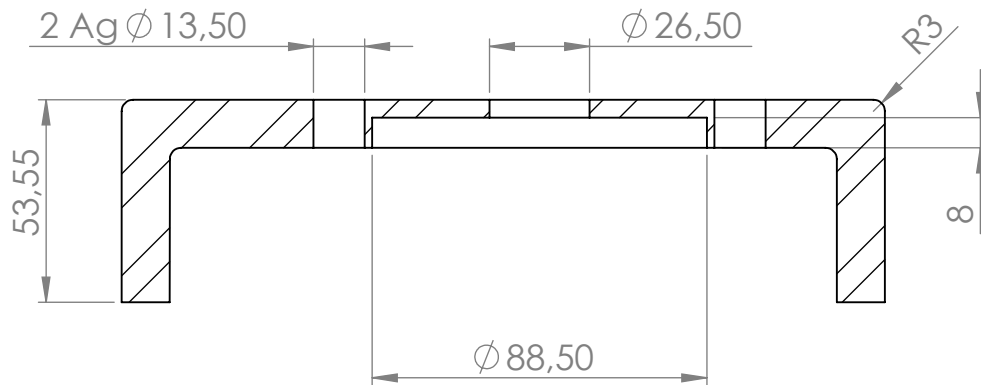
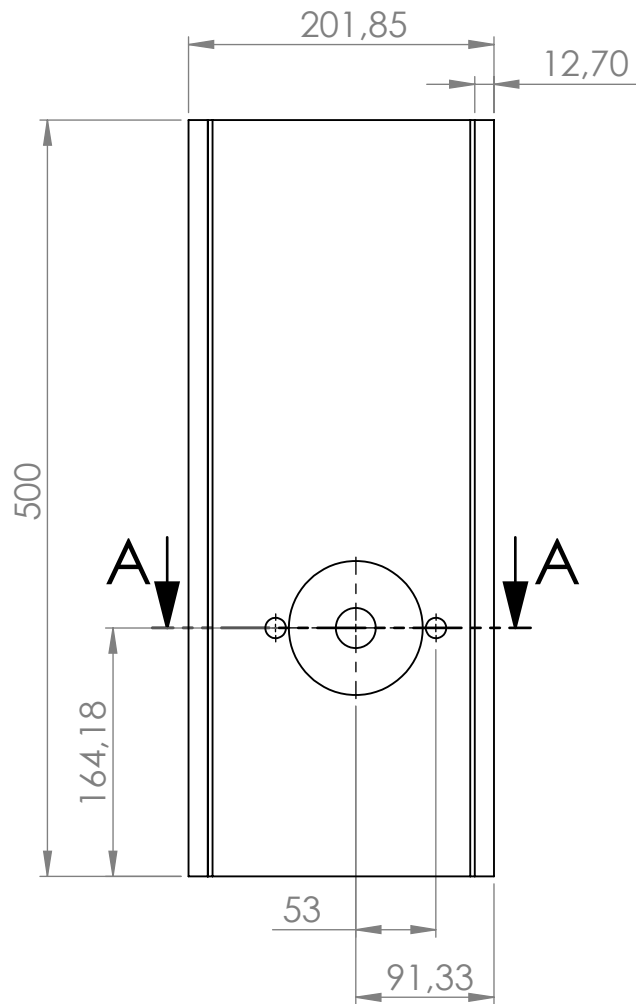
REVISIÓN  
0



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

Radios no indicados: 3

<p><i>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</i></p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	01/11/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	01/11/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	<p><b>SOPORTE TRASERO</b></p>		MATERIAL:
1 : 2	CANTIDAD:			03
NORMA			PLANO	REVISIÓN
			M-10-08-0003	0



## SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 2

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ

FECHA

NOMBRE

REVISÓ

01/11/2021

Diego Lunatti

APROBÓ

01/11/2021

M. Costamagna

ESCALA

1 : 2

NORMA



**SOPORTE DE MOTOR  
HIDRÁULICO**

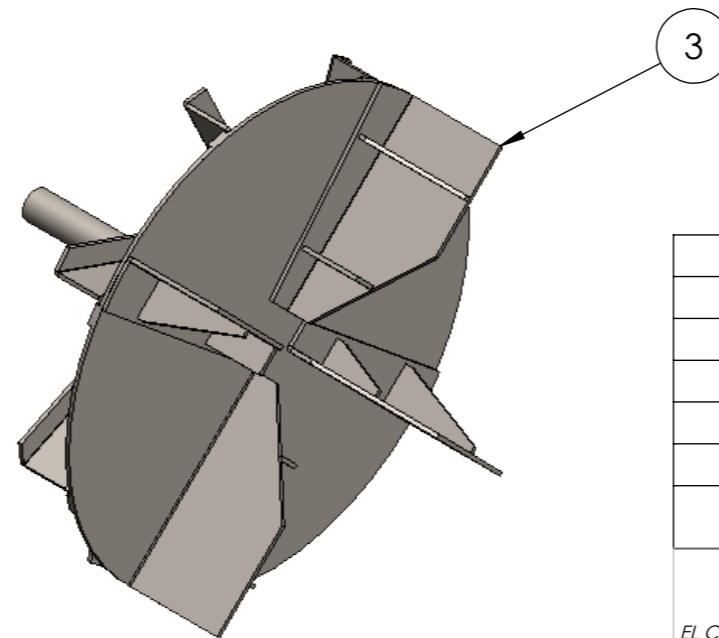
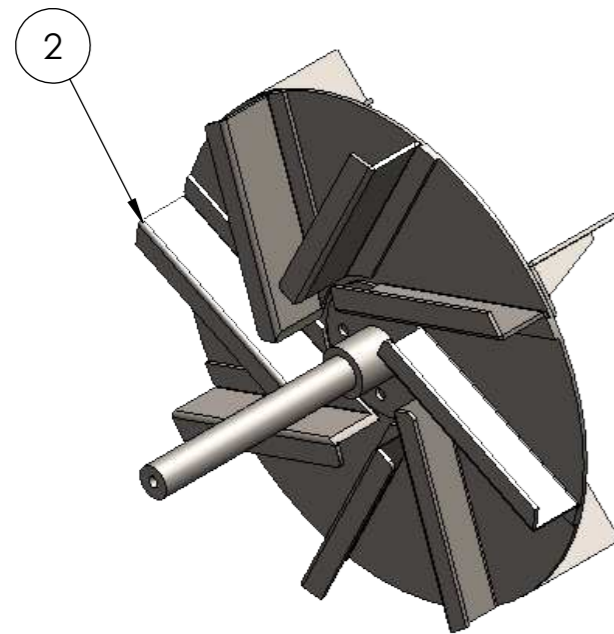
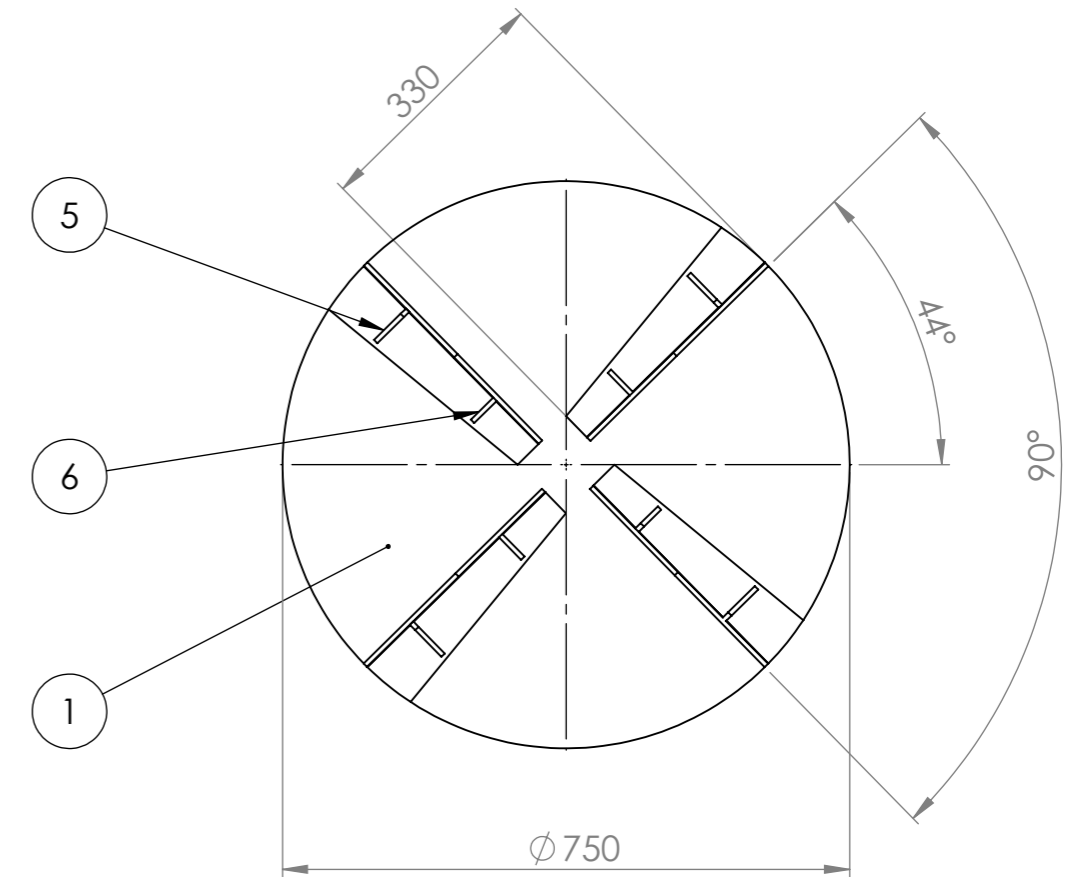
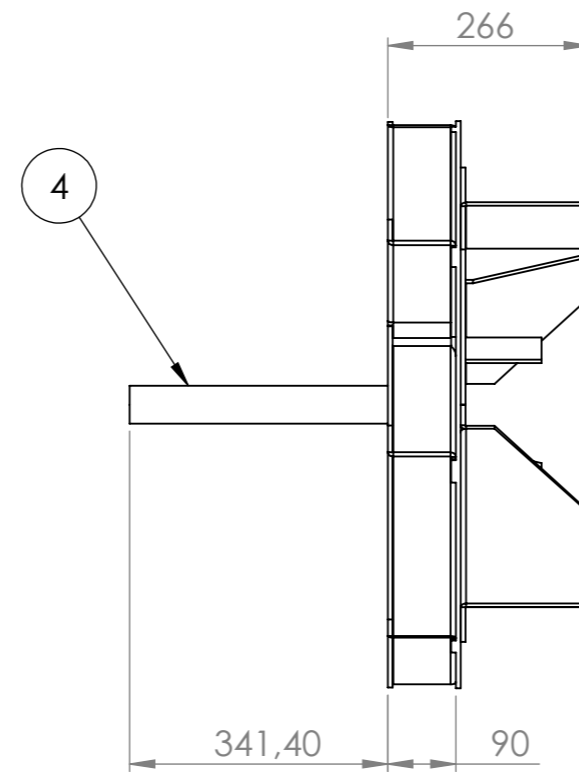
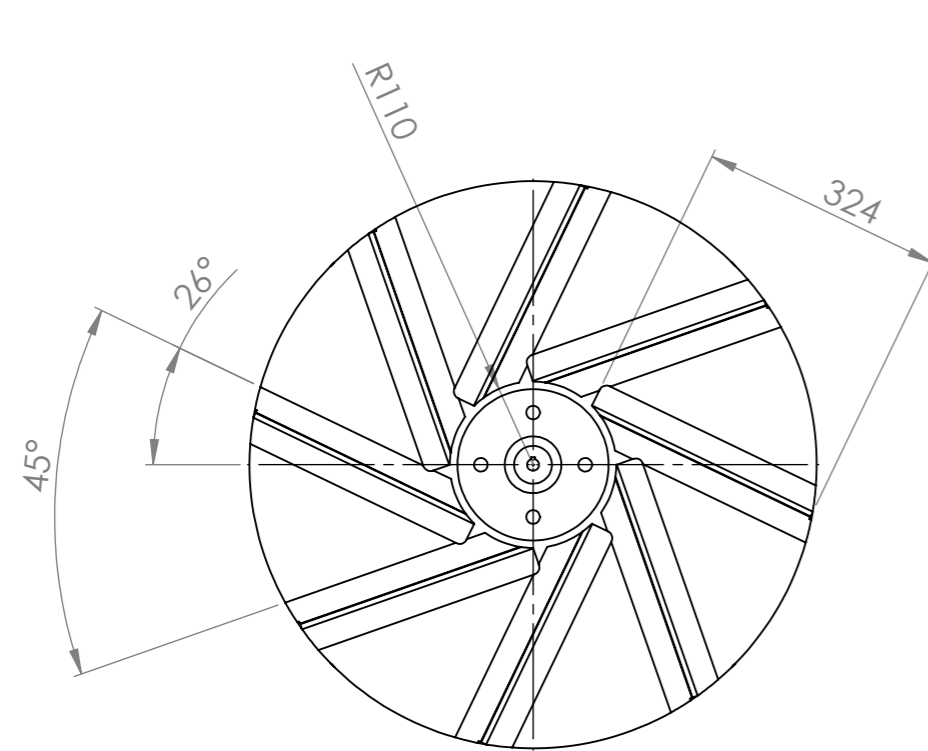


MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO  
M-10-08-0004

REVISIÓN  
0



6	Escuadra 2	M-10-09-0006	
5	Escuadra 1	M-10-09-0005	
4	Eje de ventilador	M-10-09-0004	
3	Álabe de material	M-10-09-0003	
2	Álabe de aire	M-10-09-0002	
1	Disco de ventilador	M-10-09-0001	

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
------	-------------	----------	---------------

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola



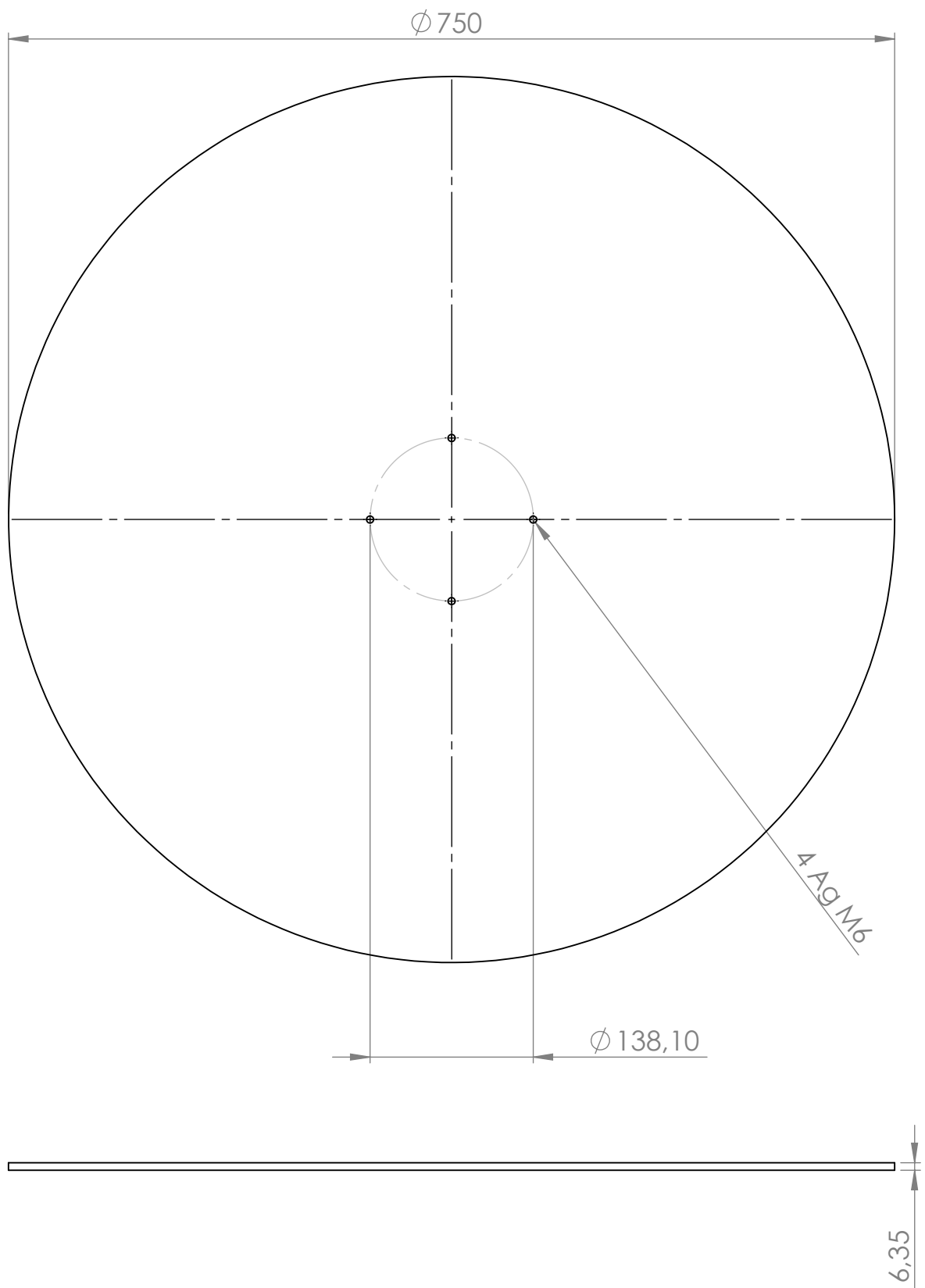
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

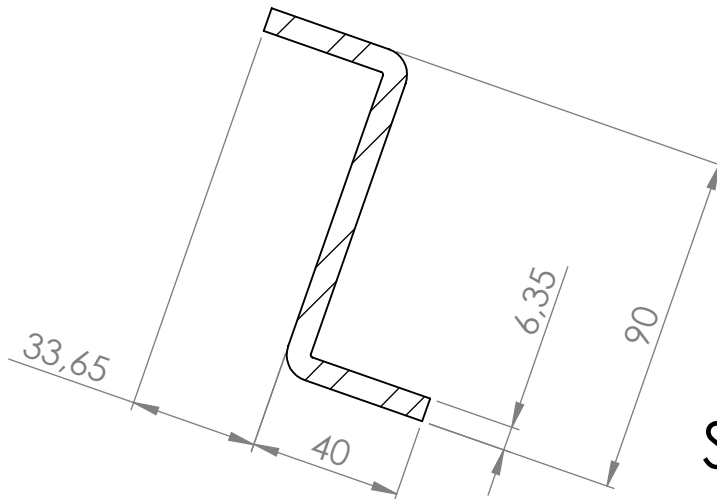
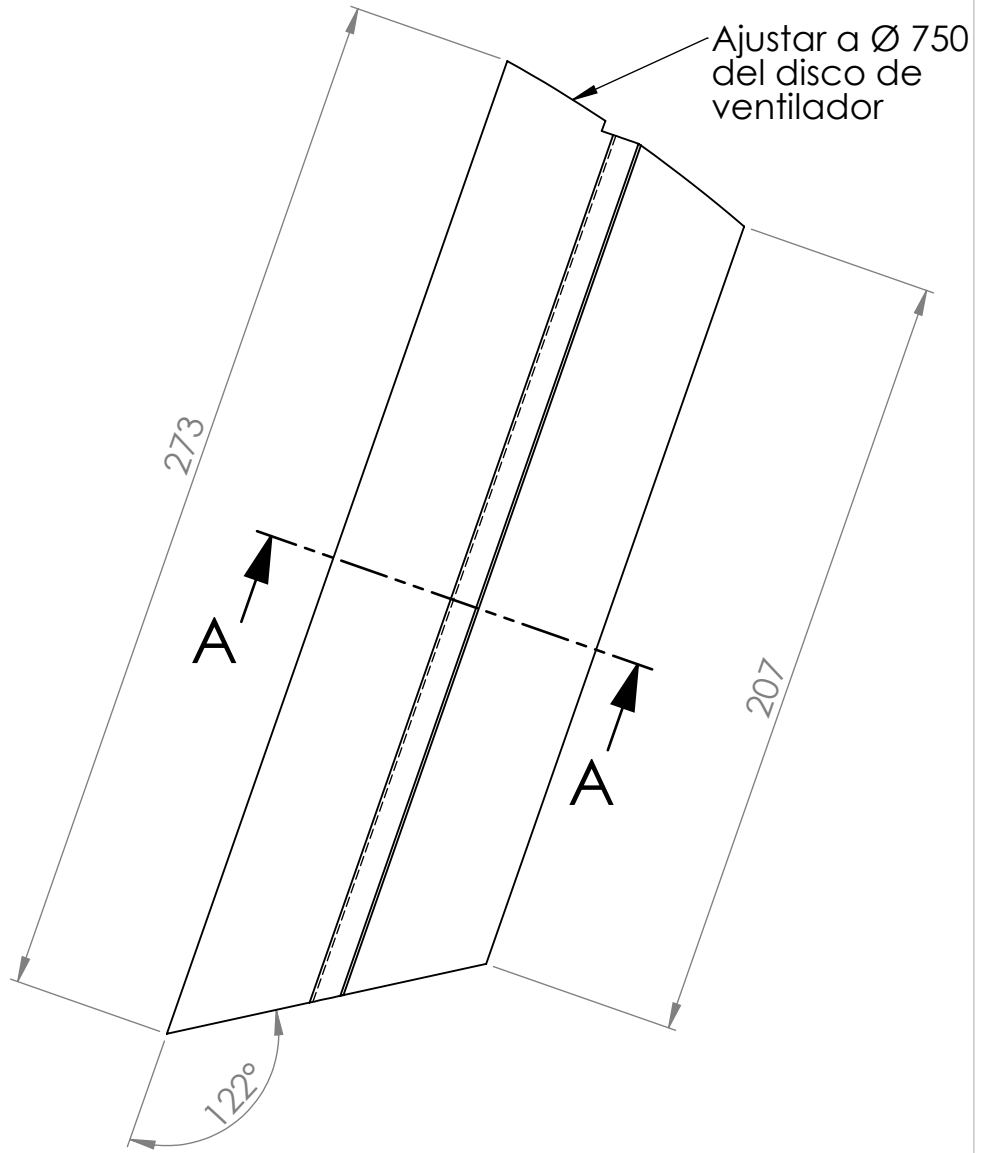
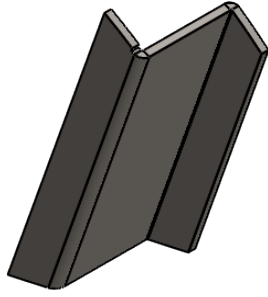
ESCALA  
1 : 10  
NORMA

### SUBCONJUNTO SECUNDARIO VENTILADOR CENTRÍFUGO

MATERIAL:	--
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-10-09-0000	0



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	18/12/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	18/12/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	18/12/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	1 : 5		MATERIAL: F-24	
NORMA			<b>DISCO DE VENTILADOR</b>	CANTIDAD: 01	
				PLANO M-10-09-0001	REVISIÓN 0



## SECCIÓN A-A

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola



ESCALA	
1 : 2	
NORMA	

## ÁLABE DE AIRE

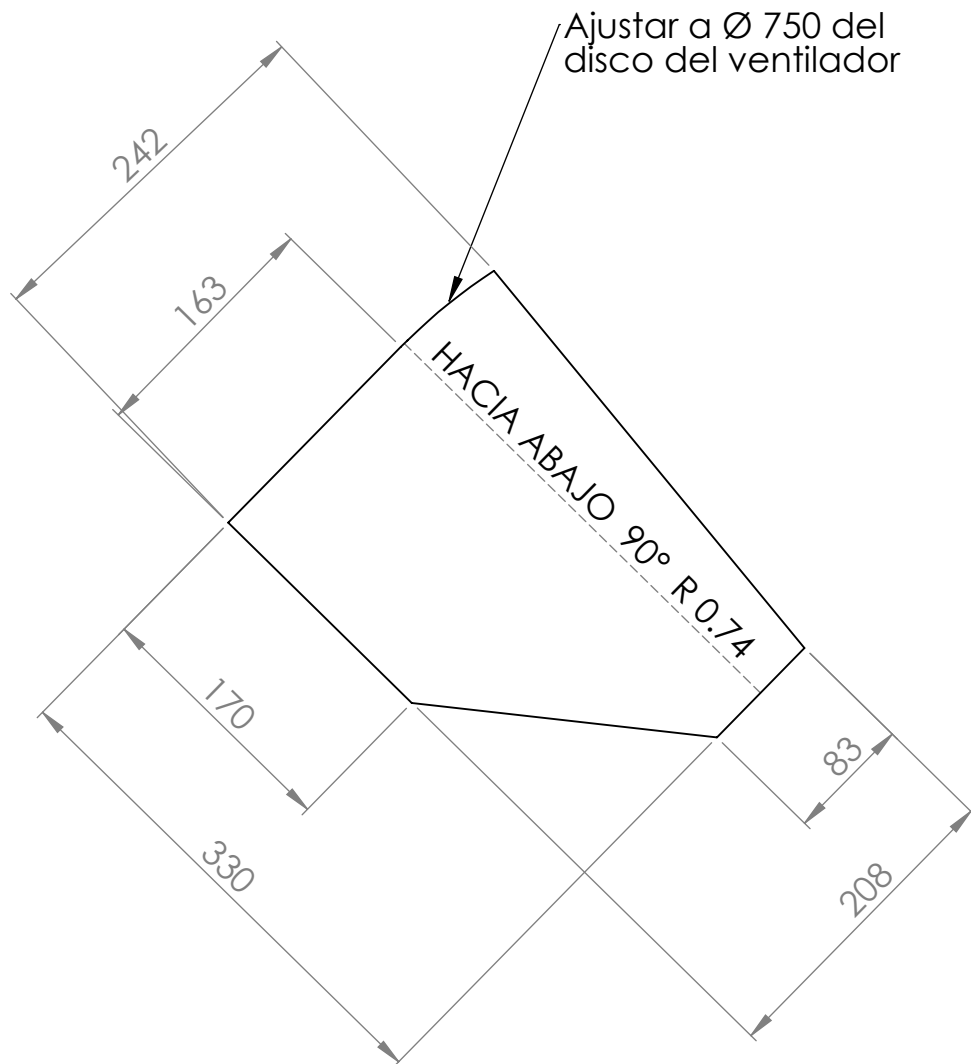
MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 08

PLANO  
M-10-09-0002

REVISIÓN  
0

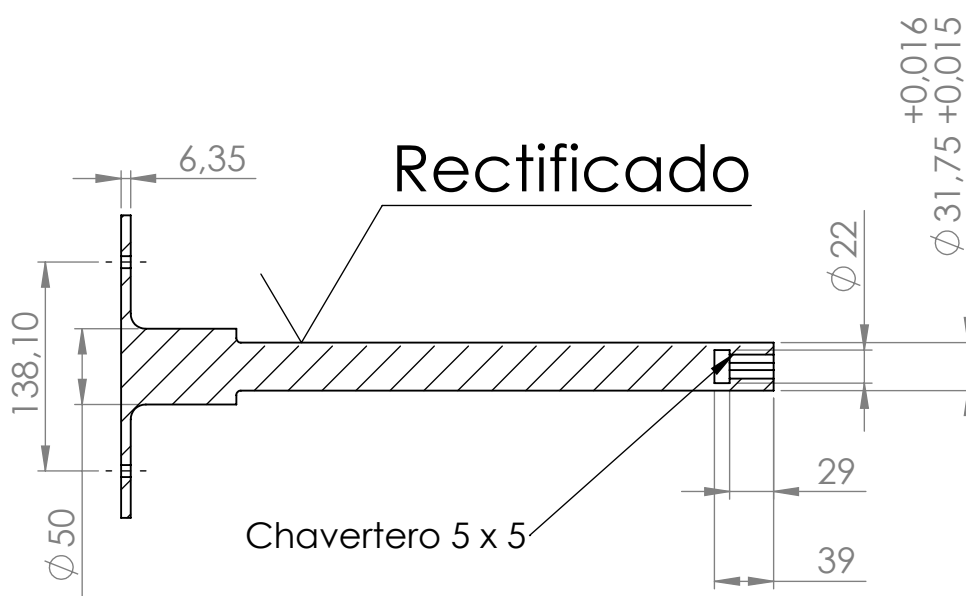
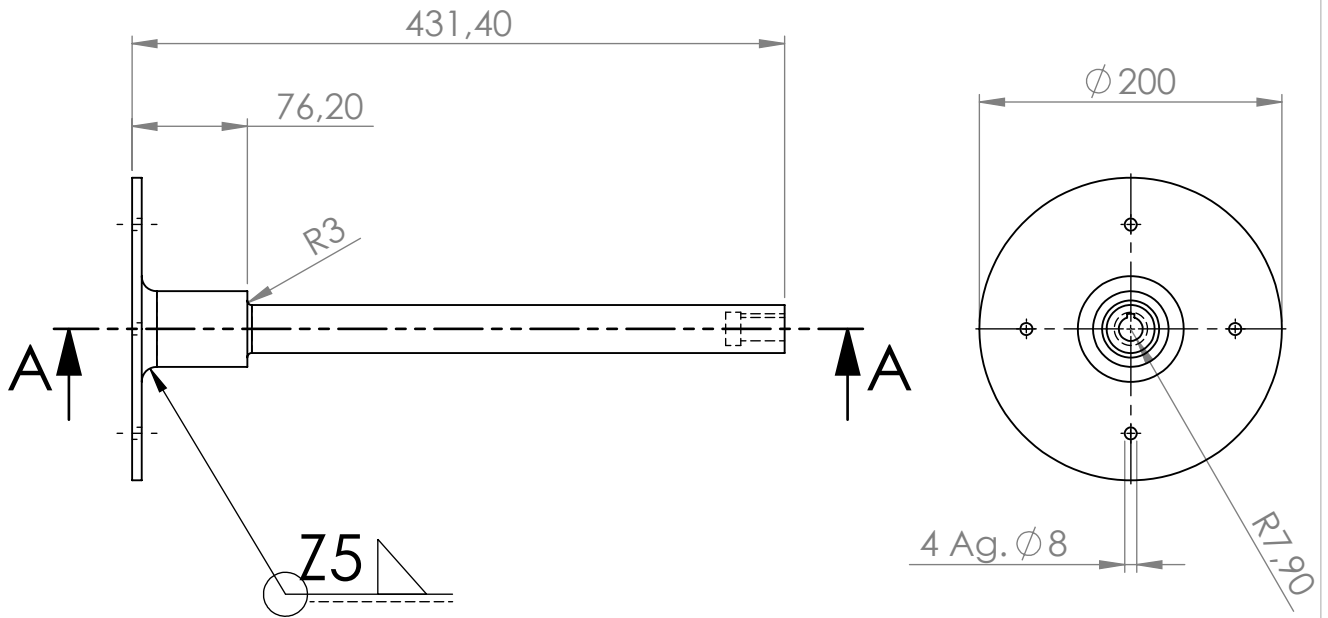




Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

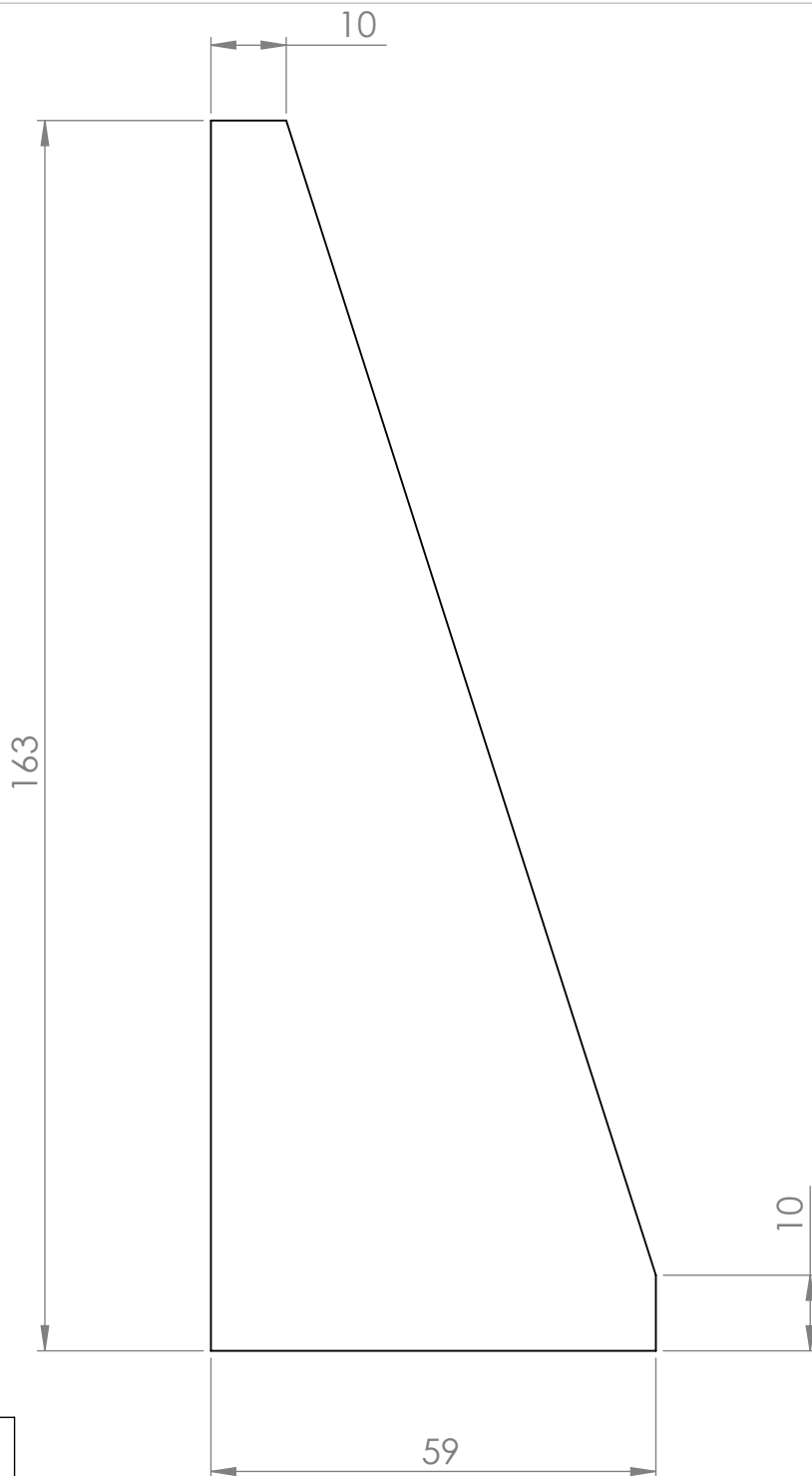
Chapa espesor 6,35

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM		FECHA	NOMBRE	
	DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	<b>ÁLABE DE MATERIAL</b>		MATERIAL: F-24
	1 : 5			CANTIDAD: 04
	NORMA			PLANO M-10-09-0003
				REVISIÓN 0



## SECCIÓN A-A

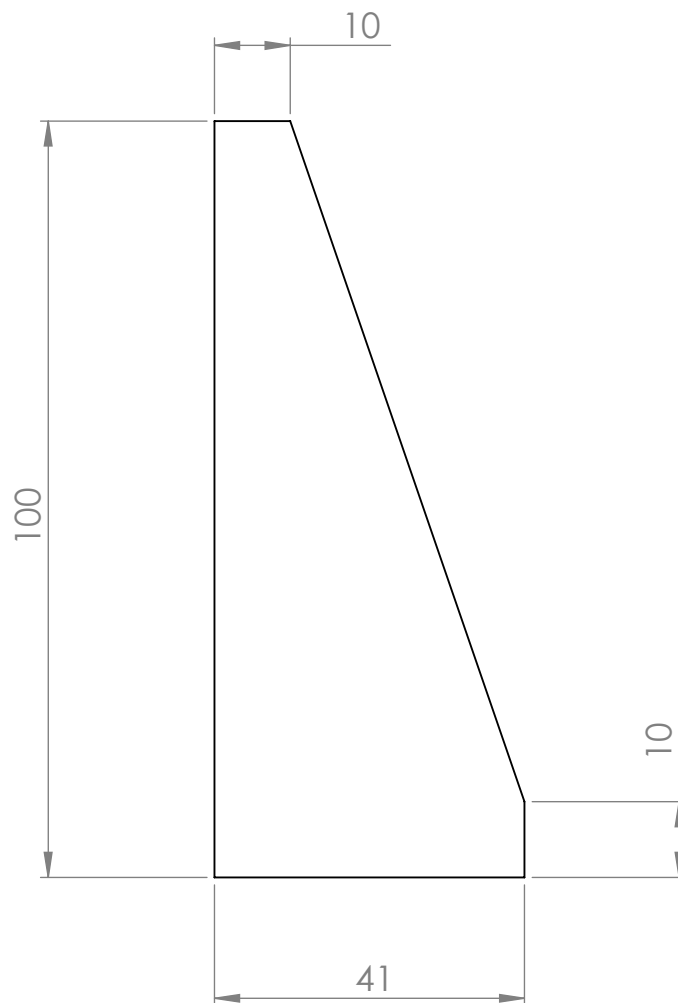
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	08/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	08/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 5	08/12/2021	A. Di Cola
NORMA		<b>EJE DE VENTILADOR</b>		CANTIDAD: 01
				PLANO M-10-09-0004



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

Chapa espesor 6,35

<p><i>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</i></p>		FECHA	NOMBRE		
	DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	<p><b>ESCUADRA 1</b></p>			MATERIAL: F-24
	1 : 1				CANTIDAD: 04
	NORMA				PLANO M-10-09-0005
					REVISIÓN 0

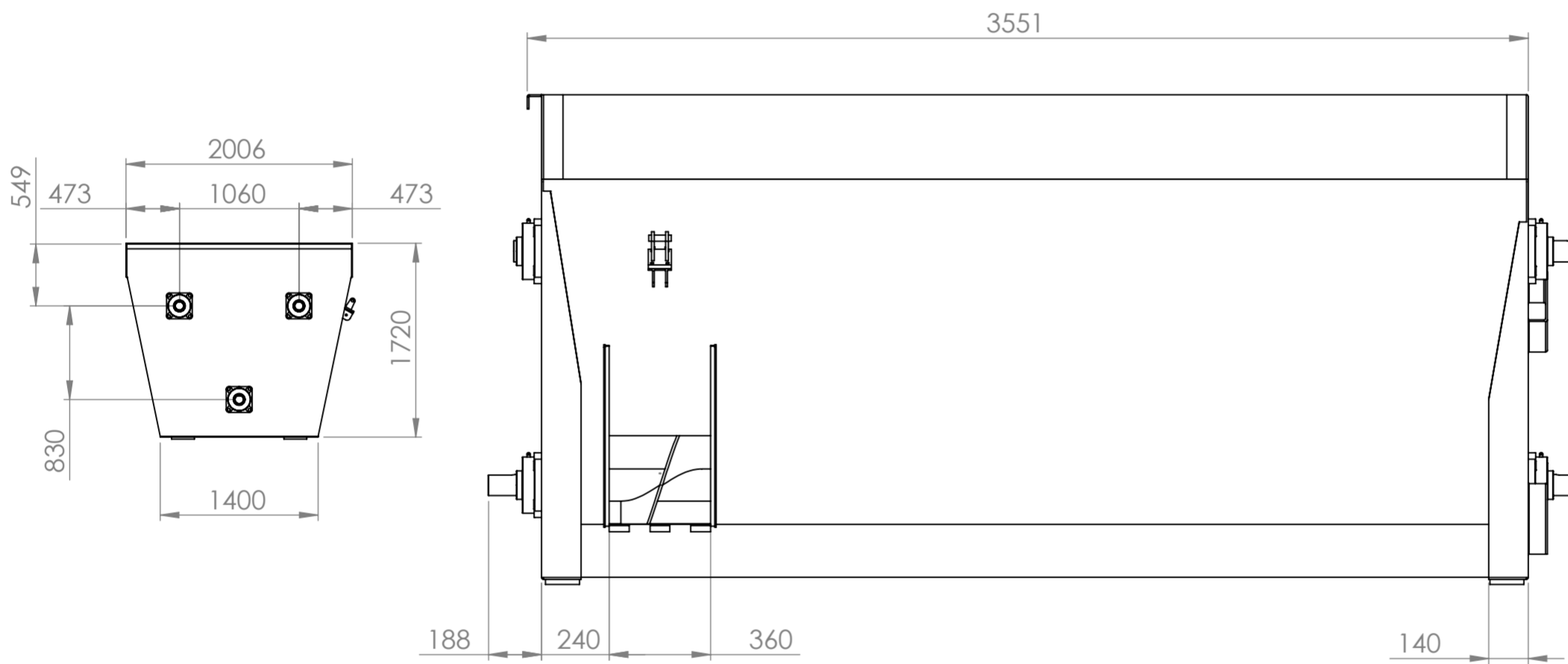
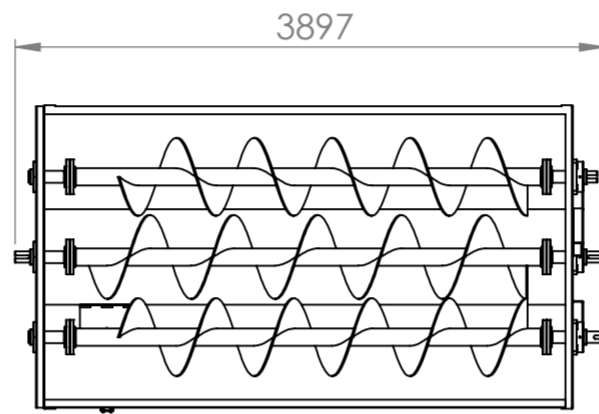
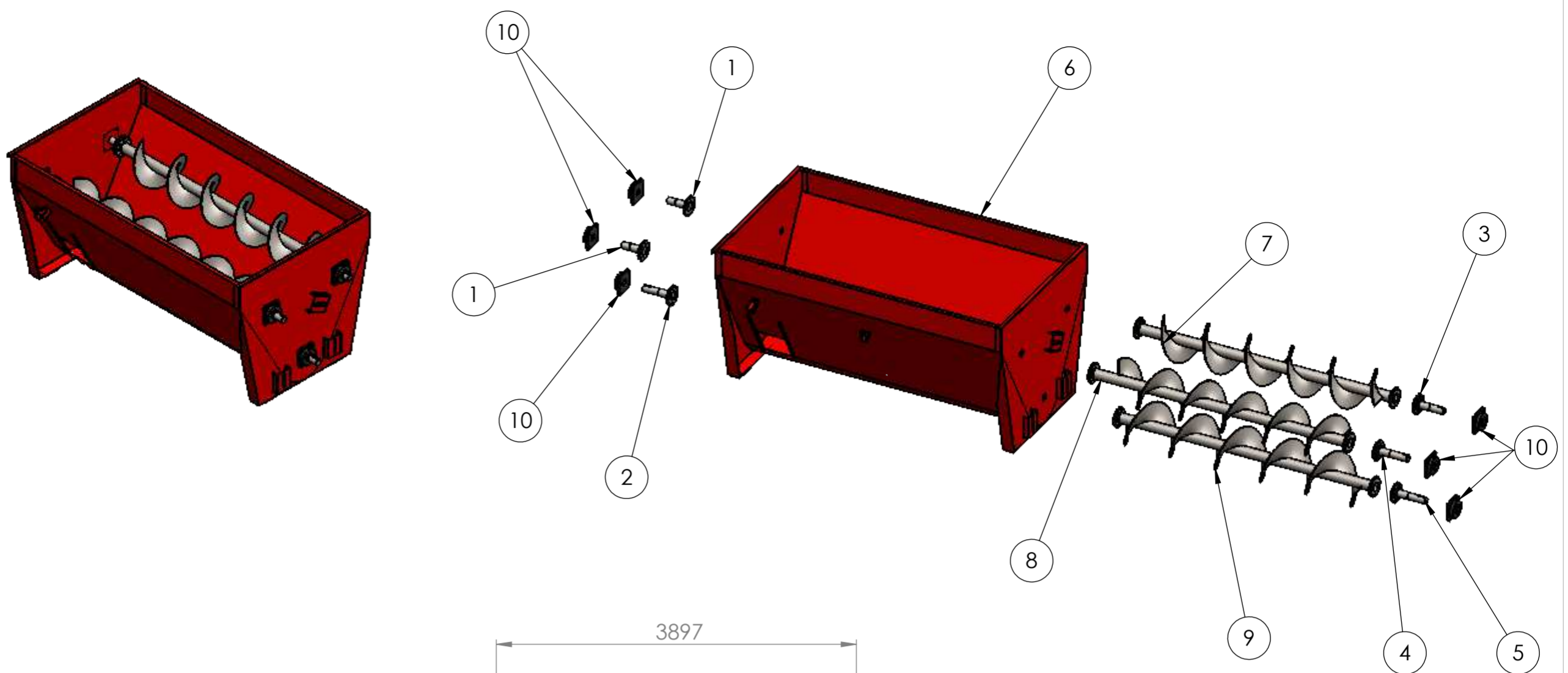


Tolerancias no indicadas

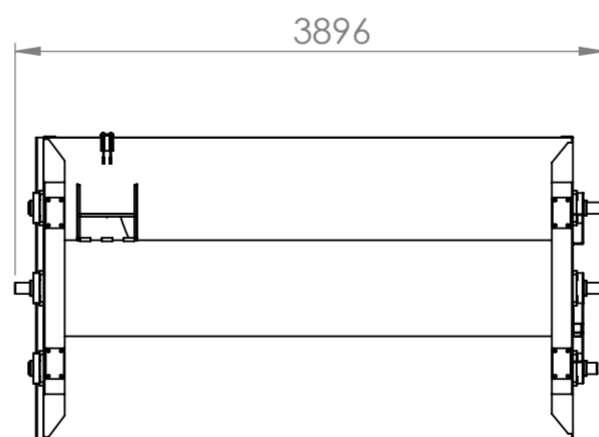
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

Chapa espesor 6,35

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM</p>		FECHA	NOMBRE		
	DIBUJÓ	08/12/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	08/12/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	08/12/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	<p><b>ESCUADRA 2</b></p>		MATERIAL: F-24	
	1 : 1			CANTIDAD: 04	
	NORMA			PLANO	REVISIÓN
				M-10-09-0006	0



Escala 1 : 20



10	Rodamiento UCF-315	M-20-00-C001	Marca: SKF
9	Sinfin de mezcla inferior	M-20-04-0000	
8	Sinfin de mezcla superior izquierdo	M-20-03-0000	
7	Sinfin de mezcla superior derecho	M-20-02-0000	
6	Tolva de carga	M-20-01-0000	
5	Eje trasero sinfin inferior	M-20-00-0005	
4	Eje trasero sinfin superior izquierdo	M-20-00-0004	
3	Eje trasero sinfin superior derecho	M-20-00-0003	
2	Eje delantero sinfin inferior	M-20-00-0002	
1	Eje delantero sinfin superior	M-20-00-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

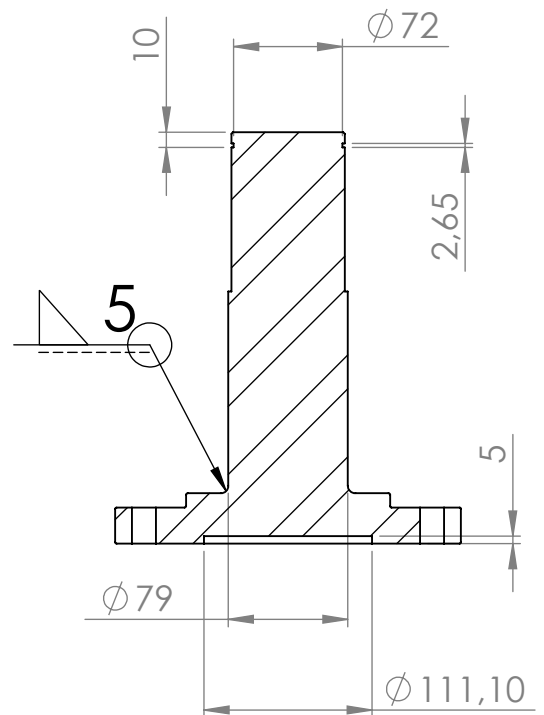
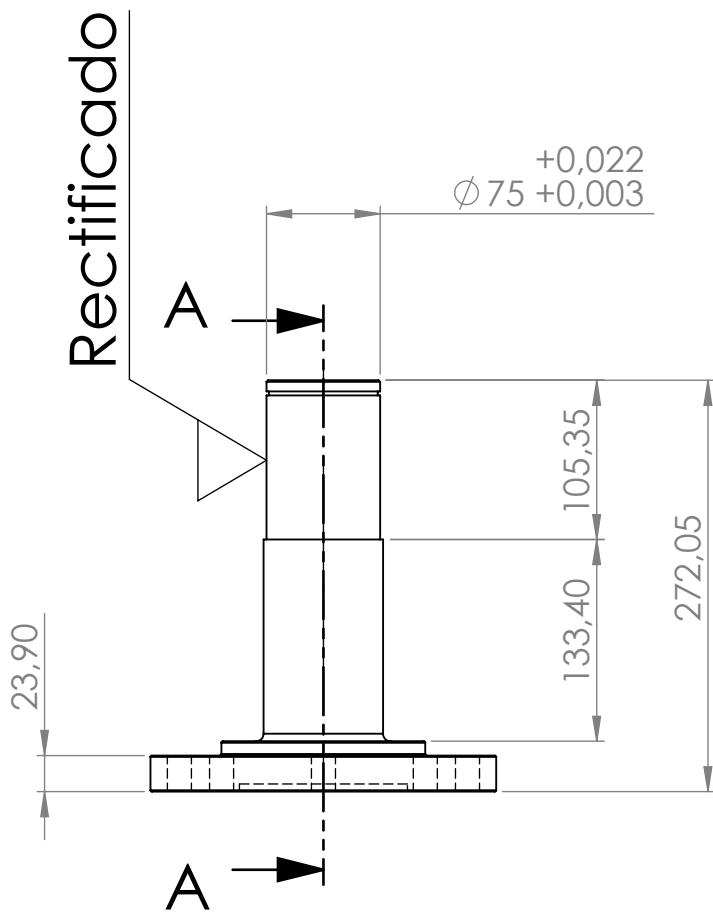
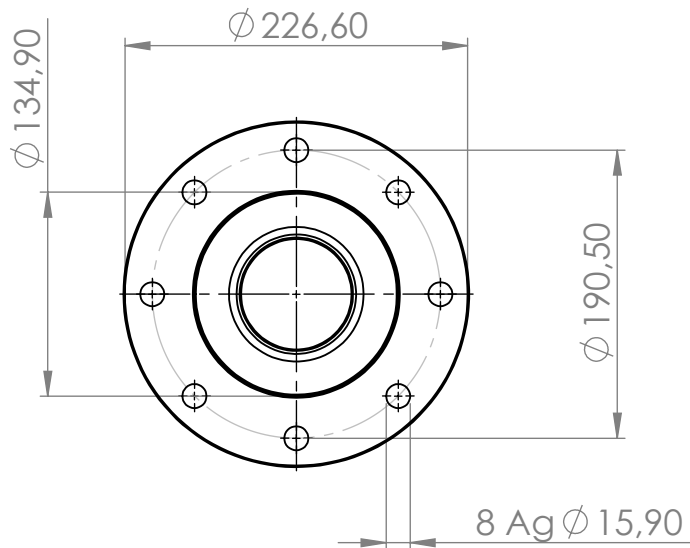
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUÉDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	03/11/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	03/11/2021	M. Costamagna
APROBÓ	03/11/2021	A. Di Cola
ESCALA	1 : 50	
NORMA		



**SUBCONJUNTO PRIMARIO  
TOLVA DE CARGA**

MATERIAL:	--
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-20-00-0000	01



Chafilán no indicado: 1 x 45°

## SECCIÓN A-A

EL CONTENIDO DEL  
 PRESENTE  
 DOCUMENTO ES  
 PROPIEDAD  
 INTELECTUAL DE  
 LUNATTI DIEGO  
 QUEDA PROHIBIDA  
 TODA  
 REPRODUCCIÓN Y  
 UTILIZACIÓN EN  
 INSTALACIONES  
 AJENAS A LA  
 UTN - FRVM

DIBUJÓ  
 REVISÓ  
 APROBÓ

FECHA  
 11/12/2021  
 11/12/2021  
 11/12/2021

NOMBRE  
 Diego Lunatti  
 M. Costamagna  
 A. Di Cola



ESCALA  
 1 : 5



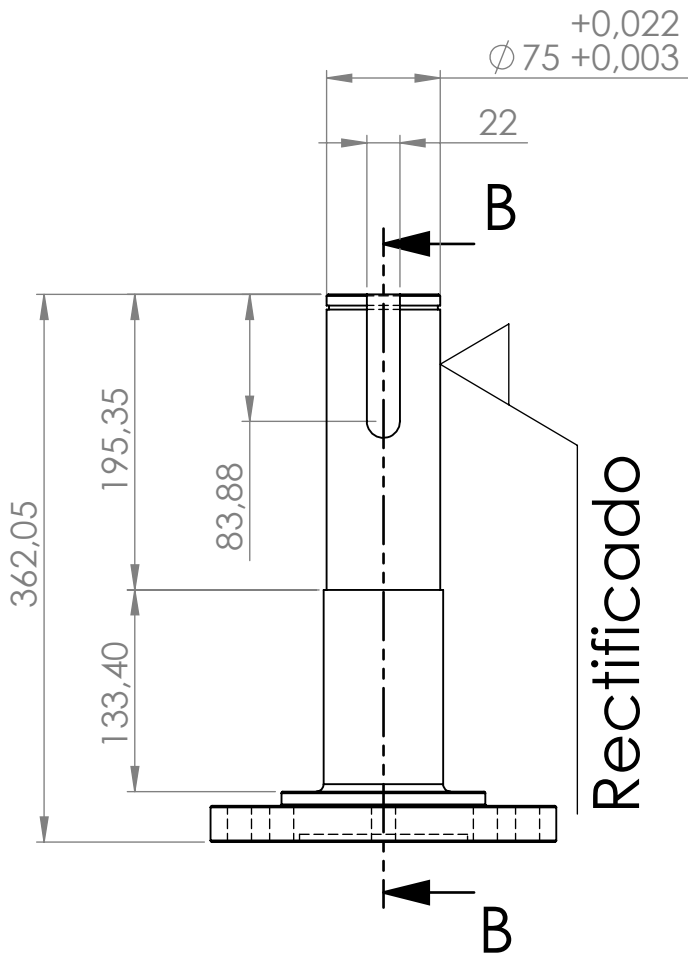
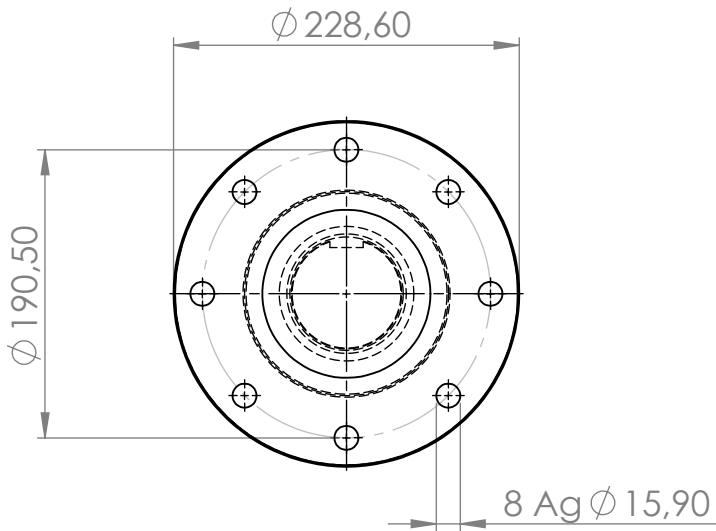
### EJE DELANTERO SINFÍN SUPERIOR

MATERIAL: SAE-1045

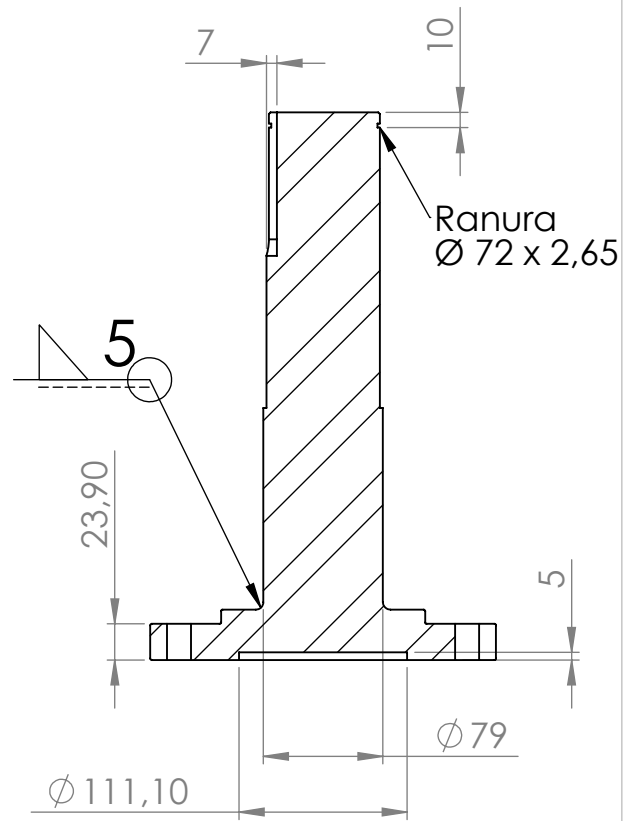
CANTIDAD: 02

PLANO  
 M-20-00-0001

REVISIÓN  
 01



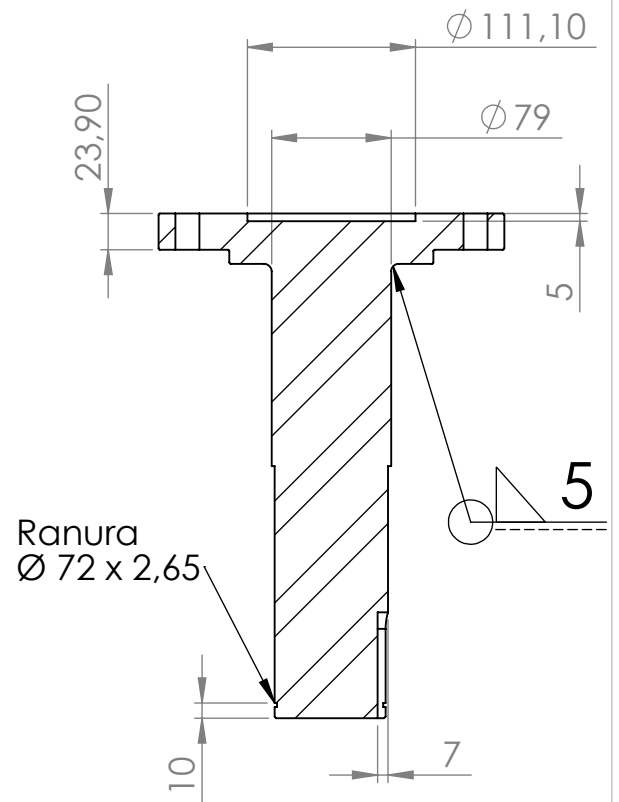
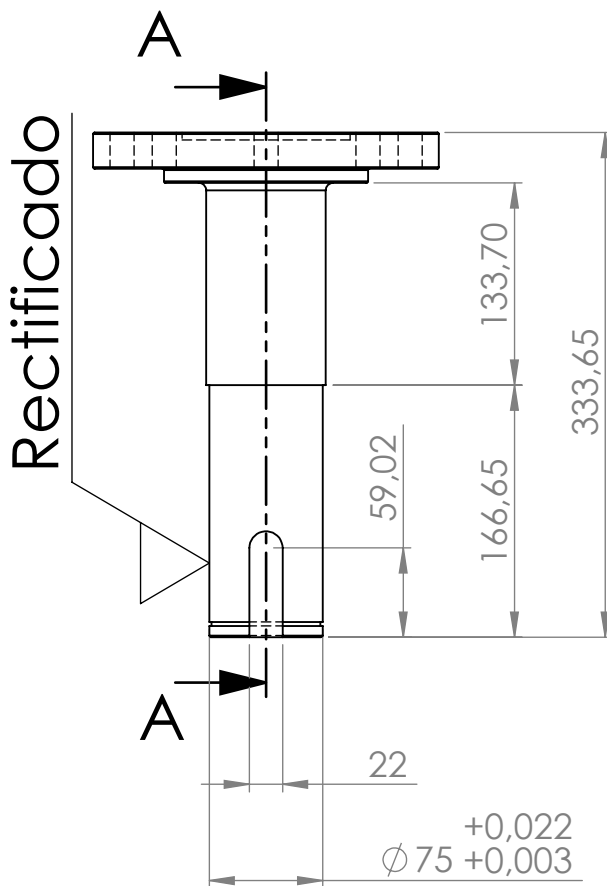
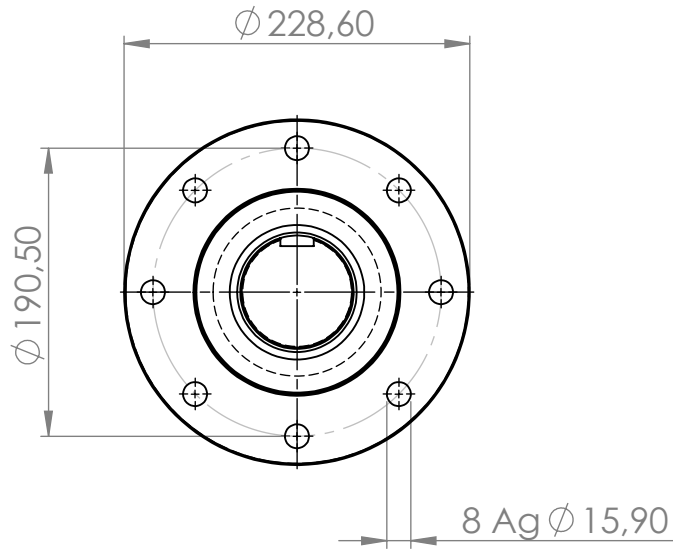
Rectificado



SECCIÓN B-B

Chaflán no indicado: 1 x 45°

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	11/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	11/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 5	<b>EJE DELANTERO SINFÍN INFERIOR</b>	
NORMA		CANTIDAD: 01		
		PLANO	REVISIÓN	
		M-20-00-0002	01	

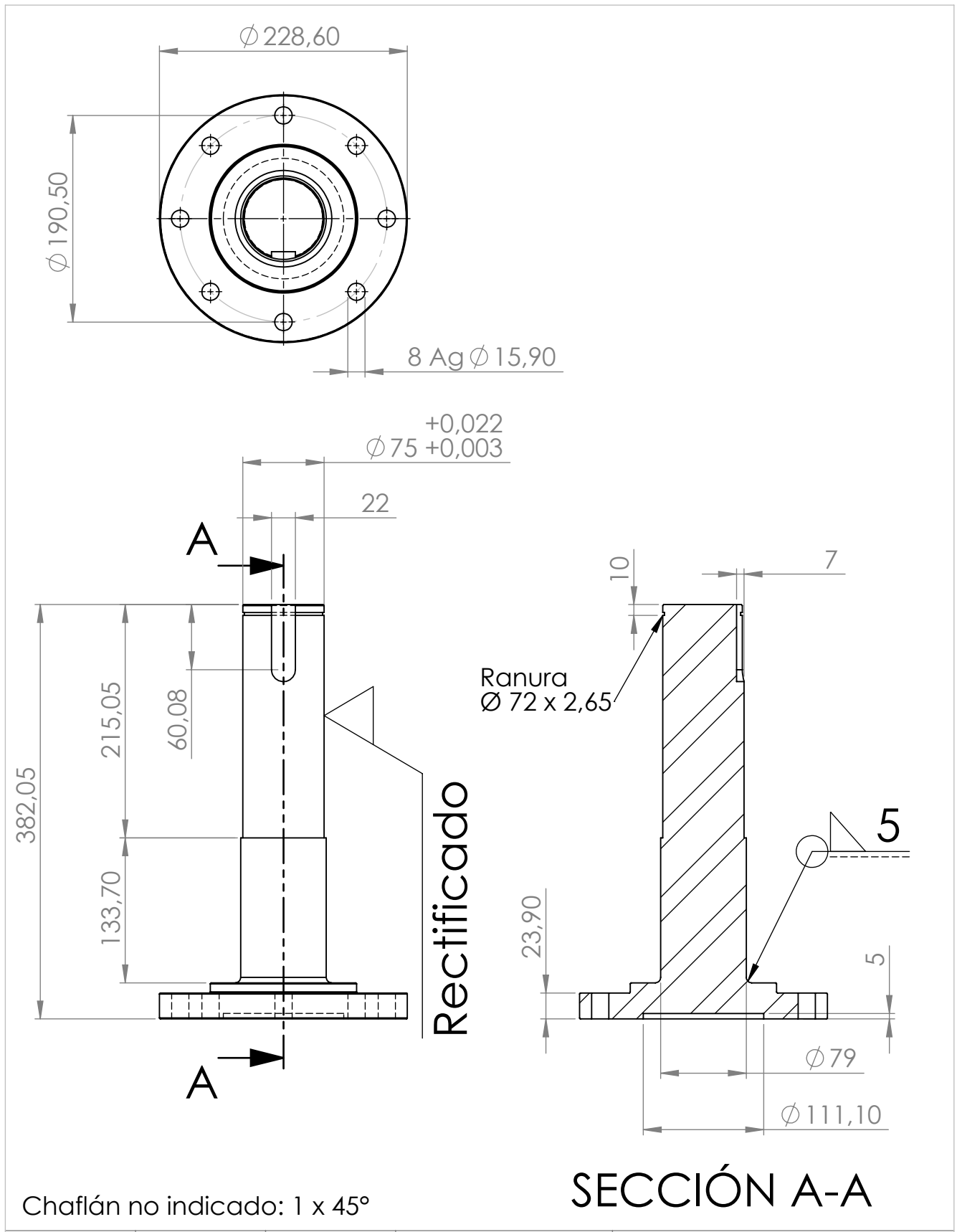




## SECCIÓN A-A

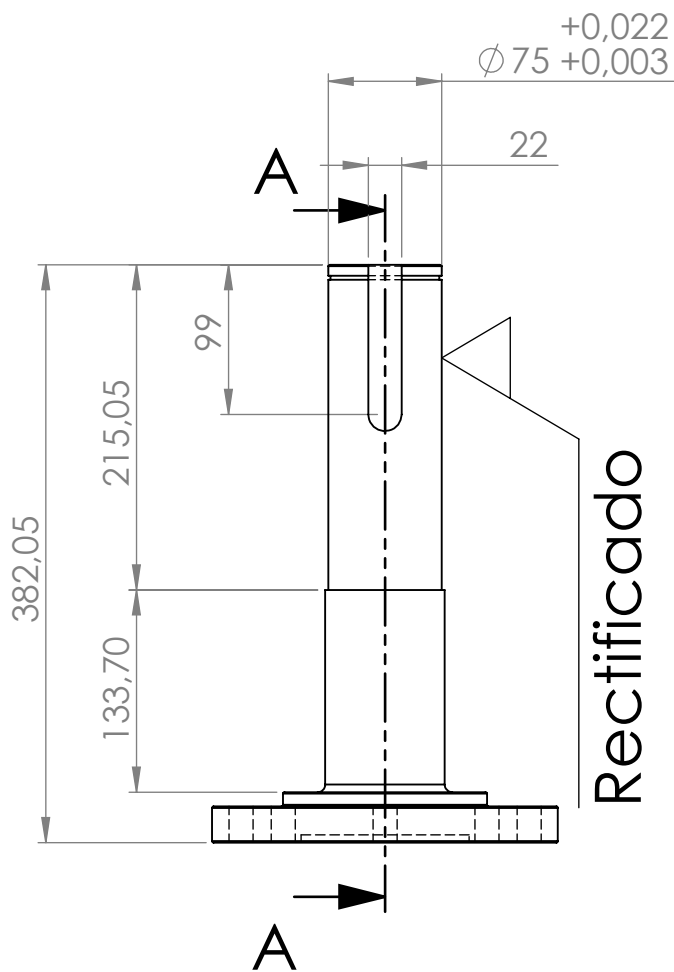
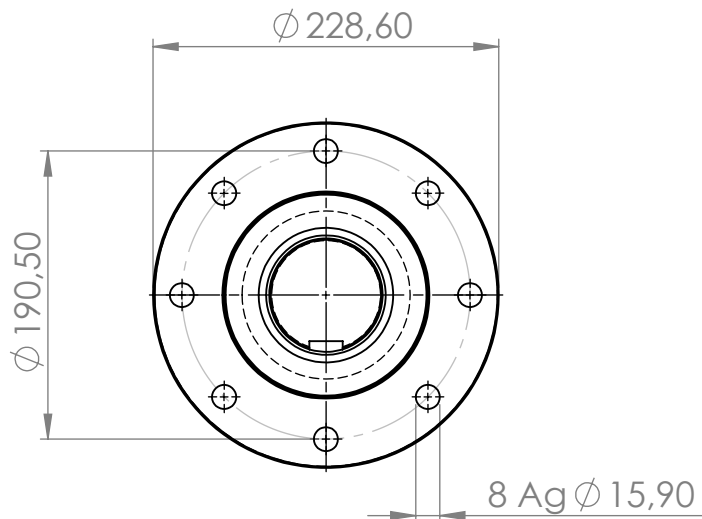
Chaflán no indicado: 1 x 45°

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	11/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	11/12/2021	M. Costamagna	
			A. Di Cola	
ESCALA	<p><b>EJE TRASERO SINFIN SUPERIOR DERECHO</b></p>		MATERIAL:	SAE-1045
1 : 5			CANTIDAD:	01
NORMA			PLANO	REVISIÓN
			M-20-00-0003	01

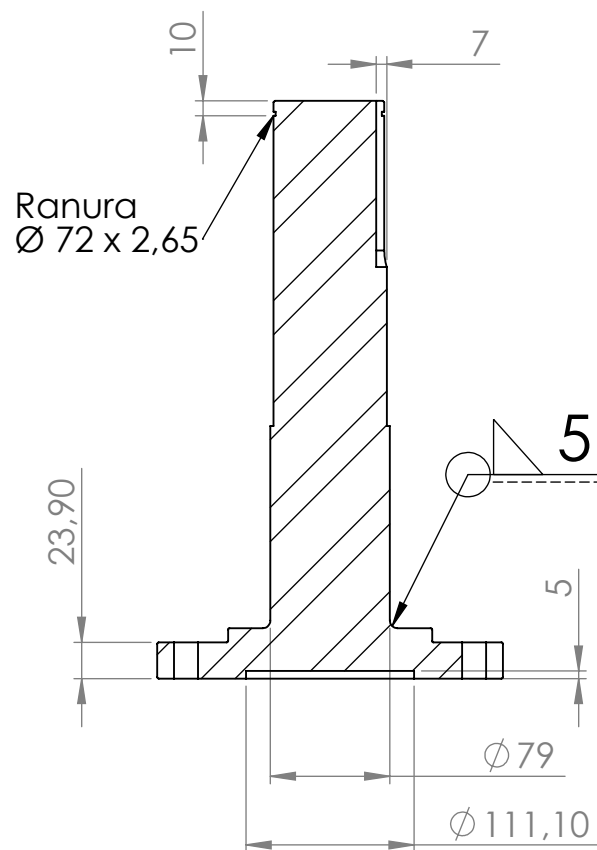




EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	11/12/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	11/12/2021	M. Costamagna		
	ESCALA	1 : 5	11/12/2021	A. Di Cola	MATERIAL: SAE-1045
NORMA		<b>EJE TRASERO SINFÍN SUPERIOR IZQUIERDO</b>		CANTIDAD: 01	
				PLANO M-20-00-0004	REVISIÓN 01



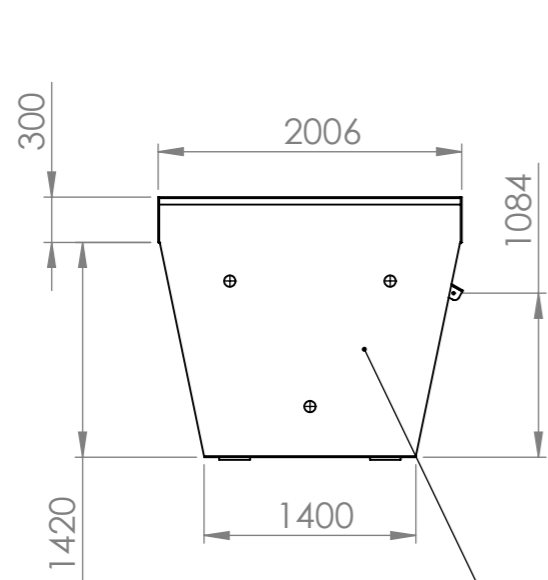
Rectificado



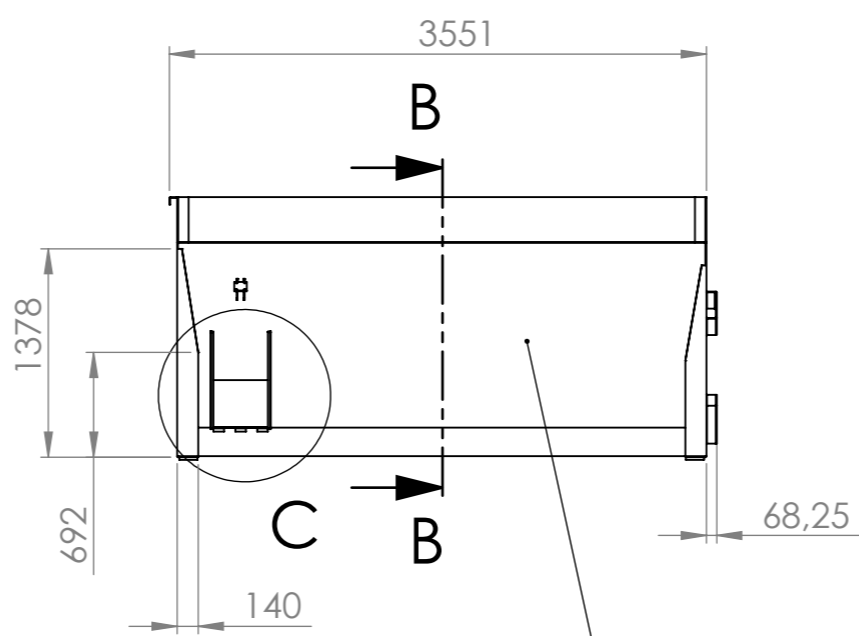
Chañlán no indicado:  $1 \times 45^\circ$

SECCIÓN A-A

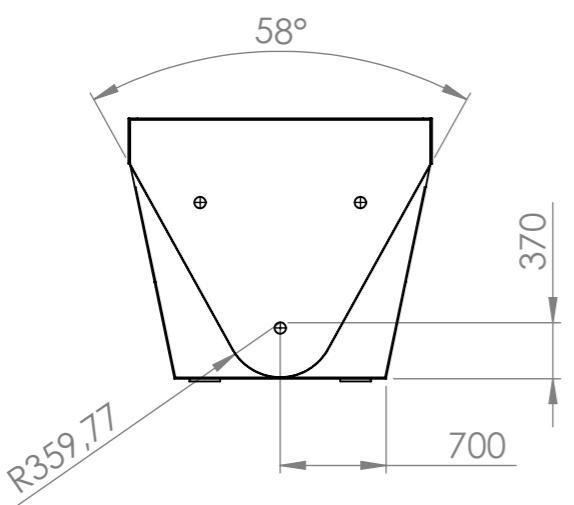
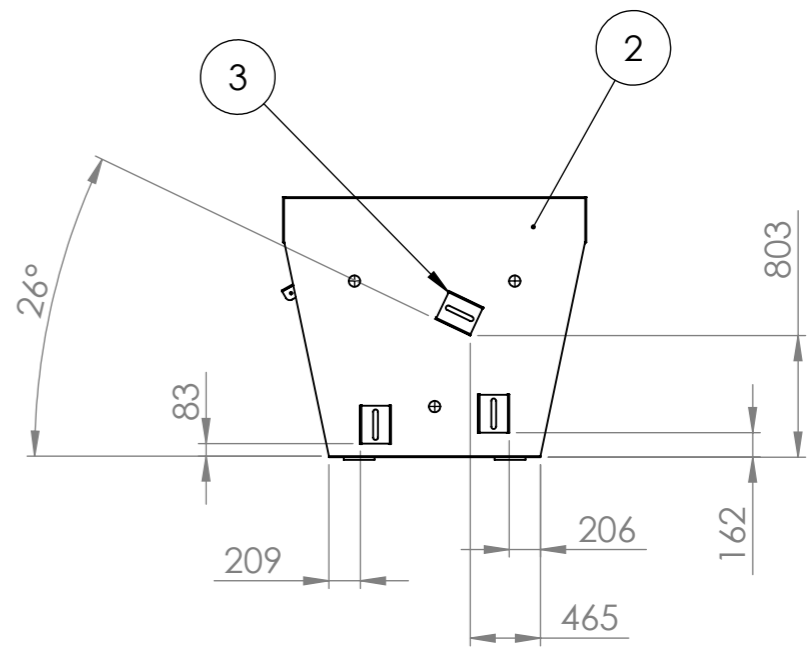
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	11/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	11/12/2021	M. Costamagna	
		11/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	<b>EJE TRASERO SINFÍN INFERIOR</b>		MATERIAL: SAE-1045
	1 : 5			CANTIDAD: 01
	NORMA			PLANO M-20-00-0005



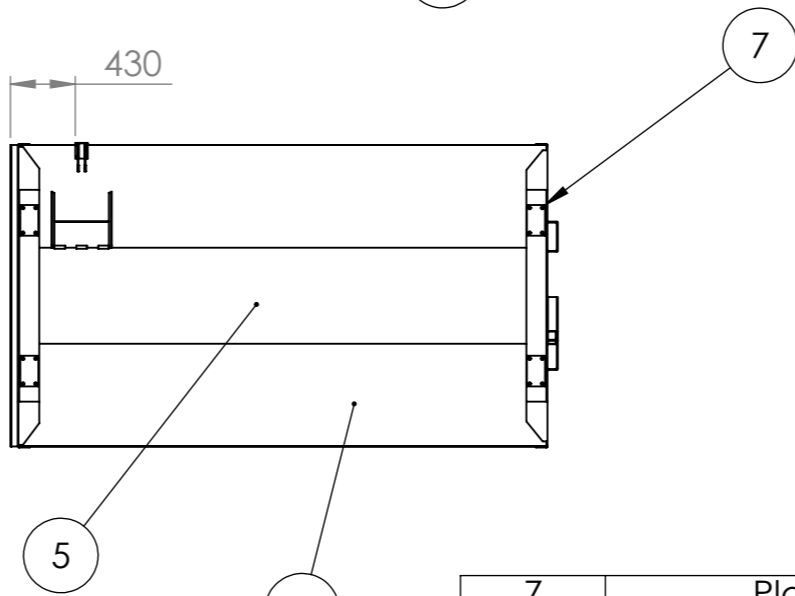
1



4

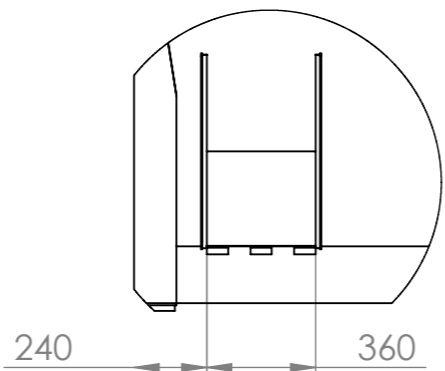


SECCIÓN B-B



5

6



DETALLE C

ESCALA 1 : 25

7	Placa de apoyo	M-20-01-0007	
6	Lateral derecho	M-20-01-0006	
5	Fondo	M-20-01-0005	
4	Lateral izquierdo	M-20-01-0004	
3	Guía de tensor	M-20-01-0003	
2	Tapa trasera	M-20-01-0002	
1	Tapa frontal	M-20-01-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	03/11/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	03/11/2021	M. Costamagna

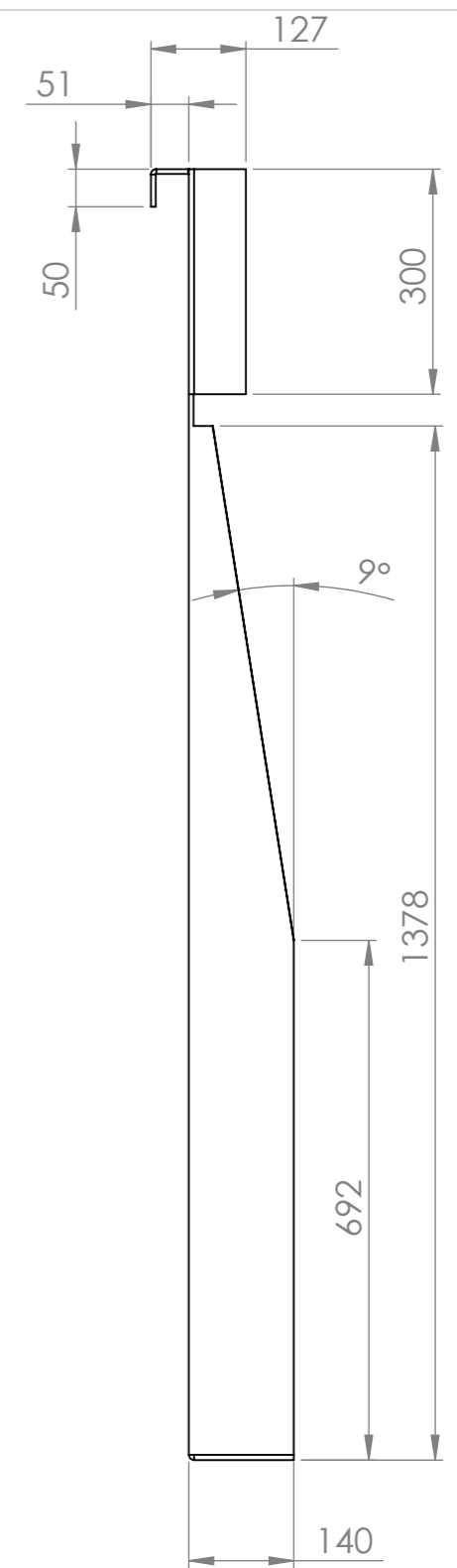
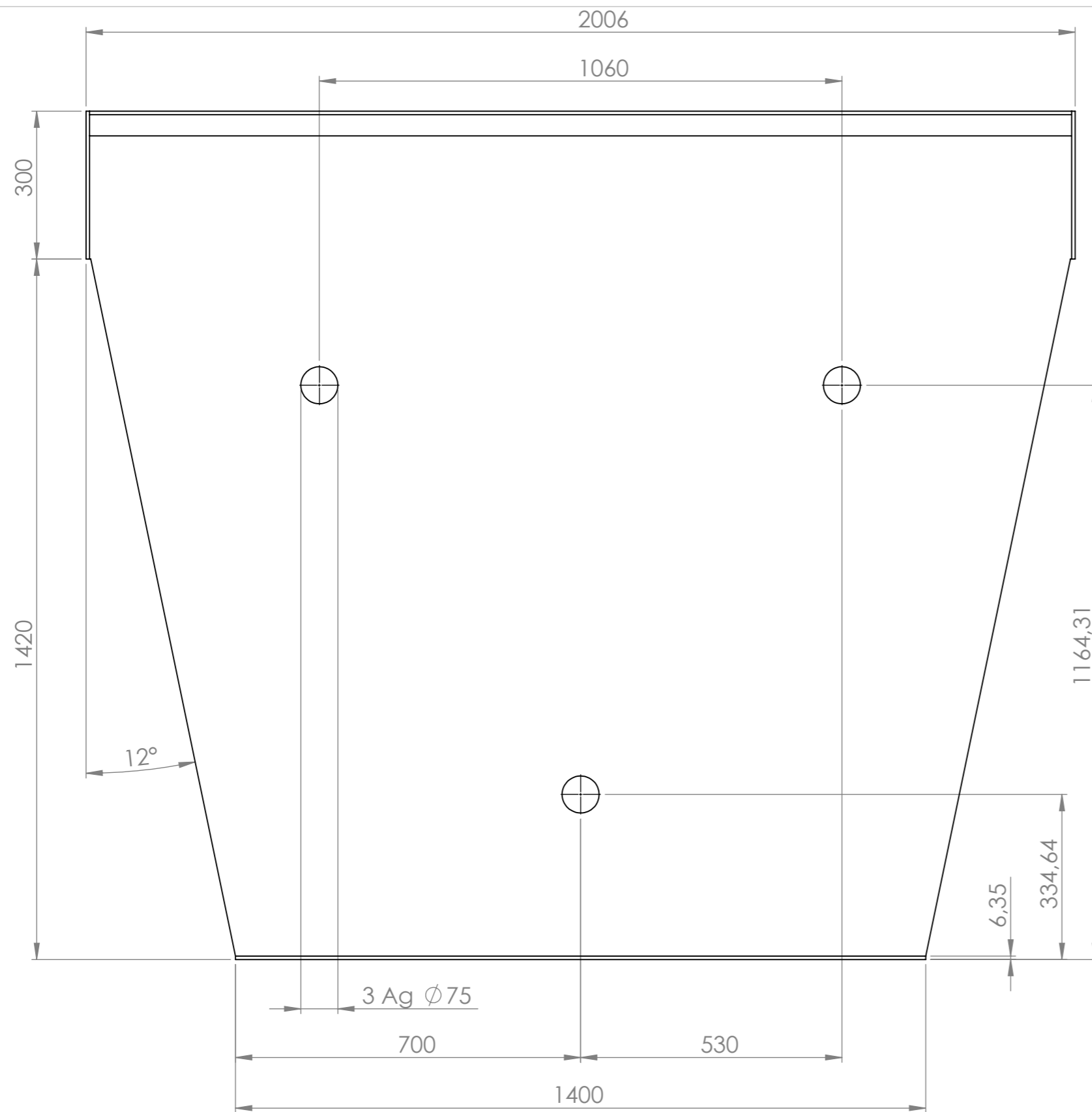


ESCALA  
1 : 50

NORMA

**SUBCONJUNTO SECUNDARIO  
TOLVA DE CARGA**

MATERIAL:	--
CANTIDAD:	01
PLANO	M-20-01-0000
REVISIÓN	0



Radios no indicados: 7

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	01/11/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	01/11/2021	M. Costamagna
APROBÓ	01/11/2021	A. Di Cola
ESCALA	1 : 10	
NORMA		

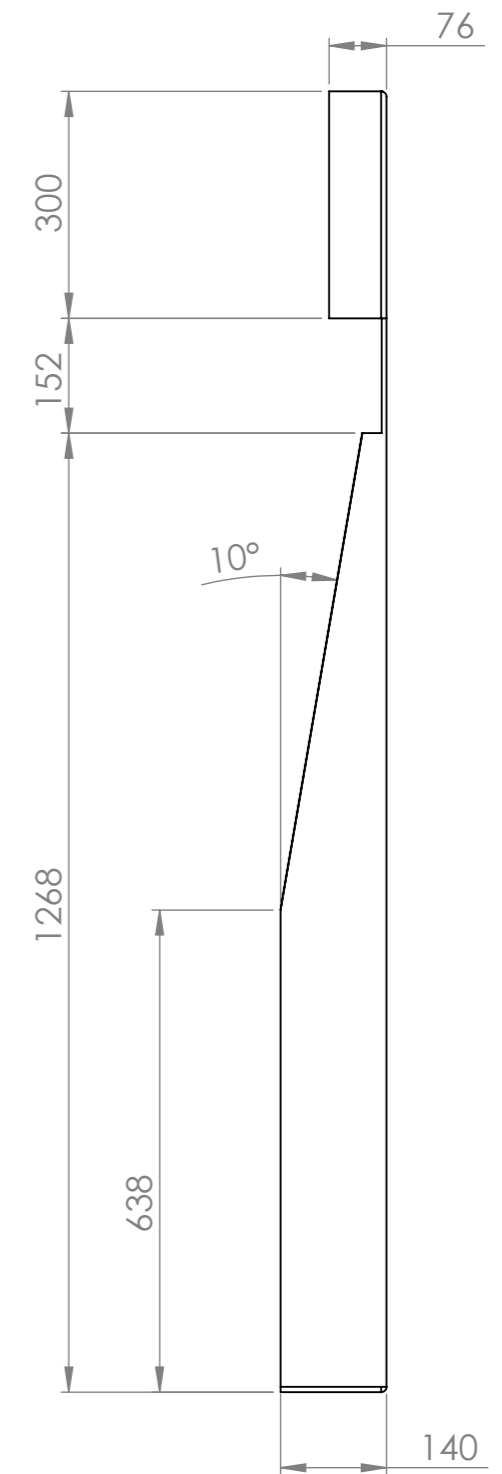
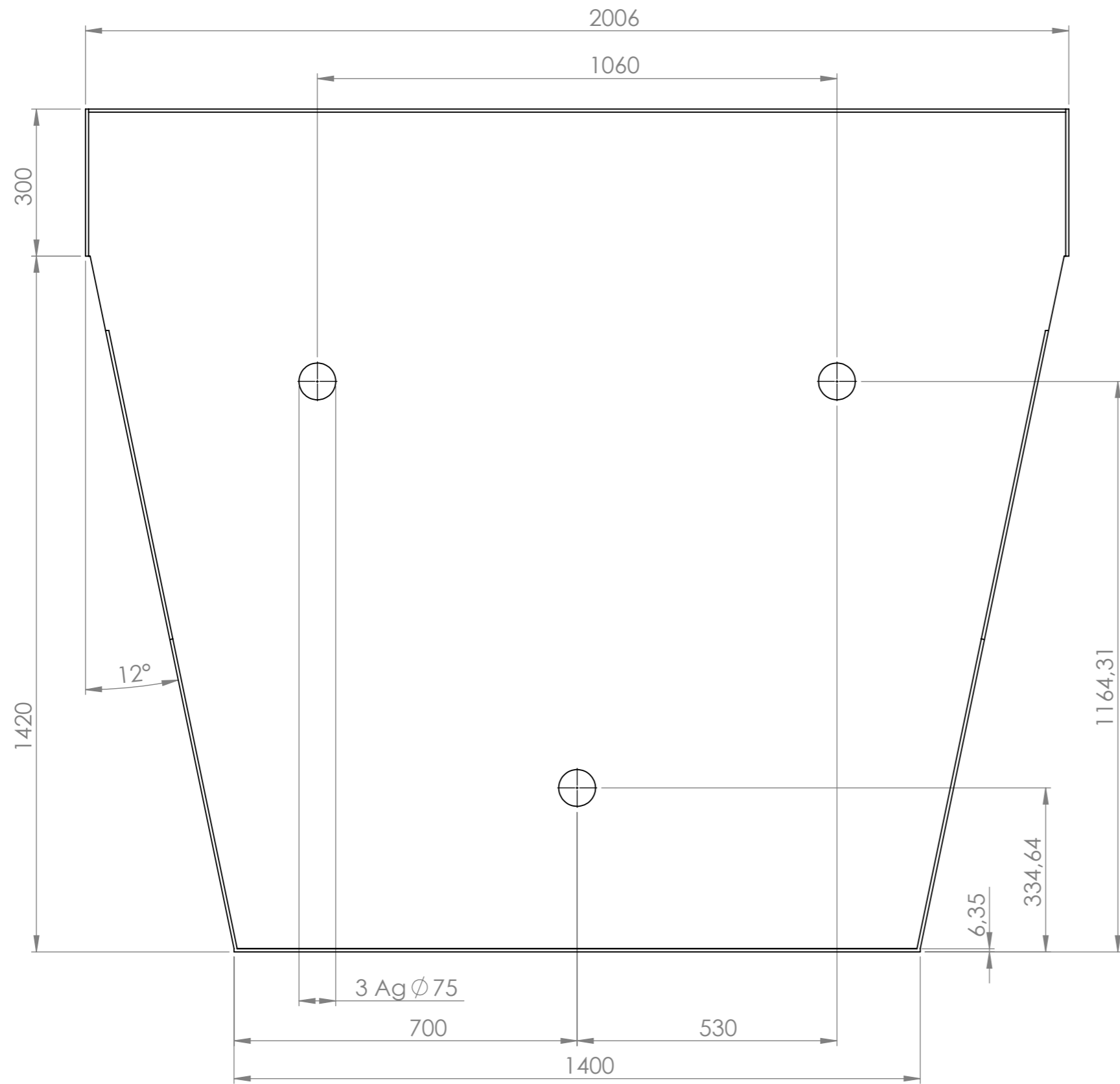
**TAPA FRONTAL**



MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO M-20-01-0001	REVISIÓN 0
-----------------------	---------------



Radios no indicados: 7

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

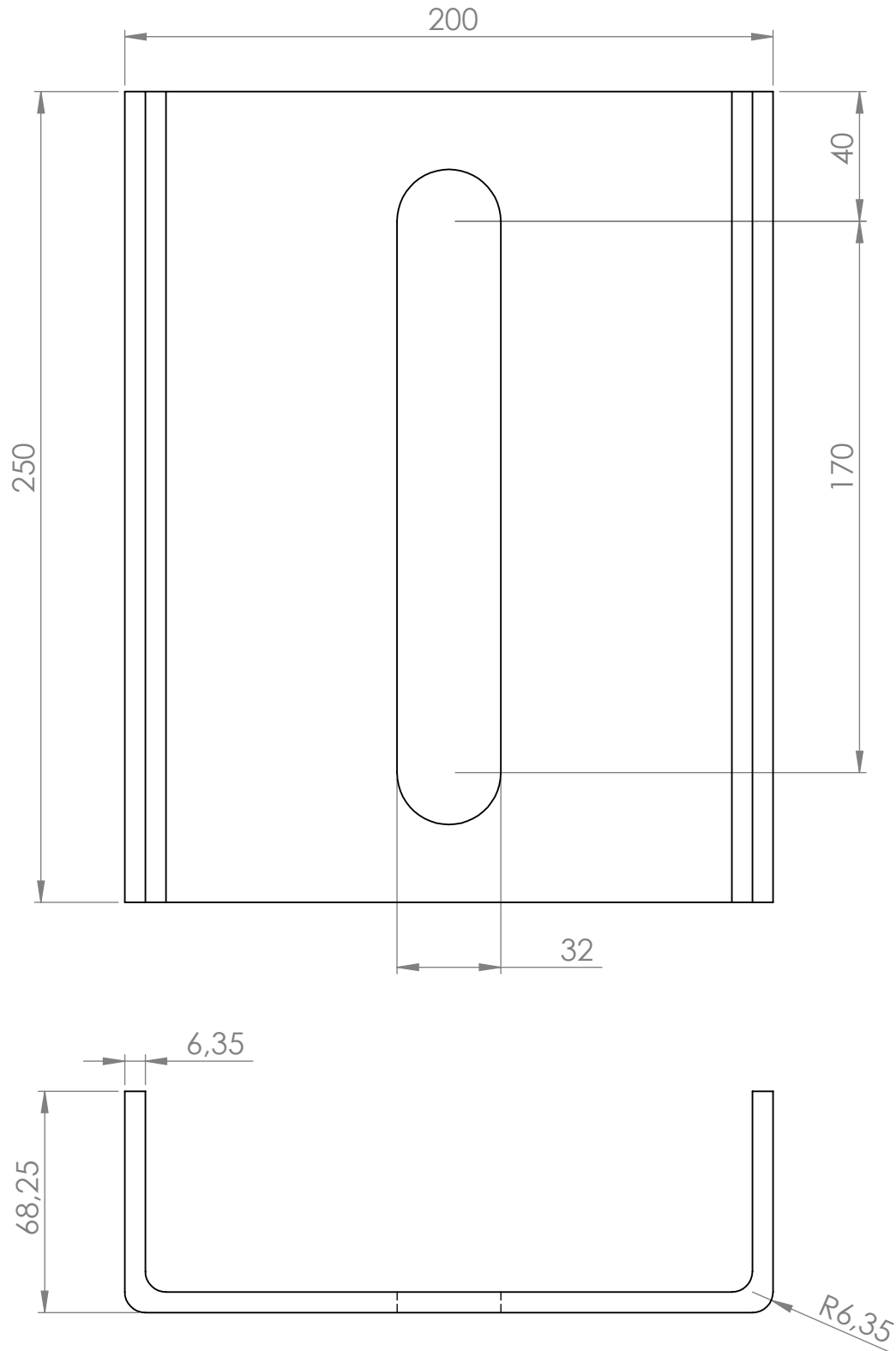
	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	01/11/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	01/11/2021	M. Costamagna
APROBÓ	01/11/2021	A. Di Cola

ESCALA  
1 : 10  
NORMA

**TAPA TRASERA**



MATERIAL:	F-24
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-20-01-0002	0



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ

FECHA  
03/11/2021  
03/11/2021  
03/11/2021

NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



ESCALA  
1 : 2  
NORMA

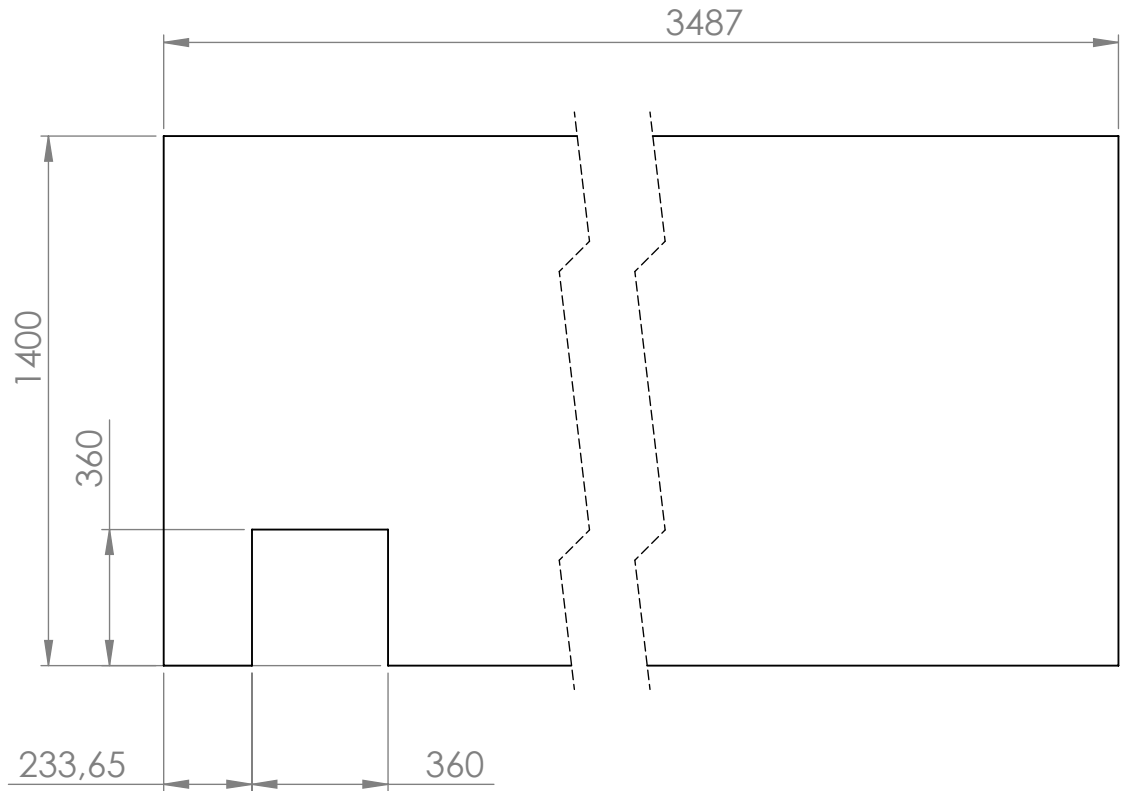
## GUÍA DE TENSOR

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 03

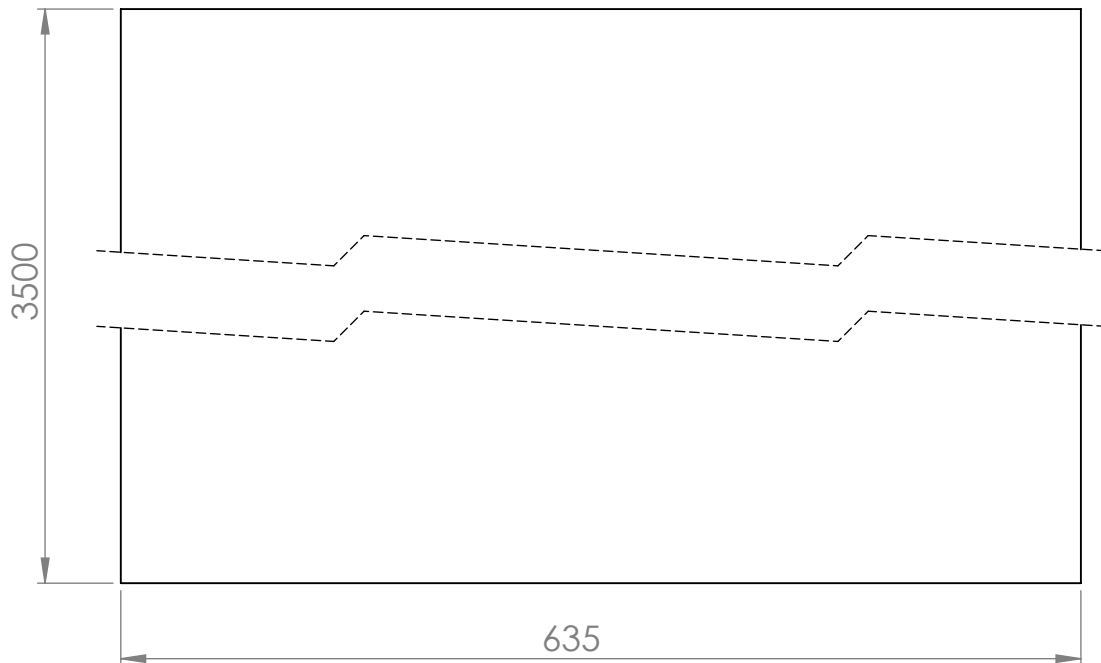
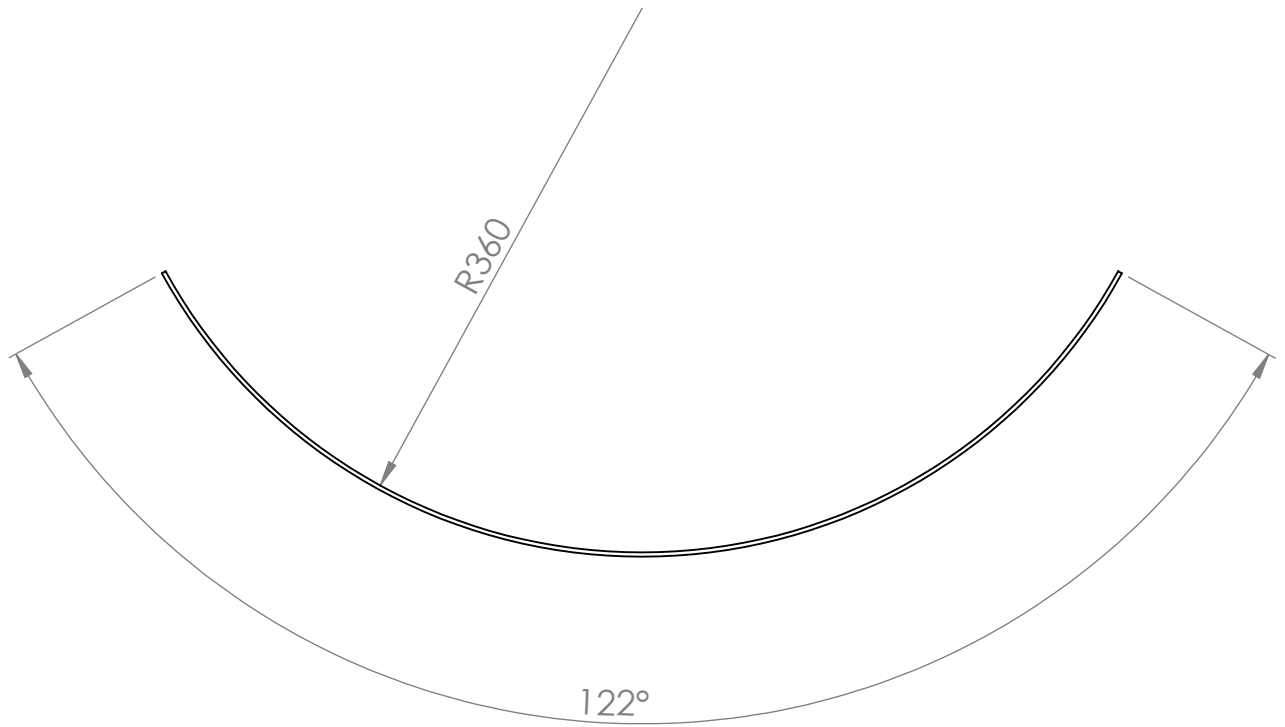
PLANO  
M-20-01-0003

REVISIÓN  
0



Chapa espesor: 3,20

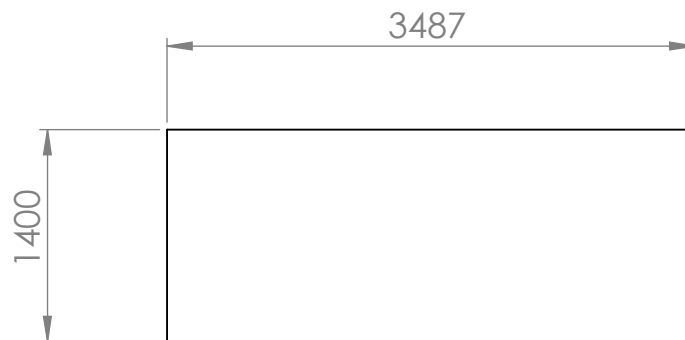
<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>		FECHA	NOMBRE			
	DIBUJÓ	03/11/2021	Diego Lunatti			
	REVISÓ	03/11/2021	M. Costamagna			
	APROBÓ	03/11/2021	A. Di Cola			
	ESCALA	<p><b>LATERAL IZQUIERDO</b></p>			MATERIAL: F-24	
	1 : 20				CANTIDAD: 01	
	NORMA				PLANO	REVISIÓN
					M-20-01-0004	0



Chapa espesor: 3,20

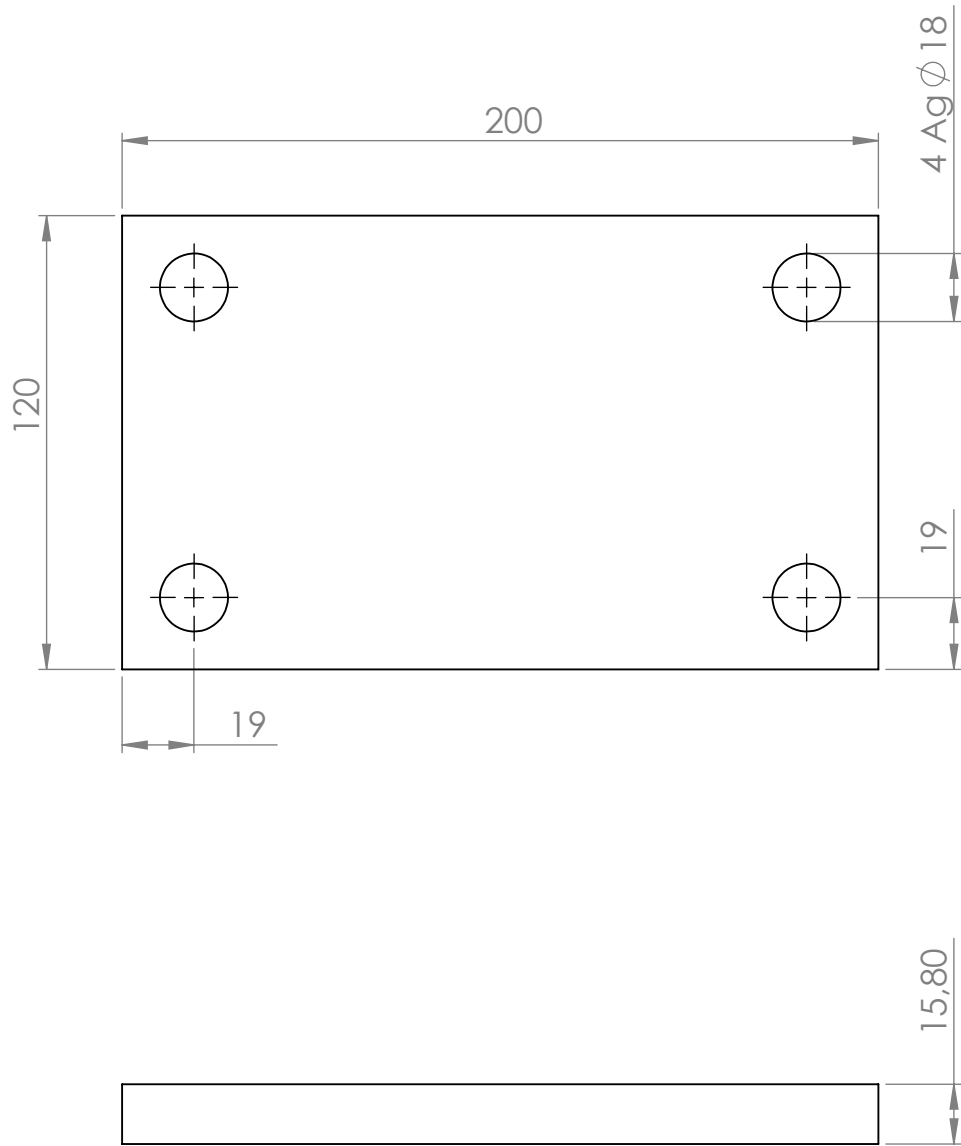
<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>		FECHA	NOMBRE		
	DIBUJÓ	03/11/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	03/11/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	03/11/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	<b>FONDO</b>		MATERIAL: F-24	
	1 : 5			CANTIDAD: 01	
	NORMA			PLANO	REVISIÓN
				M-20-01-0005	0





Chapa espesor: 3,20

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>		FECHA	NOMBRE	
	DIBUJÓ	03/11/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	03/11/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	03/11/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	<b>LATERAL DERECHO</b>		MATERIAL: F-24
	1 : 50			CANTIDAD: 01
NORMA				PLANO M-20-01-0006



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

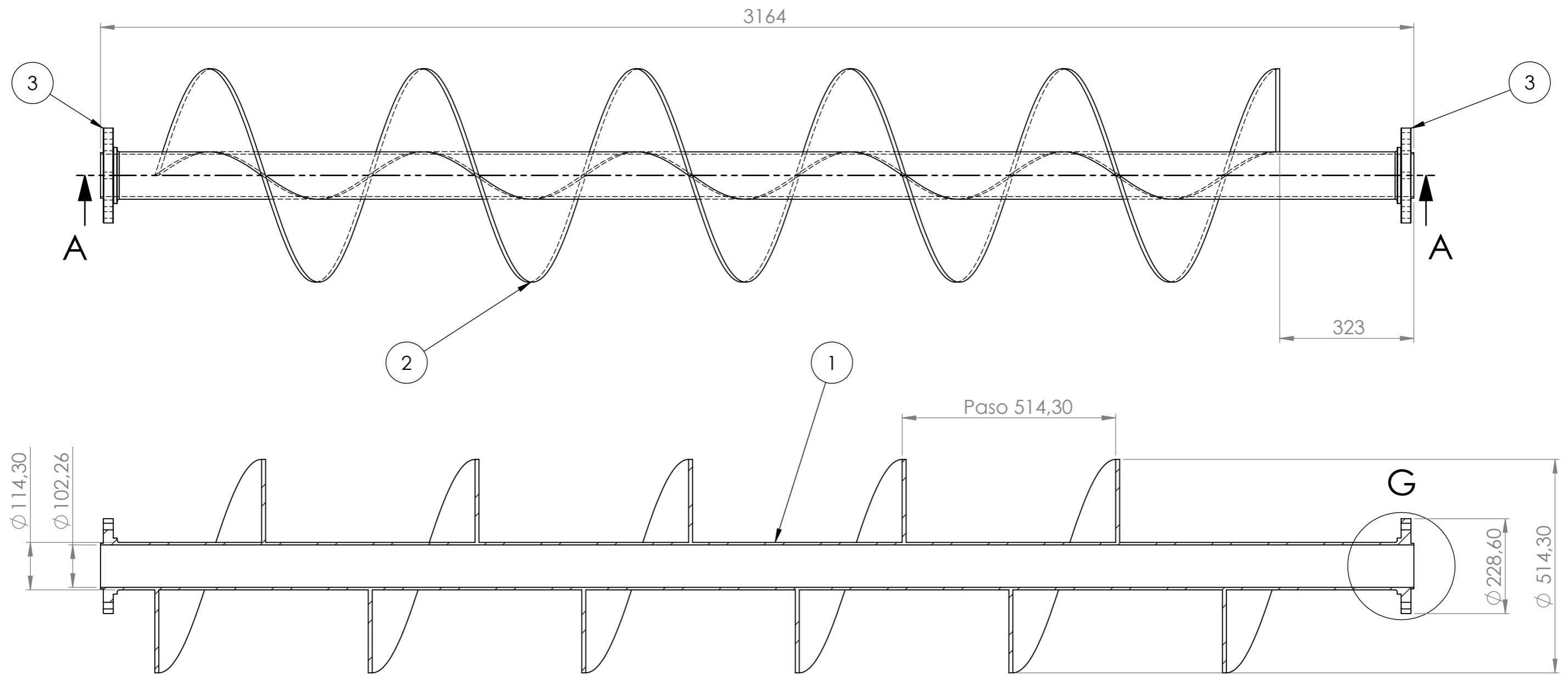
	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	03/11/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	03/11/2021	M. Costamagna
APROBÓ	03/11/2021	A. Di Cola



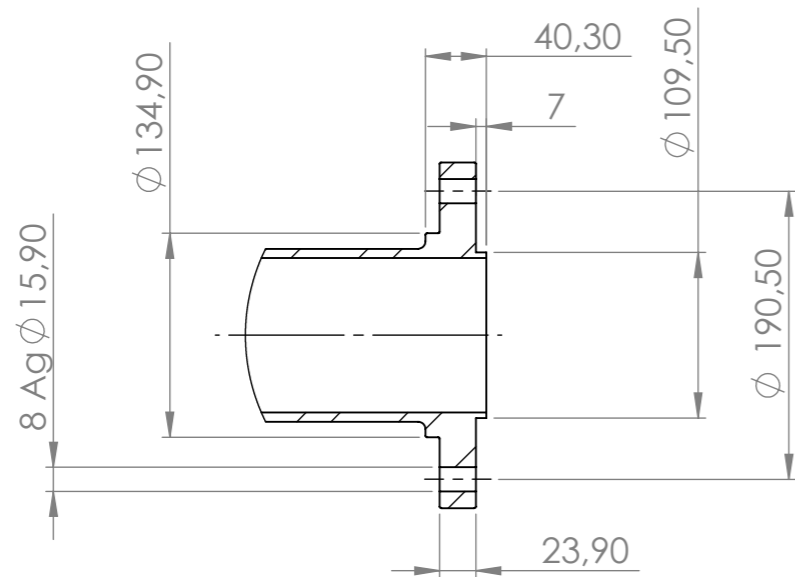
ESCALA	1 : 2
NORMA	

## PLACA DE APOYO

MATERIAL: F-24	
CANTIDAD: 04	
PLANO M-20-01-0007	REVISIÓN 0



### SECCIÓN A-A



### DETALLE G

ESCALA 1 : 5

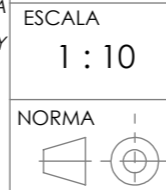
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
3	Brida Ø 3" s/150	M-20-02-C001	
2	Espiral	M-20-02-0002	
1	Eje	M-20-02-0001	

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM



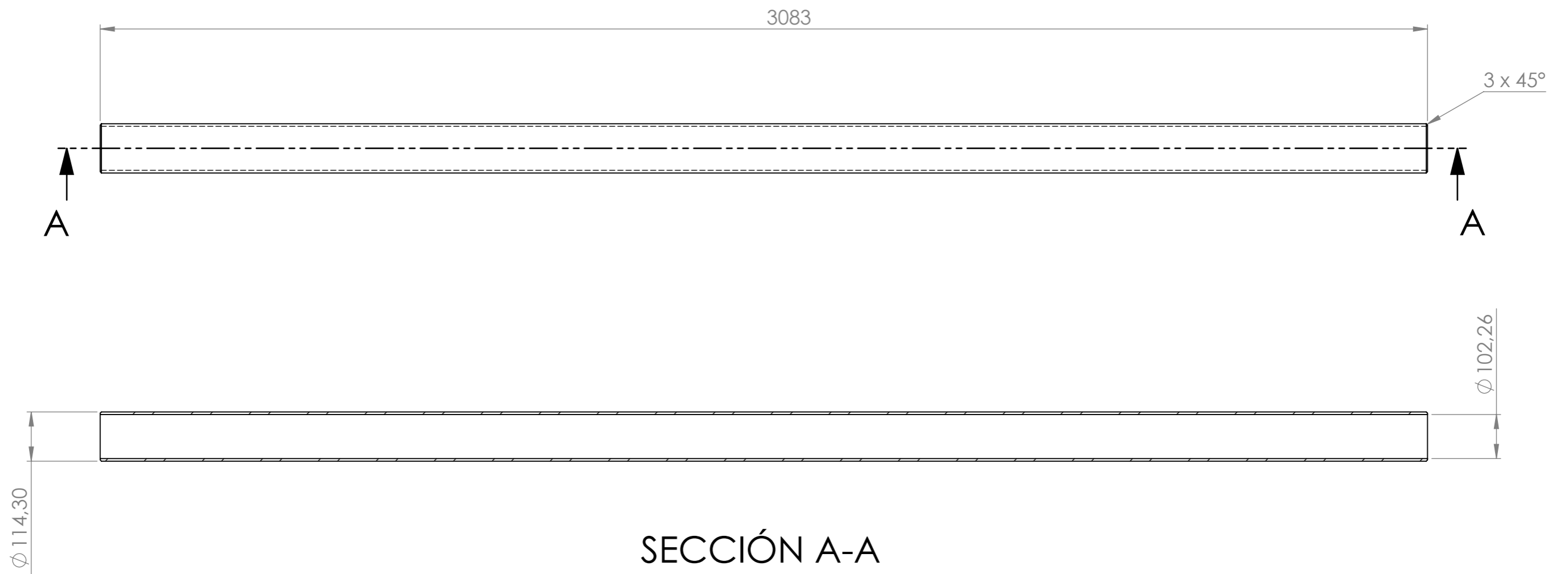
**SUBCONJUNTO SECUNDARIO  
SINFÍN DE MEZCLA SUPERIOR  
DERECHO**

MATERIAL: ---

CANTIDAD: 01

PLANO  
M-20-02-0000

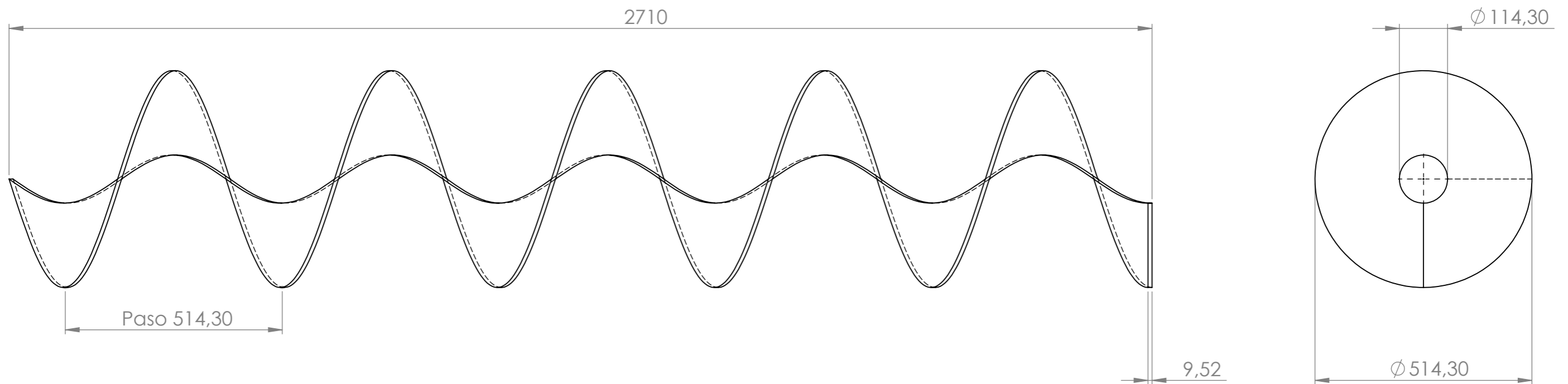
REVISIÓN  
01



## SECCIÓN A-A

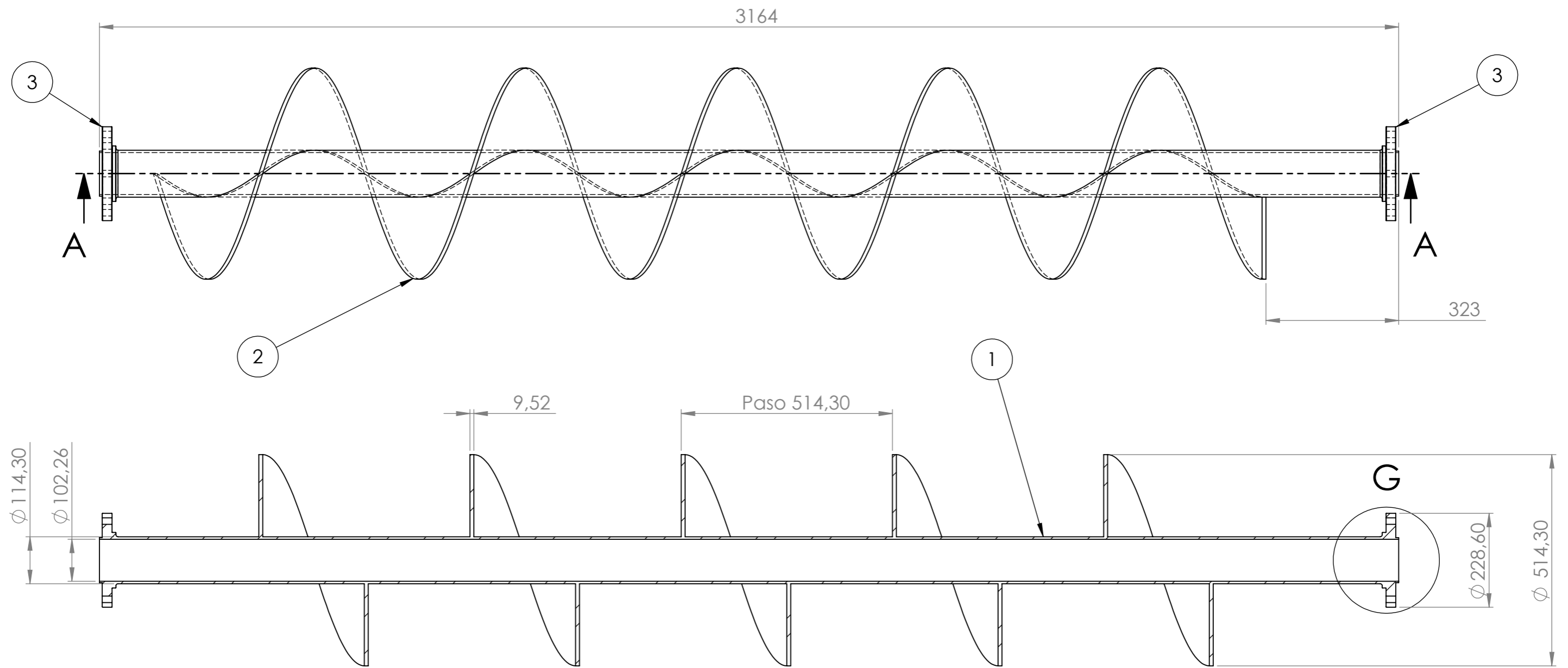
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	1 : 10		<b>EJE</b>
NORMA				
				MATERIAL: ASTM A-53 GrC
				CANTIDAD: 01
PLANO			REVISIÓN	
M-20-02-0001			01	

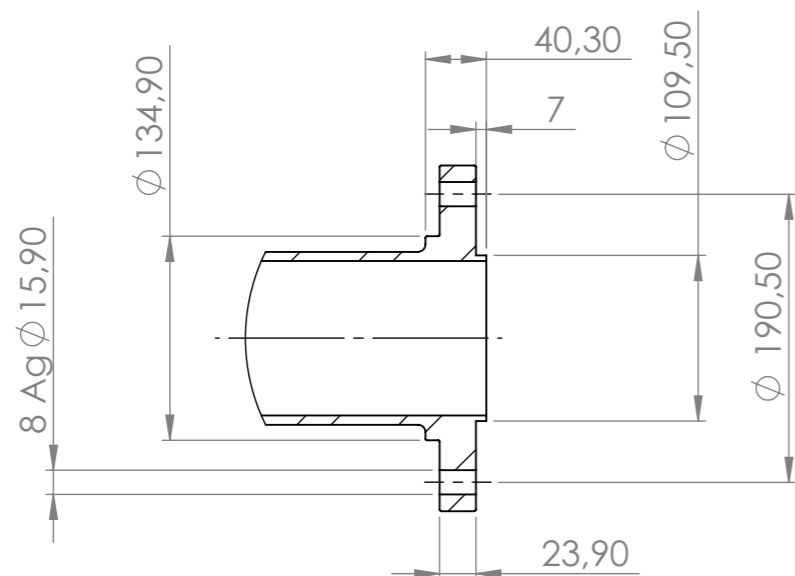


Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	1 : 10		<b>ESPIRAL</b>
NORMA			CANTIDAD: 01	
	PLANO	M-20-02-0002	REVISIÓN	



### SECCIÓN A-A



### DETALLE G

ESCALA 1 : 5

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
3	Brida Ø 3" s/150	M-20-02-C001	
2	Espiral	M-20-03-0002	
1	Eje	M-20-03-0001	

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola

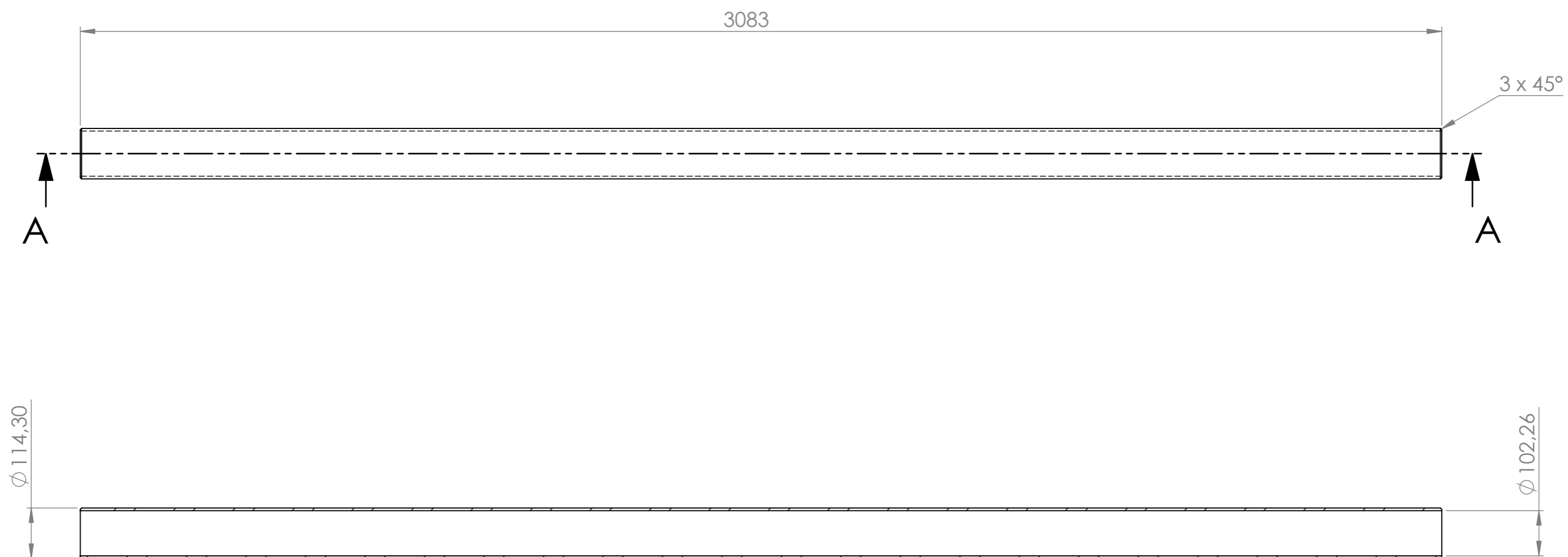


EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

ESCALA  
1 : 10  
NORMA

### SUBCONJUNTO SECUNDARIO SINFÍN DE MEZCLA SUPERIOR IZQUIERDO

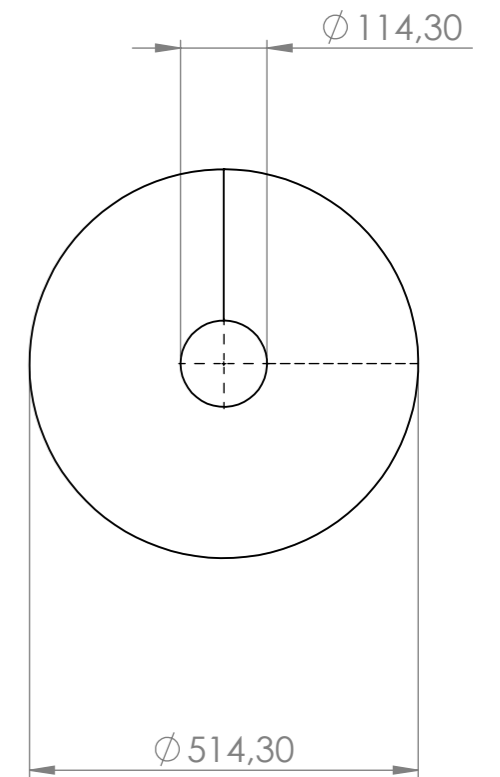
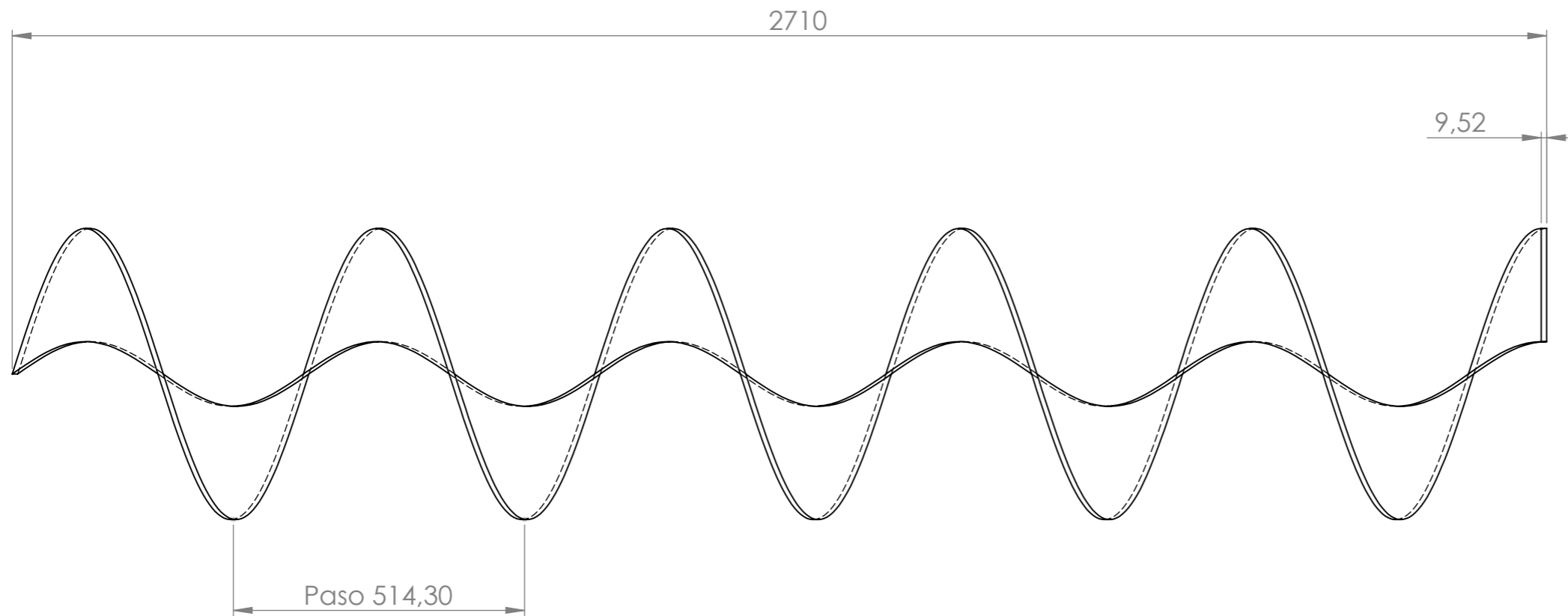
MATERIAL: ---  
CANTIDAD: 01  
PLANO M-20-03-0000 REVISIÓN 01



### SECCIÓN A-A

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

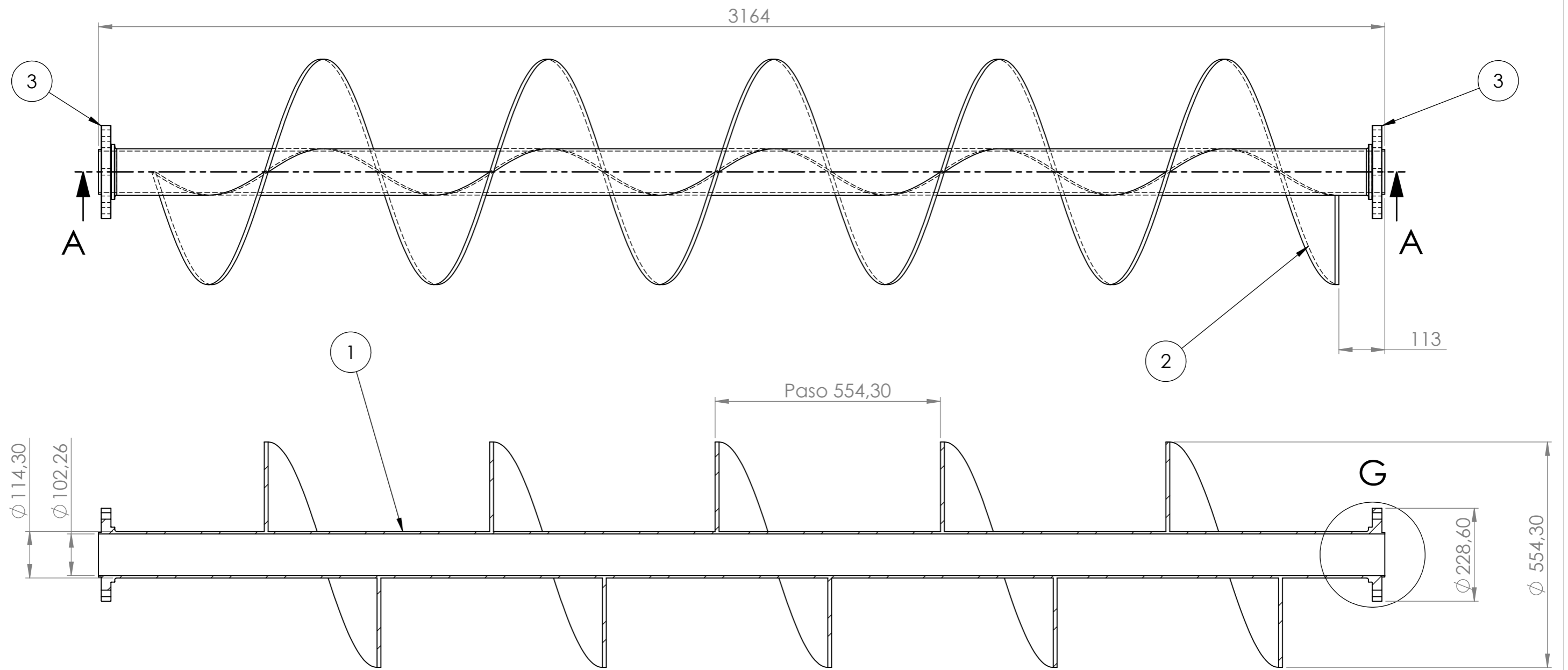
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	1 : 10		<b>EJE</b>
NORMA				
				MATERIAL: ASTM A-53 GrC
				CANTIDAD: 01
PLANO M-20-03-0001			REVISIÓN 01	



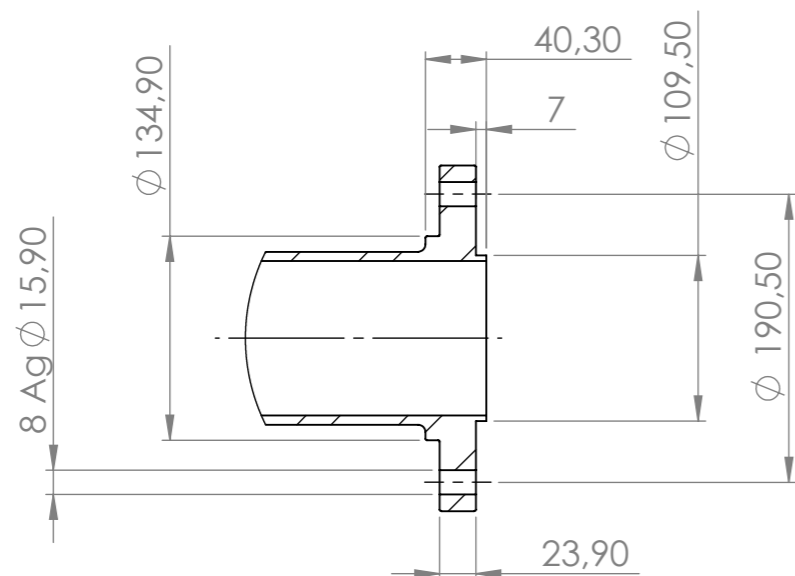
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	<b>1 : 10</b>		<b>ESPIRAL</b>	MATERIAL: F-24
NORMA				CANTIDAD: 01	
				PLANO M-20-03-0002	REVISIÓN 0





### SECCIÓN A-A



**DETALLE G**  
ESCALA 1 : 5

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
3	Brida Ø 3" s/150	M-20-02-C001	
2	Espiral	M-20-04-0002	
1	Eje	M-20-04-0001	

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola

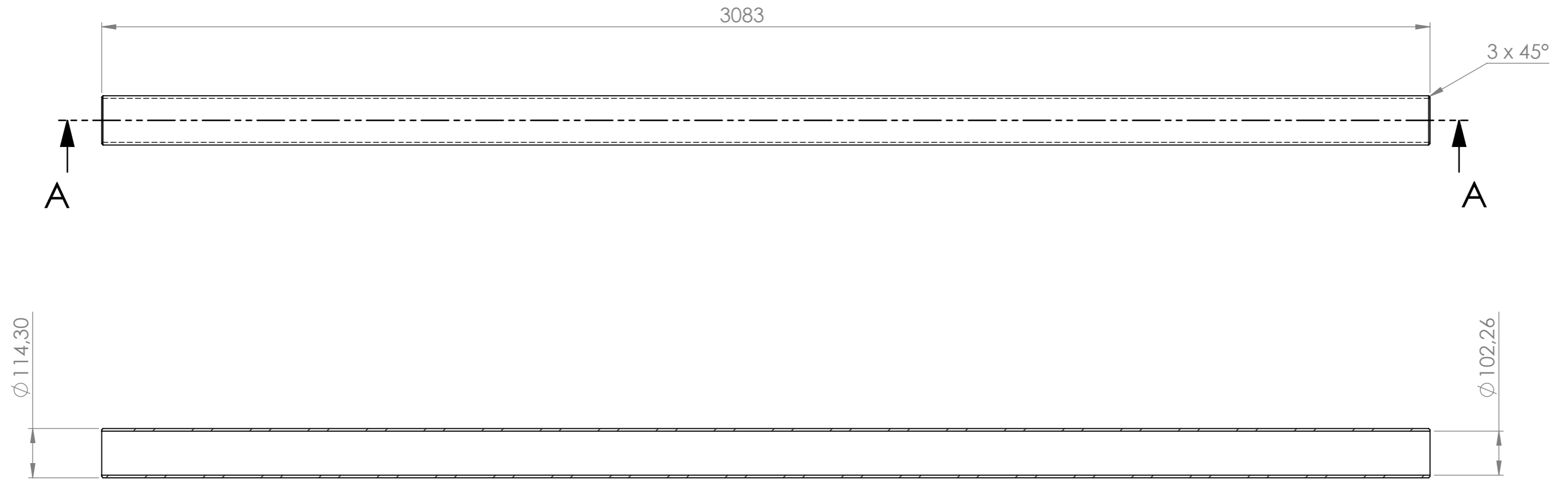
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

ESCALA  
1 : 10  
NORMA

### SUBCONJUNTO SECUNDARIO SINFÍN DE MEZCLA INFERIOR



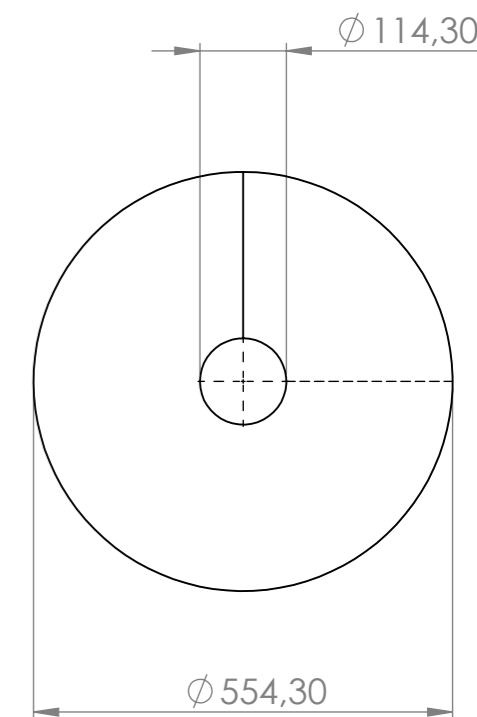
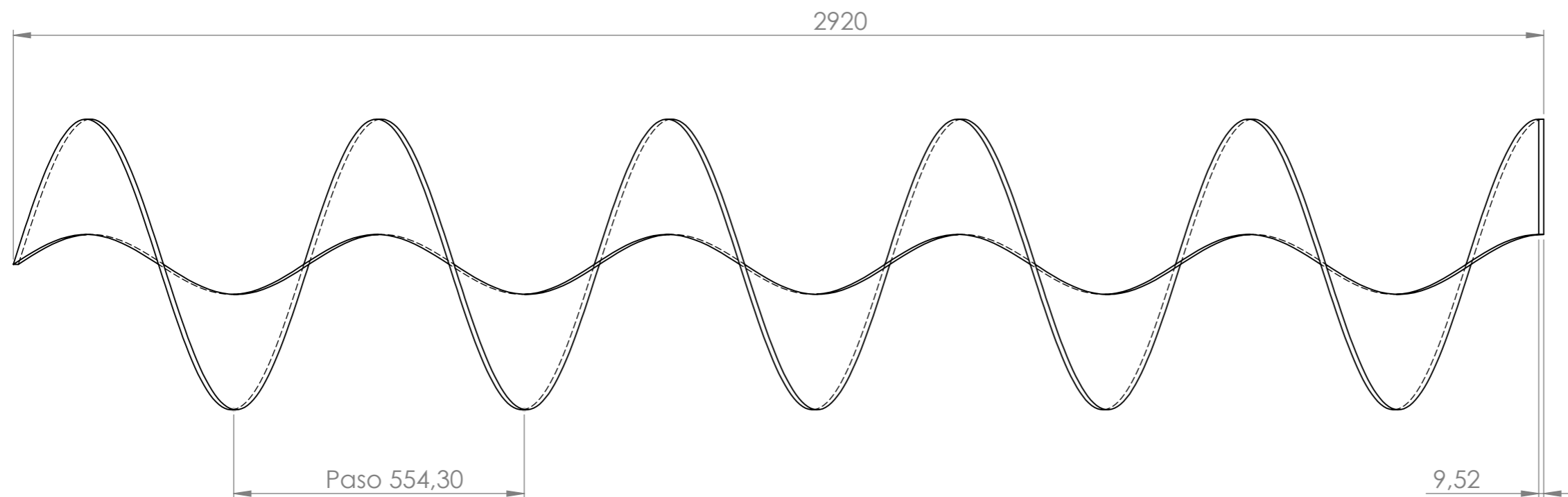
MATERIAL: ---
CANTIDAD: 01
PLANO M-20-04-0000
REVISIÓN 01



## SECCIÓN A-A

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	1 : 10		<p><b>EJE</b></p>
NORMA				
				MATERIAL: ASTM A-53 GrC
				CANTIDAD: 01
PLANO			REVISIÓN	
M-20-04-0001			01	



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti
	REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna
	APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola
	ESCALA	1 : 10	
NORMA			

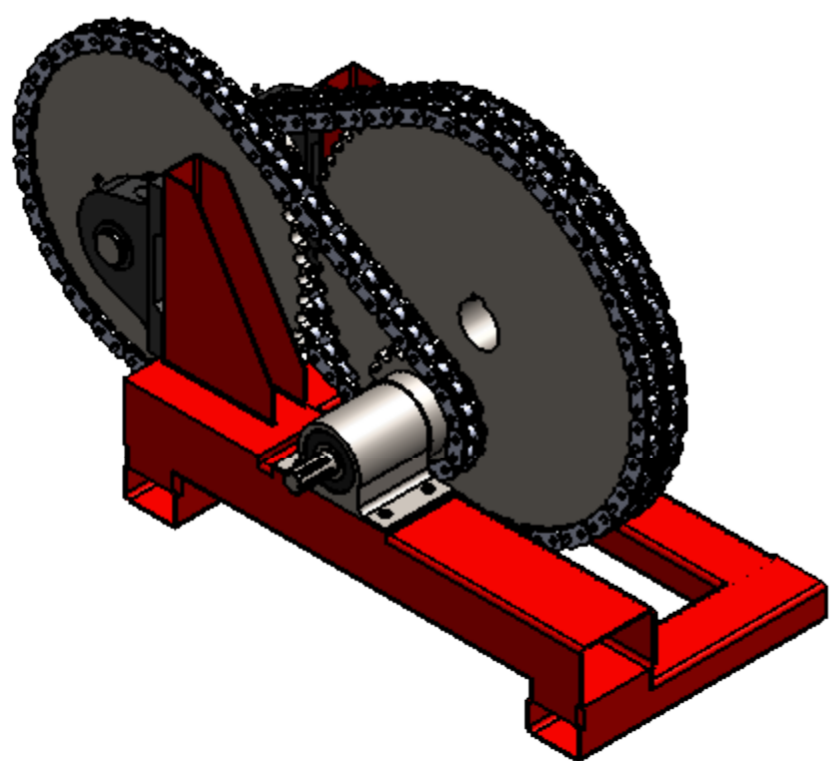
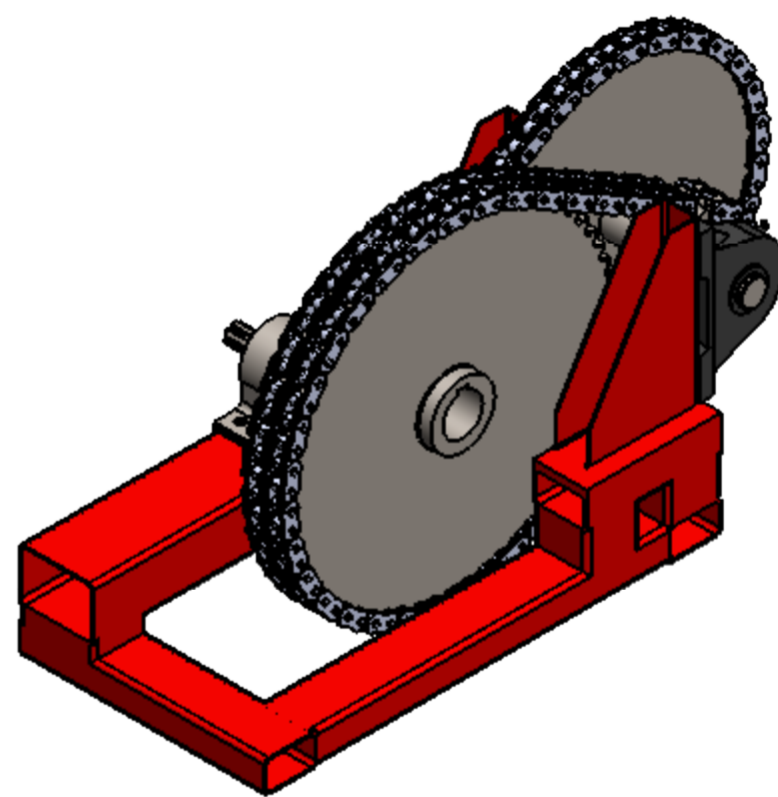
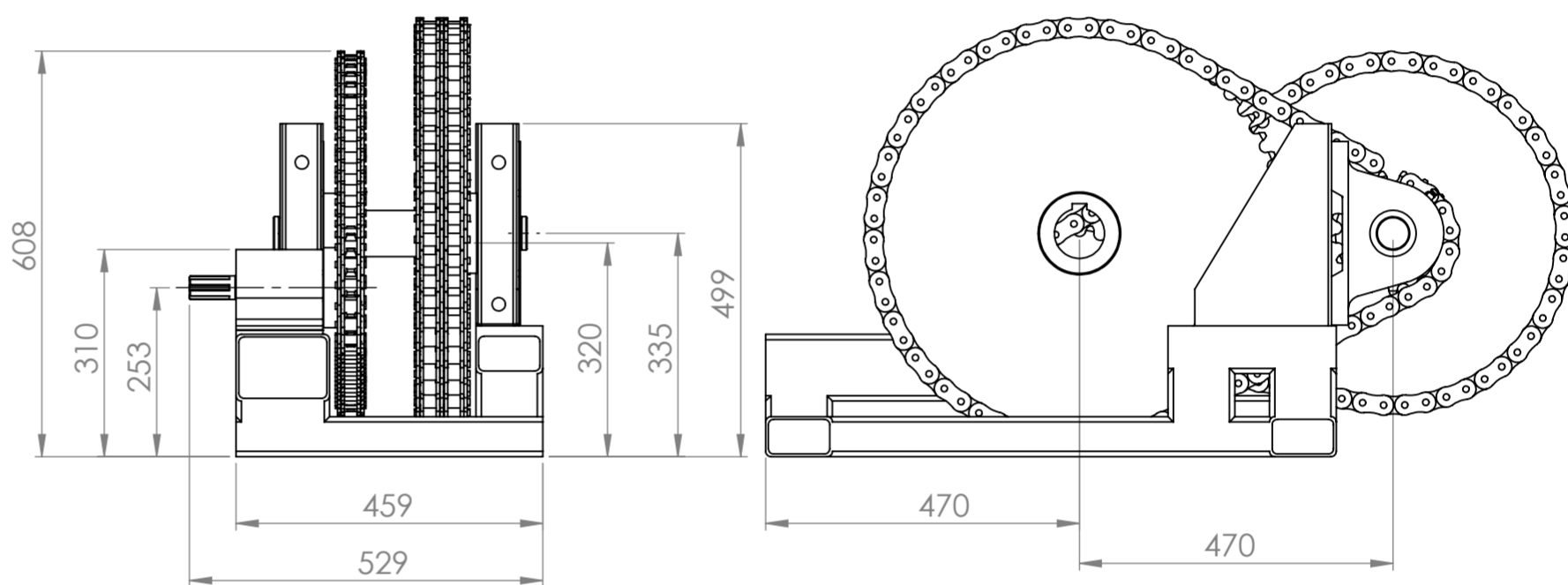
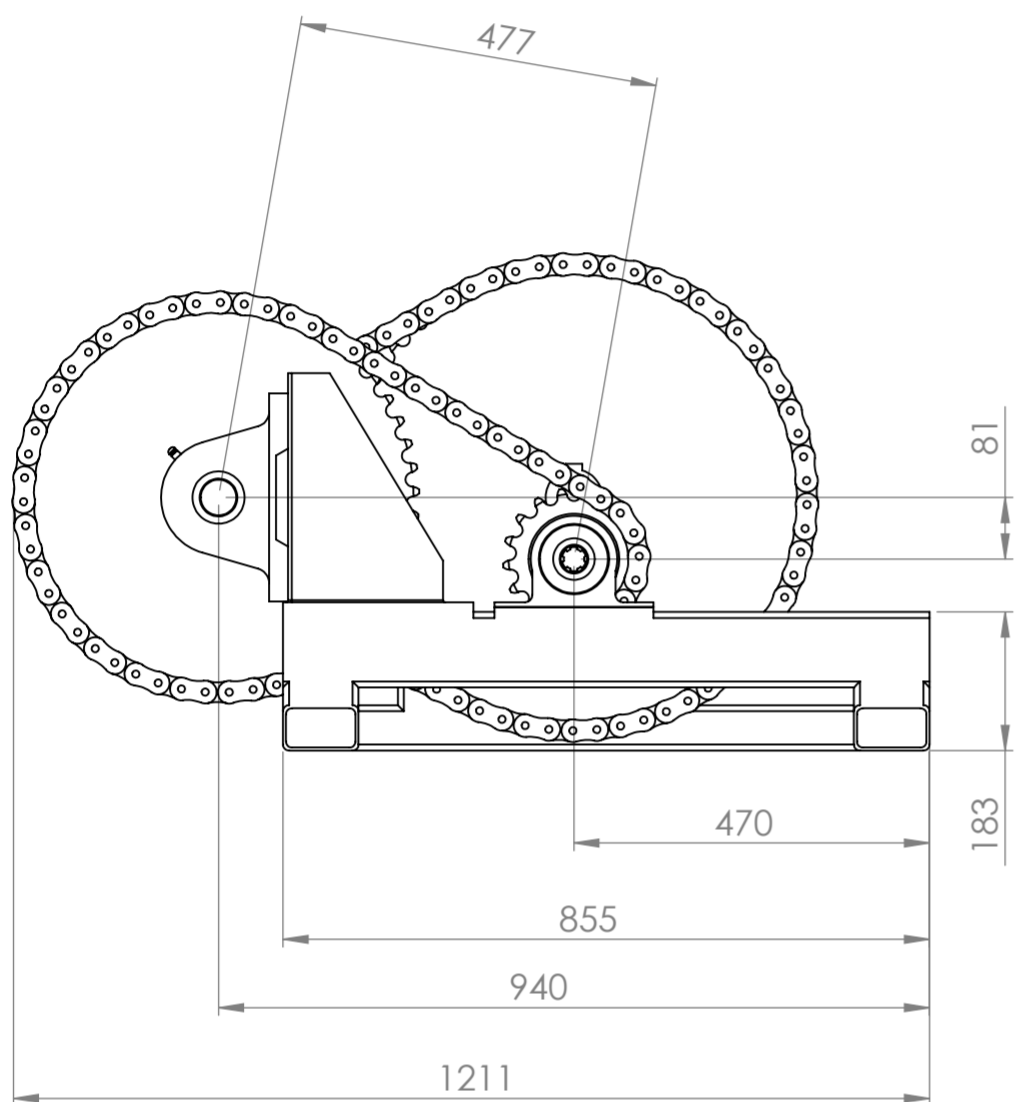
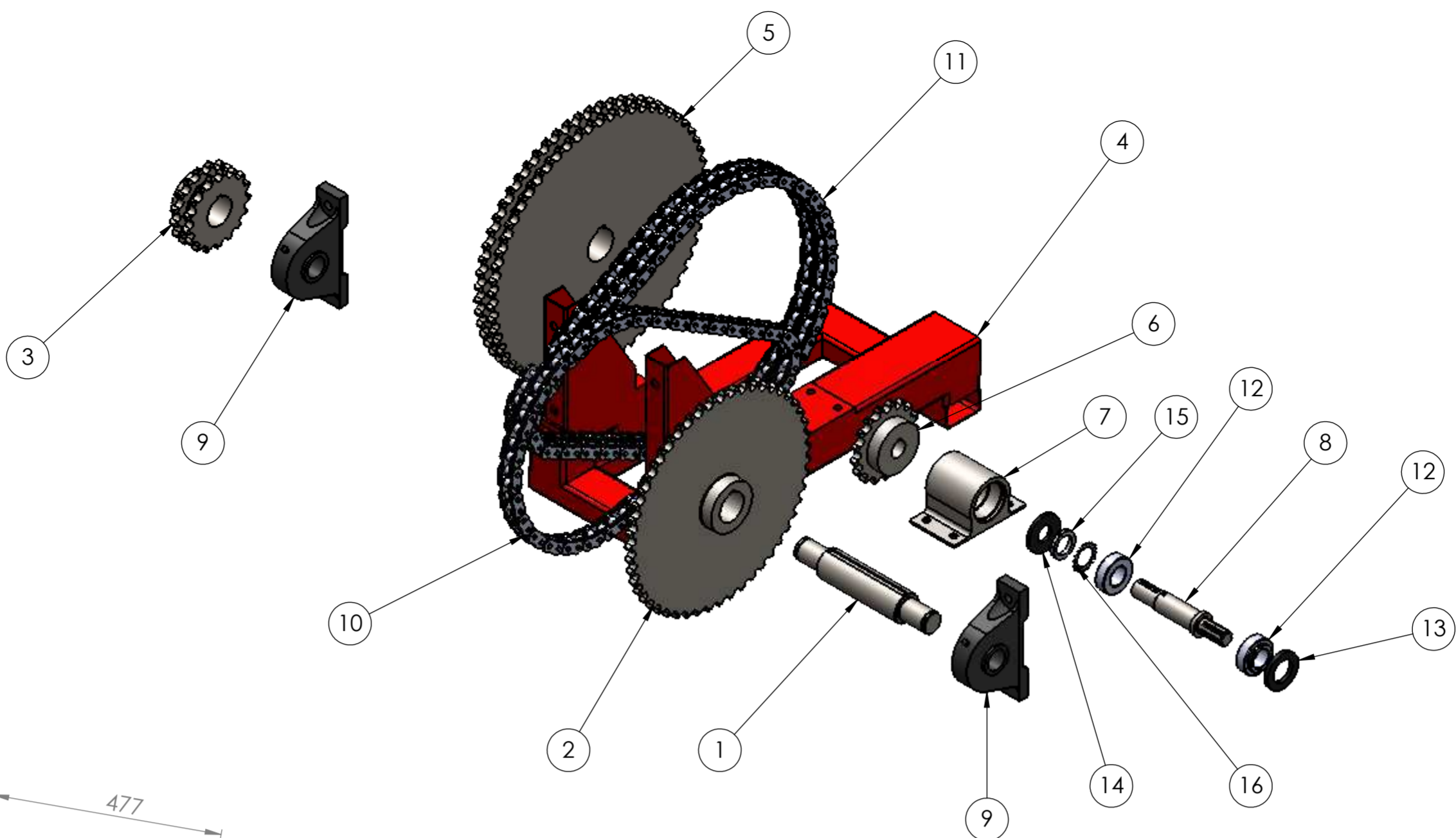


**ESPIRAL**

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO M-20-04-0002	REVISIÓN 0
-----------------------	---------------



16	Arandela MB9	M-30-00-C008	Marca: SKF
15	Tuerca KM9	M-30-00-C007	Marca: SKF
14	Retén 9409	M-30-00-C006	
13	Retén 8828	M-30-00-C005	
12	Rodamiento 33209	M-30-00-C004	Marca: SKF
11	Cadena doble ASA-100 paso 1 1/4"	M-30-00-C003	
10	Cadena ASA-100 paso 1 1/4"	M-30-00-C002	
9	Rodamiento UCP-310	M-30-00-C001	Marca: SKF
8	Eje de entrada	M-30-00-0008	
7	Maza porta rodamientos	M-30-00-0007	
6	Engranaje 17 dientes paso 1 1/4"	M-30-00-0006	
5	Engranaje doble 61 dientes paso 1 1/4"	M-30-00-0005	
4	Soporte de transmisión delantera	M-30-00-0004	
3	Engranaje doble 17 dientes paso 1 1/4"	M-30-00-0003	
2	Engranaje 51 dientes paso 1 1/4"	M-30-00-0002	
1	Eje intermedio	M-30-00-0001	

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
------	-------------	----------	---------------

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	11/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	11/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	11/12/2021	A. Di Cola
ESCALA	1 : 10	
NORMA		



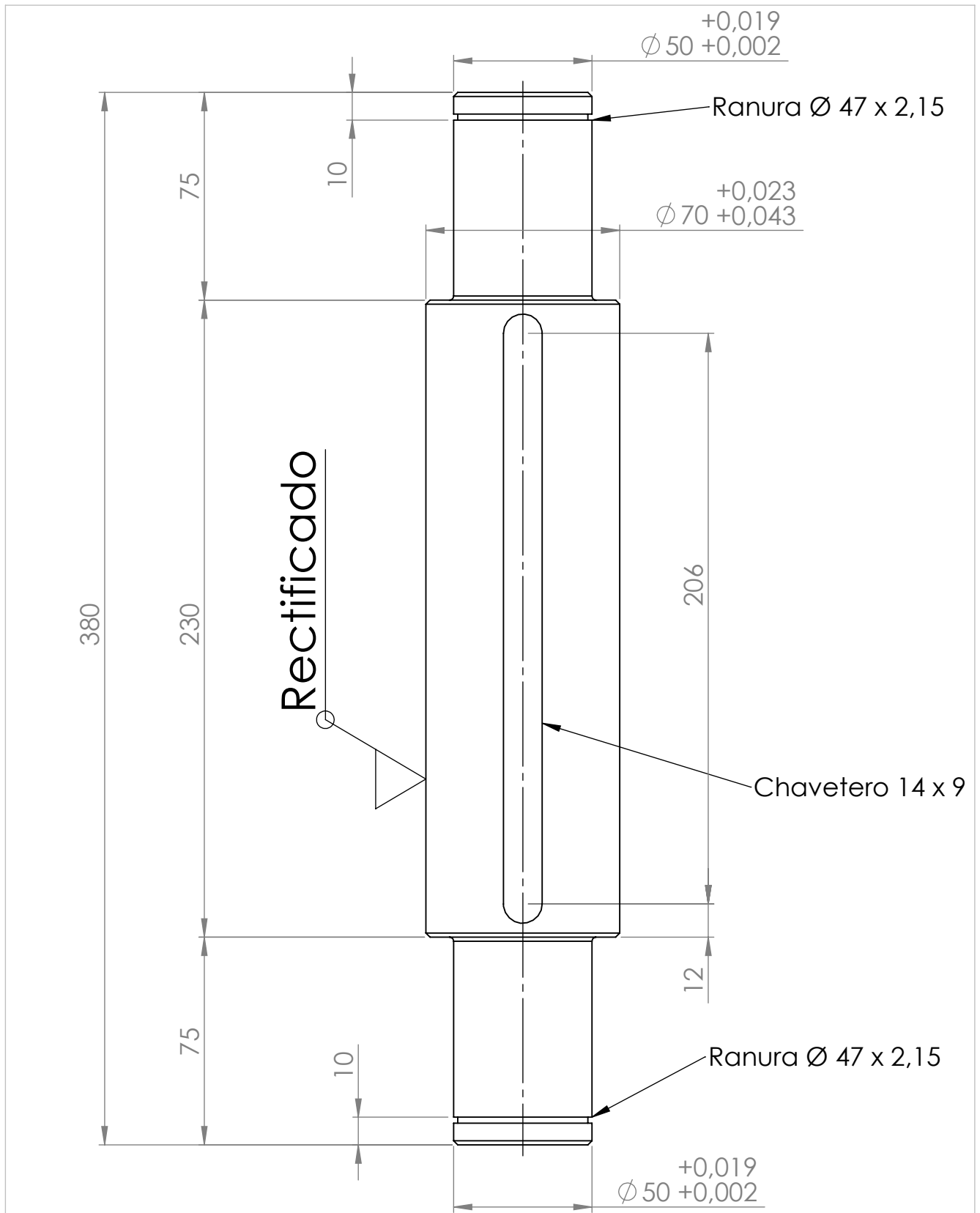
### SUBCONJUNTO PRIMARIO TRANSMISIÓN DELANTERA

MATERIAL: --

CANTIDAD: 01

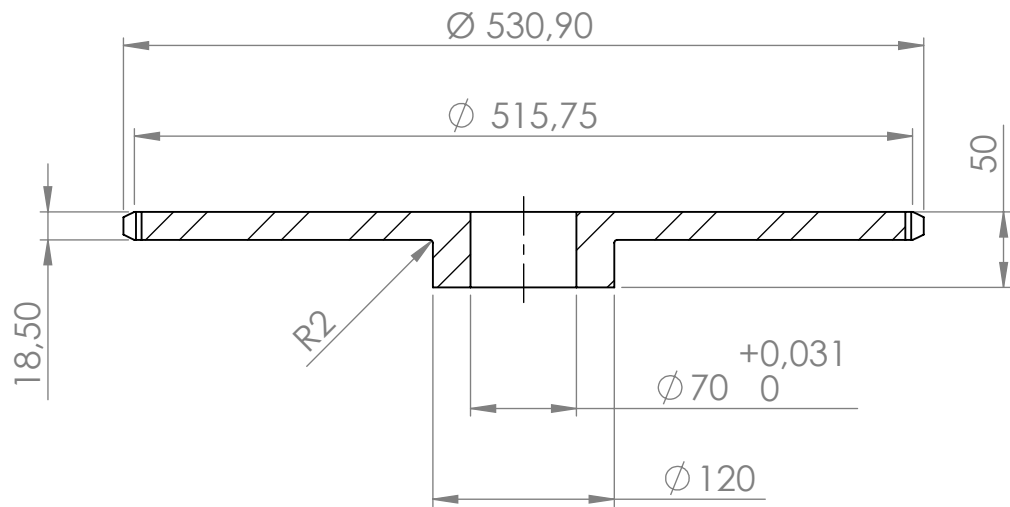
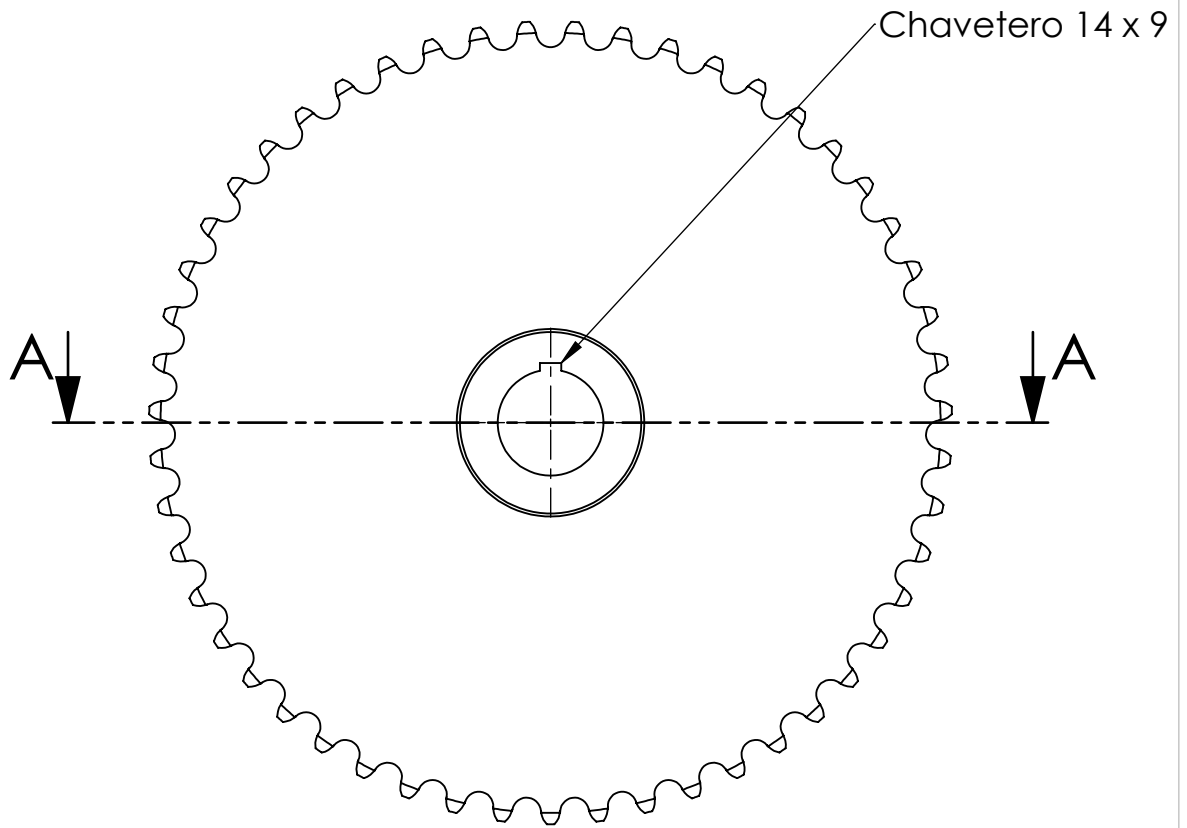
PLANO M-30-00-0000

REVISIÓN 02



Chaflán no indicado: 1,50 x 45°

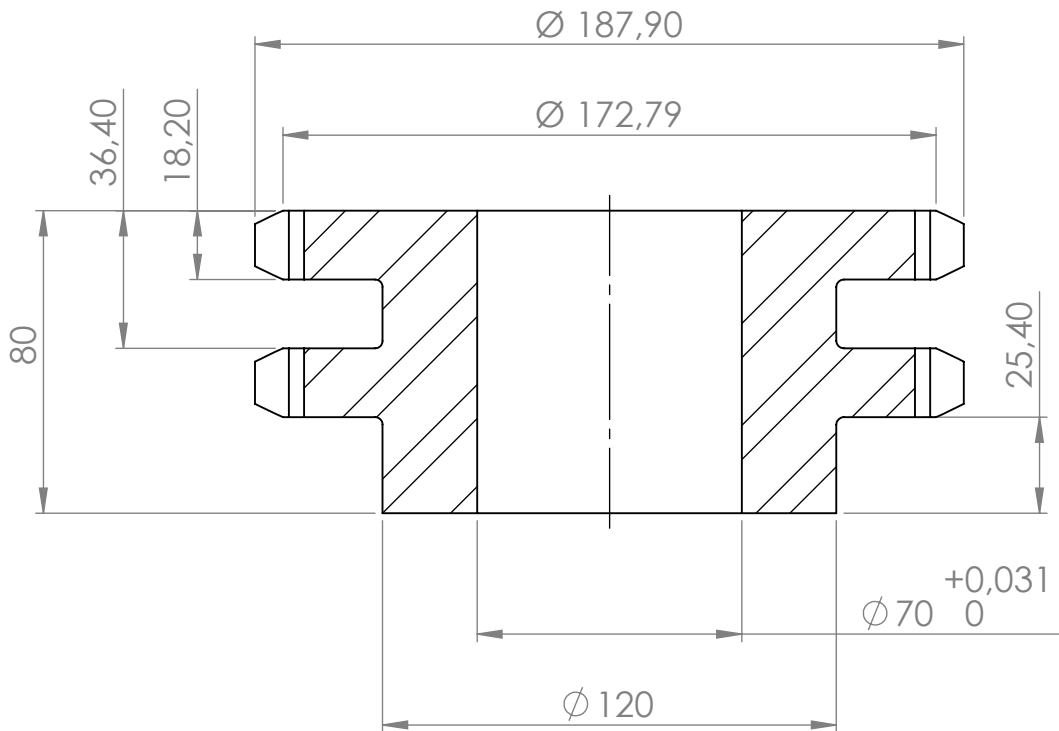
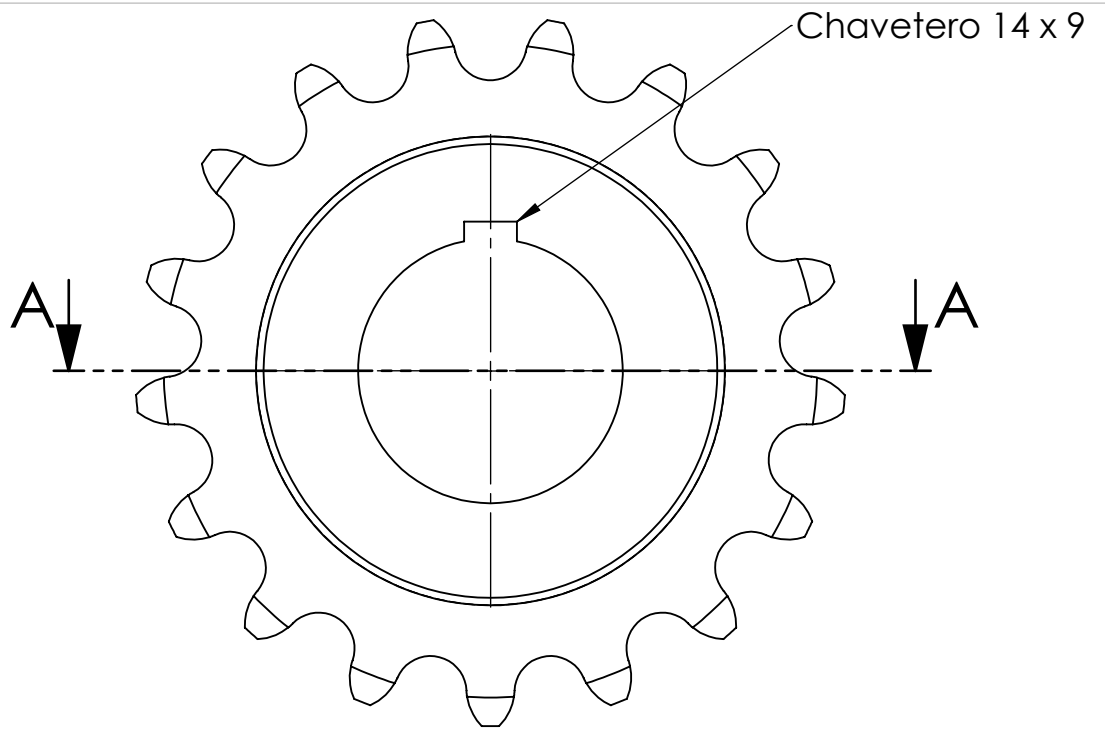
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	11/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	11/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 2	<b>EJE INTERMEDIO</b>	
NORMA		CANTIDAD: 01		
		PLANO	REVISIÓN	
		M-30-00-0001	01	



## SECCIÓN A-A

Z: 51 dientes  
 ASA-100  
 Paso: 1 1/4"

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	11/12/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	11/12/2021	M. Costamagna		
	ESCALA	1 : 5	<b>ENGRANAJE 51 DIENTES          PASO 1 1/4"</b>		MATERIAL: AISI-4140
NORMA		CANTIDAD: 01			
				PLANO M-30-00-0002	REVISIÓN 01

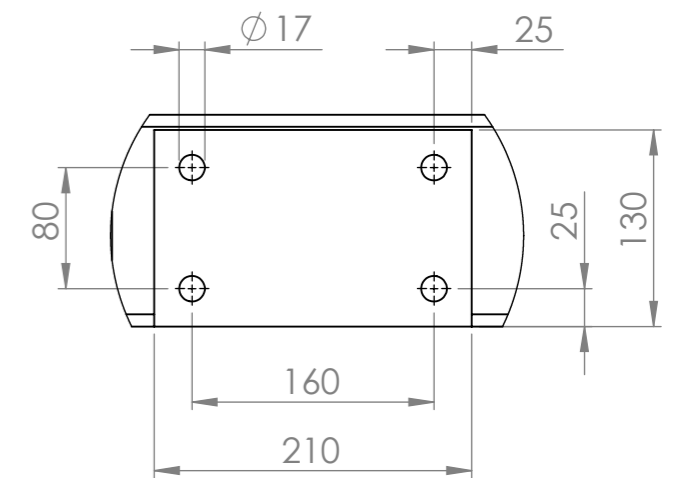
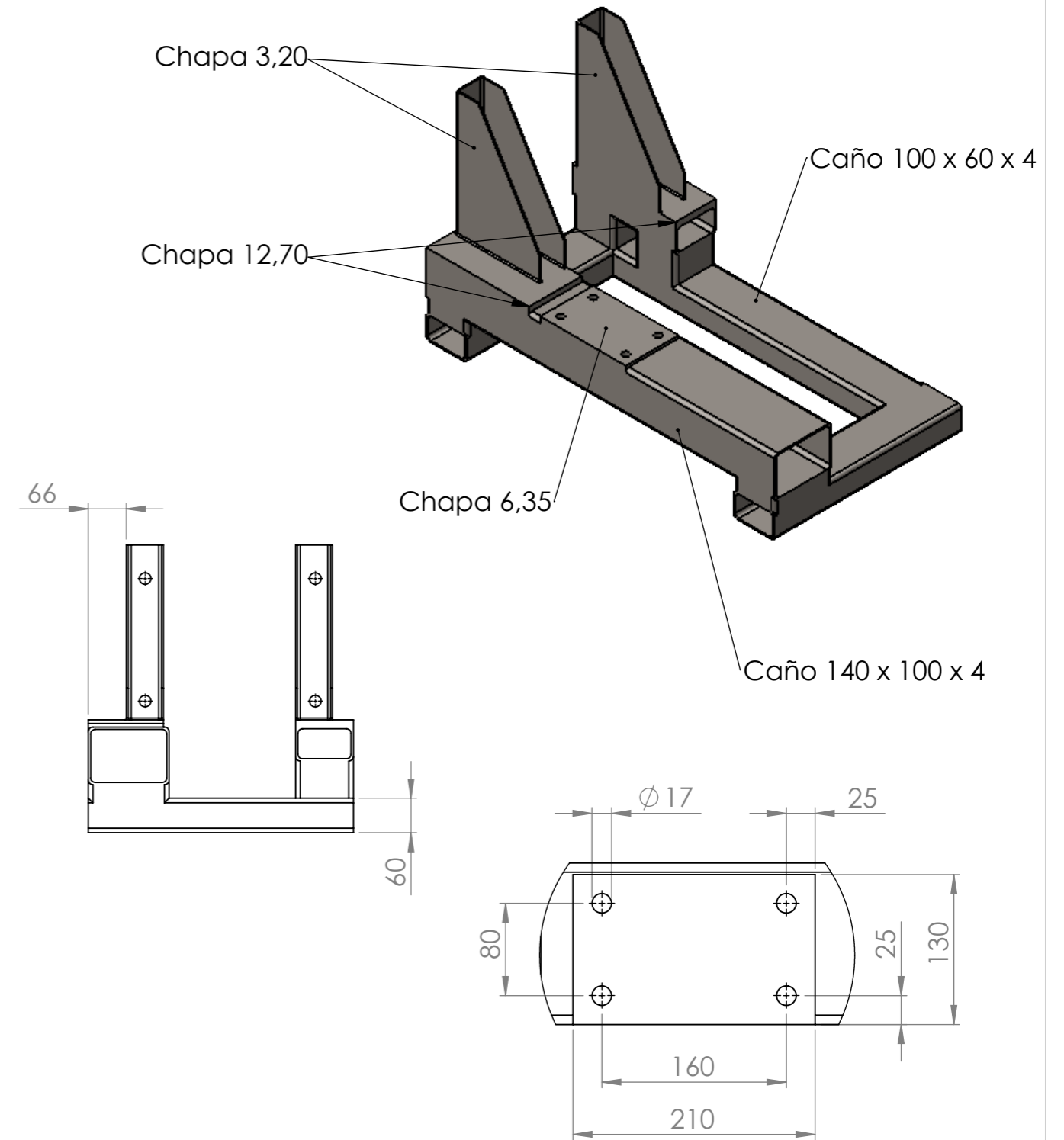
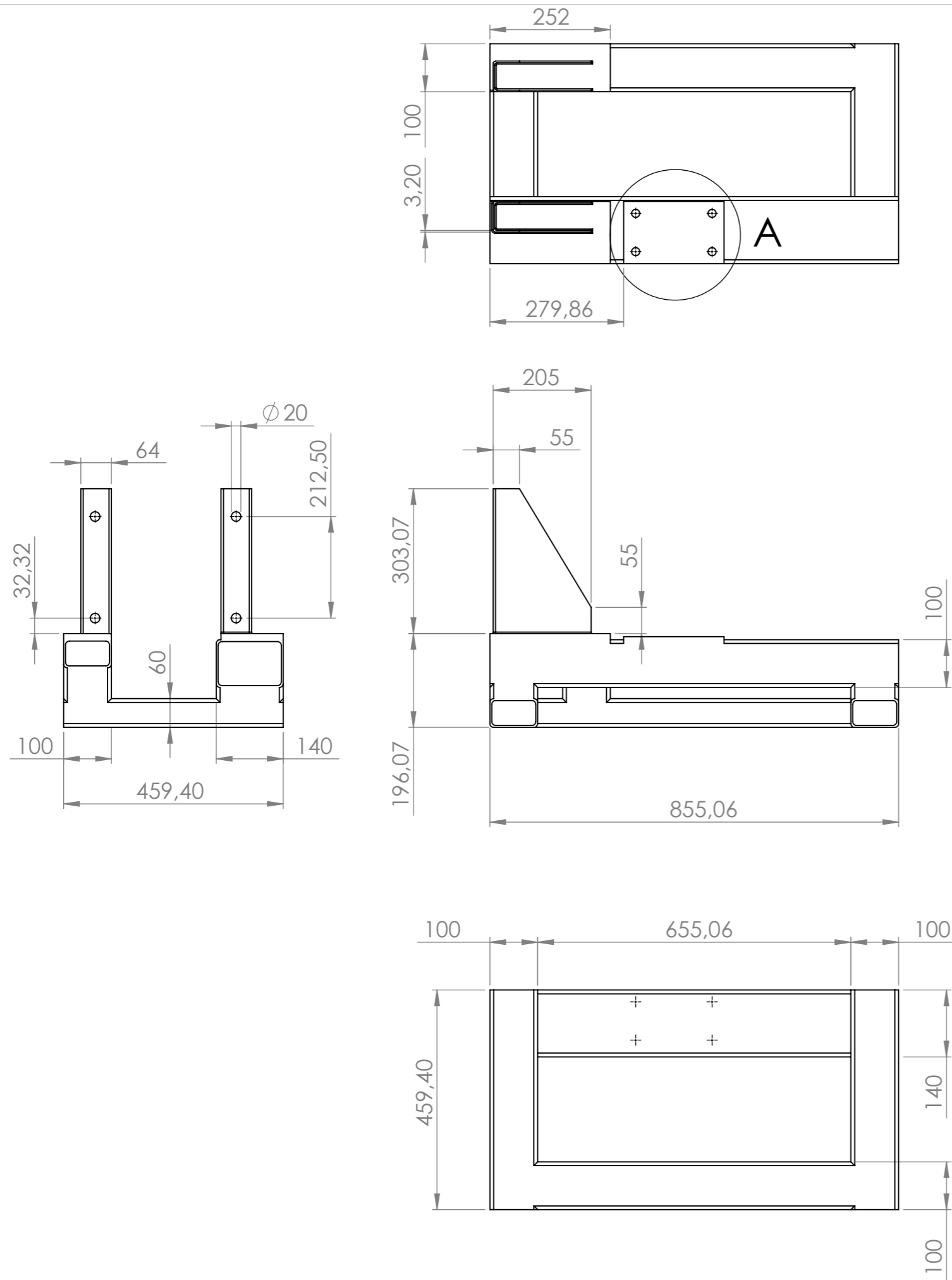


## SECCIÓN A-A

Z: 17 dientes  
 ASA-100  
 Paso: 1 1/4"

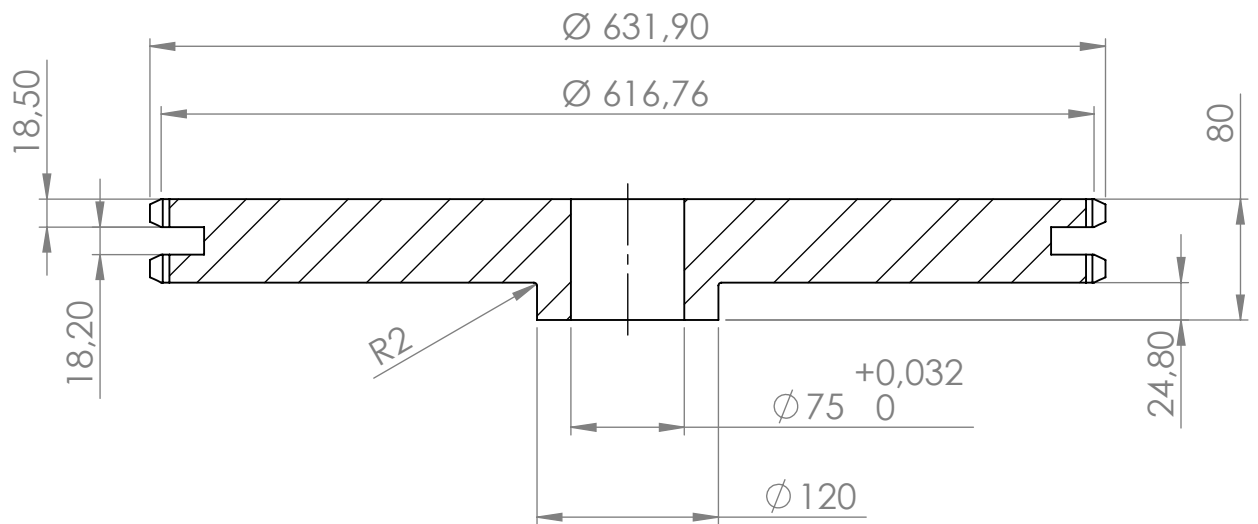
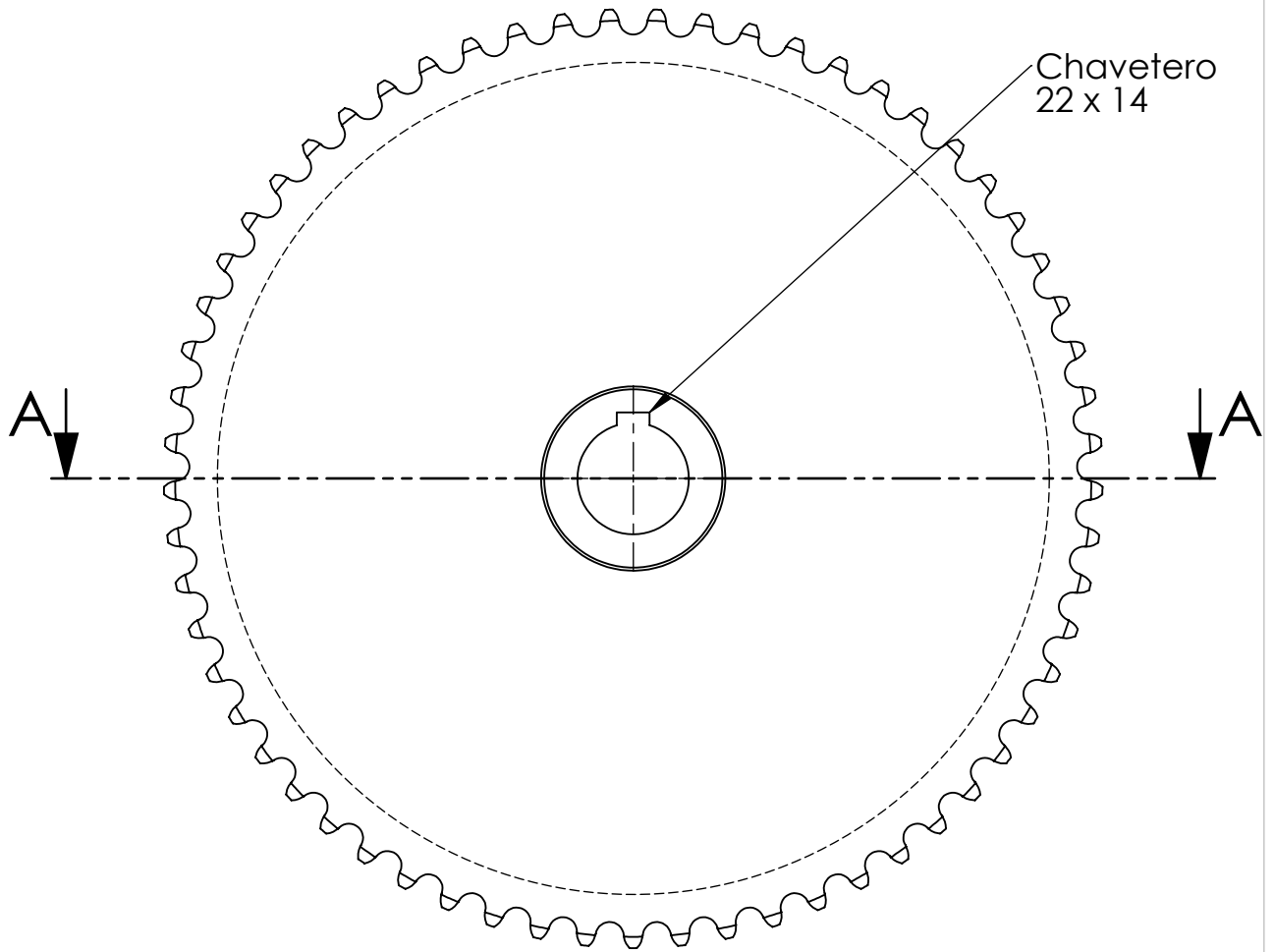
Radios no indicados: 2

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	11/12/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	11/12/2021	M. Costamagna		
	ESCALA	1 : 2	11/12/2021	A. Di Cola	MATERIAL: AISI-4140
NORMA		<b>ENGRANAJE DOBLE          17 DIENTES PASO 1 1/4"</b>		CANTIDAD: 01	
				PLANO M-30-00-0003	REVISIÓN 01



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	12/09/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	12/09/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	12/09/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	1 : 10		
	NORMA			<b>SOPORTE DE TRANSMISIÓN DELANTERA</b>
		MATERIAL:	F-24	
		CANTIDAD:	01	
		PLANO	M-30-00-0004	REVISIÓN
				01

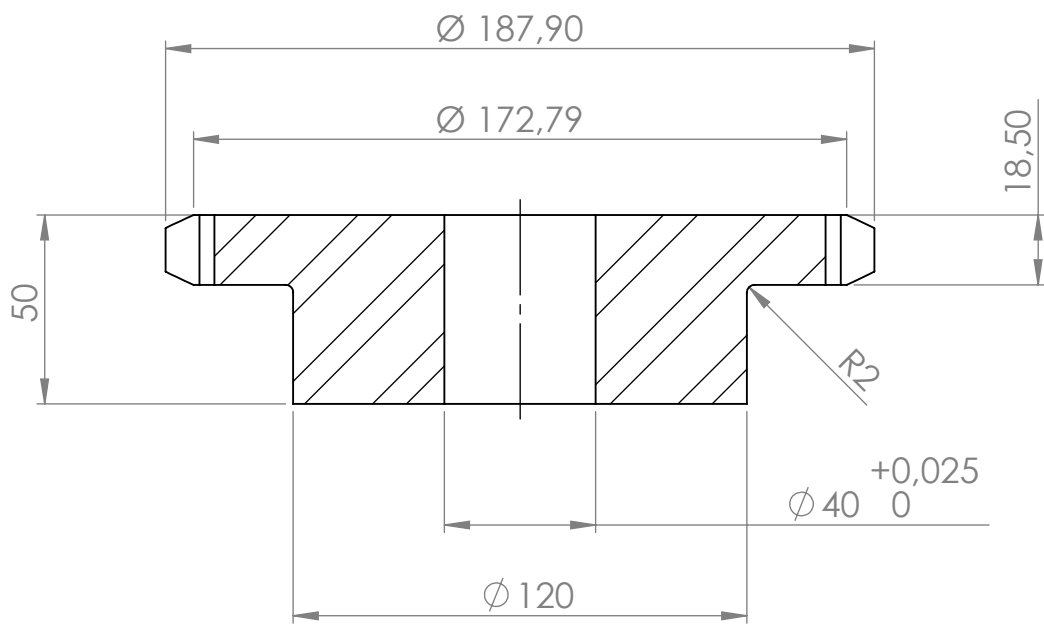
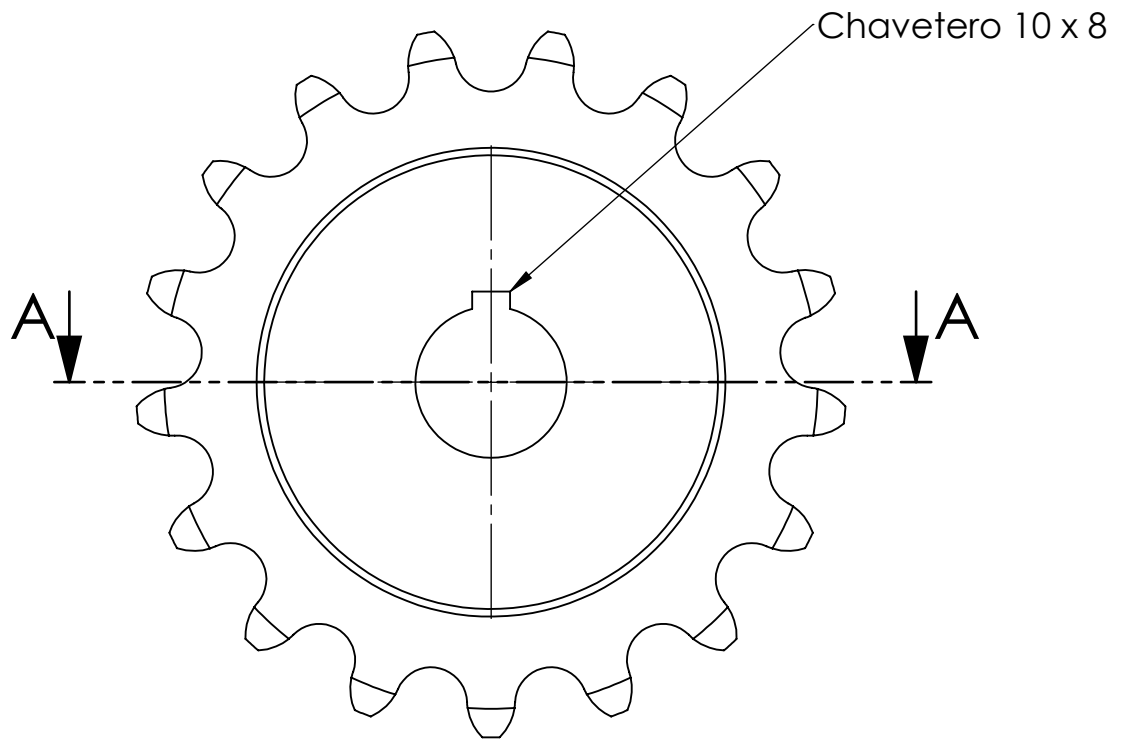




## SECCIÓN A-A

Z: 61 dientes  
 ASA-100  
 Paso: 1 1/4"

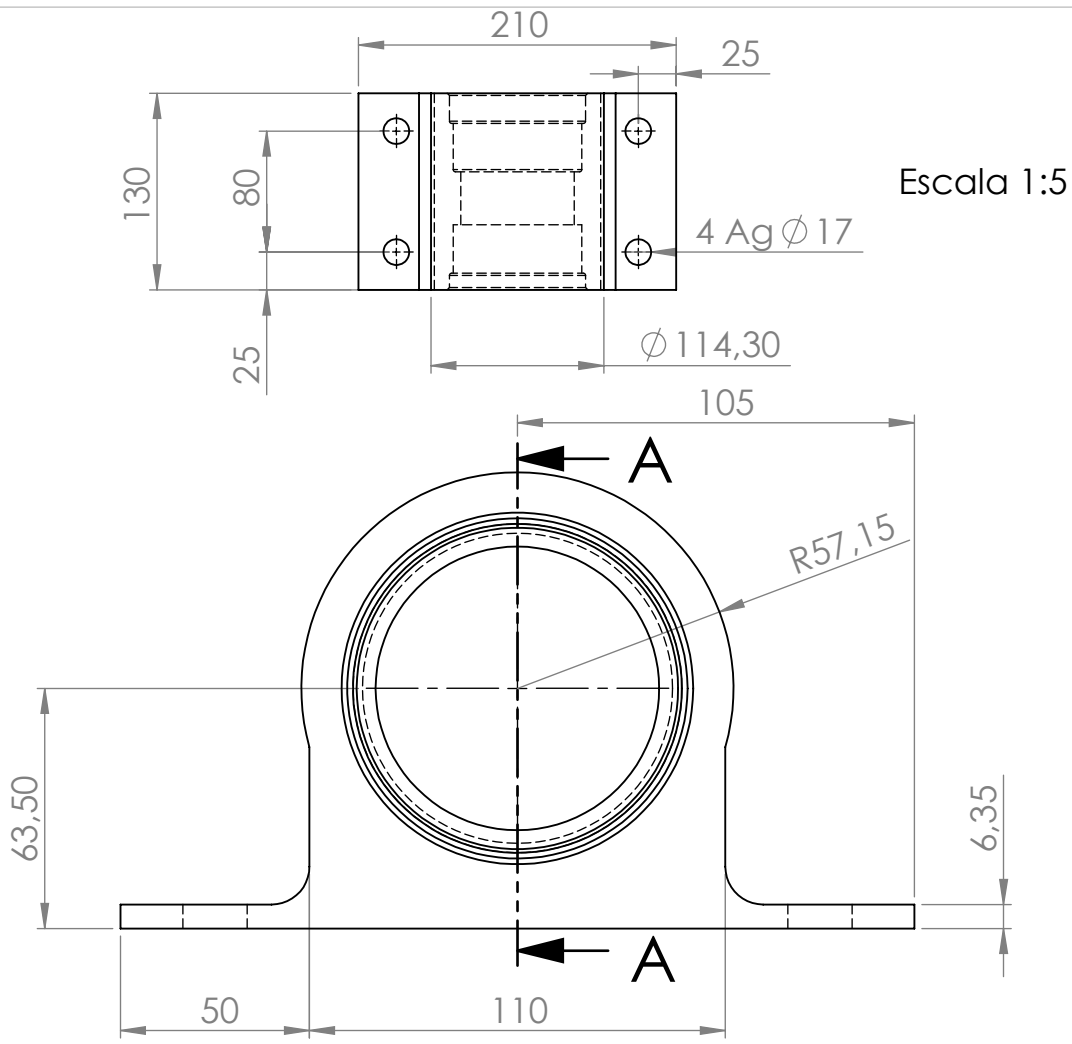
<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	11/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	11/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 5	<p><b>ENGRANAJE DOBLE</b>  <b>61 DIENTES PASO 1 1/4"</b></p>	
NORMA		CANTIDAD: 01		
		PLANO M-30-00-0005		



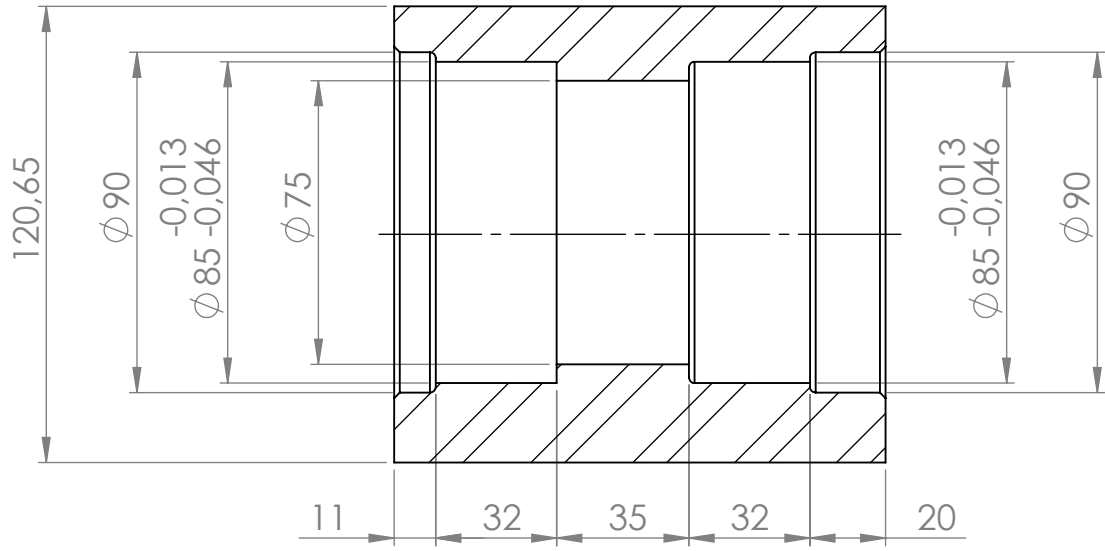
## SECCIÓN A-A

Z: 17 dientes  
 ASA-100  
 Paso: 1 1/4"

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna		
	ESCALA	1 : 2	<b>ENGRANAJE 17 DIENTES          PASO 1 1/4"</b>		MATERIAL: AISI-4140
NORMA		CANTIDAD: 01			
				PLANO	REVISIÓN
				M-30-00-0006	02

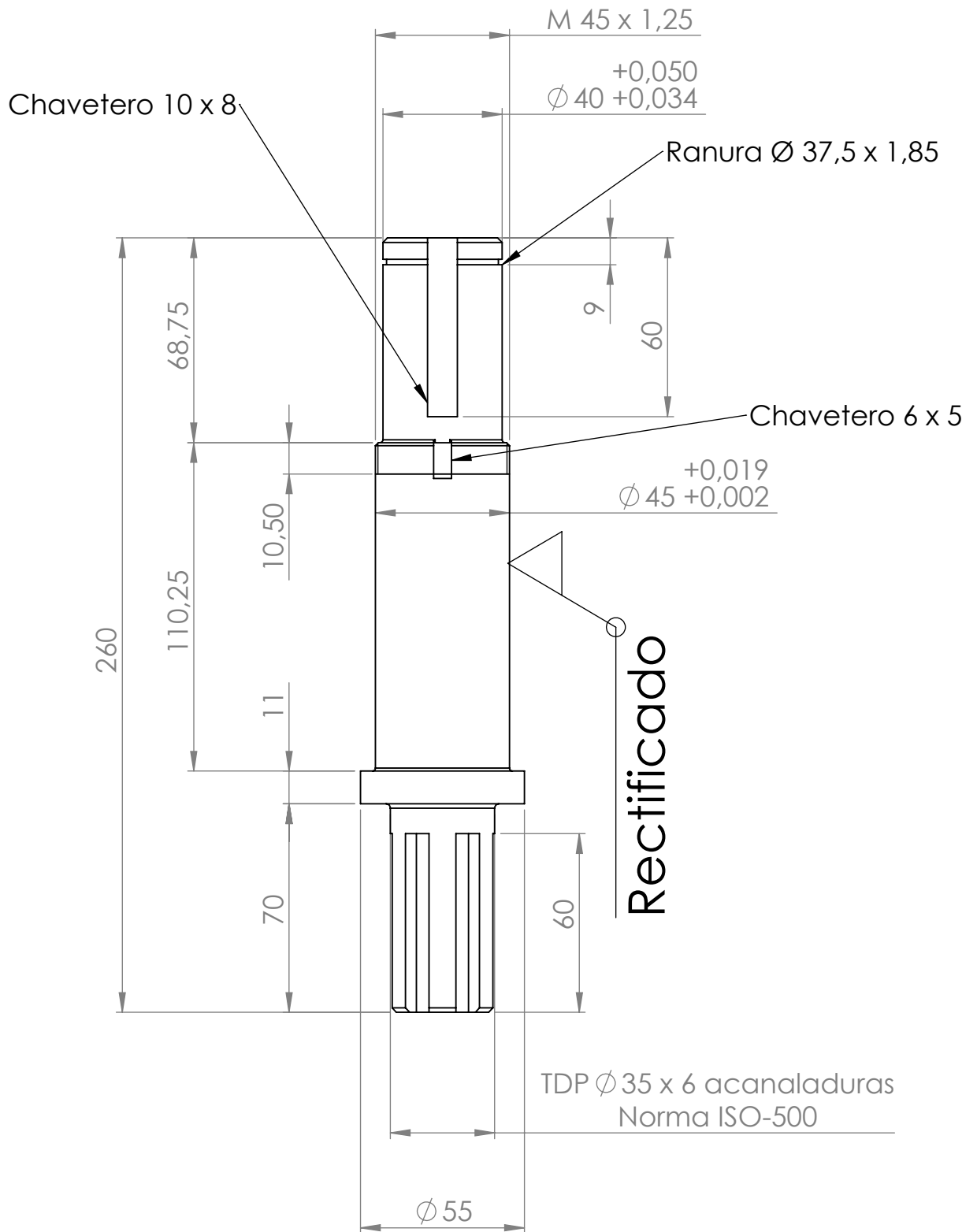


Escala 1:5




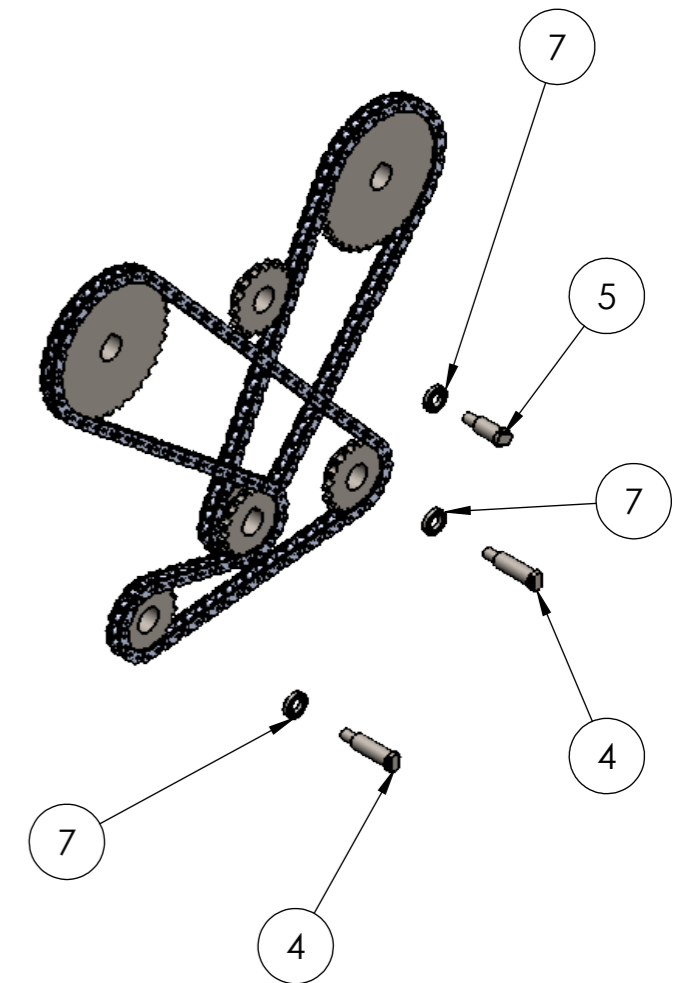
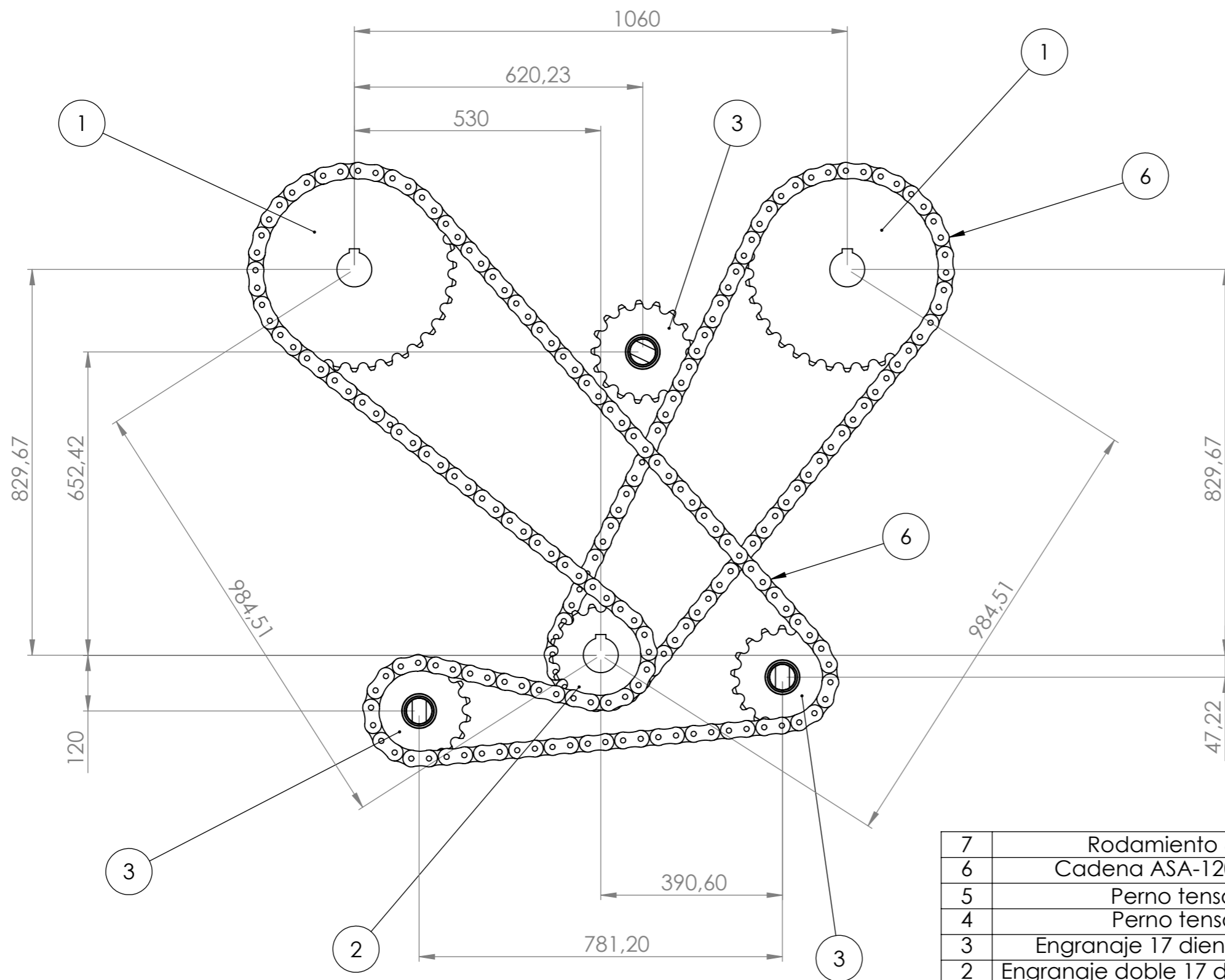
SECCIÓN A-A

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 2	<p><b>MAZA PORTA RODAMIENTOS</b></p>	
NORMA		CANTIDAD: 01		
		PLANO	REVISIÓN	
		M-30-00-0007	03	



Chafilán no indicado: 2 x 45°  
 Radios no indicados: 1

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM		FECHA	NOMBRE	
	DIBUJÓ	16/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	16/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	16/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	<b>EJE DE ENTRADA</b>		MATERIAL: SAE-4140
	1 : 2			CANTIDAD: 01
	NORMA			PLANO M-30-00-0008
				



7	Rodamiento 6009-2RS1	M-40-00-C002	Marca: SKF
6	Cadena ASA-120 paso 1 1/4"	M-40-00-C001	
5	Perno tensor corto	M-40-00-0005	
4	Perno tensor largo	M-40-00-0004	
3	Engranaje 17 dientes paso 1 1/4"	M-40-00-0003	
2	Engranaje doble 17 dientes paso 1 1/4"	M-40-00-0002	
1	Engranaje 35 dientes paso 1 1/4"	M-40-00-0001	

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
------	-------------	----------	---------------

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

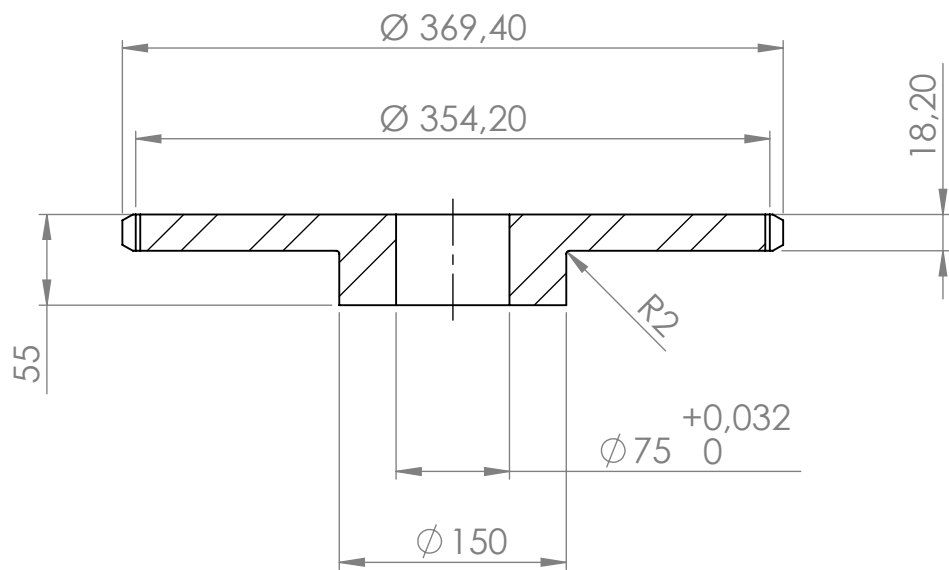
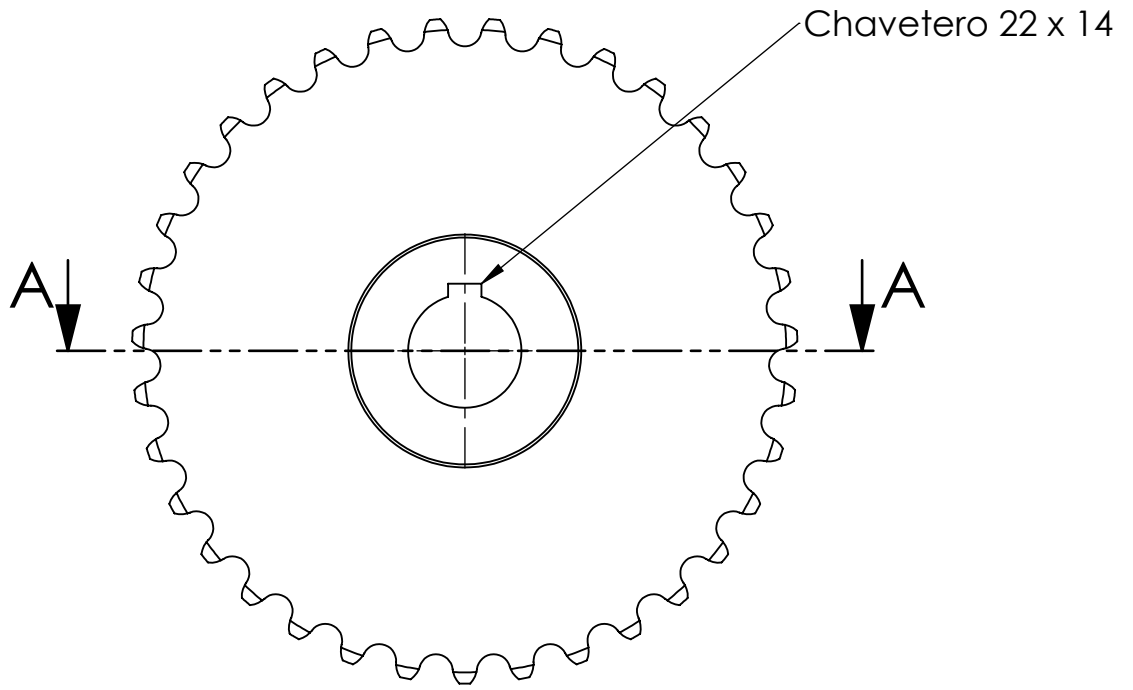
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	16/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	16/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	16/12/2021	A. Di Cola
ESCALA	1 : 10	
NORMA		



### SUBCONJUNTO PRIMARIO TRANSMISIÓN TRASERA

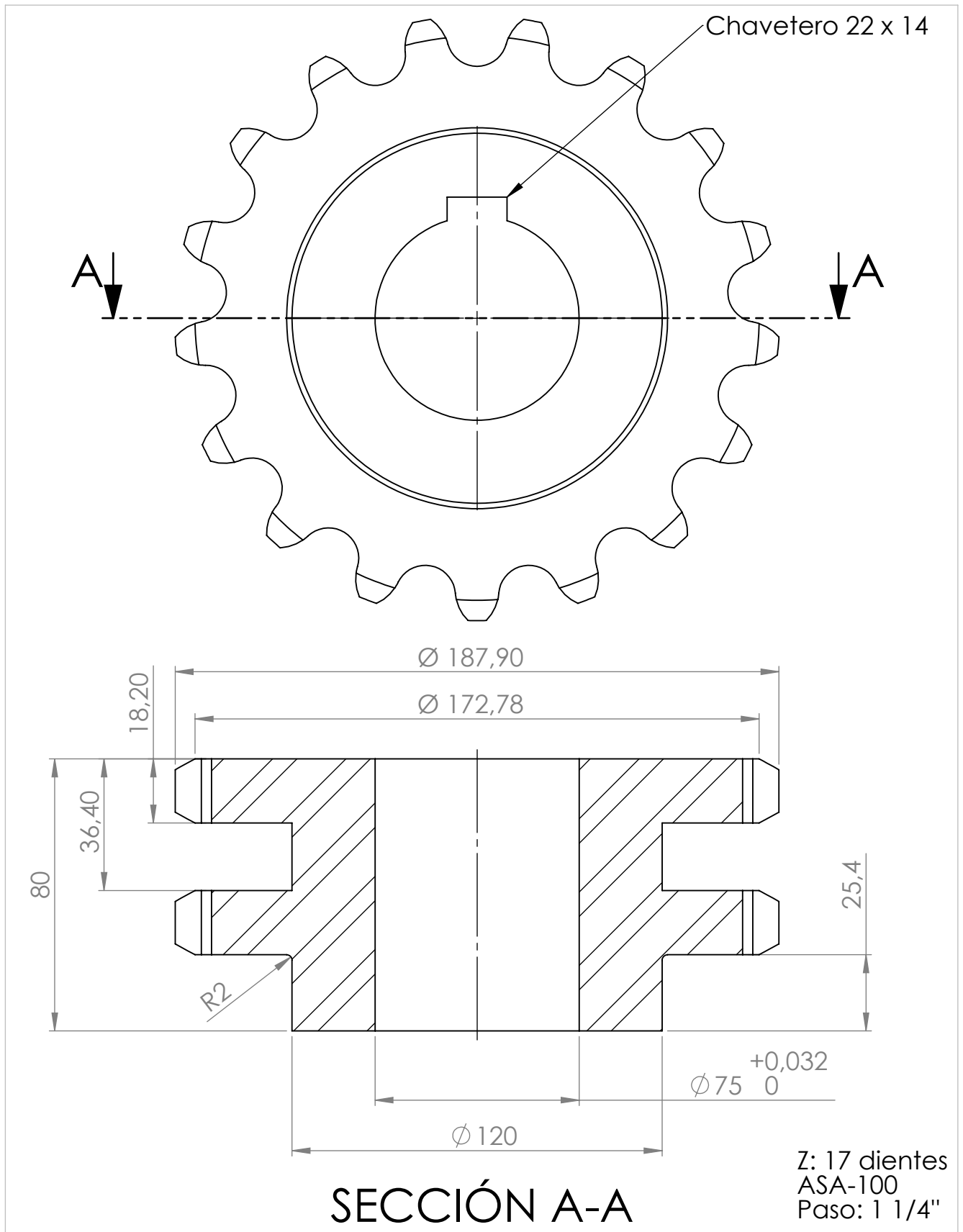
MATERIAL: --  
CANTIDAD: 01  
PLANO M-40-00-0000 REVISIÓN 02




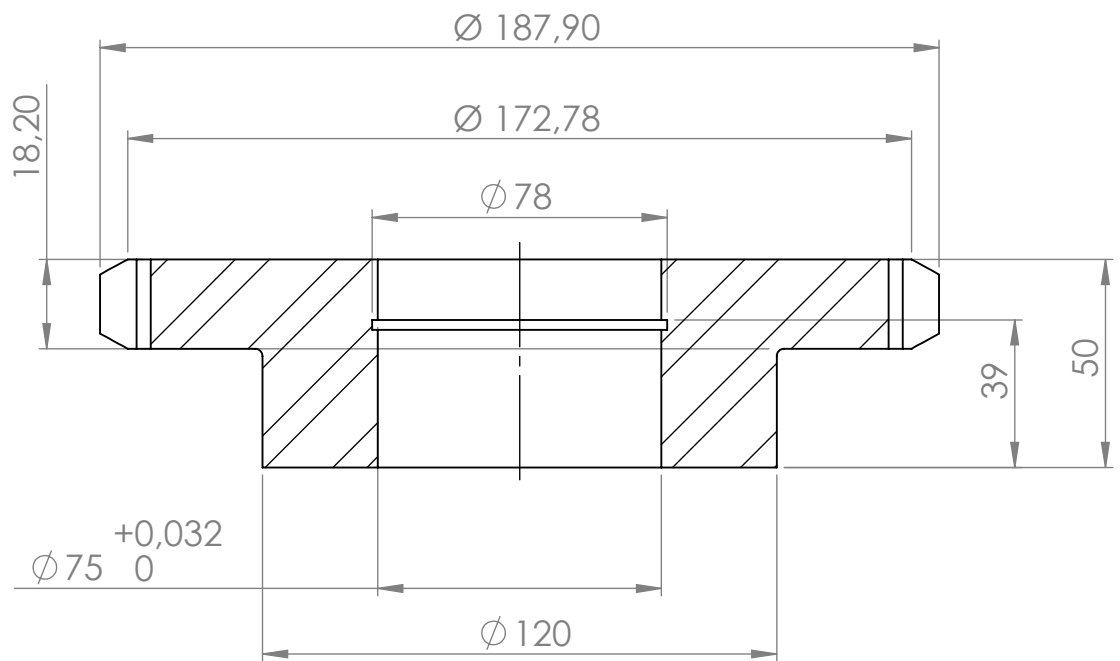
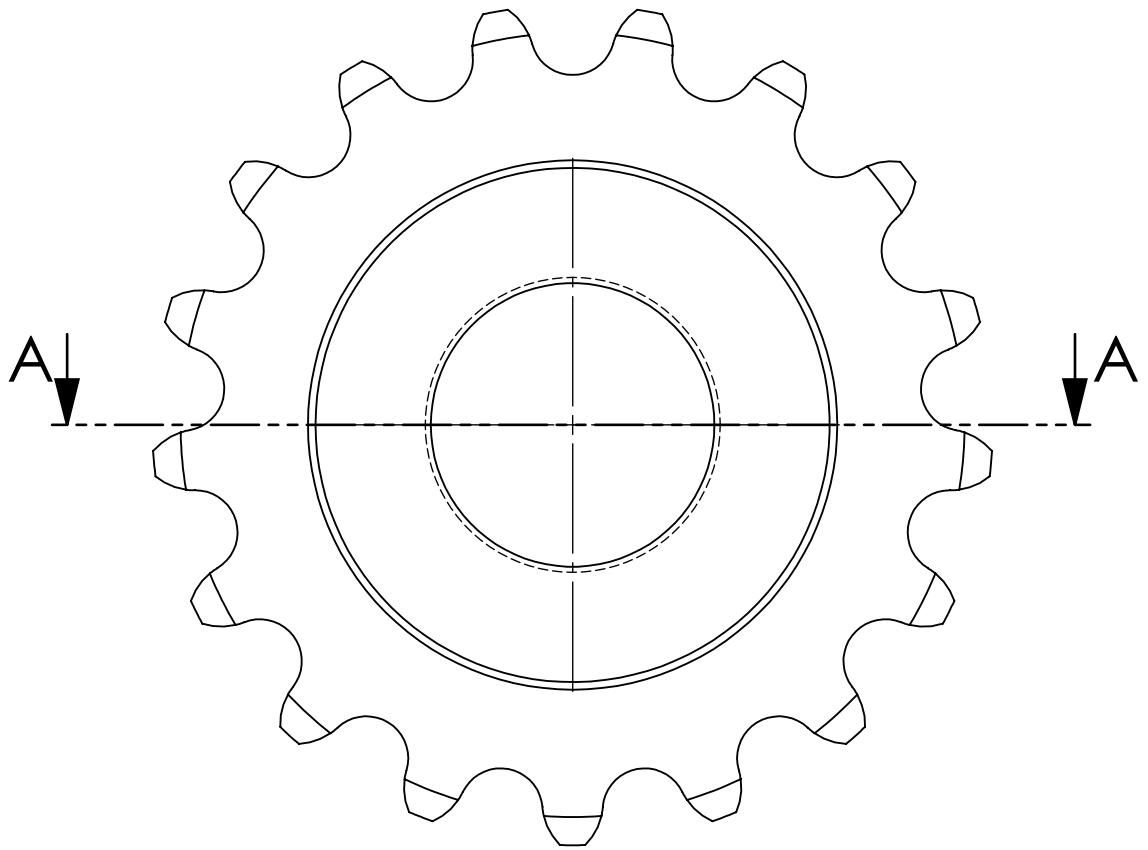
## SECCIÓN A-A

Z: 35 dientes  
 ASA-100  
 Paso: 1 1/4"

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	FECHA	NOMBRE		
	DIBUJÓ	16/12/2021		Diego Lunatti
	REVISÓ	16/12/2021		M. Costamagna
	APROBÓ	16/12/2021	A. Di Cola	
ESCALA	<b>ENGRANAJE 35 DIENTES          PASO 1 1/4"</b>		MATERIAL: AISI-4140	
1 : 5			CANTIDAD: 02	
NORMA			PLANO M-40-00-0001	
			REVISIÓN 02	



<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna		
	ESCALA	1 : 2	16/12/2021	A. Di Cola	MATERIAL: AISI-4140
NORMA		<p><b>ENGRANAJE DOBLE</b> <b>17 DIENTES PASO 1 1/4"</b></p>		CANTIDAD: 01	
				PLANO M-40-00-0002	REVISIÓN 02

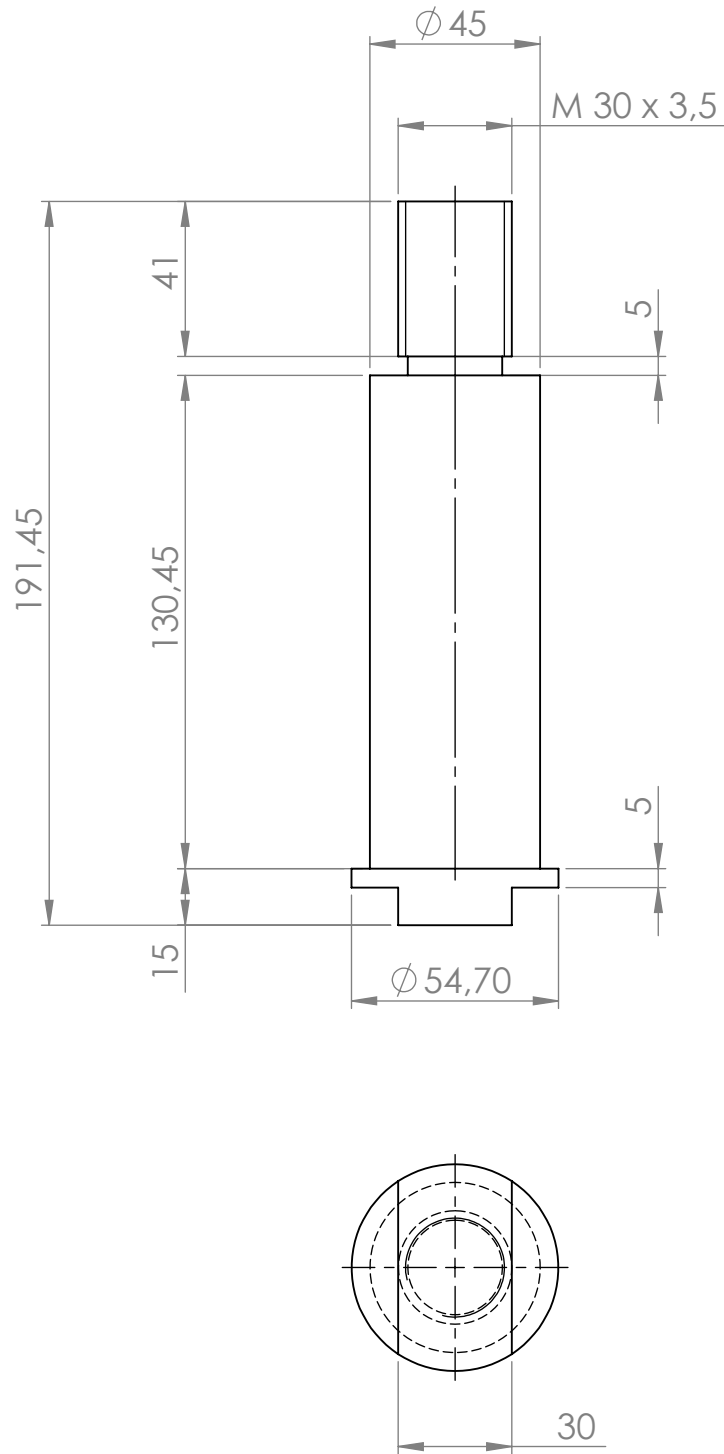


## SECCIÓN A-A

Z: 17 dientes  
 ASA-100  
 Paso: 1 1/4"

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 2	16/12/2021	A. Di Cola
<p>NORMA</p> 	<p><b>ENGRANAJE 17 DIENTES          PASO 1 1/4"</b></p>			CANTIDAD: 03
				PLANO M-40-00-0003





EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	30/03/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	30/03/2021	M. Costamagna
APROBÓ	30/03/2021	A. Di Cola



ESCALA	
1 : 2	
NORMA	

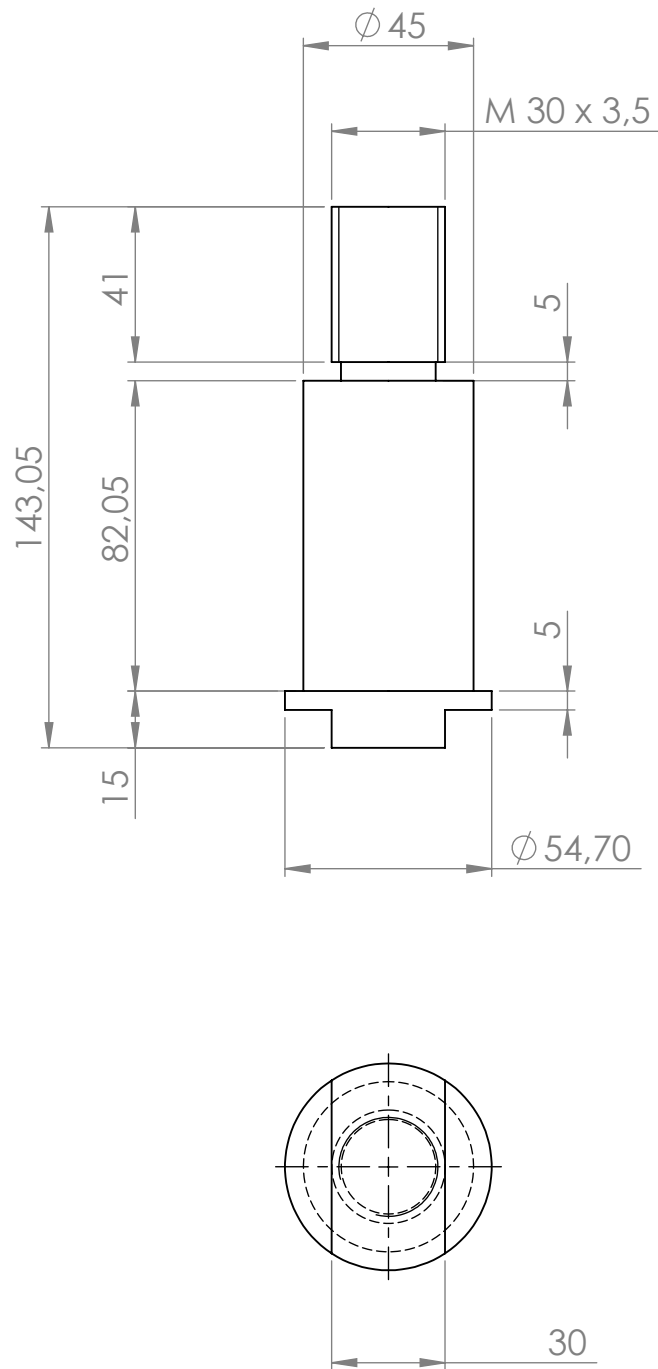
### PERNO TENSOR LARGO

MATERIAL: SAE-1045

CANTIDAD: 02

PLANO  
M-40-00-0004

REVISIÓN  
0



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ

FECHA  
30/03/2021  
30/03/2021  
30/03/2021

NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



ESCALA  
1 : 2  
NORMA

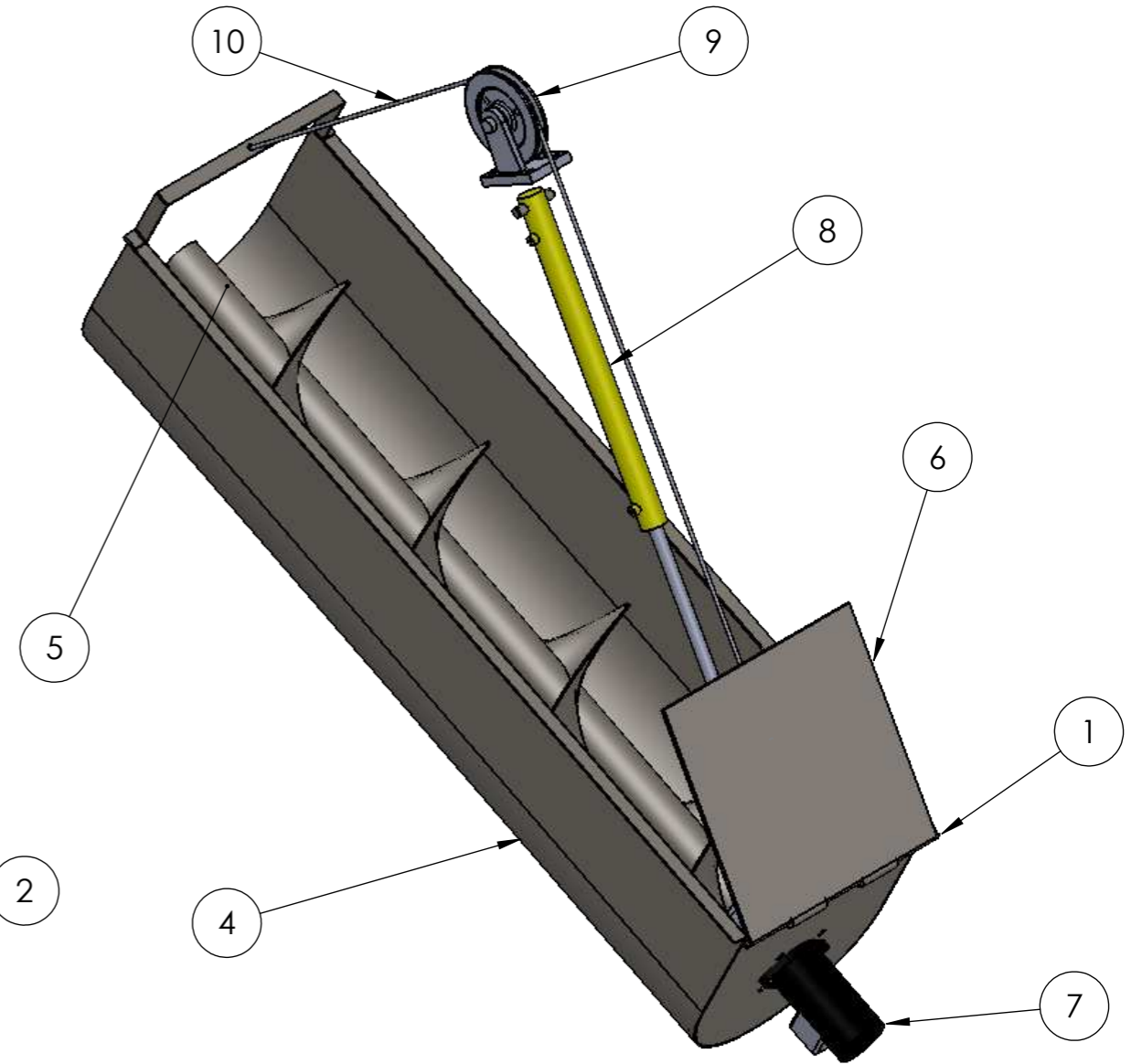
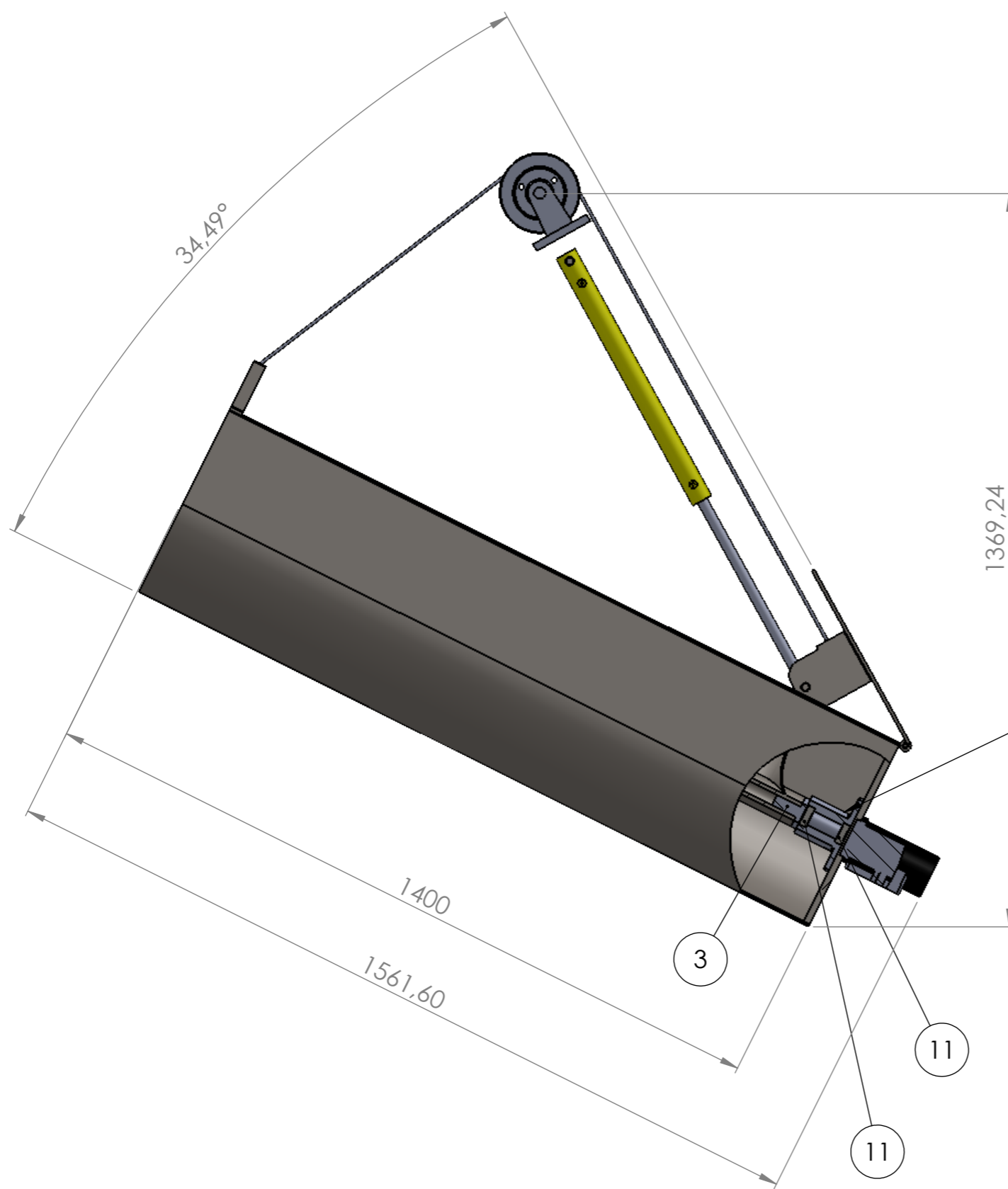
### PERNO TENSOR CORTO

MATERIAL: SAE-1045

CANTIDAD: 01

PLANO  
M-40-00-0005

REVISIÓN  
0



11	Rodamiento 6007-2RS1	M-50-00-C005	Marca: SKF
10	Cable de acero con alma metálica Ø 5	M-50-00-C004	Marca: Ibérica
9	Polea con soporte RBZ-0.5	M-50-00-C003	Marca: Rema
8	Cilindro hidráulico	M-50-00-C002	
7	Motor hidráulico orbital MOP-300	M-50-00-C001	Marca: Venturi
6	Tapa de descarga	M-50-03-0000	
5	Sinfín de descarga	M-50-02-0000	
4	Batea de descarga	M-50-01-0000	
3	Eje de acople	M-50-00-0003	
2	Manguito de acople	M-50-00-0002	
1	Perno de bisagra	M-50-00-0001	

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
------	-------------	----------	---------------

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

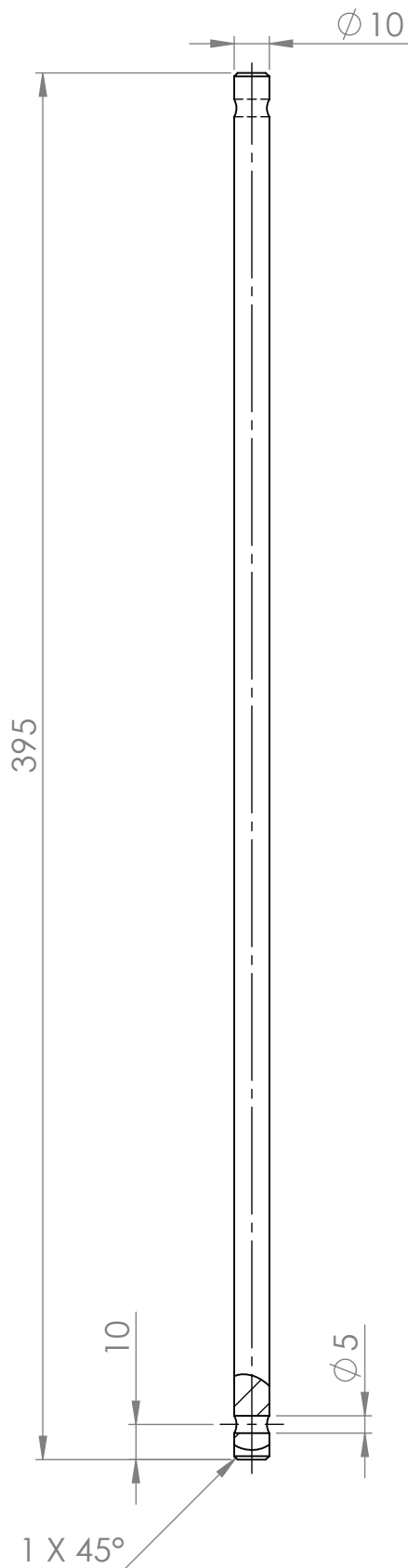
	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	16/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	16/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	16/12/2021	A. Di Cola



ESCALA  
1 : 10  
NORMA

**SUBCONJUNTO PRIMARIO  
SISTEMA DE DESCARGA**

MATERIAL:	--
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-50-00-0000	03



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ

FECHA  
16/12/2021  
16/12/2021  
16/12/2021

NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



ESCALA  
1 : 2  
NORMA

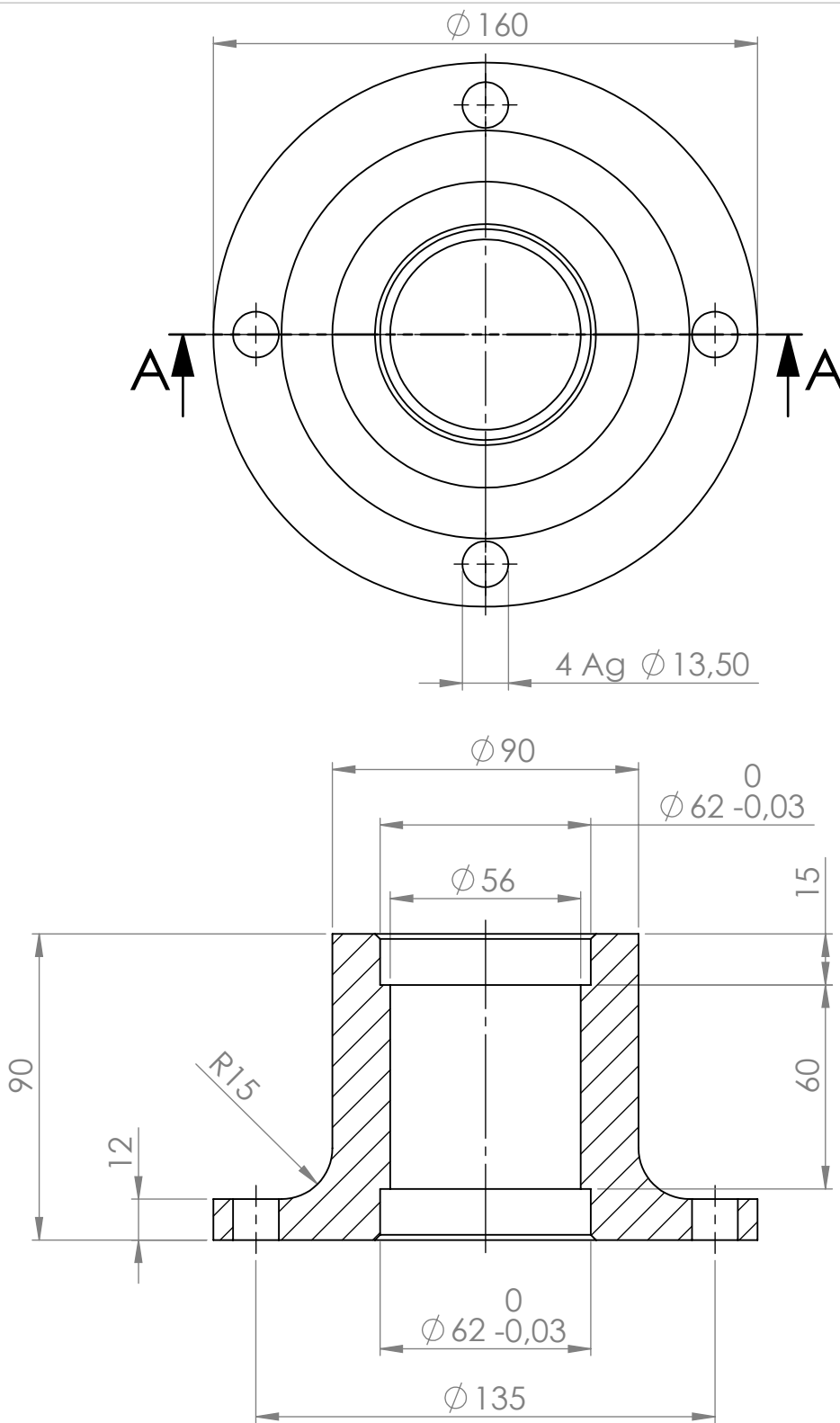
### PERNO DE BISAGRA

MATERIAL: SAE-1010

CANTIDAD: 01

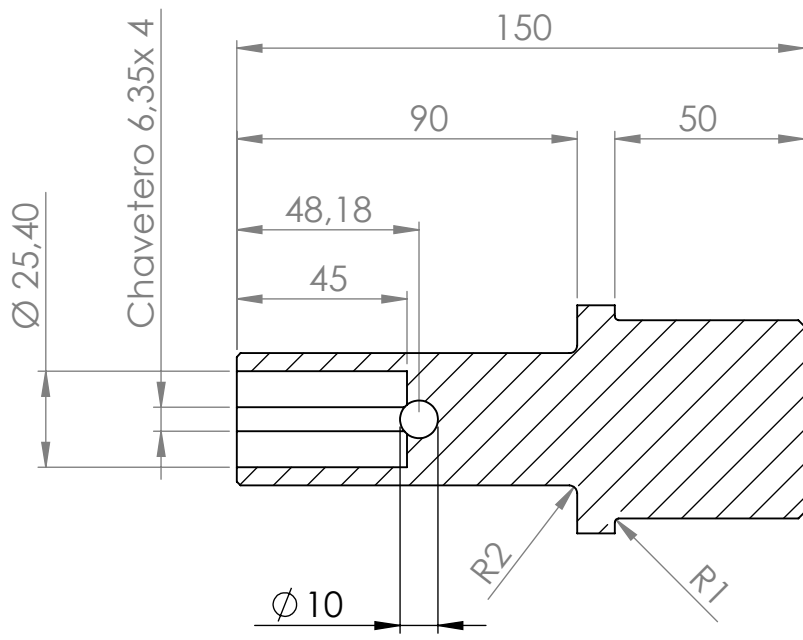
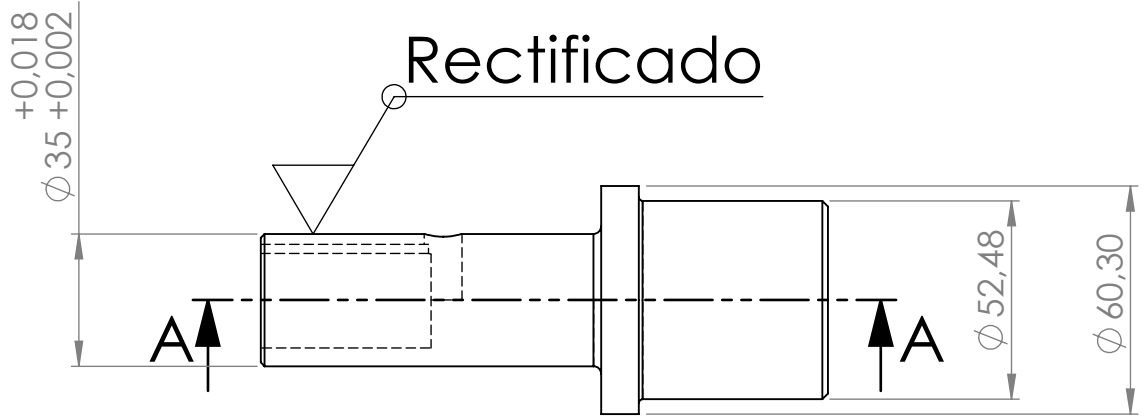
PLANO  
M-50-00-0001

REVISIÓN  
0



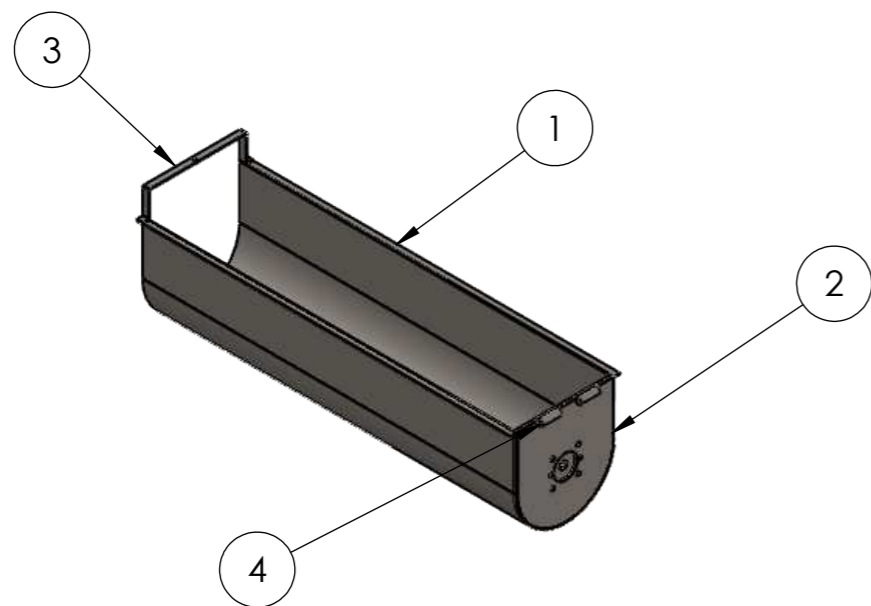
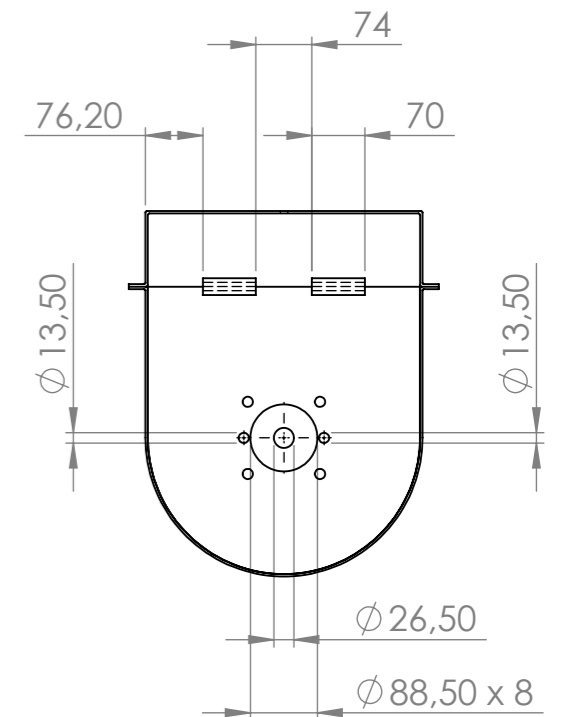
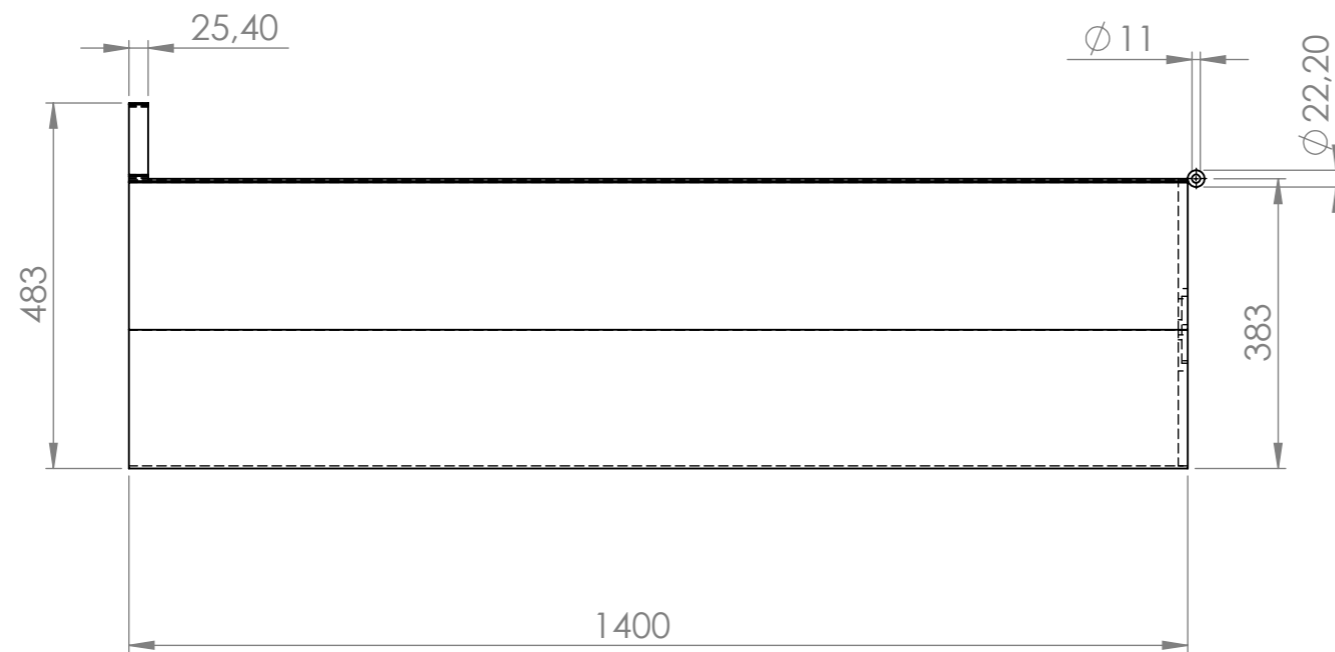
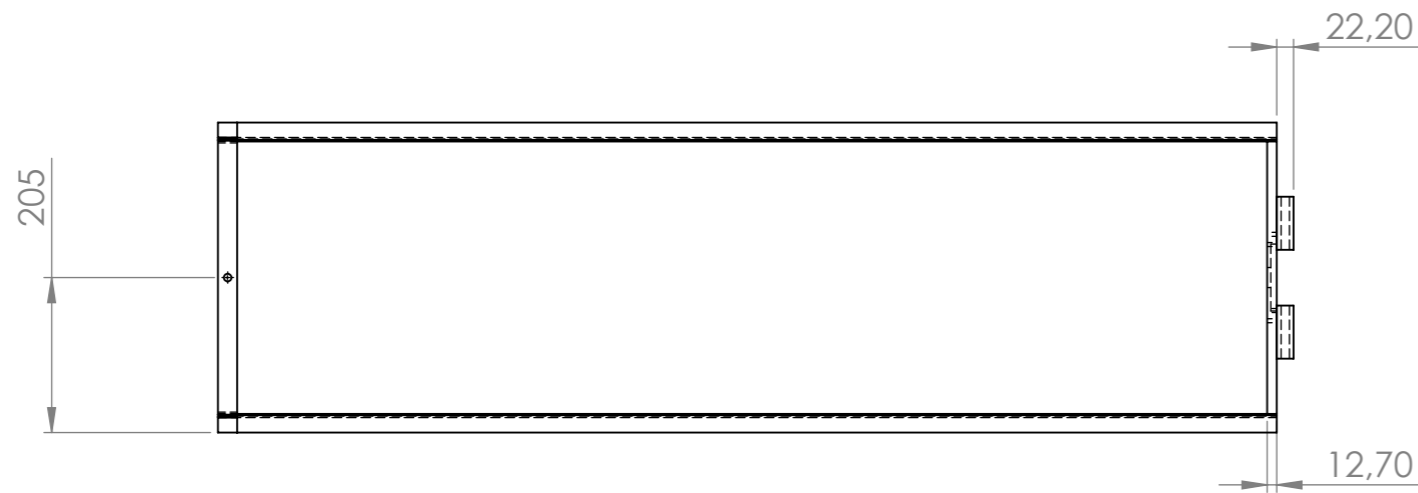
## SECCIÓN A-A

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 2	A. Di Cola	
NORMA	<b>MANGUITO DE ACOPLE</b>		MATERIAL: ASTM A48 - 20	
			CANTIDAD: 01	
			PLANO M-50-00-0002	REVISIÓN 01



## SECCIÓN A-A

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 2		MATERIAL: SAE-1045
NORMA			CANTIDAD: 01	
<b>EJE DE ACOPLE</b>				PLANO M-50-00-0003 REVISIÓN 01



4	Bisagra	M-50-01-0004	
3	Soporte	M-50-01-0003	
2	Tapa	M-50-01-0002	
1	Bandeja	M-50-01-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

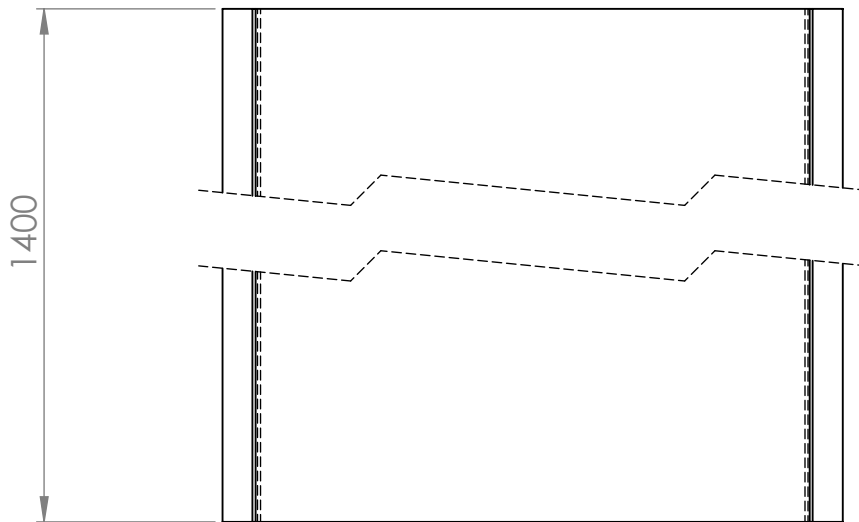
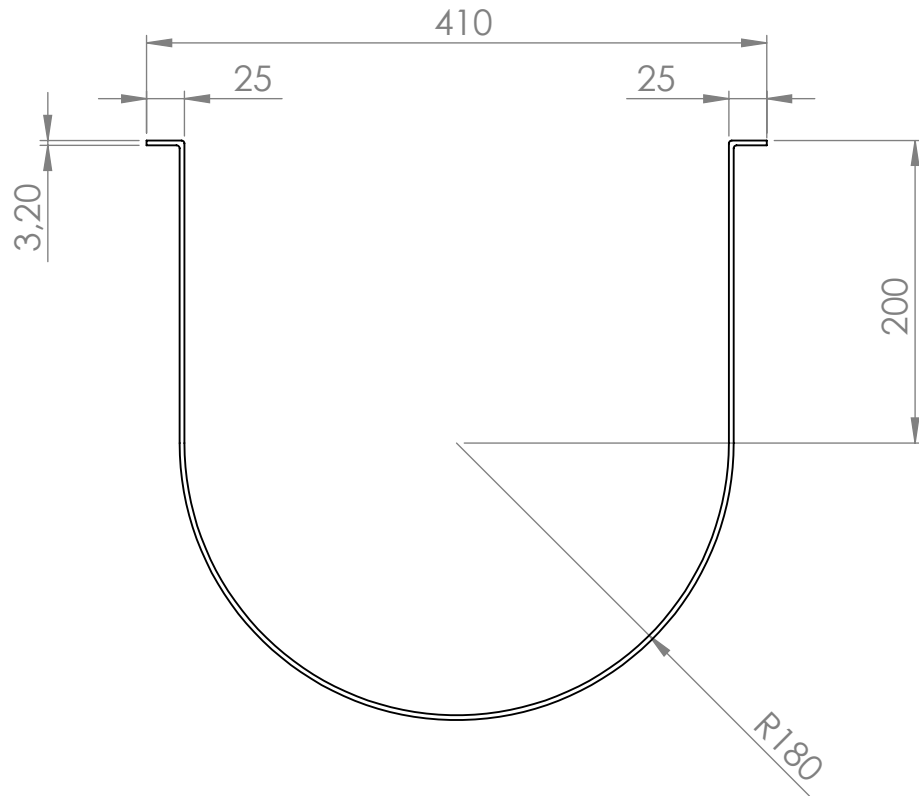
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna
	ESCALA	1 : 10	A. Di Cola
NORMA			



**SUBCONJUNTO SECUNDARIO  
BATEA DE DESCARGA**

MATERIAL:	---
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-50-01-0000	0



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ

FECHA  
16/12/2021  
16/12/2021  
16/12/2021

NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



ESCALA  
1 : 5



**BANDEJA**

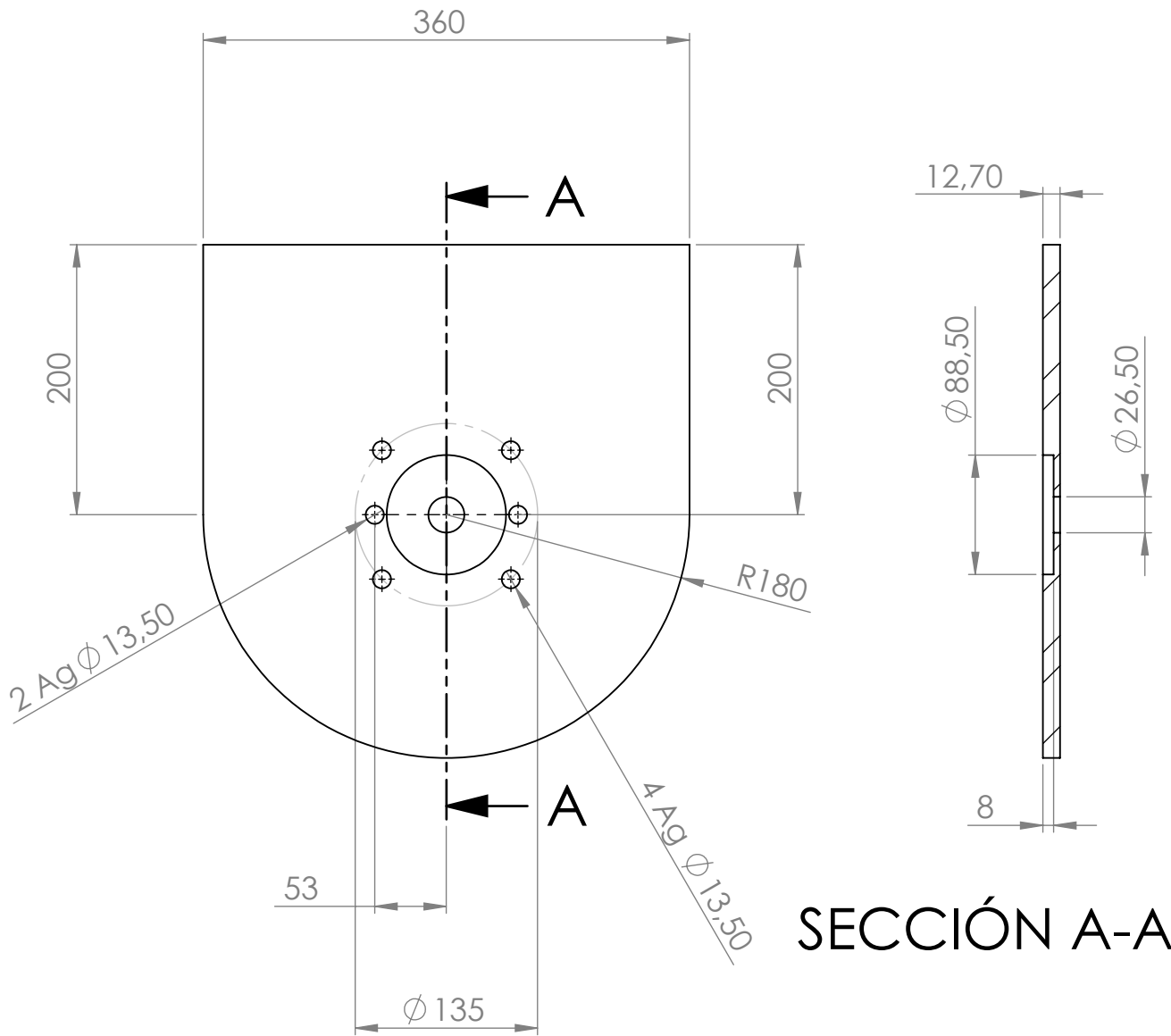
MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO  
M-50-01-0001

REVISIÓN  
0





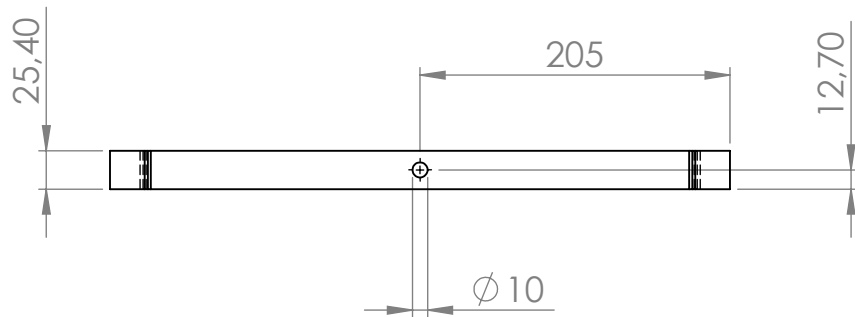
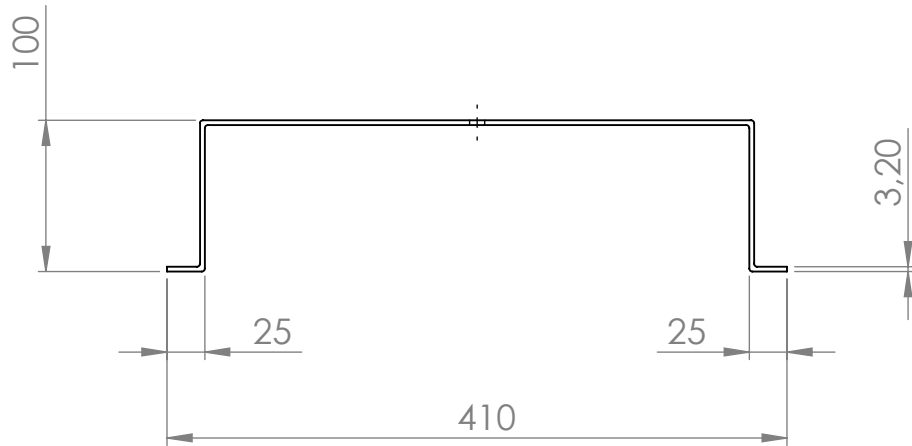
# SECCIÓN A-A

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna
	ESCALA	16/12/2021	A. Di Cola
	1 : 5	<b>TAPA</b>	
NORMA			

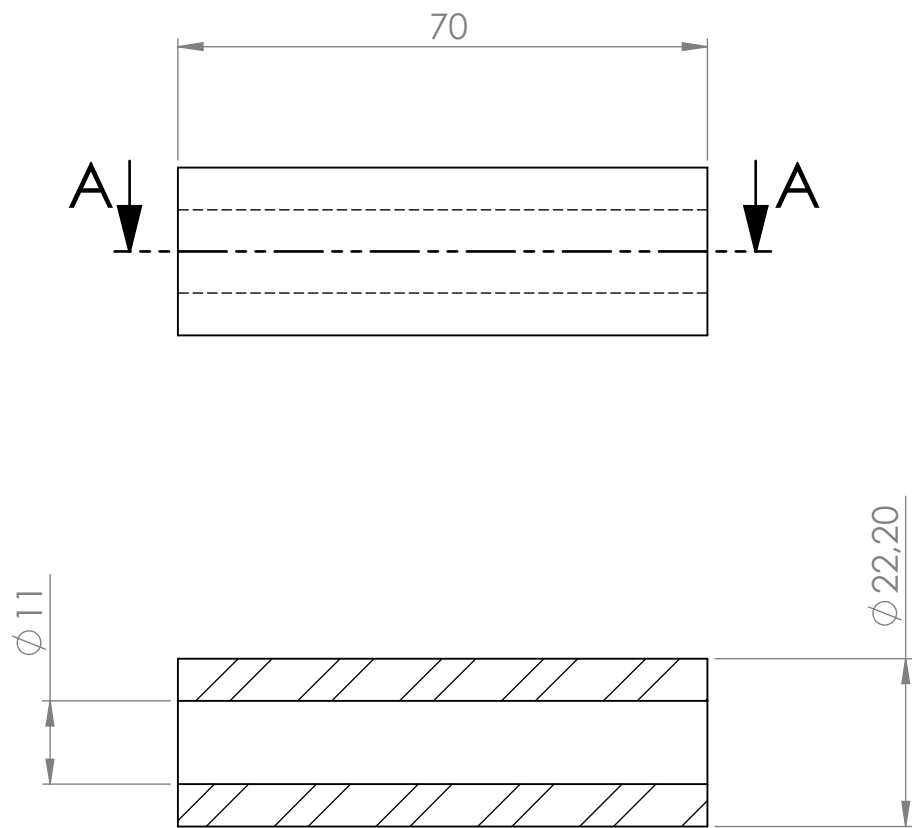


MATERIAL: F-24	
CANTIDAD: 01	
PLANO M-50-01-0002	REVISIÓN 0



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM</p>	DIBUJÓ	16/12/2021	Diego Lunatti				
	REVISÓ	16/12/2021	M. Costamagna				
	APROBÓ	16/12/2021	A. Di Cola				
	ESCALA	<b>SOPORTE</b>		MATERIAL: F-24			
	1 : 5			CANTIDAD: 01			
NORMA			<table border="1"> <tr> <td>PLANO</td> <td>REVISIÓN</td> </tr> <tr> <td>M-50-01-0003</td> <td>0</td> </tr> </table>	PLANO	REVISIÓN	M-50-01-0003	0
PLANO	REVISIÓN						
M-50-01-0003	0						

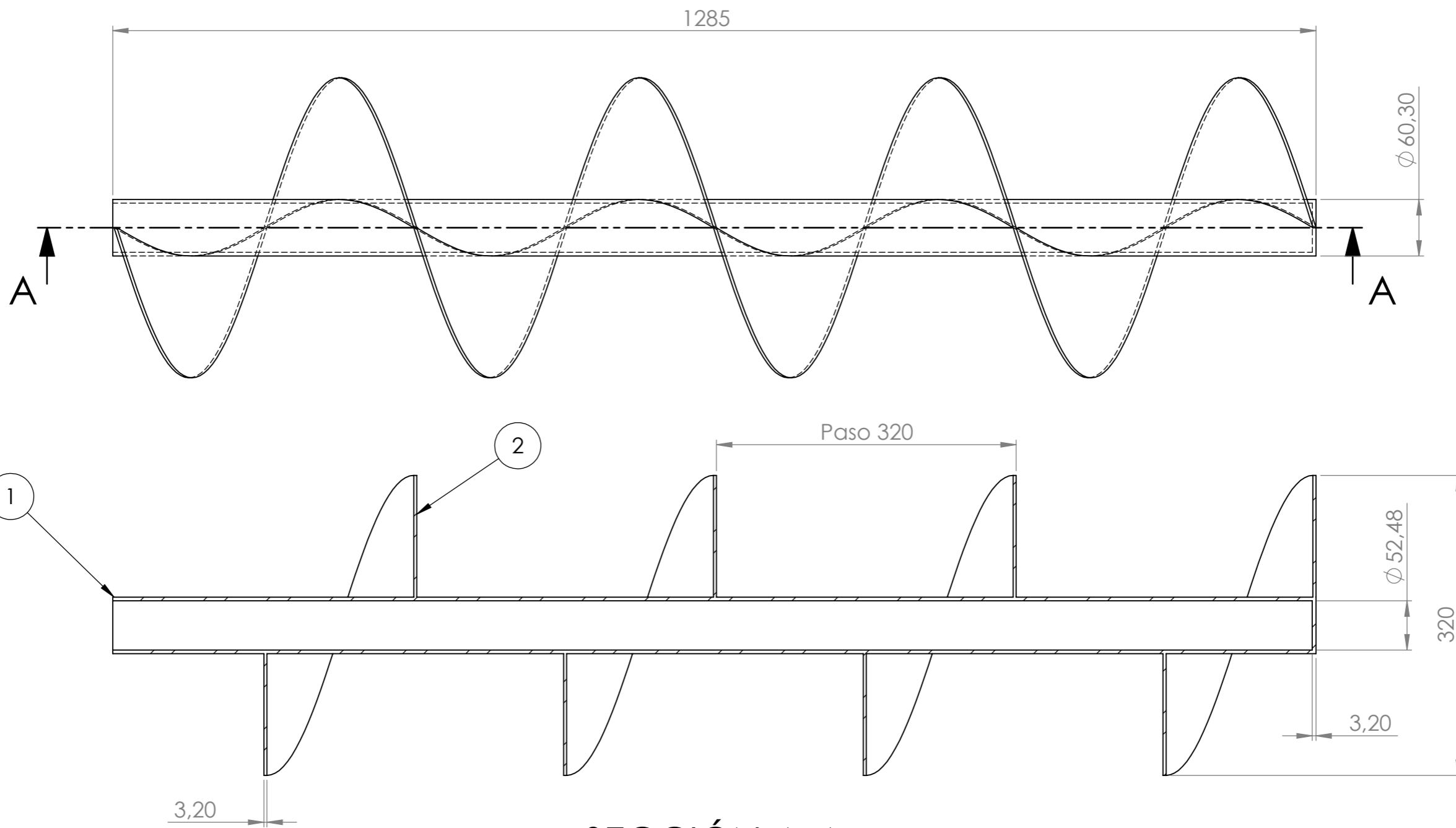


## SECCIÓN A-A

Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$


<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna		
	ESCALA	1 : 1		<p><b>BISAGRA</b></p>	MATERIAL: SAE-1010
	NORMA				CANTIDAD: 02
				PLANO M-50-01-0004	REVISIÓN 0

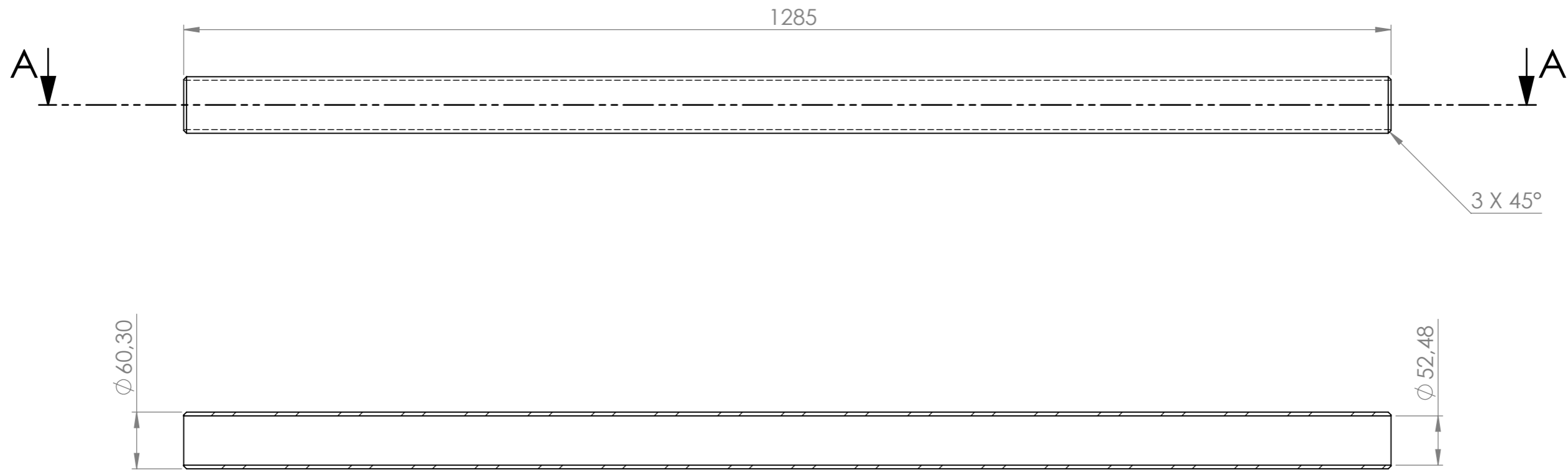


SECCIÓN A-A

2	Espiral	M-50-02-0002	
1	Eje	M-50-02-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 5	A. Di Cola	
NORMA 		<b>SUBCONJUNTO SECUNDARIO SIN FÍN DE DESCARGA</b>		MATERIAL: --- CANTIDAD: 01 PLANO M-50-02-0000 REVISIÓN 0



SECCIÓN A-A

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

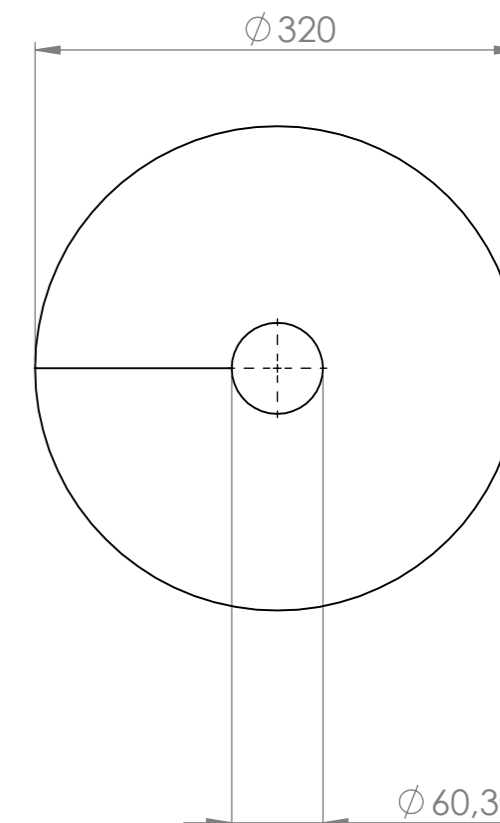
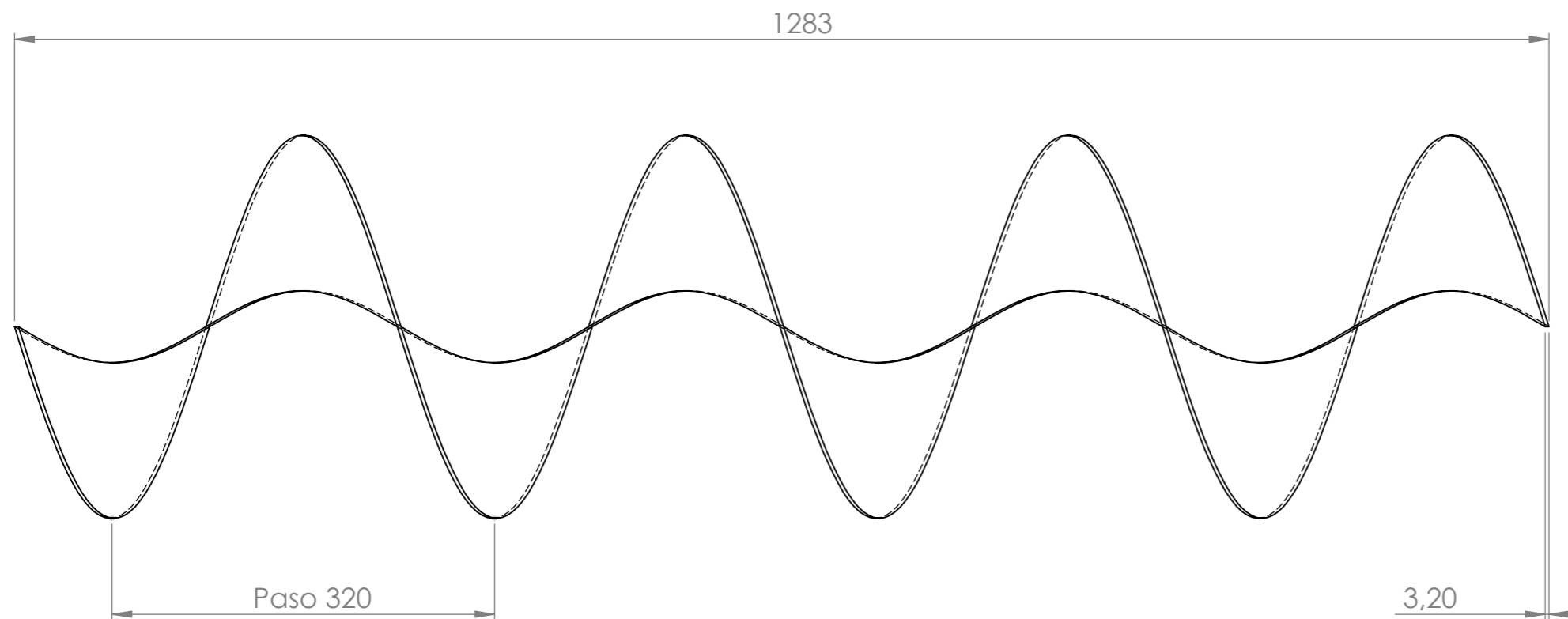
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	16/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	16/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	16/12/2021	A. Di Cola
ESCALA	1 : 5	
NORMA		



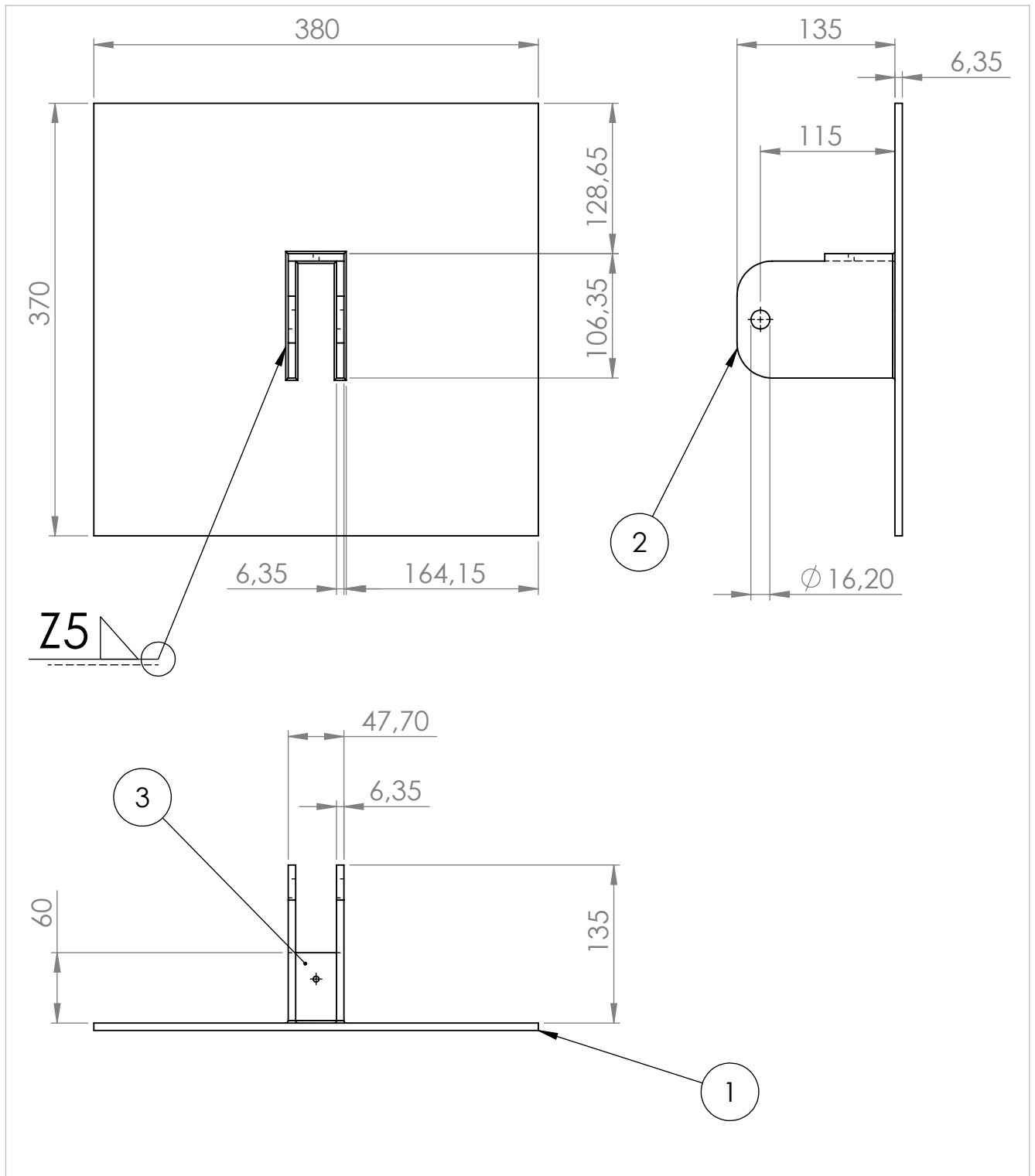
**EJE**

MATERIAL: ASTM A-53 GrB	
CANTIDAD: 01	
PLANO M-50-02-0001	REVISIÓN 0





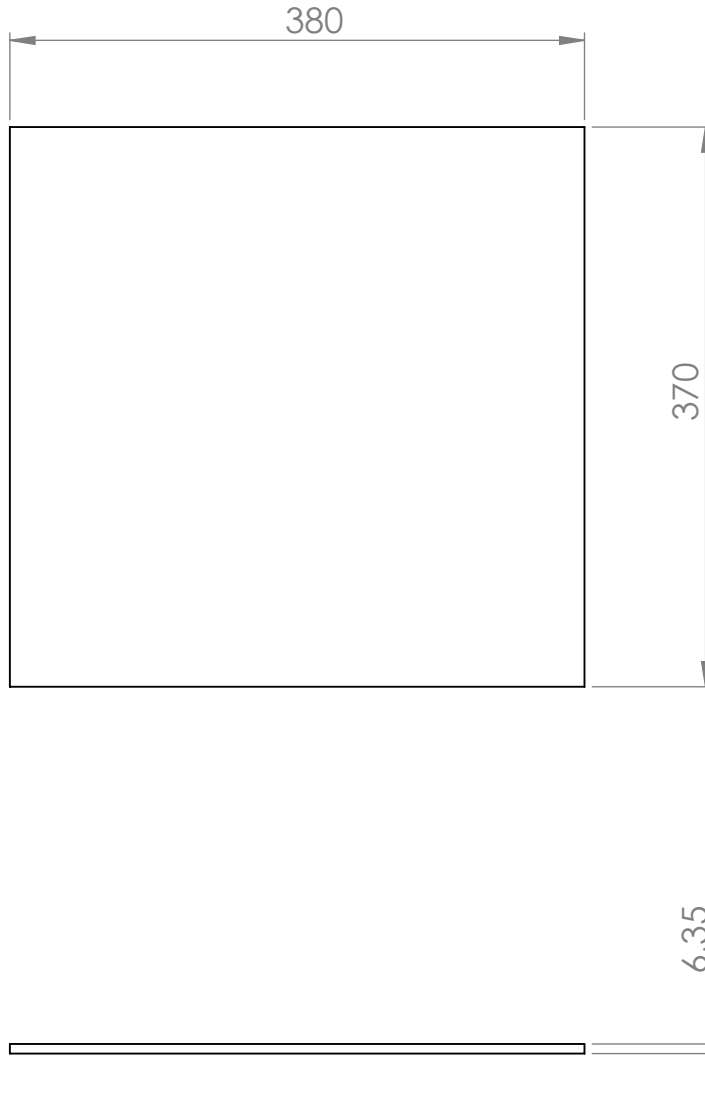
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	16/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	16/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	16/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	1 : 5		ESPIRAL
NORMA			CANTIDAD: 01	
			PLANO M-50-02-0002	



3	Placa 3	M-50-03-0003	
2	Placa 2	M-50-03-0002	
1	Placa 1	M-50-03-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

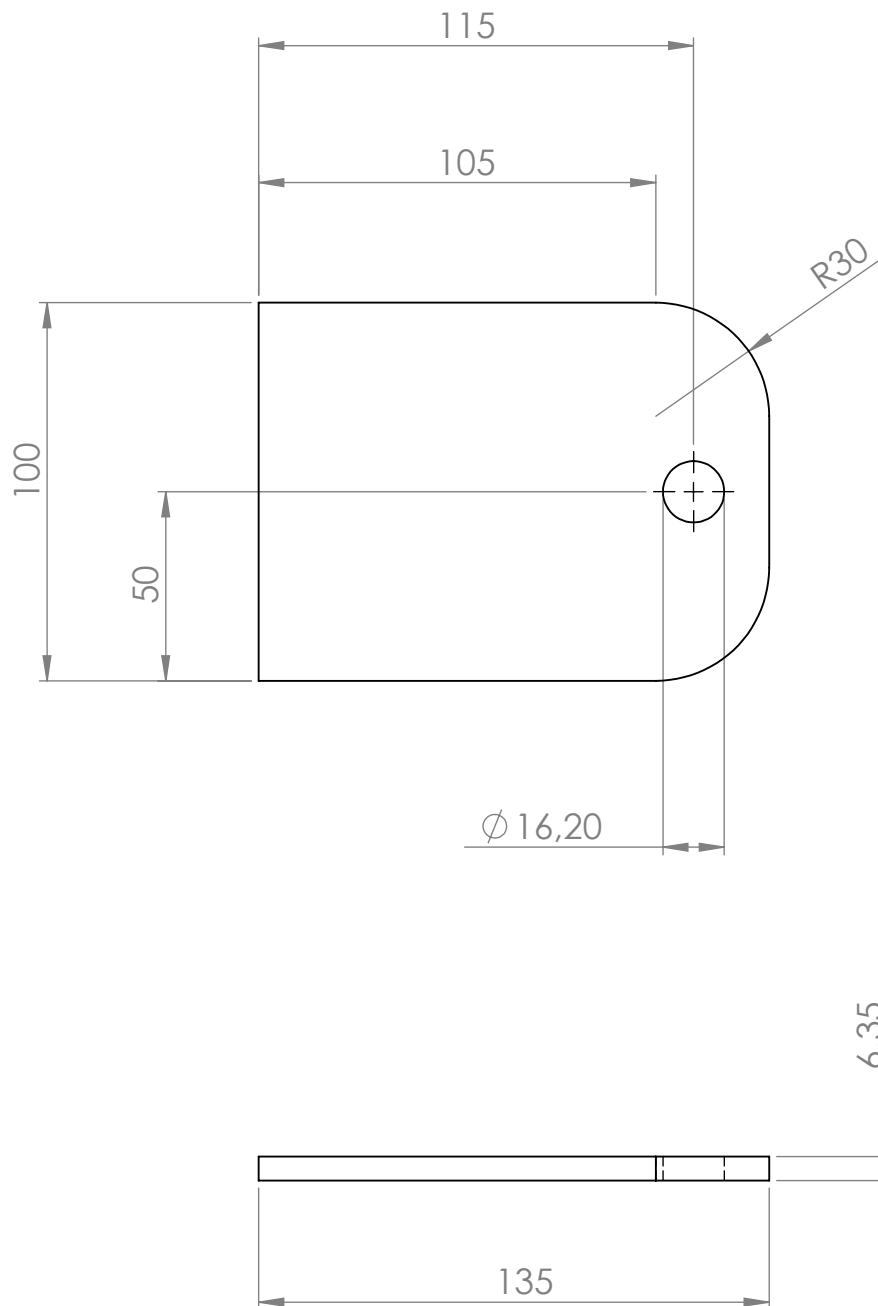
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	SUBCONJUNTO SECUNDARIO		MATERIAL: ---
	1 : 5	TAPA DE DESCARGA		CANTIDAD: 01
NORMA			PLANO M-50-03-0000	REVISIÓN 0



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>		FECHA	NOMBRE		
	DIBUJÓ	16/12/2021	Diego Lunatti		
	REVISÓ	16/12/2021	M. Costamagna		
	APROBÓ	16/12/2021	A. Di Cola		
	ESCALA	<p style="text-align: center;"><b>PLACA 1</b></p>		MATERIAL: F-24	
	1 : 5			CANTIDAD: 01	
	NORMA			PLANO	REVISIÓN
				M-50-03-0001	0





EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ

FECHA  
16/12/2021  
16/12/2021  
16/12/2021

NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



ESCALA  
1 : 5  
NORMA

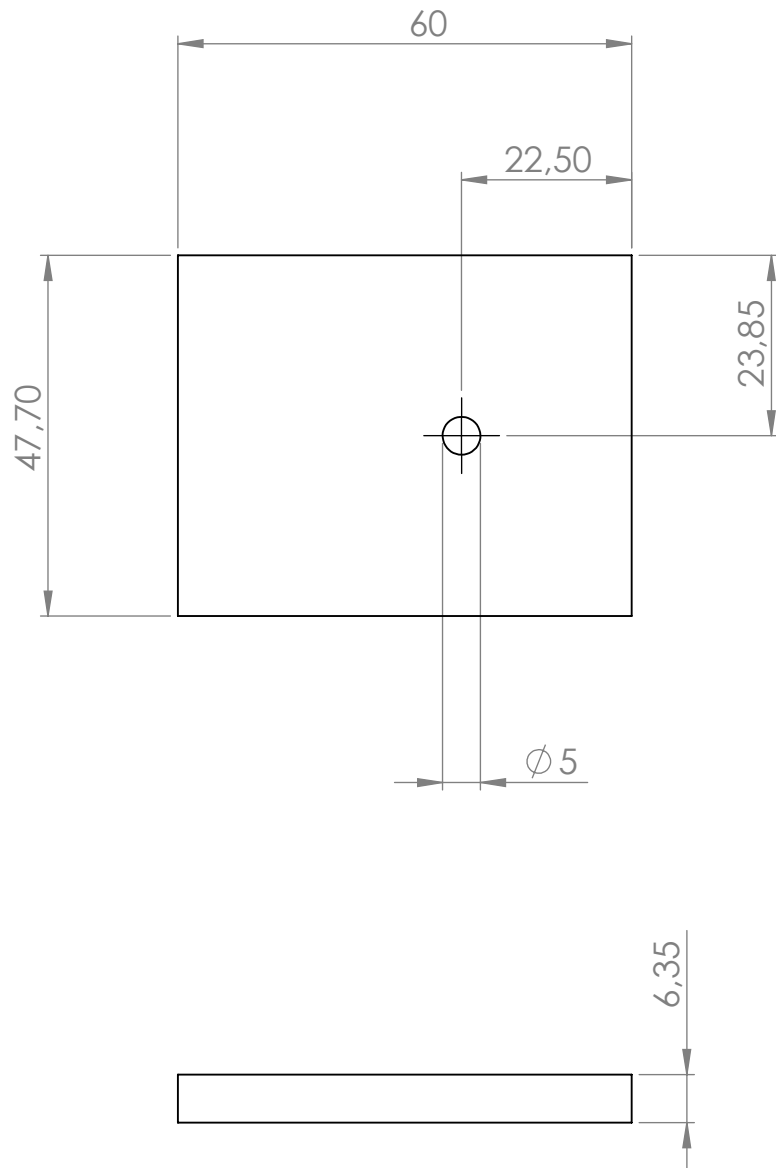
## PLACA 2

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 02

PLANO  
M-50-03-0002

REVISIÓN  
0



EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

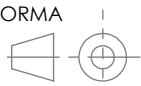
DIBUJÓ  
REVISÓ  
APROBÓ

FECHA  
16/12/2021  
16/12/2021  
16/12/2021

NOMBRE  
Diego Lunatti  
M. Costamagna  
A. Di Cola



ESCALA  
1 : 1  
NORMA



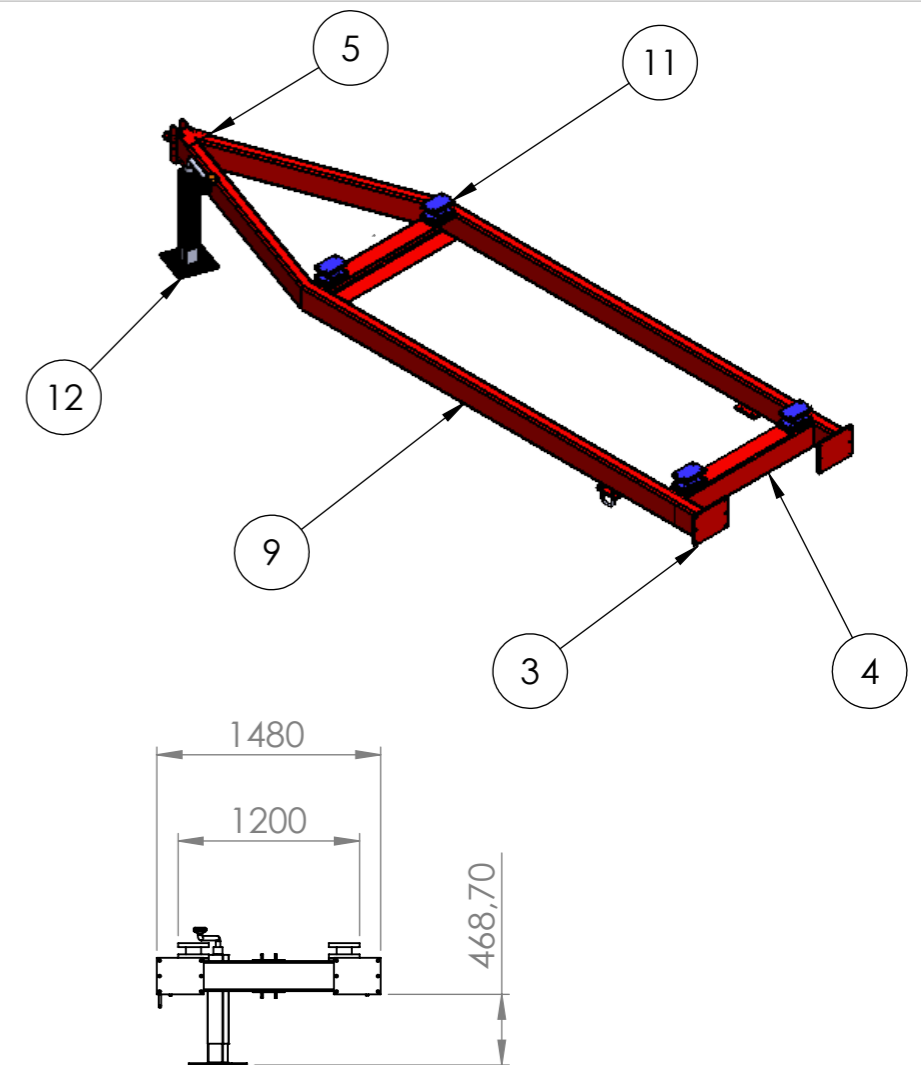
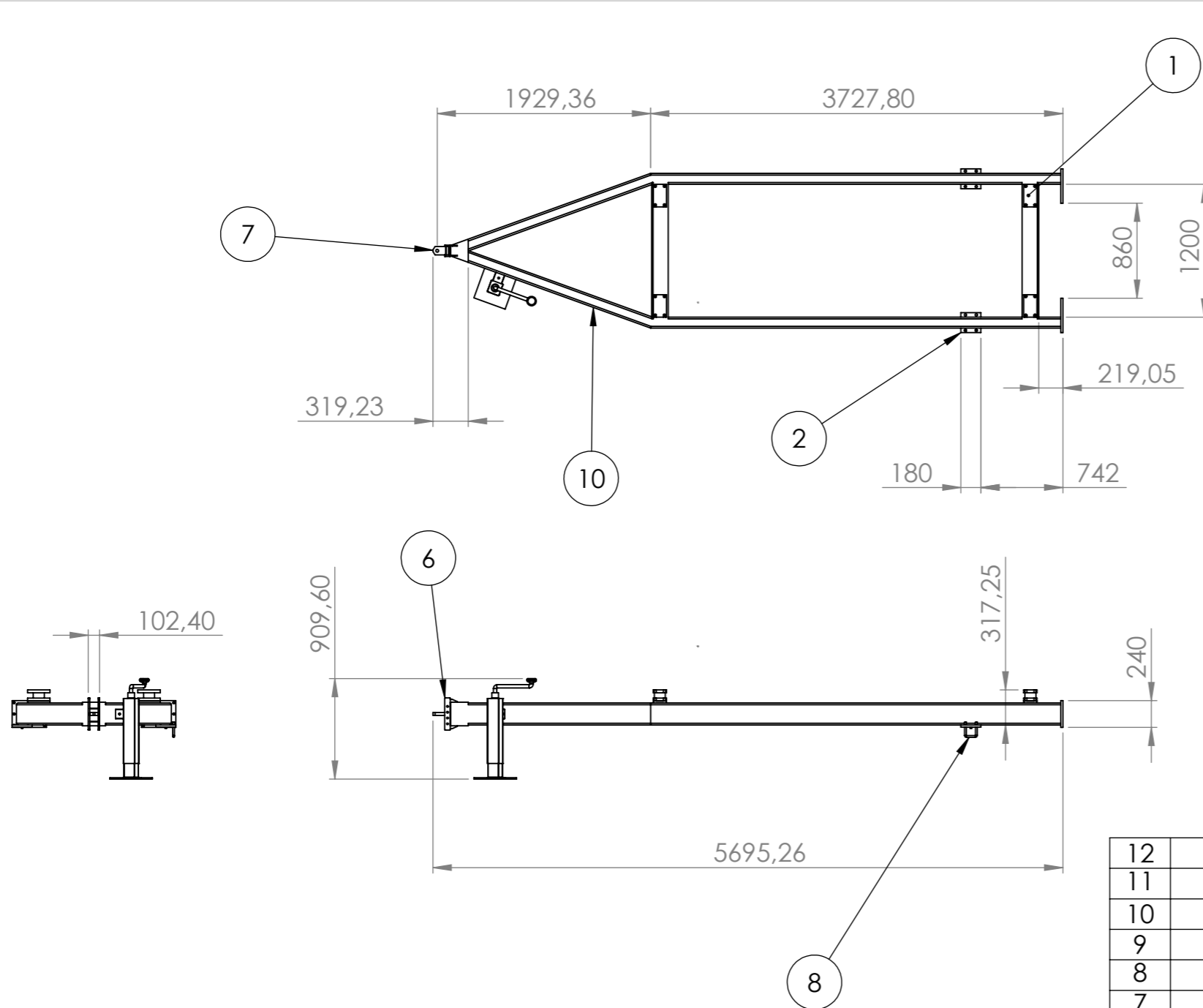
**PLACA 3**

MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 01

PLANO  
M-50-03-0003

REVISIÓN  
0



12	Gato mecánico	M-60-00-C002	
11	Celda de carga módulo 0970	M-60-00-C001	Marca: Ringmount
10	Lanza	M-60-02-0000	
9	Lateral	M-60-01-0000	
8	Unión de eje rodante	M-60-00-0008	
7	Enganche	M-60-00-0007	
6	Punta de lanza	M-60-00-0006	
5	Placa punta de lanza	M-60-00-0005	
4	Telera	M-60-00-0004	
3	Apoyo del cargador	M-60-00-0003	
2	Apoyo de eje rodante	M-60-00-0002	
1	Apoyo tolva de carga	M-60-00-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

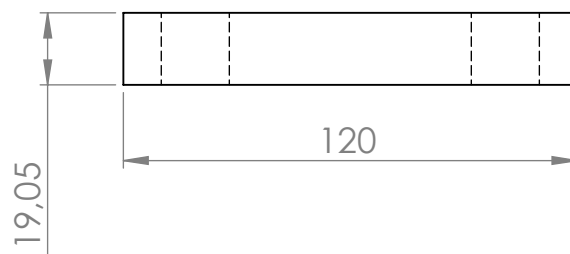
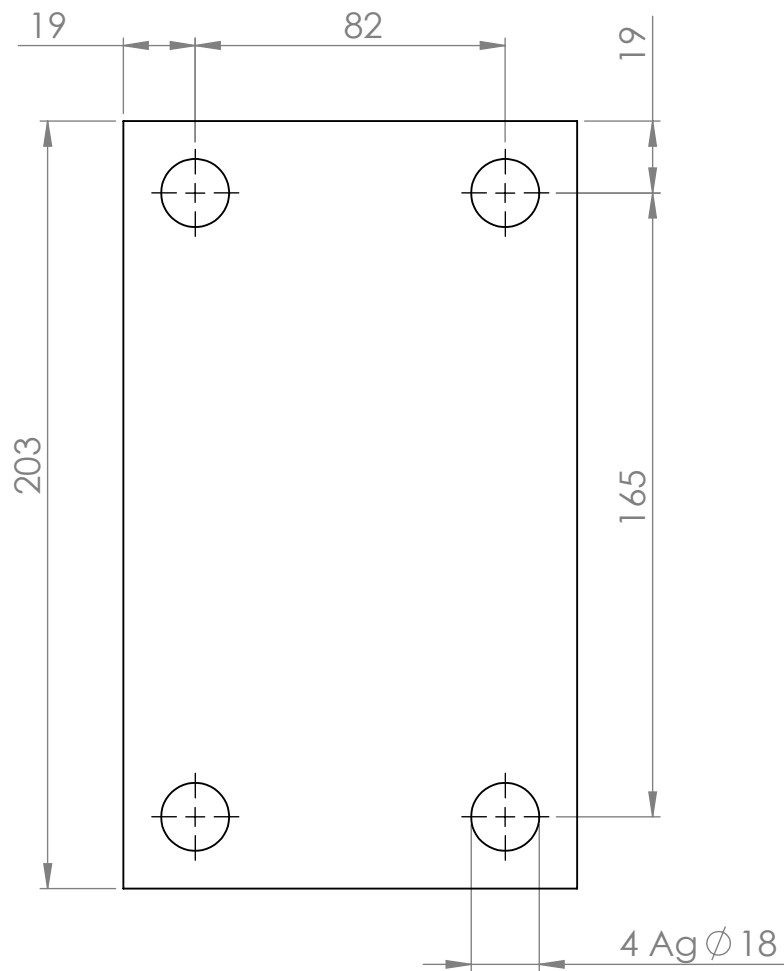
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	17/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	17/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	17/12/2021	A. Di Cola
ESCALA	1 : 50	
NORMA		



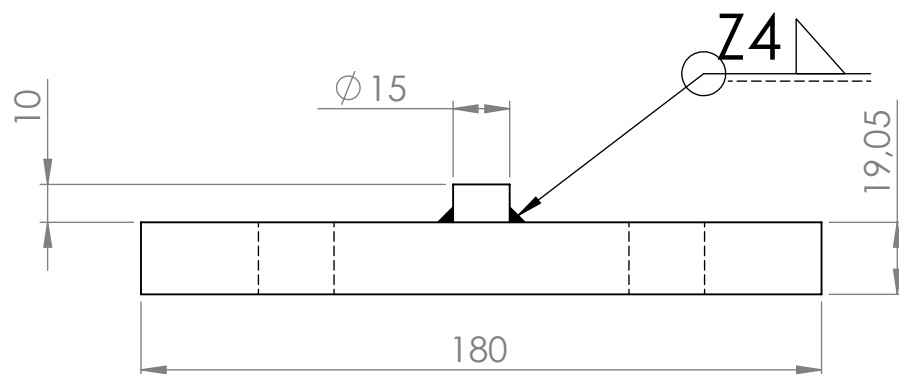
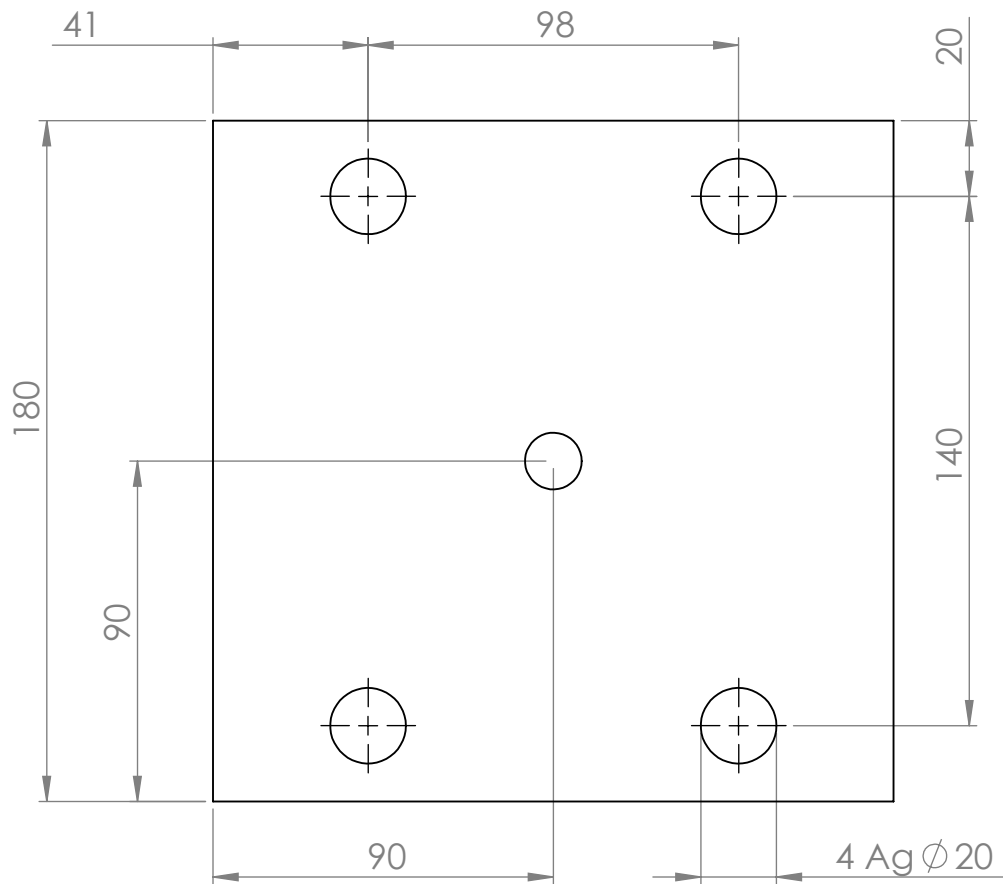
### SUBCONJUNTO PRIMARIO CHASIS

MATERIAL: --  
CANTIDAD: 01  
PLANO M-60-00-0000  
REVISIÓN 02



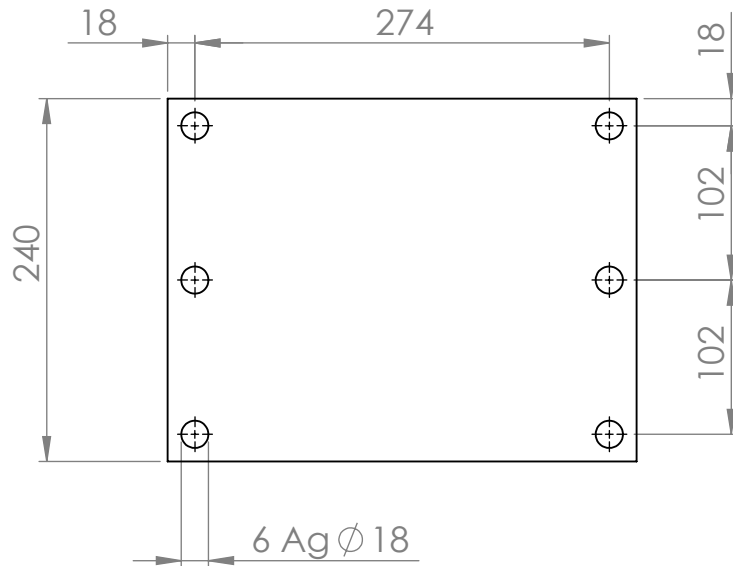
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>		FECHA	NOMBRE	
	DIBUJÓ	17/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	17/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	17/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	1 : 2		MATERIAL: F-24
NORMA			CANTIDAD: 04	
<h2>APOYO TOLVA DE CARGA</h2>			PLANO	REVISIÓN
			M-60-00-0001	0



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	17/12/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	17/12/2021	M. Costamagna		
	ESCALA	1 : 2	<b>APOYO DE EJE RODANTE</b>		MATERIAL: F-24
NORMA				CANTIDAD: 02	
				PLANO M-60-00-0002	REVISIÓN 0



Tolerancias no indicadas

Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

DIBUJÓ

FECHA

NOMBRE

REVISÓ

17/12/2021

Diego Lunatti

APROBÓ

17/12/2021

M. Costamagna

ESCALA

1 : 5

**APOYO DEL CARGADOR**

NORMA

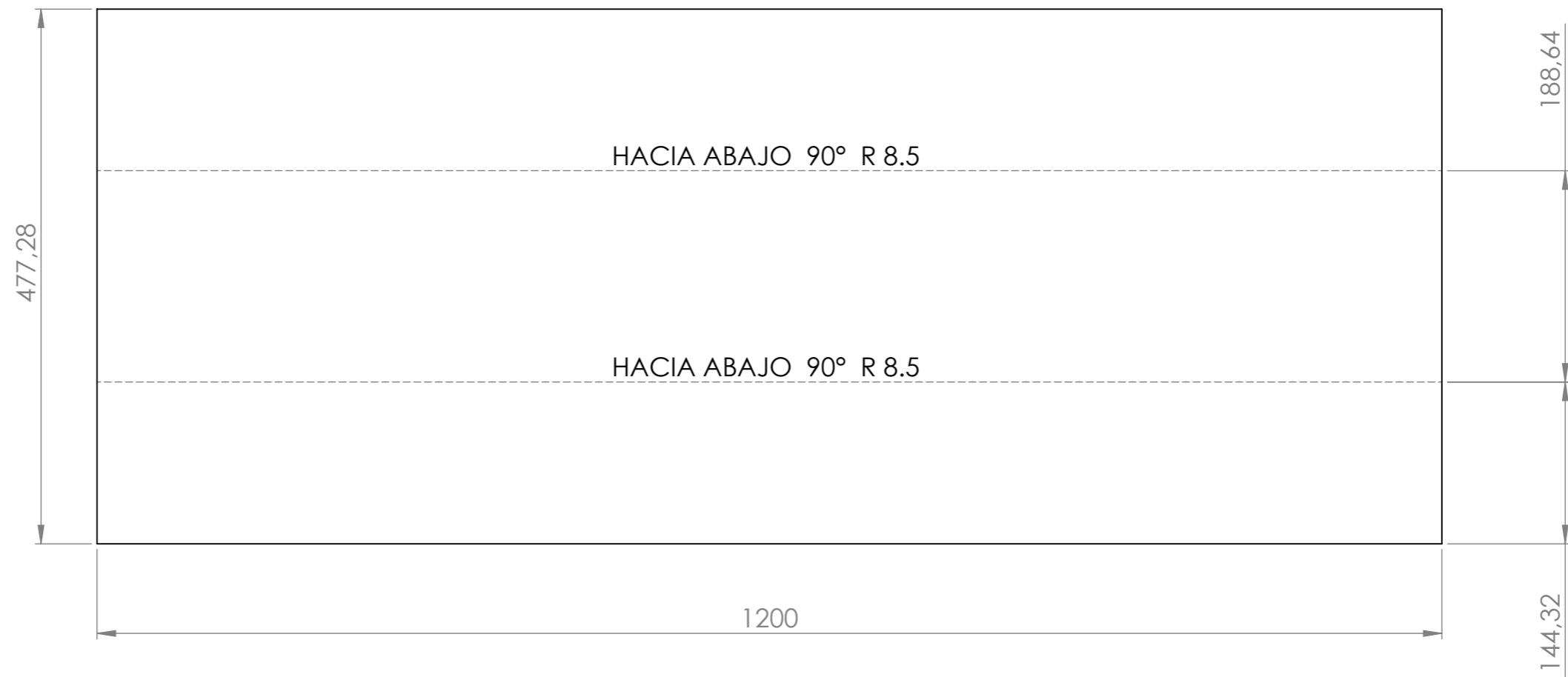
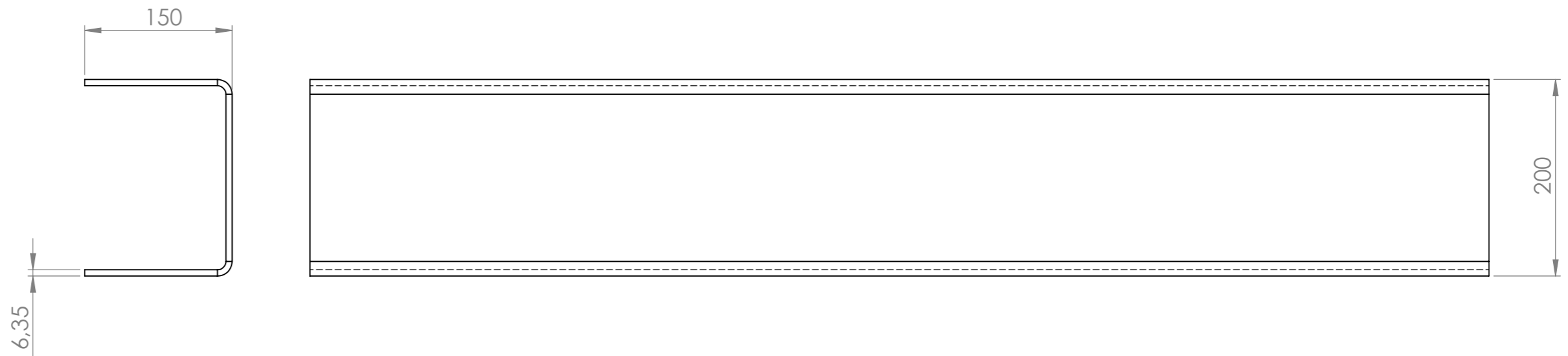


MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 02

PLANO  
M-60-00-0003

REVISIÓN  
0



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

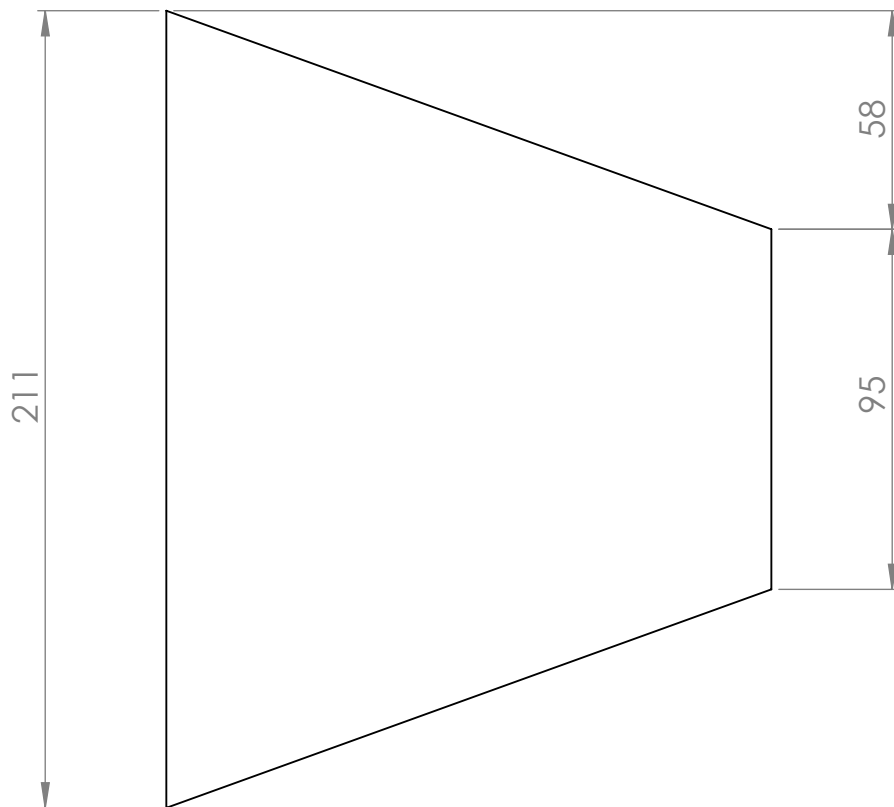
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	17/12/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	17/12/2021	M. Costamagna
	ESCALA	1 : 5	A. Di Cola
NORMA	<b>TELERA</b>		



MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 02

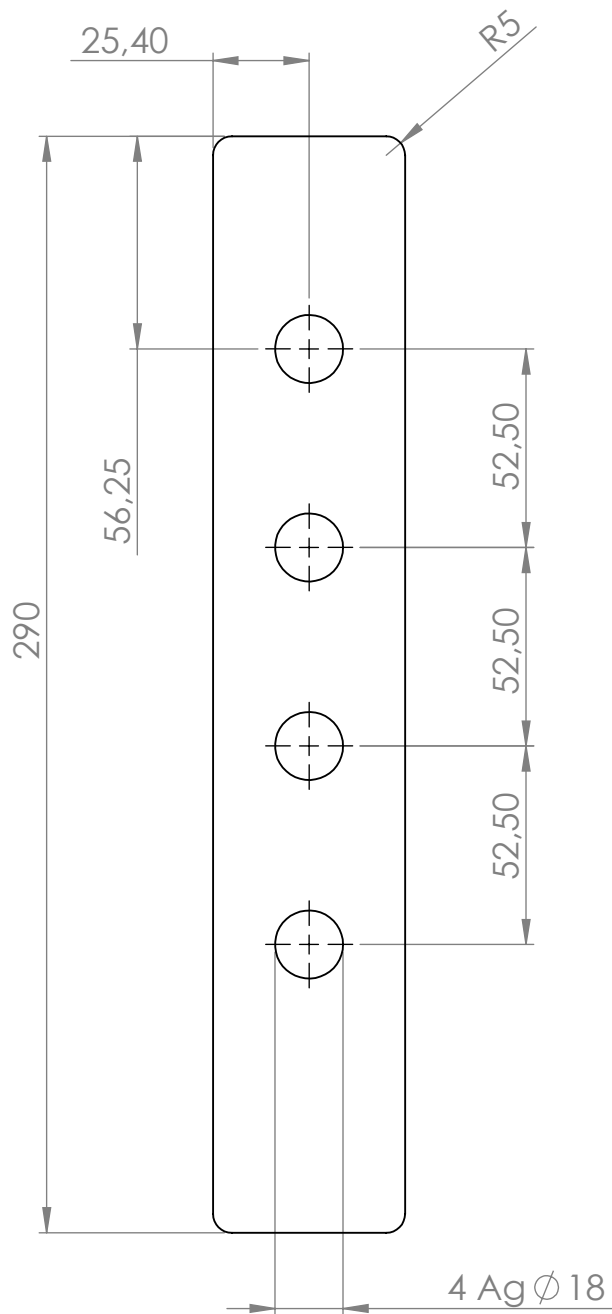
PLANO M-60-00-0004	REVISIÓN 0
-----------------------	---------------





Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

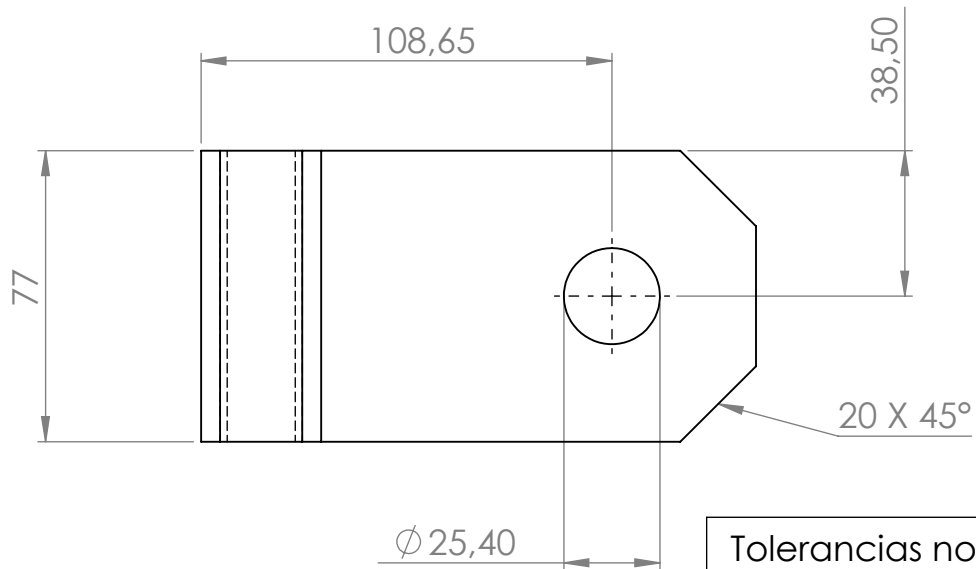
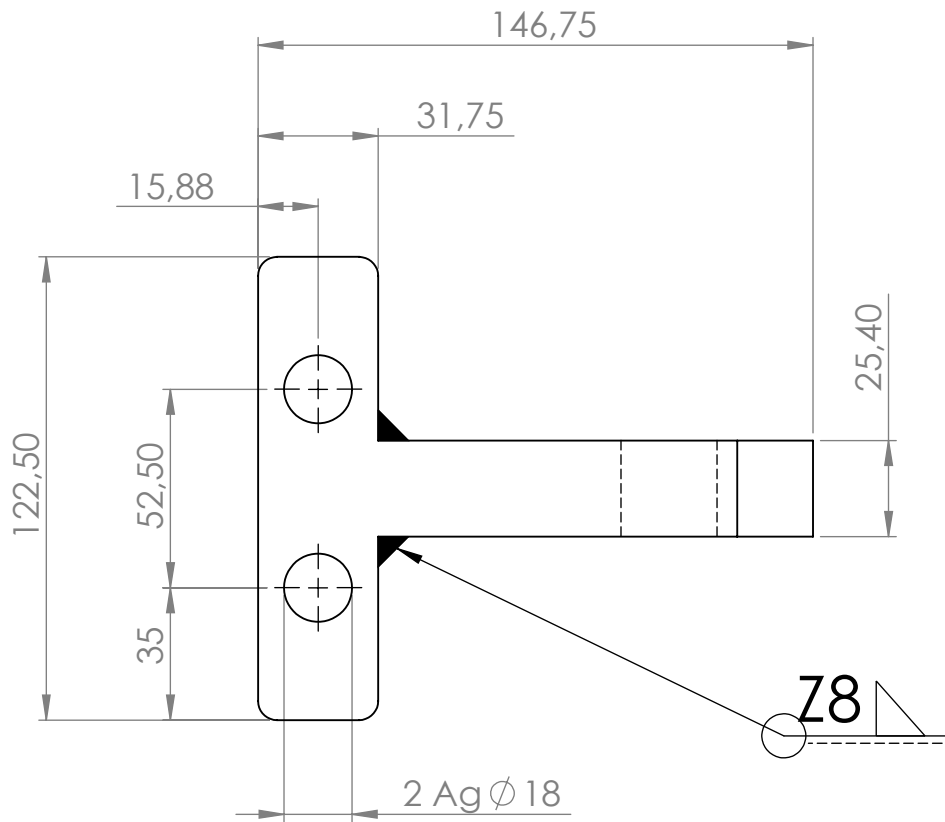
<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE		
	REVISÓ	17/12/2021	Diego Lunatti		
	APROBÓ	17/12/2021	M. Costamagna		
	ESCALA	1 : 2	<p><b>PLACA PUNTA DE LANZA</b></p>		MATERIAL: F-24
	NORMA				CANTIDAD: 02
				PLANO M-60-00-0005	REVISIÓN 0





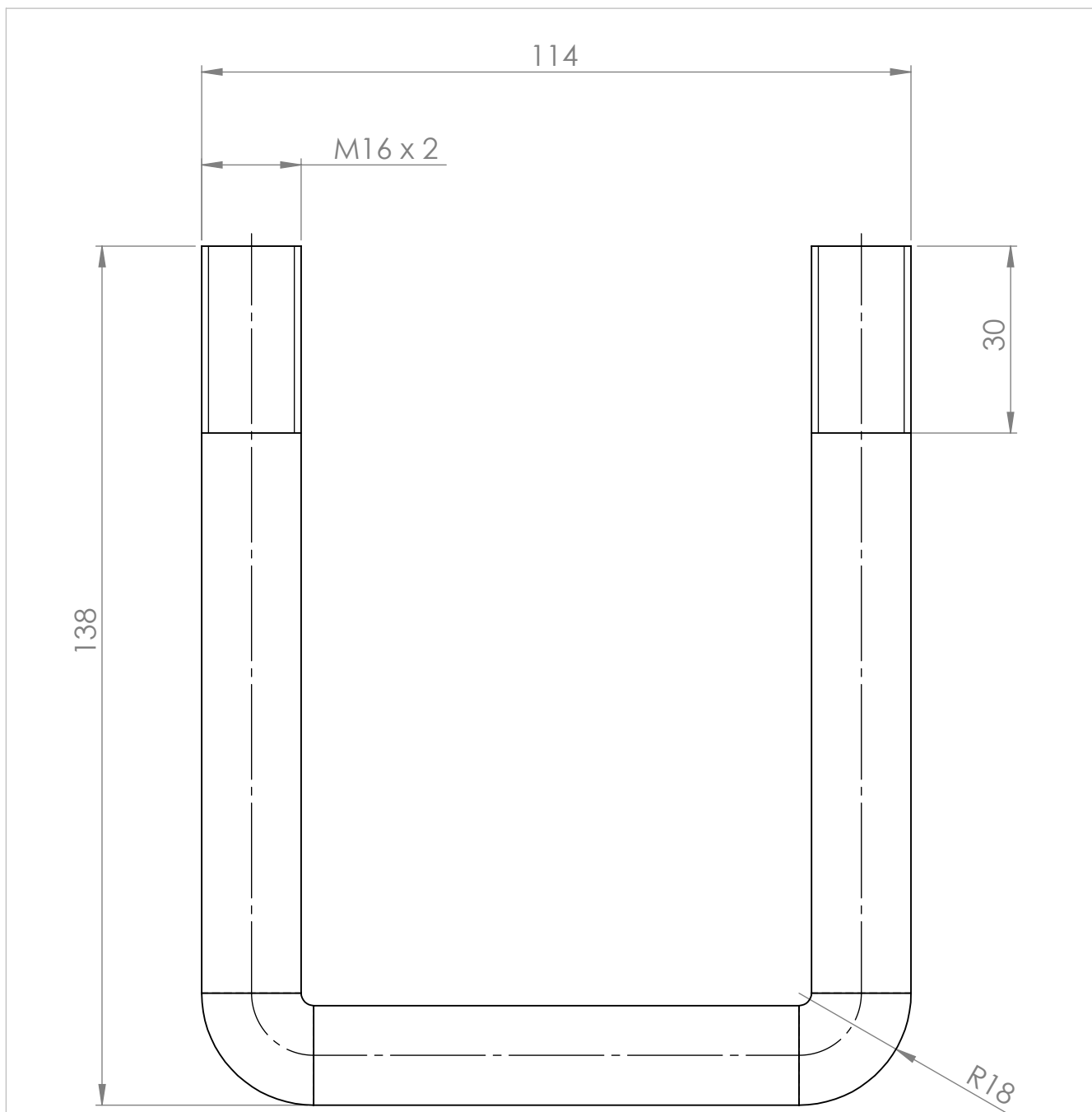
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	17/12/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	17/12/2021	M. Costamagna
	APROBÓ	17/12/2021	A. Di Cola
ESCALA	<b>PUNTA DE LANZA</b>		
1 : 2			
NORMA			MATERIAL: F-24
			CANTIDAD: 02
			PLANO M-60-00-0006
			REVISIÓN 0



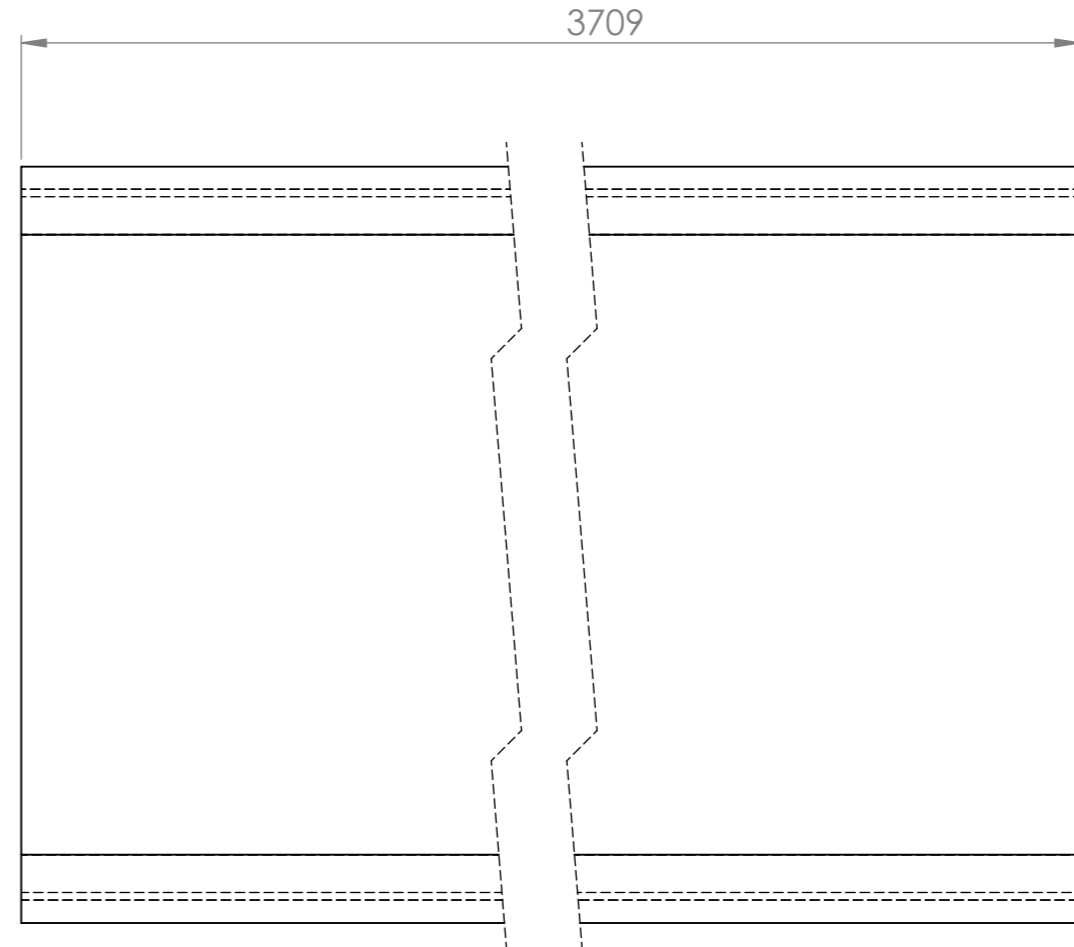
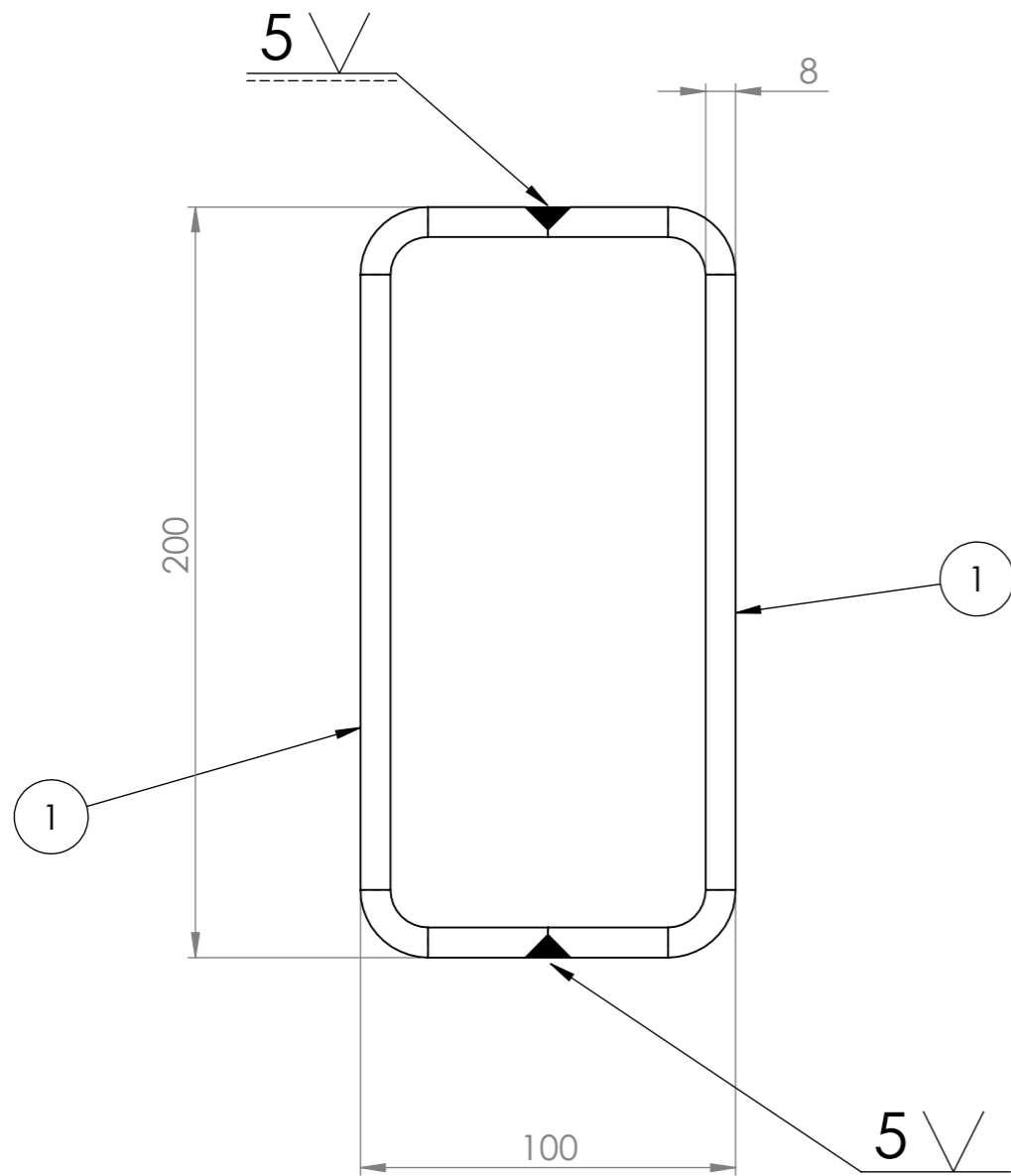
Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	17/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	17/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	17/12/2021	A. Di Cola	
ESCALA	<h2>ENGANCHE</h2>			MATERIAL: F-24
1 : 2				CANTIDAD: 01
NORMA				PLANO M-60-00-0007
				



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

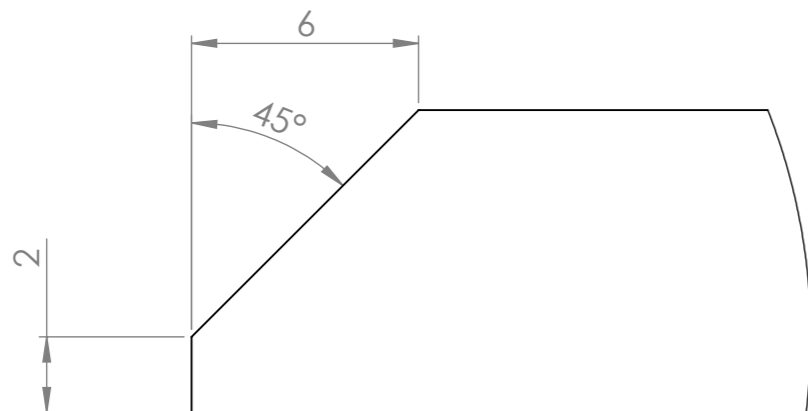
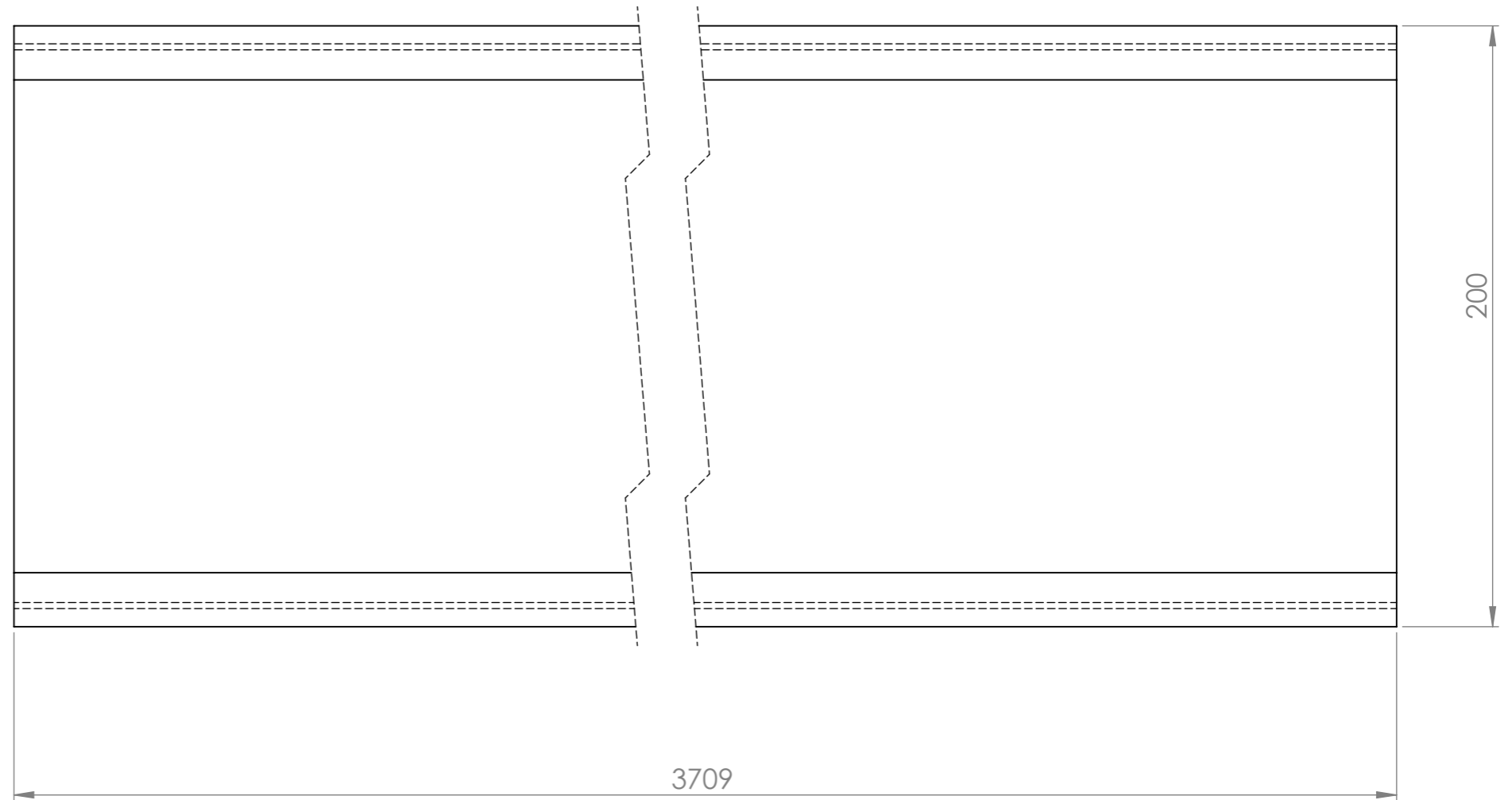
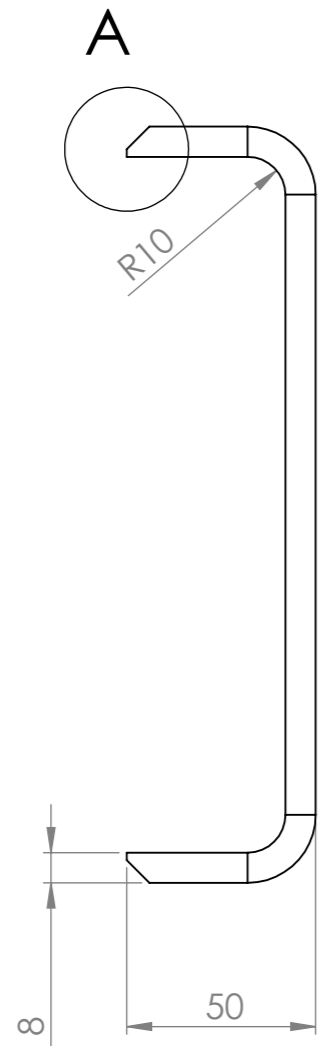
<p>EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM</p>	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE					
	REVISÓ	17/12/2021	Diego Lunatti					
	APROBÓ	17/12/2021	M. Costamagna					
	ESCALA	1 : 1	<p align="center"><b>UNIÓN DE EJE RODANTE</b></p>		MATERIAL: SAE-1045			
	NORMA				CANTIDAD: 04			
				<table border="1"> <tr> <td>PLANO</td> <td>REVISIÓN</td> </tr> <tr> <td>M-60-00-0008</td> <td>0</td> </tr> </table>	PLANO	REVISIÓN	M-60-00-0008	0
PLANO	REVISIÓN							
M-60-00-0008	0							



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

1	Lateral	M-60-01-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	17/12/2021	Diego Lunatti
	REVISÓ	17/12/2021	M. Costamagna
	APROBÓ	17/12/2021	A. Di Cola
	ESCALA	1 : 2	
NORMA			<b>SUBCONJUNTO SECUNDARIO LATERAL</b>
			MATERIAL: ---
			CANTIDAD: 02
		PLANO M-60-01-0000	REVISIÓN 0

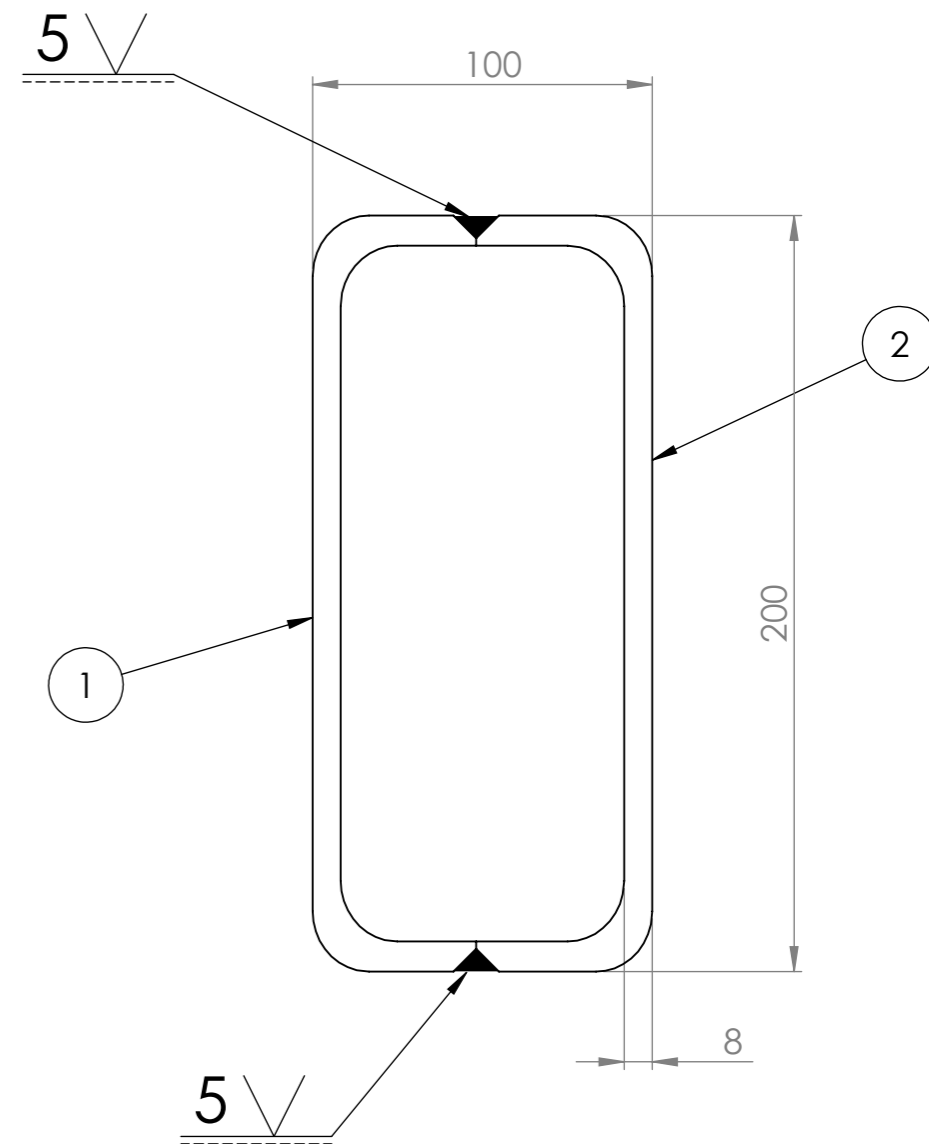
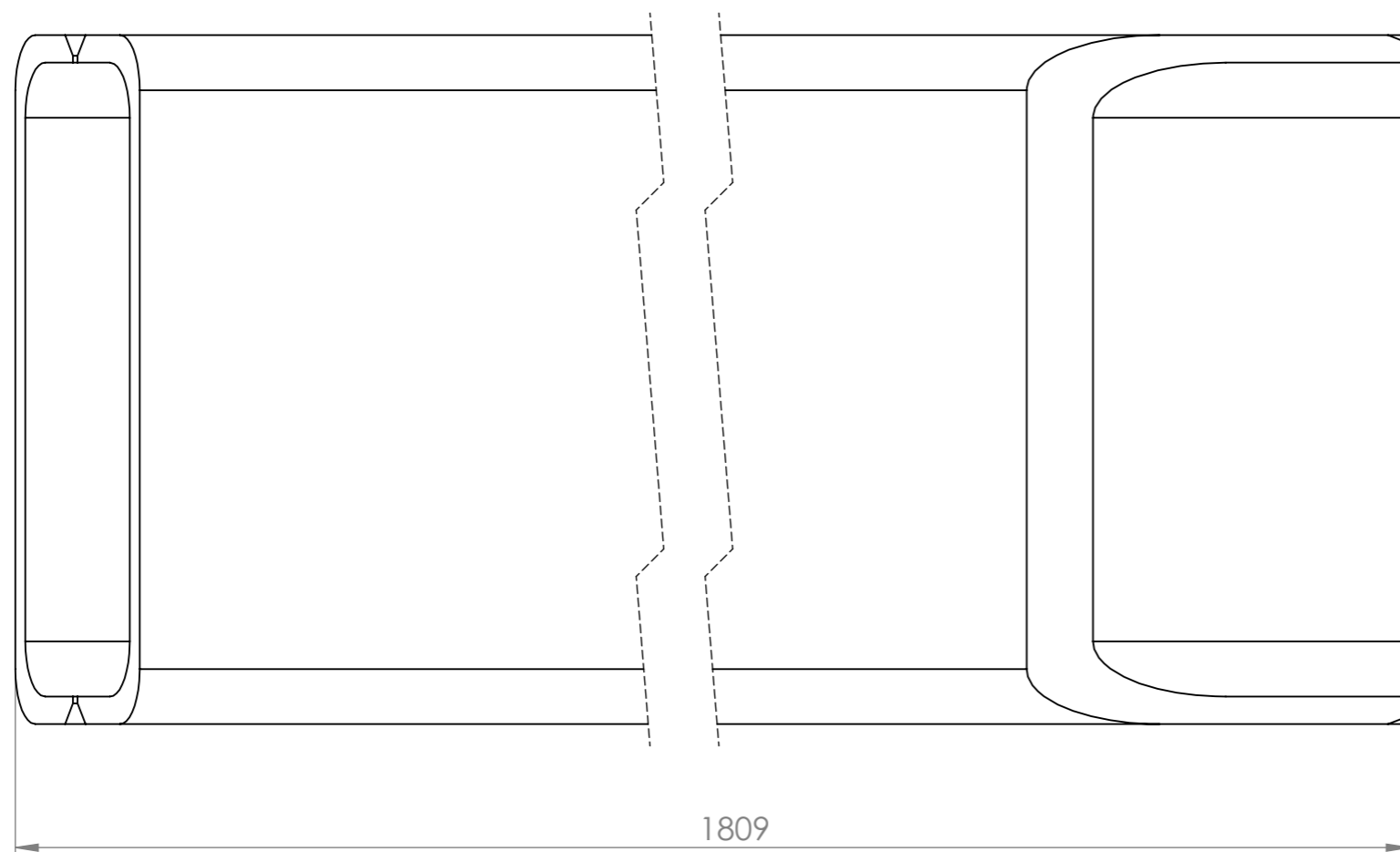




**DETALLE A**  
ESCALA 5:1

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

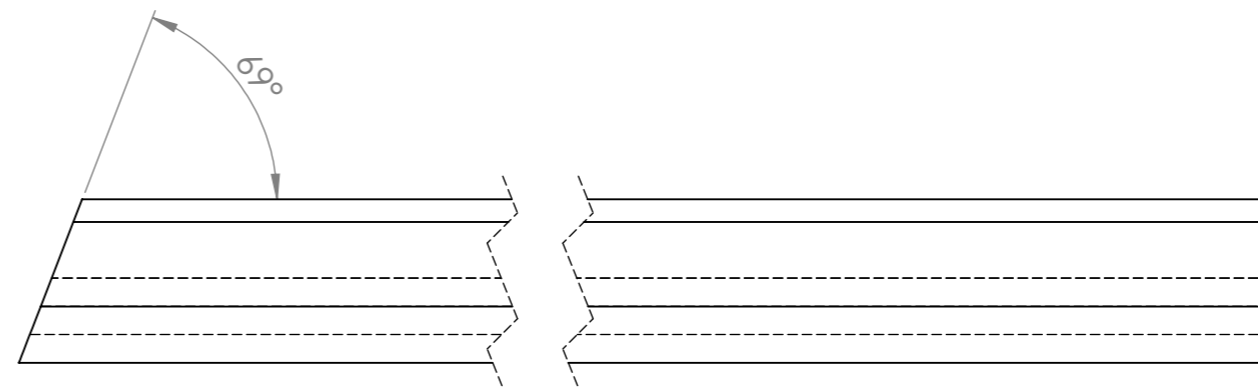
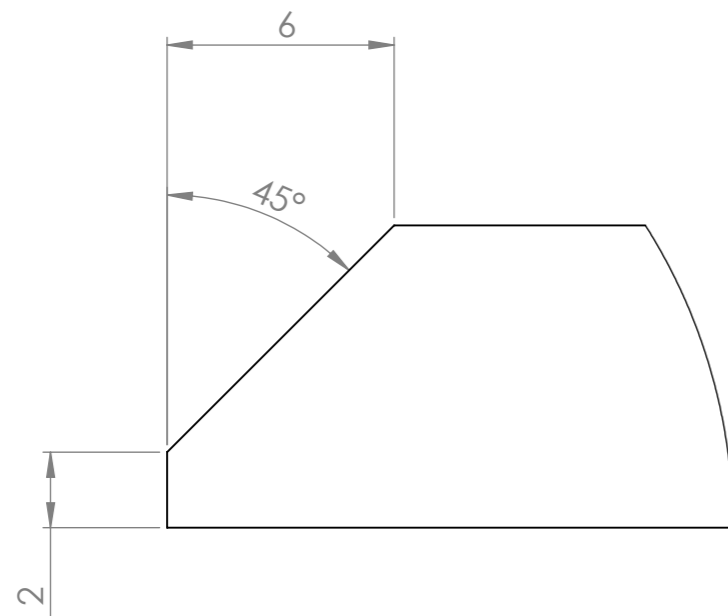
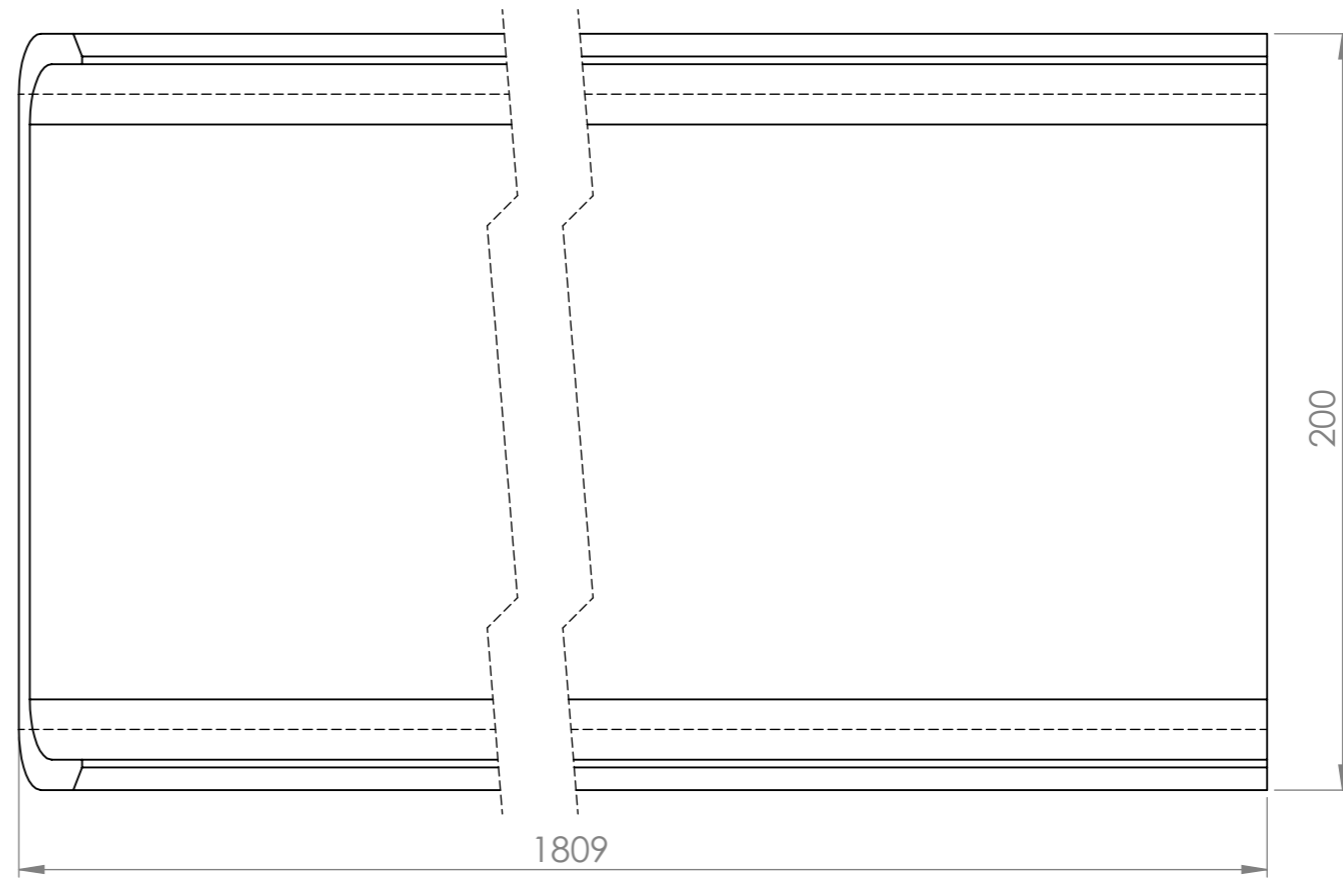
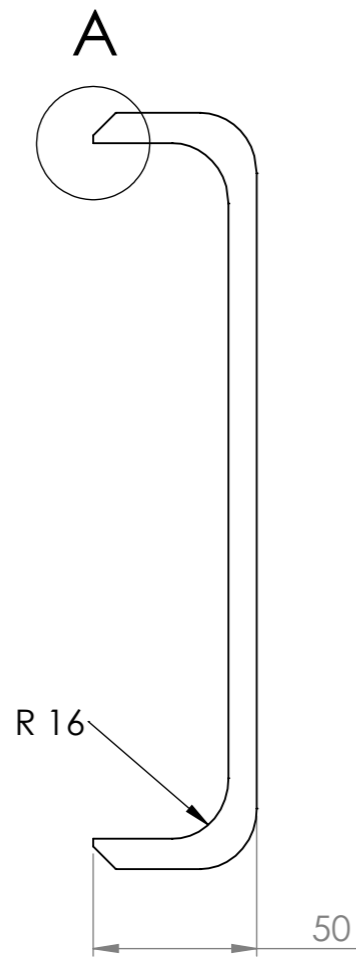
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTM - FRVM	DIBUJÓ	17/12/2021	Diego Lunatti	
	REVISÓ	17/12/2021	M. Costamagna	
	APROBÓ	17/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA	<b>1:2</b>		<b>LATERAL</b>
NORMA				
			MATERIAL: F-24	
			CANTIDAD: 04	
			PLANO M-60-01-0001	REVISIÓN 0



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	$\pm 1$
100 - 500	$\pm 2$
500 - 1500	$\pm 3$
1500 - 3000	$\pm 5$

2	Lanza 2	M-60-02-0002
1	Lanza 1	M-60-02-0001
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	18/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	18/12/2021	M. Costamagna	
	ESCALA	1 : 2	A. Di Cola	
NORMA		<b>SUBCONJUNTO SECUNDARIO LATERAL</b>		MATERIAL: ---
				CANTIDAD: 02
				PLANO M-60-02-0000



Escala 1 : 5

**DETALLE A**  
ESCALA 5 : 1

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM

	FECHA	NOMBRE
DIBUJÓ	18/12/2021	Diego Lunatti
REVISÓ	18/12/2021	M. Costamagna
APROBÓ	18/12/2021	A. Di Cola
ESCALA	1 : 2	
NORMA		

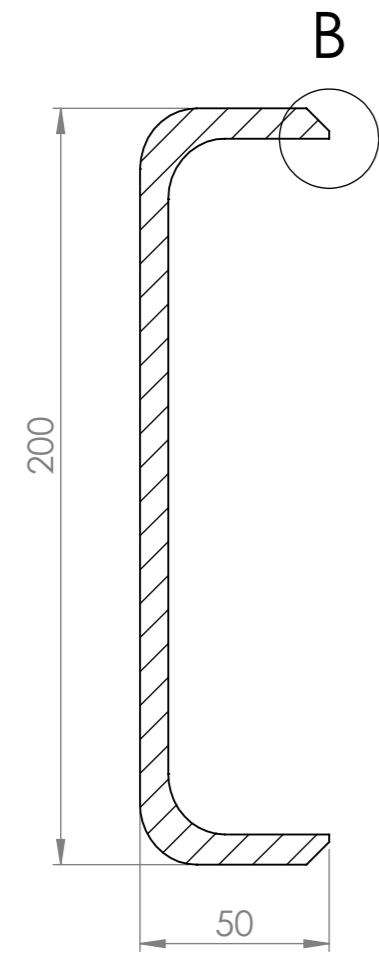
**LANZA 1**



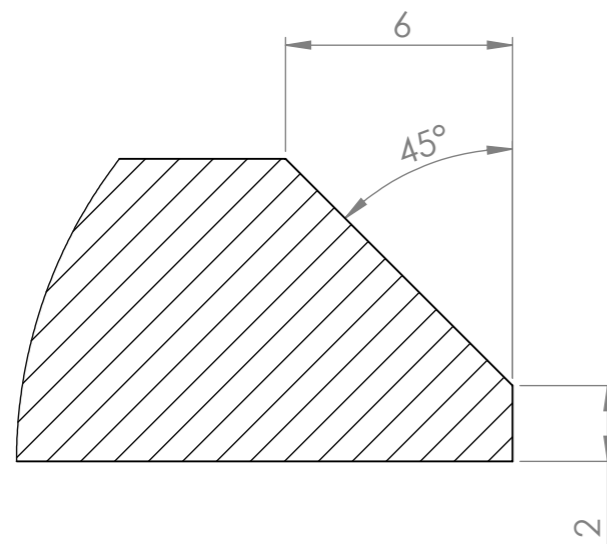
MATERIAL: F-24

CANTIDAD: 02

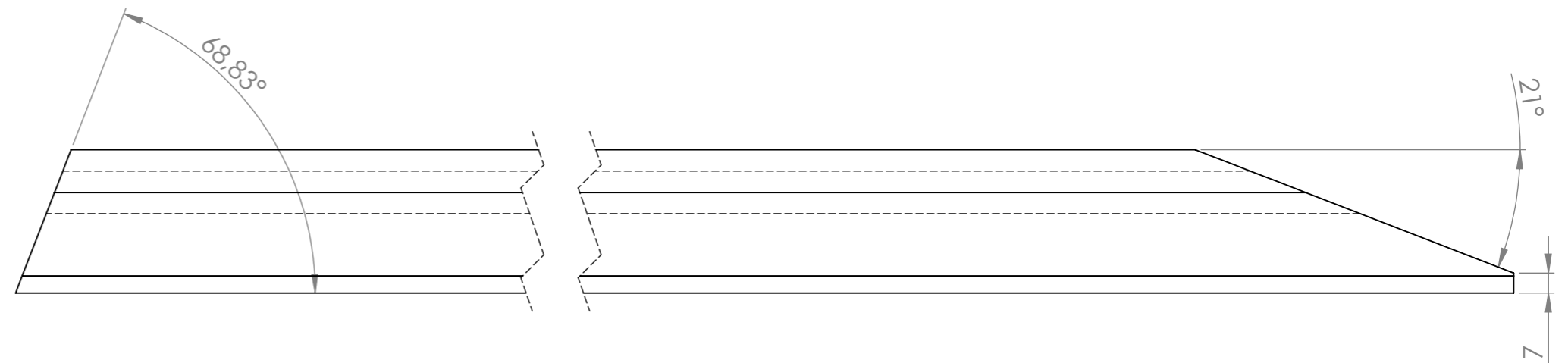
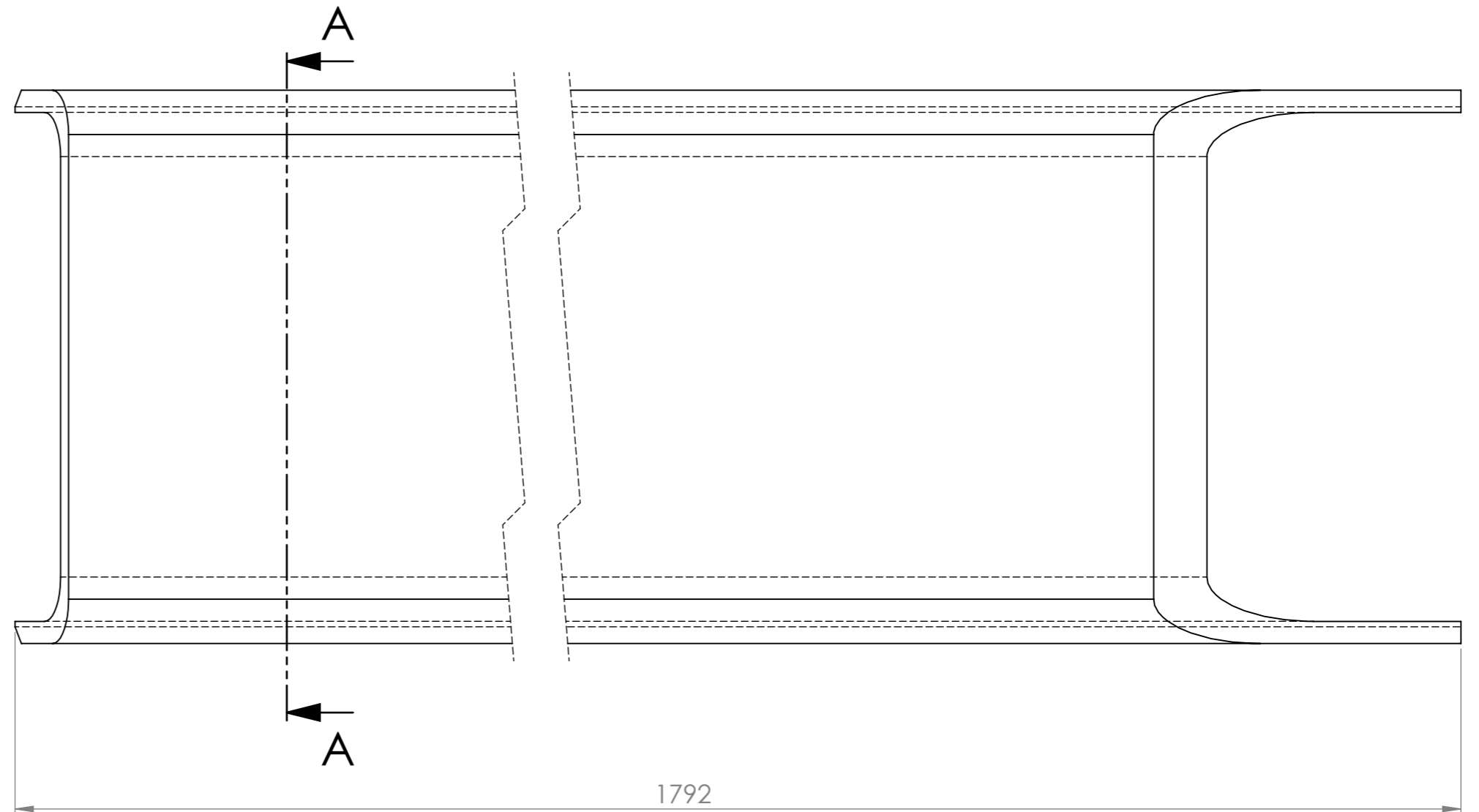
PLANO M-60-02-0001 REVISIÓN 0



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2



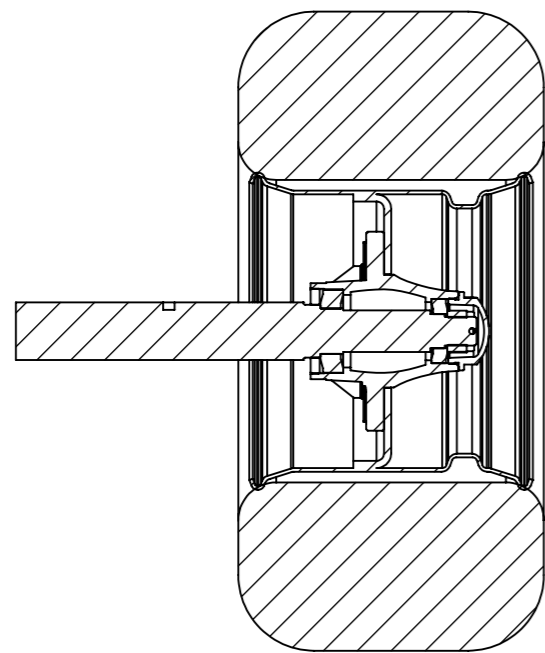
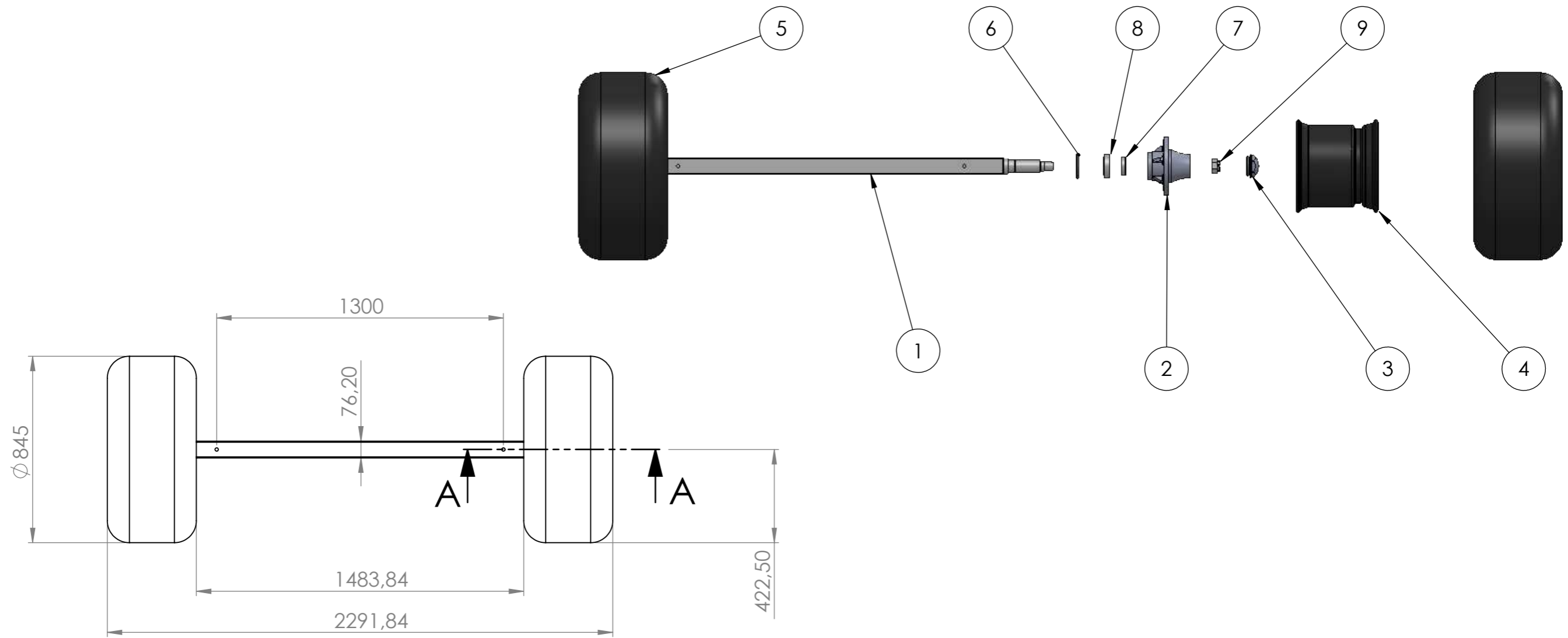
DETALLE B  
ESCALA 5 : 1



Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	18/12/2021	DIEGO LUNATTI	
	REVISÓ	18/12/2021	M. COSTAMAGNA	
	APROBÓ	18/12/2021	A. DI COLA	
	ESCALA	1 : 2		
NORMA			<b>LANZA 2</b>	
MATERIAL: F-24				
CANTIDAD: 02				
PLANO M-60-02-0002		REVISIÓN 0		





**SECCIÓN A-A**

ESCALA 1 : 10

Tolerancias no indicadas	
Medidas	Tolerancia
0 - 100	± 1
100 - 500	± 2
500 - 1500	± 3
1500 - 3000	± 5

9	Tuerca castillo Ø 1 1/2"	M-70-00-C008	
8	Rodamiento 30212	M-70-00-C007	Marca: SKF
7	Rodamiento 32209	M-70-00-C006	Marca: SKF
6	Retén 6039	M-70-00-C005	
5	Neumático 400/60 - 15,5 TL	M-70-00-C004	Marca: Fate
4	Llanta 13" x 15,5"	M-70-00-C003	
3	Tapa de punta de eje	M-70-00-C002	
2	Maza	M-70-00-C001	
1	Eje rodante	M-70-00-0001	
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	PLANO N°	OBSERVACIONES

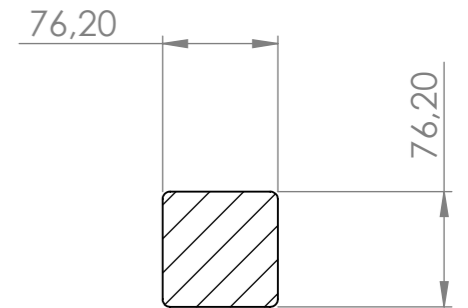
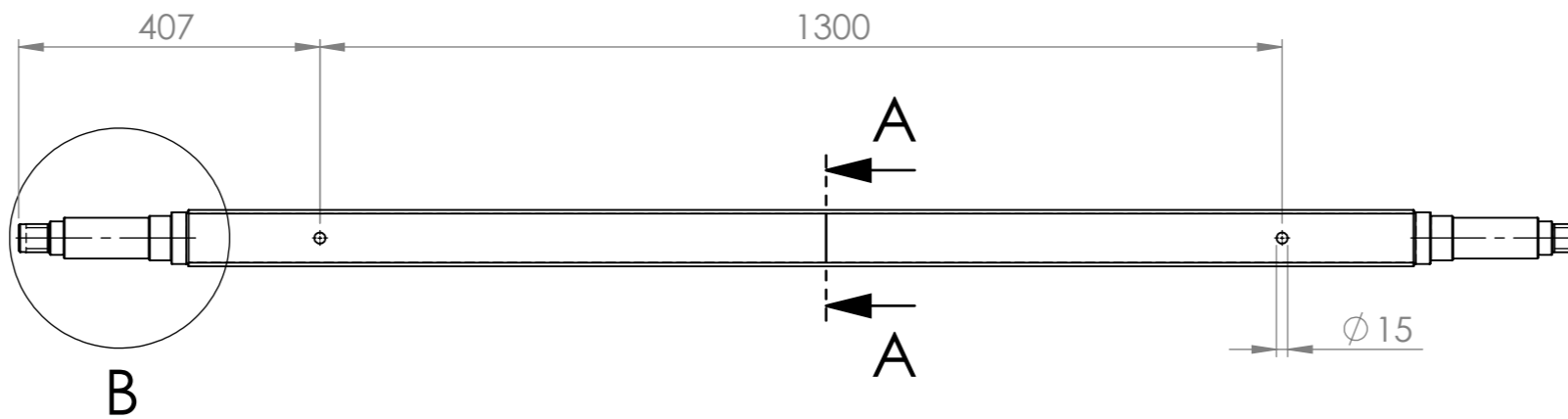
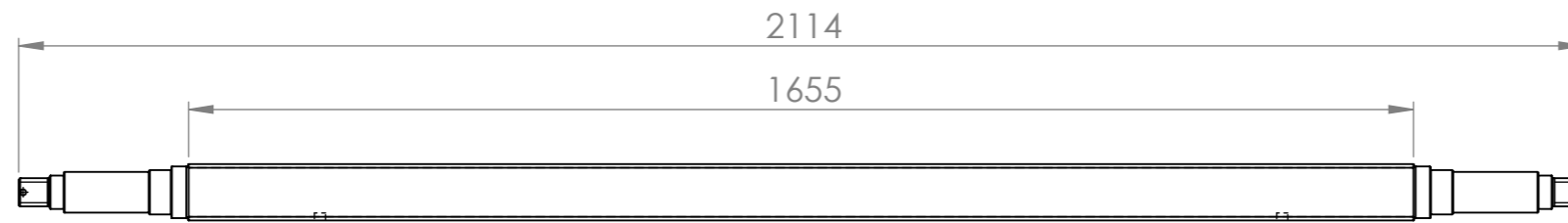
EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE
	REVISÓ	16/12/2021	Diego Lunatti
	APROBÓ	16/12/2021	M. Costamagna



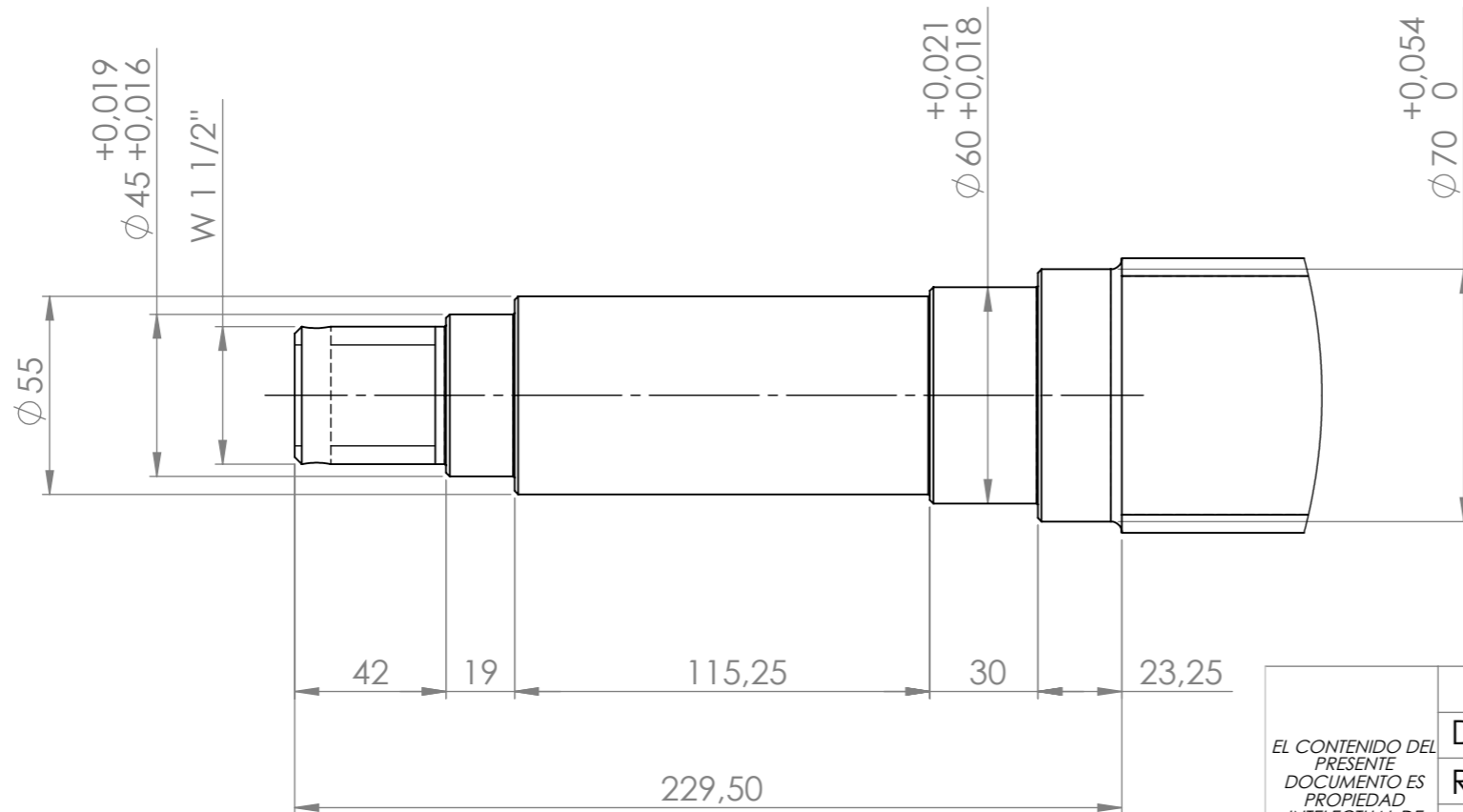
ESCALA	1 : 20
NORMA	

**SUBCONJUNTO PRIMARIO  
TREN RODANTE**

MATERIAL:	--
CANTIDAD:	01
PLANO	REVISIÓN
M-70-00-0000	02



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5



DETALLE B  
ESCALA 1 : 2

EL CONTENIDO DEL PRESENTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELECTUAL DE LUNATTI DIEGO QUEDA PROHIBIDA TODA REPRODUCCIÓN Y UTILIZACIÓN EN INSTALACIONES AJENAS A LA UTN - FRVM	DIBUJÓ	FECHA	NOMBRE	
	REVISÓ	18/12/2021	Diego Lunatti	
	APROBÓ	18/12/2021	M. Costamagna	
		18/12/2021	A. Di Cola	
	ESCALA 1 : 10	<b>EJE RODANTE</b>		MATERIAL: SAE-1045
	NORMA			CANTIDAD: 01
				PLANO M-70-00-0001
				REVISIÓN 02