

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

Picadora de bambú y otras especies de jardín

**Juan Pablo Albarracín Rosales
Ricardo Adrián Espín Carrillo
Bonnie Meliza Vinueza Carrasco
José Andrés Zúñiga Cazorla**

Ingeniería Mecánica

Trabajo de fin de carrera presentado como requisito
para la obtención del título de
Ingeniero Mecánico

Quito, 23 de diciembre de 2021

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

HOJA DE CALIFICACIÓN DE TRABAJO DE FIN DE CARRERA

Picadora de bambú y otras especies de jardín

Juan Pablo Albarracín Rosales

Ricardo Adrián Espín Carrillo

Bonnie Meliza Vinueza Carrasco

José Andrés Zuñiga Cazorla

Nombre del profesor, Título académico

Juan Sebastián Proaño Avilés, PhD

Quito, 23 de diciembre de 2021

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos: Juan Pablo Albarracín Rosales

Código: 00139172

Cédula de identidad: 1003170378

Lugar y fecha: Quito, 23 de diciembre de 2021

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos: Ricardo Adrián Espín Carrillo

Código: 00204371

Cédula de identidad: 1805226584

Lugar y fecha: Quito, 23 de diciembre de 2021

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos: Bonnie Meliza Vinueza Carrasco

Código: 00203572

Cédula de identidad: 1720999380

Lugar y fecha: Quito, 23 de diciembre de 2021

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos: José Andrés Zuñiga Cazorla

Código: 00200212

Cédula de identidad: 0604483974

Lugar y fecha: Quito, 23 de diciembre de 2021

ACLARACIÓN PARA PUBLICACIÓN

Nota: El presente trabajo, en su totalidad o cualquiera de sus partes, no debe ser considerado como una publicación, incluso a pesar de estar disponible sin restricciones a través de un repositorio institucional. Esta declaración se alinea con las prácticas y recomendaciones presentadas por el Committee on Publication Ethics COPE descritas por Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing, disponible en <http://bit.ly/COPETheses>.

UNPUBLISHED DOCUMENT

Note: The following capstone project is available through Universidad San Francisco de Quito USFQ institutional repository. Nonetheless, this project – in whole or in part – should not be considered a publication. This statement follows the recommendations presented by the Committee on Publication Ethics COPE described by Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing available on <http://bit.ly/COPETheses>.

RESUMEN

El objetivo principal de este proyecto es diseñar y construir una máquina picadora de bambú y otros desechos de jardín. Lo cual permitirá reducir los desechos orgánicos para usarlos como residuos con fines ornamentales. A través de la aplicación de conceptos ingenieriles, se realiza un diseño preliminar de la máquina en función de los requerimientos y las características proporcionadas inicialmente por el cliente. A partir de entonces, el diseño atraviesa un proceso de selección en los distintos subsistemas basados en métodos conceptuales de ponderación, procesos de fabricación y materiales. Posteriormente se llevan a cabo cálculos a fatiga, factores de seguridad y dimensionamiento en el software Inventor para poder adquirir los componentes mecánicos necesarios para su construcción. En los cálculos de diseño se enfatizó en el sistema de corte, eje, sistema de transmisión con poleas y bandas y la placa base del motor. A su vez, se realizó simulaciones de análisis estático para corroborar el dimensionamiento adecuado y los esfuerzos máximos desarrollados en las partes críticas. Para la selección de materiales se tomó en cuenta principalmente el presupuesto y la disponibilidad en el mercado ecuatoriano. Además, se implementó un sistema de automatización mediante IOT para que el usuario tenga información sobre el desempeño de la máquina con un interfaz amigable. El diseño y construcción de la máquina están relacionados directamente, por ende, fue necesario realizar cambios en las dimensiones, materiales y selección de potencia a lo largo del proyecto.

Palabras Clave: Diseñar, picadora, bambú, subsistemas, construir, IOT, desechos.

ABSTRACT

The main objective of this project is to design and build chopping machine for bamboo and other garden wasted. This will reduce organic garbage to be used as waste for ornamental purposes. Through the application of engineering concepts, a preliminary design of the machine is made based on the requirements and characteristics initially provided by the customer. From then on, the design goes through a selection process in the different subsystems based on conceptual weighting methods, manufacturing processes and materials. Subsequently, fatigue calculations, safety factors and sizing are carried out in the Inventor software to be able to acquire the mechanical components necessary for its construction. In the design calculations, emphasis was placed on the cutting system, shaft, transmission system with pulleys and belts, and the motor base plate. At the same time, static analysis simulations were carried out to corroborate the adequate dimensioning and the maximum stresses developed in the critical parts. For the selection of materials, the budget and availability in the Ecuadorian market were mainly considered. In addition, an automation system was implemented through IOT so that the user has information about the performance of the machine with a friendly interface. The design and construction of the machine are directly related; therefore, it was necessary to make changes in the dimensions, materials, and selection of power throughout the project.

Keywords: Design, chopper, bamboo, subsystems, build, IOT, waste.

TABLA DE CONTENIDO

Introducción	13
Desarrollo del Tema	15
Normas a utilizar	15
ISO 11448:1997	15
ANSI Z133.1	16
ISO 254:2011	17
AWD D.1/D1.1M:2010	18
Selección de componentes y materiales	20
Diseño para Manufactura.....	23
Lista de componentes para la manufactura.....	23
Lista de Materia Prima	25
Reporte del diseño	27
.....	28
Cobertor de la zona de corte superior.....	30
Salida.....	32
Entrada.....	33
Eje y Disco de corte:	34
Calculos.....	35
Plan de Prueba de Prototipo	35
Resultados	45
Discusión	47
Conclusión	49
Referencias bibliográficas.....	53
Anexo A: Planos mecánicos y cálculos detallados	57
1 Ensayo de tracción con bambú.....	57
2 Cálculo del trabajo de corte.....	62
3 Cálculo para la potencia de corte requerida	63
4 Selección de sistema de transmisión de potencia	65
5 Selección de diámetros para las poleas	67
6 Distancia entre centros de las poleas	68
7 Longitud de paso de la banda.....	68
8 Cálculo de las Bandas.....	69
9 Vida útil	73
10 Diseño del eje.....	74
11 Esfuerzos de flexión del eje	78
12 Diseño de la placa base del motor.....	81
13 Sistema de corte	85
14 Cortante en los pernos de ensamble de la base	90
15 Tasa de producción.....	93
16 Tiempo de autonomía de la batería.....	94
Anexo B: Administración del proyecto	9
Anexo C: Manual de operación.....	15
Anexo D: Varios	16

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Proceso de manufactura general de una máquina trituradora de bambú.	23
Tabla 2. Manufactura de compones con materiales y procesos a ejecutar.	23
Tabla 3. Métodos utilizados en los diversos procesos de manufactura.	24
Tabla 4. Materia prima y costos para la construcción de la máquina.	25
Tabla 5. Componentes y costos para la implementación del sistema de automatización.	26
Tabla 6. Valores de mano de obra detallados por cada proceso elaborado.	26
Tabla 7. Análisis de costos y valor total de la fabricación de la máquina.	27
Tabla 8. Plan de prueba detallado con el rango de valores aceptado.	35
Tabla 9. Metodología planteada para llevar a cabo las pruebas de la chipeadora.	37
Tabla 10 Resultados para dos tipos de bandas distintos A y B.	46
Tabla 11. Esfuerzo máximo de Von Mises, deformación máxmia y factor de seguridad en placa del motor y base de estructura.	47
Tabla 12. Dispositivos conectados a la batería y la respectiva corriente necesaria para su funcionamiento.	94

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Selección de diseño.	20
Figura 2. En el siguiente diagrama, se puede evidenciar el proceso de manufactura general.	23
Figura 3. Reporte de diseño.	28
Figura 4. Diseño de cobertura inferior del sistema de corte.	29
Figura 5. Diseño de cobertura superior del sistema de corte.	31
Figura 6. Diseño de tolva de salida.	32
Figura 7. Diseño de tolva de entrada.	33
Figura 8. Diseño de sistema de corte con volante de inercia y cuchillas.	34
Figura 26 9. Diagrama de la fuerza en vista frontal de la estructura de corte con la base.	91

INTRODUCCIÓN

La fase inicial del proyecto se determinó en función de los requerimientos que el cliente expuso. La iniciativa del proyecto surge con la necesidad de cortar bambú y otras ramas de jardín que crecen en su propiedad ubicada en Mindo. Para empezar, se aplican conceptos de selección de los subsistemas y componentes mecánicos los cuales se identifican como: unidad de potencia, transmisión de potencia, sistema de corte, transporte de la máquina y, por último, un agregado de IOT.

Para realizar un correcto diseño de los diferentes subcomponentes se realizaron distintos cálculos como: análisis de esfuerzos, teoría de corte, entre otros, de esta manera poder seleccionar adecuadamente los elementos que se deben adquirir, material y dimensiones apropiadas para poder garantizar un trabajo óptimo y seguridad para el usuario.

En cuanto a la fabricación y construcción, encontrar un taller que pueda realizar el trabajo propuesto con un tiempo y costo considerable fue un punto determinante y crítico para el desarrollo del proyecto. Para ello, fue indispensable el desarrollo de un plan de manufactura para poder llevar a cabo procesos detallados en la construcción de la máquina, procesos como oxicorte, doblado, soldadura son los que más se llevaron a cabo.

Finalmente, algunas fechas límites impuestas por la administración del proyecto se han visto retrasado debido a los procesos de diseño y manufactura. Mismos retrasos que se han previsto en la administración de riesgos, por lo que no existe un escenario caótico a lo largo del proyecto. A demás se detallan trabajos futuros que pueden darse en la máquina. Se muestran posibles mejoras en diseño, optimizando aspectos de peso, dimensionamiento menor y costos.

Planteamiento y especificación del problema

Uno de los mayores problemas es la gestión de desechos de bambú, ramas, arbustos, y otras especies de jardín que crecen con alta frecuencia en una propiedad de Mindo. Hugo Valdebenito, cliente de la iniciativa del proyecto propuso el diseño y manufactura de una máquina picadora de bambú versátil y capaz de reducir el tamaño de estos desechos, permitiendo la reutilización y aprovechamiento de esta biomasa como abono u otros fines ornamentales.

Objetivos

Objetivo General

Diseñar y construir una máquina picadora de bambú que permita reducir el tamaño de los desechos de jardín.

Objetivos Específicos

- Definir los sistemas y subsistemas que se componen en la máquina evaluando criterios ingenieriles basados en las especificaciones planteadas por el cliente.
- Diseñar las piezas y componentes mecánicos con la ayuda de conceptos ingenieriles y ciencia de materiales basados en teoría de falla a fatiga por carga estática.
- Realizar un análisis de fuerzas y esfuerzos máximos para seleccionar materiales óptimos en función de sus propiedades mecánicas.
- Realizar simulaciones mediante elementos finitos con el fin de obtener factores de seguridad y corroborar esfuerzos máximos aplicados en las áreas críticas.
- Elaborar un plan de diseño y manufactura para la construcción y ensamble de la máquina.

DESARROLLO DEL TEMA

NORMAS A UTILIZAR

Dentro de las normas que se han recopilado para obtener sustentos científicos sobre la construcción y seguridad de la cortadora de bambú se encontraron tres diferentes. Una de ellas habla sobre el diseño de las máquinas trituradoras de madera. Las dos siguientes hablan sobre la seguridad de operarios y estructural que se debe tener cuando se operan máquinas de arboricultura. Por lo tanto, se describirán a detalle en que consiste cada norma y como se pueden aplicar:

ISO 11448:1997

Esta norma contiene requerimientos de seguridad y procedimientos de prueba para operar máquinas trituradoras/cortadoras de madera. Se destaca que deben ser trituradoras con una dimensión de entrada menor a 40x40 cm. Además, el sistema de alimentación no debe estar operado por ningún tipo de componente mecánico que succione el material que se desea triturar/cortar (International Standard Organization, 1997). Se ha identificado que en ciertas secciones de esta norma existen criterios de diseños que se han utilizado para aplicarlos a la cortadora de bambú. Principalmente las dimensiones del sistema de entrada se han planteado con la ayuda de esta norma. El ángulo de inclinación y el área transversal de la boquilla de entrada son los criterios principales que se han calculado a partir de la ISO 11448. Sin embargo, no se han utilizado los criterios de seguridad, ya que esta norma ha sido descontinuada por ISO, y no ha publicado una actualización o norma actual con respecto a cortadoras/trituradoras de madera.

Esta norma contiene requerimientos de seguridad y procedimientos de prueba para operar máquinas trituradoras/cortadoras de madera. Se destaca que deben ser trituradoras con una

dimensión de entrada menor a 40x40 cm. Además, el sistema de alimentación no debe estar operado por ningún tipo de componente mecánico que succione el material que se desea triturar/cortar (International Standard Organization, 1997). Se ha identificado que en ciertas secciones de esta norma existen criterios de diseños que se han utilizado para aplicarlos a la cortadora de bambú. Principalmente las dimensiones del sistema de entrada se han planteado con la ayuda de esta norma. El ángulo de inclinación y el área transversal de la boquilla de entrada son los criterios principales que se han calculado a partir de la ISO 11448. Sin embargo, no se han utilizado los criterios de seguridad, ya que esta norma ha sido descontinuada por ISO, y no ha publicado una actualización o norma actual con respecto a cortadoras/trituradoras de madera.

ANSI Z133.1

Dicha norma es una norma estadounidense que trata el tema de requisitos de seguridad para máquinas de corte en operaciones de arboricultura. Las Mejores prácticas para el manejo son definidas en esta norma para que los arboristas y trabajadores en madera tengan una guía a la hora de cortar estos materiales (American National Standards Institute, 2015). Ciertas consideraciones se han utilizado sobre las prácticas de seguridad para implementarse, sin embargo, esta norma trata especialmente árboles de gran envergadura, a comparación del bambú que se desea triturar. Por lo tanto, las máquinas de las que esta norma se refiere también son de una proporción mucho mayor a la máquina que se desea construir para el proyecto.

Dicha norma es una norma estadounidense que trata el tema de requisitos de seguridad para máquinas de corte en operaciones de arboricultura. Las Mejores prácticas para el manejo son definidas en esta norma para que los arbolistas y trabajadores en madera tengan una guía a la hora de cortar estos materiales (American National Standards Institute, 2015). Ciertas consideraciones se han utilizado sobre las prácticas de seguridad para implementarse, sin embargo, esta norma trata especialmente árboles de gran envergadura, a comparación del bambú que se desea triturar. Por lo tanto, las máquinas de las que esta norma se refiere también son de una proporción mucho mayor a la máquina que se desea construir para el proyecto.

ISO 254:2011

Esta norma habla sobre las características que debe tener un sistema de transmisión de potencia de bandas y poleas para mantener un nivel de calidad considerable. Varios conceptos se relacionan con la aplicación que se desea desarrollar en la cortadora de bambú (International Standard Organization, 2011). El método de selección de bandas y poleas es el principal recurso que se utilizó a la hora de implementarlo en el equipo. Al tratarse de uno de los subcomponentes que se ha identificado como crítico, varios cálculos se han podido desarrollar gracias a ISO 254:2011. Además, la forma de encontrar una correcta relación de transmisión que ayude al equipo a obtener el torque necesario para cortar el bambú ha sido parte de la guía que ha brindado esta norma.

AWS D.1/D1.1M:2010

Basado en el código de soldadura estructural (acero), nos permite saber los requerimientos de fabricación de estructuras soldadas. Para la fabricación de la máquina trituradora de bambú, se utilizó esta norma, para corroborar paso a paso los procesos de manufactura, dentro de esta normativa se analizan los diseños y conexiones de soldadura para tener un arco profundo para que la sujeción sea la apropiada sin que exista grumos o acumulación del material dentro del proceso. Para ello también es fundamental tener en cuenta el tipo de soldadura a utilizar y si es el caso el tipo de electrodo. Del mismo modo, se expresan parámetros de precalificación y calificación de soldadura, de esta manera se quiere corroborar que el trabajo de sujeción mediante suelda haya sido el apropiado y cumpla con los parámetros establecidos según la norma AWS D1.1. (AWS, 2010).

Criterios ingenieriles

Costo: El costo es un valor monetario por unidad de masa. Este depende del suministro directo de la materia prima (planchas, tubos, perfiles) y de componentes semi fabricados con tolerancias y dimensiones. El costo varía en función del mercado y del tiempo.

Peso: El peso depende de la densidad del material seleccionado para las piezas y componentes de la máquina. Este criterio puede ser optimizado relacionándolo con las dimensiones del diseño.

Potencia: La máquina debe tener un motor que brinde la potencia suficiente para realizar el trabajo de corte según el material específico. Los términos de eficiencia y potencia se relacionan como la razón de energía de salida y la energía proporcionada por el motor.

Diseño: La máquina debe ser dimensionada en base a soluciones experimentales donde los criterios ingenieriles son de difícil análisis. La información recolectada sobre el dimensionamiento, características y propiedades de los materiales ayudarán a tener un diseño preliminar que cambiará en base a los requerimientos, costos, suministro de materia, manufactura, etc.

Alta fiabilidad: Dado que la integridad del diseño es una de las principales preocupaciones existen métodos como: cálculos de la resistencia bajo cargas estáticas, cálculo de fatiga y cálculo a vida por fluencia.

Transportabilidad: El peso de las piezas y componentes mecánicos condiciona la fácil transportabilidad. Se debe tomar en cuenta el terreno de trabajo para proporcionar ruedas adecuadas que soporten el peso de la máquina y se deslicen sin problema.

Versatilidad: La máquina se puede utilizar para triturar otras ramas de jardín y no solo tallos de bambú.

Automatización: Consiste en la elección del nivel de funcionamiento automático de la máquina. Esto dará mayores prestaciones para el usuario otorgándole más información de funcionamiento. Se basa principalmente en el valor agregado que se puede dar al prototipo.

Internet of Things: Este criterio se basa en dar al producto la posibilidad de interconectarse con el usuario de manera remota, con la característica de brindar datos en tiempo real de lo que está sucediendo con el funcionamiento de producto.

Para realizar un sistema de selección de diseño para el equipo, es imprescindible separar en subsistemas de los componentes que son considerados críticos al momento de que la picadora es operada. Por lo tanto, se han clasificado de la siguiente manera:

Selección de componentes y materiales

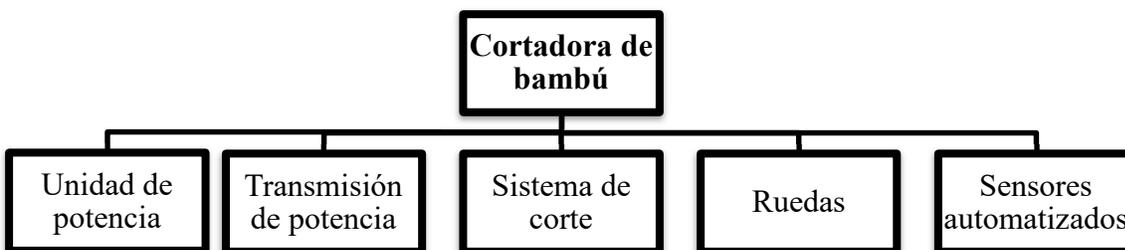


Figura 1. Selección de diseño.

Para la creación de nuestra máquina cortadora de bambú se ha realizado una selección de los materiales a utilizar en la fabricación de los diferentes componentes internos como externos. De esta forma se ha determinado el uso de láminas de *Acero A36* (Walker, 2021) para la estructura externa, debido a las características que este posee; durabilidad, dureza y costo, en comparación al resto de materiales analizados. De igual manera, se llega a utilizar el mismo *Acero A36* (Walker, 2021), para otros componentes como son; el disco en donde se van a posicionar las cuchillas y el soporte o base de toda la estructura. Esta decisión se toma a partir que, este acero es muy fácil de ser encontrado en el mercado ecuatoriano además que posee diversos espesores lo que facilita su obtención para avanzar con el proyecto. Por otro lado, para poder ejecutar la construcción de los componentes internos como las cuchillas se utiliza *Acero ASTM A681 o AISI D2* (Babul, 2006), este material proporciona una buena resistencia al momento del corte del bambú, además que es de fácil obtención y posee un buen precio en el mercado en comparación a otros metales. Así mismo, se utiliza *Acero AISI 1018* (Taban, 2010), para el eje, esta elección se dio a partir

de que este tipo de acero es muy bueno para ser sometido al desgaste y en comparación a otro tipo de materiales este acero tiene un desempeño mayor al resto.

Para la estructura externa, debido a las características que este posee; durabilidad, dureza y costo, en comparación al resto de materiales analizados. De igual manera, se llega a utilizar el mismo *Acero A36* (Walker, 2021), para otros componentes como son; el disco en donde se van a posicionar las cuchillas y el soporte o base de toda la estructura. Esta decisión se toma a partir que, este acero es muy fácil de ser encontrado en el mercado ecuatoriano además que posee diversos espesores lo que facilita su obtención para avanzar con el proyecto. Por otro lado, para poder ejecutar la construcción de los componentes internos como las cuchillas se utiliza *Acero ASTM A681* (Babul, 2006), este material proporciona una buena resistencia al momento del corte del bambú, además que es de fácil obtención y posee un buen precio en el mercado en comparación a otros metales. Así mismo, se utiliza *Acero AISI 1018* (Taban, 2010), para el eje, esta elección se dio a partir de que este tipo de acero es muy bueno para ser sometido al desgaste y en comparación a otro tipo de materiales este acero tiene un desempeño mayor al resto. La fuente de energía es algo muy importante, y mediante una serie de comparaciones y análisis de los requerimientos del usuario, se ha optado por un motor de *4T* de *6.5 HP* a combustión, debido a que no se puede implementar un motor eléctrico al no poseer fuentes de electricidad en la localidad donde se piensa implementar el uso de la cortadora. Para que el uso de la máquina sea fácil para el usuario, se ha visto la necesidad de implementar un sistema *IOT*, el cual le permita visualizar el estatus de la máquina, mediante el uso de *sensores* de combustible, distancia y batería. Esta información se almacenará en una base de datos, la misma que se reflejará en una aplicación amigable para el usuario en la cual pueda evidenciar las horas de trabajo,

el consumo de combustible y el consumo de energía durante el periodo de uso en el día que haya tenido la cortadora.

Finalmente, la selección de estos materiales ha sido a partir de sus propiedades, que sean de fácil maquinabilidad y ensamblaje al momento de la construcción de la cortadora de bambú, además de las especificaciones que nosotros hemos calculado en un inicio. Hay que considerar que la manera en la cual se va a realizar el ensamble de la maquina va a hacer mediante: soldadura, perforaciones y remaches o pernos, indistintamente del caso.

Selección de manufactura

Para el desarrollo de un diagrama de flujo óptimo de los procesos de manufactura de los cuatro subcomponentes que son: cuchillas y ejes, volante de inercia, estructura base, y bancada, se debe tomar en cuenta ciertos aspectos fundamentales al momento de la elaboración de cada uno de estos procesos de fabricación. Para ello es importante considerar la reducción y optimización de costos de producción, debido a que hoy en día el precio de los productos o materia prima deben ser ajustados o establecidos acorde al mercado ecuatoriano. De igual manera se debe tomar en cuenta el tiempo de fabricación como el tiempo de vida o uso que va a poseer el producto, esto se puede deducir a partir de la selección de los materiales que van a ser utilizados para la construcción y fabricación de la máquina.

A continuación, se puede ver evidenciado el diagrama de flujo de la fabricación de cada uno de los componentes. Estableciendo así un riguroso proceso de manufactura basado en las necesidades del proyecto.

Diseño para Manufactura

Lista de componentes para la manufactura

Inicialmente se debe identificar los procesos de manufactura en un aspecto general que deberán ser utilizados para poder llevar a cabo la construcción de la máquina:

Tabla 1. Proceso de manufactura general de una máquina trituradora de bambú.

	1ra categoría	2da categoría	Proceso
Proceso De Manufactura General	Conformación por desprendimiento del material	Maquinado	Torneado Fresado Cepillado Taladrado Doblado Pulido
	Conformación forzada	Conformación térmica	Soldadura SMAW Remache Oxicorte
	Complementarios	Dureza	Tratamiento térmico
		Acabados	Rectificado
		Ensamble	Armado

Fuente: (Romeva, 2008)

Figura 2. En el siguiente diagrama, se puede evidenciar el proceso de manufactura general.

Eventualmente se realiza el procedimiento anterior, pero en los distintos subcomponentes específicos. Además de identificar los materiales que deberán ser utilizados:

Tabla 2. Manufactura de compones con materiales y procesos a ejecutar.

	Componentes	Materiales	Proceso de Manufactura
--	--------------------	-------------------	-------------------------------

Manufactura por componentes	1. Tolva de alimentación	1 plancha 2x1220mmx2440mm A36	Corte Oxicorte, Cepillado, pulido, Doblado, Soldadura SMAW 200 Amp AC electrodo 6013 y 6011
	2. Conducto de descarga		
	3. Flywheel	1 plancha 20x1220mmx2440mm A36	Corte Oxicorte, pulido, Soldadura SMAW 200 Amp AC electrodo 6013 y 6011
	4. Cuchillas	1 barra de acero D2 25x25 mm	Corte con Seguete, Maquinado burdo, Maquinado de orificio, Maquinado de cuñeros, Tratamiento térmico (recocido blando, eliminación de tensiones y temple), Rectificado
	5. Eje	1 eje de 6m AISI 1019 $1\frac{1}{4}$ ''	Refrentado, Cilindrado, Fresado
	6. Base	1 tubo cuadrado A36 de 3x3x2 mm	Corte Oxicorte, Pulido, Soldadura SMAW 200 A-AC electrodo 6013
	7. Chipper housing	1 plancha 3mmx1220mmx2440mm A36	Corte Oxicorte, Cepillado, pulido, Doblado, Soldadura SMAW 200 A- AC electrodo 6013

Las herramientas utilizadas y los elementos que ya están normalizados se muestran a continuación con los respectivos instrumentos que servirán para medir los elementos maquinados e identificar tolerancias:

Tabla 3. Métodos utilizados en los diversos procesos de manufactura.

Tecnologías Usadas para el proceso de Manufactura	Herramientas usadas	Elementos Normalizados	Instrumentos de medición y verificación
Torno	Brocas	Arandelas planas	Calibrador pie de rey
Fresadora	Limas	Arandelas de presión	Flexómetro
Soldadora	Utensilios para tornos	Pernos	Escuadra
Taladro	Juego de llaves	Cadena	Rugosímetro
Equipo de pintura	Electrodos	Motor	
Dobladora		Porta rodamientos	

Costos

Lista de Materia Prima

Para poder tener un registro cuantificado de los materiales que se necesitarán para la construcción de la máquina con un costo aproximado cotizado en distintos proveedores nacionales:

Tabla 4. Materia prima y costos para la construcción de la máquina.

Materia Prima	Cantidad	Costo
Plancha 2x1220mmx2440mm A36	1	\$70
Plancha 3mmx1220mmx2440mm A36	1	\$107
Plancha 20x1220mmx2440mm A36	1	\$720
Perfil L40x5 A36	1	\$34,5
Porta rodamientos 1 ¼" UCP 207	2	\$48
Llantas 2.50-4	2	\$15
Barra de acero D2 25x25 mm	1	\$25
Polea tipo V 6x2 "	1	\$7
Polea tipo V 3x2 "	1	\$5
Pernos 18-8 12mm diámetro 25mm de longitud	4	\$0,75

Perno 20 mm diámetro 30 mm longitud	1	\$1,4
Pernos 18-8 12 mm diámetro 35 mm de longitud	4	\$1
Eje de 6m AISI 1019 1,25"	1	\$70
Electrodos	10	\$25
Motor	1	\$174
Pintura fonda (lt)	1	\$7,5
Bandas tipo V 8640	2	\$20
TOTAL	35	\$1331,15

Procesos futuros de la manufactura para IOT

Tabla 5. Componentes y costos para la implementación del sistema de automatización.

Dispositivo	Cantidad	Costo
ESP32	1	\$12
SENSOR ULTRASONICO JSN-SR04	2	\$18
MODULO GPS UBLOX 7M	1	\$22
DISPLAY OLED	1	\$6,5
IMPRESIÓN 3D	1	\$4
PCB	1	\$2
Total	7	\$64,5

Mano de Obra

En la parte de manufactura también existe un valor por la renta de equipos para maquinar las piezas y el ensamble, ya sea por trabajo realizado por los integrantes del equipo o en talleres especializados.

Tabla 6. Valores de mano de obra detallados por cada proceso elaborado.

OPERACIÓN	TOTAL
Torneado de ejes	\$85
Maquinado de cuchillas	\$50
Armado de bancada	\$100
Ensamble de la máquina	\$100
Soldadura de la base	\$40
Templado de cuchillas	\$12
Rectificado de Cuchillas	\$30
Pintura	\$30
Conexión sistema de potencia	\$100
Maquinado de Flywheel	\$73
Ensamble de Flywheel con paleta de descarga	\$52
Total	\$672

Finalmente, se muestran costos totales simplificados para obtener un costo total de manufactura de la máquina.

Tabla 7. Análisis de costos y valor total de la fabricación de la máquina.

ANÁLISIS DE COSTOS TOTALES	COSTO
Lista de materia prima	\$1331,15
Mano de Obra	\$672
Procesos futuros de automatización	\$64,5
Total	\$2067,65

REPORTE DEL DISEÑO

El diseño de la trituradora de bambú ha sido inspirado a partir de varios diseños ya existentes en el mercado internacional, se pueden establecer los siguientes subensambles que serán descritos a continuación:

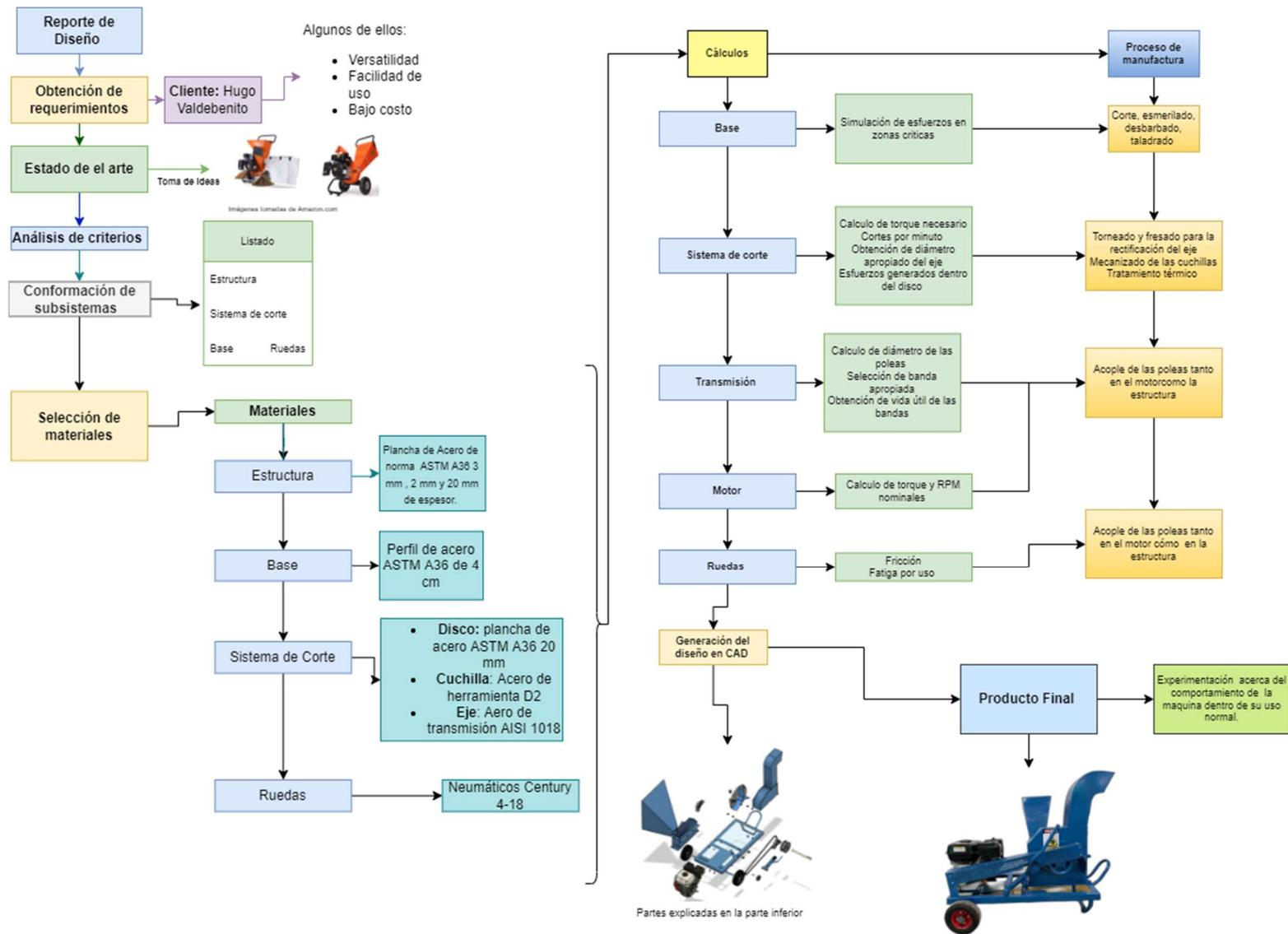
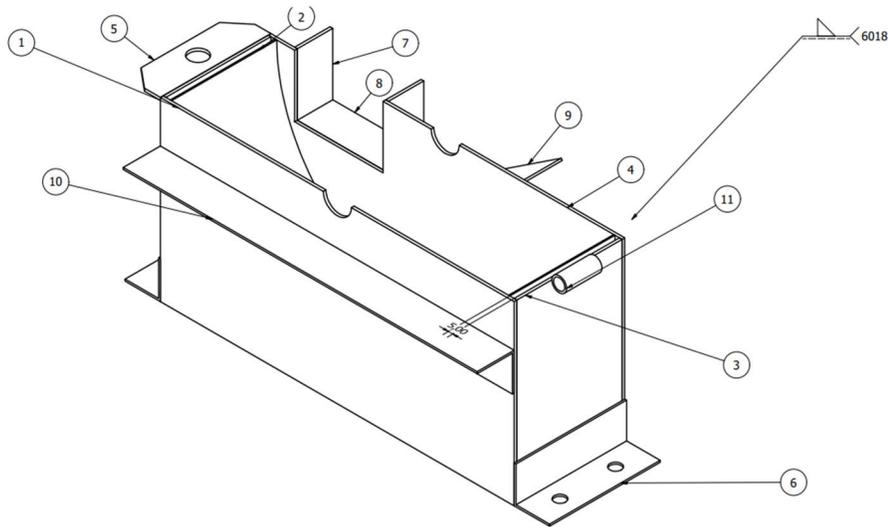


Figura 3. Reporte de diseño.

El diseño de la trituradora de bambú ha sido inspirado a partir de varios diseños ya existentes en el mercado internacional, se pueden establecer los siguientes subensambles que serán descritos a continuación:



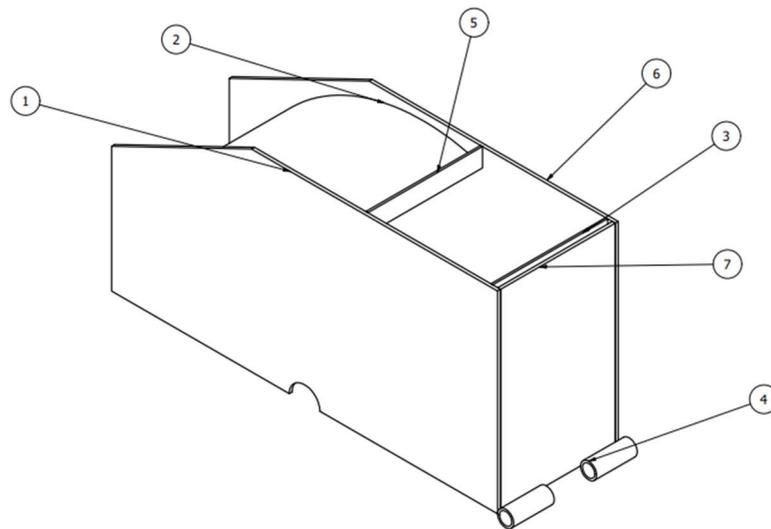
PARTS LIST		
ITEM	QTY	TITLE
1	1	Panel frontal inferior
2	1	Coertura Circular
3	2	Lateral de estructura
4	1	Coertura Posterior
5	1	Cerradura
6	2	Soporte Lateral
7	2	Saliente para entrada
8	1	Inferior de Entrada
9	1	Soporte Posterior
10	1	Soporte de eje frontal
11	1	Bisagra

Figura 4. Diseño de cobertura inferior del sistema de corte.

Como se puede observar en la ilustración consta de una cobertura que posee exactamente once piezas, sus dimensiones más representativas, las cuales son pertenecientes al panel frontal y posterior, generan un rectángulo de dimensiones 20 cm en vertical por 40 cm en horizontal, con una semicircunferencia inferior en la arista superior de ambos paneles, el panel posterior tiene la

peculiaridad de poseer una apertura de 10 cm por 5 cm por la cual será introducido el bambú. También los paneles laterales de los cuales se necesitan dos unidades y sus dimensiones son 12,5 cm a 20 cm. En el interior de la carcasa se encuentra una pieza rectangular la cual ha sido sometida a un proceso de doblamiento para generar una semi circunferencia con un diámetro de 38,1 cm, este elemento es muy importante puesto que su función radica en conducir el bambú ya procesado hacia el conducto de escape superior. También posee una placa que funcionara como cerradura y evitar que debido a la fuerza producida en el procesamiento del material no se abra la cobertura la trituradora evitando posibles accidentes, esta cerradura funciona con un mecanismo de sujeción conformado por un perno y tuerca. Por último, también es importante mencionar los perfiles que permitirán la sujeción con la base de la trituradora de manera contundente y precisa.

Cobertor de la zona de corte superior

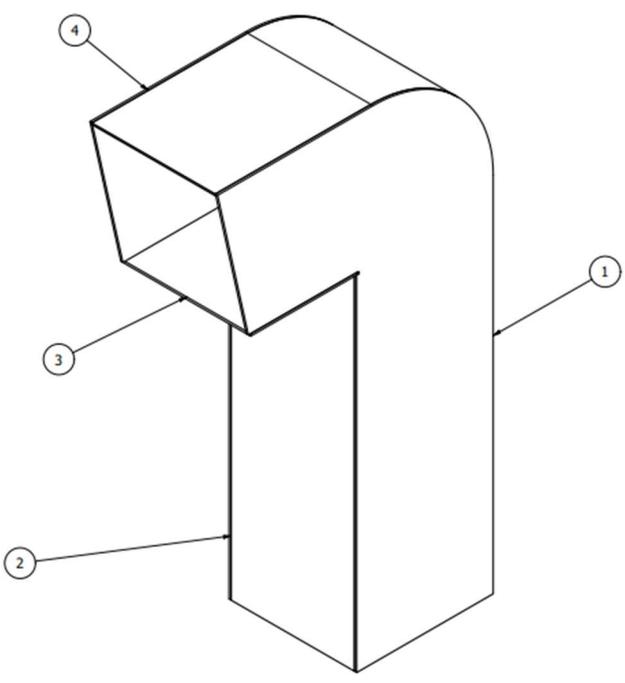


LISTA DE PARTES		
ITEM	QTY	NOMBRE
1	1	Frontal Superior
2	1	Coertura circular superior
3	1	Panel Lateral Interior
4	2	Bisagra superior
5	1	Lateral Pequeño
6	1	Panel Posterior Superior
7	1	Lateral cobertura superior

Figura 5. Diseño de cobertura superior del sistema de corte.

En la ilustración se observa la segunda parte de la cobertura del sistema de corte, este ensamble consta de siete partes, que de igual forma a la cobertura inferior, cada una de ellas se encuentra soldada entre si con SMAW 6018, una de las parte más importantes consta de un rectángulo sobre el cual se ha generado un dobles para obtener un cuarto de circunferencia con un diámetro de 38,1 cm, adicionalmente a esto es importante recalcar, tanto el panel frontal, lateral y posterior los cuales complementan sus homólogos de la cobertura inferior para conformar el cuadrado de 40 por 40 cm del que se mencionó anteriormente. En esta sección se encuentran también adjuntadas las partes faltantes del eje de la bisagra para complementar el mecanismo de sujeción y permitir la junta con la ayuda de un pin. Dispone de una apertura donde se incorporará el ensamble de salida del material procesado.

Salida



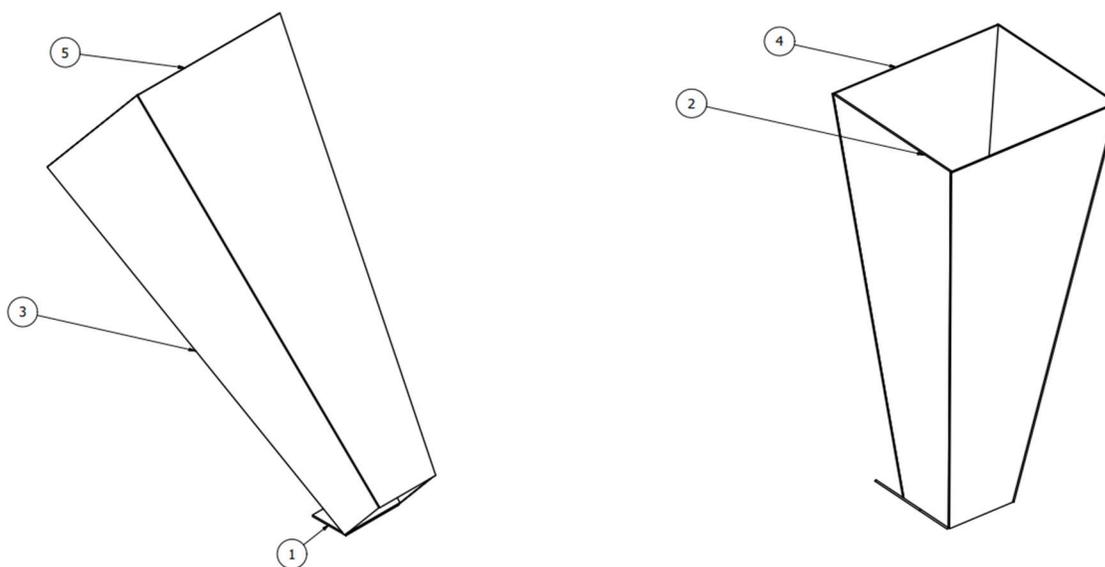
LISTA DE PARTES		
ITEM	QTY	TITLE
1	2	Lateral de salida
2	1	Panel lateral de salida
3	1	Panel lateral de entrada
4	1	Superior de salida

Figura 6. Diseño de tolva de salida.

El siguiente ensamble consiste en el escape del material procesado dentro del sistema de corte, el mismo se encuentra conformado por 4 piezas, es una especie de conducto rectangular de dimensiones internas de 12,7 cm por 11,9 cm, la misma ira soldada con la apertura de la cobertura superior, consta de cuatro piezas como se puede observar en la lista de partes, la pieza que destaca

sobre este listado es la cobertura superior puesta que además de ser sometida a un procesos de corte también debe ser doblada para formar una curva de radio de 11,6 cm para generar un flujo de material proseado hacia el exterior.

Entrada



LISTA DE PARTES		
ITEM	QTY	NOMBRE
1	1	Acople inferior de entrada
2	1	Inferior de entrada
3	1	Lateral izquierdo de entrada
4	1	Lateral derecho de entrada
5	1	Superior de entrada

Figura 7. DisCeo de tolva de entrada.

El anterior ensamble conforma el conducto de entrada del material antes del mismo ser procesado dentro del sistema de corte, el mismo incorpora cinco piezas las cuales en su mayoría son paneles trapezoidales con una longitud mayor de 8 cm y una longitud mayor de 21 cm, esta reducción de área se debe para generar un ordenamiento del bambú, y de esa forma evitar atascos dentro del sistema de corte, el ángulo de inclinación de 40 grados con respecto a la cobertura inferior, el ensamble entre este ensamble y a cobertura se basa en una soldadura de la base con la saliente que corresponde a la parte (1) del presente ensamble.

Eje y Disco de corte:

Se presenta una vista tridimensional del sistema de corte de la trituradora de bambú, como se puede observar contiene dos piezas soldadas entre las que se encuentra el disco y el eje.

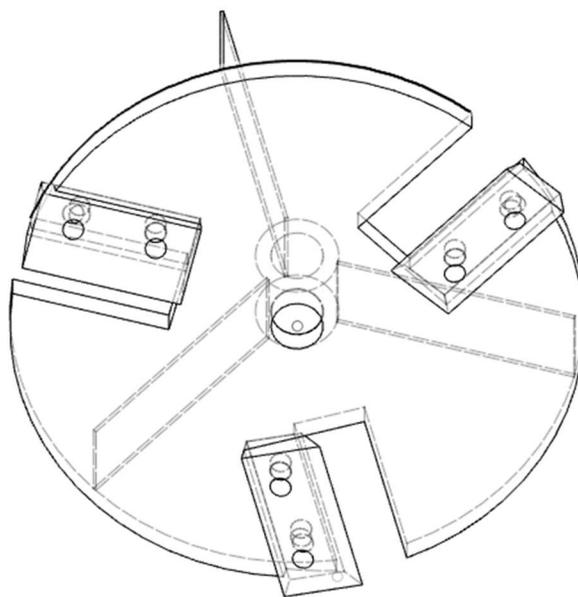


Figura 8. Diseño de sistema de corte con volante de inercia y cuchillas.

Se presenta una vista tridimensional de como estará ensamblado el disco de corte con su eje dentro de la trituradora que se encarga de cortar en diminutos pedazos para procesarlos y

posteriormente se dirija hacia el conducto de escape. En el volante de inercia estarán empernado con 2 pernos, 3 cuchillas con un ángulo de 10° , con el fin de reducir la componente tangencial necesaria para cortar el bambú.

Calculos

Se encuentran en la pagina ____

Plan de Prueba de Prototipo

Este plan fue diseñado para evaluar el rendimiento de la cortadora de bambú con respecto a los criterios ingenieriles que se han planteado inicialmente. Para ello es importante cuantificar los objetivos con valores aceptables, de manera que se pueda realizar un contraste objetivo con los resultados que se arrojan con distintas pruebas. Estas pruebas deben tener un plan estructurado que se describirá en la siguiente tabla:

Tabla 8. Plan de prueba detallado con el rango de valores aceptado.

Plan de Prueba de Prototipo			
Número de prueba	Criterio Ingenieril	Descripción	Valores aceptados
1	Costo	Debe existir un límite planteado entre el monto asignado por la Universidad y el pactado con el cliente.	\$300 - \$600
2	Peso	El peso del equipo no debe superar el del valor	90 kg – 105 kg

		planteado como requerimiento con el cliente.	
3	Potencia	La máquina debe ser capaz de cortar una cierta cantidad de ramas de bambú de muestra en un determinado tiempo.	2 – 3 ramas/min
4	Velocidad	La máquina debe mantenerse en un rango de revoluciones por minuto cuando se encuentra realizando el trabajo de corte.	2300 – 2600 rpm
5	Versatilidad	Un operador de ciertas características debe transportar la máquina por una cierta distancia.	100 - 150 m
6	Frecuencia	La estructura de la cortadora debe permanecer en un rango de frecuencia por	

		vibraciones en el cual no entre en falla.	
7	Peso	Las llantas deben tener un cierto factor de seguridad frente al esfuerzo que genera el peso de la máquina sobre ellas.	1 – 1.5
8	Autonomía	El volumen de combustible que se ha quemado durante un periodo de tiempo no debe superar los valores planteados.	1.5 L/h – 1.8 L/h

Una vez descritos los objetivos y el rango de valores esperado durante las pruebas, se describe la metodología para poder obtener datos y poder compararlos:

Tabla 9. Metodología planteada para llevar a cabo las pruebas de la chipeadora.

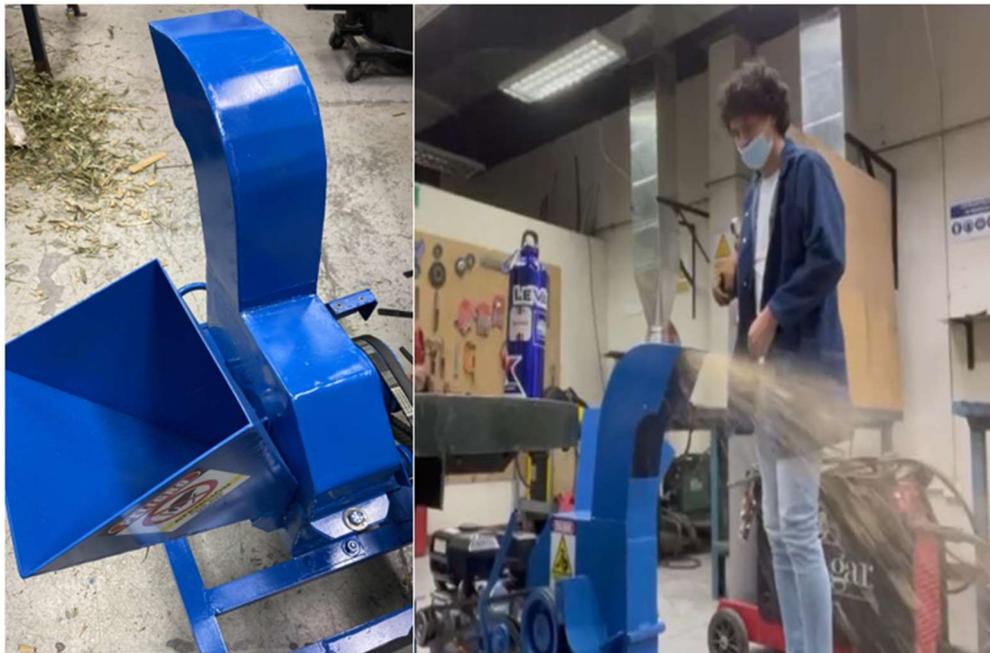
Número de Prueba	Metodología
1	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se identifican todos los posibles costos para la elaboración de la máquina. 2. Se suman los costos y se obtiene un valor de costo total.

	<ol style="list-style-type: none">3. Se compara el valor obtenido con el rango de costos planteado.
2	<ol style="list-style-type: none">1. Se coloca la cortadora de bambú ensamblada en su totalidad en una balanza industrial.2. Se retira el equipo y se vuelve a colocar en la balanza 5 veces.3. Se registran los valores de masa obtenidos y se realiza un promedio con ellos.4. Se compara el valor obtenido con el rango de valores deseados.5. Se modela la máquina con ayuda de un software de modelado mecánico.6. Los materiales de cada componente y pieza se asignan con la mayor exactitud de densidad posible.7. Se identifica la propiedad de peso de la máquina con la ayuda de dicho software.8. Se compara el valor obtenido con el rango de peso planteado.
3	<ol style="list-style-type: none">1. Se dimensionan 10 ramas de bambú de muestra donde se desea saber el diámetro externo, interno y la longitud.2. La cortadora de bambú debe encenderse y estar lista para operar.

	<ol style="list-style-type: none"> 3. Un temporizador con un máximo de un minuto debe estar presente para cronometrar la operación. 4. Se alimenta la máquina con la mayor de cantidad posible de ramas durante un minuto cronometrado. 5. Se registra el número de ramas que se han cortado en el intervalo de un minuto. 6. Se compara el valor obtenido con el rango planteado.
4	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se coloca un tacómetro por espectro dentro del sistema de corte capaz de medir la velocidad angular del mismo en rpm. 2. La cortadora de bambú debe encenderse y estar lista para operar. 3. Se realiza el corte de 5 ramas de bambú diferente con un intervalo de 30 segundos entre ellos. 4. Se registra la velocidad angular a la que gira el disco de corte sin trabajo por bambú. 5. Se registra la velocidad angular a la que descende el disco cuando se alimenta la cortadora con bambú. 6. Se calcula el promedio de velocidades angulares cuando se realiza el trabajo de corte. 7. Se compara el valor obtenido con el rango de velocidades que se ha planteado inicialmente.
5	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se toma un sujeto de prueba de un peso aproximado de 65 – 75 kg.

	<ol style="list-style-type: none"> 2. El individuo debe transportar la máquina por una distancia de aproximadamente 150 metros y reportar el trayecto. 3. El individuo debe repetir el procedimiento anterior dos veces más y reportar su experiencia. 4. Recopilar la información y verificar el estado con el rango planteado.
6	<ol style="list-style-type: none"> 1. La cortadora de bambú debe encenderse y estar lista para operar. 2. Con la ayuda de la aplicación para móviles Sci Jornal utilizar el módulo de medidor de frecuencia en dos ejes. 3. Accionar la palanca de velocidad del motor en el máximo. 4. Colocar el móvil con la aplicación seteada en frecuencia en las siguientes zonas: <ul style="list-style-type: none"> • Placa de anclaje de la base con el motor. • Cubierta superior del sistema de corte. • Tolva de salida del material. 5. Registrar la frecuencia que se da en dichas secciones y comparar con valores de frecuencia planteados.
7	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se modelan las ruedas escogidas en el diseño de la cortadora de bambú. 2. Con el peso obtenido de las ruedas simular con un programa de elementos finitos los esfuerzos por la carga del peso hacia las ruedas.

	<ol style="list-style-type: none">3. Obtener el valor de factor de seguridad por dichas cargas hacia las ruedas.4. Se compara el valor de factor de seguridad obtenido con el rango planteado.
8	<ol style="list-style-type: none">1. Se llena el tanque de combustible del motor a su máxima capacidad (3.1 L teóricos).2. La cortadora de bambú debe encenderse y estar lista para operar.3. Se mantiene a la máquina encendida durante 30 minutos sin interrumpir a su máxima velocidad.4. Se detiene la máquina y se extrae el combustible dentro del tanque en un recipiente con medición de volumen.5. Con una resta se obtiene el volumen de combustible que se ha consumido durante la media hora.6. Comparar el valor obtenido con el rango planteado.



Identificación de Riesgos

Tipo	Riesgo	Descripción	Prob.	Imp.	Valor Riesgo	Nivel Riesgo	Mitigación	Estatus
Recursos Económicos	Manejo de Recursos	Dificultad de adquirir recursos necesarios para la ejecución de los prototipos.	5	5	25	Muy Alto	Cotizar los productos con distintos proveedores para optimizar los gastos.	Vigente
	Riesgo Económico	Falta de presupuesto para terminar el prototipo final.	5	5	25	Muy Alto	Priorizar las implementaciones más importantes para el funcionamiento óptimo del prototipo.	Vigente
Operación	Falla de Motor	Riesgo que la máquina no opere y esta no pueda ser utilizada.	5	5	25	Muy Alto	Realizar el correcto mantenimiento del motor para evitar fallos internos.	Vigente
	Falla de transmisión de potencia	Riesgo que no exista la transmisión de potencia adecuada para ejecutar la trituración del bambú.	5	4	20	Alto	Realizar pruebas y estudios necesarios para escoger la opción más viable en cuanto a la transmisión de potencia	Vigente
Técnicos	Riesgo de falla de manufactura	Riesgo de poseer un proceso de soldadura deficiente, y no poseer buena sujeción de las partes en el ensamblaje.	5	5	25	Muy Alto	Aplicar normas de soldadura en placas de acero A36 y verificar la correcta sujeción de piezas mediante pernos.	Vigente
	Riesgos de cálculos	De realizar un mal calculo en el sistema del flywheel, no se podrá evitar la acumulación de residuos en el disco.	5	5	25	Muy Alto	Sobredimensionar el sistema moderadamente y realizar simulaciones que corroboren los cálculos.	Vigente
		Manipulación de las cuchillas en funcionamiento, pueden causar graves heridas.	5	5	25	Muy Alto	Diseño de pegatinas de advertencia de no introducir las manos en el	Vigente

Seguridad	Riesgo de lesiones						ducto de trituración al momento del uso de la máquina.	
		Desprendimiento de material de trituración al momento de operación de la máquina.	5	5	25	Muy Alto	Utilización de equipo de protección personal (gafas y guantes) para la manipulación del equipo.	Vigente
Legal	Riesgo de demanda por patentes	El diseño de la máquina va a ser realizado a partir de patentes preexistentes.	5	5	25	Muy Alto	Evitar copia de diseños.	Vigente

Resultados

Según los cálculos realizados en este proyecto, en primera instancia, se obtuvo una fuerza de corte de 649[N], la misma que es tangencial a las cuchillas del disco y se descompone por otras fuerzas que actúan en el plano perpendicular al material donde se genera el cizallamiento. Se halló una significativa relación para la eficiencia del corte entre el ángulo formado en las cuchillas y el material, el mismo que es de 9.5° con un diseño de cuchilla entre el filo superior e inferior de 53° . La eficiencia de la máquina es una de las características principales que se tomó en cuenta durante los procesos como; diseño, dimensionamiento y selección de componentes mecánicos. A través del análisis de teoría de corte se determinó la potencia de corte necesaria de 4.10 Hp. Para la selección del motor, que es la fuente principal de energía de la máquina, se utilizó un motor por combustión interna de un cilindro con una potencia nominal de 5.8 Hp con 3600 rpm según las curvas de potencia vs velocidad angular. Con la unidad de potencia seleccionada, se determinó un sistema de transmisión con una relación de 2:1 ya que según los cálculos se genera un mayor torque en el disco en comparación con el torque máximo del motor. El diseño de los componentes de la máquina fue realizado con cálculos a fatiga ya que se consideró las cargas fluctuantes en el tiempo. Tomando en cuenta las partes críticas como el eje y disco de corte se puede observar en las simulaciones que ambos componentes tienen esfuerzos máximos de 22.59 MPa y del disco de corte de 122.5 MPa respectivamente. Este proyecto fue diseñado y construido con la finalidad de reducir los tallos de bambú y otras ramas de jardín, por tanto, se probó su correcto funcionamiento y cumple con los requerimientos principales, sin embargo, al ser un primer diseño podrían existir sobre dimensionamiento en ciertos componentes.

Con respecto al cálculo del sistema de transmisión, se presenta la información obtenida a partir del procedimiento de la literatura “Diseño mecánico de Shigley”, se puede generar una comparación entre la selección de un tipo de banda a otra:

Tabla 10 Resultados para dos tipos de bandas distintos A y B

Propiedad	Resultados Banda Tipo A	Resultados Banda Tipo B
V_{banda}	1963 ft/min	
H_a	1.3 Hp	2.7 Hp
H_d	4.71 Hp	6.96 Hp
N	4	2
ΔF	7.2 lbf	58.42 lbf
F_c	2.16 lbf	4.62 lbf
F_1	11.3 lbf	78.74 lbf
F_2	4.1 lbf	20.32 lbf
F_i	5.54 lbf	45 lbf
T_1	85 lbf	270.74 lbf
T_2	48 lbf	174,74 lbf
N_p	1E10	1E7
t	∞	504 h

Como se puede observar en la tabla el cambio en el tiempo de vida determinante entre seleccionar una banda tipo A, la cual es sustentada bajo el criterio de selección de diámetro de polea mínima, a la banda tipo B la cual obvia este principio de selección.

Además, para encontrar los esfuerzos máximos de Von Mises, desplazamiento y factor de seguridad se realizaron simulaciones de elementos finitos mediante Fusion 360 tanto de la placa del motor como de la base de la estructura, obteniendo así los siguientes resultados:

Tabla 11. Esfuerzo máximo de Von Mises, deformación máxima y factor de seguridad en placa del motor y base de estructura.

	Placa del motor	Base de la estructura
Esfuerzo máximo de Von Mises [MPa]	110.4	163.7
Deformación máxima [mm]	1.113	2.235
Factor de seguridad	2.248	1.516

Discusión

El diseño de la máquina está realizado bajo cargas estáticas a fatiga. El fenómeno de fatiga surge de la combinación de cargas de presión y fuerzas de contacto producidas en el movimiento (Romeva, 2008). Consiste en el desprendimiento progresivo del área donde se produce el corte del material hasta el deterioro total de la superficie. Esta resistencia a la fatiga superficial es una de las principales características de diseño ya que evalúa la tensión máxima de contacto con el esfuerzo máximo con valores admisibles de los materiales. Con ayuda del análisis de teoría de corte donde influye tanto el área de cizallamiento como la fuerza aplicada perpendicular, se tomó en cuenta la F_r de 133.58 [N]. En base a cálculos de fuerzas y esfuerzos máximos se determinó los factores de seguridad para garantizar la seguridad de los operarios. Uno de los componentes críticos de la máquina está en el sistema de corte. Los volantes de inercia deberán tener el perfecto balance entre peso, velocidad angular, dimensiones, esfuerzos y resistencia de materiales para el almacenamiento de energía y para garantizar que cuando esté sometido a torsión por el eje no genere una mayor fuerza centrífuga y se rompa (Olabi, Wilberforce, Abdelkareem, &

Ramadan, 2021). Entonces, para la selección de materiales del disco de corte fue necesario tomar en cuenta propiedades mecánicas con alta resistencia a la tracción como el acero A36. Otra de las partes críticas son las cuchillas, las mismas que están empernadas al disco de corte. La magnitud de la fuerza de corte está relacionada con la inclinación del ángulo de las cuchillas, puesto que si tenemos $\alpha = 0$, se considera que, durante la penetración, la presión específica es constante y la fuerza aumentara parabólicamente hasta alcanzar el comienzo del cizallamiento (Buenaventura, 1999). Del mismo modo, en el diseño se tomó en cuenta ángulos experimentales de la cuchilla, usando uno de 53° entre los filos con material de AISI D2 para acero de herramienta con un tratamiento térmico en frío. El diseño y selección de materiales de la máquina fueron modificados durante el proceso a fin de obtener mejores costos de la materia suministrada, componentes semi fabricados y de la mano de obra en la construcción y ensamble de la máquina. Es necesario comprender que en el diseño mecánico de máquinas no se puede pasar en alto el proceso de manufactura ya que de este dependerá gran parte del dimensionamiento y el aprovechamiento de las propiedades mecánicas del material.

Según la literatura de Shigley (Budynas & Nisbett, 2015), se deben calcular varios parámetros lo cuales permitirán la selección de bandas completamente apropiadas, para el construcción de la maquina dentro del mercado local no se encontró un homólogo de la banda tipo A, por lo tanto al seleccionar la siguiente en el listado la cual corresponde a la banda tipo B se permitió el funcionamiento de la maquina sin embargo se produjo una reducción drástica de vida infinita a 504 horas de uso continuo. Existen propuestas futuras analizadas en este documento a fin de proporcionar información para un segundo prototipo con mejor

dimensionamiento de componentes, a fin de que resulte menos costoso en cuanto a la selección de materiales ya que el peso por unidad de masa define cuánto se gastará en el proyecto.

Según la literatura de Shigley (Budynas & Nisbett, 2015), se deben calcular varios parámetros los cuales permitirán la selección de bandas completamente apropiadas, para la construcción de la máquina dentro del mercado local no se encontró un homólogo de la banda tipo A, por lo tanto al seleccionar la siguiente en el listado la cual corresponde a la banda tipo B se permitió el funcionamiento de la máquina sin embargo se produjo una reducción drástica de vida infinita a 504 horas de uso continuo. Existen propuestas futuras analizadas en este documento a fin de proporcionar información para un segundo prototipo con mejor dimensionamiento de componentes, a fin de que resulte menos costoso en cuanto a la selección de materiales ya que el peso por unidad de masa define cuánto se gastará en el proyecto.

Conclusión

El diseño de la máquina fue elaborado a partir del análisis ingenieril con los parámetros necesarios para el sistema de corte. Una vez que se analizaron distintas alternativas para el proceso de corte se ha considerado necesario utilizar un disco debido a su gran almacenamiento de energía cinética. Además, otra ventaja de usar un disco es que, debido a su inercia es capaz de soportar el par de torsión producido por el motor en el eje. Es necesario utilizar un sistema de transmisión de potencia determinando inicialmente el torque necesario para el corte del bambú, tomando en cuenta las fuerzas perpendiculares que actúan sobre la superficie de la cuchilla. Realizando el análisis sobre las fuerzas de corte se necesita 23.37 [Nm], tomando en cuenta que el motor genera

un torque máximo de 12.5[Nm] se consideró un aumento de velocidad angular 2:1 en el sistema de bandas.

Para el diseño de sistemas de transmisión, en primera instancia se necesita determinar los diámetros de las poleas considerando la relación entre las velocidades angulares de la polea motriz y conductora. La selección del tipo de banda depende de la distancia entre centros de las poleas, la longitud y el diámetro mínimo entre las mismas. Según el análisis de Shigley, se determinó una banda óptima tipo A, sin embargo, al encontrar limitación en el mercado se decidió utilizar una banda tipo 3V. Además, se tomó en cuenta que el tipo 3V se adhiere mejor al movimiento de la polea, genera más fricción y produce más efectividad durante la transmisión. El número de bandas se determina a partir de la potencia producida por cada banda, el mismo que define la vida útil del sistema.

En cuanto a la manufactura de la máquina se decidió utilizar materiales en función de sus propiedades mecánicas y diseño de piezas, tomando en cuenta las cargas que debería soportar. Para el caso del eje, caso crítico, se debe realizar el análisis por criterio de falla a fatiga debido que está soportando un torque máximo y un momento amplitud generado por la fuerza de compresión sobre el eje. En base al análisis de simulaciones se obtuvo que la parte más crítica del eje está en el área donde se somete a tensión de las cargas cíclicas. Una vez que se determina las cargas máximas que la máquina debe soportar bajo el análisis estático a fatiga se selecciona un factor de seguridad para que garantice la seguridad del operario durante su funcionamiento.

Trabajos Futuros

En este proyecto, se deja las bases y sustentos de cálculos, diseño y simulación que ayudan a la fabricación y ejecución de una máquina trituradora de bambú. Adicional a ello se logró ejecutar un proceso de manufactura para la fabricación del producto, consecuente a esto existen varias mejoras para el diseño a futuro tanto en la parte estructural, mecánica y de automatización que por cuestiones de tiempo y recurso no se logró implementar.

Si partimos de la estructura de la cortadora de bambú, se puede trabajar la parte de movilidad mediante la colocación de ruedas o garruchas para facilitar el transporte, adicional a ello se debe realizar mejoras en la parte de la base de la estructura para mitigar vibraciones que son emitidas por el motor cuando este se encuentra encendido. De la misma manera, es de vital importancia la implementación de rodillos en el ducto de alimentación para que el material ingrese de una manera controlada sin que este sea agresivo para el operario al momento de la succión. Así mismo, se considera la colocación de un sistema de ventolera en el ingreso del ducto para que este sirva de protección al usuario al momento del proceso de trituración. Cabe recalcar que el peso de la máquina es algo esencial, por lo que se recomienda realizar un estudio de materiales que poseen las mismas características mecánicas, con un menor costo y peso, de esta manera obtener una reducción significativa de las dos últimas características mencionadas.

Es esencial mencionar la versatilidad que posee la máquina en cuestión de materiales que pueden ser insertados para realizar el proceso de trituración. Esto permite que, si se deseara trabajar con otros materiales de mayor diámetro o resistencia, se puede analizar el tipo de fuerza necesaria emitida por el motor para ejecutar el corte. Con esto se quiere hacer relevancia, que el motor colocado puede ser sustituido con uno de mayor potencia para que cumpla el trabajo de una manera óptima. Por otra parte, es necesario tener en cuenta los costos de producción por lo que se puede

implementar un estudio de mercado nacional tanto de materia prima como procesos de manufactura, para así poder reducir costos de fabricación.

Una gran apuesta fue la automatización de la máquina, mediante un sistema IOT, y sensores que nos permitan visualizar la hora de trabajo que ha tenido la trituradora a lo largo del día, la cantidad de bambú triturados y el nivel de combustible consumido al final del trabajo elaborado. Toda esta información se recopilada en un servidor para luego ser renviada al usuario y este visualice el estatus de la máquina al culminar la operación. Pero es necesario la implementación de un arranque eléctrico, de esta manera se evitará un esfuerzo físico al momento de encender el motor, adicional a ello se debe efectuar un sensor de paro de emergencia, el cual se accione cuando se introduzca una mano dentro del ducto de alimentación e instantáneamente la máquina deje de operar, de esta manera se brindará una mayor seguridad al usuario.

Finalmente, dentro de los procesos mecánicos es necesario que se efectuó un diseño para el ducto de salida de la trituración, esto nos permitirá que el producto final se recolecte de una manera más ordenada y que este no desprenda pequeños trozos de bambú que puedan llegar a lastimar al operador. Por último, se deja a criterio abierto la innovación de un nuevo mecanismo para tener una mayor eficiencia de la máquina y permita una mayor tasa de productividad para el usuario.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- American National Standards Institute. (2015). *Requisitos de seguridad para operaciones de arboricultura (ANSI Z133.1)*. Obtenido de ISA/ANSI:
<https://ae-arboricultura.org/tienda/todos/publicaciones-isa/ansi-z133-1-norma-nacional-estadounidense/>
- AWS. (2010). AWS D1.1/D1.1 Structural Welding Code - Steel. *AWS*.
- Babul, T. K. (2006). En *Mechanical properties of tool steels with diffusion carbon and nitrocarbon layers*. (págs. 283-286). Surface engineering.
- Bedair, S. (2005). *Wood Chipper Disc*. Obtenido de Bedair:
<http://bedair.org/Projects/chipper2.html>
- Beer, F. P., Johnston, E. R., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2015). *Mechanics of Materials*. New York: McGraw Hill.
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (Tenth Edition ed.). New York: McGraw-Hill Education.
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. (2015). Uniformly Distributed Stresses. En R. G. Budynas, & K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*. New York: McGraw Hill.
- Carrillo, E. V. (2017). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA ROTATIVA DE CORTE LONGITUDINAL DE PLANCHAS DE ACERO* .
- Clark, J. (17 de Noviembre de 2016). *What is the Internet of Things (IoT)?* . Obtenido de IBM:
<https://www.ibm.com/blogs/internet-of-things/what-is-the-iot/>
- Darquea, D. G. (2017). Estudio De Emisiones Contaminantes Utilizando Combustibles Locales Study of Polluting Emissions Using Local Fuels. *Research Journal*.
- Daud, N. M., Nor, N. M., & Yusof, M. A. (2 de Febrero de 2018). *The physical and mechanical properties of treated and untreated Gigantochloa Scortechinii bamboo*. Obtenido de AIP Conference Proceedings: <https://aip.scitation.org/doi/pdf/10.1063/1.5022910>
- Domek, G., Krawiec, P., & Wilczyński, M. (2018). Timing belt in power transmission and conveying system. *Machine Modelling And Simulations 2017*, 3.
- European Patent Specification. (5 de Octubre de 1991). *Disc chipper for the production of wood chips*. Obtenido de European Patent Office:
<https://patentimages.storage.googleapis.com/23/92/11/1d4d66107c2c1d/EP0457216B1.pdf>

- Giancoli. (2014). Physics for scientists & engineers with modern physics. En Giancoli, *Physics for scientists & engineers with modern physics* (pág. 2074). DC: Pearson .
- Heywood, J. B. (2006). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Cambridge: McGraw Hill.
- Hibbeler, R. C. (2012). Engineering Mechanics: Dynamics. En R. C. Hibbeler. Hoboken.
- Hibbeler, R. C. (2016). Curvilinear Motion. En R. C. Hibbeler, *Engineering Mechanics: Dynamics* (págs. 56-62). New Jersey: Pearson Prentice Hall.
- HONDA. (2005). *OWNER'S MANUAL MANUEL DE L'UTILISATEUR MANUAL DEL PROPIETARIO*.
- Honda Engines EU. (2012). *GX200*. Obtenido de HONDA: https://www.honda-engines-eu.com/es/engine-model-details?p_p_id=enginedetail_WAR_enginedetail&p_p_lifecycle=0&p_p_state=normal&p_p_mode=view&p_p_col_id=column-4&p_p_col_count=1&_enginedetail_WAR_enginedetail_display=specifications&e=15
- Honda Engines EU. (s.f.). *GX200*. Obtenido de Honda EU: https://www.honda-engines-eu.com/es/engine-model-details?p_p_id=enginedetail_WAR_enginedetail&p_p_lifecycle=0&p_p_state=normal&p_p_mode=view&p_p_col_id=column-4&p_p_col_count=1&_enginedetail_WAR_enginedetail_display=power-curve&e=15
- Hoult, D. (2020). *Factors which determine the moment of inertia of a body*. Obtenido de Saburchill: <https://www.saburchill.com/physics/chapters/0022.html>
- International Standard Organization. (1997). *Online Browsing Platform*. Obtenido de Powered shredders and chippers — Definitions, safety requirements and test procedures (ISO 11448:1997): <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:11448:ed-1:v1:en>
- International Standard Organization. (2011). *Belt drives — Pulleys — Quality, finish and balance (ISO 254:2011)*. Obtenido de ISO: <https://www.iso.org/standard/56057.html>
- Kováč, J., Krilek, J., & Mikles, M. (2011). Energy consumption of a chipper coupled to a universal. *JOURNAL OF FOREST SCIENCE*, 57, 7.
- Li, B., Li, H., & Zha, Q. (Junio de 2011). *Effects of wood quality and refining process on TMP pulp and paper quality*. Obtenido de ResearchGate: https://www.researchgate.net/publication/257305278_Review_Effects_of_wood_quality_and_refining_process_on_TMP_pulp_and_paper_quality
- Marc. (Febrero de 2020). *Chipper Shredder Buying Guide*. Obtenido de <https://www.lowes.com/n/buying-guide/chipper-shredder-buying-guide>

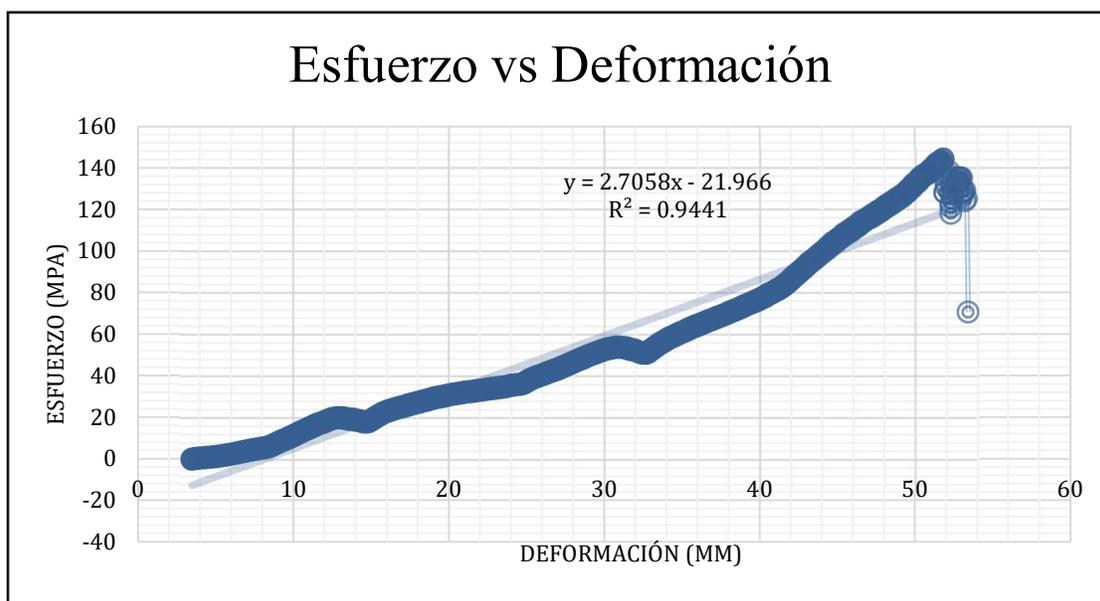
- Martins, J., Brito, F. P., Pedrosa, D., Monteiro, V., & Afonso, J. L. (2013). Real-Life Comparison Between Diesel and Electric Car Energy Consumption. En J. Martins, F. P. Brito, D. Pedrosa, V. Monteiro, & J. L. Afonso, *Grid Electrified Vehicles*. New York: Nova Science Publishers.
- McFadden, C. (7 de Junio de 2020). *Diesel Engine vs. EV: Which is better?* Obtenido de Interesting Engineering: <https://interestingengineering.com/diesel-engine-vs-ev-which-is-better>
- MercadoLibre. (2012). *Motor Gasolina Toromaxx 6.5hp 196cc*. Obtenido de MercadoLibre: https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-502712002-motor-gasolina-toromaxx-65hp-196cc-_JM
- Mesquita, R. A. (2016). *Tool Steels: Properties and Performance*,. Obtenido de <https://www.makeitfrom.com/material-properties/SAE-AISI-D3-T30403-Chromium-Cold-Work-Steel>
- Mikučionienė, D. (2013). *Comparative Analysis of the Influence of Bamboo and Other Cellulose Fibres on Selected Structural Parameters and Physical Properties of Knitted Fabrics*. Obtenido de https://www.researchgate.net/figure/Static-and-dynamic-coefficients-of-friction_tbl2_271074058
- Mundial, M. (s.f.). *Acero ASTM A36, Acero A36 Propiedades, Ficha Tecnica, Dureza, Densidad Estructural PDF*. Obtenido de <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>
- Murawski, L. (2005). Shaft Line alignment analysis taking ship construction flexibility and deformations into consideration. En L. Murawski, *Marine Structures* (págs. 62-84).
- Olabi, A. G., Wilberforce, T., Abdelkareem, M., & Ramadan, M. (2021). *Critical Review of Flywheel Energy Storage System*.
- Peterson, D. (23 de Septiembre de 2020). *A Comparison of Mechanical Power Transmission Methods*. Obtenido de Control Automation: <https://control.com/technical-articles/a-comparison-of-mechanical-power-transmission-methods/>
- PRODUCTS, F. G. (2021). *FORTE*. Obtenido de FORTE: <https://globalmotor.co/manuales/MANUAL%20OPERACION%20Y%20MTTO-MOTOR%20FORTE%20GM160-%20270-390%20y%20GM420.pdf>
- Riba, C. (2006). Simulación, ensayo y evaluación. En C. Riba, *Diseño Concurrente* (págs. 60-62). Barcelona: Edicions UPC.
- Romeva, C. R. (2008). *Selección de materiales*.
- Sarje, D. S., & Pihulkar, A. (2017). Design of Composite Material Flywheel. *International Journal of Science Technology & Engineering* |.

- Taban, E. G. (2010). En E. G. Taban, *Dissimilar friction welding of 6061-T6 aluminum and AISI 1018 steel: Properties and microstructural characterization*. (págs. 2305-2311). Materials & Design.
- TELLO, E. S. (1996). *Efectos microestructurales sobre el acero AISI D2*. Obtenido de <http://eprints.uanl.mx/7447/1/1020112151.PDF>
- The Chartered Body for the Project Profession. (2021). *What is a Gantt Chart*. Obtenido de apm: <https://www.apm.org.uk/resources/find-a-resource/gantt-chart/>
- Walker, S. V. (2021). atigue damage evaluation in A36 steel using nonlinear Rayleigh surface waves. NY: Ndt & E International.
- Yildiz, A., Piccininni, A., Bottiglione, F., & Carbone, G. (2016). Modeling chain continuously variable transmission for direct implementation in transmission control. En P. Flores, & J. Dai, *Mechanis and Machine Theory* (págs. 428-440). Bari: Volume 105.

ANEXO A: PLANOS MECÁNICOS Y CÁLCULOS DETALLADOS

1 *Ensayo de tracción con bambú*

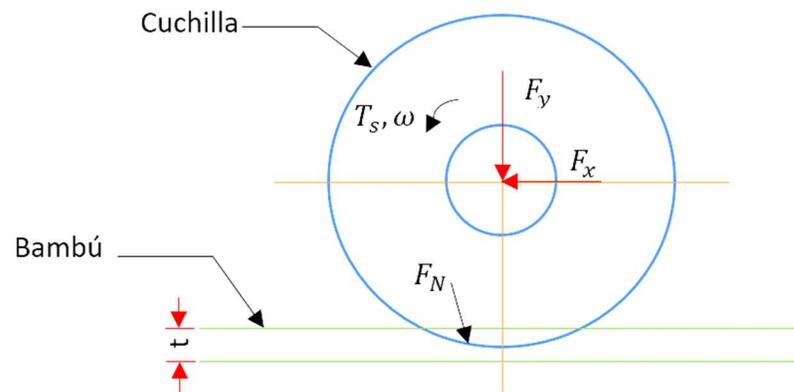
Con la finalidad de conocer las propiedades mecánicas que posee la especie de bambú que se desea cortar con la máquina se realizó un ensayo de tracción en el laboratorio mecánico de la Universidad San Francisco de Quito. A pesar de que se desea conocer el esfuerzo cortante, obtener el esfuerzo por tensión puede ser una aproximación para obtener el dato del esfuerzo último de corte. Bajo ciertos criterios es importante considerar que es un material anisotrópico y además fibroso por lo que a pesar de que el material ya ha cedido no llega a cizallarse en su totalidad.



Descripción: Se muestran la curva de esfuerzo de compresión contra deformación axial en dirección paralela a la fibra del material. Con los datos obtenidos se ha encontrado que el esfuerzo último tiene de 138 MPa aproximadamente. El mismo dato que será usado para determinar la fuerza de corte.

Cálculo de la fuerza de corte

Se representa un diagrama con la descomposición de fuerzas en los ejes x y y debido a la fuerza cortante producida durante el corte de bambú. El análisis de las fuerzas que realizan el corte son componentes verticales de la fuerza que se genera durante el contacto entre el bambú y las cuchillas. Entonces, la fuerza de corte es equivalente a la sumatoria de fuerzas perpendiculares ejercida por la cuchilla y la fricción del bambú.



Descripción: Se presenta el diagrama de cuerpo libre que indica las fuerzas que actúan sobre el disco de corte. De acuerdo con la fundamentación teórica tomando en cuenta que el disco está sometido a velocidad angular constante se generan fuerzas de reacción en x y y, además de la fuerza centrífuga tangencial a todos los puntos del disco.

F_N : Fuerza radial o normal

F_y : Fuerza vertical de reacción sobre el eje

F_x : Fuerza horizontal de reacción sobre el eje

T_s : Torque del disco

Para determinar las fuerzas se conoce

Coefficiente de fricción del bambú $\mu = 0.21$ (Mikučionienė, 2013)

Resistencia del bambú usada en el ensayo de tracción = 138 MPa (Daud, Nor, & Yusof, 2018)

Sección de corte del bambú $t = 3\text{mm}$

El área de cizallamiento producida por el área de la cuchilla es la mitad del área sombreada

(Carrillo, 2017, pág. 45)

$$A = \frac{(d_3) * \left(\frac{t}{2}\right)}{2}$$

$$A = \frac{t^2}{8 * \tan \alpha}$$

Reemplazando las ecuaciones en la fuerza de corte se tiene la fuerza de cizallamiento:

Donde la t está en mm y Sut en MPa

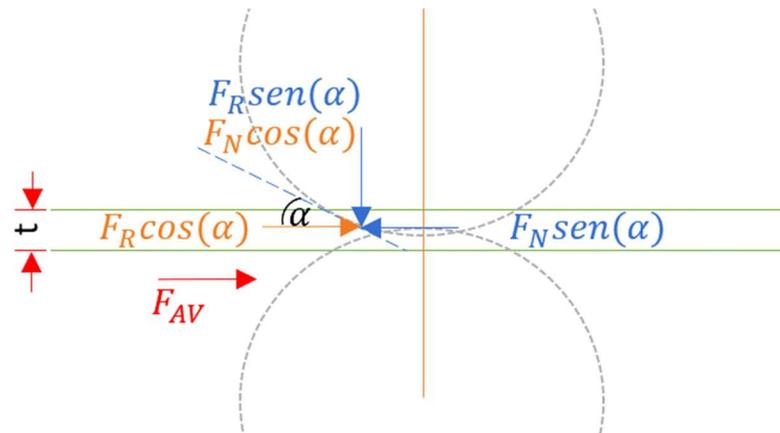
(Carrillo, 2017, pág. 45)

$$FC = 0.7 * \frac{t^2}{8 \tan \alpha} * Sut$$

$$Fc = 0.7 * \frac{9 [mm^2]}{8 \tan(9.5)} (138)[MPa]$$

$$Fc = 649.42 [N]$$

Con la fuerza de corte se puede determinar las magnitudes de la fuerza de avance y la fuerza de rozamiento. Las fuerzas son calculadas según el diagrama de cuerpo libre con la sección de bambú.



Descripción: Se observa la descomposición de todas las fuerzas tangenciales que actúan sobre el disco, las fuerzas que realizan el corte son las componentes verticales que se generan durante el contacto del bambú y la superficie de la cuchilla.

F_R : Fuerza de rozamiento

F_{avc} : Fuerza de avance

F_N : Fuerza normal o radial

(Hibbeler R. C., 2016, pág. 141)

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{avc} + F_R \cos \alpha - F_N \sin \alpha = 0$$

$$F_{avc} = -F_N (\mu \cos \alpha - \sin \alpha)$$

$$F_{avc} = -F_N (\mu \cos \alpha - \sin \alpha)$$

Reemplazando las ecuaciones para obtener F_{avc}

$$F_{avc} = -F_c \frac{(\mu \cos \alpha - \sin \alpha)}{(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)}$$

$$F_{avc} = -649.42 [N] \frac{(0.21 \cos (9.5) - \sin (9.5))}{(\cos (9.5) + 0.21 \sin (9.5))}$$

$$F_{avc} = 26.76 [N]$$

Despejando F_N

$$F_N = \frac{Fc}{(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)}$$

$$F_N = \frac{649.42 [N]}{(\cos (9.5) + 0.21 \sin (9.5))}$$

$$F_N = 636.096 [N]$$

Obteniendo la fuerza de fricción (Hibbeler R. C., 2012, pág. 141)

$$F_R = \mu F_N$$

$$F_R = (0.21)(636.096) [N]$$

$$F_R = 133.58 [N]$$

En base al diagrama de cuerpo libre se determinan las fuerzas que trasmite el disco de corte en el eje. Se conoce que el diámetro del disco es 35 cm

Componentes en los planos x y y (Hibbeler R. C., 2012, pág. 146)

$$dx = \frac{D}{2} \sin \alpha$$

$$dx = \frac{(0.035)}{2} \sin(9.5)$$

$$dx = 2.88 [mm]$$

$$dy = \frac{D}{2} \cos \alpha$$

$$dy = \frac{(0.035)}{2} \cos(9.5)$$

$$dy = 17.26[\text{mm}]$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_R \cos \alpha - F_N \sin \alpha - F_x = 0$$

$$F_x = F_N(\mu \cos \alpha - \sin \alpha)$$

$$F_x = 636.096[\text{N}](0.21 \cos(9.5) - \sin(9.5))$$

$$F_x = 26.76 [\text{N}]$$

$$\sum F_y = 0$$

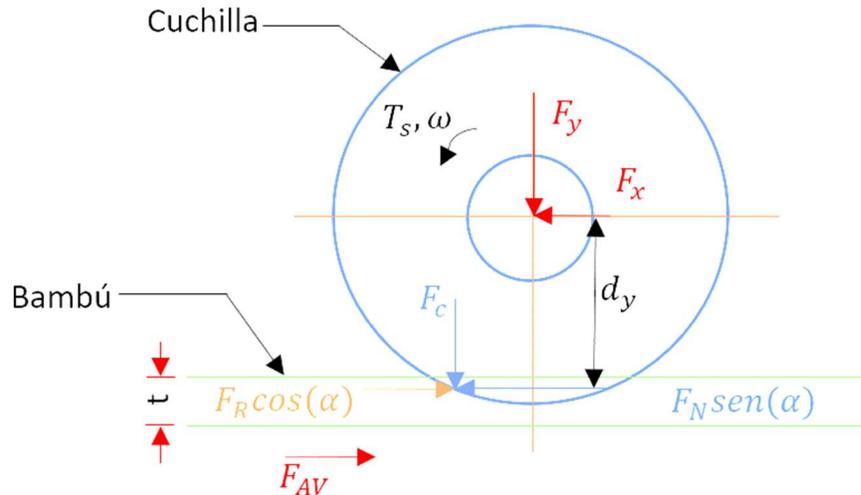
$$-F_N \cos \alpha - F_R \sin \alpha - F_y = 0$$

$$F_y = -636.096[\text{N}](\cos(9.5) + 0.21 \sin(9.5))$$

$$F_y = -649.42 [\text{N}]$$

2 *Cálculo del trabajo de corte*

El torque necesario para realizar el corte de bambú es generado por la sumatoria de fuerzas debido a la acción de la fuerza de corte donde las componentes son la fuerza normal, fuerza de fricción y la fuerza de avance producida por la cuchilla. La sumatoria de torques respecto al centro del eje genera un momento de torsión máximo que se debe aplicar para el corte.



Descripción: Se representa el diagrama de fuerzas que generan torque sobre el disco. La suma de los torques que se generan debido a la acción de corte son las componentes horizontales de la fuerza radial y de rozamiento. La sumatoria de torques con respecto al eje genera el momento máximo de torsión durante el proceso de corte.

Sumatoria de momentos alrededor del disco de corte (Hibbeler R. C., 2012, pág. 144)

$$\sum M = T_{corte}$$

$$T_{max} = F_c d_x + (F_{av} + F_R \cos \alpha) d_y - F_N \sin \alpha d_y$$

$$T_{corte}$$

$$= 649.42 [N] \cdot 2.88 [mm] + (26.76 [N] + 133.58 [N] \cos(9.5)) 17.26 [mm]$$

$$- 636.096 [N] \sin(9.5) 17.26 [mm]$$

$$T_{corte} = 2794.12 [N \cdot mm]$$

3 Cálculo para la potencia de corte requerida

Para el cálculo de la potencia necesaria de corte se utiliza el torque del flywheel generado por la fuerza de fricción producida por el corte del bambú.

Sumatoria de momentos considerando solo la fuerza perpendicular de corte (Hibbeler R. C., 2012, pág. 144)

$$\sum M = T_{flywheel}$$

$$T_{flywheel} = Fr \cos \alpha \cdot \frac{D_{flywheel}}{2}$$

$$T_{flywheel} = 133.58 [N] \cos(9.5) \frac{0.35[m]}{2}$$

$$T_{flywheel} = 23.37 [N.m]$$

Para determinar la potencia máxima del motor se toma en cuenta la velocidad angular recomendada de trabajo de un motor para trituradoras de especies de bambú y madera.

$$T_{flywheel} = 23.37 [N]$$

$$RPM = 1250 \text{ rpm} \frac{2\pi}{\text{rev}} \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$W = 130.89 [\text{rad/s}]$$

Se calcula con la ecuación de potencia (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 698)

$$P = T \cdot W$$

$$P = 23.37 [N.m] \cdot 130.89 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

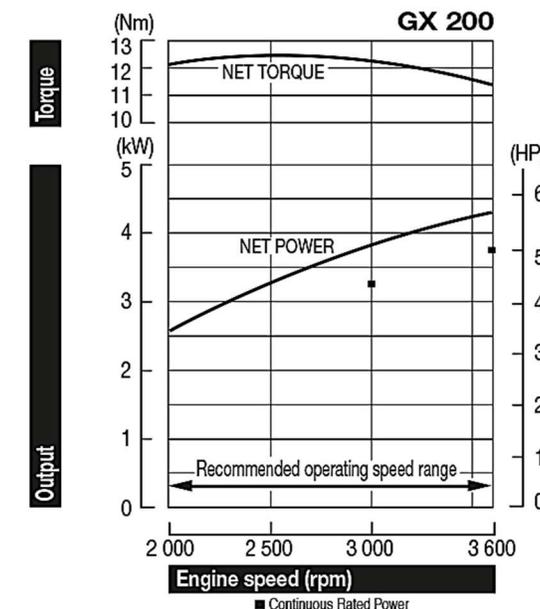
$$P = 3058.90 [W]$$

$$P = 4.10 [Hp]$$

Se decide seleccionar un motor de 6.5 Hp ya que nominalmente entrega 5.8 Hp debido a la pérdida de energía en el proceso inicial de combustión y fricción con los elementos mecánicos de la máquina. El motor selecto es un Toromaxx de 1 cilindro a 4 tiempos.

4 Selección de sistema de transmisión de potencia

Las gráficas de rendimiento del motor seleccionado de 6.5 Hp para la cortadora de bambú indican un rango operativo de velocidad angular. A partir de este rango se calculan los torques generados con esta velocidad angular y potencia para eventuales cálculos a fatiga:



Descripción: Curva de potencia vs torque del motor de 6.5 HP. Se observa que el motor tiene una potencia nominal de 5.8 HP con 3600 RPM y un torque máximo de 12.5 Nm con 2500 RPM.

Potencia de diseño según el factor de servicio para motores de 1 cilindro (ANEXO A, Tabla

7-1)

$$P_{diseño} = P \cdot f_{servicio}$$

$$P_{diseño} = 5.8 \text{ Hp} \cdot 1.3$$

$$P_{diseño} = 7.5 \text{ Hp}$$

Velocidades angulares calculas en función de la potencia máxima del moto, torque máximo y torque del flywheel para producir el corte.

$$P = T \cdot \omega$$

$$\omega_{motriz} = \frac{P}{T}$$

$$\omega_{motriz} = \frac{4847.05[W]}{12.5[N \cdot m]}$$

$$\omega_{motriz} = 387.764 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Donde el torque de 23.37 [N.m] es generado por el flywheel para producir el corte del bambú.

$$\omega_{conducida} = \frac{4847.05[W]}{23.37[N \cdot m]}$$

$$\omega_{conducida} = 207.4 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Para determinar la relación de transmisión y el diámetro de la polea es necesario realizar una relación de velocidades angulares donde ω_{motriz} es la velocidad angular generada por el motor y $\omega_{conducida}$ es la velocidad necesaria para el sistema de corte.

$$\frac{\omega_{motriz}}{\omega_{conducida}} = \frac{387.764 \left[\frac{rad}{s} \right]}{207.4 \left[\frac{rad}{s} \right]}$$

$$\frac{\omega_{motriz}}{\omega_{conducida}} = 1.86$$

5 Selección de diámetros para las poleas

Diámetro conductor de la polea ubicada en el motor

(Budynas & Nisbett, 2015, pág. 882)

Polea conductora:

$$d_{conductor} = \frac{12 \cdot V_b}{\pi W_{motriz}}$$

$$d_{conductor} = \frac{12 \left(2000 \left[\frac{ft}{min} \right] \right)}{\pi (2500 [rpm])}$$

$$d_{conductor} = 3.05 [in]$$

Polea conducida

$$d_{conducido} = 1.86(d_{conductor})$$

$$d_{conducido} = 1.86(3.05 [in])$$

$$d_{conducido} = 5.7 [in]$$

Velocidad angular real de salida o conducida

(Budynas & Nisbett, 2015, p. 873).

$$W_{conducida} = \frac{d_{conductor} W_{conductor}}{d_{conducido}}$$

$$W_{conducida} = \frac{3.05 [in] 387.764 \left[\frac{rad}{s} \right]}{1.86(3.05 [in])}$$

$$W_{conducida} = 208.47 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

Una vez determinadas las velocidades angulares según la tabla de selección de tipos de banda donde relaciona la potencia de diseño de 8.45 Hp y la velocidad del eje más rápido $W_{conducida} = 1990 \text{ rpm}$ se escoge una banda tipo 3V. Además, según las tablas se selecciona la capacidad de potencia que posee cada banda relacionando el diámetro menor de la polea 3.05[in] y 1990 rpm. Entonces, la potencia nominal por banda es de 2.6 Hp.

6 *Distancia entre centros de las poleas*

(Budynas & Nisbett, 2015, pág. 882)

$$d_{conducido} < C < 3(d_{conducido} + d_{conductor})$$

$$5.7 \text{ [in]} < C < 3(5.7 + 3.05) \text{ [in]}$$

$$5.7 \text{ [in]} < C < 26.2 \text{ [in]}$$

Se selecciona una distancia entre centros de 24[in] tomando en cuenta los componentes del sistema.

7 *Longitud de paso de la banda*

(Budynas & Nisbett, 2015, pág. 882)

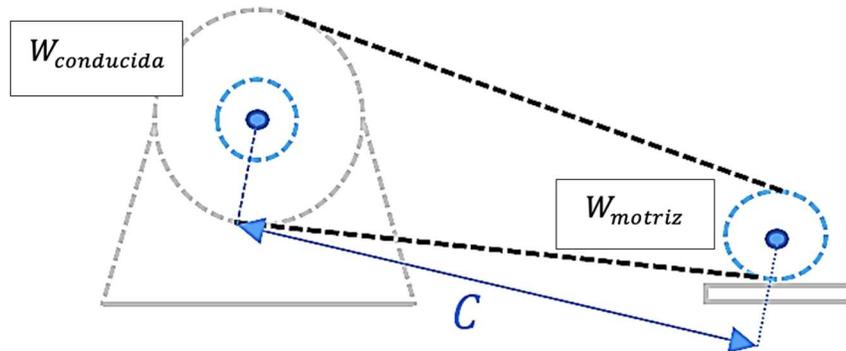
$$L = 2C + 1.57(d_{conducido} + d_{conductor}) + \frac{(d_{conductor} - d_{conducido})^2}{4C}$$

$$L = 2(24) \text{ [in]} + 1.57(5.7 + 3.05) \text{ [in]} + \frac{(5.7 - 3.05)^2 \text{ [in}^2\text{]}}{4(24) \text{ [in]}}$$

$$L = 61.76 \text{ [in]}$$

Considerando la teoría de Shigley, basándose en a Tabla 17-9, se concluye que utilizando los parámetros del diámetro de la polea mínima la cual es de 3 in se obtiene que se debe seleccionar una banda tipo A con una longitud de 64 ft.

8 *Cálculo de las Bandas*



Descripción: Se representa el sistema de bandas que determina la relación de transmisión de velocidad angular entre la polea del motor y la polea del eje. Dado que se determinó anteriormente la distancia entre poleas o el claro se puede determinar el ángulo de contacto entre bandas.

Ángulo de contacto de bandas en V

Cuando se usa una transmisión de correa abierta, se encuentra que los ángulos de contacto son (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 875)

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{(d_{\text{conducido}} - d_{\text{conductor}})}{2C} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{(5.7 - 3.05) [\text{in}]}{2(24) [\text{in}]} \right]$$

$$\theta_1 = 173.73^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{(d_{\text{conducido}} - d_{\text{conductor}})}{2C} \right]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\text{sen}^{-1} \left[\frac{(5.7 - 3.05) [\text{in}]}{2(24) [\text{in}]} \right]$$

$$\theta_2 = 186.27^\circ$$

Factores de corrección:

Tabla 17-12 (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 875)

$$H_a = 1.3$$

$$H_d = 4.71 \text{ hp}$$

Número de bandas (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 893)

$$N_{\text{bandas}} = \frac{H_d}{H_a}$$

$$N_{\text{bandas}} = \frac{4.71}{1.3}$$

$$N_{\text{bandas}} = 4$$

Bajo este criterio se obtiene que se necesitan 4 bandas aproximadamente,

Para obtener las tensiones existentes en las distintas zonas de la banda es necesario calcular en primer lugar la fuerza centrífuga bajo la siguiente formula:

(Budynas & Nisbett, 2015, pág. 883)

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2$$

Donde:

$$K_c = 0.561$$

Debido a que la banda es de tipo A en la tabla 17-16

Reemplazando se obtiene:

$$F_c = 0.5621 \left(\frac{1963}{1000} \right)^2 = 2.16 \text{ lbf}$$

Posteriormente se debe calcular la fuerza uno bajo la siguiente formula:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$$

Donde:

$$\exp(f\phi) = \exp(0.5123 \cdot 3.03) = 4.722$$

Para obtener el delta de la fuerza:

$$\Delta F = \frac{63025 \left(\frac{H_d}{N_b} \right)}{n \left(\frac{d}{2} \right)}$$

Reemplazando datos:

$$\Delta F = \frac{63025 \left(\frac{1.3}{2} \right)}{n \left(\frac{3}{2} \right)}$$

$$\Delta F = 7.2 \text{ lbf}$$

Con el delta de la fuerza obtenido se puede proceder al reemplazo de los datos de la fuerza uno:

$$F_1 = 2.16 + \frac{7.2 \cdot 4.72}{4.72 - 1}$$

$$F_1 = 11.3 \text{ lbf}$$

Para calcular la fuerza dos se obtiene de la siguiente forma:

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = 11.4 - 7.2 = 4.1 \text{ lbf}$$

Considerando F_1 y F_2 se puede encontrar F_i :

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} + F_c$$

$$F_i = \frac{11.4 + 4.1}{2} + 2.16 = 5.54 \text{ lbf}$$

Para obtener el factor de seguridad se utiliza:

(Budynas & Nisbett, 2015, pág. 883)

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s}$$

Reemplazando:

$$n_{fs} = \frac{3.5 \cdot 2}{5.8 \cdot 1.3} = 0.92$$

Para obtener las tensiones respectivas es importante obtener K_b :

Para una banda tipo A:

$$K_b = 220$$

Por lo tanto:

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + \frac{K_b}{d}$$

$$T_2 = F_2 + (F_b)_2 = F_2 + \frac{K_b}{D}$$

Reemplazando:

$$T_1 = 11.3 \text{ lbf} + \frac{220}{6} = 85 \text{ lbf}$$

$$T_2 = 4.1 \text{ lbf} + \frac{220}{3} = 48 \text{ lbf}$$

9 Vida útil

Para calcular la vida útil se utiliza la siguiente expresión:

(Budynas & Nisbett, 2015, pág. 888)

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1}$$

Donde las constantes:

$$K = 220$$

$$b = 10.089$$

Reemplazando:

$$N_p = \left[\left(\frac{220}{85} \right)^{-10.089} + \left(\frac{220}{48} \right)^{-10.089} \right]^{-1} = 1E10$$

Obteniendo una duración de $8527.3E^3$ pasadas.

Para calcular el tiempo en horas:

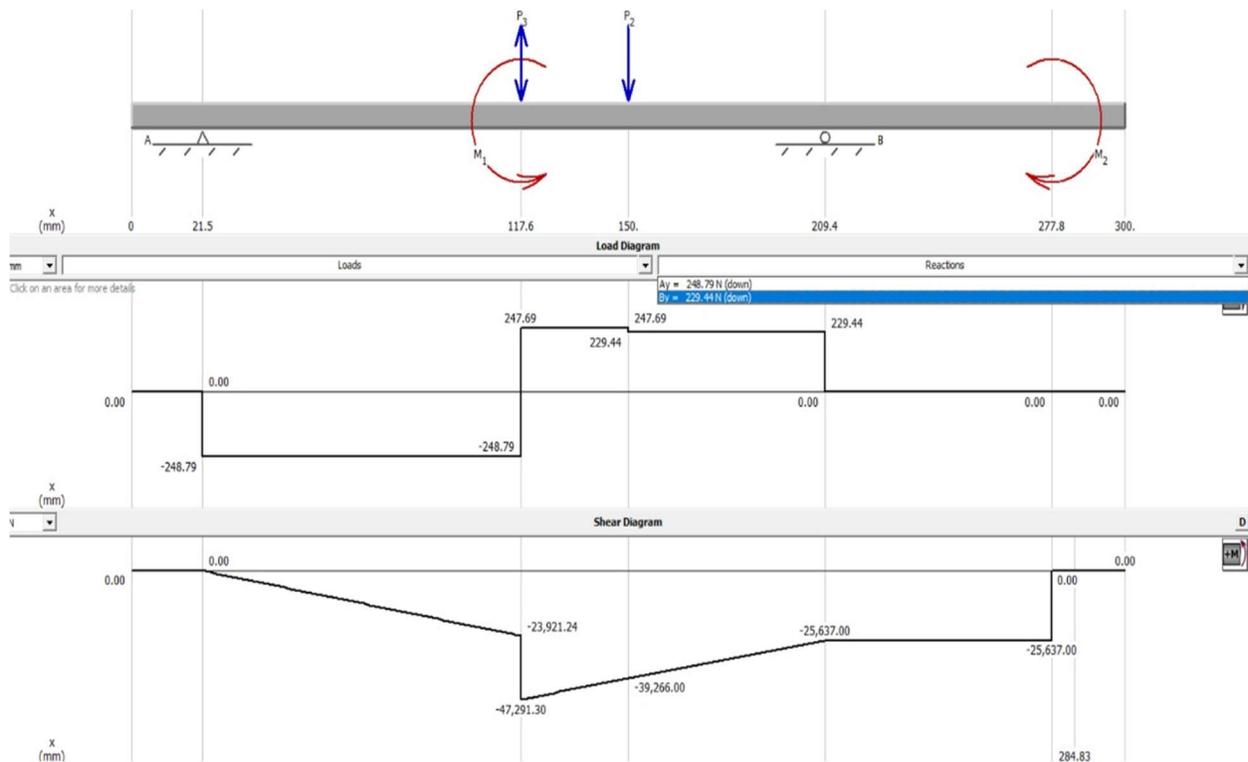
$$t = \frac{N_p L_p}{720 V}$$

Reemplazando:

$$t = \frac{1E10 \cdot 64}{720 \cdot 1963} = \infty h$$

Se obtiene que el tiempo de vida de las dos bandas será de 800 horas de trabajo continuo, según la teoría de Shigley para aumentar el mismo de manera exponencial se recomienda aumentar de una a dos bandas de manera adicional.

10 Diseño del eje



Descripción: Se presentan 3 diagramas, en el primero se observan las fuerzas que actúan sobre el eje y los momentos de torsión que se generan cuando se inicia el corte del bambú. El segundo diagrama representa las fuerzas cortantes que se generan debido a la aplicación de fuerzas

sobre el eje. El tercer diagrama representa los momentos cortantes debido a las fuerzas de compresión que generan un momento cortante.

$$T_m = 25.63 \text{ [N]}$$

$$M_a = 47.30 \text{ [N]}$$

Iteración para el diámetro del eje CD de acero A36

Factor de superficie (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 295)

$$K_a = a(S_{ut})^b$$

$$K_a = 4.51(400[\text{Mpa}])^{-0.718}$$

$$K_a = 0.92$$

Factor de tamaño (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 296)

Se asume este valor para la primera iteración

$$K_b = 1$$

Factor para esfuerzos combinados (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 298)

$$K_c = 1$$

Factor de confiabilidad con el 99% (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 299)

$$k_e = 0.814$$

Factores modificadores del límite de resistencia (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 295)

$$S_e' = 0.5 (S_{ut})$$

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e'$$

$$Se = (0.5.400)(0.92)(0.814)(1)(1)(1)$$

$$Se = 149.776 [Mpa]$$

Factores teóricos de concentración de esfuerzo de torsión y flexión (Budynas & Nisbett, 2015, págs. 301-304)

Tomando el caso crítico donde

$$Kf = kt$$

$$Kf = 2.14$$

$$Kf_s = kt_s$$

$$kf_s = 3$$

Primera iteración del diámetro (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 360)

$$d_1 = \left(\frac{16 * 1.2}{\pi} \left(\frac{1}{Se} (4(Kf.Ma)^2)^{0.5} + \frac{1}{Sut} (3(kf_s.Tm)^2)^{0.5} \right) \right)$$

$$d_1$$

$$= \left(\frac{16 * 1.2}{\pi} \left(\frac{1}{149.77E + 6 [Pa]} (4(2.14 * 47.30[Nm])^2)^{0.5} \right) \right)$$

$$+ \frac{1}{400E + 6[Pa]} (3(3 * 25.63[Nm])^2)^{0.5} \right)$$

$$d_1 = 0.02175[m] \approx 2.17[cm]$$

Segunda iteración del diámetro (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 360)

$$\frac{D_1}{d_1} = 1.2$$

$$D_1 = 1.2(d_1)$$

$$D_1 = 1.2(0.02175[m])$$

$$D_1 = 0.0261 [m]$$

Factor de superficie (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 295)

$$K_a = a(S_{ut})^b$$

$$K_a = 4.51(400[Mpa])^{-0.718}$$

$$K_a = 0.92$$

Factor de tamaño (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 296)

Donde d está en mm

$$K_b = 1.24 (d)^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24 (21.75[mm])^{-0.107}$$

$$K_b = 0.89$$

Factor para esfuerzos combinados (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 298)

$$K_c = 1$$

Factor de confiabilidad con el 99% (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 299)

$$k_e = 0.814$$

Factores modificadores del límite de resistencia (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 295)

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e'$$

$$S_e = (0.5 \cdot 400)(0.92)(0.814)(0.89)(1)(1)$$

$$S_e = 133.3 [Mpa]$$

Tomando en cuenta los casos críticos de $Kf = 2.14$ y $kf_s = 3$ (Budynas & Nisbett, 2015, págs. 301-304)

$$d_2 = \left(\frac{16 * 1.2}{\pi} \left(\frac{1}{S_e} (4(Kf \cdot Ma)^2)^{0.5} + \frac{1}{S_{ut}} (3(kf_s \cdot Tm)^2)^{0.5} \right) \right)$$

d_2

$$= \left(\frac{16 * 1.2}{\pi} \left(\frac{1}{133.3 [Pa]} (4(2.14 * 47.30[Nm])^2)^{0.5} + \frac{1}{400E + 6[Pa]} (3(3 * 25.63[Nm])^2)^{0.5} \right) \right)$$

$$d_2 = 0.0226[m]$$

Diámetro de la segunda iteración

$$D_2 = (1.2)(d_2)$$

$$D_2 = (1.2)(0.0226[m])$$

$$D_2 = 0.027[m]$$

11 *Esfuerzos de flexión del eje*

Conociendo el diámetro de 2.7 [cm]

(Budynas & Nisbett, 2015, pág. 359)

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 \cdot 47.30 [N \cdot m]}{\pi * (0.027 [m])^3}$$

$$\sigma = 24.48 [MPa]$$

Esfuerzo por torsión en el eje (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 359)

d: diámetro del eje = 3.175 cm

$$T = \frac{16 T}{\pi \cdot d^3}$$

$$T = \frac{16 * 25.63 [N \cdot m]}{\pi * (0.027 [m])^3}$$

$$T = 6.63 [MPa]$$

Máximo esfuerzo por tensión (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 235)

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + T^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{24.48 [MPa]}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{24.48 [MPa]}{2}\right)^2 + 6.63^2 [MPa^2]}$$

$$\sigma_1 = 26.16 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo cortante en puntos críticos (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 235)

$$\tau_1 = \left[\left(\frac{\sigma_1}{2} \right)^2 + T^2 \right]^{0.5}$$

$$\tau_1 = \left[\left(\frac{26.16 \text{ [MPa]}}{2} \right)^2 + 6.63^2 \text{ [MPa}^2] \right]^{0.5}$$

$$\tau_1 = 14.66 \text{ [MPa]}$$

Criterio de falla a fatiga (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 961)

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32(kf \cdot M_a)}{\pi(D)^3} \right)^2 \right]$$

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32((2.14 * 47.30 \text{ [Nm]})^2)}{\pi(0.027)^3} \right)^2 \right]^{0.5}$$

$$\sigma'_a = 52.38 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16 k f_s T}{\pi \cdot d^3} \right)^2 \right]^{0.5}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16 * 3.25.63 \text{ [N.m]}}{\pi * (0.027 \text{ [m]})^3} \right)^2 \right]^{0.5}$$

$$\sigma'_m = 59.69 \text{ [MPa]}$$

Criterio de falla modificado para Goodman (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 314)

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{52.38[MPa]}{133.3[MPa]} + \frac{59.69 [MPa]}{400[MPa]}$$

$$n = 1.81$$

Esfuerzo máximo de Von Mises (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 340)

$$\sigma_{max} = \left[\left(\frac{32(kf.M_a)}{\pi(D)^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 3.25.63 [N.m]}{\pi * (0.027[m])^3} \right)^2 \right]^{0.5}$$

$$\sigma_{max} = [(52.38[MPa])^2 + (59.69 [MPa])^2]^{0.5}$$

$$\sigma_{max} = 83.5 [MPa]$$

Factor de seguridad para yielding (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 238)

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

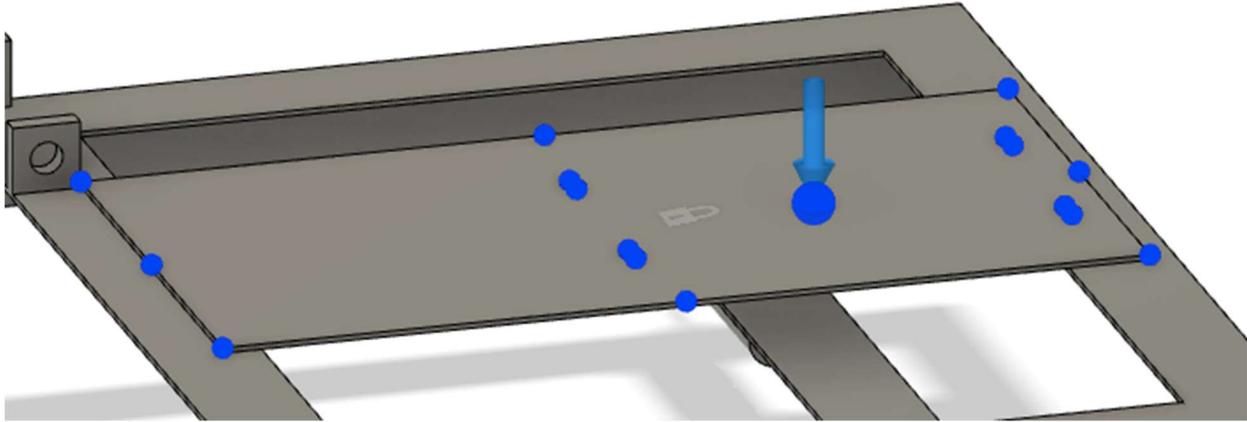
$$n_y = \frac{250[MPa]}{83.5 [MPa]}$$

$$n_y = 3$$

12 *Diseño de la placa base del motor*

Para encontrar los esfuerzos que actúan sobre la placa del motor es importante identificar que la única fuerza que actúa sobre ella es la del peso del motor. El motor se encuentra empernado en la parte trasera de dicha placa, por lo que se puede analizar a la placa como una viga en flexión con dos juntas de apoyo en los extremos que en este caso serían las soldaduras con la base de la máquina.

Conociendo esto se muestra el siguiente esquema que plantea las fuerzas y las reacciones que existían en la placa que soporta el motor:



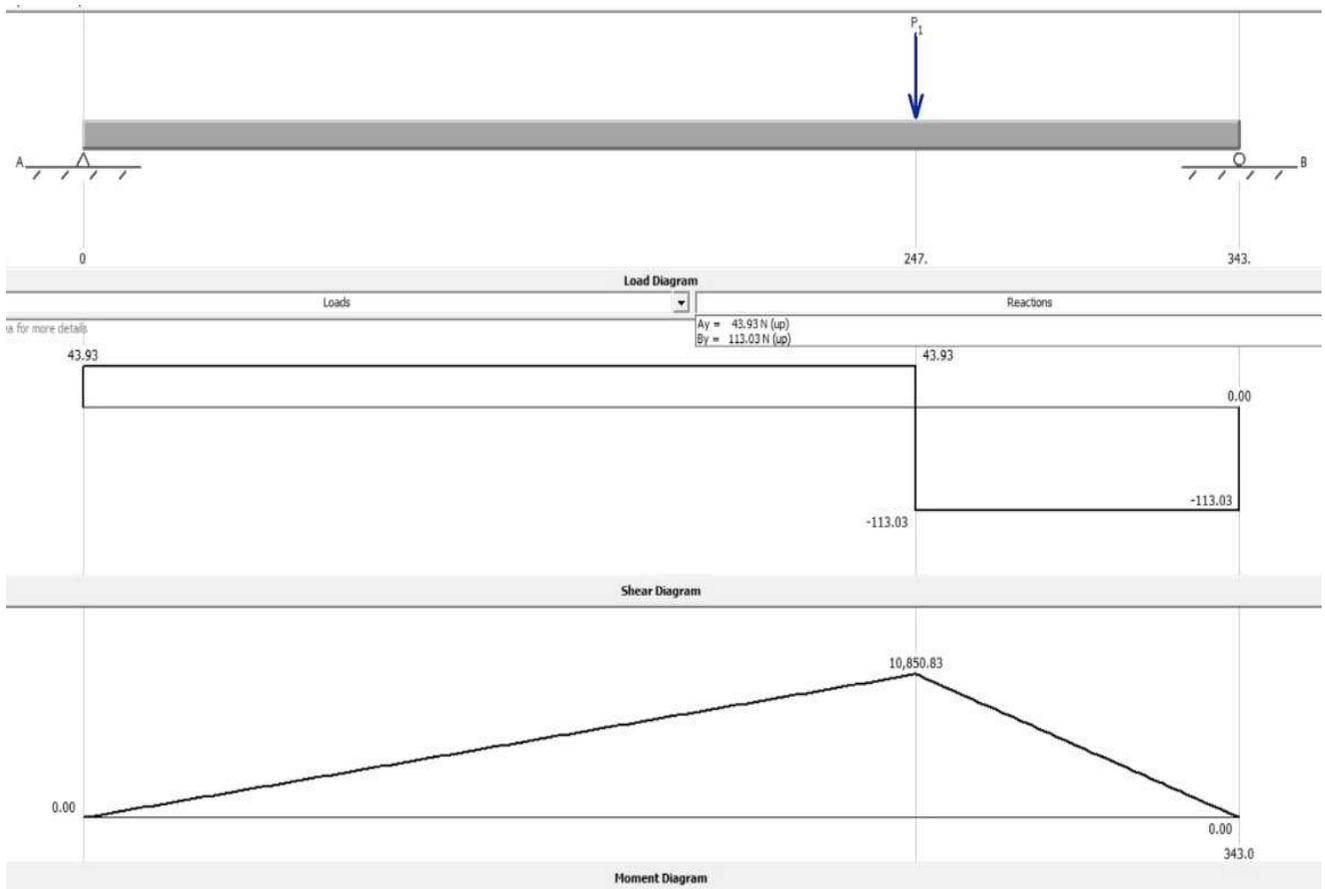
Descripción: Fuerza aplicada en la placa del motor posee una masa de 16 kg (HONDA, 2005), se obtiene la fuerza por el peso del motor de la siguiente manera:

$$W = m * g$$

Tomando el valor de la gravedad como 9.81 m/s^2

$$W = 16 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 156.96 \text{ N}$$

Conociendo las distancias entre los puntos de apoyo (suealdas) y la aplicación del peso, con la ayuda del software de mecánica de materiales MD Solids se obtienen los diagramas de fuerza cortante y momento flector:



Descripción: Se representan 3 diagramas en función de la fuerza aplicada sobre la placa del motor. El primer diagrama representa la fuerza ejercida por el peso del motor de 6.5 HP. El segundo diagrama representa el momento cortante debido a la fuerza aplicada y el tercer diagrama representa el momento flector que se genera por la fuerza de compresión sobre el espesor del disco.

A partir de los resultados obtenidos en MD Solids se tiene:

$$R_A = 43.93 \text{ N}$$

$$R_B = 113.03 \text{ N}$$

$$V = 156.96 \text{ N}$$

$$M_{flector} = 10.85 \text{ N m}$$

Se calculan esfuerzos primarios y secundarios conociendo los valores anteriores (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 202)

$$\sigma' = \frac{V}{A}$$

$$\sigma' = \frac{156.96N}{0.3445m * 0.18m} = 2531.2 Pa$$

$$\sigma'' = \frac{Mc}{I}$$

En cuanto a dimensiones se conoce que:

$$t = 2mm$$

$$c = \frac{t}{2}$$

$$b = 180 mm$$

$$I = \frac{1}{12} b * t^3$$

$$\sigma'' = \frac{10.85 N m * 1x10^{-3}m * 12}{0.18m * (2x10^{-3})^3} = 90.42MPa$$

Sabiendo que el esfuerzo principal será: (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 237)

$$\sigma = \sqrt{\sigma'^2 + \sigma''^2}$$

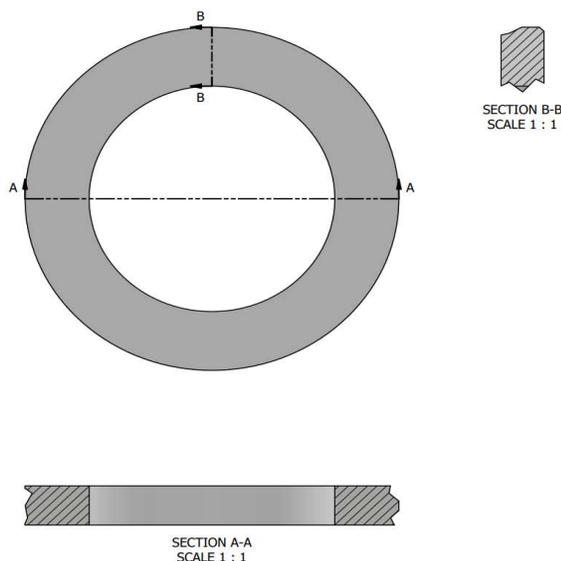
$$\sigma = 90.42 MPa$$

Para determinar el factor de seguridad, se conoce que el esfuerzo a fluencia del acero ASTM A36 es de 250 MPa: (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 238)

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 \text{ MPa}}{90.42 \text{ MPa}} = 2.75$$

13 Sistema de corte

El sistema de corte posee un disco de 35 cm de diámetro y cuchillas en sus extremos con un área de 6cm (largo)x 2cm (ancho). Para determinar los esfuerzos en la cuchilla se calcula como si fuera una viga curva con una carga máxima debido a la fuerza cortante del bambú. El área crítica selecta en este caso es rectangular. Debido a que se genera un corte en el disco en su parte extrema para ensamblar las cuchillas se obtiene un área como se indica en la figura en el corte de la sección B: B.



Descripción: Corte transversal realizado en el disco de corte. Se seleccionó un área transversal aproximando como si fuera un cuadrado. El estudio de esfuerzos en el disco se realiza sobre el plano neutro y centroide con respecto a la distancia desde el eje.

Datos:

$$r_o = 17.5 [cm]$$

$$r_i = 11.5[cm]$$

$$h = 6[cm]$$

$$r_c = 14.5[cm]$$

Área crítica selecta:

$$A = B * h$$

$$A = (0.06 * 0.02)[m^2]$$

$$A = 0.012 [m^2]$$

Fuerza producida por el corte (Budynas & Nisbett, 2015, pp. 102-103)

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

$$F = (138 \cdot 10^6 [Pa] \cdot 0.15)(0.012 [m^2])$$

$$F = 24480 [N]$$

Momento flector (Beer, Johnston, DeWolf, & Mazurek, 2015, pp. 4-6):

$$M = F \cdot d$$

$$M = 24480[N] * 0.06 [m]$$

$$M = 1468.8 [N \cdot m]$$

Para calcular la distancia desde el eje neutral (Budynas & Nisbett, 2015, págs. 131-132)

$$r_n = \frac{A}{\int \frac{dA}{r}}$$

$$r_n = \frac{b \cdot h}{\int_{r_i}^{r_o} \left(\frac{b}{r}\right) dr}$$

$$r_n = \frac{h}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}$$

$$r_n = \frac{6[cm]}{\ln\left(\frac{17.5[cm]}{11.5[cm]}\right)}$$

$$r_n = 14,29[cm]$$

Distancia desde el eje centroide hasta el eje neutral (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 132)

$$e = r_c - r_n$$

$$e = 14.5 [cm] - 14.29[cm]$$

$$e = 0.21 [cm]$$

Distancia desde el eje neutro hasta la fibra interna (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 132)

$$c_i = \left(\frac{h}{2}\right) - e$$

$$c_i = \left(\frac{6}{2}\right) - 0.21 [cm]$$

$$c_i = 2.79 \text{ [cm]}$$

$$c_o = h - c_i$$

$$c_o = 6 - 2.79 \text{ [cm]}$$

$$c_o = 3.21 \text{ [cm]}$$

Distribución de esfuerzos (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 133)

$$\sigma_i = \frac{MC_i}{Aer_i}$$

$$\sigma_i = \frac{(1468.8)[Nm](0.0279)[m]}{0.0012 [m] 0.0021[m](0.115)[m]}$$

$$\sigma_i = 141.4 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_o = -\frac{MC_o}{Aer_o}$$

$$\sigma_o = -\frac{(1468.8)[Nm](0.0321)[m]}{0.0012 [m] 0.0021[m](0.175)[m]}$$

$$\sigma_o = -106.91 \text{ [MPa]}$$

Esfuerzo a la tracción (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 128)

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

$$\sigma_t = \frac{24480[N]}{0.0012 [m]}$$

$$\sigma_t = 20.4 [MPa]$$

Esfuerzo máximo debido a la tracción y a la flexión (Budynas & Nisbett, 2015, pág. 133)

$$\sigma_T = \sigma_i + \sigma_t$$

$$\sigma_T = 141.4 [MPa] + 20.4 [MPa]$$

$$\sigma_T = 161.8 [MPa]$$

$$\sigma_T = \sigma_o + \sigma_t$$

$$\sigma_T = -106.91 [MPa] + 20.4 [MPa]$$

$$\sigma_T = -86.51 [MPa]$$

Esfuerzo máximo de 161.8 [MPa]

El material seleccionado para las cuchillas es de acero AISI D2

$$S_y = 250 [MPa] \text{ (Mesquita, 2016)}$$

(Budynas & Nisbett, 2015, pág. 24)

$$Fs = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$Fs = \frac{250 [MPa]}{161.8 [MPa]}$$

$$Fs = 1.54$$

14 Cortante en los pernos de ensamble de la base

Para el siguiente calculo se toma en cuenta la masa en kilogramos del ensamble que engloba el sistema de corte:

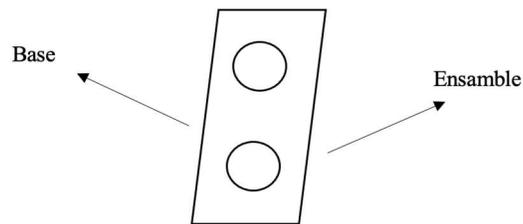
Masa del sistema superior:

$$m = 35.37 \text{ kg}$$

Peso se multiplica por la gravedad:

$$W = 35.37 \cdot 9.8 = 347$$

Gráfico referencial:



Descripción: Gráfico de la junta emperrada con la base y el ensamble

Diámetro de perno:

$$d = 25 \text{ mm} \approx 1 \text{ in}$$

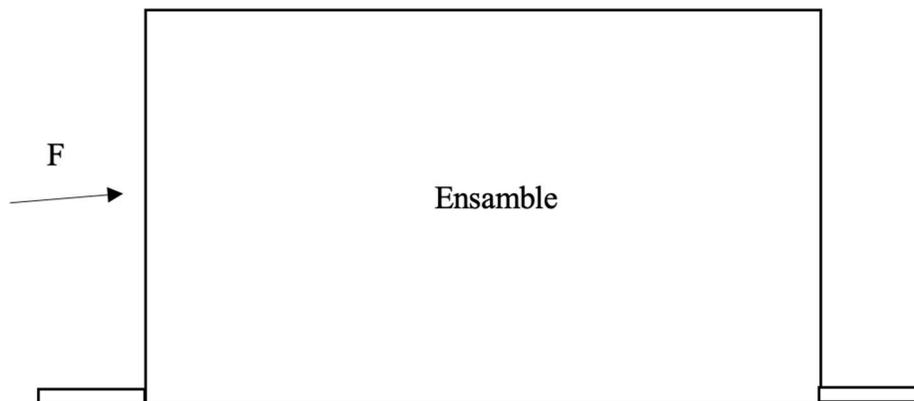
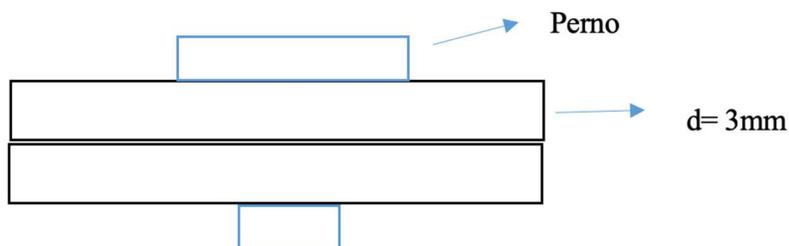


Figura 26 9. Diagrama de la fuerza en vista frontal de la estructura de corte con la base

Descripción: Configuración empernada con el ensamblaje. Debido a que esta configuración el ensamblaje tiene conexiones simétricas con el perno, por tanto, para el análisis siguiente se puede tomar la mitad de peso del ensamblaje y tomar solo una configuración empernada.



Descripción: Vista detallada de la junta. Cada espesor es de 3mm de plancha de material ASTM A36.

Por lo tanto, en base de la teoría de Shigley es posible calcular cada uno de los esfuerzos pertinentes dentro de esta configuración:

- Aplastamiento de los pernos, todos los pernos cargados.

$$\sigma = \frac{F}{2td}$$

$$\sigma = \frac{173.3}{2 \cdot 3E - 3 \cdot 25E - 3} = 11553333.39 \text{ Pa}$$

Que transformando en kips:

$$\sigma = 11553333.39 \text{ Pa} = 36 \text{ kips}$$

- Factor de seguridad:

Perno:

$$S_p = 92$$

$$n = \frac{S_p}{\sigma}$$

$$n = 2.55$$

Por lo tanto, es útil tomar a consideración el perno A490, A325 o similares

- Cortante de perno con todos los elementos activos, para 2 pernos.

$$\tau = \frac{F}{\frac{2\pi d^2}{4}}$$

$$\tau = \frac{173.3}{\frac{2\pi(25E - 3)^2}{4}} = 176522 \text{ Pa} = 39.68 \text{ kips}$$

Donde el factor de seguridad:

$$n = 0.577 \left(\frac{S_p}{n_d} \right) = 0.577 \left(\frac{92}{39.68} \right) = 1.34$$

Bajo estos criterios podemos asegurar que el ensamble de sujeción pernada a la base no sufrirá falla de manera estática.

15 *Tasa de producción*

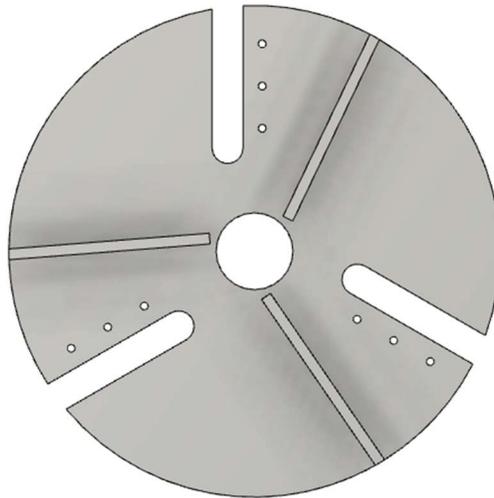
En cuanto a la tasa de producción se toman en cuenta factores como las revoluciones por minuto a las que va a girar el volante de inercia y las dimensiones de longitud de una rama de bambú que entra a la cortadora y la longitud de la astilla una vez ya cortada en la máquina. A partir de estos datos se puede calcular la tasa de producción y la relación de reducción.

Datos:

longitud inicial de bambú: $l_o = 0.9m$

longitud media de astilla: $l_f = 1.96\text{ mm}$ (Li, Li, & Zha, 2011)

velocidad angular de corte: $\omega = 240 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ (European Patent Specification, 1991)



Descripción: Geometría del volante de inercia

Conociendo la geometría del volante de inercia y tomando en cuenta las 3 cuchillas que lleva para el corte se toma en cuenta que en una revolución se dan 3 cortes de bambú.

Por lo tanto, se divide la longitud inicial de una rama de bambú entre las astillas finales que puedan tener, así se conoce un número aproximado de cortes que existen hasta cortar toda la rama:

$$\frac{l_o}{l_f} = \frac{0.9m}{1.96 \times 10^{-3}m} = 459.18 \approx 460$$

Se tiene que para cortar una rama entera de bambú se necesitan 460 cortes, en cada revolución se dan 3 cortes. El volante de inercia gira a 240 revoluciones por minuto por lo que se puede calcular cuantas ramas de bambú se pueden cortar en un tiempo propuesto de una hora:

$$240 \frac{rev}{min} * 3 \frac{cortes}{rev} = 720 \frac{cortes}{min} \frac{1 rama}{460 cortes} = 1.56 \frac{ramas}{minuto}$$

$$1.56 \frac{ramas}{min} * \frac{60 min}{1 h} = 93.91 \frac{ramas}{h}$$

Por lo tanto, se pueden cortar aproximadamente 94 ramas de bambú en una hora de funcionamiento. Este valor puede verse modificado por la autonomía de un motor.

16 *Tiempo de autonomía de la batería*

En cuanto a la parte de automatización, se debe tomar en cuenta todos los sensores y dispositivos que se desean conectar al equipo. Para esto es necesario enumerar dichos dispositivos y la corriente necesaria para su funcionamiento. Posteriormente con los datos de la batería que se desea utilizar, se encuentra el tiempo de consumo de la batería tomando en cuenta que todos los dispositivos estén conectados y funcionando a su máxima capacidad.

Datos:

Tabla 12. Dispositivos conectados a la batería y la respectiva corriente necesaria para su funcionamiento.

Dispositivo	Corriente [A]
ESP32	2.00E-03
Sensor de nivel	1.00E-02
Sensor ultrasónico	3.00E-02
Módulo GPS	3.70E-02
Total	7.90E-02

Voltaje de la batería: $V_b = 12 V$

Intensidad de batería: $I_b = 7 Ah$

Con la ayuda de las ecuaciones:

$$V_b I_b = W_b \quad [W]$$

$$V_b I_c = W_c \quad [W]$$

$$H = \frac{W_b}{W_c} \quad [h]$$

Donde:

Potencia de consumo: $W_c = 84 W$

Potencia de la batería: $W_b = 94.8W$

Por lo tanto, el tiempo de autonomía será de:

$$H = 88.61 \text{ horas}$$

Tomando en cuenta que el equipo se utiliza 3 horas diarias:

$$\text{Autonomía} = \frac{88.61 \text{ horas}}{3 \text{ horas}} = 29.53 \text{ días} \approx 3 \text{ días}$$

1.1.Anexo A.1: Parámetros de configuración de Marin

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{UTR} kpsi	S_{UTR} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

Size Factor k_b

The size factor has been evaluated using 133 sets of data points.¹⁵ The results for bending and torsion may be expressed as

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

For axial loading there is no size effect, so

$$k_b = 1 \quad (6-21)$$

Table 6-4

	Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
Effect of Operating Temperature on the Tensile Strength of Steel.* (S_T = tensile strength at operating temperature;	20	1.000	70	1.000
S_{RT} = tensile strength at room temperature;	50	1.010	100	1.008
0.099 ≤ $\hat{\sigma}$ ≤ 0.110)	100	1.020	200	1.020
	150	1.025	300	1.024
	200	1.020	400	1.018
	250	1.000	500	0.995
	300	0.975	600	0.963
	350	0.943	700	0.927
	400	0.900	800	0.872

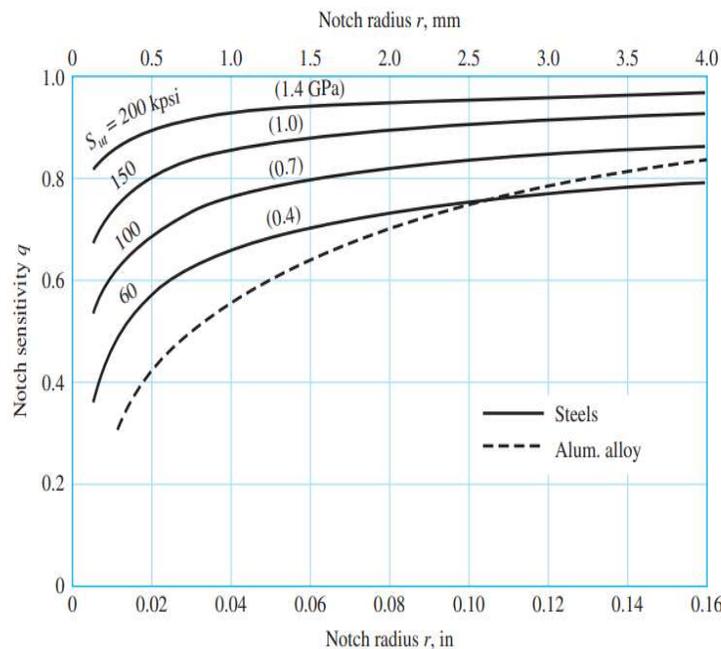
Table 6-5

Reliability Factors k_e
Corresponding to
8 Percent Standard
Deviation of the
Endurance Limit

Reliability, %	Transformation Variate z_o	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figure 6-20

Notch-sensitivity charts for steels and UNS A92024-T wrought aluminum alloys subjected to reversed bending or reversed axial loads. For larger notch radii, use the values of q corresponding to the $r = 0.16$ -in (4-mm) ordinate. (From George Sines and J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1969 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.)



Combination of Loading Modes

See previous subsections for earlier definitions.

- 1 Calculate von Mises stresses for alternating and midrange stress states, σ'_a and σ'_m . When determining S_e , do not use K_c nor divide by K_f or K_{fs} . Apply K_f and/or K_{fs} directly to each specific alternating and midrange stress. If axial stress is present divide the alternating axial stress by $K_c = 0.85$. For the special case of combined bending, torsional shear, and axial stresses

p. 326

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{\text{bending}}(\sigma_a)_{\text{bending}} + (K_f)_{\text{axial}} \frac{(\sigma_a)_{\text{axial}}}{0.85} \right]^2 + 3[(K_{fs})_{\text{torsion}}(\tau_a)_{\text{torsion}}]^2 \right\}^{1/2} \tag{6-55}$$

$$\sigma'_m = \left\{ [(K_f)_{\text{bending}}(\sigma_m)_{\text{bending}} + (K_f)_{\text{axial}}(\sigma_m)_{\text{axial}}]^2 + 3[(K_{fs})_{\text{torsion}}(\tau_m)_{\text{torsion}}]^2 \right\}^{1/2} \tag{6-56}$$

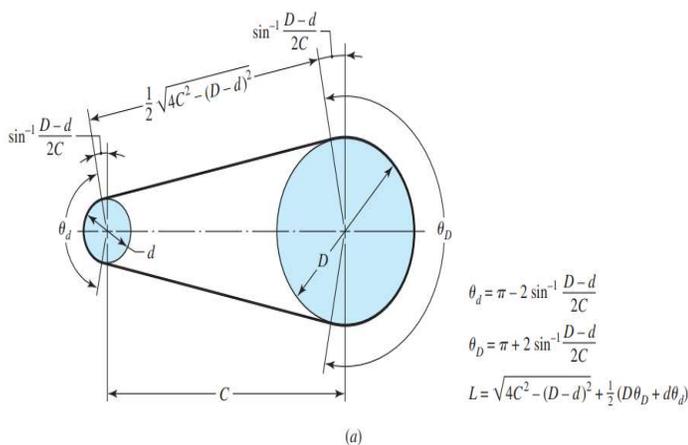
$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\}$$

For design purposes, it is also desirable to solve the equation for the diameter. This results in

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

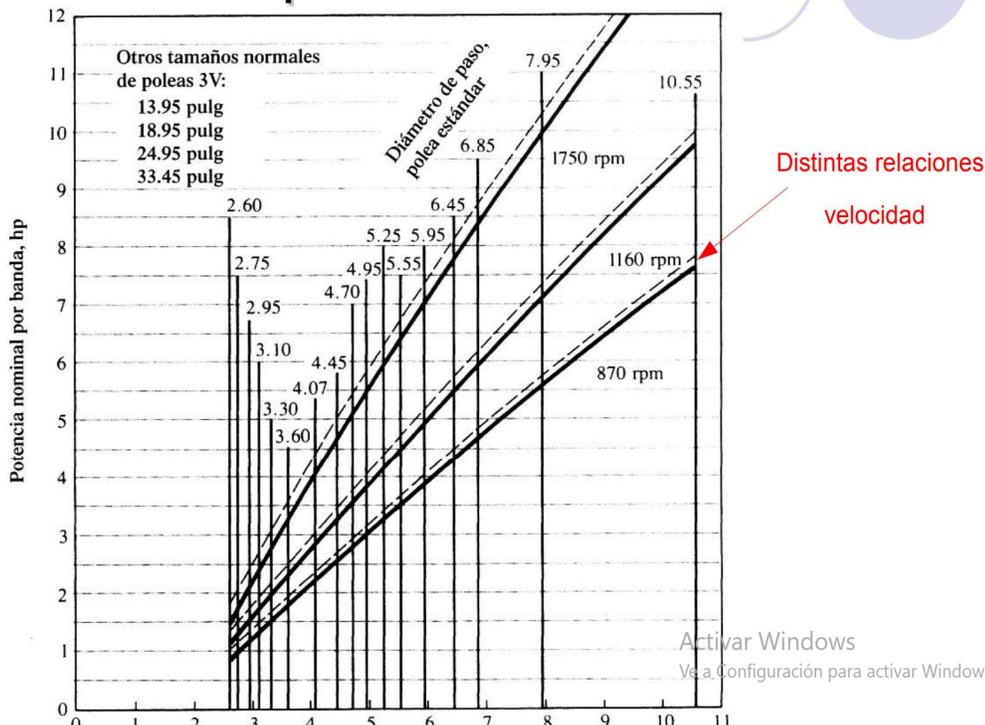
Figure 17-1

Flat-belt geometry. (a) Open belt. (b) Crossed belt.

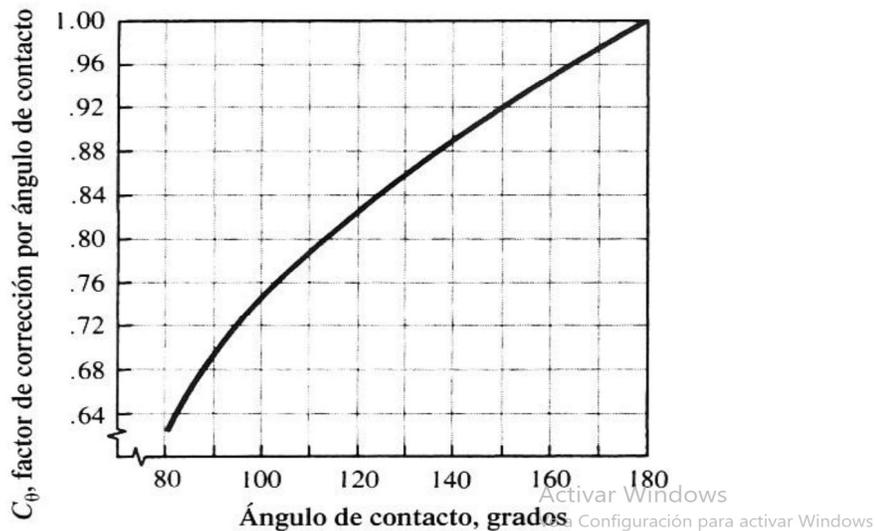


1.2.Anexo A.2: Factores de servicio para bandas tipo V

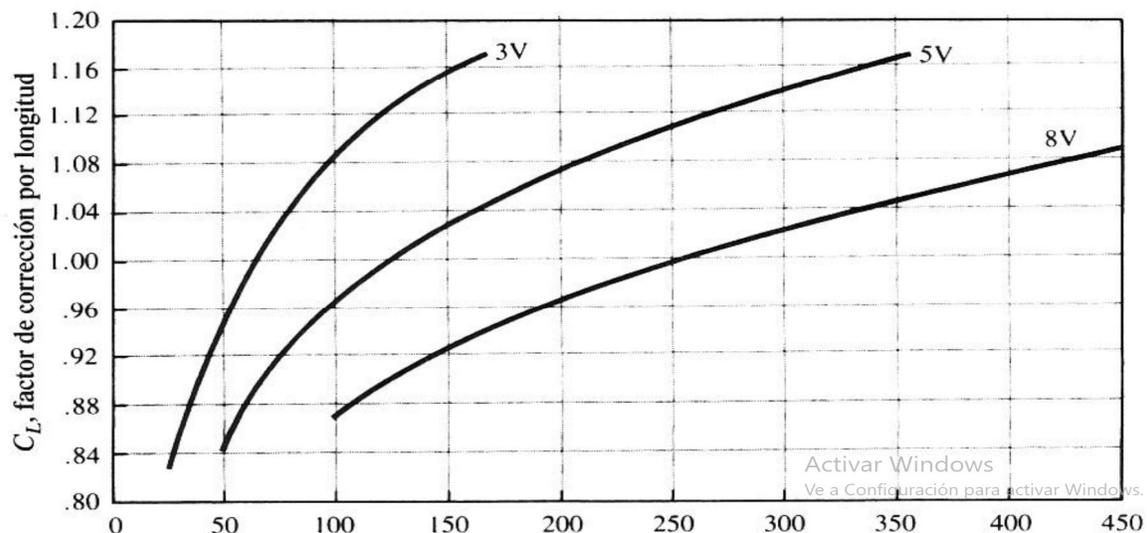
Correas: Capacidades correas 3V



Correas: Factor de corrección por ángulo de contacto, C_θ



Correas: Factor de corrección por longitud de correa, C_L



Correas: Longitudes correa estándar

TABLA 7-2 Longitudes de bandas estándar 3V, 5V y 8V (pulgadas)

Sólo 3V	3V y 5V	3V, 5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
			315	
			335	
165				

Activar Windows
Ve a Configuración para activar Windows.

Table 17-6

Belt Life for Stainless Steel Friction Drives*

$\frac{D}{f}$	Belt Passes
625	$\geq 10^6$
400	$0.500 \cdot 10^6$
333	$0.165 \cdot 10^6$
200	$0.085 \cdot 10^6$

*Data courtesy of Belt Technologies, Agawam, Mass.

Flexible Mechanical Element

Table 17-7

Minimum Pulley Diameter*

Belt Thickness, in	Minimum Pulley Diameter, in
0.002	1.2
0.003	1.8
0.005	3.0
0.008	5.0
0.010	6.0
0.015	10.0
0.020	12.5
0.040	25.0

*Data courtesy of Belt Technologies, Agawam, Mass.

Table 17-8

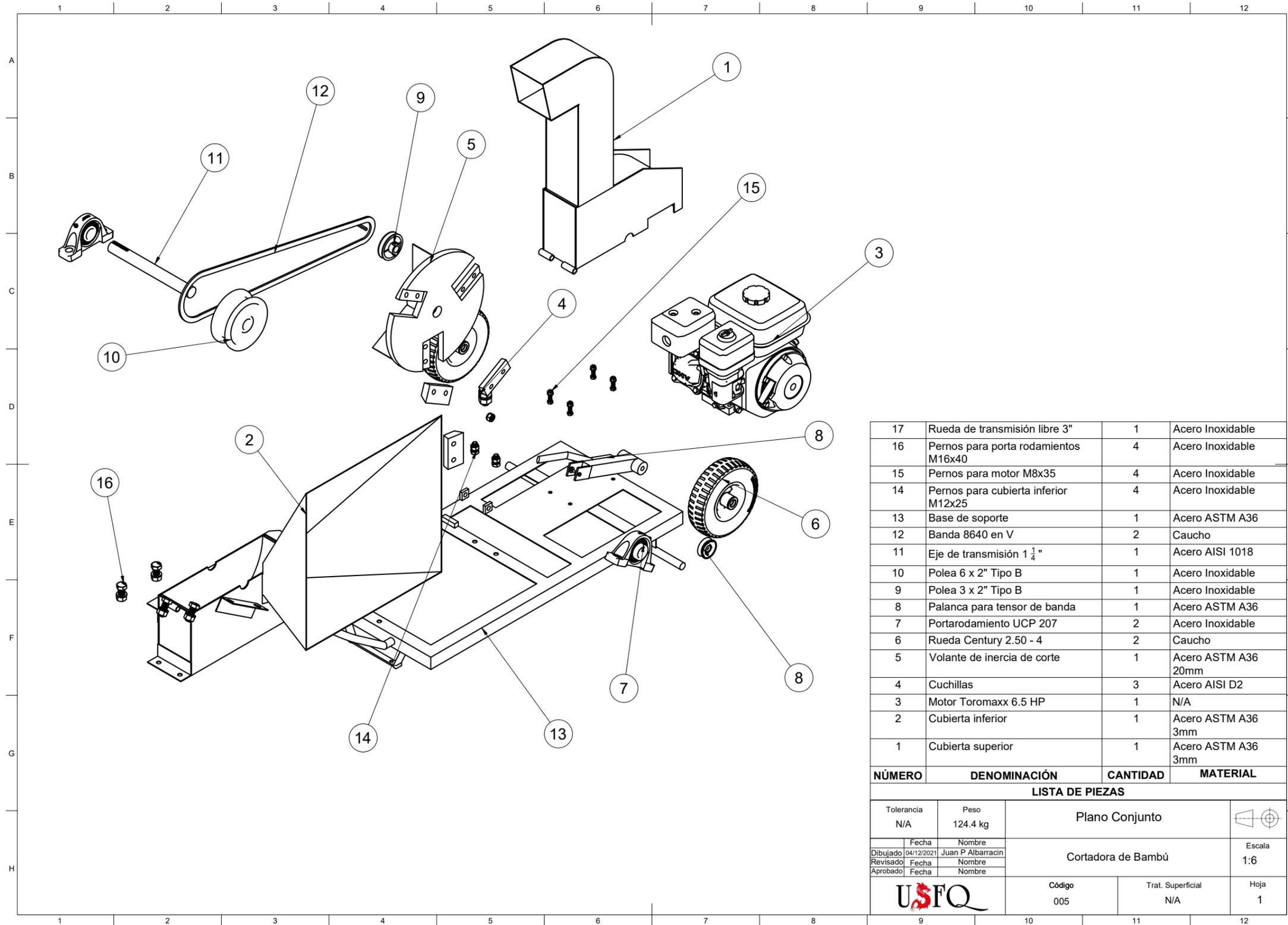
Typical Material Properties, Metal Belts*

Alloy	Yield Strength, kpsi	Young's Modulus, Mpsi	Poisson's Ratio
301 or 302 stainless steel	175	28	0.285
BeCu	170	17	0.220
1075 or 1095 carbon steel	230	30	0.287
Titanium	150	15	—
Inconel	160	30	0.284

*Data courtesy of Belt Technologies, Agawam, Mass.

1.3.Anexo A.2 Planos mecánicos

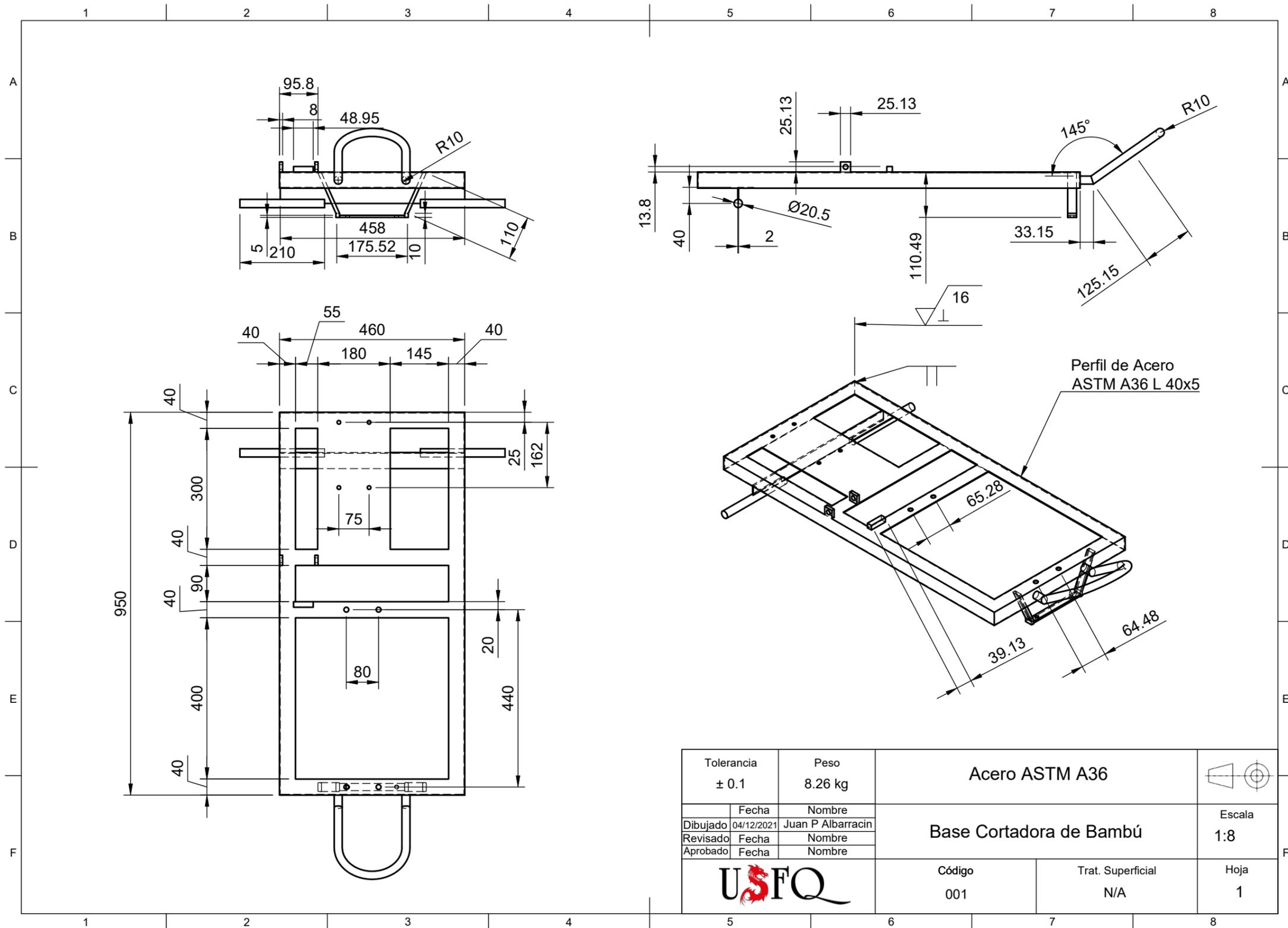
Anexo A. 1: Plano de conjunto.



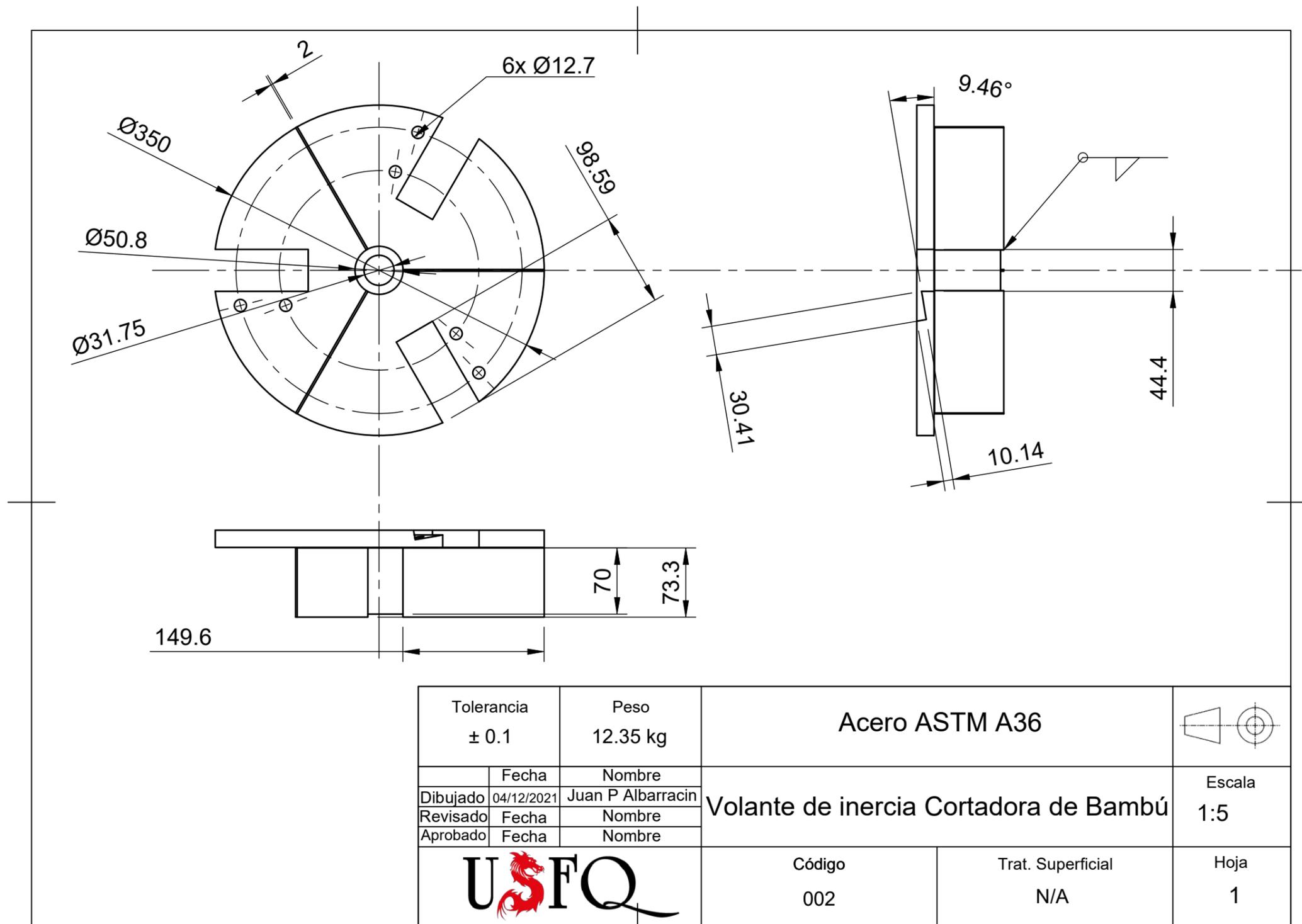
17	Rueda de transmisión libre 3"	1	Acero Inoxidable
16	Pernos para porta rodamientos M16x40	4	Acero Inoxidable
15	Pernos para motor M8x35	4	Acero Inoxidable
14	Pernos para cubierta inferior M12x25	4	Acero Inoxidable
13	Base de soporte	1	Acero ASTM A36
12	Banda 8640 en V	2	Caucho
11	Eje de transmisión 1 1/4"	1	Acero AISI 1018
10	Polea 6 x 2" Tipo B	1	Acero Inoxidable
9	Polea 3 x 2" Tipo B	1	Acero Inoxidable
8	Palanca para tensor de banda	1	Acero ASTM A36
7	Portarodamiento UCP 207	2	Acero Inoxidable
6	Rueda Century 2.50 - 4	2	Caucho
5	Volante de inercia de corte	1	Acero ASTM A36 20mm
4	Cuchillas	3	Acero AISI D2
3	Motor Toromaxx 6.5 HP	1	N/A
2	Cubierta inferior	1	Acero ASTM A36 3mm
1	Cubierta superior	1	Acero ASTM A36 3mm

NÚMERO	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	MATERIAL
LISTA DE PIEZAS			
Tolerancia N/A	Peso 124.4 kg	Plano Conjunto	
Dibujado Fecha 04/12/2021	Nombre Juan P Albarracin	Cortadora de Bambú	
Revisado Fecha	Nombre	Escala 1:6	
Aprobado Fecha	Nombre	Hoja 1	
USFQ		Código 005	Trat. Superficial N/A

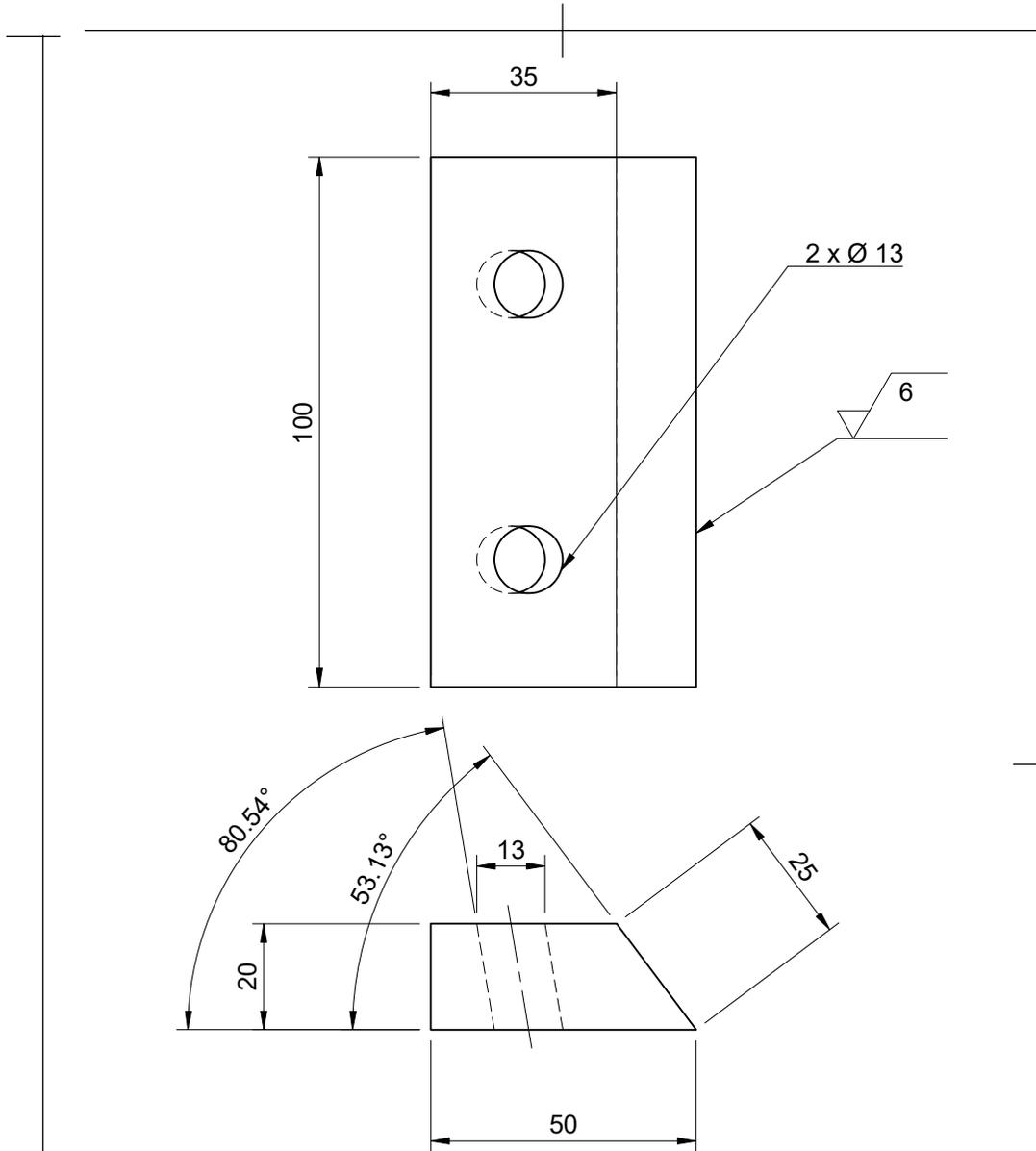
Anexo A. 2: Plano base de estructura.



Anexo A. 3: Plano volante de inercia.



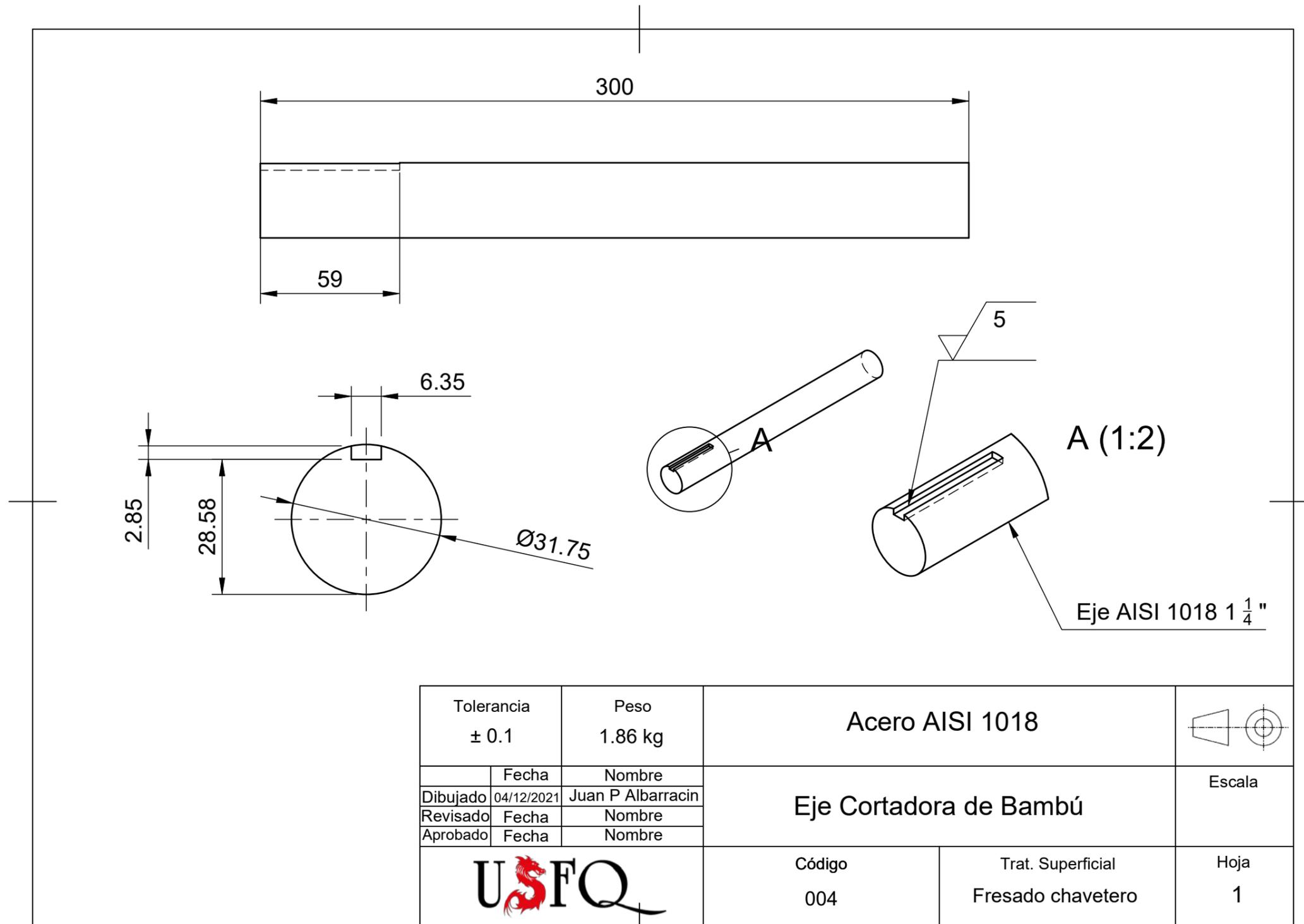
Anexo A. 4: Plano cuchilla.



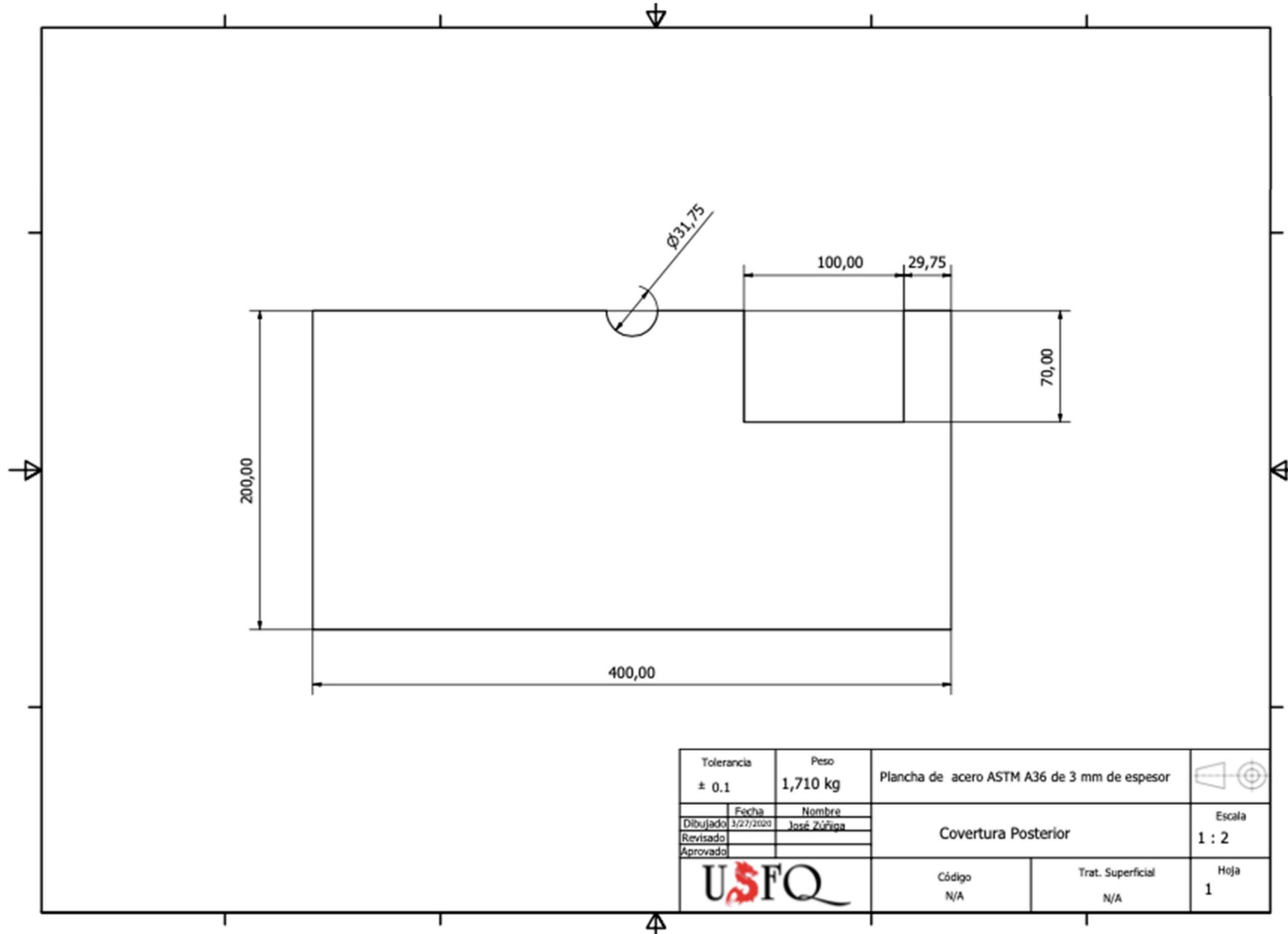
Tolerancia ± 0.1	Peso 628.6 g	Acero ASTM A681 D2		
Dibujado	Fecha	Nombre		Escala
Revisado	Fecha	Nombre		1:2
Aprobado	Fecha	Nombre		Hoja
		Código 003	Trat. Superficial Laminado en Frío	1

Cuchilla Cortadora de Bambú

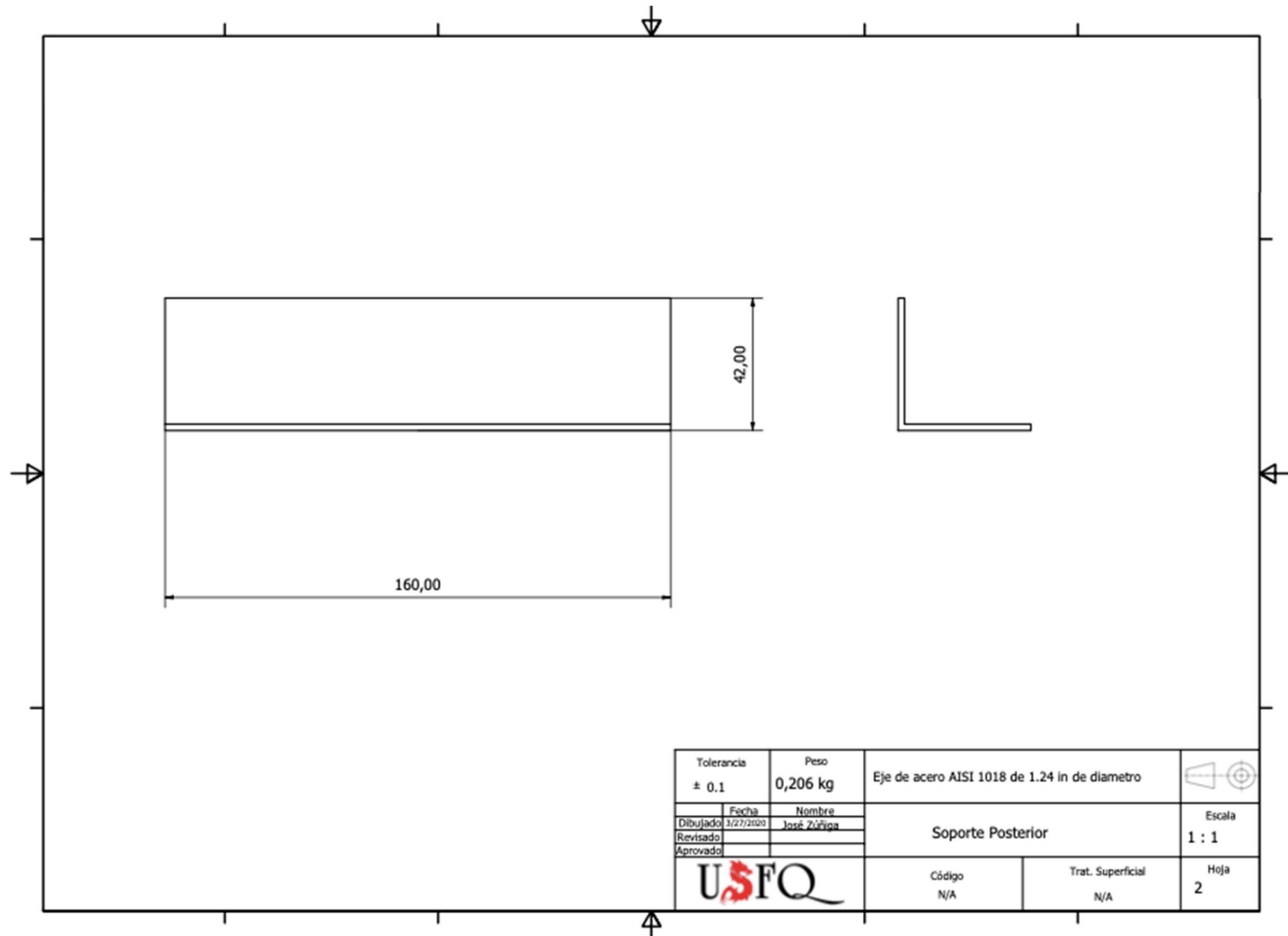
Anexo A. 5: Plano eje de transmisión.



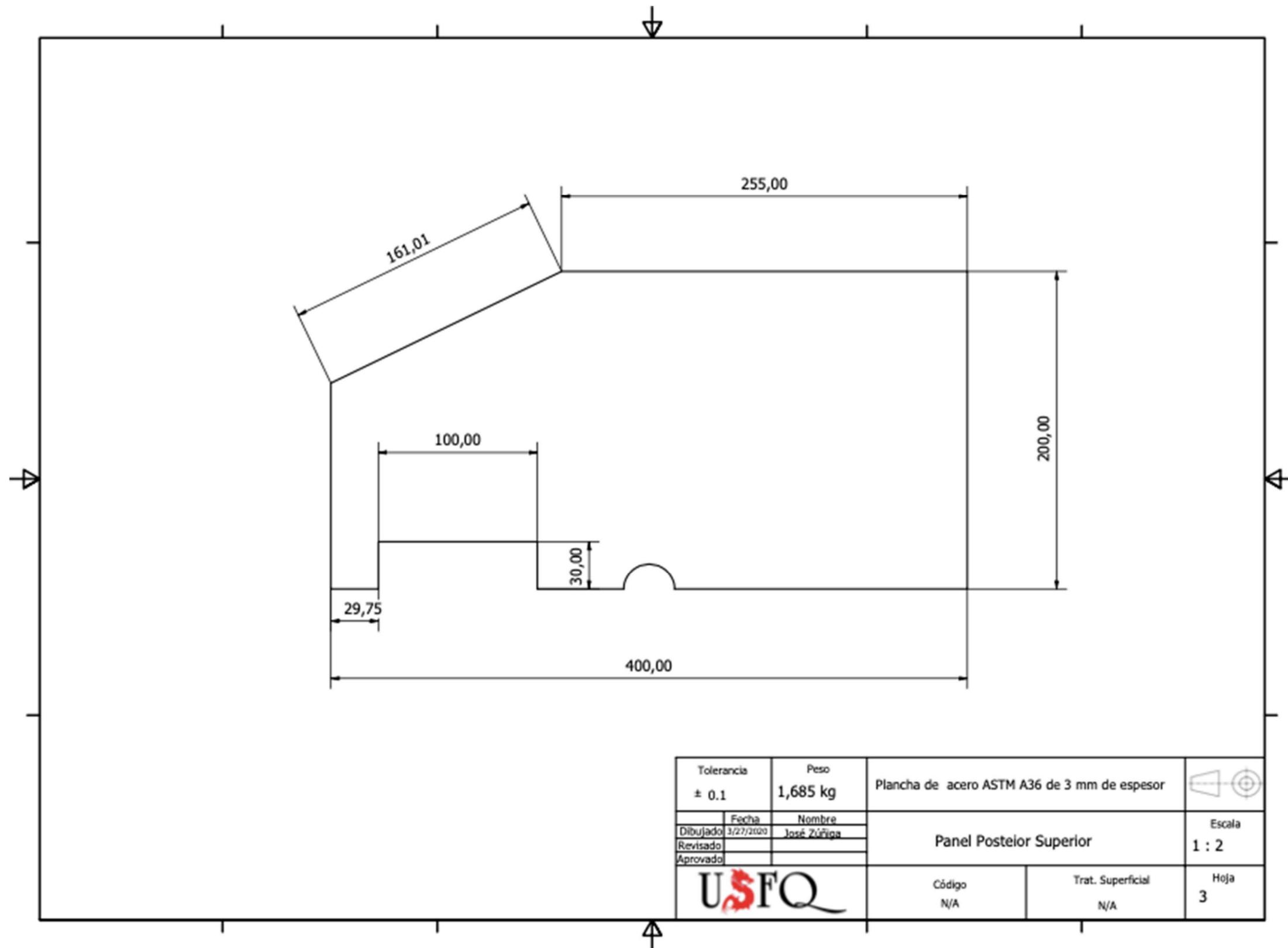
Anexo A. 6: Plano cobertura posterior.



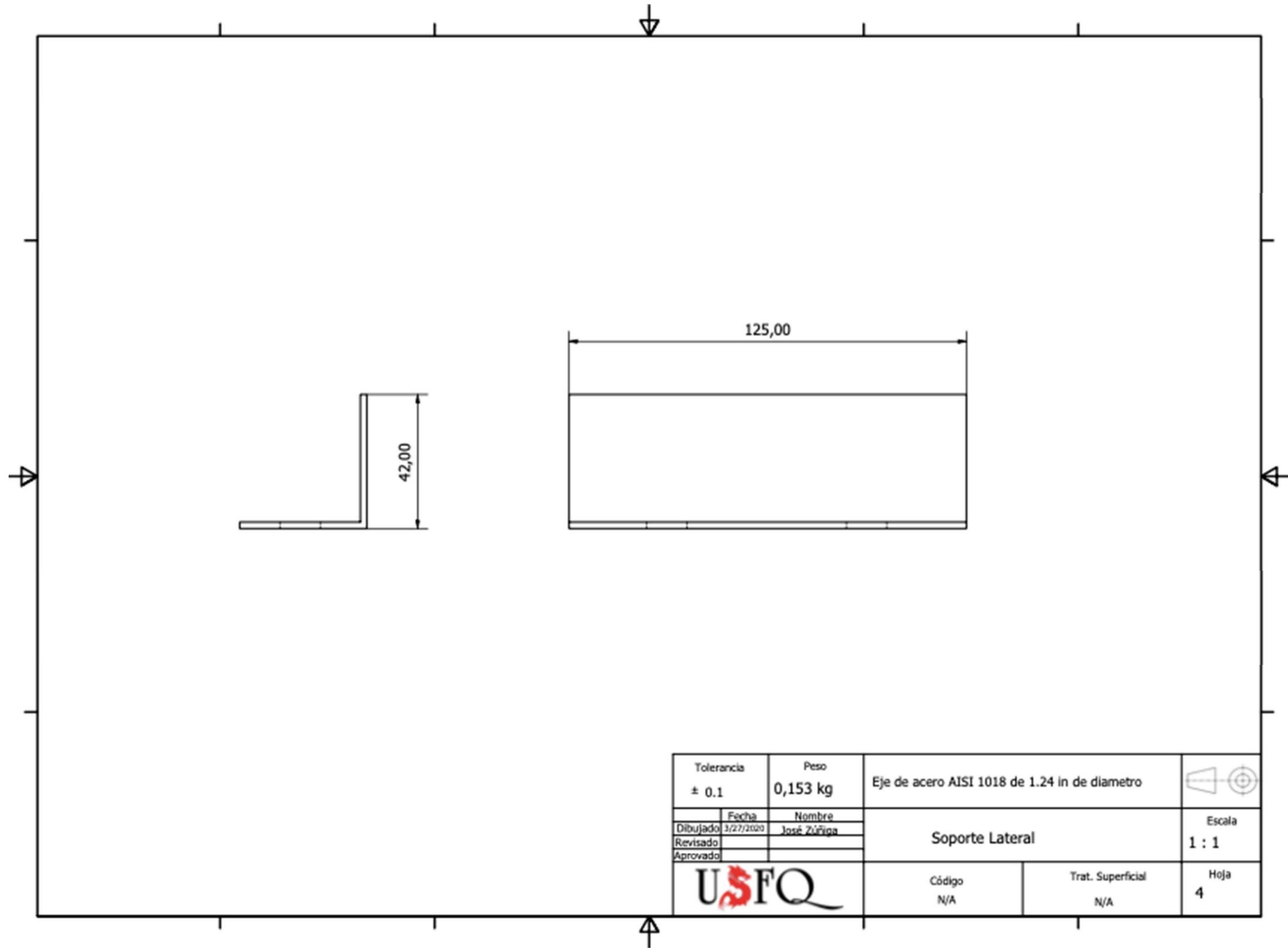
Anexo A. 7: Plano soporte posterior.



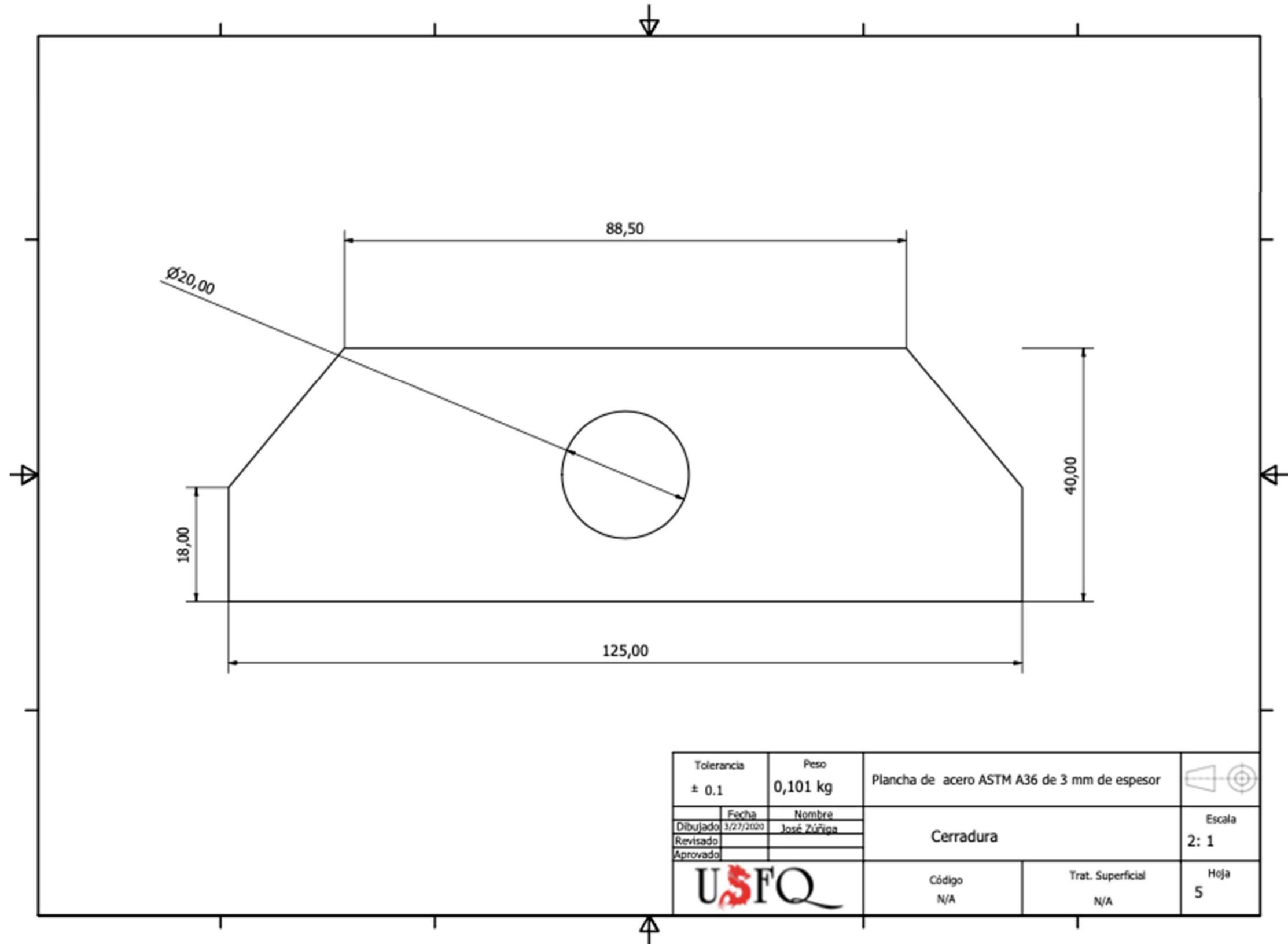
Anexo A. 8. Plano panel posterior superior.



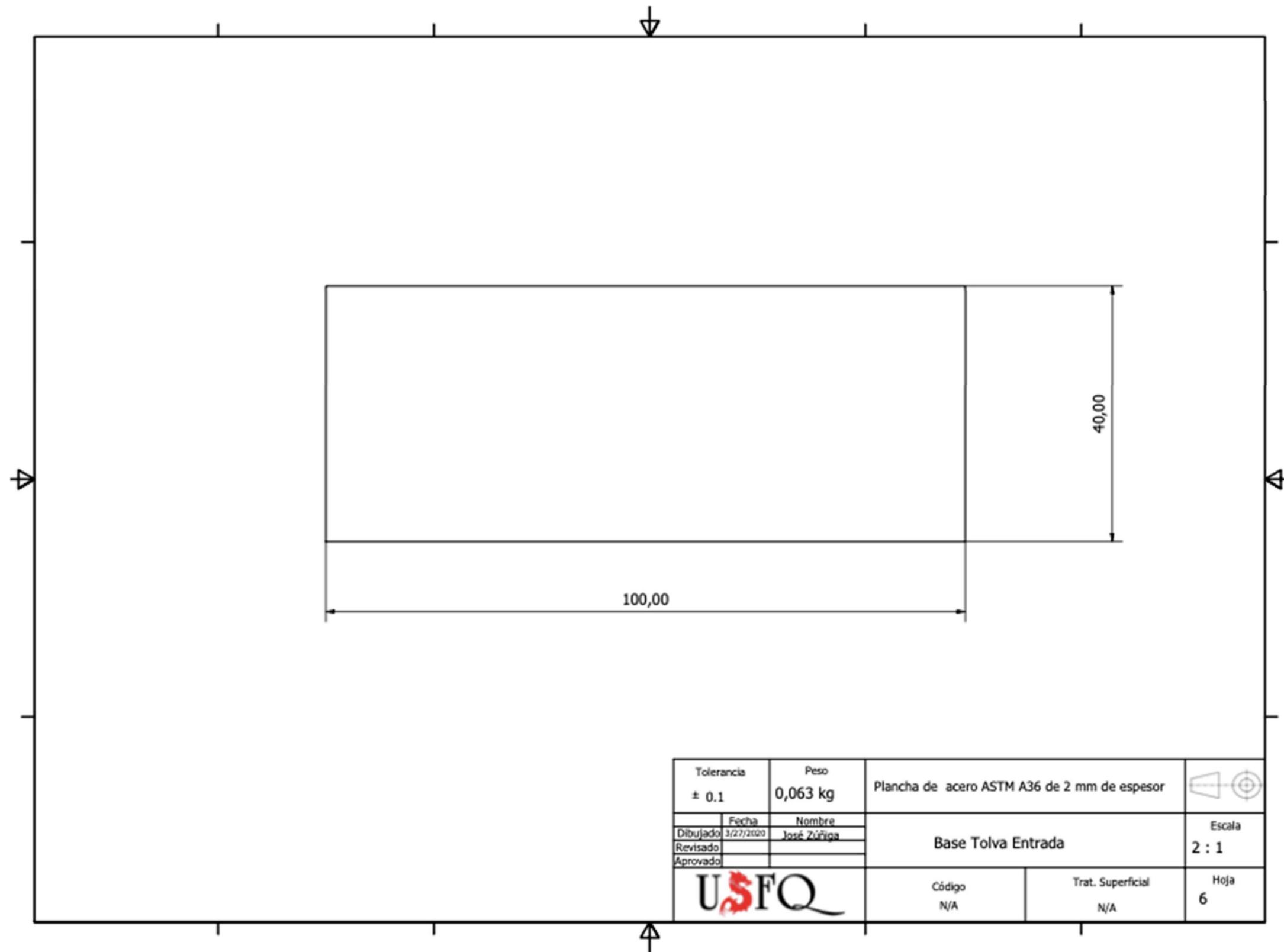
Anexo A. 9. Plano soporte lateral.



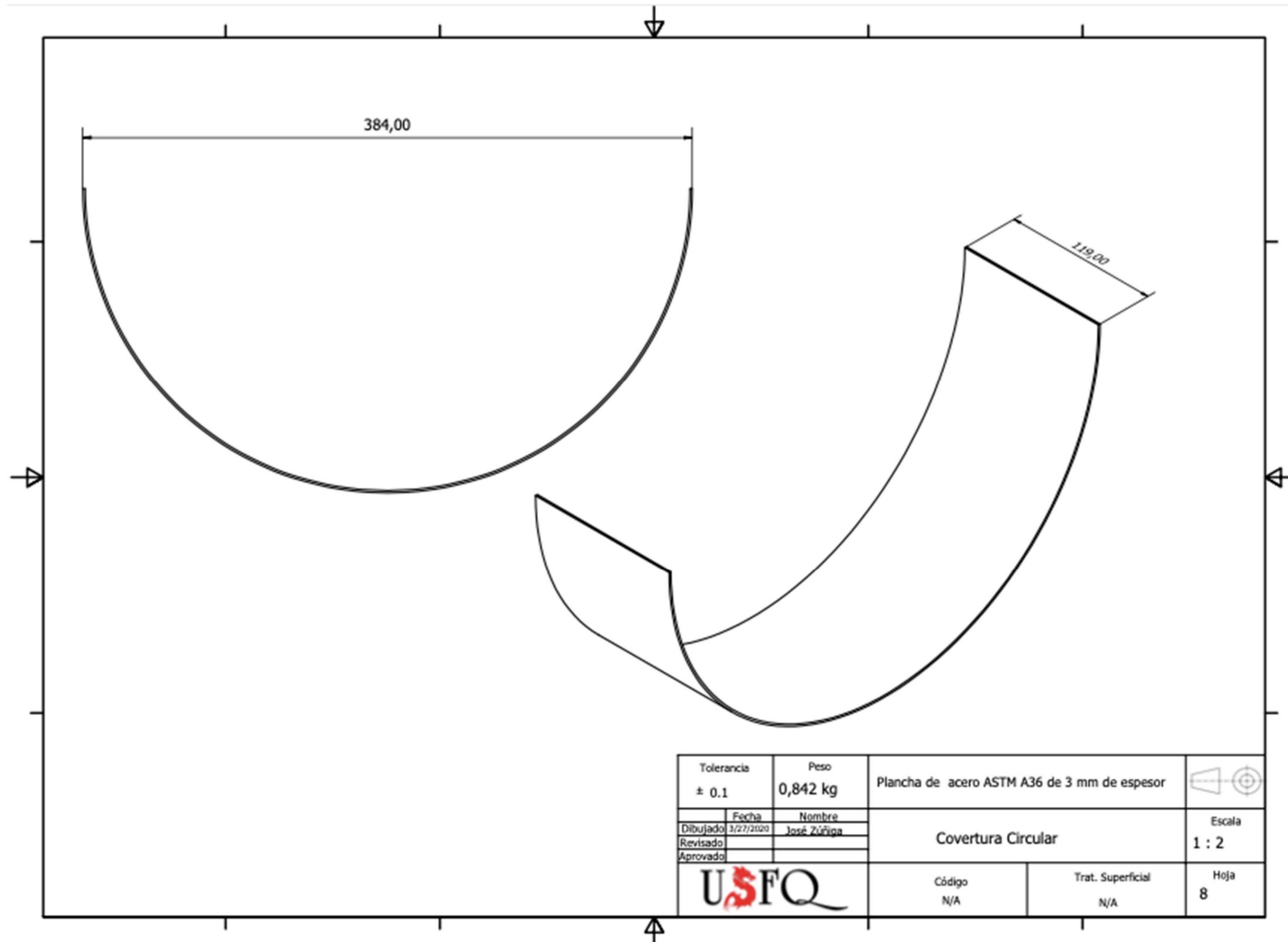
Anexo A. 10. Plano cerradura.



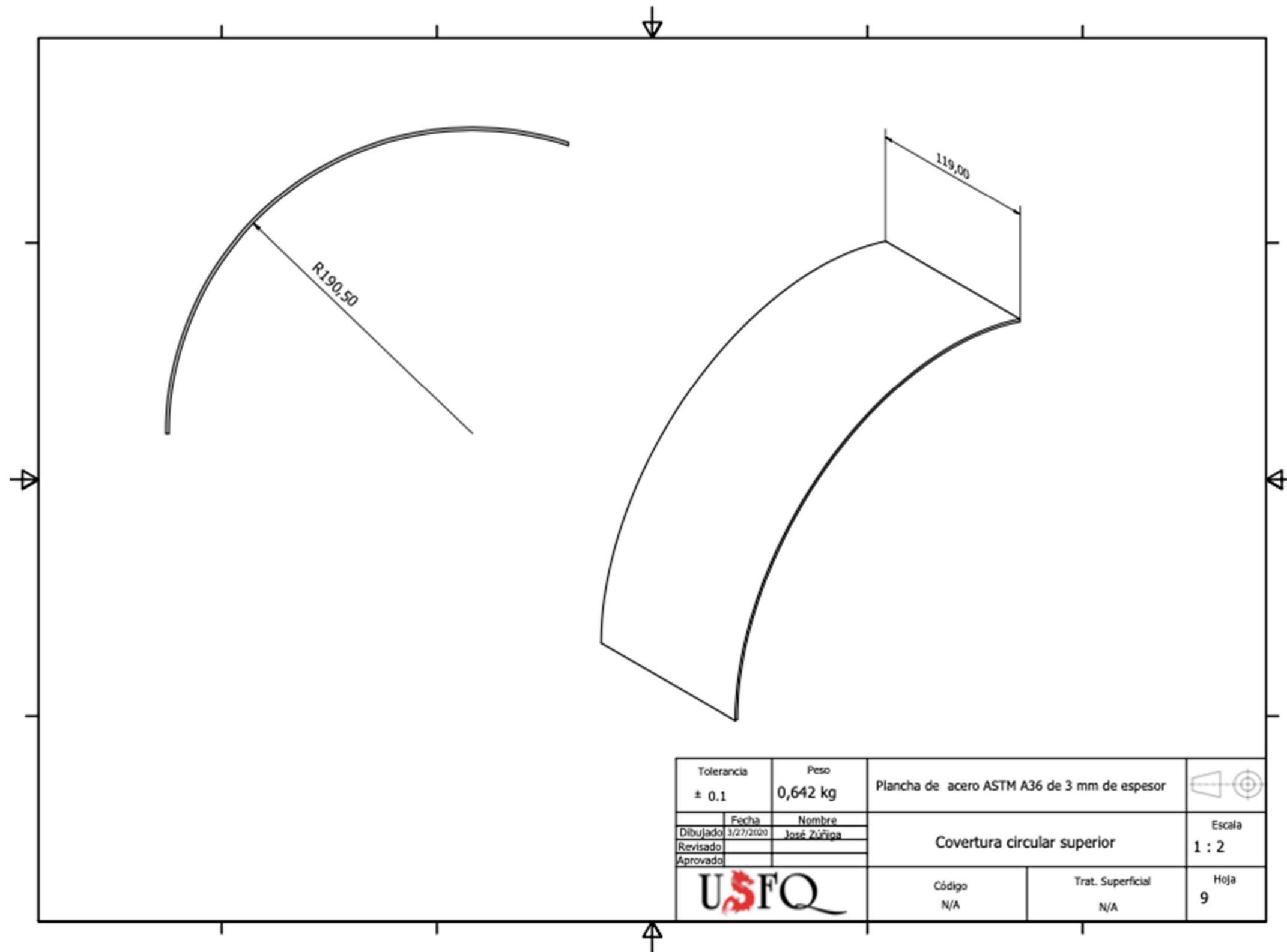
Anexo A. 11. Plano Base tolva de entrada.



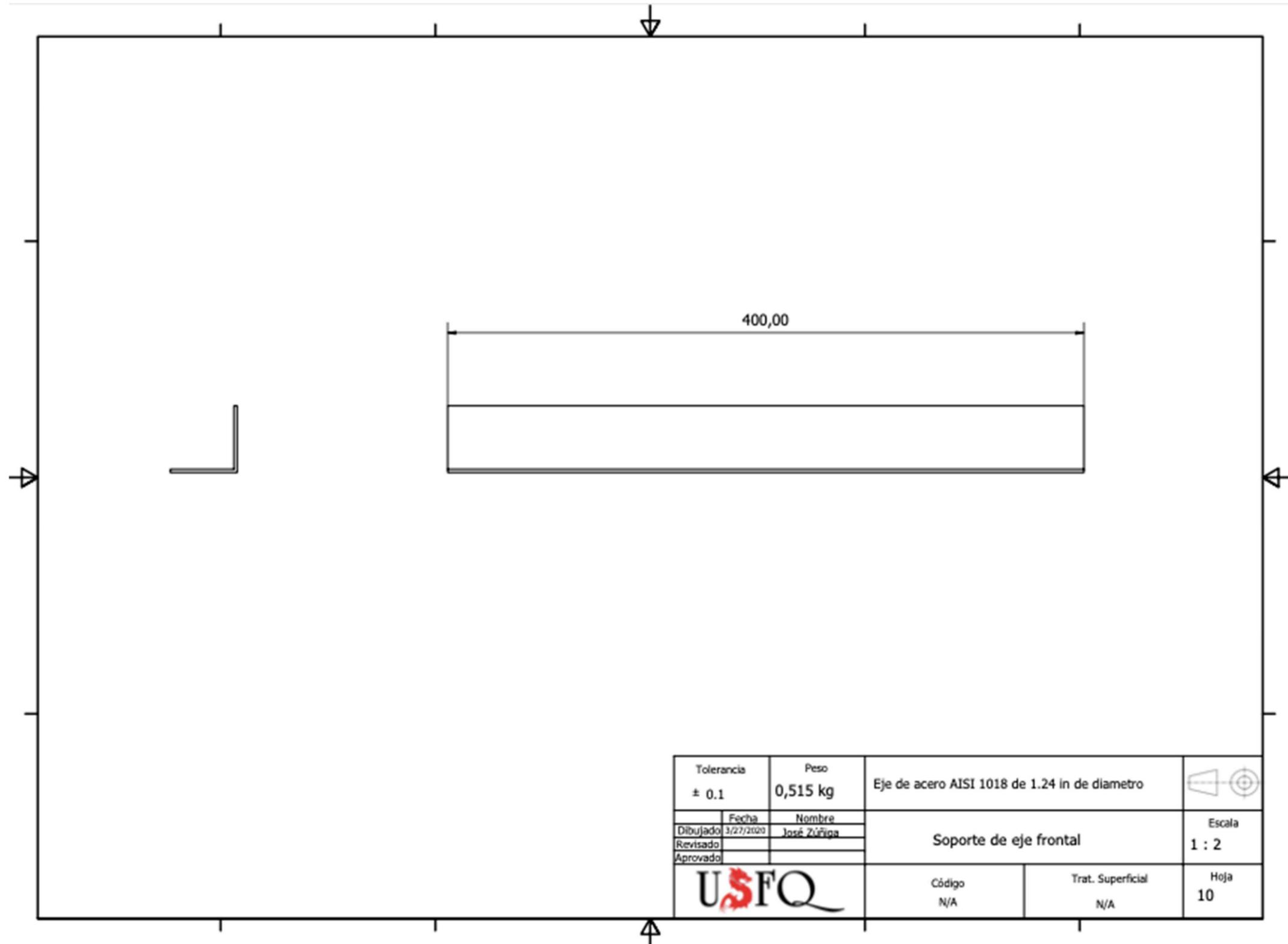
Anexo A. 12. Plano cobertura superior.



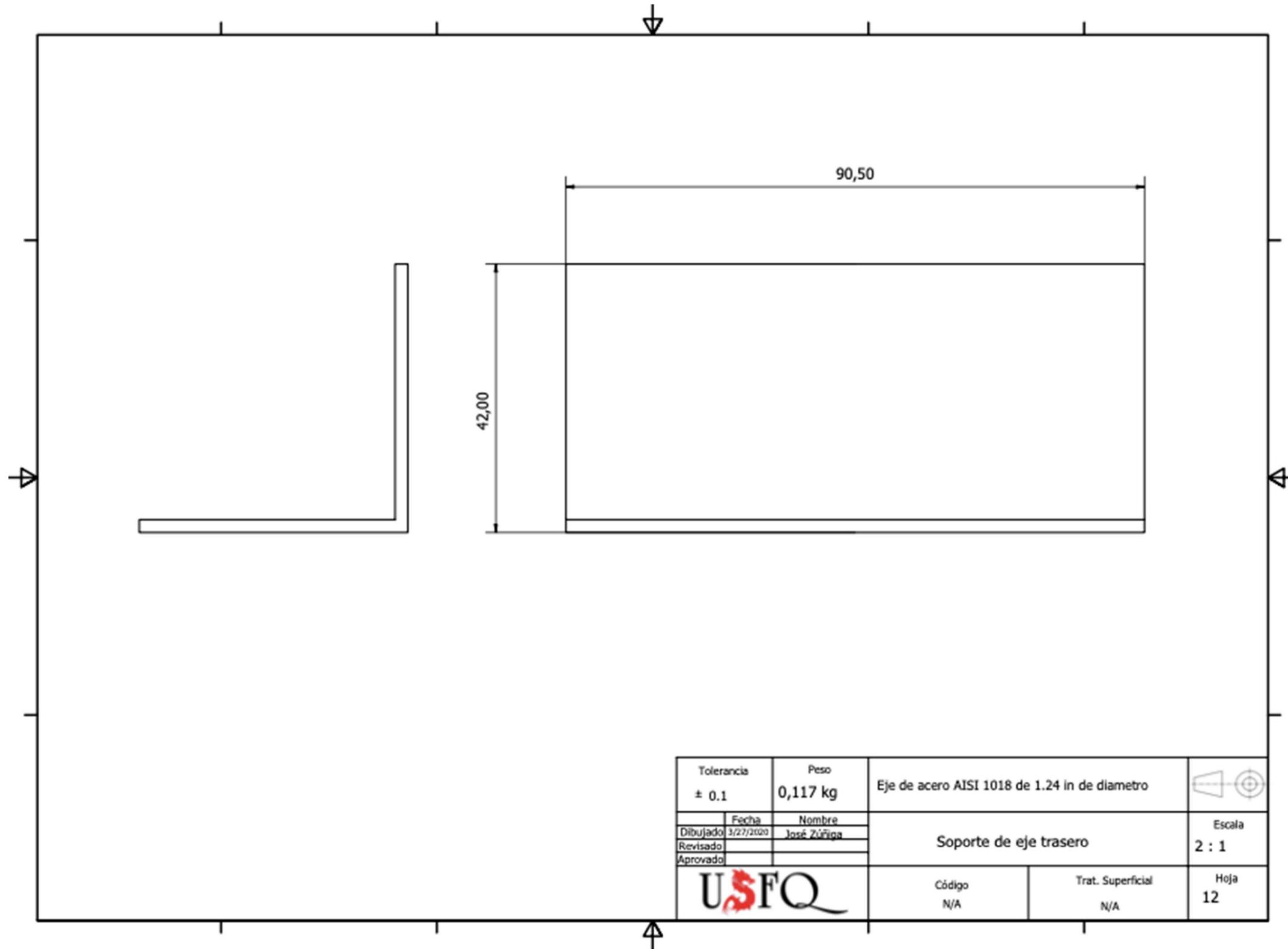
Anexo A. 13. Plano cobertura superior circular.



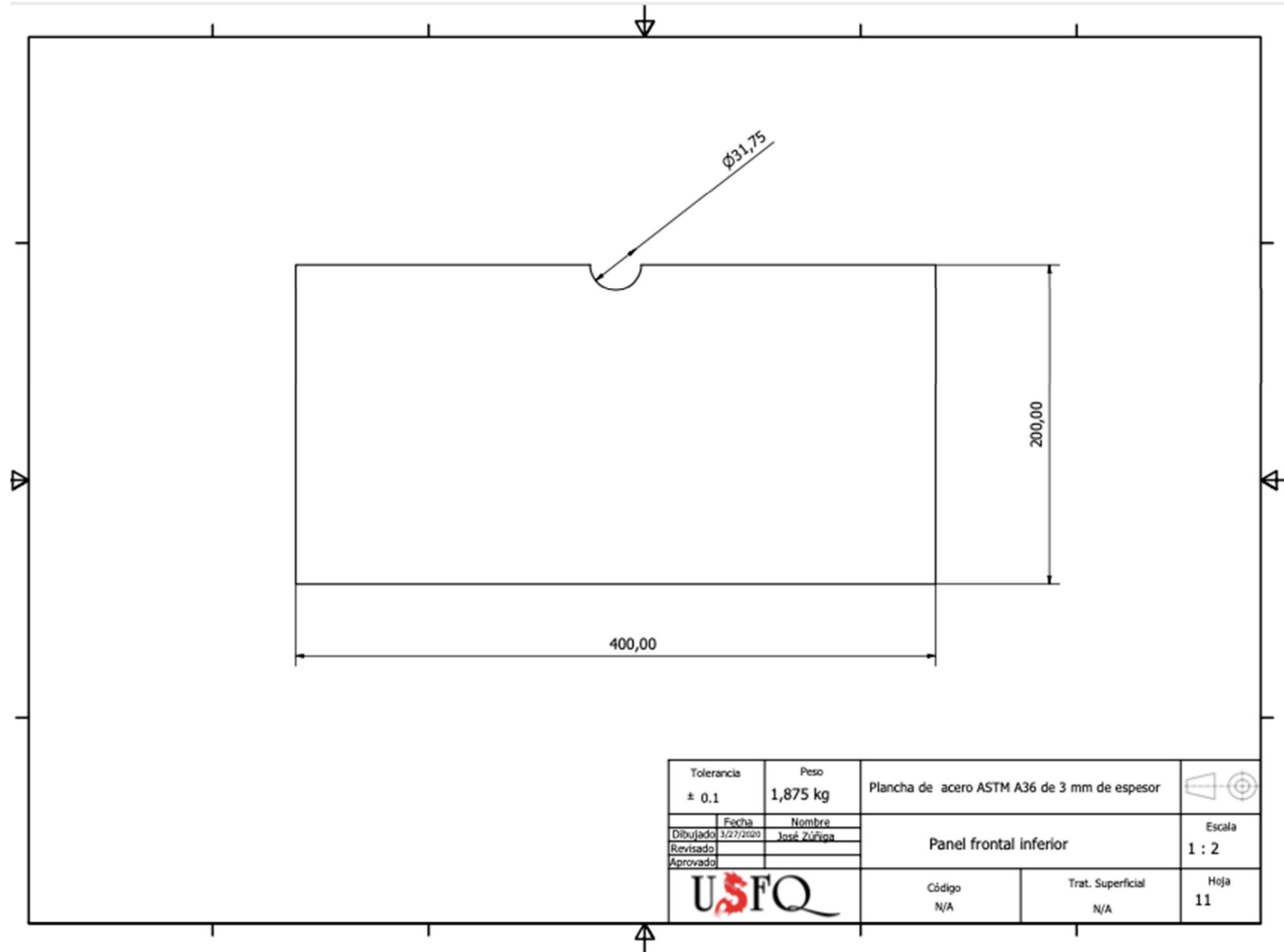
Anexo A. 14. Plano soporte de eje frontal.



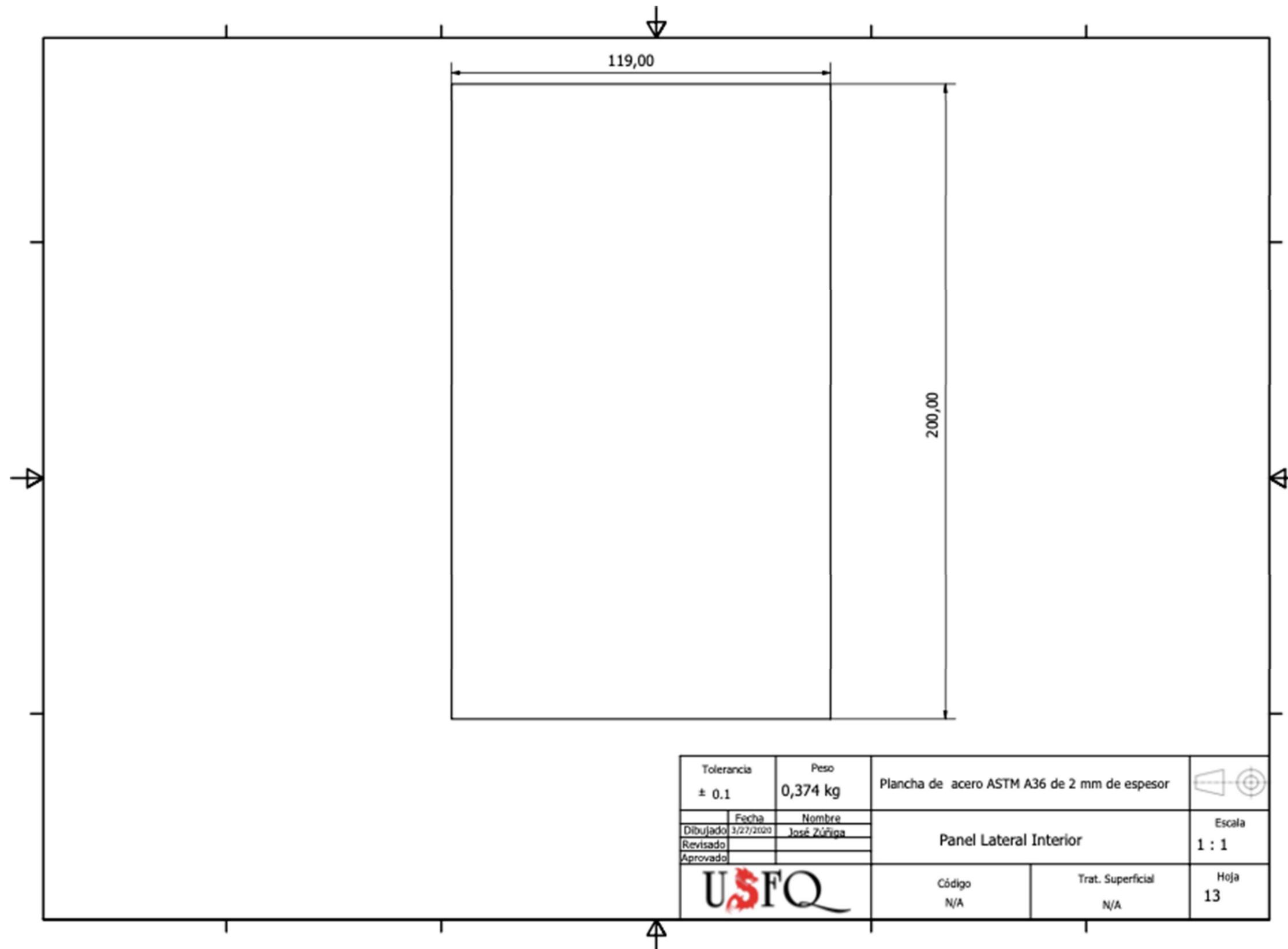
Anexo A. 15. Plano soporte de eje trasero.



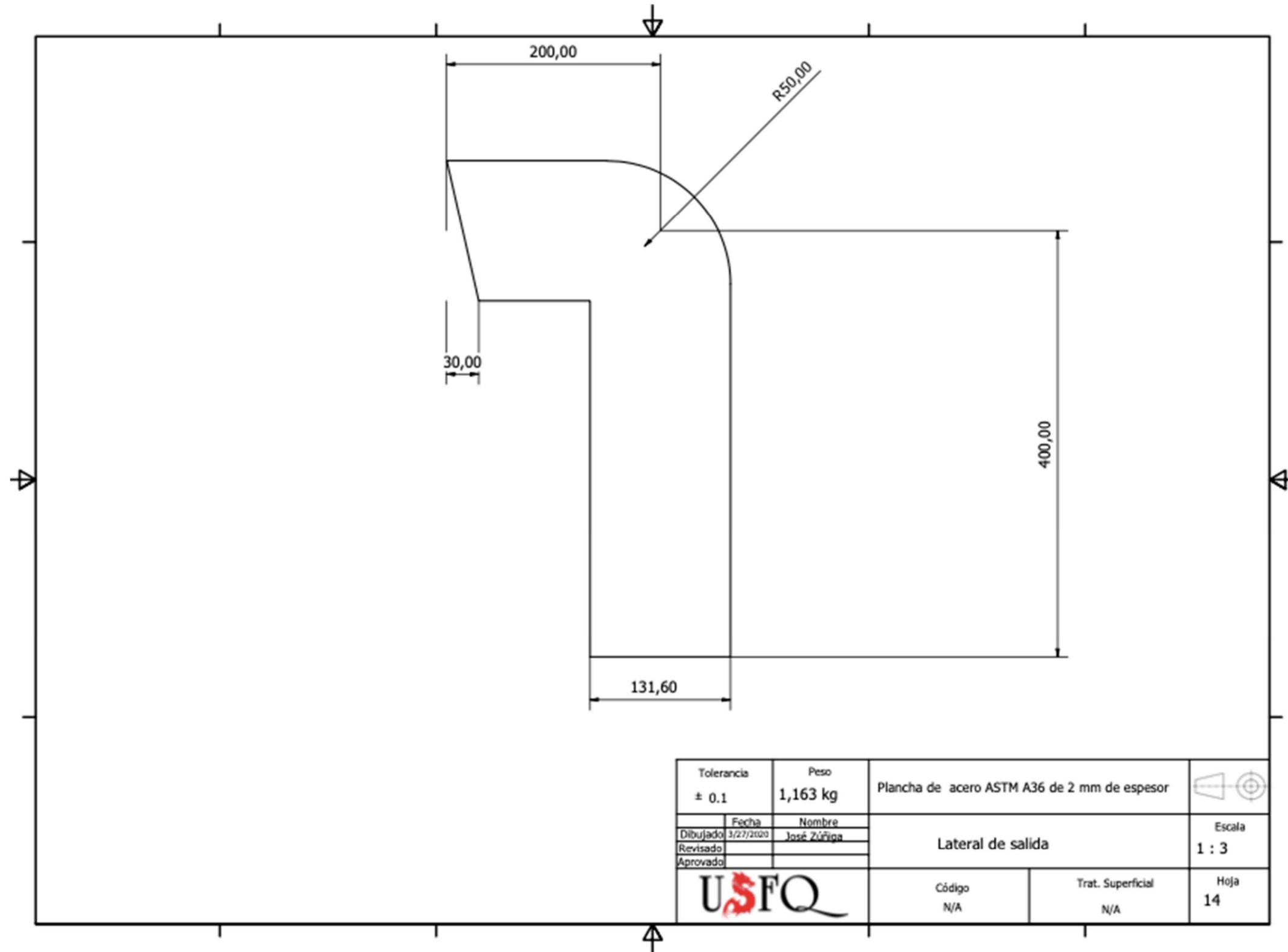
Anexo A. 16. Plano panel frontal inferior.



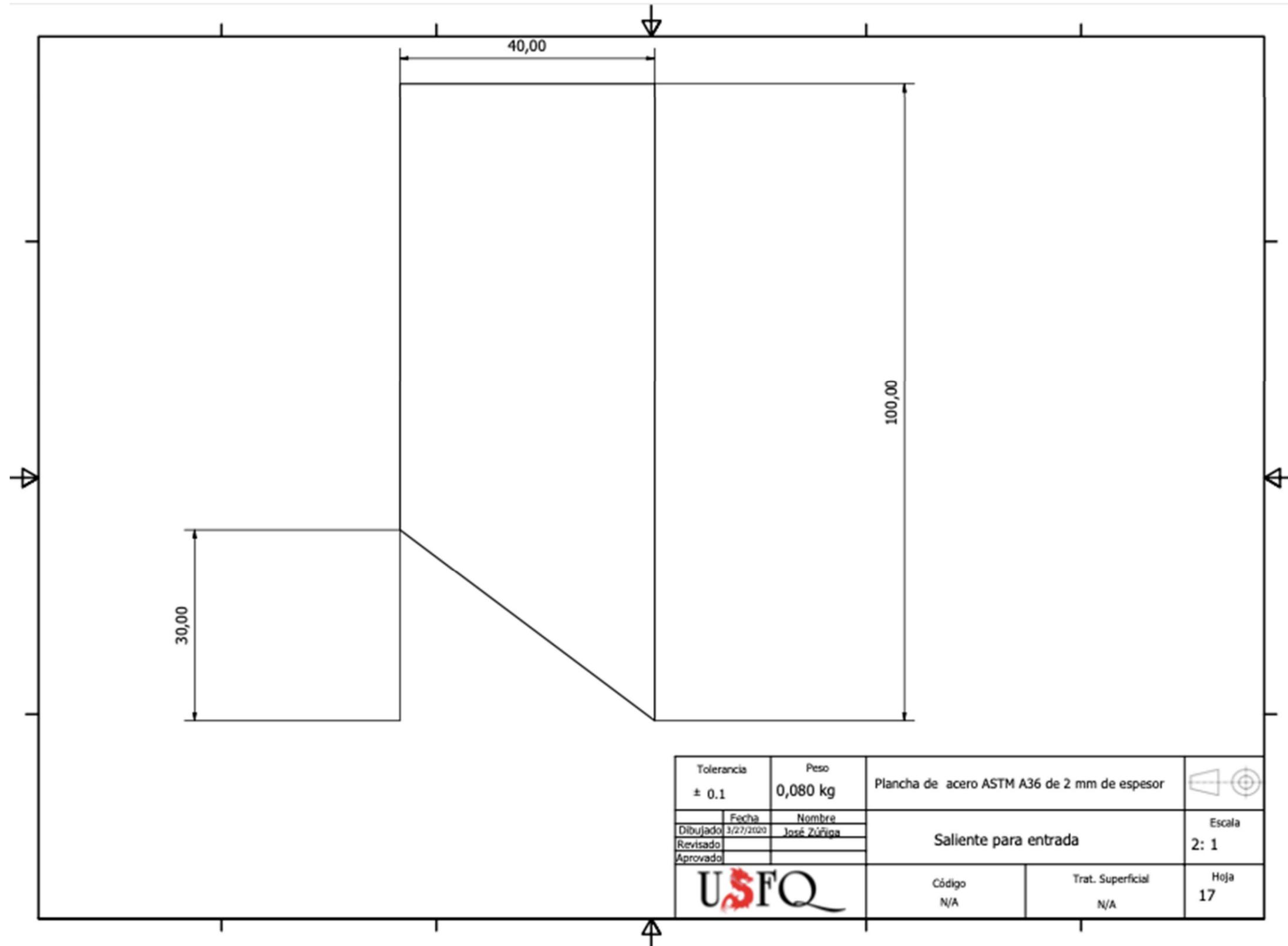
Anexo A. 17. Plano panel lateral interior.



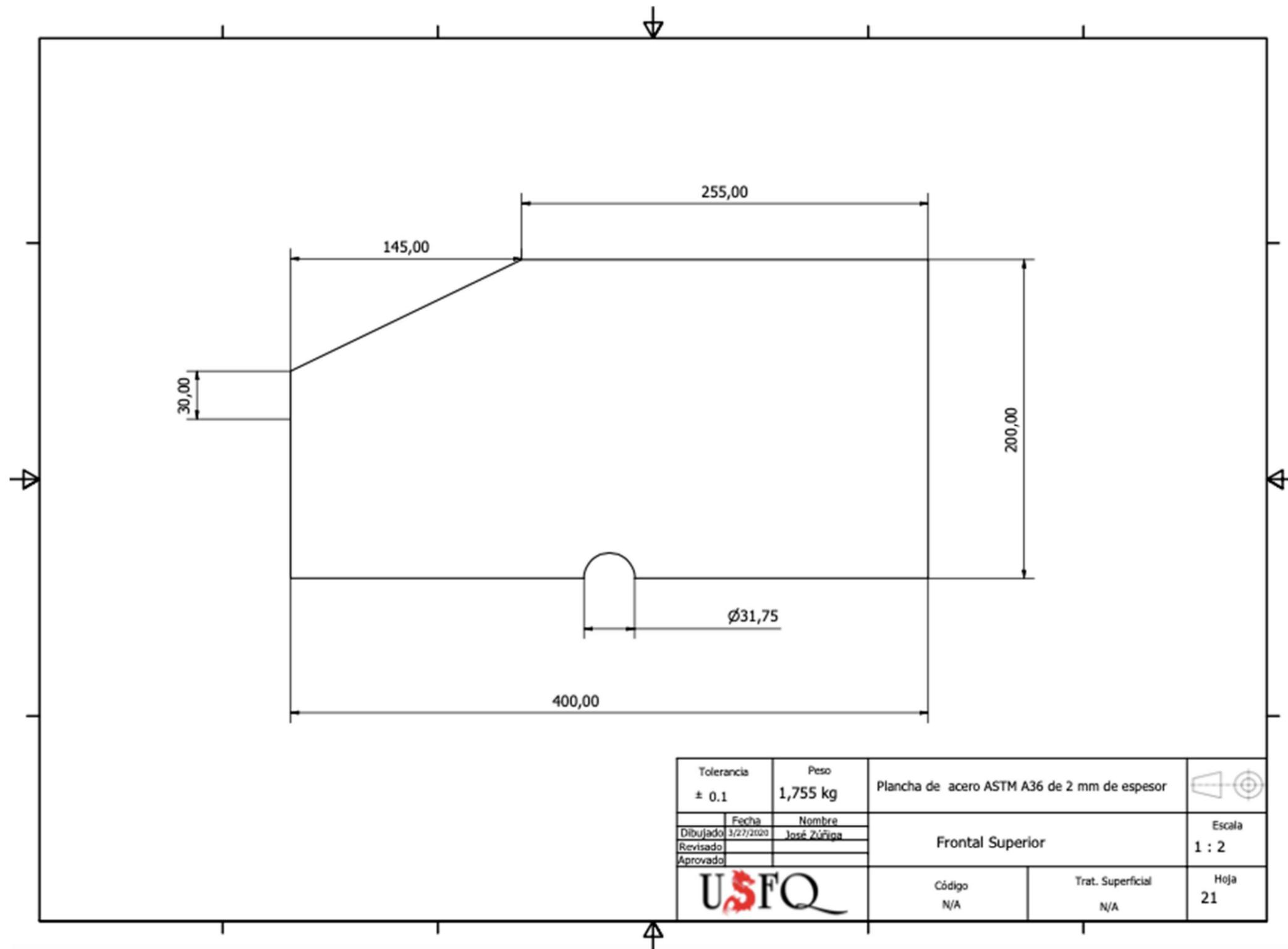
Anexo A. 18. Plano lateral de salida.



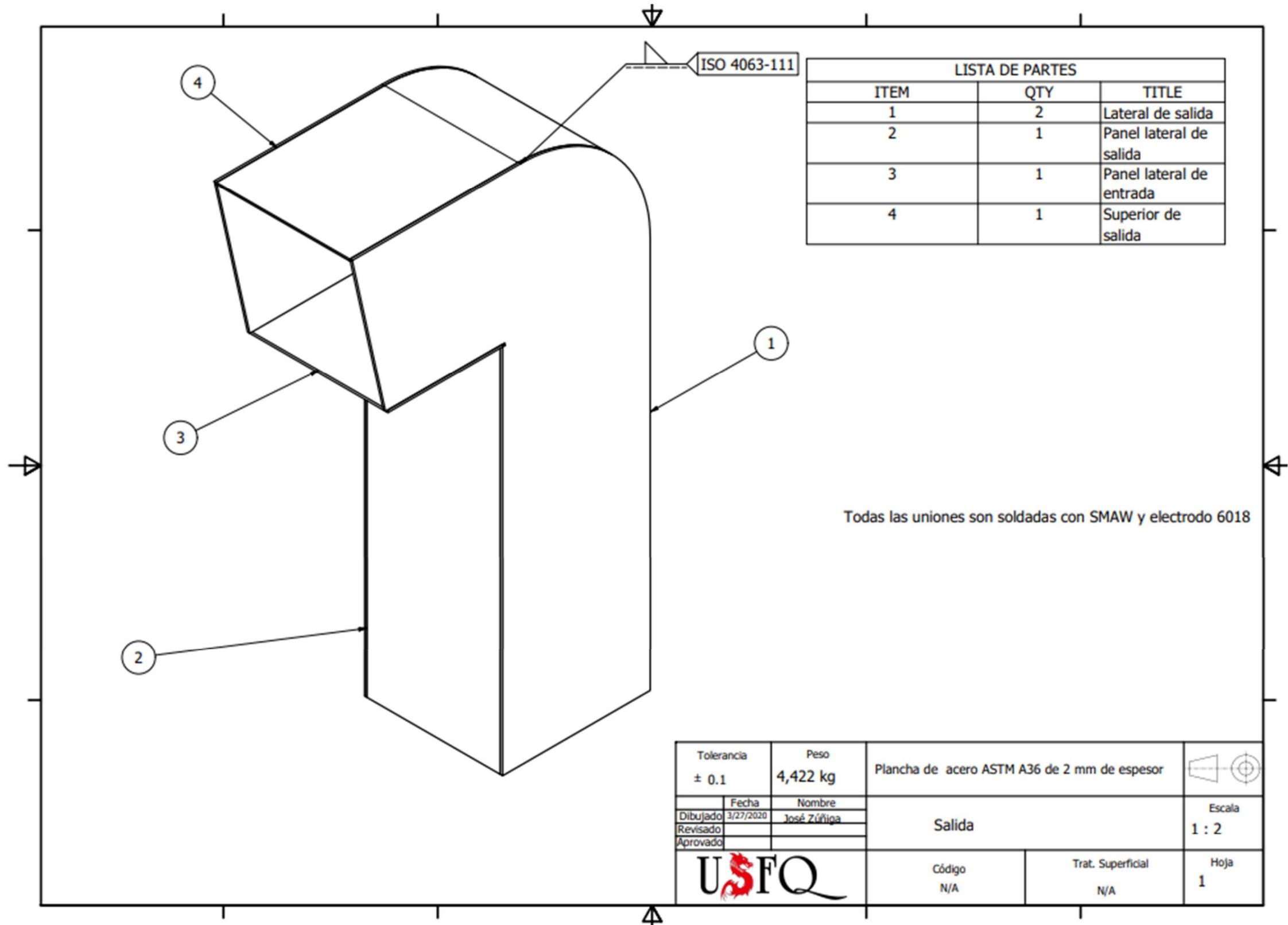
Anexo A. 19. Plano saliente para entrada.



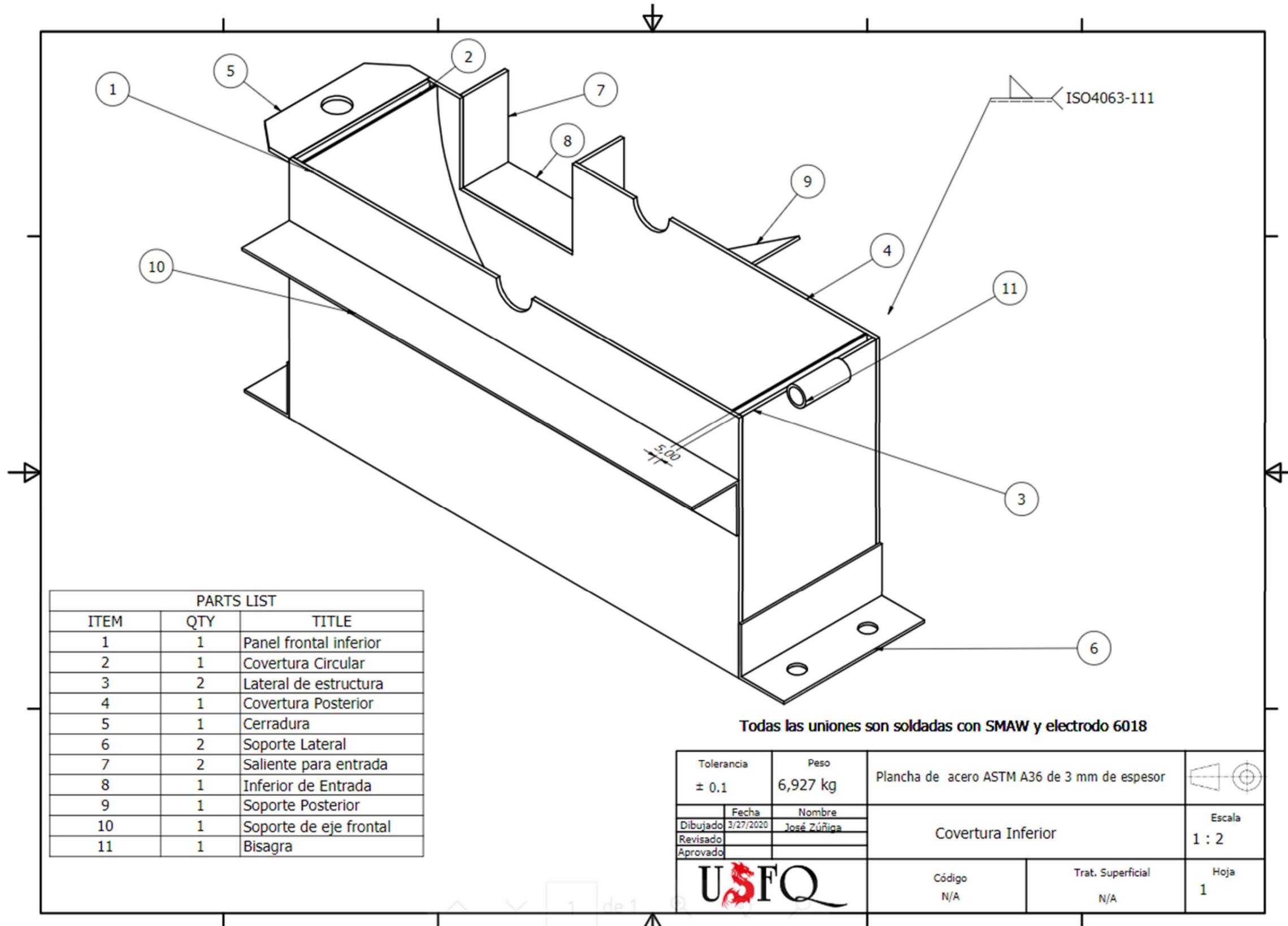
Anexo A. 20. Plano frontal superior.



Anexo A. 21. Plano conjunto tolva de salida.



Anexo A. 22. Plano de conjunto cobertura inferior.

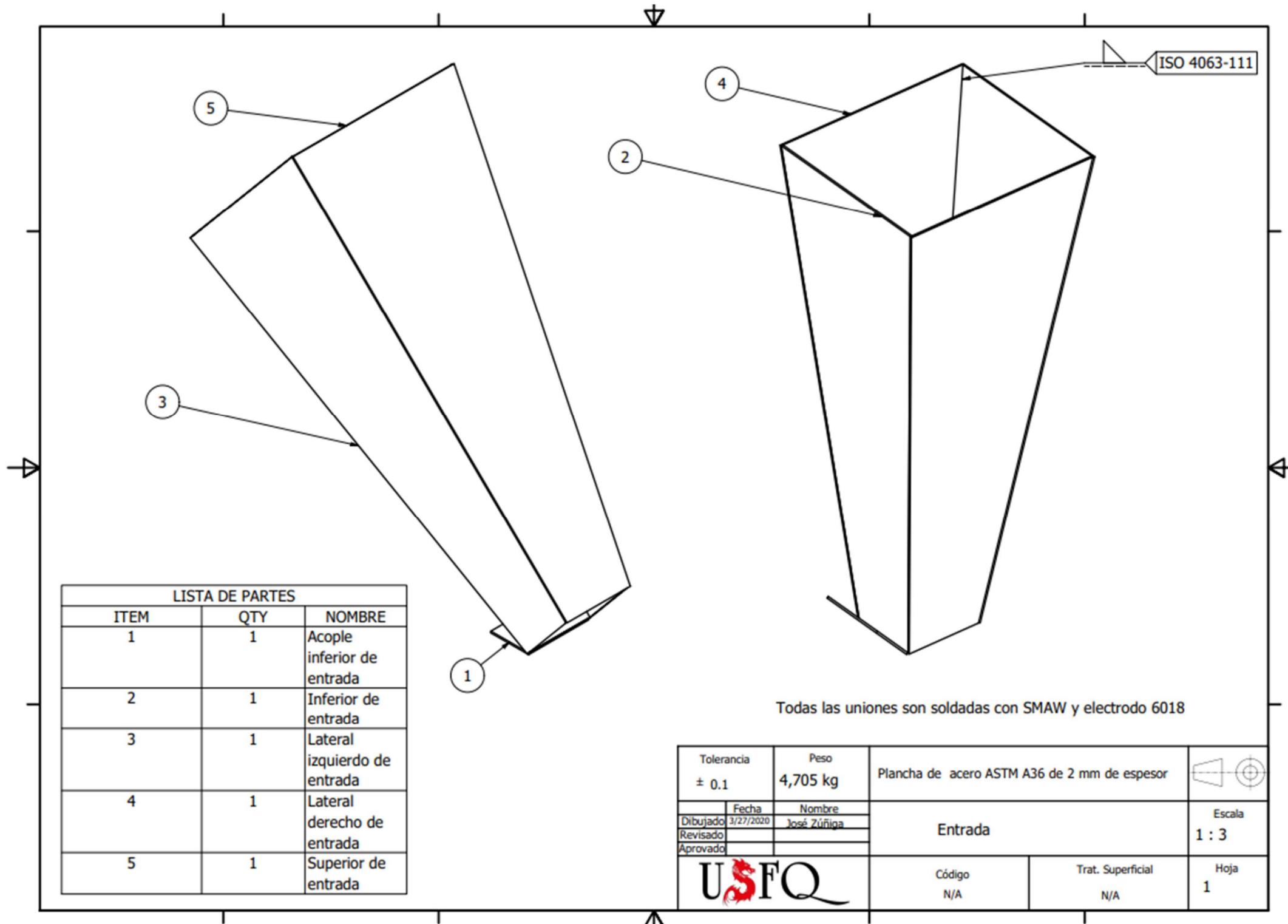


PARTS LIST		
ITEM	QTY	TITLE
1	1	Panel frontal inferior
2	1	Covertura Circular
3	2	Lateral de estructura
4	1	Covertura Posterior
5	1	Cerradura
6	2	Soporte Lateral
7	2	Saliente para entrada
8	1	Inferior de Entrada
9	1	Soporte Posterior
10	1	Soporte de eje frontal
11	1	Bisagra

Todas las uniones son soldadas con SMAW y electrodo 6018

Tolerancia ± 0.1	Peso 6,927 kg	Plancha de acero ASTM A36 de 3 mm de espesor	
Dibujado 3/27/2020	Nombre José Zúñiga	Covertura Inferior	Escala 1 : 2
Revisado			
Aprovado			
		Código N/A	Trat. Superficial N/A
			Hoja 1

Anexo A. 23. Plano conjunto tolva de entrada.

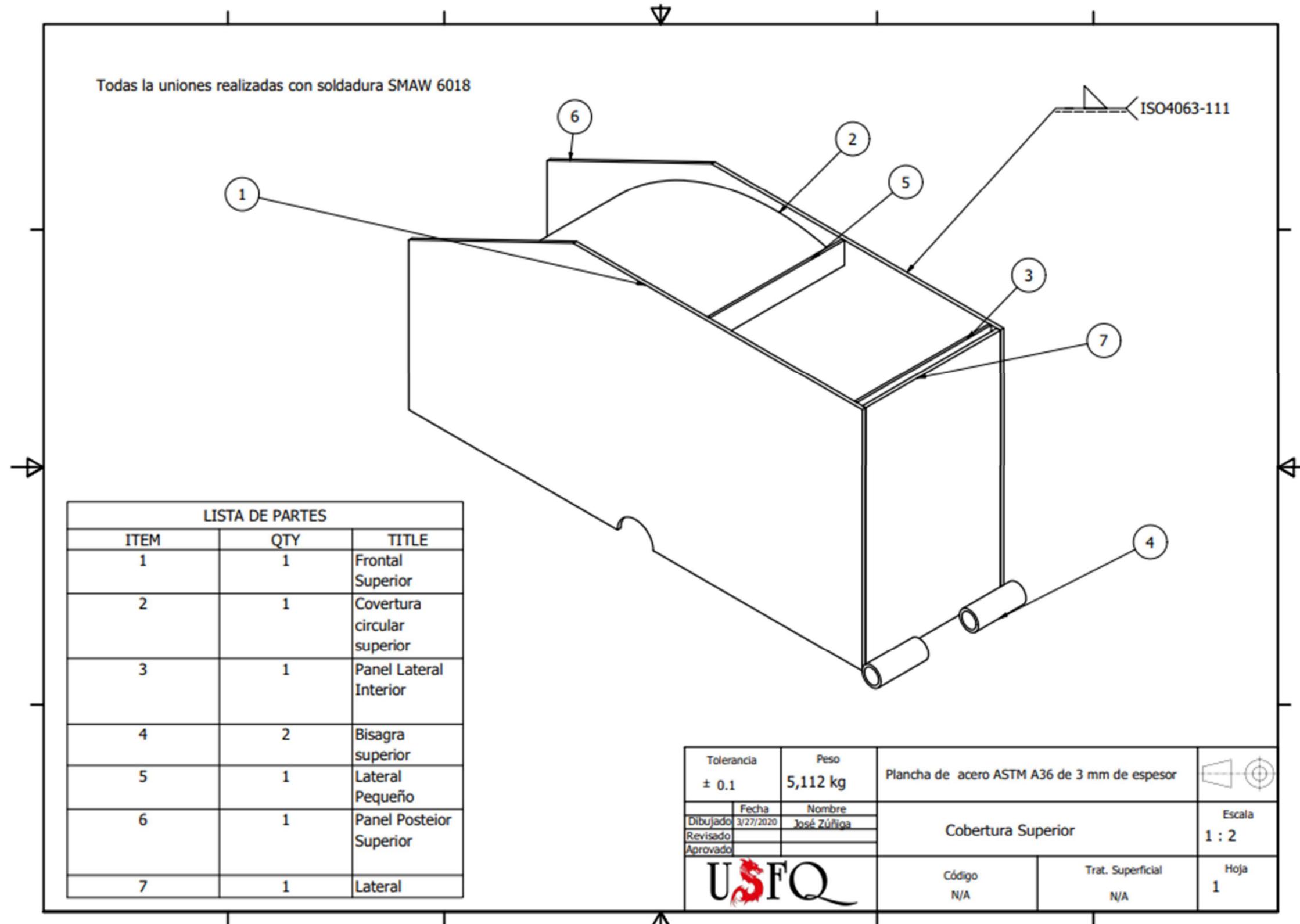


LISTA DE PARTES		
ITEM	QTY	NOMBRE
1	1	Acople inferior de entrada
2	1	Inferior de entrada
3	1	Lateral izquierdo de entrada
4	1	Lateral derecho de entrada
5	1	Superior de entrada

Todas las uniones son soldadas con SMAW y electrodo 6018

Tolerancia ± 0.1	Peso 4,705 kg	Plancha de acero ASTM A36 de 2 mm de espesor	
Dibujado 3/27/2020	Nombre José Zúñiga	Entrada	Escala 1 : 3
Revisado			
Aprovado			
		Código N/A	Trat. Superficial N/A
			Hoja 1

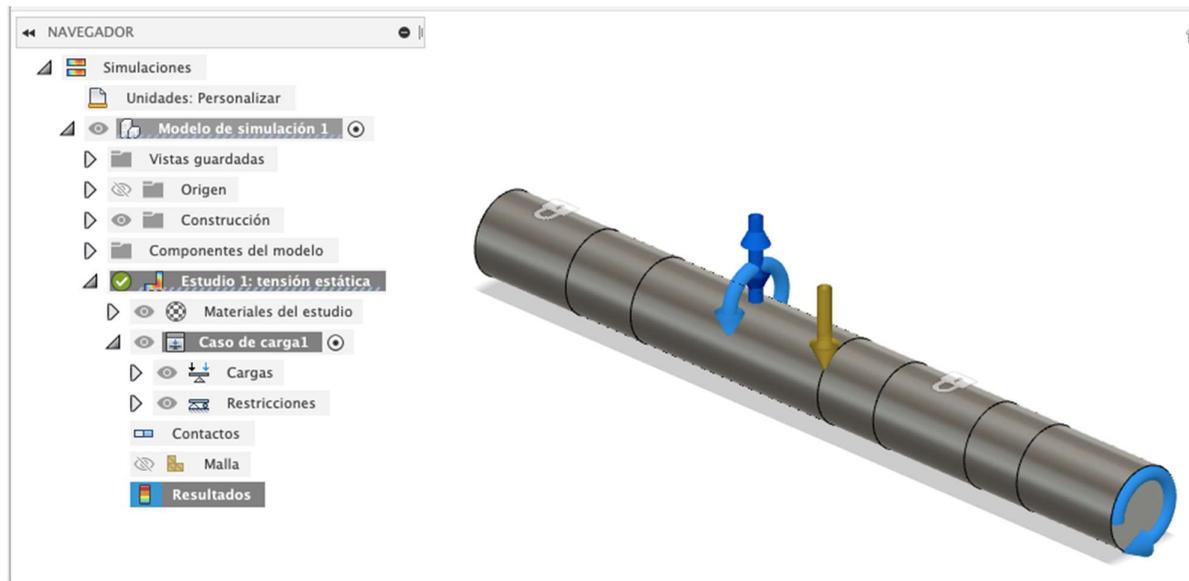
Anexo A. 24. Plano conjunto cobertura superior.



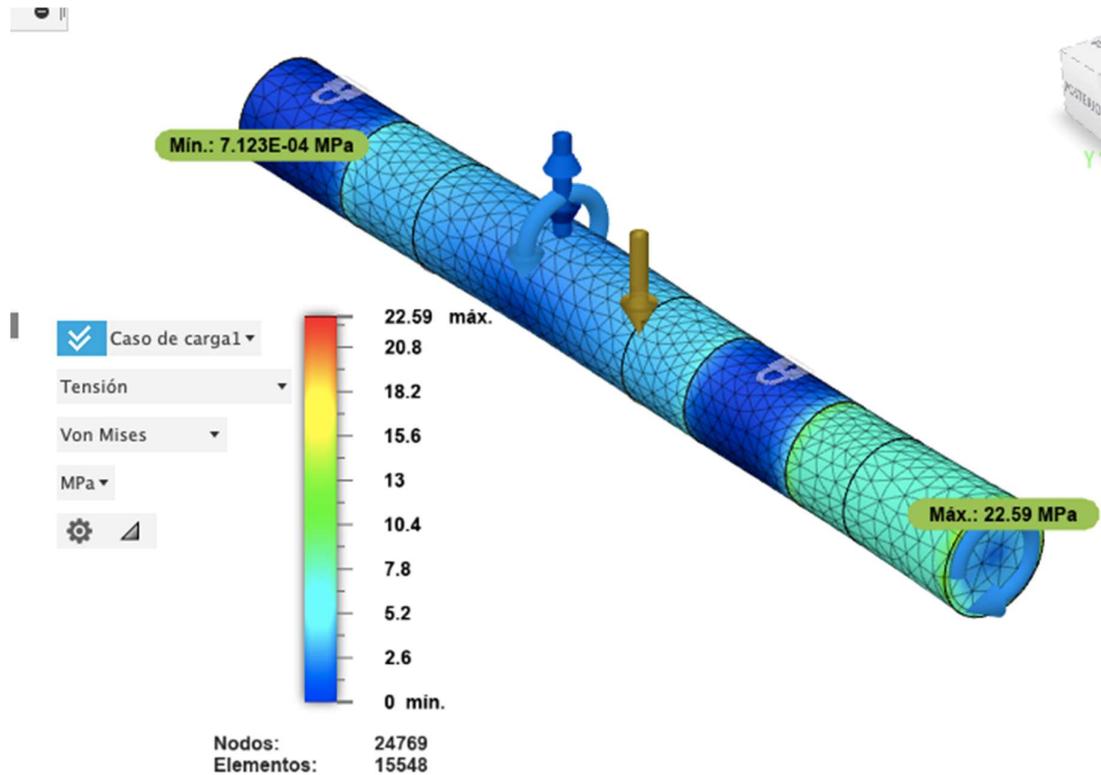
1.4.Anexo A.3 Simulaciones

Eje

Para el diseño del eje se ha separado el cuerpo principal del mismo de manera que se puedan colocar las restricciones y las cargas con mayor precisión. Para ello se utilizó el software de modelado y simulación mecánico Fusion 360.



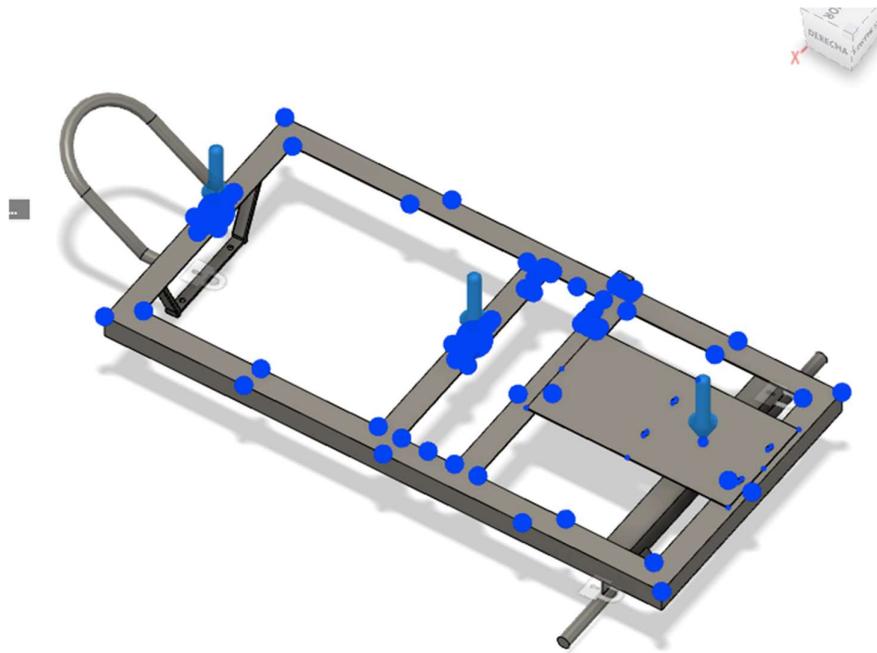
Se selecciona el material del eje siendo un acero AISI 1018 y un mallado con tamaño medio de elemento del 2%.



Se muestran resultados de un esfuerzo máximo donde se aplica la torsión de la polea de 22.6 MPa. Estos resultados se muestran con número de 24769 nodos para el estudio pertinente.

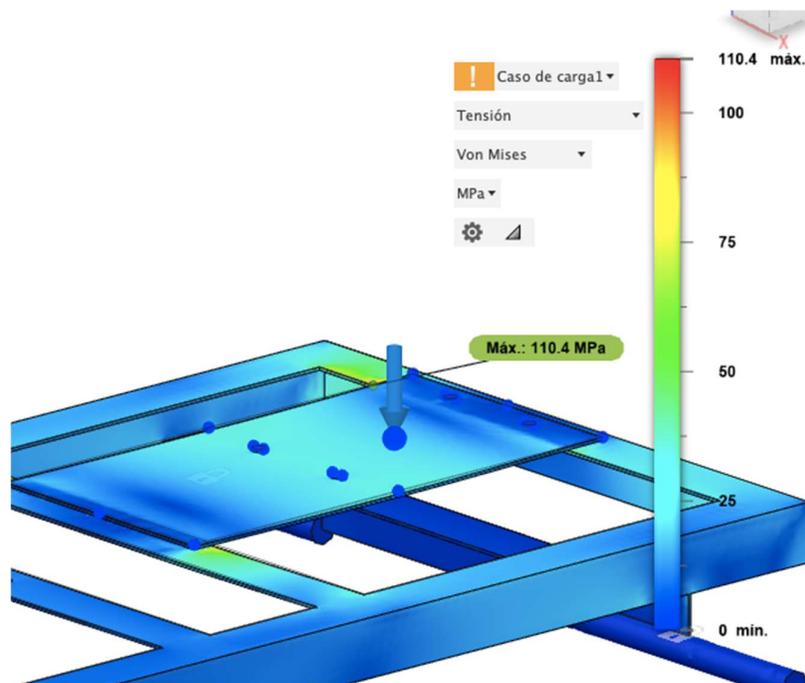
Base de soporte

Para la base se precisa usar dos simulaciones puntuales, la primera se trata de la placa del motor la cual está soldada a la base construida mediante perfiles. Y la segunda será de la misma placa junto con el soporte del sistema de corte y las tolvas tanto de entrada y de salida que serán emperradas para poder unir los subsistemas descritos. Se muestra el planteamiento en el ambiente de simulación de Fusion 360:



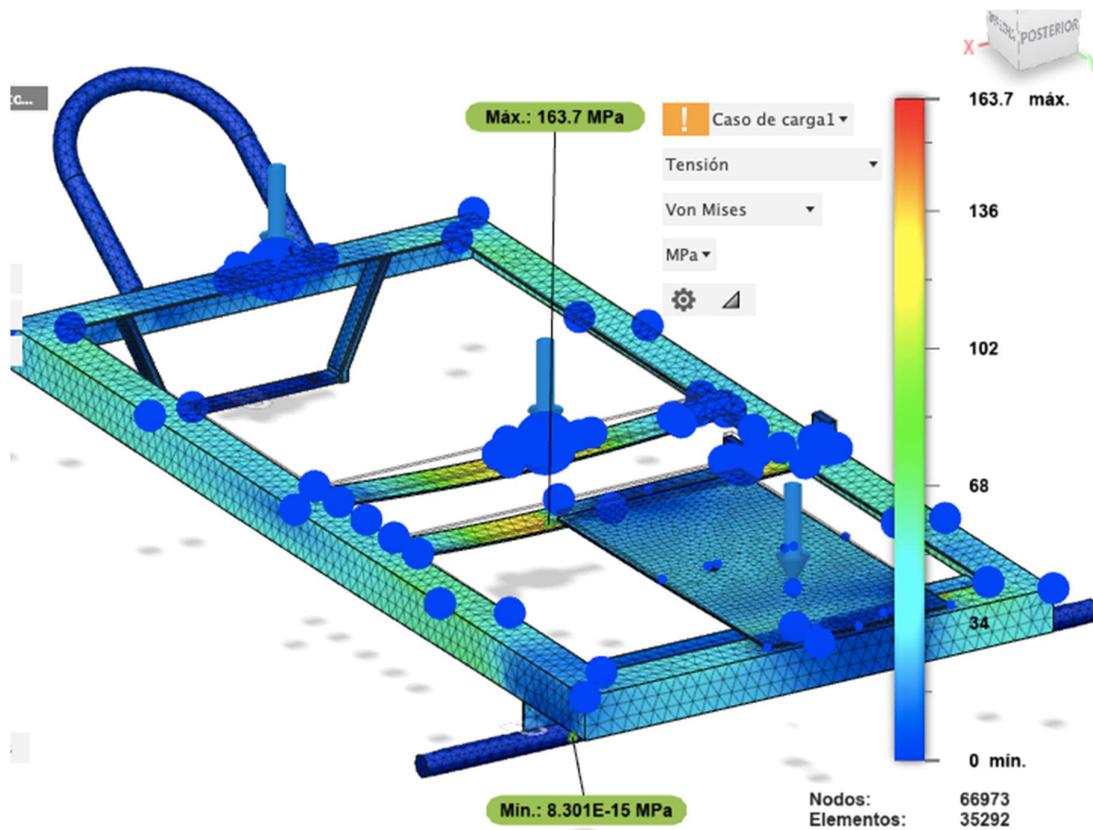
A continuación, se procede a mallar con el mismo valor de 2% con valor al tamaño absoluto y se utiliza de material el Acero ASTM A36.

La simulación de la placa del motor muestra lo siguiente:



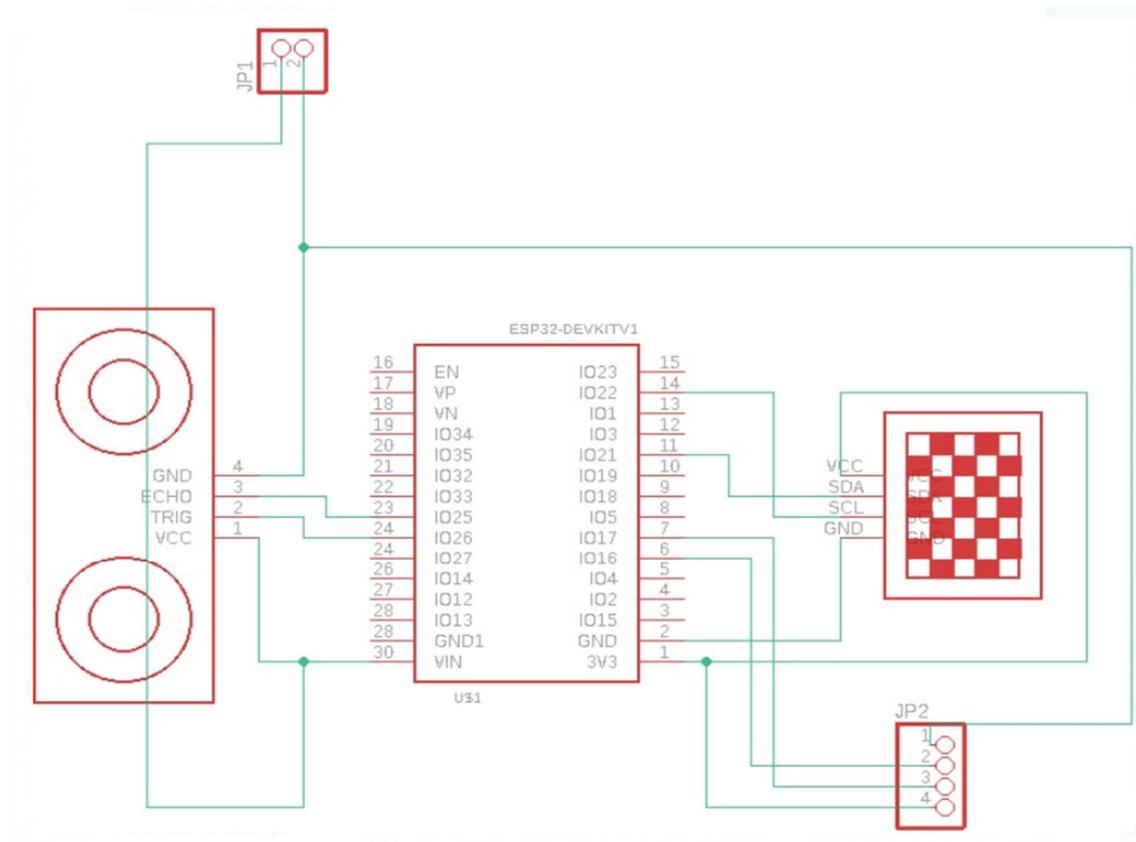
El valor de esfuerzo máximo que se identifica en la placa del motor es de 110.4 MPa, el cual se acerca bastante al valor de 95 MPa calculado. Debido a la magnitud y complejidad de superficies se utilizan 113629 nodos para esta simulación.

En cuanto a la simulación de la placa con el peso tanto del motor como el sistema de corte se observa:



Donde el valor máximo de esfuerzo se da en un perfil transversal entre la placa del motor y la sujeción con el sistema de corte. El valor de dicho esfuerzo es de 163.7 MPa con un estudio de 66973 nodos. Se tiene que el factor de seguridad es de 1.56 siendo bajo, pero suficiente para soportar el peso de los componentes de la máquina.

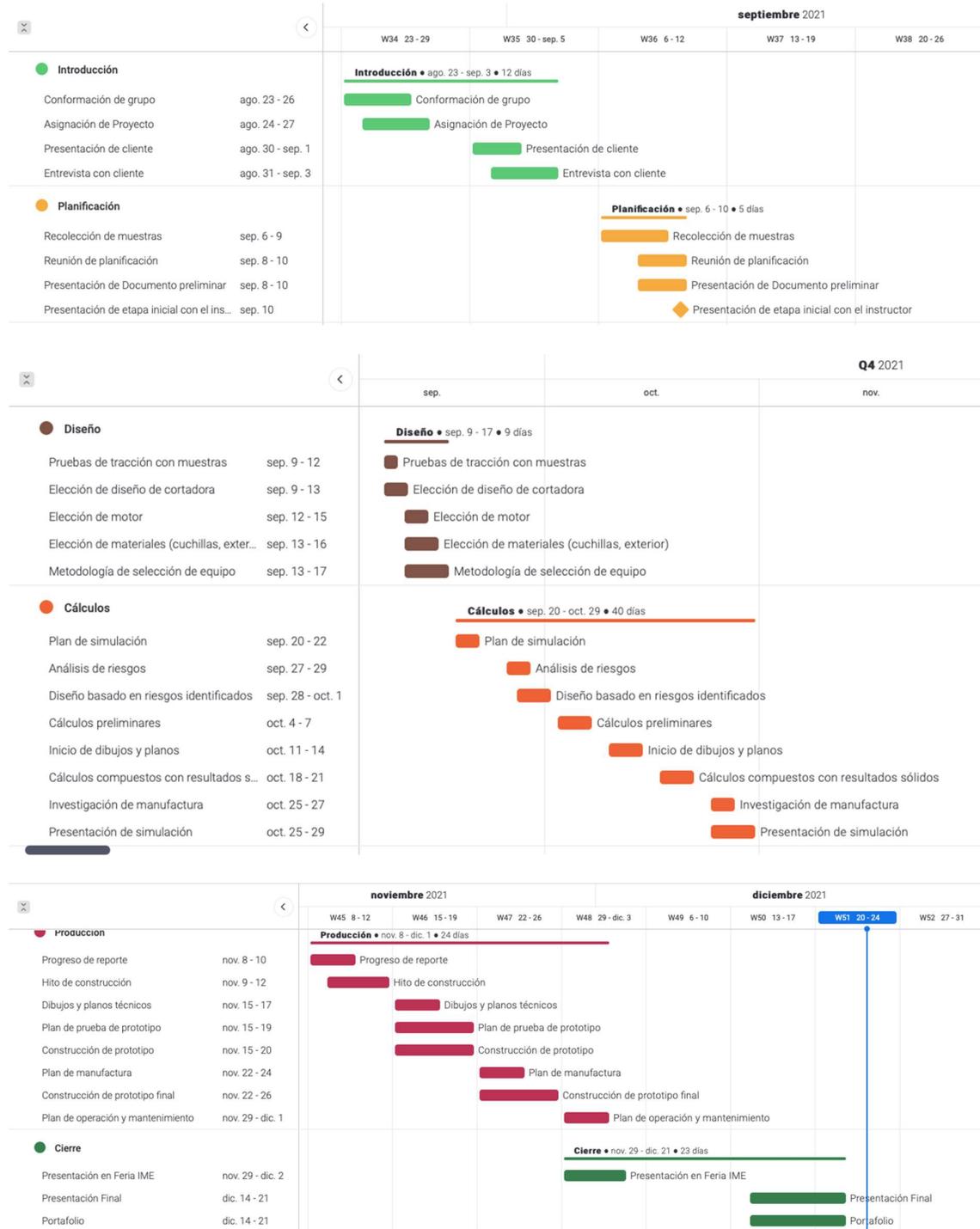
IOT:



Se presenta el diagrama de conexión para el circuito de IOT, en el mismo se puede observar un sensor de distancia, ESP 32 como microcontrolador, OLEL de 20 por 20 mm , un set de 4 pines de entrada para el sensor de GPS, además de una bornera para suministro de energía.

ANEXO B: ADMINISTRACIÓN DEL PROYECTO

Anexo B. 1: Diagrama de Gantt.



Anexo B. 2: Reporte de gastos.

Materia Prima	Cantidad	Costo
Plancha 2x1220mmx2440mm A36	1	\$70
Plancha 3mmx1220mmx2440mm A36	1	\$107
Plancha 20x1220mmx2440mm A36	1	\$720
Perfil L40x5 A36	1	\$34,5
Porta rodamientos 1 ¼" UCP 207	2	\$48
Llantas 2.50-4	2	\$15
Barra de acero D2 25x25 mm	1	\$25
Polea tipo V 6x2 "	1	\$7
Polea tipo V 3x2 "	1	\$5
Pernos 18-8 12mm diámetro 25mm de longitud	4	\$0,75
Perno 20 mm diámetro 30 mm longitud	1	\$1,4
Pernos 18-8 12 mm diámetro 35 mm de longitud	4	\$1
Eje de 6m AISI 1019 1,25"	1	\$70
Electrodos	10	\$25
Motor	1	\$174
Pintura fonda (lt)	1	\$7,5
Bandas tipo V 8640	2	\$20
TOTAL	35	\$1331,15

Dispositivo	Cantidad	Costo
ESP32	1	\$12

SENSOR ULTRASONICO JSN-SR04	2	\$18
MODULO GPS UBLOX 7M	1	\$22
DISPLAY OLED	1	\$6,5
IMPRESIÓN 3D	1	\$4
PCB	1	\$2
Total	7	\$64,5

OPERACIÓN	TOTAL
Torneado de ejes	\$85
Maquinado de cuchillas	\$50
Armado de bancada	\$100
Ensamble de la máquina	\$100
Soldadura de la base	\$40
Templado de cuchillas	\$12
Rectificado de Cuchillas	\$30
Pintura	\$30
Conexión sistema de potencia	\$100
Maquinado de Flywheel	\$73
Ensamble de Flywheel con paleta de descarga	\$52
Total	\$672

ANÁLISIS DE COSTOS TOTALES	COSTO
Lista de materia prima	\$1331,15
Mano de Obra	\$672
Procesos futuros de manufactura	\$64,5
Total	\$2067,65

NO TIENE LOGO

R.U.C.: 1312428095001

FACTURA

No. 001-001-000000021

NÚMERO DE AUTORIZACIÓN
11112021011312428095001200100100000002112
34567814FECHA Y HORA DE
AUTORIZACIÓN 11/11/2021 07:02:41.000

AMBIENTE: PRODUCCION

EMISIÓN: NORMAL

CLAVE DE ACCESO



1111202101131242809500120010010000000211234567814

CHANCAY MACIAS JENNIFER ESTEFANIA

ECUAMULCH

Dirección CALLE 17 AV 7 No.1705
Matriz:Dirección CALLE 17 AV 7 No 1705
Sucursal:

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD NO

Razón Social / Nombres y Apellidos: PROAÑO JUAN SEBASTIAN

Identificación: 1803882727

Fecha Emisión: 11/11/2021

Guía Remisión:

Dirección TUMBACO

Cod. Principal	Cod. Auxiliar	Cant	Descripción	Detalle Adicional	Detalle Adicional	Detalle Adicional	Precio Unitario	Subsidio	Precio Sin Subsidio	Descuento	Precio Total
5.0		1	CHIPEADORA DISCO DE 35CM	COLOR ROJO CON AMARILLO			600.00	0.00	0.00	0	600.00

Información Adicional

Dirección TUMBACO
 Email jsproano@usfq.edu.ec
 Contribuyente Regimen Microempresa
 CHIPEADORA COLOR ROJO CON AMARILLO

SUBTOTAL 12%	600.00
SUBTOTAL IVA 0%	0.00
SUBTOTAL NO OBJETO IVA	0.00
SUBTOTAL EXENTO IVA	0.00
SUBTOTAL SIN IMPUESTOS	600.00
DESCUENTO	0.00
ICE	0.00
IVA 12%	72.00
IRBPNR	0.00
PROPINA	0.00
VALOR TOTAL	672.00

Forma de Pago	Valor
OTROS CON UTILIZACION DEL SISTEMA FINANCIERO	672.00

VALOR TOTAL SIN SUBSIDIO	0.00
AHORRO POR SUBSIDIO: (Incluye IVA cuando corresponda)	0.00

ANEXO C: MANUAL DE OPERACIÓN

ANEXO D: VARIOS

Anexo D. 1. Tiempo de reuniones.

Horas de Reunión Zoom	
Fecha	Tiempo (horas)
28/08/2021	2
01/09/2021	2
07/09/2021	1
12/09/2021	4
17/09/2021	3
25/09/2021	2
03/10/2021	3
10/10/2021	5
15/10/2021	3
22/10/2021	2
27/10/2021	3
02/11/2021	5
07/11/2021	4
11/11/2021	2
15/11/2021	1
21/11/2021	3
24/11/2021	6
26/11/2021	4
30/11/2021	3
06/12/2021	6
10/12/2021	4
14/12/2021	8
16/12/2021	5
19/12/2021	7
20/12/2021	6
21/12/2021	6
Total	98

Anexo D. 2. Diseños preliminares.

