



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE SACHA INCHI
CON UNA CAPACIDAD DE 400 kg/h”**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO EN MECÁNICA**

MERA CEVALLOS ROGER ERNESTO

rogernestomera2@hotmail.es

DIRECTOR: ING. SUNTAXI GUALICHICO SEGUNDO CARLOS

segundo.suntaxi@epn.edu.ec

Quito, Junio 2018

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Roger Ernesto Mera Cevallos, bajo mi supervisión.

Ing. Carlos Suntaxi
DIRECTOR DEL PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, **Roger Ernesto Mera Cevallos** declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo a l Escuela Politécnica Nacional, según los establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Roger Mera

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme salud y vida.

A mis padres, Roger e Iris, y a mis hermanos, Andrea y Pablo gracias por apoyarme siempre e incentivarme a seguir adelante, discúlpeme por haberme demorado tanto, los amo.

A la mujer que amo, gracias Karina por apoyarme siempre y por alentarme a no darme por vencido.

A mi tutor, Msc. Carlos Suntaxi, gracias por ayudarme a concluir el presente trabajo y por esperar tanto tiempo a que lo logre concluir.

ÍNDICE

CERTIFICACIÓN.....	I
DECLARACIÓN.....	II
AGRADECIMIENTOS.....	III
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
RESUMEN.....	XI
ABSTRACT.....	XII
INTRODUCCIÓN.....	1
OBJETIVO GENERAL.....	1
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	1
ALCANCE.....	2
1. MARCO TEÓRICO.....	3
1.1. TERMINOLOGÍA.....	3
1.2. ORIGEN DEL SACHA INCHI.....	4
1.3. TAXONOMIA VEGETAL.....	4
1.4. SEMILLA DE SACHA INCHI.....	5
1.5. CULTIVOS DE SACHA INCHI EN EL ECUADOR.....	8
1.6. COMERCIALIZACIÓN DE LA SEMILLA DE SACHA INCHI.....	8
1.7. SISTEMAS DE DESPULPADO.....	8
1.8. EXTRACCIÓN DE DESHECHOS.....	15
1.9. ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	16
2. METODOLOGÍA.....	17
2.1. REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE.....	17
2.2. REQUERIMIENTO DE MANDOS.....	18
2.3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	20

2.4.	CRITERIOS DE SELECCIÓN	20
2.5.	PONDERACIÓN DE LOS CRITERIOS DE SELECCIÓN	21
2.6.	DETERMINACIÓN DEL PESO DE LOS CRITERIOS DE SELECCIÓN	22
2.7.	SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DE DISEÑO.....	23
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN RESULTADOS	25
3.1.	RESULTADOS	25
3.2.	VARIABLES DE DESCAPSULADO Y DESCASCARADO	26
3.3.	DISEÑO DE INGENIERÍA	30
3.4.	DISCUSIÓN	78
4.	CONCLUSIONES.....	79
	BIBLIOGRAFÍA.....	80
	ANEXOS.....	83
	ANEXO I DIMENSIONES DEL MOTO REDUCTOR.....	83
	ANEXO II PLANOS.....	88

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Semilla de Sacha inchi y sus partes.....	3
Figura 1.2. Proceso de despulpado de sachá inchi.....	4
Figura 1.3. Planta de Sacha Inchi.....	5
Figura 1.4. Secador de sachá inchi al aire libre.....	8
Figura 1.5. Despulpadora de rodillos.....	9
Figura 1.6. Molino de discos.....	11
Figura 1.7. Despulpado por paletas.....	12
Figura 1.8. Despulpado por tornillo sin fin.....	13
Figura 1.9. Despulpador centrífugo-Vista frontal.....	14
Figura 1.10. Despulpador centrífugo-Vista Superior y Lateral.....	14
Figura 1.11. Sistema de extracción de aire.....	16
Figura 1.12. Estructura de soporte.....	16
Figura 2.1. Casa de la calidad.....	18
Figura 3.1. Bosquejo de la máquina desencapsuladora y descascaradora de sachá inchi.....	25
Figura 3.2. Calibrador Best Value.....	27
Figura 3.3. Forma aproximada de la semilla de sachá inchi.....	27
Figura 3.4. Tolva de entrada.....	31
Figura 3.5. Diagrama de cuerpo libre de paletas.....	31
Figura 3.6. Paleta de descapsulado y descascarado.....	32
Figura 3.7. Cilindro para descapsulado y descascarado.....	32
Figura 3.8. Cilindro de descapsulador.....	33
Figura 3.9. Cilindro de descascarador.....	33
Figura 3.10. Sistema correa-poleas.....	39
Figura 3.11. Reductor de velocidades sinfin-corona.....	40
Figura 3.12. Banda en V.....	42
Figura 3.13. Diagrama de cuerpo libre en plano YZ.....	52
Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre en el plano XY.....	54
Figura 3.15. Reacciones en el plano XY (descapsuladora).....	55
Figura 3.16. Reacciones en el plano XY (descascaradora).....	57
Figura 3.17. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ.....	58
Figura 3.18. Reacciones en el plano XZ (descapsuladora).....	60
Figura 3.19. Reacciones en el plano XY (descascaradora).....	61

Figura 3.20. Diagrama de Cuerpo libre de semilla de sachá inchi en el sistema de extracción de residuos.	65
Figura 3.21. Rodete con distribución radial de alabes.	70
Figura 3.22. Paleta de descapsulado y descascarado.	70
Figura 3.23. Figura soldada a analizar.	73
Figura 3.24. Fuerza que actúa sobre el elemento soldado.	74
Figura 3.25. Estructura de soporte.	75
Figura 3.26. Perfil de la estructura de acero.	76
Figura 3.27. Cargas que soporta la estructura.	76
Figura 3.28. Esfuerzo de von Mises.	77
Figura 3.29. Deformación en la estructura.	77
Figura 5.1. Dimensiones del reductor de velocidades sinfin-corona.	83
Figura 5.2. Dimensiones de las bridas de salida F.	85
Figura 5.3. Dimensiones de la brida de salida FBR.	86
Figura 5.4. Dimensiones del eje lento.	87

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 3.1. Secciones comunes de correa.....	43
Gráfico 3.2. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XY (descapsuladora).....	56
Gráfico 3.3. Diagrama de momento flector en el plano XY (descapsuladora).....	56
Gráfico 3.4. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XY (descascaradora).....	57
Gráfico 3.5. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XY (descascaradora).....	58
Gráfico 3.6. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XZ (descapsuladora).....	60
Gráfico 3.7. Diagrama de momento flector en el plano XZ (descapsuladora).....	61
Gráfico 3.8. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XZ (descascaradora).....	62
Gráfico 3.9. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XZ (descascaradora).....	62
Gráfico 3.10. Curva S-N para acero AISI 304.....	64
Gráfico 3.11. Coeficiente de fricción en ductos.....	67
Gráfico 3.12. Velocidad pico vs. Revoluciones por segundo.....	68
Gráfico 3.13. Presión del ventilador vs Xb y KDL	69

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Contenido de ácidos y vitaminas de la semilla de sachá inchi.....	6
Tabla 1.2. Porcentaje de elementos que conforman la semilla de sachá inchi.....	7
Tabla 1.3. Ventajas y desventajas del despulpado por rodillos.....	10
Tabla 1.4. Ventajas y desventajas del despulpado por discos abrasivos.....	11
Tabla 1.5. Ventajas y desventajas del despulpado por paletas.....	12
Tabla 1.6. Ventajas y desventajas del despulpado por tornillo sin fin.....	13
Tabla 1.7. Ventajas y desventajas del despulpado centrifugo.....	15
Tabla 2.1. Requerimientos del cliente.....	17
Tabla 2.2. Análisis de Kano.....	19
Tabla 2.3. Valor de criterios de selección.....	22
Tabla 2.4. Comparación de los criterios de selección.....	22
Tabla 2.5. Ponderación de los criterios de selección.....	22
Tabla 2.6. Asignación de las alternativas.....	23
Tabla 2.7. Matriz de ponderaciones.....	23
Tabla 3.1. Elementos de la despulpadora de sachá inchi.....	26
Tabla 3.2. Medidas promedio de la semilla de sachá inchi.....	28
Tabla 3.3. Masa promedio de Sachá Inchi.....	28
Tabla 3.4. Ensayo de compresión de capsula de sachá inchi.....	29
Tabla 3.5. Ensayo de compresión de cascará de sachá inchi.....	30
Tabla 3.6. Selección del moto reductor del descapsulador.....	41
Tabla 3.7 Selección del moto reductor del descascarador.....	41
Tabla 3.8. Diámetro mínimo de poleas según la sección transversal.....	43
Tabla 3.9. Aumentos de longitud de banda en V.....	47
Tabla 3.10. Constantes para el cálculo de potencia en la banda.....	48
Tabla 3.11. Factor de relación de velocidades k_A	48
Tabla 3.12. Factores de corrección K_s para bandas tipo V.....	49
Tabla 3.13. Propiedades mecánicas del acero AISI 304.....	50
Tabla 3.14. Parámetros de bandas tipo V.....	50
Tabla 3.15. Porcentaje de residuos en el descapsulado y descascarado de sachá inchi.....	65
Tabla 3.16. Propiedades mecánicas de los pernos ISO 8.8.....	71
Tabla 5.1. Dimensiones del moto reductor de velocidades sinfín-corona.....	84
Tabla 5.2. Dimensiones de la brida de salida F.....	85
Tabla 5.3. Dimensiones de brida de salida FBR.....	86

Tabla 5.4. Dimensiones del eje lento87

RESUMEN

El presente proyecto tuvo como objetivo diseñar una máquina despulpadora de sachá inchi de una capacidad de 400 kg/h. Fue necesario diseñar dos máquinas, una que descapsule y otra que descascare la semilla. El proyecto abarcó, mediante el método de diseño concurrente, las características deseadas por el cliente con los cuales se propusieron cinco alternativas de diseño, las cuales fueron calificadas con distintos criterios, para finalmente obtener el diseño y selección de las partes necesarias para que funcionen las dos máquinas diseñadas, las cuales tienen el principio de funcionamiento de la descascaradora tipo Engelberg, la cual consta de un sistema de paletas rotatorias y un cilindro estático. La capacidad de 400 kg/h y 4 horas diarias de trabajo de la máquina, es la adecuada para ser utilizada en pequeña industria; se seleccionó esta capacidad debido a la cantidad de cultivos que existen de Sachá Inchi en la región Amazónica. Para separar la semilla ya procesada de los residuos de la misma, es necesario un sistema de extracción de residuos que funciona mediante la succión de los mismos, y que consta de un ventilador de extracción de aire particulado de 1hp, un ducto y una campana de extracción.

Palabras clave: Sachá Inchi, despulpadora, descascaradora, descapsuladora.

ABSTRACT

The aim of this project is to design a sachá inchi pulping machine with a capacity of 400 kg/h. For the pulping process to be carried out, it is necessary to design two machines, one that decapsules and another that peels the seed. The project covered, through the concurrent design method, the characteristics desired by the client with which five design alternatives were proposed, which were qualified with different criteria, to finally obtain the design and selection of the necessary parts so that the two designed machines, which have the operating principle of the Engelberg type dehuller, which consists of a rotating vane system and a static cylinder. The capacity of 400 kg / h and 4 hours of daily work of the machine, is suitable for use in small industry; This capacity was selected due to the number of crops that exist in Sachá Inchi in the Amazon region. To separate the already processed seed from the waste of the same, it is necessary a system of extraction of waste that works by means of the suction of the same, and that consists of a fan of extracting of particulated air of 1hp, a duct and a bell of extraction.

Keywords: Sachá Inchi, pulper, dehuller, descaps.

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE SACHA INCHI CON UNA CAPACIDAD DE 400 kg/h

INTRODUCCIÓN

El Ecuador país cuya principal actividad económica es la extracción de petróleo, en los últimos años, se ha visto en la necesidad de diversificar sus actividades económicas para dejar de depender del petróleo, para esto se ha propuesto desde el gobierno un cambio a la matriz productiva, en la cual se debe de pasar de ser un país productor de materias primas, a ser un productor de productos elaborados. Con la intención de contribuir al cambio de la matriz productiva se ha planteado este proyecto, en el cual se propone diseñar una máquina despulpadora de sachá inchi, la cual ayudara a la industrialización de este cultivo, en auge en el Ecuador.

El sachá inchi es un cultivo perenne, que se siembra en la Costa y en la Amazonía ecuatoriana, y del cual se extrae un aceite del mismo nombre, el cual es conocido por sus excelentes características, ya que tiene hasta un 98% de grasas insaturadas, y un 46% de este aceite es omega 3, lo que lo hace muy apetecido a nivel comercial. En el Ecuador no hay una empresa dedicada al desarrollo tecnológico de máquinas especializadas en la industrialización de sachá inchi. El cumplimiento de los objetivos contribuirá a la producción del producto final el cual es el aceite de sachá inchi.

Objetivo general

- Diseñar una máquina despulpadora de sachá inchi con una capacidad de procesamiento de 400 kilogramos por hora.

Objetivos específicos

- Aportar al cambio de la matriz productiva, en especial en el campo de la agroindustria, ayudando a industrializar un cultivo que está en auge y cuyas características lo hacen tener gran demanda en el mercado.
- Determinar los parámetros técnicos necesarios para el diseño y selección de los elementos que conforman la máquina despulpadora de sachá inchi.
- Elaborar los planos de taller y de conjunto de la máquina diseñada bajo las normas de dibujo mecánico INEN.

- Considerar diversas alternativas de diseño de la máquina, y seleccionar la mejor alternativa.

Alcance

- Se realizará el diseño de la máquina a partir de las propiedades mecánicas que presenta el sachá inchi en su forma de estrella.
- Se definirá el principio de funcionamiento de la máquina y se procederá a seleccionar la forma de la máquina.
- Se utilizarán criterios de carga estática y dinámica en el diseño de las partes, y otras partes que así lo requieran serán tomadas de catálogos.
- La máquina será representada en un programa CAD y se culminará con los planos de partes y de conjunto de la máquina.

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se realiza una descripción del sacha inchi, su producción y consumo. Además, se definirán y estudiarán los principales componentes que requerirá la máquina despulpadora de sacha inchi para su correcto funcionamiento.

1.1. Terminología

1.1.1. Sacha inchi

Es una semilla autóctona de la Amazonía Peruana (INKANATURA, 2015), es también conocido como maní inca o sacha maní. De ella se extrae aceite, el cual tiene un alto porcentaje de ácidos grasos en su composición. El fruto que la contiene (figura 1.1), tiene forma estrellada, y la semilla está cubierta por una cascara externa dura y un tejido interno suave.

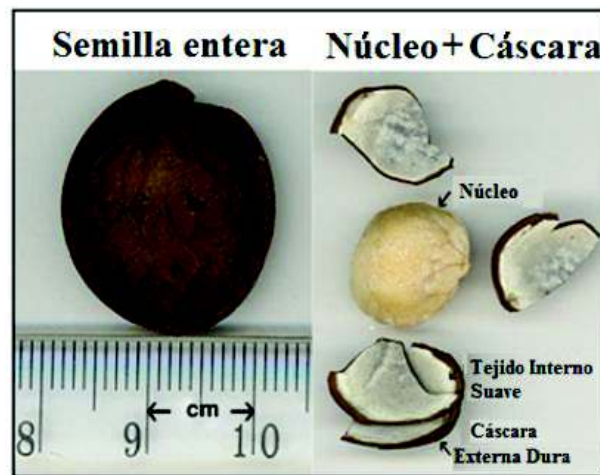


Figura 1.1. Semilla de Sacha inchi y sus partes.

(Fuente: (Lazaro, 2015))

1.1.2. Despulpado

En el caso del sacha inchi, el proceso de despulpado(figura1.2.) es el proceso mediante el cual se obtiene la semilla de sacha inchi. Este proceso tiene dos etapas, el descapsulado de la semilla y el descascarado de la misma. Ambos son procesos muy similares, y requieren de máquinas similares.

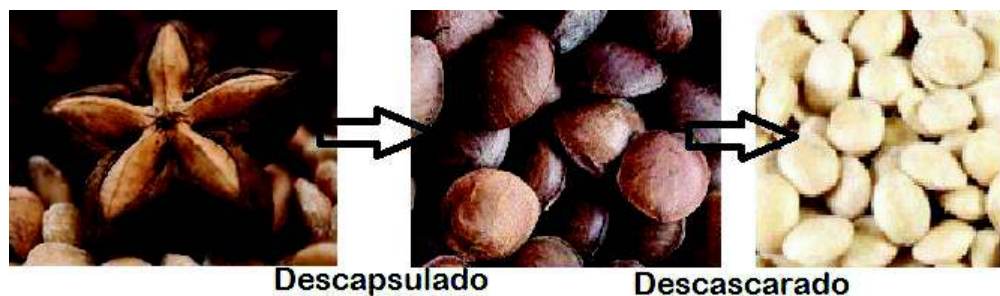


Figura 1.2. Proceso de despulpado de sacha inchi.

(Fuente: Propia)

1.1.3. Descapsulado

El proceso de descapsulado del sacha inchi es el primer subproceso del despulpado del sacha inchi, y consiste en eliminar la capsula que cubre a las semillas de sacha inchi, obteniendo una semilla con cascara lista para el proceso de descascarado.

1.1.4. Descascarado

Es el segundo subproceso de despulpado de la semilla de sacha inchi, el cual consiste en separar a la semilla de su cascara, obteniendo la semilla pura, lista para la extracción de su aceite.

1.2. Origen del sacha inchi

El sacha inchi es originario de la selva peruana, fue descrita por primera vez en 1753. En el Perú fue utilizada desde la época pre-incásica, se reconocen más de 800 especies distintas bajo diferentes nombres como sacha maní, maní de monte, maní del inca, y el termino más utilizado en la actualidad para referirse a la semilla es SACHA INCHI. (Mora, 2013)

Su nombre científico *plukenetia volúbilis* linneo, se debe a que el naturalista Linneo fue quien describió a la planta por primera vez.

1.3. Taxonomía vegetal

La planta de sacha inchi (figura 1.3.) tiene la siguiente taxonomía:

Orden: Euphorbiales

Familia: Euphorbiaceae

Sub Familia: Plukenetieae

Género: Plukenetia

Tribu: Plukenetieae

Sub Tribu: Plukenetiinae

Especie: Plukenetia Volubilis

Nombre Científico: Plukenetia Volubilis Linneo

Nombre Común: Sacha inchi, maní del monte, maní del inca, sachá maní

(Mora, 2013)



Figura 1.3. Planta de Sacha Inchi.

(Fuente: (INKANAT, s/n)

1.4. Semilla de sachá inchi

La semilla sachá inchi constituye una de las mejores alternativas de cultivo en la Amazonía ecuatoriana, ya que por su precio es un cultivo altamente rentable para los campesinos, además se la puede utilizar en diferentes presentaciones, ya que por su alto contenido de grasas insaturadas y proteínas, se puede extraer aceite de las mismas, además de utilizar la pasta sobrante como una fuente alterna de alimento para seres humanos y para animales; la semilla también se puede consumir tostada o cocinada, la ventaja de cultivar esta planta es que es resistente a las condiciones de lluvia o sequía, no requiere de suelos ricos en nutrientes, se puede sembrar desde los 0 a los 1500 m.s.n.m., a pesar de ser un cultivo perenne es de rápido crecimiento y produce todo el año.

1.4.1. Propiedades

El Sachá Inchi es considerado por muchos nutricionistas como la mejor oleaginosa por su composición (tabla 1.1.) y alta calidad nutricional:

- Aceite con alto contenido en ácidos grasos omega 3 (> 48%), omega 6 (36%) y omega 9(8%).
- Alta digestibilidad (> 96%).
- Contiene vitamina A y vitamina E.
- La pasta de sacha inchi es proteína de alta calidad (99% digestible).
- Rica en aminoácidos esenciales y no esenciales. (INKANAT, s/n)

Tabla 1.1. Contenido de ácidos y vitaminas de la semilla de sacha inchi.

Acidos Grasos Contenidos %	
Palmitico	3.65
Estearitico	2.54
Omega 9	8.4
Omega 6	36.8
Omega 3	48.61
Vitaminas	
Vitamina A	681 ug/100g
Vitamina C	17 mg/100g

(Fuente: (INKANAT, s/n)

1.4.2. Importancia en la salud

Como se puede observar en la tabla 2.1, el sacha inchi tiene un alto contenido de aceite omega 3, lo que lo convierte en un producto muy superior para la salud comparado con otros aceites. Los aceites omega 3 y 6 ayudan en el control y la reducción del colesterol en la sangre, regulan la presión arterial, mejoran las defensas del cuerpo, e intervienen en la formación de tejidos nerviosos y tejidos oculares. (INKANATURA, 2015)

Otros de sus beneficios son en la parte externa del cuerpo, ya que también se puede utilizar su aceite para producir productos cosméticos que ayuden a proteger piel, uñas y cabello. Se puede utilizar en pieles secas, sensibles y en cabellos maltratados o secos.

1.4.3. Formas de consumo

El sacha inchi se puede consumir de diferentes formas, ya que la totalidad de su semilla es aprovechable. La forma más común de consumo de este producto es mediante la ingesta de su aceite, ya sea en forma medicinal, o como aderezo para ensaladas (reemplazando al aceite de oliva). También existen otras formas de consumo del mismo, por ejemplo, se puede consumir la semilla sin procesar en forma de snack, tostándola o confitándola, sin que esto

signifique perder sus propiedades; otra forma de consumo es mediante la utilización de su harina, la cual es obtenida después de la extracción de su aceite.

1.4.4. Características de la semilla de sachá inchi

La semilla de sachá inchi es de color blanco, está cubierta por una cascara dura de color marrón, tiene forma ovalada y sus medidas varían entre 1.5 y 2.1 cm de diámetro (Medina, Coronado, García, & Cueva, 2007). Teniendo buenas condiciones ambientales, la semilla se puede conservar por más de un año (VELA SAAVEDRA, 1995).

El peso de la semilla de sachá inchi es de 0.77g en promedio y tiene un contenido de humedad del 6.5% (VELA SAAVEDRA, 1995). En la tabla 2.2 se detalla el porcentaje en peso que representa cada parte del fruto de sachá inchi.

Tabla 1.2. Porcentaje de elementos que conforman la semilla de sachá inchi.

Componente	Porcentaje
Capsula	48%
Cascara	18%
Semilla	34%

(Fuente: (Medina, Coronado, García, & Cueva, 2007)

1.4.5. Manejo post cosecha del sachá inchi

Después de cultivado, la semilla de sachá inchi debe de ser almacenada y secada para poder ser industrializada. El Sachá Inchi por su alto contenido de grasa y ácidos grasos insaturados es propenso a oxidarse, por lo que se debe de tener en almacenamiento a condiciones de temperatura no superior a 25⁰ y a una humedad relativa media (50%), y no debe de ser almacenada por más de un año.

El proceso de secado de la semilla debe realizarse de preferencia al aire libre durante una semana, cuando existen temperaturas superiores a 30⁰ y baja humedad. El secado también se lo puede realizar en secadores industriales a temperaturas de 100⁰, lo que acorta el tiempo de secado, aunque en este tipo de secado se corre el riesgo de que las grasas pierdan sus propiedades. Una vez la semilla ha sido secada, esta está lista para empezar con el proceso de despulpado de la misma.



Figura 1.4. Secador de sachá inchi al aire libre.

(Fuente: (Medina, Coronado, García, & Cueva, 2007)

1.5. Cultivos de sachá inchi en el Ecuador

Actualmente existen más de mil hectáreas de sachá inchi sembradas en la Costa, Pichincha y la Amazonía ecuatoriana (MAGAP, 2018). El Ministerio de Agricultura, tiene un plan de fomento de este cultivo entre las comunidades y pueblos de la Amazonía y la Costa ecuatoriana, esto con la finalidad de mejorar la calidad de vida de los campesinos, pues es un cultivo altamente rentable y de fácil mantenimiento.

1.6. Comercialización de la semilla de sachá inchi

Actualmente en el Ecuador existe una empresa dedicada a la industrialización de la semilla de sachá inchi, ECUAOMEGA, la cual está ubicada en la provincia de Esmeraldas, y puesto que tiene una capacidad limitada de producción, el MAGAP tiene suscrito un convenio con la empresa Agroindustrias Amazónicas, ubicada en el Perú, la cual compra la mayoría de la producción local de sachá inchi, con lo cual el país deja de generar valor agregado a sus productos agrícolas, además que para los productores amazónicos implica un gran gasto extra el tener que transportar la semilla hasta Huaquillas, en donde se encuentra un centro de acopio de la empresa peruana. La Región Amazónica al tener más de 300 ha de sachá inchi sembradas en las provincias de Napo, Sucumbíos y Orellana (MAGAP, 2018), requiere de una planta en la que se de valor agregado a la semilla, industrializándola, para producir valor agregado y generar mayores ingresos para el sector.

1.7. Sistemas de despulpado

Para obtener una semilla de sachá inchi completamente pelada se requiere de dos procesos: el proceso de descapsulado, el cual consiste en separar la semilla de la capsula que la contiene, y el descascarado el cual consiste en separar la semilla descapsulada de la cáscara.

Estos dos procesos, tienen el mismo principio de funcionamiento y se conocen comúnmente los siguientes procesos de despulpado.

1.5.1. Despulpado por rodillos

En este sistema, el Sacha Inchi ingresa por la tolva y por gravedad ingresa al sistema de limpieza de la almendra (figura 1.5.). Hay una compuerta que comunica la tolva con la cámara de despulpado. Para liberar las semillas de la estrella, ellas pasan entre dos rodillos los cuales están calibrados para dejar pasar esferas de cierto diámetro. Posteriormente los granos son separados de la cápsula por medio de corriente de aire. Dichos rodillos pueden ser planos o ranurados, y es impulsado por un sistema de poleas y motor eléctrico.

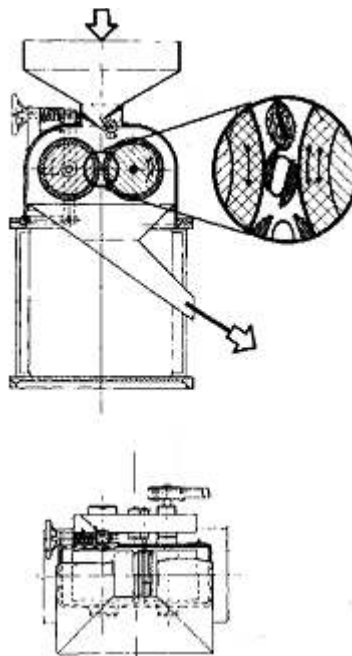


Figura 1.5. Despulpadora de rodillos.

(Fuente: (Greig, 1985))

El porcentaje de reducción en este caso no es muy alto debido a que las semillas permanecen poco tiempo en contacto con los rodillos. Las superficies de los rodillos están recubiertas con aleaciones o tratamientos que protegen de la abrasión y desgaste a los elementos. Adicionalmente dichos rodillos están acoplados con resortes para reducir los efectos de impacto y dar mayor vida útil a los componentes. La distancia entre centros del par de rodillos suele encontrarse entre 0.30 y 1.2 m. También se pueden mencionar que las velocidades se encuentran entre 50 y 300 rpm, donde la longitud y diámetro de los rodillos varían diversamente.

En este tipo de sistema se puede distinguir los principios básicos de funcionamiento. En primera instancia, si los rodillos giran al mismo sentido, los rodillos ejercen fuerza de compresión para el descascarado. Si los rodillos giran en sentidos diferentes, las fuerzas generadas son de compresión y cizalla. Las ranuras ejercen fuerzas que pulverizan la cáscara y hacen más eficiente la labor. Velocidades bajas garantizan que no haya pérdida considerable de humedad debido a la producción disminuida de calor.

En la tolva de ingreso se puede incluir un agitador para garantizar la alimentación uniforme, conjuntamente con una compuerta e ingreso. Generalmente esta opción se aplica a material denso o grueso.

Para la construcción de los rodillos se puede diferenciar dos partes. La interior, que es fundición gris; y la exterior, con una superficie intercambiable de caucho o acero al manganeso o cromo. Dichas superficies son ranuras para materiales duros o lisas en el caso contrario.

Tabla 1.3. Ventajas y desventajas del despulpado por rodillos.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Principio de funcionamiento sencillo • Robustez mecánica • Bajo consumo de energía • Distribución uniforme del producto descascarado • Silencioso • Baja generación de polvo • Apto para la operación en serie • Durable, debido al bajo desgaste de los rodillos. • Vida útil prolongada 	<ul style="list-style-type: none"> • Sistema de alimentación con relativa complejidad • Relativa dificultad de montaje • Baja a mediana productividad • Complejidad en la calibración de la distancia entre rodillos

(Fuente: Propia)

1.5.2. Despulpadora de discos abrasivos

Este sistema consiste en dos placas circulares paralelas, donde pueden rotar una o las dos a la vez (figura 1.6.). El producto a despulpar ingresa entre las dos placas y se produce la separación de la cáscara por fricción. Generalmente, las placas son estriadas, corrugadas o dentadas. La distancia entre las placas puede ser regulable, lo que significa una gran versatilidad de aplicaciones, donde se puede mencionar los siguientes casos: ceras, insecticidas, talco, cereales, maderas, almidones, pescado, pigmentos. Generalmente se usa con productos blandos, y friables (fáciles de desmenuzar), como en molinos para obtener harinas.

Los discos pueden ser refrigerados. La velocidad de los mismos oscila entre 1000 a 7000 rpm. La capacidad se encuentra en un rango de 100 kg/h, hasta 10000 kg/h. La potencia varía dependiendo del tipo de producto, pero se puede decir que se encuentra entre 5 a 150 hp/tonelada de producto. La alimentación desde la tolva debe ser homogénea.

Tabla 1.4. Ventajas y desventajas del despulpado por discos abrasivos.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Alto grado de trituración • Ajuste preciso de la abertura de salida • Fácil acceso a la cámara de descascarado • Fácil limpieza • Discos de larga vida útil • Fácil sistema de alimentación • Versatilidad e materiales 	<ul style="list-style-type: none"> • Difícil e calibrar para un tamaño de partícula homogéneo. • Existe cierta contaminación del producto final • Difícil de determinar la separación apropiada entre los discos • Complejidad en la construcción, lo cual significa aumento en el costo.

(Fuente: Propia)

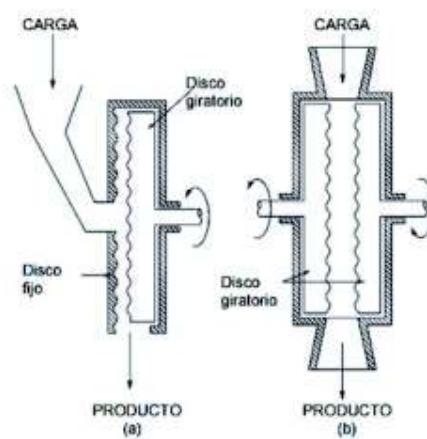


Figura 1.6. Molino de discos.

(Fuente: (Barragan & Torres, 2016))

1.5.3. Despulpadora de paletas

Su funcionamiento está basado en la descascaradora tipo Engelberg, en la cual dentro de un cilindro metálico gira un segundo cilindro, el cual tiene acoplado a su superficie aletas radialmente posicionadas (figura 1.7.). Las aletas remueven las semillas dentro del cilindro. Una cuchilla ajustable se acopla dentro de la cámara cilíndrica y pela la corteza exterior de las

semillas. Una vez que el producto ha sido despojado de su cáscara cae por gravedad a través de la criba, cuyas perforaciones permiten pasar solo las semillas sin cáscara.

Tabla 1.5. Ventajas y desventajas del despulpado por paletas.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Facilidad de montaje • Fácil mantenimiento y limpieza • Construcción relativamente sencilla • Variedad de repuestos 	<ul style="list-style-type: none"> • Mantenimiento y eventual reemplazo de cuchillas y cilindros descascaradores • Altos requerimientos de energía • Capacidad baja

(Fuente: Propia)

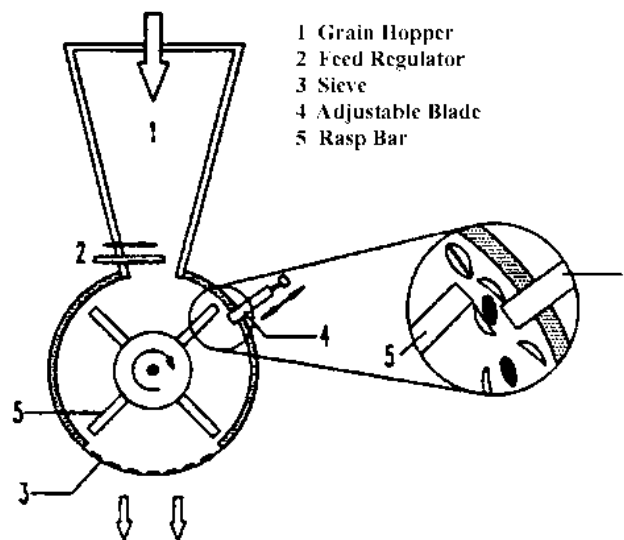


Figura 1.7. Despulpado por paletas.

(Fuente: (Barragan & Torres, 2016))

1.5.4. Despulpadora de tornillo sin fin

Este sistema es ampliamente usado en la industria arrocera y guarda relación con el sistema de despulpado por paletas. La máquina cuenta con una tolva de alimentación que disemina la materia prima uniformemente sobre la jaula de descascarado (figura 1.8.). Entre estas dos zonas hay una compuerta de apertura de flujo del producto. Concéntrico a la jaula cilíndrica gira el rotor, el cual es solidario a la polea motriz y en ciertos casos al ventilador que separa la cáscara y la semilla después del descascarado. Este rotor tiene una zona destinada al despulpado, el cual viene dentro de la jaula. A su vez, esta zona viene dividida en tres secciones. La primera tiene hélices helicoidales, a manera de tornillo; se encuentra justo debajo de la boca de la tolva y permite el movimiento del producto a la etapa siguiente. En la segunda zona, el eje sólido tiene en su superficie salientes en forma de cuchillas móviles que

separan a la semilla de su cáscara. Cabe recalcar que la primera y segunda zona del rotor forman parte de un mismo cuerpo, al contrario de la tercera zona. Esta zona forma parte de otro cuerpo debido a que los mayores efectos de desgaste y abrasión se producen en la primera y segunda zona. Desde el punto de vista económico, es más rentable solo reemplazar la primera sección que todo el eje por completo, La forma del eje es exactamente igual que la segunda zona, como se muestra en la figura siguiente.

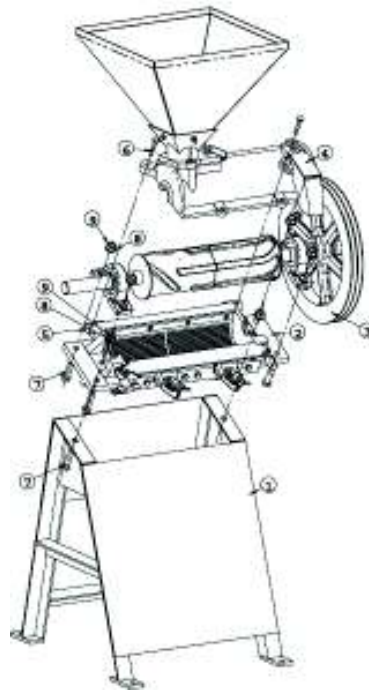


Figura 1.8. Despulpado por tornillo sin fin.

(Fuente: (Ingénieurs Assistance Internationale, 2003)

Tabla 1.6. Ventajas y desventajas del despulpado por tornillo sin fin.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Facilidad de montaje • Fácil mantenimiento y limpieza • Rentable en términos económicos • Montaje relativamente sencilla • Variedad de repuestos 	<ul style="list-style-type: none"> • Mantenimiento y eventual reemplazo de cuchillas y cilindros despulpadores • Complejidad en el maquinado del eje. • Altos requerimientos de energía • Capacidad baja

(Fuente: Propia)

1.5.5. Despulpadora centrífuga

De igual manera como en los casos anteriores, el grano entra en la tolva la cual viene provista de una compuerta. Al ingresar al tambor, las semillas son dirigidas a un precipitador centrífugo (figura 1.9.), el cual consiste en un disco que dirige las semillas a alta velocidad a la superficie de choque la cual puede ser, algún elastómero, caucho, o metal. El disco precipitador centrífugo está provisto con aletas que guían al grano hacia el exterior.

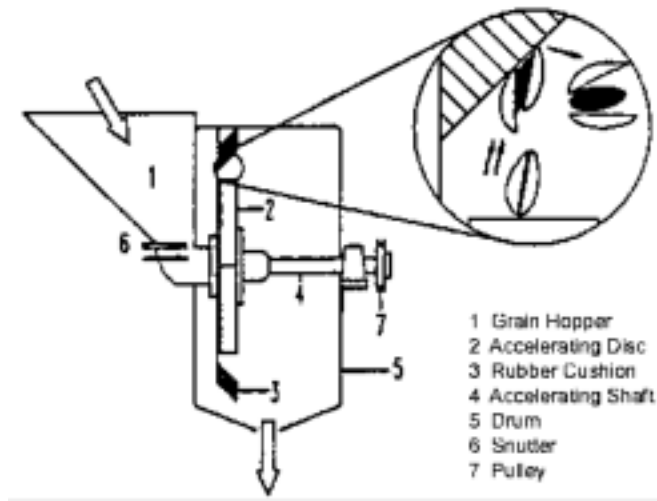


Figura 1.9. Despulpador centrífugo-Vista frontal.

(Fuente: (Dippon, 1993))

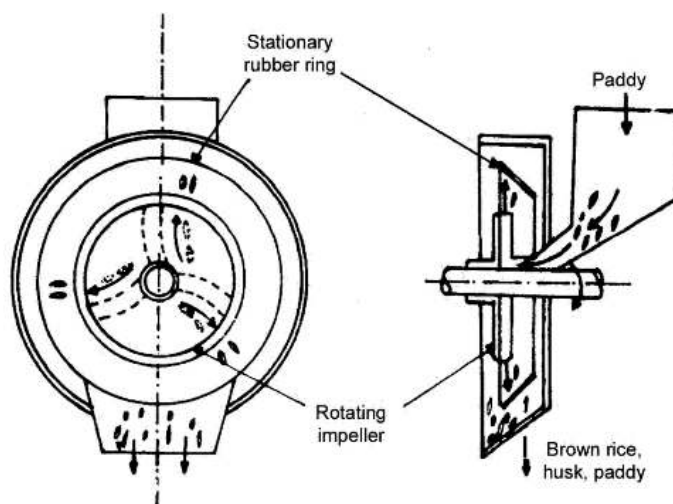


Figura 1.10. Despulpador centrífugo-Vista Superior y Lateral.

(Fuente: (Dippon, 1993))

El disco puede variar de diámetro dependiendo del grano que se vaya a trabajar. Por ejemplo, para un diámetro de disco de 203.2 mm, la velocidad para descascarar arroz es 2300 a 4000 rpm. Para granos como “mijo” la velocidad óptima es de 3600 a 4000 rpm. Si el contenido de humedad aumenta, la velocidad rotacional aumenta también. (Anthony & Kumar, 2012)

Si la velocidad es mayor que la óptima, el descascado aumenta, pero se pierde porcentaje de grano obtenido. Un hecho que se debe tomar en cuenta es que entre más altas sean las revoluciones, las vibraciones y el ruido aumentan, llegando hasta los 80 dB. Es posible diseñar el descascarado con diferentes tamaños de ejes, así como incorporar un variador de frecuencia para controlar la velocidad rotacional del eje (Anthony & Kumar, 2012). El cilindro que acoge a los elementos descascaradores puede tomar forma cónica para evitar que los granos se rompan.

Tabla 1.7. Ventajas y desventajas del despulpado centrífugo.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Menor potencia requerida • Mayor capacidad • Menor maltrato a los granos • Alto rendimiento en la separación de cáscara y almendra. • Menor desgaste en las partes móviles. • Mantenimiento simple • Diseño simple • Buena versatilidad ante semillas con mayor rango de humedad. • Versatilidad 	<ul style="list-style-type: none"> • Poca capacidad • Posibilidad de atasco en el paso desde la tolva hacia el plato centrífugo. • El costo puede aumentar al instalar un controlador de velocidad al eje. • Aumento en la complejidad de construcción de la cámara cónica.

(Fuente: Propia)

1.8. Extracción de deshechos

Para la extracción de los deshechos originados por la separación de la capsula y la cascara de la semilla se debe utilizar una corriente de aire que succione las partículas de deshecho, para lo cual es factible utilizar un extractor (figura 1.11.). La diferencia entre un ventilador y un extractor es que un ventilador es una máquina que impulsa el aire y un extractor es una máquina que lo aspira.

El sistema de extracción de aire cuenta con tres partes principales:

- a) La campana de captación.
- b) El ducto de succión.

c) El ventilador con su respectivo motor.

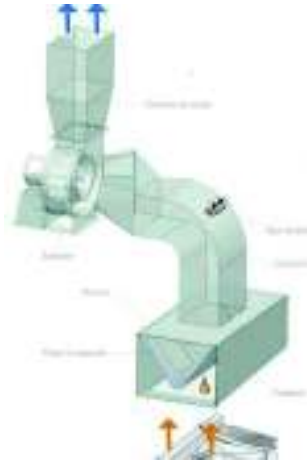


Figura 1.11. Sistema de extracción de aire.

(Fuente: (Evisos, s.f.)

1.9. Estructura de soporte

Tanto la maquina descapsuladora como la descascaradora requiere de una estructura que la soporte y que permita manipularla con mayor facilidad. Esta estructura debe de soportar el peso de toda la máquina y debe ser construida de un material que exista en el mercado, esto para abaratar costos (figura 1.12.). Para el correcto diseño de la estructura, se debe realizar un análisis estructural en el cual se estudie, las cargas que actúan sobre las mismas, y la deformación que producirán en la estructura, y compararlas con las características del material con el cual está diseñada la estructura, para determinar si habrá deformación permanente, falla o si por el contrario la estructura soportara a la máquina sin problemas.

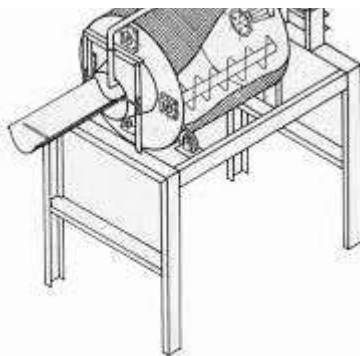


Figura 1.12. Estructura de soporte.

(Fuente: (Programa Cooperativo de Desarrollo Agroindustrial Rural (PRODAR))

2. METODOLOGÍA

El presente capítulo presenta las diferentes alternativas de diseño de la máquina despulpadora de sachá inchi, considerando los requerimientos del cliente y las respuestas técnicas que se pueden dar a los mismos.

2.1. Requerimientos del cliente

A continuación, se muestra una tabla con los requerimientos del cliente y la respuesta técnica dada a cada uno de ellos.

Tabla 2.1. Requerimientos del cliente.

Voz del cliente	Respuesta técnica
Fácil de transportar	Peso <4000 N Motor sujeto a la estructura
Estable	Estructura Centro de gravedad < 1 m de altura
Silencioso	Ruido menor a 60 dB
Durable	5 años de vida útil.
Fácil de operar	Solo botones de encendido y apagado.
Fácil mantenimiento	Menor cantidad de piezas Reducir la fricción entre partes móviles Diseño simple Materiales, dispositivos, y repuestos comerciales.
Los granos deben sufrir el menor maltrato.	Evitar impacto de almendras-acero
El proceso despulpado debe ser lo más rápido posible	Analizar la alternativa más eficaz. Motor eléctrico.
Separación de la cáscara, pulpa, y almendra.	Sistema de extracción de residuos.

(Fuente: Propia)

2.2. Requerimiento de mandos

- Generar 3 alternativas de diseño que satisfagan los requerimientos el cliente
- Proponer alternativas que innoven en el mercado.
- Analizar a los competidores para analizar sus fortalezas y debilidades.
- Incluir un “valor agregado al producto”

2.2.1. Casa de la calidad

Con los datos obtenidos del cliente, se realiza a continuación la casa de la calidad:

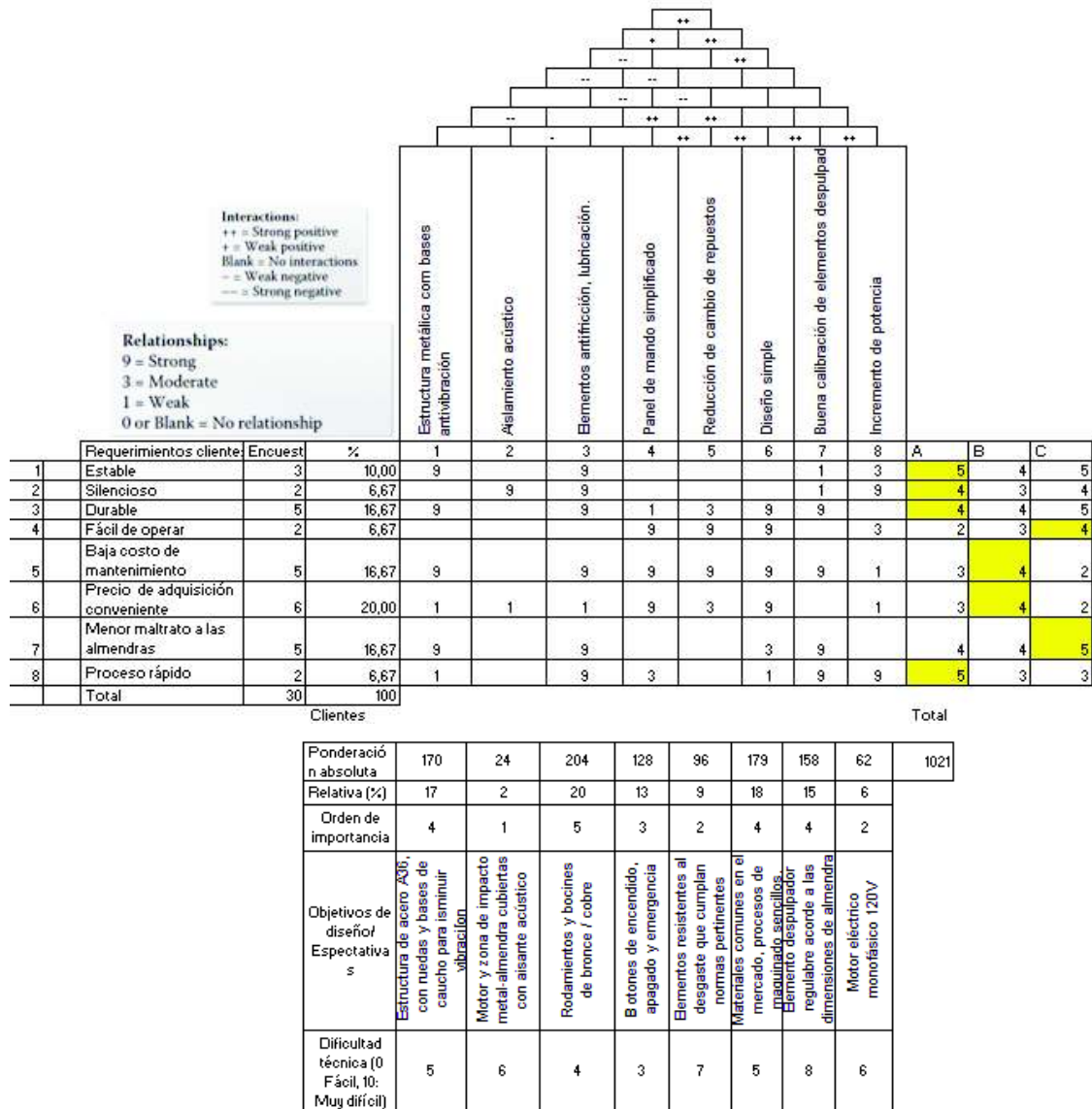


Figura 2.1. Casa de la calidad.

(Fuente: Propia)

2.2.2. Análisis de Kano

A continuación, se muestra el análisis de Kano realizado para los requerimientos del cliente.

Tabla 2.2. Análisis de Kano.

Requerimientos del cliente	Nuevas necesidades	Necesidades únicas	Dificultad de las necesidades	Necesidades no críticas
Estable				
Silencioso	X		X	X
Durable			X	
Fácil de operar		X		X
Baja costo de mantenimiento			X	
Precio de adquisición conveniente				
Menor maltrato a las almendras	X		X	
Proceso rápido				

(Fuente: Propia)

2.2.3. Análisis Benchmarking

Las siguientes condiciones son críticas para el cliente:

Precio de adquisición conveniente: Los materiales a utilizarse en la construcción de la máquina pueden encarecerla. Por lo tanto, los materiales utilizados en el diseño deben seleccionarse de tal manera que limiten a materiales comunes en el mercado y que cumplan las propiedades requeridas. Adicionalmente es importante hacer eficiente el tiempo de maquinado de cada elemento, entonces los planos deben ser extremadamente claros y acordes a las normas estandarizadas. Con respecto a los repuestos, éstos deben ser accesibles al mercado nacional, y garantizar confiabilidad y calidad.

Larga vida útil: Para que el equipo tenga una larga vida útil, el diseño debe evitar formas complejas, en las cuales pueda existir concentración de esfuerzos y disminuir el número de elementos. Es necesario el análisis de fatiga de los elementos expuestos a cargas cíclicas para asegurar la durabilidad apropiada.

Bajo costo de mantenimiento: La disminución del costo de mantenimiento es una consecuencia de un diseño simple. Se debe de utilizar materiales y dispositivos de fácil acceso en el mercado, apropiado seguimiento de mantenimiento preventivo por parte del usuario y seguir las recomendaciones del fabricante de la máquina.

Menor maltrato a las almendras: Los puntos críticos donde las almendras se ven expuestas al mayor maltrato se encuentra en la etapa de descascarado y al momento de que salen de esta cámara y chocan con el recipiente que las acumula. La estrategia para el segundo escenario es simple, y que solamente se puede recubrir el recipiente con un material como caucho o esponja para disminuir el impacto. En el caso del primer escenario la situación se complica un poco puesto que las almendras tienen dimensiones no uniformes. Para ello el equipo debe estar bien calibrado, y si es posible los elementos primordiales en el descascarado deben ser ajustables por parte del operario acorde al tamaño del grano.

Estabilidad de la estructura: Para que la estructura sea estable debe ser construida en acero estructural. El material seleccionado es ASTM A 36 debido a su alta distribución a nivel nacional. Los perfiles son unidos mediante soldadura y empernados cuando sea necesario. Las bases de la estructura deben permitir empernarla al piso. Entre el piso y la estructura hay caucho para disminuir los efectos de vibración. El motor debe posicionarse en la parte más baja que se pueda, para permitir que el centro de gravedad de la máquina sea bajo, y por consiguiente más estable.

2.3. Alternativas de diseño

- Despulpado por rodillos.
- Despulpado mediante discos abrasivos.
- Despulpado por paletas.
- Despulpado mediante tornillo sin fin.
- Despulpado centrifugo.

2.4. Criterios de selección

Los criterios de selección enunciados a continuación se seleccionaron de acuerdo al análisis benchmarking, en base al cliente y a criterios técnicos acordes a la casa de la calidad. Estos criterios son:

2.4.1. Costo de fabricación:

Esta categoría se refiere al costo que se ha invertido en el diseño y construcción de la máquina en su primera adquisición. En esta categoría se considera materiales, logística, tiempo de maquinado y tiempo de diseño.

2.4.2. Costo de mantenimiento:

Aquí se toma en cuenta el stock de repuestos que se requieren para mantener la máquina operable en su tiempo de vida útil. También el tiempo que el operario dedica al mantenimiento preventivo de la descascaradora, así como la frecuencia de estas actividades.

2.4.3. Durabilidad:

Se refiere al tiempo de vida útil, previniendo el desgaste prematuro, y procurando un tiempo de vida útil entendido. Para esto se debe de considerar el tiempo de vida escogido por el cliente para que la máquina funcione adecuadamente

2.4.4. Menor maltrato a las almendras:

Se refiere al proceso de extracción de la corteza que sea menos invasivo a la almendra, para aumentar la probabilidad de extracción de aceite. A menos maltrato de las almendras, menores será las pérdidas del producto

2.4.5. Estabilidad:

Se refiere a que tan segura esta la máquina con respecto a los puntos fijos, como los del suelo. Así como, la disipación de vibraciones obtenidas durante las horas de producción de la máquina.

2.4.6. Simplicidad de diseño:

Guarda relación con la practicidad de diseño, dando prioridad solo a los objetivos principales que satisfacen las necesidades del cliente, tomando en cuenta lineamientos técnicos imprescindibles. Este criterio facilita el montaje y actividades mantenimiento, así como hace eficiente el tiempo de trabajo.

2.4.7. Ergonomía:

Se define como la adaptabilidad de un equipo para satisfacer las necesidades de comodidad del operario durante las horas de trabajo. Se tiene que tener en cuenta el ruido producido en el proceso de separación de cáscara, y gases o material particulado contaminante que puede afectar la salud el ambiente circundante.

2.5. Ponderación de los criterios de selección

La ponderación de los criterios de selección antes descritos, se realiza en concordancia con la siguiente tabla:

Tabla 2.3. Valor de criterios de selección.

Criterio	Valor
A > B	1
A = B	0.5
B > A	0

(Fuente: (Riba, 2002)

2.6. Determinación del peso de los criterios de selección

Se procede a la comparación de los criterios mediante la siguiente matriz:

Tabla 2.4. Comparación de los criterios de selección.

	Costo de fabricación	Costo de mantenimiento	Durabilidad	Menor maltrato a las almendras	Estabilidad	Simplicidad el diseño	Ergonomía al operario	Sumatoria +1	Ponderación
Costo de fabricación		0.5	0	1	1	0.5	1	5	0.18
Costo de mantenimiento	0.5		0	1	1	0.5	0	4	0.14
Durabilidad	1	1		1	1	1	0	6	0.21
Menor maltrato a las almendras	0	0	0		0	0.5	0	1.5	0.05
Estabilidad	0	0	0	1		0	0	2	0.07
Simplicidad el diseño	0.5	0.5	0	0.5	1		0.5	4	0.14
Ergonomía al operario	0	1	1	1	1	0.5		5.5	0.20
							Total	28	1

(Fuente: Propia)

La ponderación de criterios ordenada descendientemente se la puede observar en la siguiente tabla:

Tabla 2.5. Ponderación de los criterios de selección.

No.	Criterio	Ponderación
1	Durabilidad	0.21
2	Ergonomía	0.20

3	Costo de fabricación	0.18
4	Costo de mantenimiento	0.14
5	Simplicidad el diseño	0.14
6	Estabilidad	0.07
7	Menor maltrato a las almendras	0.05
	Total	1.00

(Fuente: Propia)

Considerando la ponderación de criterios se procede a seleccionar la mejor opción de diseño. Adicionalmente, se ha decidido separar el proceso de separación de corteza en dos, después de los cuales el Sacha Inchi quedará listo para la extracción de aceite. El primero se lo denominará descapsulado, y el siguiente descascarado. Considerando las cinco opciones de separación de corteza anteriormente expuestas, se selecciona la mejor alternativa para el descapsulado, el cual será el mismo que el descascarado, ya que su función es similar y solo se diferencian en el tamaño de la almendra con la que se trabajara. Entonces a continuación se muestra la elección de la mejor opción de diseño para el descapsulado y el descascarado.

2.7. Selección de la alternativa de diseño

A continuación, se le asigna una letra a cada alternativa:

Tabla 2.6. Asignación de las alternativas.

Asignación	Alternativa
A	Rodillos
B	Discos abrasivos
C	Paletas
D	Sin fin
E	Centrífuga

(Fuente: Propia)

Para la calificación de las alternativas de diseño se utiliza una escala de 1-5.

Tabla 2.7. Matriz de ponderaciones.

	Ponderación	A	B	C	D	E
Durabilidad	0.21	4	3	4	3	4
Ergonomía al operario	0.20	4	3	5	3	4
Costo de fabricación	0.18	3	4	5	1	4
Costo de mantenimiento	0.14	4	1	4	2	3
Simplicidad el diseño	0.14	4	3	4	1	4
Estabilidad	0.07	4	2	3	3	3

Menor maltrato a las almendras	0.05	2	1	3	2	3
Evaluación ponderada		3.43	2.38	4.05	2.21	3.59

(Fuente: Propia)

Mediante el estudio de las diversas alternativas se ha determinado que la alternativa que mejor satisface las necesidades del cliente y requerimientos técnicos en la fase de despulpado es la opción de despulpado mediante paletas. Por lo tanto, las máquinas descapsuladora y descascaradora de sachá inchi, tendrán como principio de funcionamiento, el de una despulpadora con paletas.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Resultados

El sistema de despulpado consistirá en el ingreso de la estrella de sachá inchi a través de una tolva, hacia el cilindro de descapsulador, luego de esto pasará a una tolva de extracción de residuos, la cual contará con un sistema de limpieza de la semilla y posterior a esto saldrá. La máquina contará con un motor eléctrico y su principal diferencia con el descascarado será el tamaño de la malla del cilindro y la potencia del motor. A continuación, se muestra un esquema de la máquina:

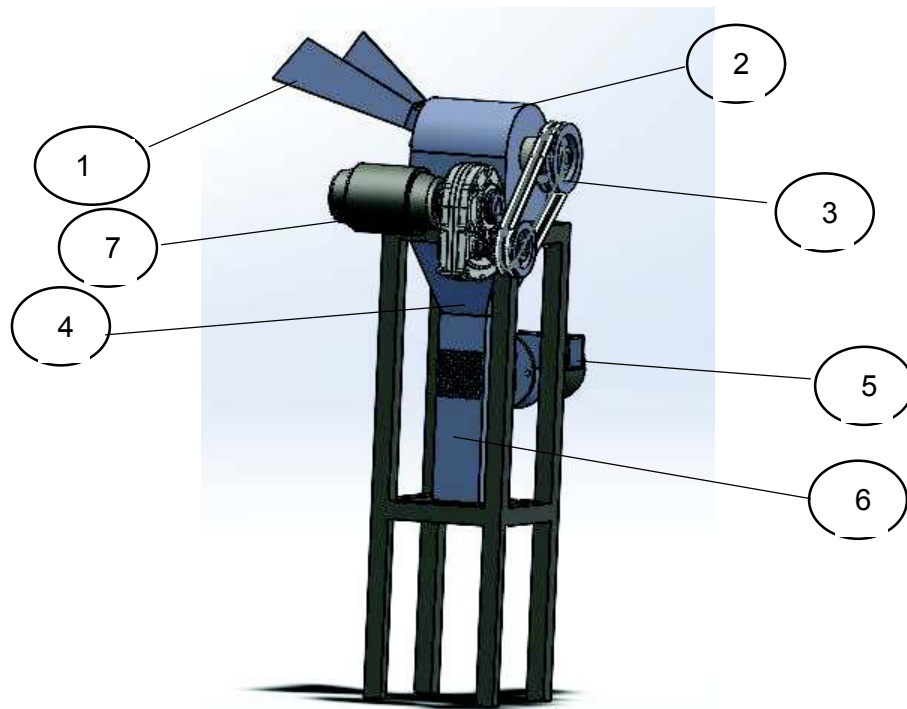


Figura 3.1. Bosquejo de la máquina desecapsuladora y descascaradora de sachá inchi.

(Fuente: Propia)

De forma general la máquina contará con los siguientes elementos:

Tabla 3.1. Elementos de la despulpadora de sachá inchi.

Elementos
1. Tolva de entrada
2. Cámara de descascarado
3. Sistema de transmisión
4. Tolva de paso
5. Sistema de extracción
6. Ducto de salida
7. Motor Eléctrico

(Fuente: Propia)

3.2. Variables de descapsulado y descascarado

3.2.1. Tamaño de la semilla de sachá inchi

Con el fin de determinar las medidas promedio de las estrellas, de la semilla con cáscara y de la cantidad de semillas por kilo de Sachá Inchi, se realizará un análisis estadístico para determinar la cantidad de semilla a estudiar con el uso de la ecuación (1).

$$n = \frac{N\sigma^2 Z^2}{(N - 1)e^2 + \sigma^2 Z^2} \quad (1)$$

Donde:

- N es el tamaño de la población, el cual se tomará como 100 debido a la poca capacidad de obtener Sachá Inchi para su estudio.
- e es el error máximo admisible el cual se considerará de 5%.
- Z es una constante, la cual depende del valor de confianza que se asigne, para este caso $Z=1.64$
- σ es la desviación estándar de la población a estudiarse.

Al resolver la ecuación se tiene que el tamaño de la muestra debe de ser de 80 semillas de sachá inchi.

La semilla tiene forma elipsoidal (figura 3.3.), por lo cual se procederá a tomar sus tres medidas principales: largo, ancho y espesor; para la toma de estas medidas se procederá a utilizar un calibrador marca **Best Value** (figura 3.2.), el cual tiene una precisión de 0,05 mm.



Figura 3.2. Calibrador Best Value.

(Fuente: Propia)

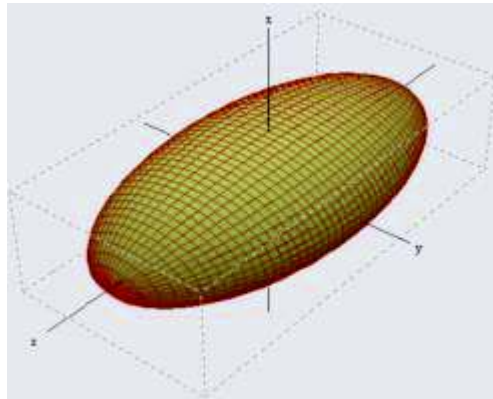


Figura 3.3. Forma aproximada de la semilla de sachá inchi.

(Fuente: (Wikipedia, 2017))

Para el diseño de la máquina se tomará el promedio de las mediciones hechas, el cual será calculado con la siguiente fórmula para las tres medidas:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n}$$

(2)

Se procede a tomar las medidas de las 80 semillas, y se obtiene las medidas promedias, los cuales serán mostrados en la siguiente tabla:

Tabla 3.2. Medidas promedio de la semilla de sachá inchi.

	Medidas de la cápsula en estrella (mm)	Medidas de la semilla con cáscara (mm)	Medidas de la semilla sin cáscara (mm)
Suma de las mediciones de largo	1952	1568	1444,8
Largo Promedio	24,4	19,6	18,06
Suma de las mediciones de ancho	1704	814,4	692
Ancho promedio	21,3	10,18	8,65
Suma de las mediciones del espesor	993,6	604	584
Espesor promedio	12,42	7,55	7,3

(Fuente: Propia)

3.2.2. Cantidad de semillas por kilogramo

Para calcular la cantidad de semillas en un kilogramo, se procederá a calcular la masa promedio de las semillas, utilizando la muestra descrita anteriormente, y la ecuación (2) para obtener el promedio.

Tabla 3.3. Masa promedio de Sachá Inchi.

	Masa de la cápsula en estrella (g)	Masa de la semilla con cáscara (g)
Suma de las mediciones de masa	129.84	93.2
Masa Promedio (\bar{m})	1.723	1.265

(Fuente: Propia)

Para calcular la cantidad de cápsulas por kilogramo y la cantidad de semillas con cáscara por kilogramo, se utilizará la siguiente ecuación:

$$N = \frac{1000}{\bar{m}}$$

(3)

De la ecuación (3), se obtiene que se tienen Nc=580 cápsulas de sachá inchi por cada kilogramo y Ns=790 semillas con cáscara de sachá inchi por cada kilogramo.

3.2.3. Fuerza necesaria para romper la semilla de sachá inchi

Para obtener la semilla de sachá inchi se requiere romper la cápsula y la cáscara de la semilla de sachá inchi, para el diseño se utilizarán los datos obtenidos en el Laboratorio de Ensayos Metrológicos y de materiales (LEMAT) de la Escuela Superior Politécnica del Litoral, los cuales son presentados a continuación:

Tabla 3.4. Ensayo de compresión de capsula de sachá inchi.

Ensayo #	Carga Max. (N)	Alargamiento (mm)
1	191.25	9.88
2	166.13	8.45
3	133.88	10.82
4	125.25	9.97
5	168.75	9.14
6	190.13	9.18
7	135.00	10.12
8	157.88	8.55
9	182.25	9.44
10	156.75	10.11
Media	160.72	9.44
Desv. Est.	22.4	0.75

(Fuente: (Moreira & Velásquez, 2016))

Tabla 3.5. Ensayo de compresión de cascará de sachá inchi.

Ensayo #	Carga Max. (N)	Alargamiento (mm)
1	89.3	1.222
2	82.5	0.853
3	83.4	0.712
4	81.9	1.181
5	85.3	1.003
6	82.9	1.043
7	83.9	1.137
8	86.2	1.029
9	84.1	1.508
10	82.5	0.880
Media	85.2	1.057
Desv. Est.	4.47	0.223

(Fuente: (Moreira & Velásquez, 2016))

3.2.4. Porcentaje de humedad

El porcentaje de humedad de la semilla de sachá inchi es un parámetro muy importante en el proceso de descascarado de la semilla, es por esta razón que se debe de tener este dato, el cual es de 6,50% (VELA SAAVEDRA, 1995)

3.3. Diseño de ingeniería

A continuación, se realizará el diseño de las diferentes partes de la máquina, utilizando normas, ecuaciones y los parámetros de entrada del sachá inchi. Se realizará el diseño haciendo un estudio de las partes críticas de las máquinas.

3.3.1. Tolva de alimentación para descapsulado y descascarado

Para que la materia prima ingrese al cilindro de despulpado requiere de una tolva en la cual se encuentre la materia prima que ingresará. La tolva de ingreso tiene que ser trapezoidal y tendrá un ángulo de inclinación de 20°, (Moreira & Velásquez, 2016) el cual servirá para que la materia prima deslice naturalmente dentro del cilindro.

Debido a la utilidad que tendrá se utilizará acero AISI 1010, el cuál es un material muy común en el mercado industrial. Gracias al caudal de trabajo (400 kg/h), la boca de entrada tendrá las siguientes medidas: 110x325 mm; y la boca de salida tendrá las siguientes medidas: 35x65 mm. La tova se muestra en la siguiente figura:

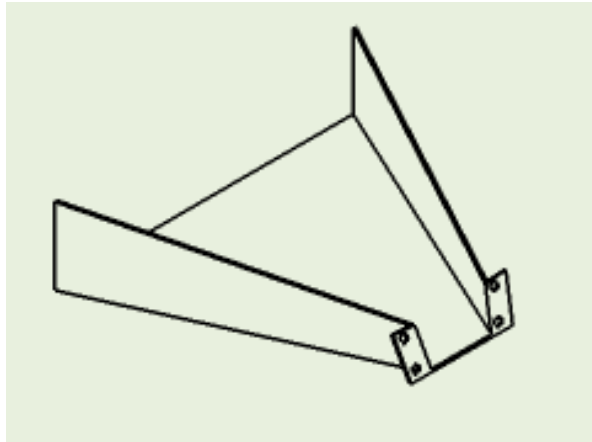


Figura 3.4. Tolva de entrada.

(Fuente: Propia)

3.3.2. Paletas de descapsulado y de descascarado

Para este elemento se requiere de un solo diseño, pues lo que variara será la distancia entre las paletas y el cilindro; la función de las paletas será la de separar las capsulas de la semilla, y la cascara del núcleo. Debido a la capacidad de la máquina, las dimensiones de la paleta serán: 250x70x25 mm; se utilizarán cuatro paletas ubicadas a 90° la una de a otra. Para seleccionar el material adecuado para las mismas se realizará el cálculo de los esfuerzos que soportará y se procederá a comparar con el esfuerzo ultimo admisible del material a usarse.

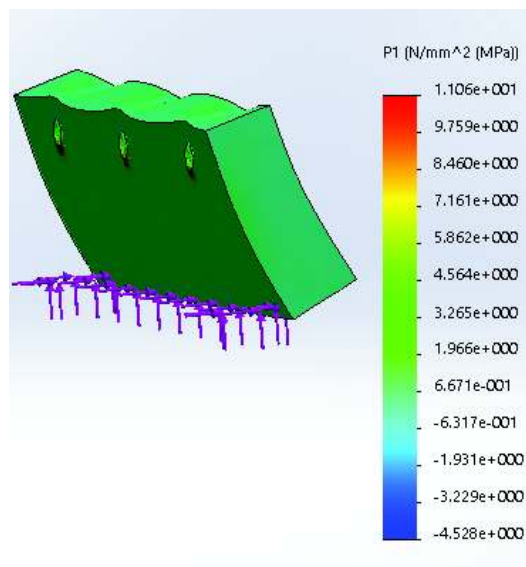


Figura 3.5. Diagrama de cuerpo libre de paletas.

(Fuente: Propia)

El esfuerzo último (S_{ut}) del nylon es de 75 N/mm^2 , este material cumple con la relación $\sigma_F < S_{ut}$, teniendo como factor de seguridad (F.S. = 6.78) por lo tanto las paletas para el descapsulado y el descascarado serán realizadas de este material.

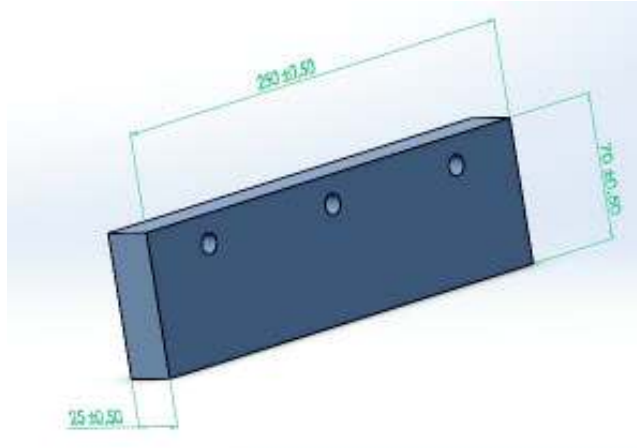


Figura 3.6. Paleta de descapsulado y descascarado.

(Fuente: Propia)

3.3.3. Cilindro de descapsulado y cilindro de descascarado

Para este elemento se requiere de dos diseños, uno para el descascarado, y otro para el descapsulado de la semilla de sachu inchi. Estos diseños variarán únicamente en el tamaño de los agujeros por los cuales pasarán las semillas con y sin cascara. La forma del cilindro descapsulador y descascarador será la siguiente:

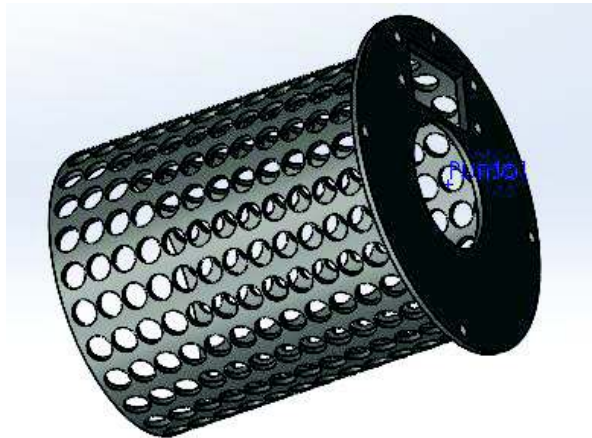


Figura 3.7. Cilindro para descapsulado y descascarado.

(Fuente: Propia)

Para el cilindro descapsulador (figura 3.8.), el tamaño de los agujeros de las mallas será de 19.6 mm de diámetro, y el diámetro general del cilindro será de 220 mm. Para el cilindro descascarador (figura 3.9.), el tamaño de las mallas será de 18.10 mm, y el diámetro general del cilindro será de 220 mm.

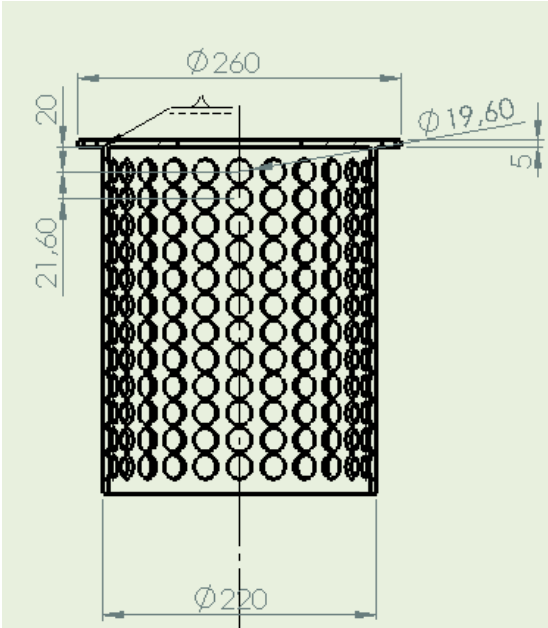


Figura 3.8. Cilindro de descapsulador.

(Fuente: Propia)

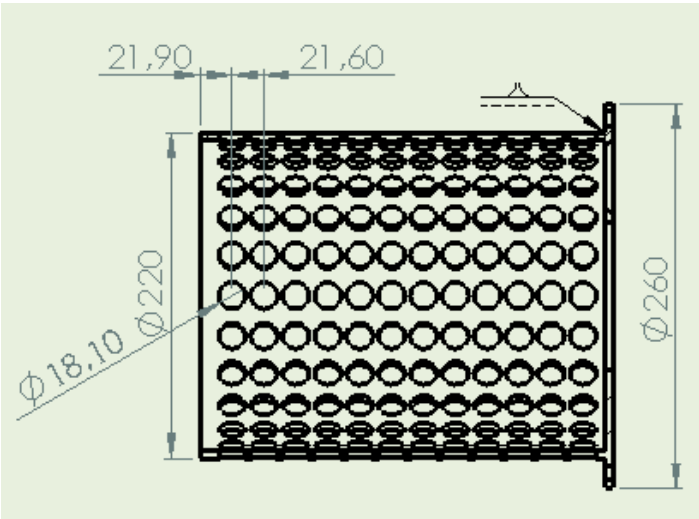


Figura 3.9. Cilindro de descascarador.

(Fuente: Propia)

3.3.4. Dimensionamiento del motor para el descapsulado y para el descascarado

Para obtener la potencia de los motores de descapsulado y descascarado, se requiere del torque en el eje de rotación y de la velocidad de rotación del eje se necesita de parámetros de entrada como el torque necesario en el eje y la velocidad de trabajo, se considerará que todos los cálculos que se presentan serán válidos para el descapsulador y para el descascarador.

3.3.4.1. Cantidad de Materia Prima

Para calcular la cantidad de materia prima que puede procesar cada paleta y en cada revolución, se requiere calcular la cantidad de capsulas y de semillas con cáscara que caben en cada paleta de la despulpadora y descapsuladora, respectivamente.

Así la cantidad de cápsulas que caben en una paleta se puede obtener de la relación entre la longitud de la paleta ($l_p=250$ mm) y el largo de la capsula (l_c) (tabla 3.2.) o de las semillas con cáscara (l_s) (tabla 3.2.), según sea el caso, se toma la longitud de la capsula pues es el lado más representativo de la capsula, así se considerará que las capsulas estarán colocadas de forma longitudinal sobre la paleta.

Así la ecuación para calcular la cantidad de capsulas y semillas en una paleta está dada por:

Capsulas por paleta:

$$NC_p = \frac{l_p}{l_c}$$

(5)

$$NC_p = 10$$

Semillas con cáscara por paleta:

$$NS_p = \frac{l_p}{l_s}$$

(6)

$$NS_p = 13$$

Para calcular la cantidad de capsulas y semillas que se tienen en una vuelta (NC_{rev} y NS_{rev}) se procede a multiplicar la cantidad de capsulas y semillas con cáscara en cada paleta (NC_p y NS_p) con la cantidad de paletas ($n_p = 4$) que tendrán las máquinas descapsuladora y descascaradora. Así las ecuaciones en cada caso quedarán de la siguiente manera:

Capsulas por vuelta:

$$NC_{rev} = NC_p * n_p$$

(7)

$$NC_{rev} = 40$$

Semillas con cáscara por vuelta:

$$NS_{rev} = NS_p * n_p$$

(8)

$$NS_{rev} = 52$$

3.3.4.2. Velocidad del eje

Para calcular la velocidad angular del eje para que cumpla con el flujo másico de diseño requerido, se relacionará el flujo másico (m') de diseño con la cantidad de capsulas (Nc) y semillas (Ns) a procesarse y el número de capsulas (NC_{rev}) y semillas (NS_{rev}) con cáscara que se tendrá en una vuelta. El flujo másico de diseño seleccionado es de 400 kg/h, y se asumirá una velocidad de salida del motor eléctrico de 1400 rpm, se asume esta velocidad de salida por la facilidad de encontrar motores con esta velocidad de salida en el mercado, considerando esta velocidad se utilizará una polea de 3 pulg de diámetro como motriz, esto debido a que es el diámetro mínimo que puede tener una polea para trabajar a dichas velocidades. Así, las ecuaciones para el cálculo de la velocidad del eje descapsulador y descascarador se expresan a continuación:

Velocidad del eje descapsulador:

$$w_c = m' Nc \frac{1hr}{60min} \frac{1}{NC_{rev}}$$

(9)

$$w_c = 100.37 \text{ rpm}$$

Velocidad del eje descascarador:

$$w_s = m' Ns \frac{1hr}{60min} \frac{1}{NS_{rev}}$$

(10)

$$w_s = 112.24 \text{ rpm}$$

3.3.4.3. Fuerza normal en las paletas

La fuerza normal en las paletas es la fuerza encargada de fracturar las capsulas y semillas de sachá inchi, por lo cual es la más importante en el proceso de diseño de las maquinas descapsuladora y descascaradora de sachá inchi. La fuerza normal que actúa sobre las paletas de descapsulado y descascarado, se presentan a continuación:

Fuerza normal en el descapsulador.- La fuerza necesaria para partir una cápsula de sachá inchi obtenida de manera experimental y cuyos resultados se muestran en la tabla 3.4. (Moreira & Velásquez, 2016), permite saber la fuerza que se requiere para el descapsulado de una capsula de sachá inchi; para hallar la fuerza normal de descapsulado, se requiere multiplicar esta fuerza por el número de capsulas que se hallaran en una paleta.

$$F_{Nc} = F_{dc} N_{Crev}$$

(11)

$$F_{Nc} = 6587N$$

Fuerza normal en las paletas de descascarador.- La fuerza necesaria para partir la cáscara de una semilla de sachá inchi obtenida de manera experimental y cuyos resultados se muestran en la tabla 3.5. (Moreira & Velásquez, 2016), permite saber la fuerza que se requiere para el descascarado de una semilla de sachá inchi; para hallar la fuerza normal de descascarado, se requiere multiplicar esta fuerza por el número de semillas con cáscara que se hallaran en una paleta.

$$F_{Ns} = F_{ds} N_{Srev}$$

(12)

$$F_{Ns} = 4347 N$$

3.3.4.4. Fuerza de rozamiento

Cuando las capsulas y semillas de sachá inchi ingresan al cilindro descapsulador y al cilindro descascarador son sometidas a fuerzas de rozamiento (F_r) provocadas por la fricción entre las paletas y los cilindros dando como resultado la separación de la cápsula y de la cáscara, la cual se calcula con una ecuación en la cual se relaciona la fuerza normal de descapsulado y de descascarado que se ejerce sobre la paleta y el coeficiente de fricción (μ) que es de 0,05 de acuerdo a las propiedades del material.

Fuerza de rozamiento en el descapsulador:

$$F_{rc} = \mu F_{Nc}$$

$$(13)$$

$$F_{rc} = 329 \text{ N}$$

$$F_{apc} = F_{rc}$$

$$(14)$$

$$F_{apc} = 329 \text{ N}$$

Fuerza de rozamiento en el descascarador:

$$F_{rs} = \mu F_{Ns}$$

$$(15)$$

$$F_{rs} = 217 \text{ N}$$

$$F_{aps} = F_{rs}$$

$$(16)$$

$$F_{aps} = 217 \text{ N}$$

3.3.4.5. Torque

El torque del eje dependerá de la fuerza aplicada por el eje, es decir de la fuerza de rozamiento y de la distancia entre el borde de las paletas y el centro del eje de revolución. Para un eje de $\Phi=42$ mm, la distancia entre el borde de las paletas y el centro del eje de revolución será $d_{ep} = 200$ mm. Para calcular este torque, se utilizará la siguiente ecuación:

Torque en el eje descapsulador:

$$T_{ejec} = F_{apc} d_{ep}$$

$$(17)$$

$$T_{ejec} = 66 \text{ N} * m$$

Torque en el eje descascarador:

$$T_{ejes} = F_{aps} d_{ep}$$

(18)

$$T_{ejes} = 44 \text{ N m}$$

3.3.4.6. Potencia del eje y del motor

La potencia del eje descapsulador se obtiene relacionando el torque del eje y la velocidad angular del motor ($w_m = 1400$ r.p.m. para un motor eléctrico disponible en el mercado).

$$P_{ejec} = T_{ejec} w_m$$

(19)

$$P_{ejec} = 692 \text{ W} = 0.928 \text{ hp}$$

Considerando unas pérdidas de potencia del 30% y las potencias de motores eléctricos disponibles en el mercado, se procede a seleccionar un motor de 1,5 hp, el cual tiene una velocidad angular de 1400 rpm.

La potencia del eje descascarador se obtiene relacionando el torque del eje y la velocidad angular del motor ($w_m = 1400$ r.p.m. para un motor eléctrico disponible en el mercado).

$$P_{ejes} = T_{ejes} w_m$$

(20)

$$P_{ejes} = 511 \text{ W} = 0.685 \text{ hp}$$

Considerando unas pérdidas de potencia del 30% y las potencias de motores eléctricos disponibles en el mercado, se procede a seleccionar un motor de 1 hp, el cual tiene una velocidad angular de 1400 rpm.

3.3.4.7. Torque del motor

Torque del motor del descapsulador. Una vez obtenida la potencia del motor descapsulador, se procede a hallar el torque del mismo, relacionando su potencia (P_{mc}) y la velocidad angular que se tiene en el eje del motor del descapsulador (w_m) de sachá inchi.

$$T_{mc} = \frac{P_{mc}}{w_m \frac{2\pi}{60}}$$

(21)

$$T_{mc} = 76 \text{ N m}$$

Torque del motor del descascarador. Una vez obtenida la potencia del motor descascarador, se procede a hallar el torque del mismo, relacionando su potencia (P_{ms}) y la velocidad angular que se tiene en el eje del descascarador (w_m) de sachá inchi.

$$T_{ms} = \frac{P_{ms}}{w_m \frac{2\pi}{60}}$$

(22)

$$T_{ms} = 51 \text{ N m}$$

3.3.5. Sistema de transmisión de movimiento

Para transmitir el movimiento angular del motor al eje de trabajo se requiere de un sistema de transmisión que transmita y reduzca la velocidad. Para realizar esta acción se utilizará un sistema de poleas y correas (figura 3.10.), debido a su bajo costo, su facilidad de instalación y mantenimiento, y a su alta eficiencia, la cual es superior al 95%, lo que minimiza pérdidas de potencia en la transmisión del movimiento. Debido a la alta relación de transmisión que tiene el sistema (mayor a 6:1), se utilizará un reductor de velocidades en el motor, previo a acoplarlo al sistema de poleas y correas, el cual será seleccionado de un catálogo, considerando la rapidez angular la potencia requerida.

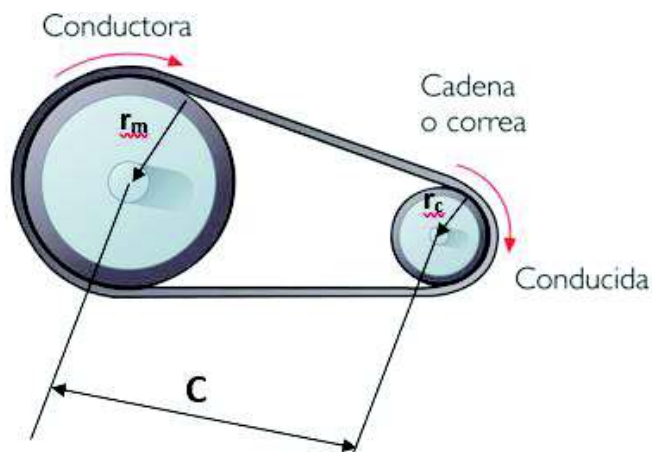


Figura 3.10. Sistema correa-poleas.

(Fuente: (Pita, 2016))

3.3.5.1. Selección del reductor de velocidades

El reductor de velocidades a usarse, será un reductor de velocidades sinfín-corona, seleccionado del catálogo de la marca REM (figura 3.11.). Para la selección del reductor de velocidades, el primer paso es hallar el par de fuerza necesario, el cual será calculado de la siguiente manera:



Figura 3.11. Reductor de velocidades sinfin-corona.

(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n)

$$Par = \frac{9.550 Rd Pm}{w_{sal}}$$

(23)

Donde:

Rd es la eficiencia del reductor la cual estará dada por el reductor seleccionado, la cual será de 88.6% para el descapsulador y 87.5% para el descascarador,

Pm es la potencia del motor dada en kW y es igual a 1.5 kW para el descapsulador y 0.75 kW para el descascarador, y

Wmr es la velocidad de salida del moto reductor en r.p.m., la cual será de 140 r.p.m. para el descapsulador y el descascarador.

Este par debe de ser igual o mayor al torque del motor, para minimizar las pérdidas de energía. Con estas características, se selecciona el moto reductor **REM 050 i10**, cuyas características se encuentran dadas en la siguiente tabla.

Tabla 3.6. Selección del moto reductor del descapsulador.

Reductor: REM 063						
i	Went	Wsal	Par(Nm)	kW	Rd	sf
7,5	1400	186,7	68	1,5	89,1	1,9
10		140	68	1,5	88,6	1,4
15		93,3	126	1,5	82,4	1,1
20		70	166	1,5	88,1	0,8
25		56	146	1,1	79,7	0,9
30		46,7	162	1,1	72,3	1
40		35	207	1,1	70,6	0,7
50		28	124	0,55	67,5	1,1
60		23,3	140	0,55	64,5	0,9
80		17,5	115	0,37	57,9	1,1
100		14	129	0,37	51,1	0,9

(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n)

Tabla 3.7 Selección del moto reductor del descascarador

Reductor: REM 050						
i	Went	Wsal	Par(Nm)	kW	Rd	Sf
7,5	1400	186,7	33	0,75	89	2,1
10		140	42	0,75	87,5	1,6
15		93,3	58	0,75	81,8	1,2
20		70	81	0,75	80,2	0,9
25		56	71	0,55	75,2	1
30		46,7	81	0,55	70,6	1
40		35	101	0,55	68,3	0,8
50		28	77	0,37	61,3	0,9
60		23,3	89	0,37	57,9	0,8
80		17,5	72	0,25	52,8	0,9
100		14	55	0,18	45	0,9

(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n)

Las dimensiones del moto reductor seleccionado se encuentran en el Anexo 1.

3.3.5.2. Selección de Poleas y Correas

Tanto para la máquina descapsuladora como la descascaradora de sachá inchi, se utilizará el sistema de transmisión por poleas y correas. Para evitar el deslizamiento de la banda, se utilizará una banda trapezoidal con una sección en V (figura 3.10.).

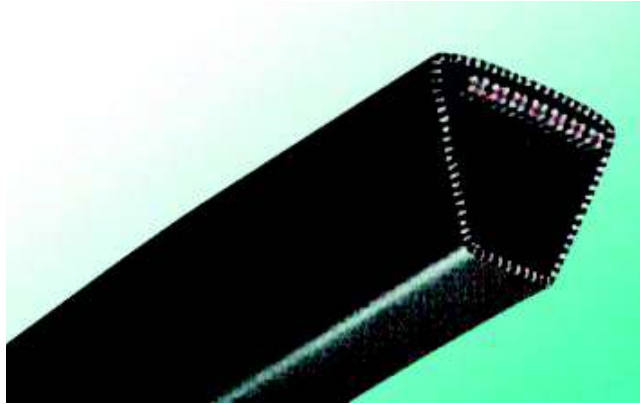


Figura 3.12. Banda en V.

(Fuente: (Unipower, s.f.)

Para seleccionar la sección de la correa se debe de calcular la potencia en la polea y relacionarla con las revoluciones a las cuales girara la polea menor. Para calcular la potencia de la polea se debe de relacionar la potencia del eje descapsulador (P_{ejec}) y del eje descascarador (P_{ejes}), según sea el caso, con el factor de servicio de la polea (k_s).

Para la máquina descapsuladora la ecuación será:

$$P_{polc} = k_s P_{ejec}$$

(24)

Para la máquina descascaradora la ecuación será:

$$P_{pols} = k_s P_{ejes}$$

(25)

Una vez calculada la potencia a transmitir por la polea y la velocidad angular de la polea menor, se procede a obtener la sección de la correa de un gráfico, el cual es propio de cada fabricante de correas. Para la selección de la sección de la correa se utilizará el siguiente gráfico, en el que se encuentran las secciones más comunes de correas.

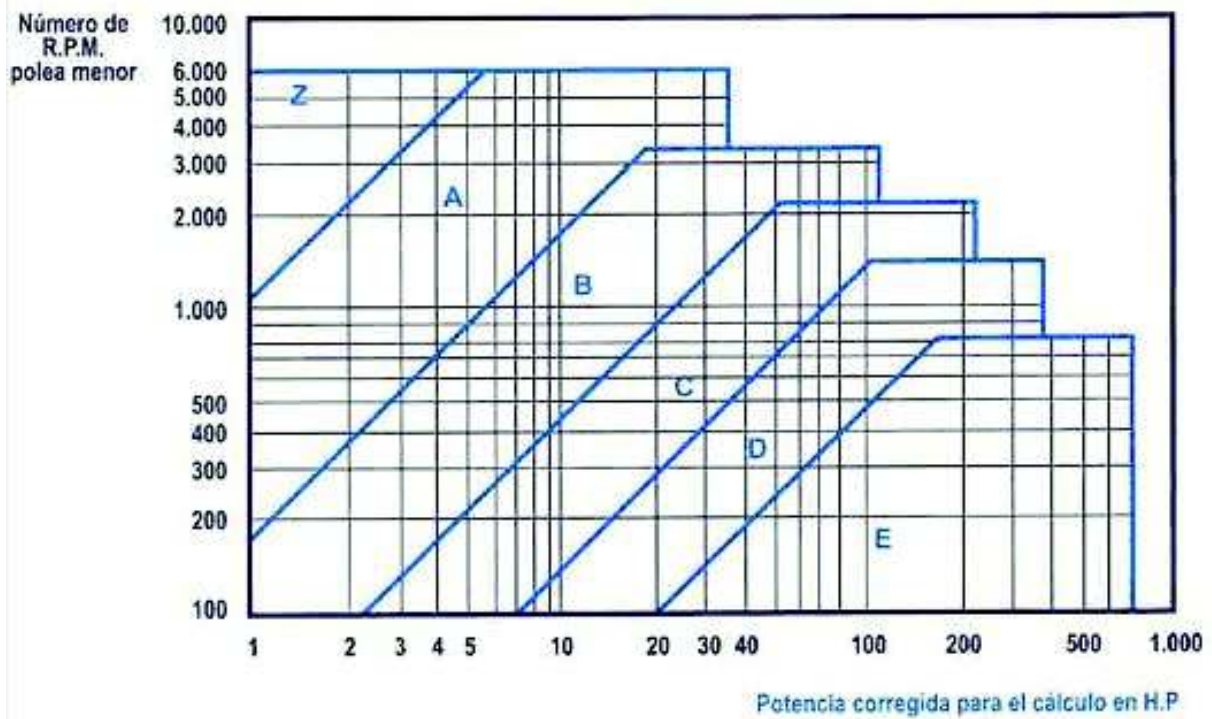


Gráfico 3.1. Secciones comunes de correa.

(Fuente: (IngeMecánica, s.f.)

Una vez seleccionada la sección óptima de la correa, se procede a obtener el diámetro mínimo de la polea menor, la cual se encuentra bajo la norma ANSI/RMA-1P-20-1997. La selección se la realiza mediante la siguiente tabla:

Tabla 3.8. Diámetro mínimo de poleas según la sección transversal.

Tipo	Sección Transversal	Diámetro mínimo de polea(plg)
Para Servicio Pesado	A	3,0
	B	5,4
	C	9,0
	D	13,0
	E	21,0

Fuente: (Shigley, 2008)

Para el descapsulador y el descascarador que tiene que con un factor de servicio de $k_s = 1$ y la potencia de eje encontrada, se obtiene una potencia de diseño igual a la potencia del eje.

$$P_{polc} = 1119 W$$

$$P_{pols} = 746 W$$

Con el valor de P_{pol} y $w = 1400rpm$, se observó el gráfico 3.1. para seleccionar el perfil de la correa, dando como resultado una sección **tipo A**. Para determinar el diámetro de la polea conducida (d_{pc} para el descapsulador y d_{ps} para el descascarador) se debe de considerar que la relación entre las velocidades angulares de las dos poleas (w_c de la polea conducida y w_m de la polea conductora) es inversamente proporcional a la relación entre sus diámetros (d_{pc} de la polea conducida y d_m de la polea conductora). Así las ecuaciones para hallar el diámetro de la polea conducida para el descapsulador y el descascarador se muestran de la siguiente manera.

Polea conductora del descapsulador:

$$\frac{w_c}{w_{mr}} = \frac{d_m}{d_{pc}}$$

(26)

De la ecuación (26) se despeja el diámetro de la polea conducida(d_{pc}) y se obtiene que:

$$d_{pc} = \frac{d_m w_{mr}}{w_c}$$

(27)

$$d_{pc} = 4.18 plg$$

Polea conductora del descascarador:

$$\frac{w_s}{w_{mr}} = \frac{d_m}{d_{ps}}$$

(29)

De la ecuación (29) se despeja el diámetro de la polea conducida(d_{ps}) y se obtiene que:

$$d_{ps} = \frac{d_m w_{mr}}{w_s}$$

(30)

$$d_{ps} = 3.74 \text{ plg}$$

La relación de transmisión entre dos poleas se define como la relación de velocidades de la polea conducida (w_c) respecto a la polea motriz (w_{mr}). Se debe de considerar que, al ser un sistema reductor de velocidades, la relación de transmisión entre las poleas no debe ser menor que 1:6; la relación estará dada por:

Relación de transmisión en descapsulador:

$$\tau_c = \frac{w_c}{w_{mr}}$$

(31)

$$\tau_c = 1.4$$

Relación de transmisión en descapsulador:

$$\tau_s = \frac{w_s}{w_{mr}}$$

(32)

$$\tau_s = 1.2$$

El ángulo de contacto (β) de la correa con la polea no debe de ser superior a los 120° , esto debido a que, si se supera esta cantidad límite, se corre el riesgo de que exista deslizamiento en la polea, con lo cual no se transmitiría de forma correcta la potencia. Para hallar este ángulo se debe relacionar a los diámetros de las poleas y el radio del eje que forman.

Angulo de contacto en el descapsulador:

$$\theta_{d2c} = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{d_c - d_m}{2c}\right) \text{ (Shigley, 2008)}$$

(33)

El ángulo de contacto será el complementario:

$$2\beta = 180 - \theta_{d2c}$$

(34)

Con una distancia entre centros de $C=450$ mm, se obtuvo un ángulo de contacto de:

$$\theta_{d2c} = 176.54^{\circ} = 3.08 \text{ rad}$$

Con el resultado se obtuvo el ángulo complementario de:

$$\beta_1 = 1.73^{\circ}$$

Angulo de contacto en el descascarador:

$$\theta_{d2s} = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{d_s - d_m}{2C}\right) \text{ (Shigley, 2008)}$$

(35)

El ángulo de contacto será el complementario:

$$2\beta = 180 - \theta_{d2s}$$

(36)

Con una distancia entre centros de $C=450$ mm, se obtuvo un ángulo de contacto de:

$$\theta_{d2s} = 177.83^{\circ} = 3.10 \text{ rad}$$

Con el resultado se obtuvo el ángulo complementario de:

$$\beta_1 = 1.08^{\circ}$$

La longitud de la banda descapsuladora se determina mediante la siguiente ecuación:

$$L_{pc} = 2C + 1.57(d_m + d_c) + \frac{(d_c - d_m)^2}{4C} \text{ (Shigley, 2008)}$$

(37)

$$L_{pc} = 50.43 \text{ plg} = 1.28 \text{ m}$$

Longitud de la banda en la descascaradora:

$$L_{ps} = 2C + 1.57(d_m + d_s) + \frac{(d_s - d_m)^2}{4C} \text{ (Shigley, 2008)}$$

(38)

$$L_{ps} = 49.73 \text{ plg} = 1.26 \text{ m}$$

El aumento de longitud de las bandas depende de la sección de la banda y se puede determinar mediante la siguiente tabla:

Tabla 3.9. Aumentos de longitud de banda en V.

Sección Transversal	Intervalos de tamaño (plg)	Aumentos de longitud (plg)
A	26 a 128	1,3
B	35 a 240	1,8
B	240 o mayor	2,1
C	51 a 210	2,9
C	210 o mayor	3,8
D	120 a 210	3,3
D	210 o mayor	4,1
E	180 a 240	4,5
E	240 o mayor	5,5

Fuente: (Shigley, 2008)

El perímetro interior relaciona a la longitud de la banda y el aumento de longitud mediante la siguiente ecuación:

Perímetro de la banda de la descapsuladora:

$$L_c = L_{pc} - \Delta L$$

(39)

Con un aumento de longitud $\Delta L = 1.33 \text{ plg} = 0.033 \text{ m}$, que se obtuvo en la tabla 3.9., considerando la sección transversal A, y evaluándolo en la ecuación 35, se tiene que:

$$L_c = 1.247 \text{ m}$$

Perímetro de la banda de la descascarador:

$$L_s = L_{ps} - \Delta L$$

(40)

Con un aumento de longitud $\Delta L = 1.33 \text{ plg} = 0.033 \text{ m}$, que se obtuvo en la tabla 3.9., considerando la sección transversal A, y evaluándolo en la ecuación 40, se tiene que:

$$L_s = 1.227 \text{ m}$$

Es la potencia que la banda transmite en condiciones ideales de trabajo, se la obtiene mediante siguiente ecuación:

$$P_r = \left[C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(wd_m)^2 - C_4 \log(wd_m) \right] (wd_m) + C_2 w \left(1 - \frac{1}{k_A} \right) \quad (\text{Shigley, 2008})$$

(41)

Las constantes C_1 , C_2 , C_3 , C_4 dependen de la sección transversal de la correa y se las encuentra en la siguiente tabla:

Tabla 3.10. Constantes para el cálculo de potencia en la banda.

Sección Transversal	C1	C2	C3	C4
A	0,8542	1,3420	2,436E-04	0,1703
B	1,5060	3,5200	4,193E-04	0,2931
C	2,7860	9,7880	7,460E-04	0,5214
D	5,9220	34,7200	1,522E-04	1,0640
E	8,6420	66,3200	2,190E-03	1,5310

Fuente: (Shigley, 2008)

Tabla 3.11. Factor de relación de velocidades k_A .

Intervalo D/d	k_A
1 a 1,01	1,0000
1,02 a 1,04	1,0112
1,05 a 1,07	1,0226
1,08 a 1,10	1,0344
1,11 a 1,14	1,0463
1,15 a 1,20	1,0586
1,21 a 1,27	1,0711
1,28 a 1,39	1,0840
1,4 a 1,64	1,0972
mayor que 1,64	1,1106

Fuente: (Shigley, 2008)

Para el **descapsulador**, la potencia que transmite la banda en condiciones ideales de trabajo es de:

$$P_{rc} = 0,492 \text{ kW} = 0.66 \text{ Hp}$$

Para el **descascarador**, la potencia que transmite la banda en condiciones ideales de trabajo es de:

$$P_{rs} = 0,492 \text{ kW} = 0.66 \text{ Hp}$$

Una vez hallada la potencia ideal, la potencia corregida es aquella que puede transmitir la banda en condiciones reales, se determina por la siguiente ecuación:

$$P'_r = k_1 k_s P_r$$

(42)

Para determinar el factor de corrección de longitud k_s , se selecciona el tamaño normal más próximo de la siguiente tabla:

Tabla 3.12. Factores de corrección K_s para bandas tipo V.

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda (plg)			
	A	B	C	D
0,85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128
0,90	38-46	48-60	81-96	144-162
0,95	48-55	62-75	105-120	173-210
1,00	60-75	78-97	128-158	240-260
1,05	78-90	705-120	162-195	270-330

Fuente: (Shigley, 2008)

Para el **descapsulador**, la potencia que transmite la banda en condiciones reales de trabajo es de:

$$P'_{rc} = 0.686 Hp$$

Para el **descascarador**, la potencia que transmite la banda en condiciones reales de trabajo es de:

$$P'_{rs} = 0.686 Hp$$

Para determinar el número de correas por poleas se relaciona a la potencia de diseño con la potencia requerida corregida:

$$N_b = \frac{P_{dis}}{P'_r}$$

(43)

Para el **descapsulador** el número necesario de poleas será de:

$$N_{bc} = 3$$

Para el **descascarador** el número necesario de poleas será de:

$$N_{bs} = 2$$

3.3.6. Diseño del eje

Para diseñar el eje, primero se requiere conocer todas las fuerzas que actúan sobre el mismo, incluidas las fuerzas producidas por las tensiones en las bandas. Para el eje se utilizará el acero AISI 304, el cual se utiliza comercialmente para la industria alimentaria, esto debido a su alta resistencia a la corrosión. Sus propiedades mecánicas y físicas se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 3.13. Propiedades mecánicas del acero AISI 304.

AISI 304			
Propiedades Mecánicas			
Módulo de Elasticidad (GPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	% de elongación	Dureza Brinell
200	570	menor a 60	175

Fuente: (Good Fellow, 2018)

Para determinar las tensiones en el eje, es necesario primero encontrar la fuerza centrífuga, la cual se determina con la ecuación 44, la cual está dada en el sistema inglés, con esta fuerza se determinarán F1 y F2:

$$F_c = k_c \left(\frac{V_t}{1000} \right)^2 \quad (44)$$

Donde: V_t es la velocidad lineal de la polea conductora, la cual se obtiene mediante el producto de la velocidad angular de la polea conductora ($w_{mr} = 140$ r.p.m.) y el radio de la polea ($r = 1.5$ plg.), con esto se obtiene que $V_t = 0.558$ m/s = 109.95 ft/min. K_c es un valor constante el cual se encuentra en la tabla siguiente:

Tabla 3.14. Parámetros de bandas tipo V.

Sección de la banda	Kb	Kc
A	220	0,561
B	576	0,965
C	1600	1,716
D	5680	3,498
E	10850	5,041

Fuente: (Shigley, 2008)

Tanto para el **descapsulador** como para el descascarador, la fuerza centrífuga será de:

$$F_c = 0.00678 \text{ lbf} = 0.0301N$$

La potencia que se transmite se basa en una diferencia de las tensiones en las bandas $\Delta F = F1 - F2$, y se la calcula con la siguiente ecuación:

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{P_d}{N_b}}{w_{mr} \frac{d_m}{2}} \text{ (Shigley, 2008)}$$

(45)

Donde: P_d es la potencia de diseño, N_b es el número de bandas, w_{mr} es la velocidad angular de la polea conductora y d_m es el diámetro de la polea conductora.

El diferencial de fuerzas (ΔF) para el **descapsulador** será:

$$\Delta F = 225.1 \text{ lbf} = 1001 N$$

El diferencial de fuerzas (ΔF) para el **descascarador** será:

$$\Delta F = 120.04 \text{ lbf} = 534 N$$

Con la diferencia de tensiones y la fuerza centrífuga se calcula la tensión $F1$ y la tensión $F2$ se obtiene mediante la diferencia entre la $F1$ y la diferencia de tensiones, con las siguientes ecuaciones:

$$F1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f_f * \theta_{d2})}{\exp(f_f * \theta_{d2}) - 1} \text{ (Shigley, 2008)}$$

(46)

Dónde: F_c es la fuerza centrífuga, ΔF es el diferencial de fuerzas, $f_f = 0.5123$ y θ_{d2} será el ángulo de contacto de la correa con la polea

$$F2 = F1 - \Delta F$$

(47)

Para el **descapsulador**:

$$F1 = 282.89 \text{ lbf} = 1258 N$$

$$F2 = 57.80 \text{ lbf} = 257 N$$

Para el **descascarador**:

$$F1 = 151.27 \text{ lbf} = 672 \text{ N}$$

$$F2 = 31.23 \text{ lbf} = 138 \text{ N}$$

Para diseñar el eje se debe de considerar las tensiones que se ejercen sobre la banda. En la siguiente figura se muestra un esquema en el cual se muestran dichas tensiones en el plano YZ.

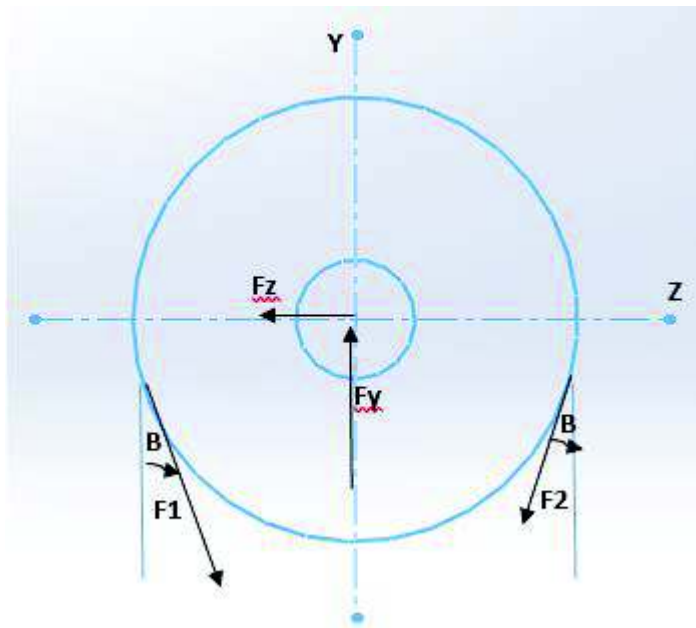


Figura 3.13. Diagrama de cuerpo libre en plano YZ.

(Fuente: Propia)

Con la finalidad de hallar las componentes en Y y Z de las fuerzas F1 y F2, se aplicará la función seno y coseno, las cuales se muestran a continuación:

$$F1_z = F1 \text{ Sen}(\beta)$$

(48)

$$F1_y = F1 \text{ Cos}(\beta)$$

(49)

$$F2_z = F2 \text{ Sen}(\beta)$$

(50)

$$F_{2y} = F_2 \cos(\beta)$$

(51)

Para el **descapsulador** las componentes de las fuerzas serán:

$$F_{1z} = 27 \text{ N}$$

$$F_{1y} = 1258 \text{ N}$$

$$F_{2z} = 5 \text{ N}$$

$$F_{2y} = 257 \text{ N}$$

$$F_y = 1515 \text{ N}$$

$$F_z = 22 \text{ N}$$

Para el **descascarador** las componentes de las fuerzas serán:

$$F_{1z} = 13 \text{ N}$$

$$F_{1y} = 673 \text{ N}$$

$$F_{2z} = 3 \text{ N}$$

$$F_{2y} = 139 \text{ N}$$

$$F_y = 812 \text{ N}$$

$$F_z = 10 \text{ N}$$

Para determinar los momentos flectores máximos se debe de realizar un análisis de fuerzas, en los planos X-Y y X-Z, con esto se logra encontrar las reacciones en los dos cojinetes, los cuales servirán para hallar los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

Las fuerzas encontradas en el plano X-Y se detallan en el siguiente esquema:

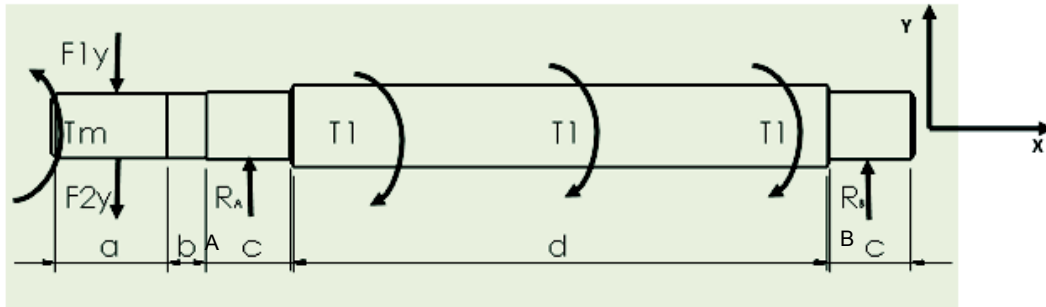


Figura 3.14. Diagrama de cuerpo libre en el plano XY.

(Fuente: Propia)

Para hallar las reacciones en los puntos A y B, se realiza una sumatoria de Momentos en los puntos A y B. Para hallar la reacción R_{Bxy} se realiza un sumatorio de momentos en el punto A, asumiendo que los momentos producidos a favor de las manecillas del reloj son negativos, Se obtiene lo siguiente:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{Bxy} = \frac{-F2y \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2} \right) - F1y \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2} \right)}{(c + d)}$$

(52)

Donde:

a = 60 mm es el ancho de la polea conducida.

b = 20 mm es el espacio entre la polea conducida y el rodamiento

c = 44 mm es el ancho del rodamiento

d = 272.5 mm es el espacio en el que se encuentran ubicadas las paletas

$Tm = 106.3$ N m para la **descapsuladora**

$Tm = 63.46$ N m para las **descascaradora**

T1 = 35.43 N m para la **descapsuladora**

T1 = 21.15 N m para las **descascaradora**

Con estos parámetros se obtiene que la reacción en B es:

$$R_{B_{xy}} = -337.2 \text{ N} \quad \text{para la } \mathbf{descapsuladora}, \text{ y}$$

$$R_{B_{xy}} = -180.7 \text{ N} \quad \text{para la } \mathbf{descascaradora}$$

El valor negativo de la reacción en B indica que la dirección de la reacción se encuentra hacia abajo. Para hallar la reacción en A se realiza un sumatorio de Fuerzas en Y. Así, se obtiene la siguiente ecuación:

$$R_{A_{xy}} = F1_y + F2_y - R_{B_{xy}}$$

(53)

$$R_{A_{xy}} = 1852.2 \text{ N} \quad \text{para la } \mathbf{descapsuladora}, \text{ y}$$

$$R_{A_{xy}} = 992.4 \text{ N} \quad \text{para la } \mathbf{descascaradora}$$

El siguiente paso es realizar un diagrama de fuerza cortante y momento flector, con la finalidad de hallar los momentos máximos. Para la realización de estos diagramas se utiliza el programa en línea **SkyCiv**.

En el caso de la **descapsuladora**, los diagramas quedan de la siguiente manera:



Figura 3.15. Reacciones en el plano XY (descapsuladora).

(Fuente: Propia)

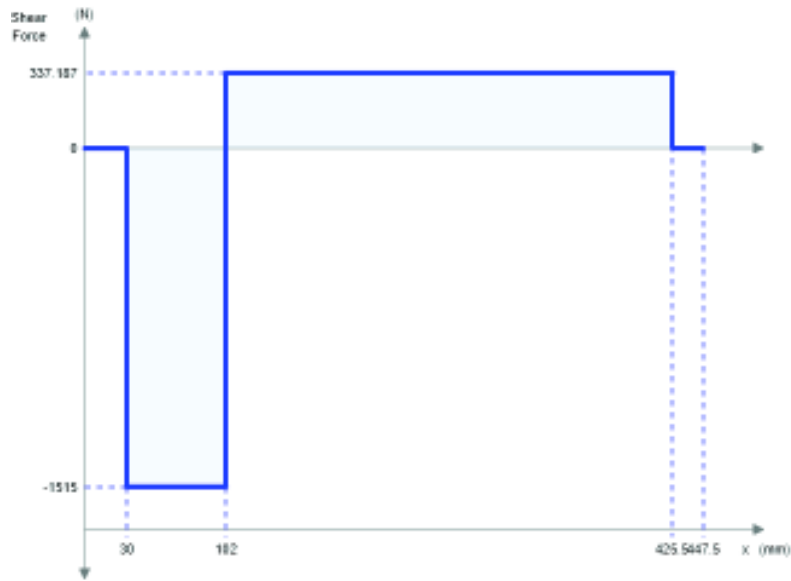


Gráfico 3.2. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XY (descapsuladora).

(Fuente: Propia)

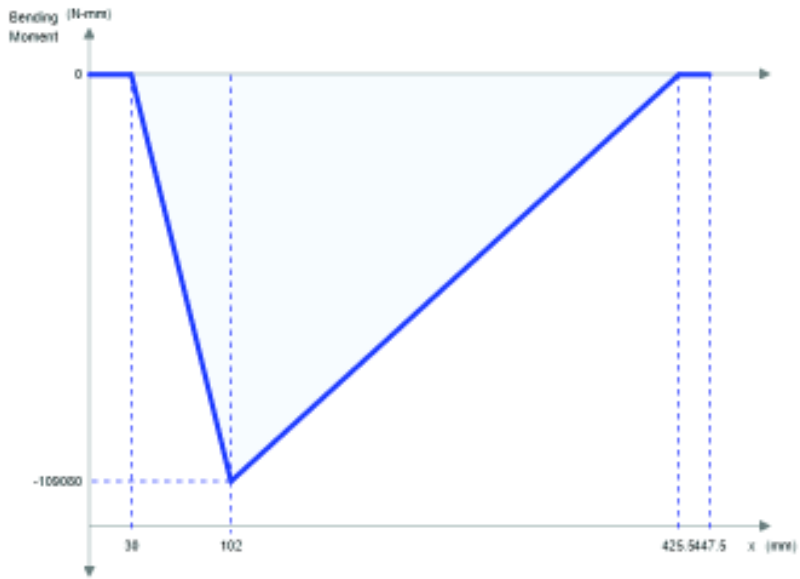


Gráfico 3.3. Diagrama de momento flector en el plano XY (descapsuladora).

(Fuente: Propia)

En el caso de la **descascaradora**, los diagramas quedan de la siguiente manera:



Figura 3.16. Reacciones en el plano XY (descascaradora).
(Fuente: Propia)

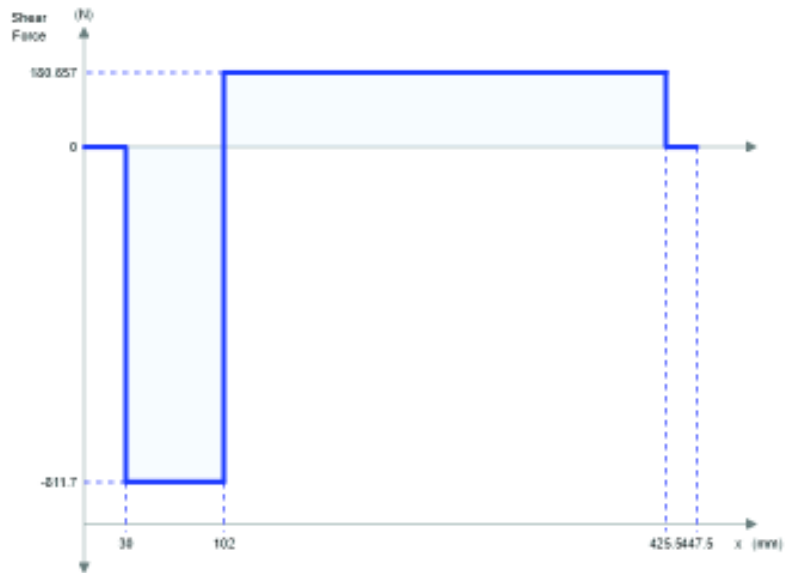


Gráfico 3.4. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XY (descascaradora).
(Fuente: Propia)

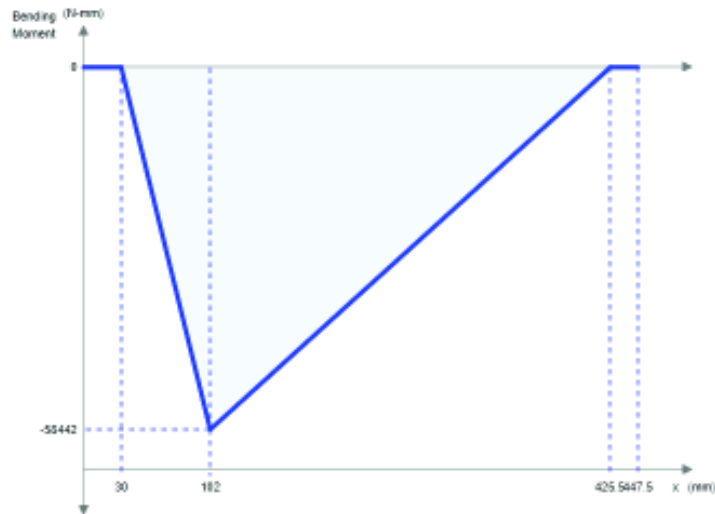


Gráfico 3.5. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XY (descascaradora).

(Fuente: Propia)

Las fuerzas encontradas en el plano X-Z se detallan en el siguiente esquema:

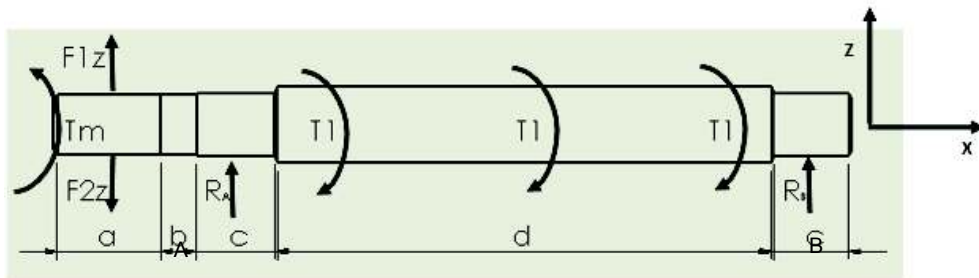


Figura 3.17. Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ.

(Fuente: Propia)

Para hallar las reacciones en los puntos A y B, se realiza una sumatoria de Momentos en los puntos A y B. Para hallar la reacción R_{Bxz} se realiza un sumatorio de momentos en el punto A, asumiendo que los momentos producidos a favor de las manecillas del reloj son negativos, Se obtiene lo siguiente:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_{Bxz} = \frac{F2_y \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2} \right) - F1_y \left(\frac{a}{2} + b + \frac{c}{2} \right)}{(c + d)}$$

(52)

Donde:

a = 60 mm es el ancho de la polea conducida.

b = 20 mm es el espacio entre la polea conducida y el rodamiento

c = 44 mm es el ancho del rodamiento

d = 272.5 mm es el espacio en el que se encuentran ubicadas las paletas

Tm = 106.3 N m para la **descapsuladora**

Tm = 63.46 N m para las **descascaradora**

T1 = 35.43 N m para la **descapsuladora**

T1 = 21.15 N m para las **descascaradora**

Con estos parámetros se obtiene que la reacción en B es:

$R_{Bxz} = 4.9 \text{ N}$ para la **descapsuladora**, y

$R_{Bxz} = 2.2 \text{ N}$ para la **descascaradora**

El valor negativo de la reacción en B indica que la dirección de la reacción se encuentra hacia abajo. Para hallar la reacción en A se realiza un sumatorio de Fuerzas en Z. Así, se obtiene la siguiente ecuación:

$$R_{Axy} = -F1_z + F2_z - R_{Bxy}$$

(53)

$R_{Azz} = -26.9 \text{ N}$ para la **descapsuladora**, y

$R_{Azz} = -12.3 \text{ N}$ para la **descascaradora**

El siguiente paso es realizar un diagrama de fuerza cortante y momento flector, con la finalidad de hallar los momentos máximos. Para la realización de estos diagramas se utiliza el programa en línea **SkyCiv**.

En el caso de la **descapsuladora**, los diagramas quedan de la siguiente manera:

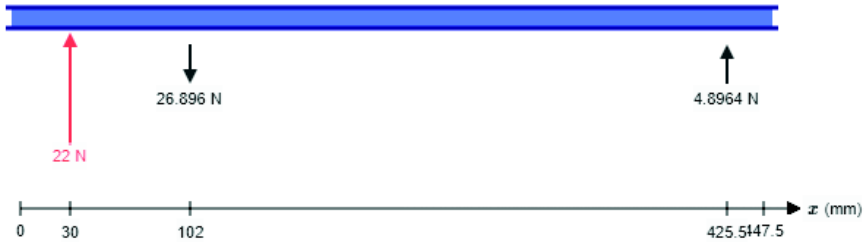


Figura 3.18. Reacciones en el plano XZ (descapsuladora).

(Fuente: Propia)

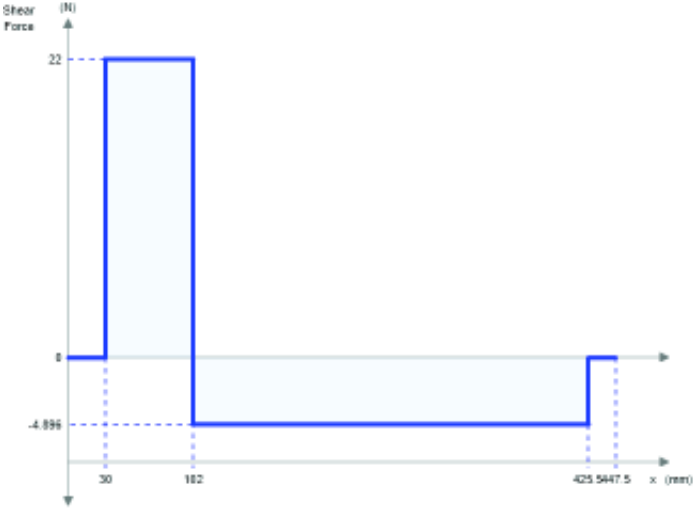


Gráfico 3.6. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XZ (descapsuladora).

(Fuente: Propia)

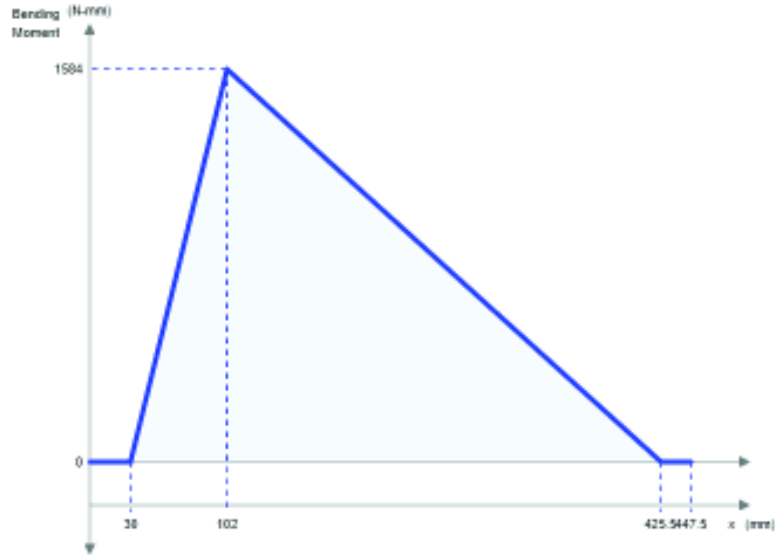


Gráfico 3.7. Diagrama de momento flector en el plano XZ (descapsuladora).

(Fuente: Propia)

En el caso de la **descascaradora**, los diagramas quedan de la siguiente manera:



Figura 3.19. Reacciones en el plano XY (descascaradora).

(Fuente: Propia)

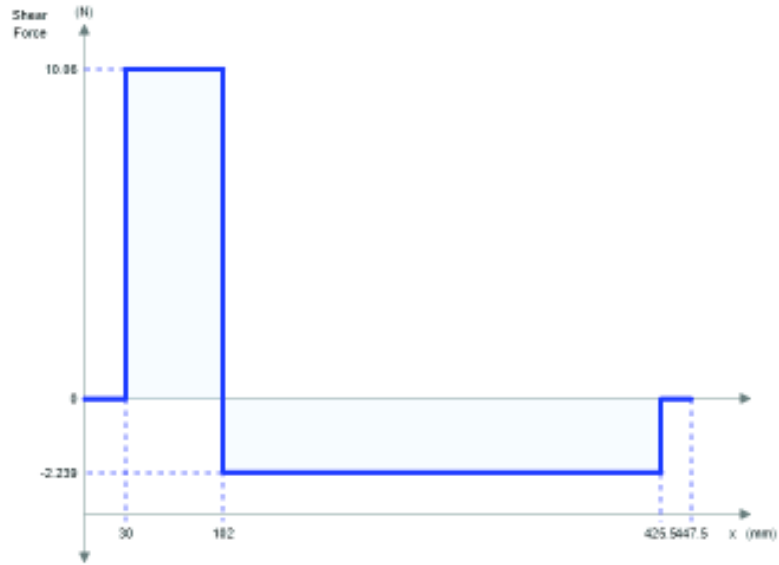


Gráfico 3.8. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XZ (descascaradora).

(Fuente: Propia)

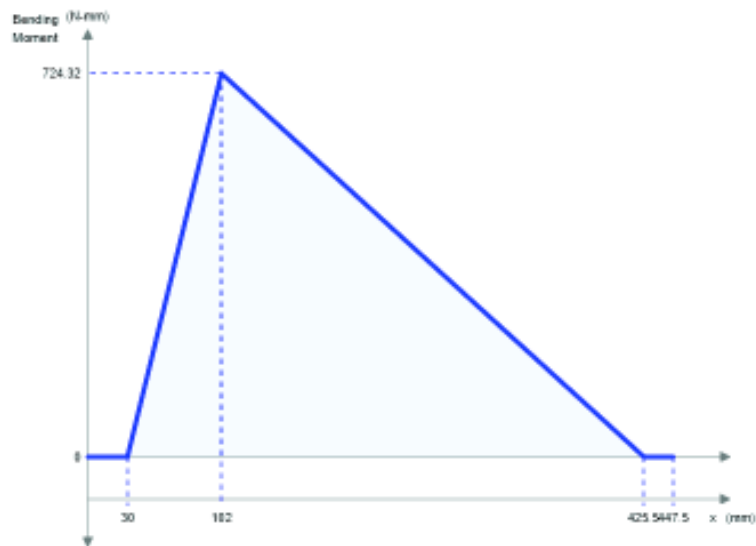


Gráfico 3.9. Diagrama de Fuerza Cortante en el plano XZ (descascaradora).

(Fuente: Propia)

Una vez graficado el diagrama de momento flector para los planos XY y XZ, se calcula el valor del esfuerzo máximo, el cual depende del diámetro del eje en el punto crítico ($d=35$ mm) y los momentos flectores en Y y en Z, y el par de torsión máximo (T_m) que servirá para el diseño del eje, utilizando la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{32}{\pi d^3} (M_{xy}^2 + M_{xz}^2 - M_{xy}M_{xz} + 3T_m)^{0.5}$$

(56)

Para el **descapsulador**:

$$\sigma_{max} = 288.41 \text{ MPa}$$

Para el **descascarador**:

$$\sigma_{max} = 163.5 \text{ MPa}$$

Luego de halladas las reacciones y el esfuerzo máximo admisible en los ejes del descapsulador y el descascarador, se procede al cálculo del factor de seguridad para carga estática, el material del eje es Acero AISI 304. Debido a que el esfuerzo máximo se produce en el descapsulador, se hallará el factor de seguridad con el esfuerzo máximo producido en el eje descapsulador.

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

(57)

$$F.S. = 1.98$$

Previo a la realización de un análisis de falla, se requiere conocer si el eje tendrá una vida finita, ya que el eje está sometido a bajas revoluciones, se procede a ubicar en una curva S-N, si el material tiene vida finita o infinita. Debido a la limitada capacidad de la máquina, se prevé que la máquina tenga una vida útil de 3 años. De los cuales funcionará los días laborales, durante cuatro horas diarias. Así la cantidad total de horas que trabajará la máquina durante su vida útil será:

$$h_{total} = 3 (sem_{año} 5 - fer) * 4$$

(58)

Donde:

$sem_{año}$ es la cantidad de semanas que tiene un año, y

fer es la cantidad de feriados en días laborales que tiene un año.

$$h_{total} = 2976 h$$

Para una rapidez promedio de 112 r.p.m., se calcula los ciclos de vida:

$$ciclos_{vida} = h_{total} w_c 60$$

$$(59)$$

$$ciclos_{vida} \cong 20000000$$

Con este parámetro, y el esfuerzo máximo que tendrá el eje, se procede a verificar en la curva s-n si el eje tendrá vida finita o infinita:

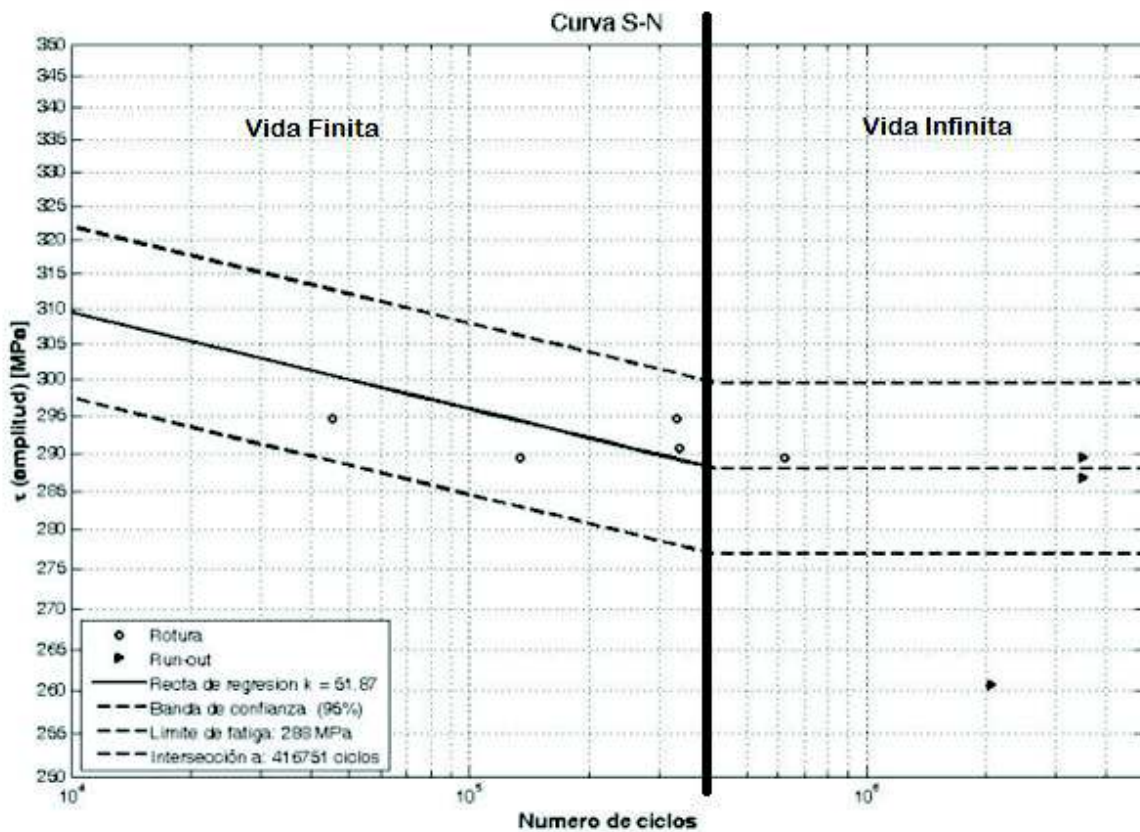


Gráfico 3.10. Curva S-N para acero AISI 304.

(Fuente: (Viera Campos, s/n))

Como se puede observar en el gráfico anterior, el eje se encuentra en el rango de vida infinita. Por lo cual no se requiere hacer un análisis de fatiga.

3.3.7. Sistema de limpieza de semilla

Para que la semilla salga libre de impurezas, se requiere de un sistema que separe a las semillas de los residuos producidos. Para esto se utilizará una corriente de succión de aire, la cual extraerá los elementos más livianos que se encuentren (residuos). El comportamiento de las partículas en un flujo de aire está determinado por sus características aerodinámicas, en la siguiente figura se muestra el diagrama de cuerpo libre de la semilla.

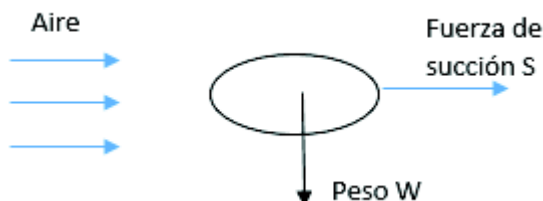


Figura 3.20. Diagrama de Cuerpo libre de semilla de sachá inchi en el sistema de extracción de residuos.

(Fuente: Propia)

En la siguiente tabla, se detalla el peso de la semilla encapsulada, la semilla con cáscara y la semilla sin cáscara. Con estos valores se puede comprobar que el deshecho que se requiere extraer de las máquinas es de entre el 26 y el 28% de la masa que ingresa a la máquina.

Tabla 3.15. Porcentaje de residuos en el descapsulado y descascarado de sachá inchi.

Peso semilla con capsula(g)	Peso semilla con cáscara (g)	Peso semilla sin cascara (g)
1,72	1,26	0,91
% Perdida	26,7%	27,8%

(Fuente: Propia)

En los sistemas convencionales de limpieza de semillas, los ajustes del vacío que se generan por la succión son manualmente ajustados por inspección visual y por prueba y error. Supervisión frecuente y ajustes por el operador son necesarios para mantener la calidad con la menor pérdida de semillas. (Estados Unidos Patente nº US 4991721, 1991)

El ducto de succión es utilizado para dirigir el flujo de aire con los desechos que provienen de las máquinas y así separarlos de las semillas ya descapsuladas y descascaradas. Este ducto cuenta con una zona de entrada por la cual pasan las semillas, y una zona de salida en la cual se encuentra ubicado el ventilador, y es en la zona en la que ocurrirá la succión de los residuos.

Para la zona de entrada se utilizará una entrada en forma de campana, pues es la más eficiente en cuanto a pérdidas, y a su facilidad de fabricación. En el caso de las entradas en forma de campana, el coeficiente que indica la pérdida de velocidad al ingreso es de $Kv = 0,4$, y el ángulo de la campana recomendado es de $\theta v = 30^\circ$, esto con el fin de tener menores pérdidas. (Wallis, 1983). Para hallar las pérdidas en la campana de succión se necesita el valor del caudal a la salida y entrada del sistema.

El caudal será:

$$Qs = v_s As$$

(60)

Donde:

v_s es la velocidad de salida del ducto, considerando que se requiere una velocidad de entrada de la campana aproximada de 7 m/s, y que en el sistema hay aproximadamente un 30% en pérdidas, la velocidad de salida del ducto (Vs) debe ser igual a 9 m/s (Vidal, 2004), y As es el área de salida del ducto, la cual según el ducto diseñado es de 3190 mm².

$$Qs = 0.029m^3/s$$

Con el valor del caudal se determina el valor de la velocidad de entrada al ducto de campana:

$$Qe = v_e Ae$$

(61)

Ae es el área de salida del ducto, la cual según el ducto diseñado es de 7602 mm².

$$Qe = 0.053m^3/s$$

Para el cálculo de pérdidas se considera que estas están en función de la velocidad del flujo.

$$Perd = \frac{1}{2} \rho K (v_s^2 - v_e^2)$$

(62)

El coeficiente de fricción K se obtiene del siguiente gráfico, con una relación de áreas de 0.42.

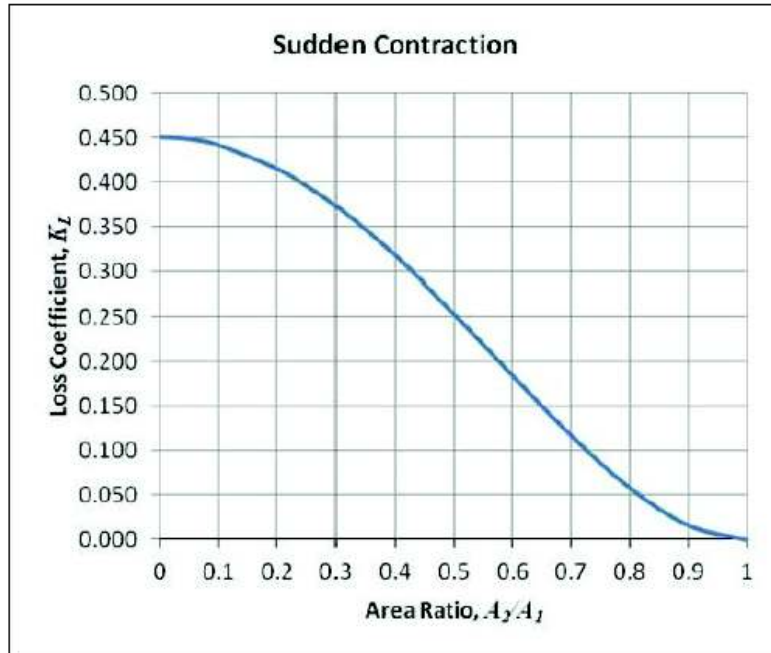


Gráfico 3.11. Coeficiente de fricción en ductos.

(Fuente: (Auworshop, 2014))

$$Perd = 0.127 \text{ kPa} = 13 \text{ mmc. a.}$$

3.3.7.1. Selección del ventilador

Para la selección del ventilador se tomará en cuenta los valores del caudal de trabajo y la caída de presión (perdidas). Para el movimiento del ventilador, se utilizará un motor de 1 HP, el cual entrega 1800 rpm, y se asumirá un diámetro de 100 mm, el cual es el espacio disponible en el diseño del ducto de ventilación. Una vez se tienen estos valores, en la gráfica 3.12. se procede a encontrar el valor de la velocidad pico, la cual es la velocidad ideal que entregara el ventilador.

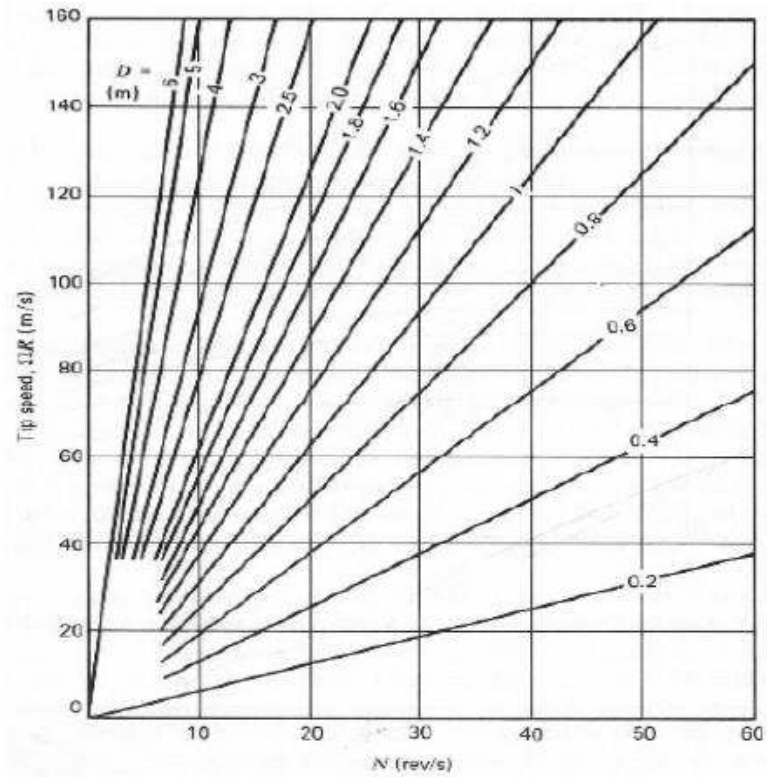


Gráfico 3.12. Velocidad pico vs. Revoluciones por segundo.

(Fuente: (Jhon Wiley and Sons, 1983))

En el gráfico, se puede observar que la velocidad pico será de $N_2=20$ m/s.

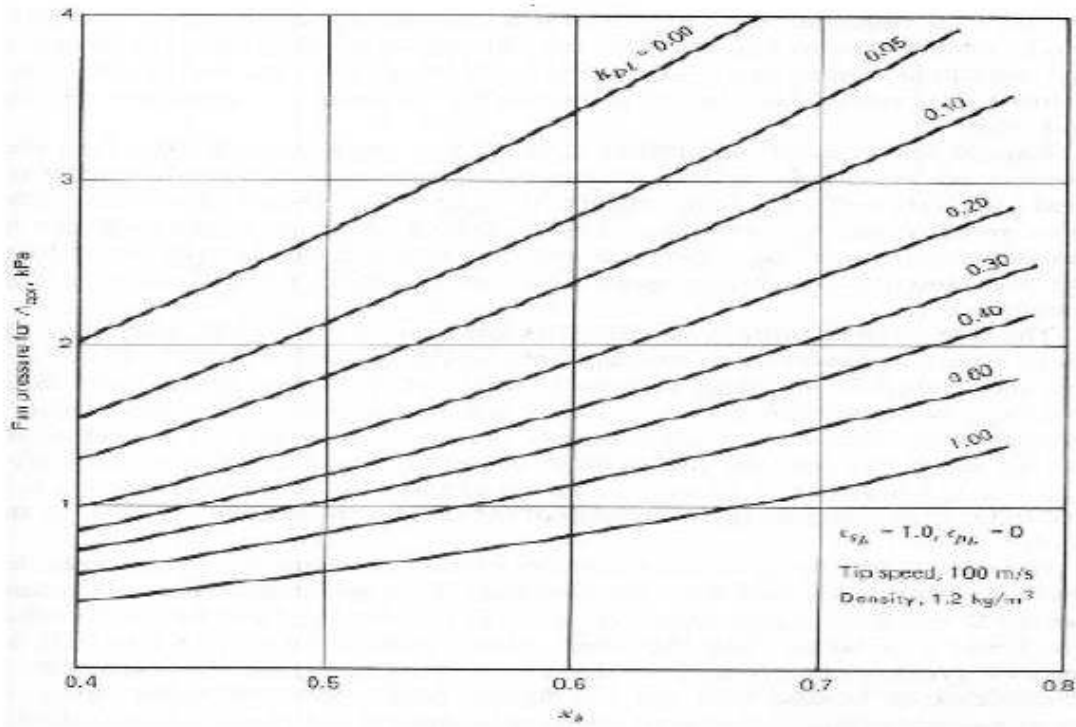


Gráfico 3.13. Presión del ventilador vs X_b y KDL .

(Fuente: (Jhon Wiley and Sons, 1983))

Una vez obtenida la velocidad pico, se procede a calcular la presión del ventilador. Para esto, primero se debe obtener la presión del ventilador con una velocidad pico $N_1=100$ m/s. con estos valores se procede a calcular la presión mediante la siguiente ecuación:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2$$

(63)

Los valores de X_b y KDL se asumen; X_b es la relación entre el diámetro del ventilador y el del rodete, la cual debe ser de 0.8. KDL es el coeficiente de pérdidas de presión en el ventilador, el cual será de 0.05 (Wallis, 1983).

$$p_2 = 1.112 \text{ kPa}$$

Los álabes en el rodete estarán distribuidos radialmente, ya que estos ventiladores se utilizan en instalaciones agroindustriales para la extracción de aire con partículas. En la siguiente figura se muestra la distribución de los álabes en el rodete.

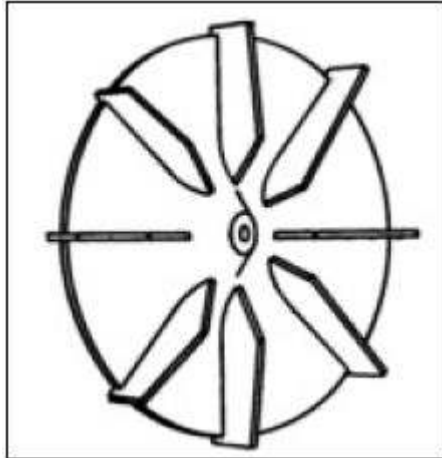


Figura 3.21. Rodete con distribución radial de alabes.

(Fuente: (Atmospheric Fan System, s/n))

El radio del rodete será menor que el del ventilador (80 *mm*), por consiguiente, el rodete ocupará el 80% de la superficie del ventilador; tendrá 8 álabes ya que esta es la cantidad común de álabes de un ventilador radial en el mercado.

3.3.8. Diseño de uniones por sujeción mecánica

Las paletas de descascarado deben de ser móviles, para que en caso de que se dañen puedan ser fácilmente intercambiables. Para esto, lo que se utilizará son pernos de sujeción, los cuales serán colocados en las paletas como indica la siguiente figura.



Figura 3.22. Paleta de descapsulado y descascarado.

(Fuente: Propia)

Se realiza la selección de pernos, que cumpla con las siguientes características con las siguientes características:

Pernos de cabeza hexagonal M8

Longitud = 40 mm

Grado de calidad ISO 8.8

Luego de haber diseñado el lugar en donde irán los pernos, se procede a analizar si el diseño cumple con la teoría de falla.

Se considerará la teoría de falla de Goodman con la siguiente ecuación:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{su}} = \frac{1}{\eta}$$

(64)

En la siguiente tabla, se muestran las propiedades mecánicas de los pernos ISO 8.8.

Tabla 3.16. Propiedades mecánicas de los pernos ISO 8.8.

Propiedades mecánicas	
Resistencia a la fatiga	Se = 129 MPa
Resistencia de prueba mínima	Sp = 600 MPa
Resistencia mínima de fluencia	Sy = 660 MPa
Resistencia última	Sut = 830 MPa

Fuente: (Normas ISO, s/n)

3.3.8.1. Parámetros derivados de la geometría de los pernos

Para el cálculo de los parámetros se usarán las siguientes ecuaciones:

$$k_b = \frac{A_R A_{NR} E}{A_{NR} L_R + A_R L_{NR}} \text{ (Shigley, 2008)}$$

(65)

Dónde: A_R es el área de diámetro menor, A_{NR} es el área de esfuerzo de tensión, L_R es la longitud del perno, L_{NR} es la longitud de tensión y E es el módulo de elasticidad.

$$k_b = 540$$

$$k_M = \frac{0.577\pi E d}{2 \ln \left[\frac{5^{0.577l+0.5d}}{5^{0.577l+2.5d}} \right]} \text{ (Shigley, 2008)}$$

(66)

Dónde: d es el diámetro nominal del perno, l es el agarre del perno y E es el módulo de elasticidad.

$$k_M = 4326$$

Una vez obtenidos estos valores se halla C, que es la fracción de la carga soportada por el perno.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_M}$$

$$(67)$$

$$C = 0.11$$

Para el cálculo de la fuerza primaria y la precarga se usarán las siguientes ecuaciones:

$$F_p = A_{NR} S_p$$

$$(68)$$

Dónde: S_p es la resistencia de prueba mínima y A_{NR} es el área de esfuerzo de tensión.

$$F_p = 186.4 \text{ kN}$$

$$F_i = 0.75 F_p$$

$$(69)$$

$$F_p = 139.8 \text{ kN}$$

Luego de calcular la fuerza primaria y la precarga, se procede a calcular los esfuerzos sobre los pernos con P como fuerza aplicada sobre los pernos, la cual es igual a la fuerza cortante, la cual es de 1515 N. Se calcula mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{C P}{2 A_{NR}}$$

$$(70)$$

$$\sigma_a = 70.45 \text{ kPa}$$

$$\sigma_m = \frac{C P}{2 A_{NR}} + \frac{F_i}{A_{NR}}$$

$$(71)$$

$$\sigma_m = 470.3 \text{ kPa}$$

$$\sigma_a = \sigma_m - \sigma_i$$

(72)

$$\sigma_i = 400 \text{ kPa}$$

$$S_m = \frac{S_{ut}(S_e + \sigma_i)}{S_{ut} + S_e}$$

(73)

$$S_m = 112 \text{ MPa}$$

$$S_a = S_m - \sigma_i$$

(74)

$$S_a = 111.6 \text{ MPa}$$

Al reemplazar en la ecuación 64, se tiene que $\eta = 1$. Con este valor, se cumple con el criterio de falla de Goodman.

3.3.9. Diseño de uniones por soldadura

Para conocer si la junta soldada resistirá las fuerzas aplicadas a la misma, se requiere calcular el factor de seguridad, para este cálculo, el tamaño del cordón de soldadura en relación con el espesor de la base, se realizará de acuerdo a las normas ASTM. El elemento que unirá a las paletas con el eje, es el elemento a estudiarse, este elemento se muestra en la siguiente figura.

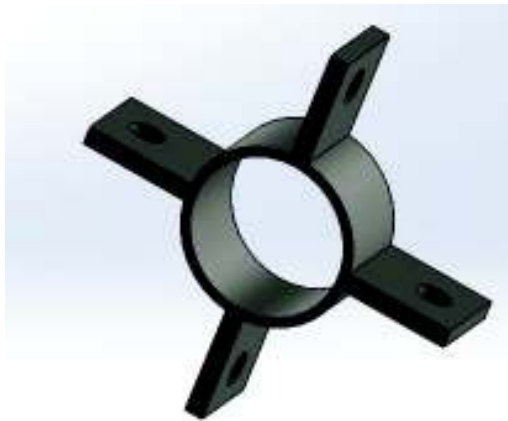


Figura 3.23. Figura soldada a analizar.

(Fuente: Propia)

El espesor del eje es 2 mm y de las placas soporte de las paletas es 2 mm, el material es acero AISI 1010, debido a su mejor soldabilidad respecto al acero AISI 304. El cordón de soldadura será realizado con proceso TIG, con lo cual el material de aporte será el tungsteno, el cual tiene un S_{ut} de 407 MPa.

$$S_{ut} = 407 \text{ MPa}$$

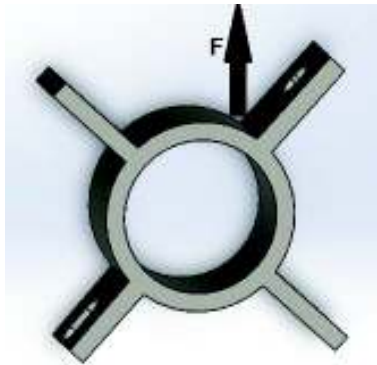


Figura 3.24. Fuerza que actúa sobre el elemento soldado.

(Fuente: Propia)

La fuerza que actúa sobre el cordón de soldadura es la Fuerza cortante, se toma el valor máximo que es de 479 N. En la unión soldada, se utilizará un cordón tipo filete con una altura de 3 mm, y una longitud de soldadura de 3 mm. Se procede a determinar los esfuerzos con las fórmulas que se aplican para uniones soldadas de este tipo:

$$\sigma_{max} = 1.618 \frac{F}{h L}$$

(75)

$$\sigma_{max} = 10.33 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 1.118 \frac{F}{h L}$$

(76)

$$\tau_{max} = 7.14 \text{ MPa}$$

Luego de hallar el valor de cada uno de los esfuerzos se calcula el esfuerzo equivalente de Von Misses:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2}$$

(77)

$$\sigma' = 16.11 \text{ MPa}$$

Con lo cual el factor de seguridad será de:

$$F.S. = 25.25$$

3.3.10. Estructura de soporte

La estructura de soporte de las máquinas se las diseñara de un perfil cuadrado (50x50x3 mm) de acero ASTM A36 (figura 3.25.). La cual se analizará mediante un software, para conocer si soportara el peso de toda la máquina, este análisis se realizará para la máquina descapsuladora, puesto que tiene un motor más potente y por lo tanto más pesado que la descascaradora. Sobre la estructura actuara como carga una carga estática distribuida la corresponde a la suma del peso de todos los elementos de la máquina, el cuál es de 1160 N. la estructura a analizar es la siguiente:



Figura 3.25. Estructura de soporte.

(Fuente: Propia)

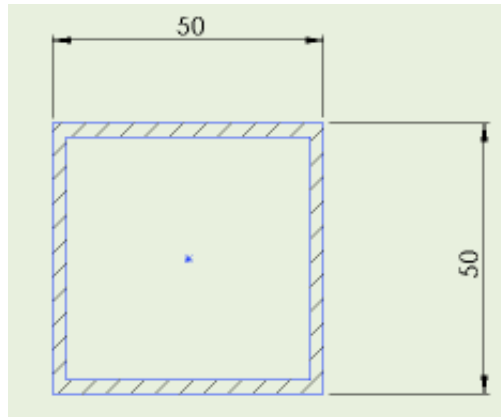


Figura 3.26. Perfil de la estructura de acero.

(Fuente: Propia)

Para hacer el análisis de carga estática se colocan los puntos fijos, y las cargas que se transfieren a la cara superior de la estructura, las cuales corresponden a tres partes de la máquina: la primera de 365 N corresponde al sistema carcaza, tolva de entrada, eje, paletas, soportes de las paletas, cilindro despulpador y polea conducida, la cual se encuentra ubicada en el centro de gravedad del sistema; la segunda de 426 N corresponde al sistema motor de despulpado, reductor de velocidades de corana, polea conductora y banda; y la tercera de 369 N corresponde al sistema tolva de salida, tubo de salida, campana de succión, ducto de residuos, motor y ventilador de extracción, Así:

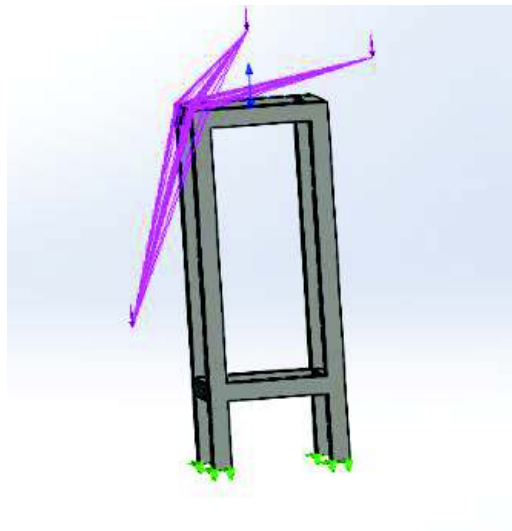


Figura 3.27. Cargas que soporta la estructura.

(Fuente: Propia)

Una vez colocadas las cargas se procede a simular en el software SOLIDWORKS SIMULATION, obteniendo los siguientes resultados:

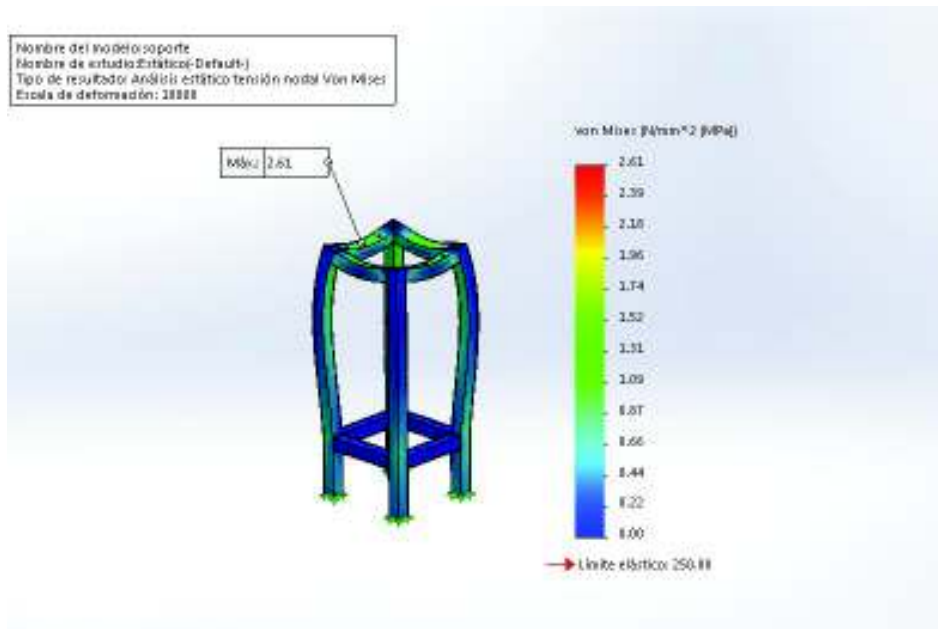


Figura 3.28. Esfuerzo de von Mises.

(Fuente: Propia)

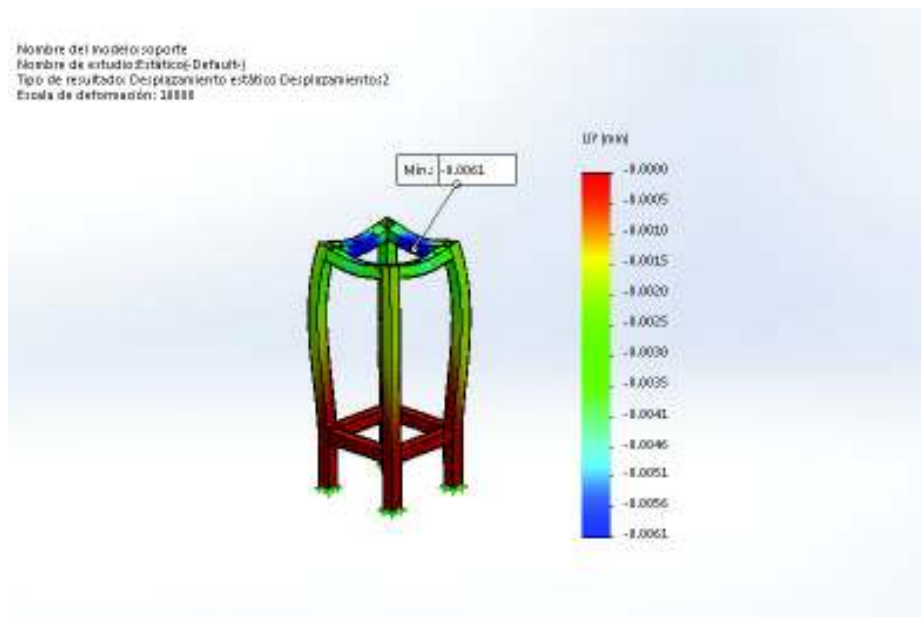


Figura 3.29. Deformación en la estructura.

(Fuente: Propia)

Como se puede observar en las figuras anteriores, el esfuerzo que soporta la estructura es inferior al límite elástico de ese acero. Además, la deformación de la estructura es de menos de 3 micras, teniendo un factor de seguridad (F.S. = 12.2) por lo tanto, la estructura no fallara.

3.4. Discusión

Para el descapsulado y descascarado de semillas, la FAO recomienda el uso de descascaradoras tipo Engelberg, debido a su bajo costo de producción y mantenimiento. Este tipo de descascaradora fue seleccionado además porque su principio de funcionamiento no incluye el descascaramiento por impacto de la semilla, lo que evita su maltrato. De igual forma, la extracción de residuos se realiza mediante un sistema de succión, evitando con esto el uso de tamizadores, los cuales son utilizados generalmente en las máquinas disponibles en el mercado y que pueden provocar el maltrato de la semilla.

La capacidad de la máquina (400 kg/h), es inferior a la capacidad de las máquinas similares que se encuentran en el mercado (> 1 ton/h). Esto disminuye el costo de producción de la máquina, haciéndola accesible a pequeños agricultores, que al tener una producción limitada de sachá inchi no requieren de una máquina con una alta capacidad de producción, pero si una a costos inferiores.

Para evitar el uso de más de dos poleas en el sistema de transmisión de movimiento, se acoplo un reductor de velocidades de tornillo sin fin- corona al motor eléctrico. Esto provocó que la relación de transmisión entre la polea conductora y la polea conducida sea inferior a 2, lo cual favorece a la transmisión de movimiento, disminuye el tamaño de la polea conducida, el número de poleas y el peso de la máquina.

Debido a que se trata de la industrialización de alimentos, todas las piezas en contacto directo con la semilla son diseñadas de acero inoxidable, utilizado comúnmente en la industria alimenticia, con esto se evita la contaminación de las semillas de sachá inchi, y el uso de recubrimientos en las partes de la máquina, los cuales pueden resultar peligrosos para la salud.

4. CONCLUSIONES

- El proceso de despulpado de sachá inchi cuenta con dos sub procesos, los cuales son el descapsulado y el descascarado de la semilla, razón por la cual se diseñaron dos máquinas similares en su forma y funcionamiento, pero con distintos parámetros de funcionamiento.
- Este proyecto, aporta al cambio de la matriz productiva, ya que da valor agregado a la producción agrícola nacional, mediante el despulpado de la semilla, como paso previo a la obtención de aceite de sachá inchi.
- La capacidad de 400 kg/h y 4 horas diarias de trabajo de la máquina, es la adecuada para ser utilizada en pequeña industria; se seleccionó esta capacidad debido a la cantidad de cultivos que existen de Sachá Inchi en la región Amazónica.
- Para separar la semilla ya procesada de los residuos de la misma, es necesario un sistema de extracción de residuos que funciona mediante la succión de los mismos, y que consta de un ventilador de extracción de aire particulado de 1hp, un ducto y una campana de extracción.
- La diferencia entre la máquina descapsuladora y la descascaradora está en el tamaño de las mallas del cilindro, la distancia entre el filo de las paletas y el cilindro, y en la potencia de las mismas.
- Como método de descapsulado y descascarado se seleccionó el principio de funcionamiento de la descascaradora tipo Engelberg, debido a que es el más adecuado para ser usado en la industria agrícola, además de su facilidad de mantenimiento, y los bajos costos que implican su construcción.

Bibliografía

- Anthony, M., & Kumar, Y. (2012). *Design and Development of Improved Impact Huller Machine*. Karnataka: CSIR-CFTRI.
- Atmospheric Fan System. (s/n). *Atmospheric Fan System*.
- Auworkshop. (2014). *Autodesk University*.
- Barragan, J., & Torres, D. (2016). *Tesis "Diseño de una descascaradora de semillas de Jatropha para el sector de biocombustibles"*. Bogota, Colombia: Fundación Universitaria Agraria de Colombia. Obtenido de https://issuu.com/maosabo/docs/descascaradora_de_semillas_de_jatro
- Catálogo reductores sinfín corona. (s/n). *Catálogo reductores sinfín corona REM*.
- Conceptodefinición.de. (07 de Noviembre de 2016). *Conceptodefinición.de*. Obtenido de <http://conceptodefinicion.de/motor-electrico/>
- Dippon, K. (1993). Development of an animal-powered rice-huller. En K. Dippon, P. Lawrence, & P. Starkey, *Research for Development of Animal Traction in West Africa* (pág. 31). Addis Ababa: West Africa Animal Traction Network by the International Livestock Centre for Africa (ILCA).
- Evisos. (s.f.). *santiago-city.evisos.cl*. Obtenido de <https://santiago-city.evisos.cl/ventilacion-extraccion-climatizacion-comercial-e-industrial-id-486185>
- Good Fellow. (2018). *GoodFellow: Todos los materiales para Investigación Científica y Fabricación*. Obtenido de <http://www.goodfellow.com/S/Acero-Inoxidable-AISI-304.html>
- Greig, D. (1985). *Prevención de pérdidas de alimentos poscosecha: manual de capacitación* (Vol. 1). (M. Reeves, Ed.) Roma, Italia: Fao. Recuperado el 11 de 04 de 2018, de <http://www.fao.org/docrep/x5037s/x5037S00.htm#Contents>
- IngeMecánica. (s.f.). *Correas de transmisión: Calculo y Diseño*. Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>
- Ingénieurs Assistance Internationale. (2003). *Guide de fabrication d'un décortiqueur à riz*. París: Ingénieurs sans Frontières.

- INKANAT. (s/n). *Inkanat España*. Obtenido de <http://www.inkanat.com/es/arti.asp?ref=sacha-inchi-aceite>
- INKANATURA. (2015). *inkanatural.com*. Obtenido de <http://www.inkanatural.com/es/arti.asp?ref=aceite-de-sacha-inchi>
- Jhon Wiley and Sons. (1983). *Flow fans and ducts*. Florida.
- Lazaro, L. (2015). Tesis "*Determinación de la presencia de sustancias antinutricionales y alergenicos en semilla y torta de Sacha Inchi*". Lima.
- Medina, M., Coronado, M., García, N., & Cueva, A. (2007). *Manejo Postcosecha, Caracterización físico-química, secado y almacenamiento de Sacha Inchi (Plukenetia volubilis) cultivado en tres pisos ecológicos de la Región San Martín*. Tarapoto.
- MLsra, M., & Yuh-Yuan, S. (12 de Febrero de 1991). *Estados Unidos Patente n° US 4991721*.
- Mora, G. (2013). Tesis "*Determinar el rendimiento del cultivo del sachá inchi (Plukenetia volubilis L.), a través de fertilización orgánica en la finca del Gobierno Autónomo Descentralizado Municipal del cantón Francisco de Orellana, provincia de Orellana*". Loja.
- Moreira, T., & Velásquez, R. (2016). Tesis "*Diseño de un sistema mecánico de dos etapas, desencapsulador y descascarador de semilla de sachá inchi*". Guayaquil: ESPOL.
- Nautic. (2018). *Nautic Expo*. Obtenido de <http://www.nauticexpo.es/fabricante-barco/motor-electrico-winch-35992.html>
- Normas ISO. (s/n). *Norma ISO 898 Parte 1. Propiedades mecánicas de pernos, tornillos y espárragos*.
- Pita, J. (07 de Abril de 2016). *Sistema Simple de Poleas con Correas*. Obtenido de <http://sspc32.blogspot.com/>
- Programa Cooperativo de Desarrollo Agroindustrial Rural (PRODAR). (s.f.). *Despulpador de frutas*. San Jose: Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura.
- Riba, C. (2002). *Diseño recurrente*. Barcelona: UPC.
- Shigley, J. (2008). *Manual de Diseño Mecánico*. México: McGraw-Hill.

Unipower. (s.f.). *Direct Industry*. Obtenido de <http://www.directindustry.es/prod/chinabase-machinery-hangzhou/product-55875-593354.html>

VELA SAAVEDRA, L. (1995). *Ensayos para la extracción y caracterización de aceite de sacha inchic (Plukenetia volubilis L.) en el departamento de San Martín*. Buenos Aires: Universidad Nacional de San Martín.

Vidal, A. (2004). *Tesis "Diseño y fabricación de una máquina limpiadora de trigo"*. Lima.

Viera Campos, M. (s/n). *Obtención de la curva en torsión para el acero inoxidable AISI-304*. Sevilla, España: Universidad de Sevilla. Recuperado el 2018, de http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5067/fichero/Proyecto+Fin+de+Carrera_MVC.pdf

Wallis, A. (1983). *Flow fans and ducts*. Florida: Jhon Wiley and Sons.

Wikipedia. (07 de 12 de 2017). *Wikipedia.org*. Obtenido de <https://es.wikipedia.org/wiki/Elipsoide>

Anexos

Anexo I Dimensiones del moto reductor

Las dimensiones del moto reductor estarán dadas por la siguiente tabla y figura.

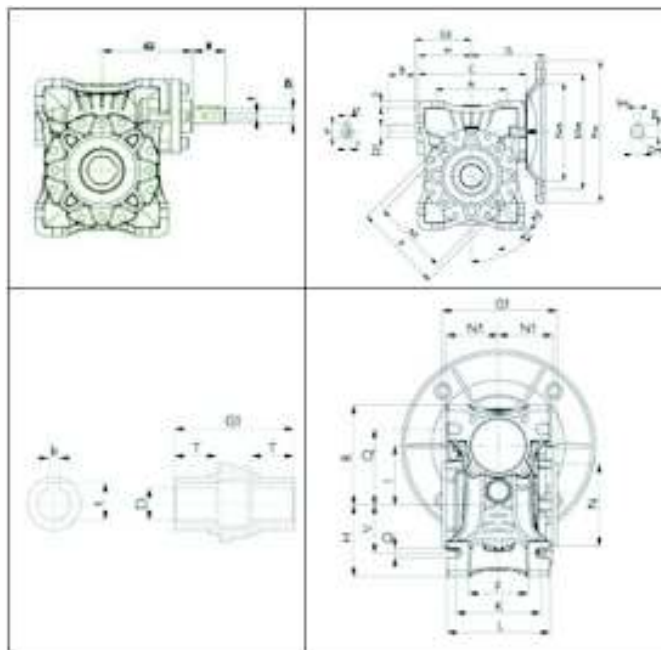



Figura 5.1. Dimensiones del reductor de velocidades sinfin-corona.

(Fuente: (Catálogo reductores sinfin corona, s/n))

Tabla 5.1. Dimensiones del moto reductor de velocidades sinfín-corona.

		Reductor	REM025	REM030	REM040	REM050
	Dimensiones	A	45	54	70	80
		C	70	80	101	121,5
		G	40	55	70	80
		H	35	40	50	60
		I	25	30	40	50
		K	34	44	60	70
		KE	M6,5 (n°3)	M6x11 (n°4)	M6x10 (n°4)	M8x10 (n°4)
		L	42	56	71	85
		M	55	65	75	85
		N	45 h9	54 h8	60 h8	70 h8
		N1	22,5	29	36,5	43,5
		O	6	6,5	6,5	8,5
		P	–	75	87	100
		Q	35,5	44	55	64
		R	48	57	71,5	84
		S	5	5,5	6,5	7
		V	22,5	27	35	40
		W	–	–	45°	45°
		eje salida	T	16	20	23
	G1		50	63	78	92
	D		11 h7	14 h7	18 (19) h7	25 (24) h7
b	4		5	6	8	
t	12,8		16,3	20,8 (21,8)	28,3 (27,3)	
B	–		20	23	30	
D1	–		9	11	14	
eje libre	G2	–	51	60	74	
	G3	–	45	53	64	
	b1	–	3	4	5	
	t1	–	10,5	12,5	16	
	f	–	–	–	M6	
	Peso (Kg)		0,8	1,3	2,7	3,6

(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n))

Las bridas de salida se seleccionarán de acuerdo de acuerdo a las siguientes tablas, cuyas medidas se encuentran en la figura 0.2 y 0.3.

Tabla 5.2. Dimensiones de la brida de salida F.

Reductor	Dimensiones								
	Brida Salida F								
	KA	KB	KC	KM	KN	KO	KP	KQ	KW
REM025	45	6	2,5	55	40 h8	6,5 (nº4)	75	70	45°
REM030	54,5	6	4	68	50 h8	6,5 (nº4)	80	70	45°
REM040	67	7	4	75	60 h8	9 (nº4)	110	95	45°
REM050	90	9	5	85	70 h8	11 (nº4)	125	110	45°
REM063	82	10	6	150	115 h8	11 (nº4)	180	142	45°
REM075	111	13	6	165	130 h8	14 (nº4)	200	170	45°
REM090	111	13	6	175	152 h8	14 (nº4)	210	200	45°
REM110	139	15	6	220	170 h8	14 (nº8)	270	250	45°

(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n))

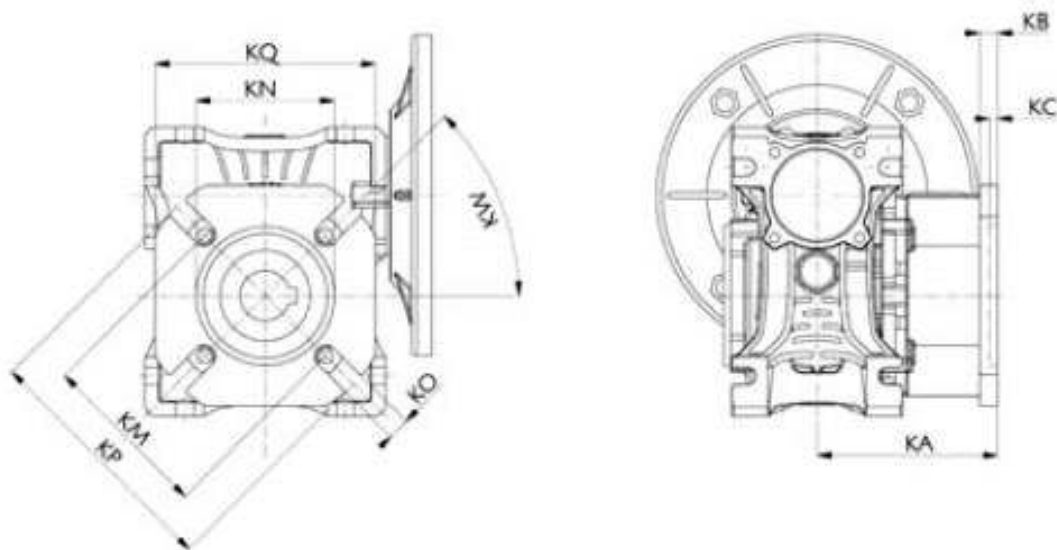


Figura 5.2. Dimensiones de las bridas de salida F.

(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n))

Tabla 5.3. Dimensiones de brida de salida FBR.

Reductor	Dimensiones								
	Brida Salida FBR								
	KA	KB	KC	KM	KN	KO	KP	KQ	KW
REM025	--	--	--	--	--	--	--	--	--
REM030	--	--	--	--	--	--	--	--	--
REM040	97	7	4	75	60	9 (nº4)	110	95	45°
REM050	120	9	5	85	70	11 (nº4)	125	110	45°
REM063	112	10	6	150	115	11 (nº4)	180	142	45°
REM075	--	--	--	--	--	--	--	--	--
REM090	--	--	--	--	--	--	--	--	--
REM110	--	--	--	--	--	--	--	--	--

(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n))

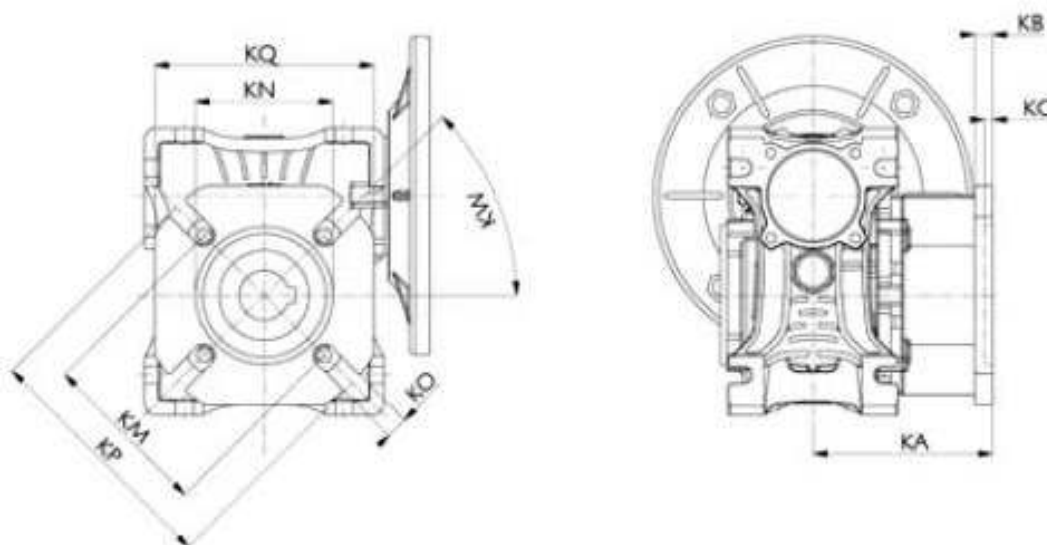


Figura 5.3. Dimensiones de la brida de salida FBR.

(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n))

Las dimensiones del eje lento (de salida) vendrán dadas por la siguiente tabla y figura.

Tabla 5.4. Dimensiones del eje lento.

Reductor	Dimensiones							
	Eje Lento							
	d	B	B1	G1	L	f	b1	t1
REM025	11 h6	23	25,5	50	81	--	4	12,5
REM030	14 h6	30	32,5	63	102	M6	5	16
REM040	18 h6	40	43	78	128	M6	6	20,5
REM050	25 h6	50	53,5	92	153	M10	8	28
REM063	25 h6	50	53,5	112	173	M10	8	28
REM075	28 h6	60	63,5	120	192	M10	8	31
REM090	35 h6	80	84	140	234	M12	10	38
REM110	42 h6	80	84,5	155	249	M16	12	45

(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n))

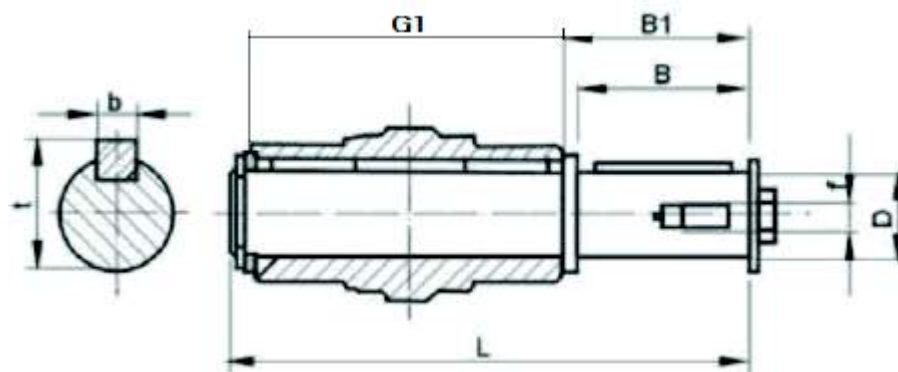
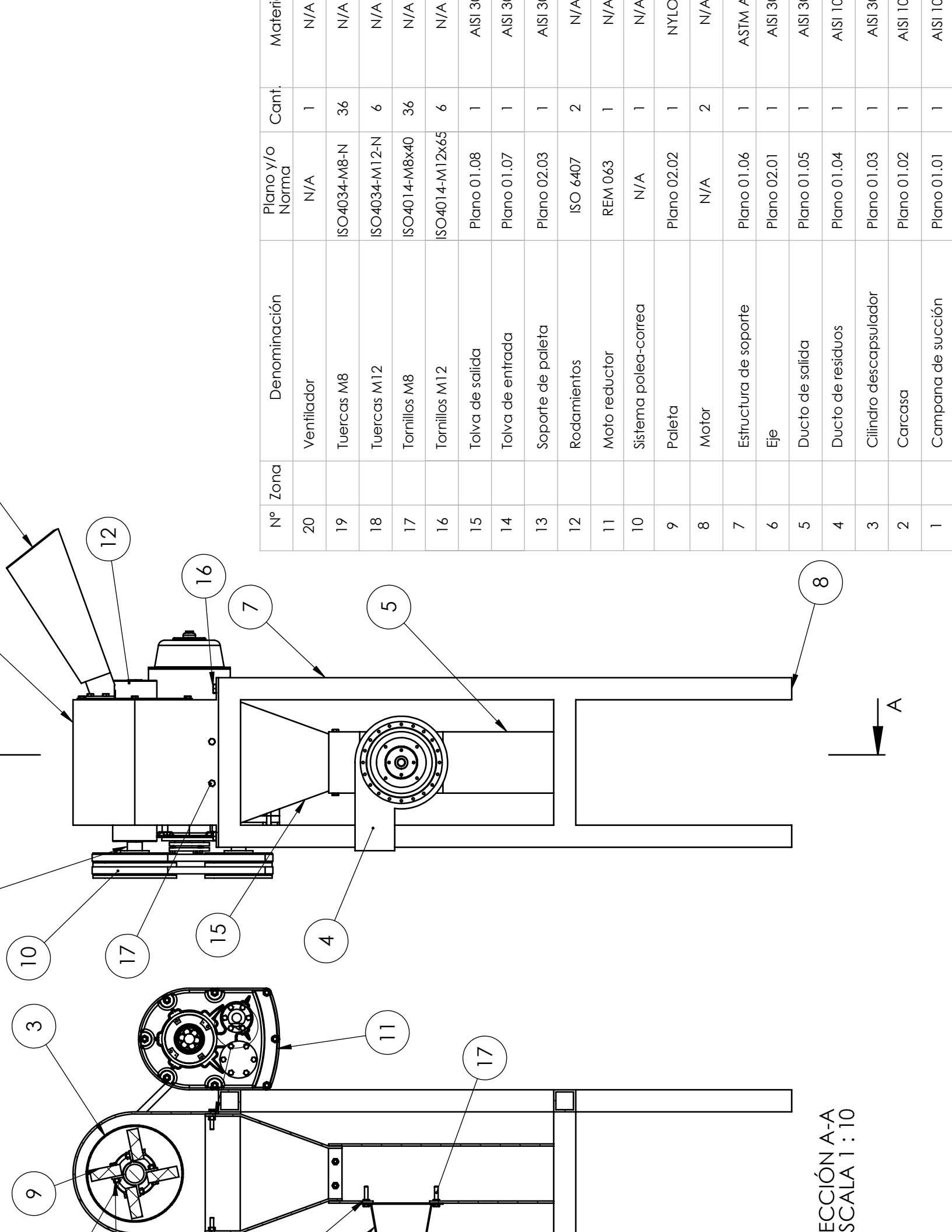


Figura 5.4. Dimensiones del eje lento.

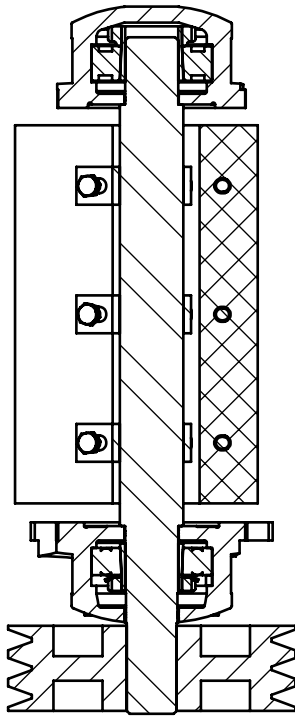
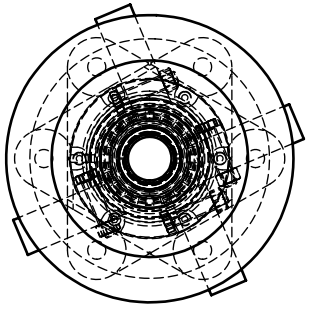
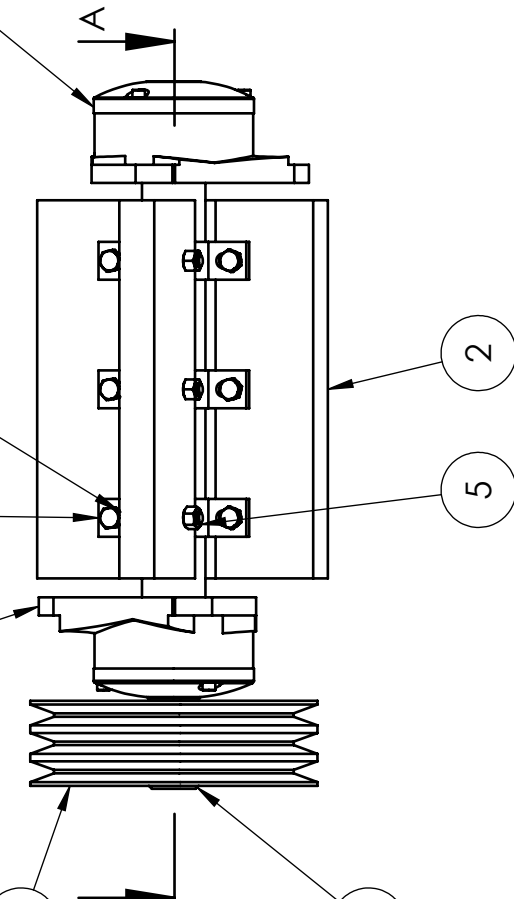
(Fuente: (Catálogo reductores sinfín corona, s/n))

Anexo II Planos

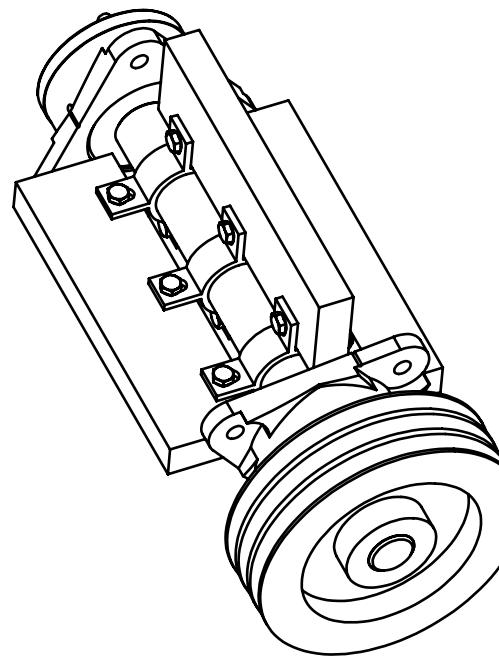


Nº Zona	Denominación	Plano y/o Norma	Cant.	Materia
20	Ventilador	N/A	1	N/A
19	Tuercas M8	ISO4034-M8-N	36	N/A
18	Tuercas M12	ISO4034-M12-N	6	N/A
17	Tornillos M8	ISO4014-M8x40	36	N/A
16	Tornillos M12	ISO4014-M12x65	6	N/A
15	Tolva de salida	Plano 01.08	1	AISI 304
14	Tolva de entrada	Plano 01.07	1	AISI 304
13	Soporte de paleta	Plano 02.03	1	AISI 304
12	Rodamientos	ISO 6407	2	N/A
11	Moto reductor	REM.063	1	N/A
10	Sistema polea-correa	N/A	1	N/A
9	Paleta	Plano 02.02	1	NYLO
8	Motor	N/A	2	N/A
7	Estructura de soporte	Plano 01.06	1	ASTM A 307
6	Eje	Plano 02.01	1	AISI 304
5	Ducto de salida	Plano 01.05	1	AISI 304
4	Ducto de residuos	Plano 01.04	1	AISI 1010
3	Cilindro descapsulador	Plano 01.03	1	AISI 304
2	Carcasa	Plano 01.02	1	AISI 1010
1	Campana de succión	Plano 01.01	1	AISI 1010

ECCIÓN A-A
 ESCALA 1 : 10

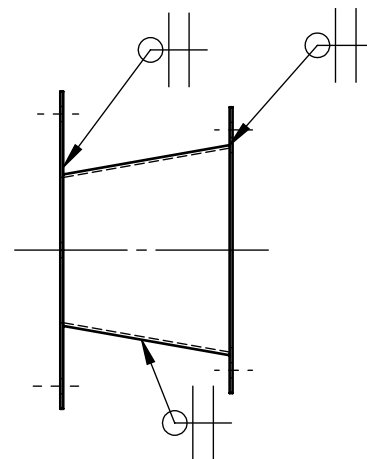
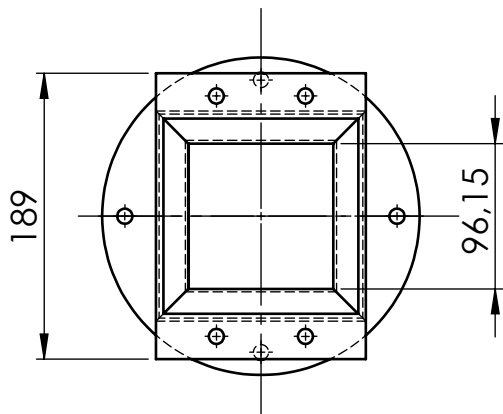


SECCIÓN A-A

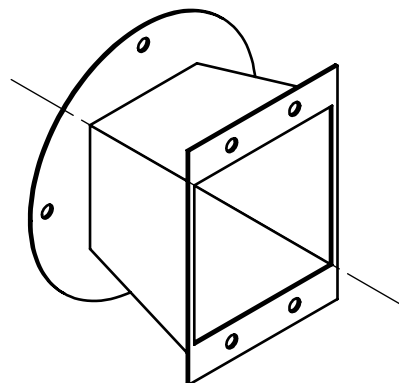
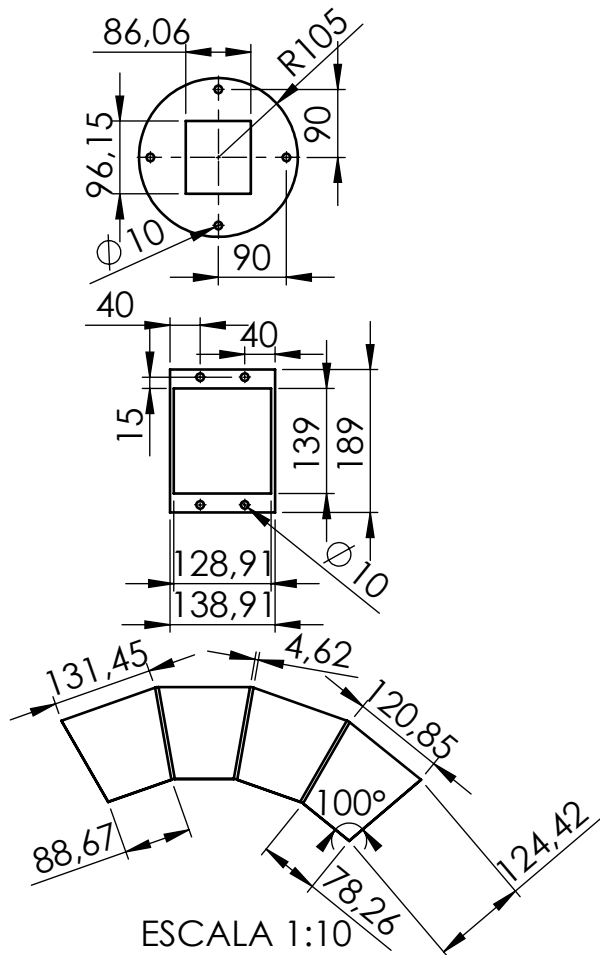


Nº Zona	Denominación	Plano y/o Norma	Cant.	Materia
8	Rodamiento	ISO C2208K	1	
7	Rodamiento	ISO 1208K	1	
6	Polea		1	
5	Tuerca	ISO - 4034 - M8 - N	12	
4	Perno	ISO 4014 - M8 x 40 x 22-N	12	
3	Soporte de paleta	Plano 02.03	3	AISI 304
2	Paleta	Plano 02.02	4	Nylon
1	Eje	Plano 02.01	1	AISI 304

N8



DESARROLLO

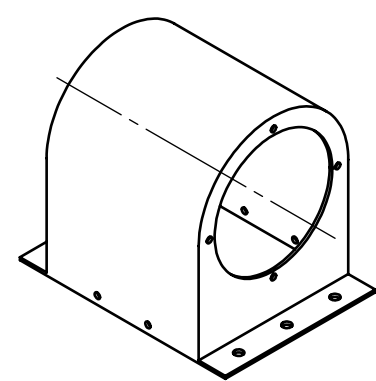
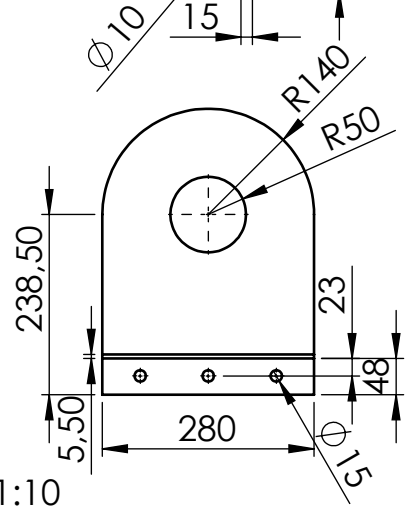
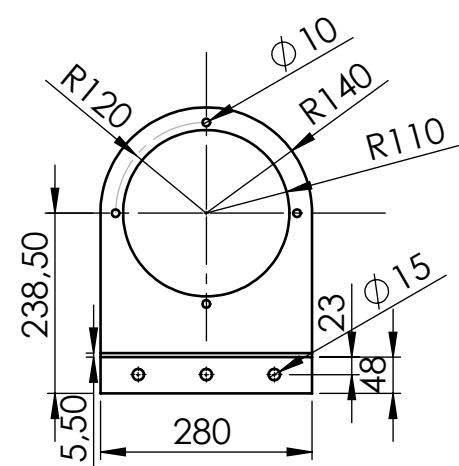
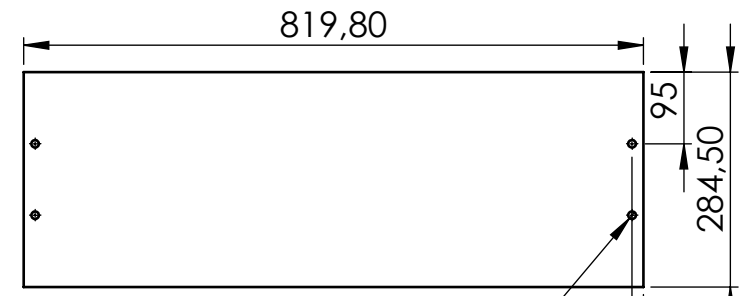
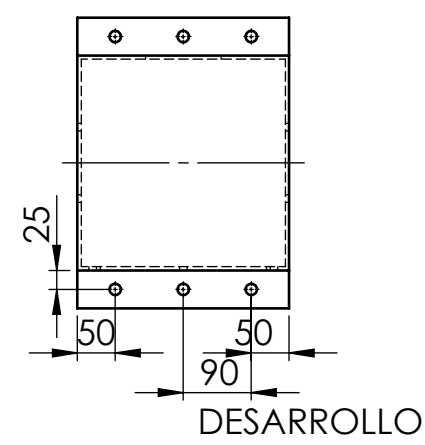
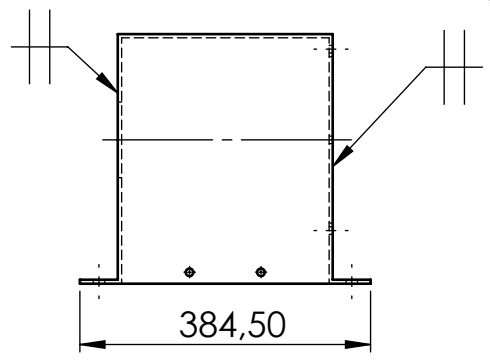
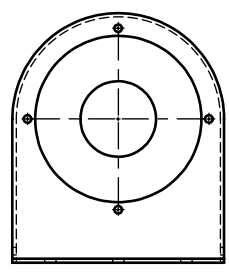


ESCALA 1:10

Espesor de la chapa = 2 mm

Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno			Escala:	Dib.
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±0.25	1:5	Dis.	Roger Mera
					Rev.
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza. CAMPANA DE SUCCIÓN			PLANO No.: 01.01		Fecha: 03/06/2018

N7



ESCALA 1:10

Espesor de la placa = 3 mm

Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±0.25	Escala: 1:10	Dib.	Roger Mera
				Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

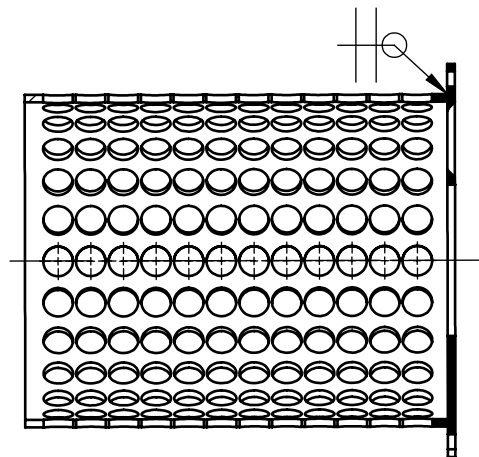
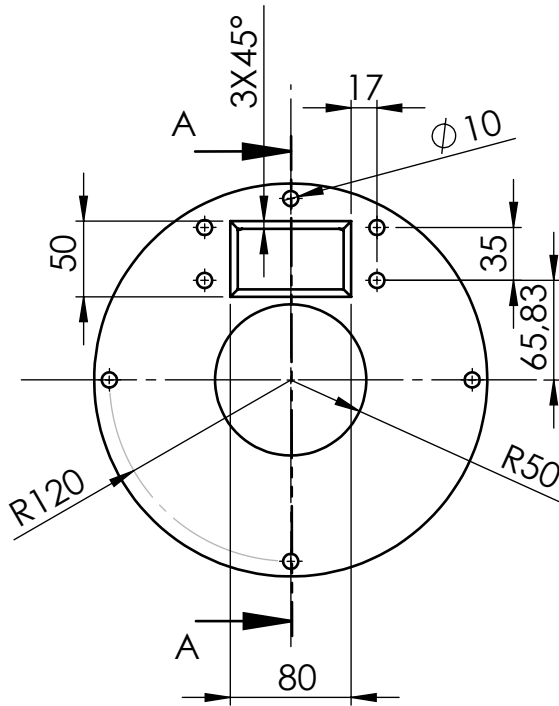
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
CARCAZA DE DESPULPADOR

PLANO No.:

01.02

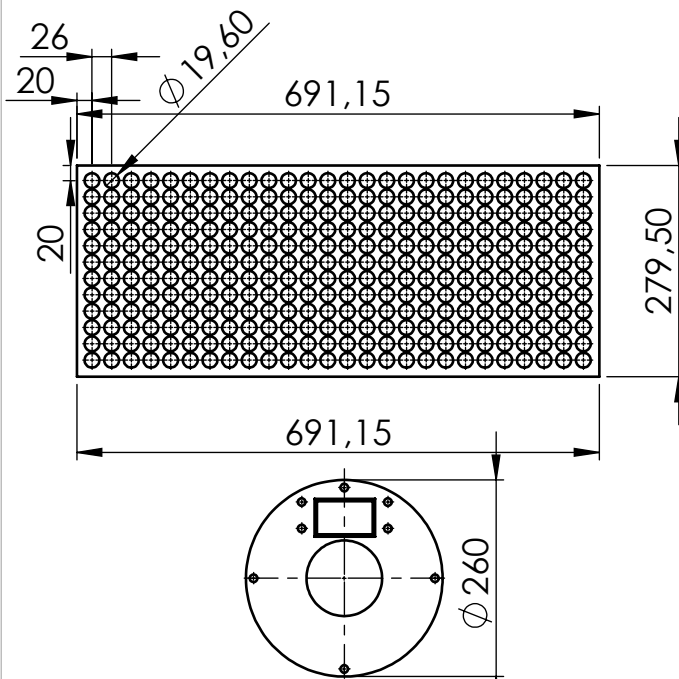
Fecha:
03/06/2018

N7

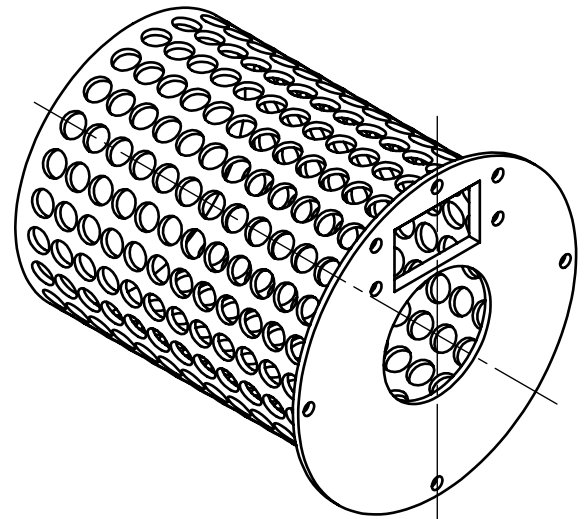


SECCIÓN A-A

DESARROLLO



ESCALA 1:10



Espesor de la plancha = 3 mm

Trat. Térmicos	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno		Dib.	Roger Mera
MATERIAL:	AISI 304	Tol. Gral. ±0.01	Dis.	Roger Mera
			Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

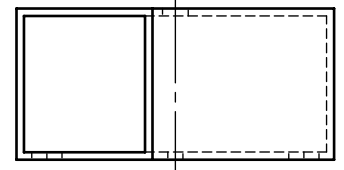
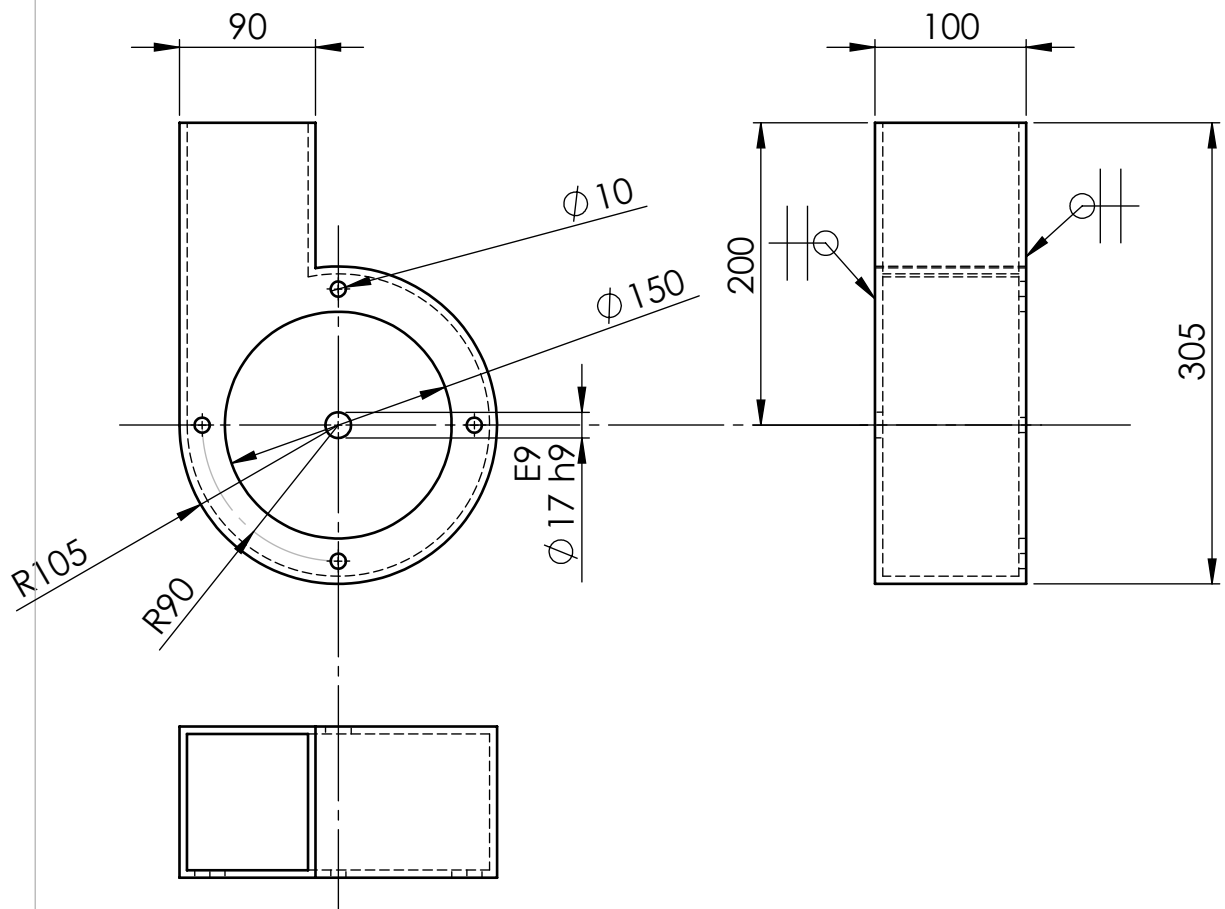
CILINDRO DESCAPSULADOR

PLANO No.:

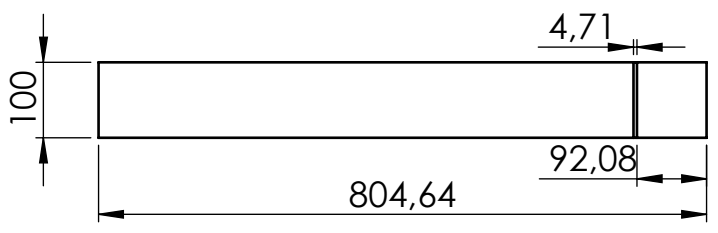
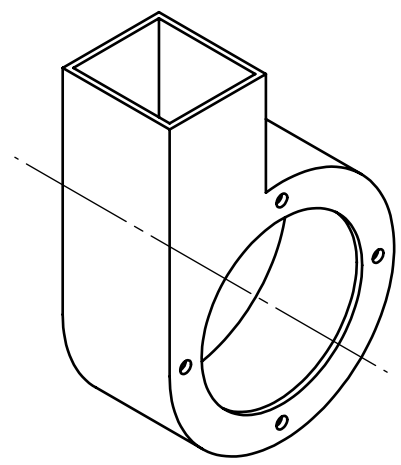
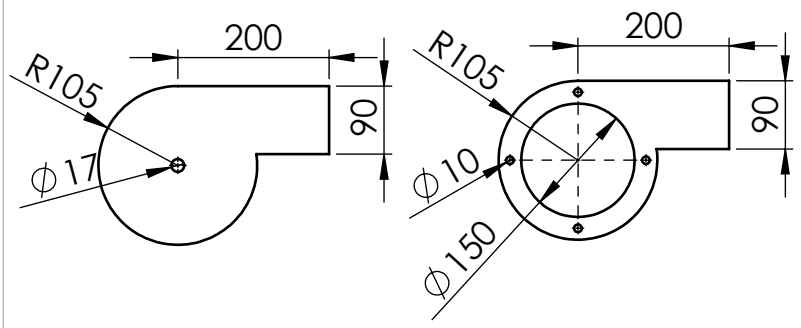
01.03

Fecha:

03/06/2018



DESARROLLO



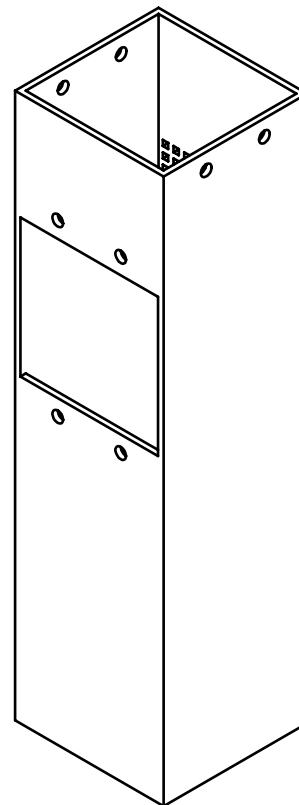
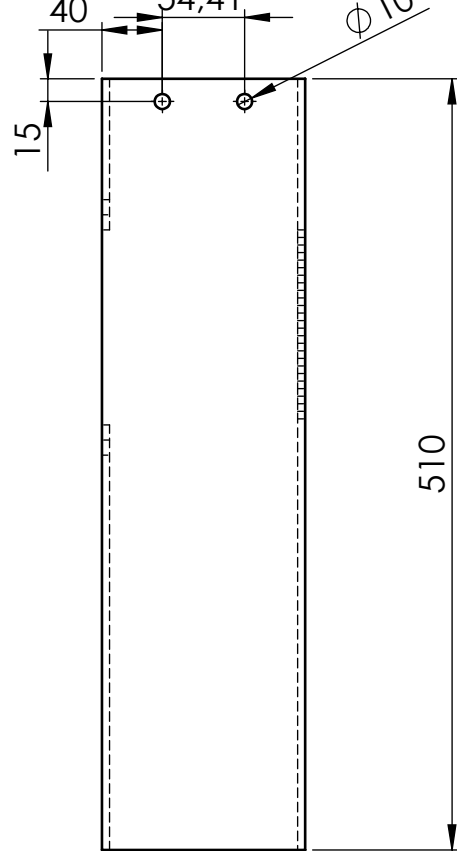
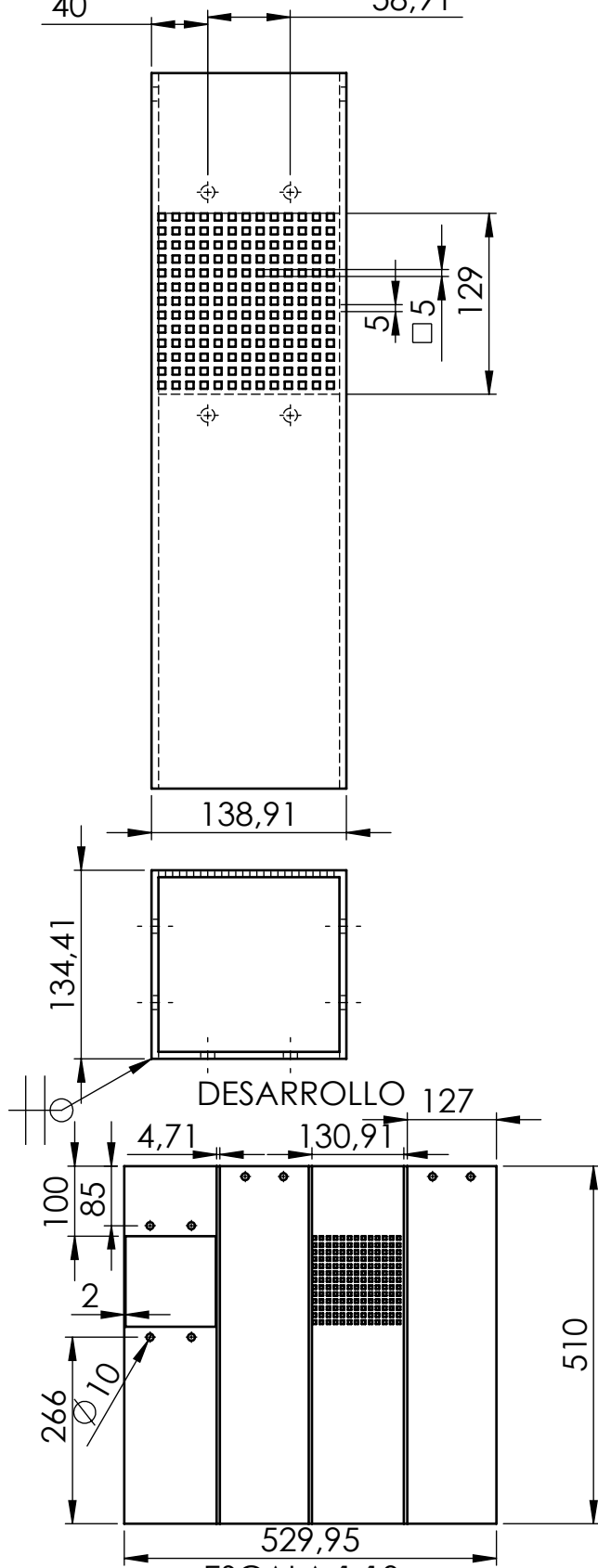
ESCALA 1:10

Espesor de las planchas = 2 mm

Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±0.01	Escala:	Dib.	Roger Mera
			1:5	Dis.	Roger Mera
			Rev.	Ing. Carlos Suntaxi	

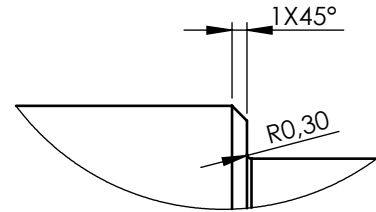
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
DUCTO DE RESIDUOS

PLANO No.: 01.04
Fecha: 03/06/2018

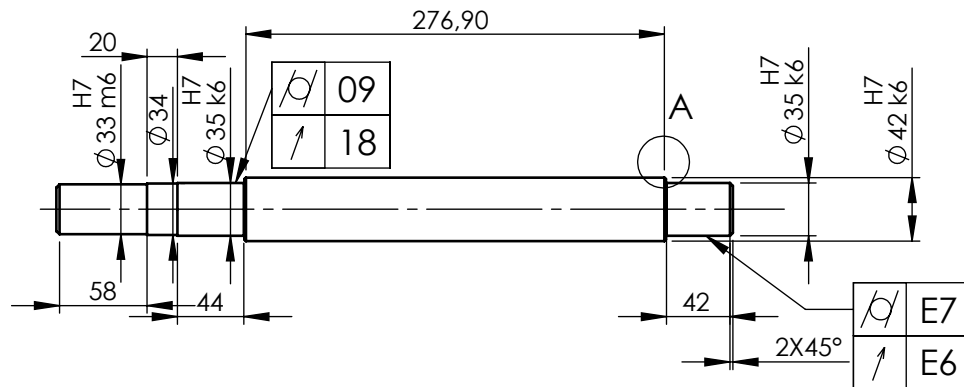


ESCALA 1:10
Espesor de las placas = 2 mm

Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	AISI 304	Tol. Gral. ±0.25	Escala: 1:5	Dib.	Roger Mera
				Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza. DUCTO DE SALIDA			PLANO No.:		Fecha:
			01.05		03/06/2018

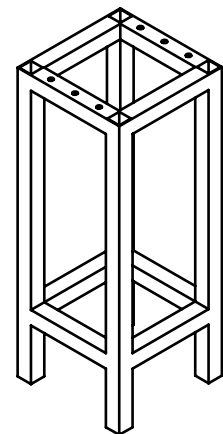
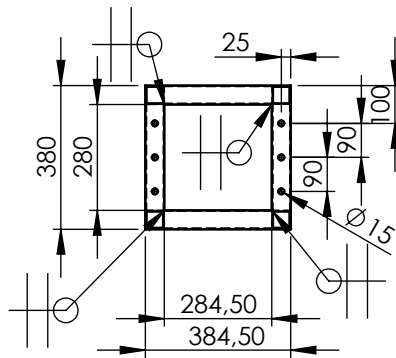
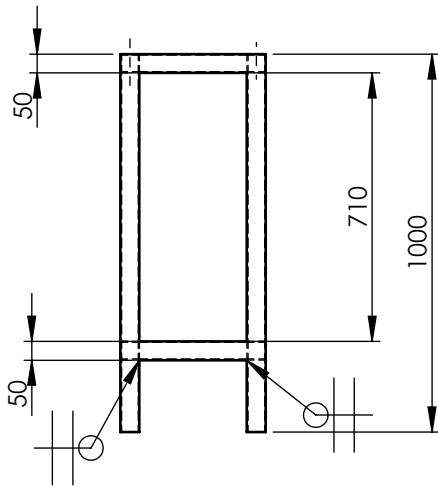


DETALLE A
ESCALA 2 : 1



Diámetro primitivo del eje = 45 mm

Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	AISI 304	Tol. Gral. ±0.01	Escala: 1:5	Dib.	Roger Mera
				Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza. EJE DE DESPULPADOR			PLANO No.: 02.01		Fecha: 03/06/2018



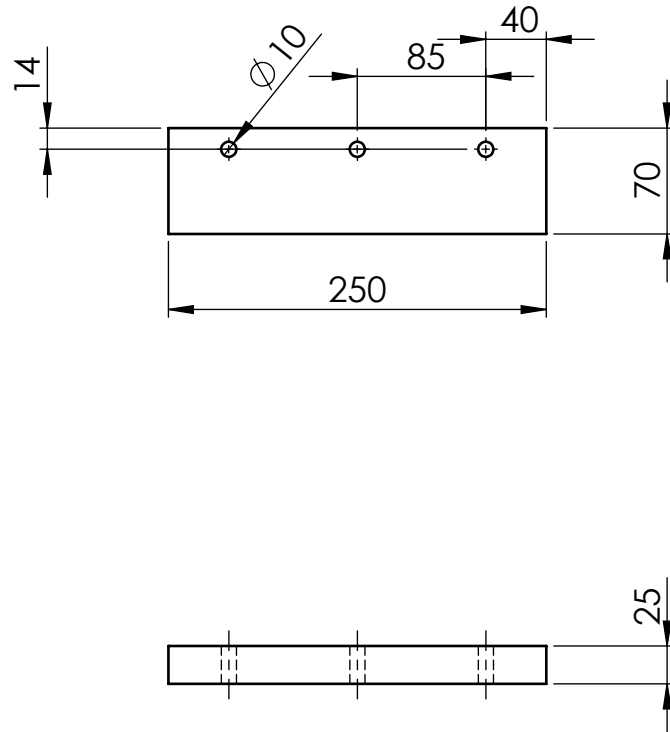
Cant.	Especificación	Longitud
4	Tubo □ 50X3 mm	284.5 mm
4	Tubo □ 50X3 mm	280.0 mm
4	Tubo □ 50X3 mm	1000 mm

Trat. Térmicos	Ninguno	
Recubrimiento	Ninguno	
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±1.00

Escala: 1:20	EPN FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Dib.	Roger Mera
	Dis.	Roger Mera
Rev.	Ing. Carlos Suntaxi	

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
ESTRUCTURA DE SOPORTE

PLANO No.: 01.06
 Fecha: 03/06/2018



Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	NYLON	Tol. Gral. ±0.25	Escala: 1:5	Dib.	Roger Mera
				Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

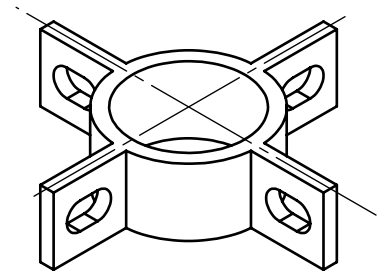
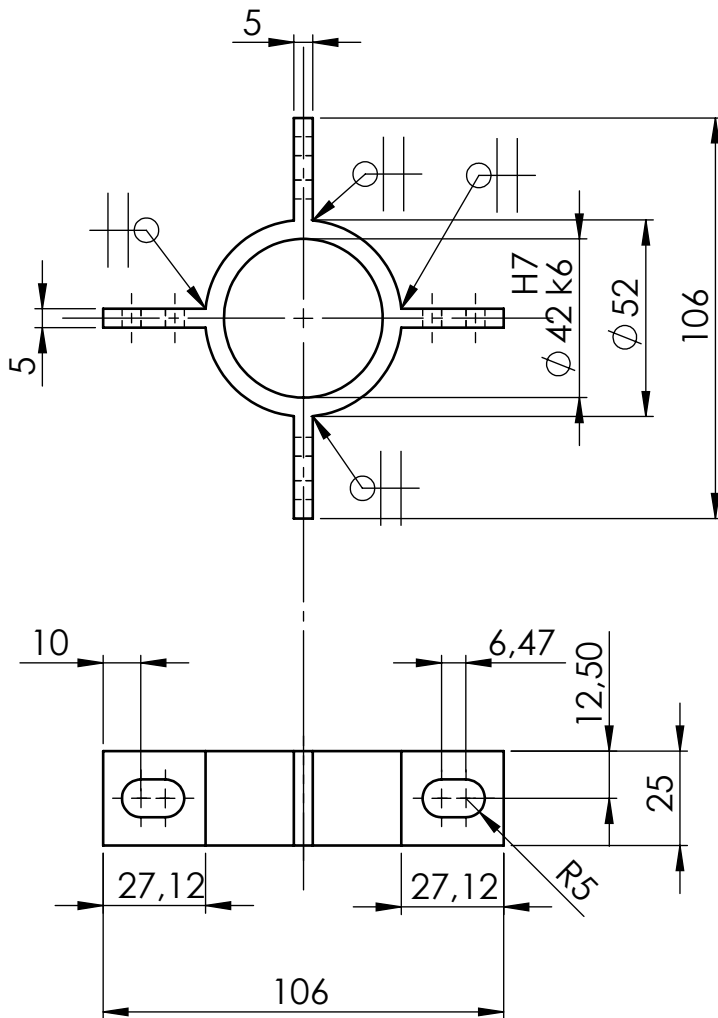
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
PALETA DE DESPULPADOR

PLANO No.:

02.02

Fecha:

03/06/2018



Cant.	Especificación	Longitud
1	Tubo ϕ 50x5 mm	25 mm
4	Placa 27.12x25x5 mm	

Trat. Térmicos	Ninguno	
Recubrimiento	Ninguno	
MATERIAL:	AISI 304	Tol. Gral. ± 0.25

EPN

FACULTAD DE INGENIERÍA
MECÁNICA

Escala:
1:2

Dib.	Roger Mera
Dis.	Roger Mera
Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

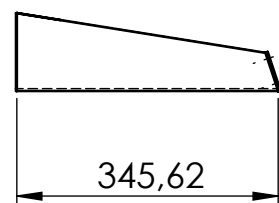
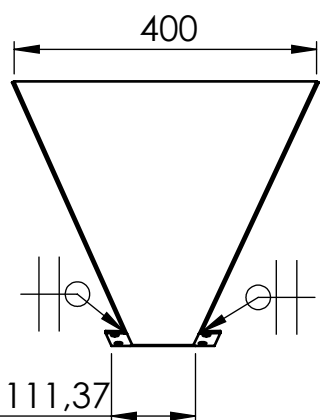
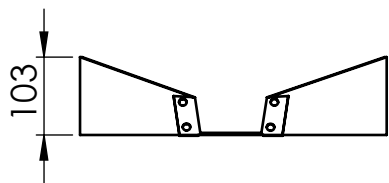
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
SOPORTE DE PALETA

PLANO No.:

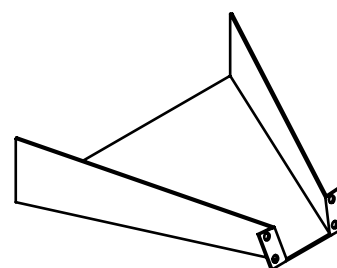
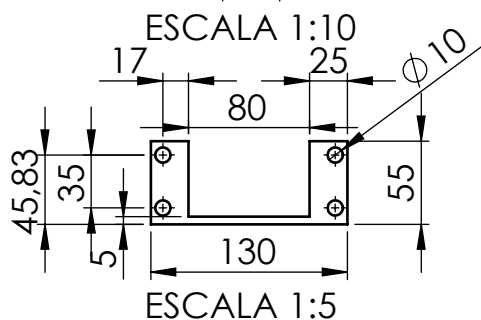
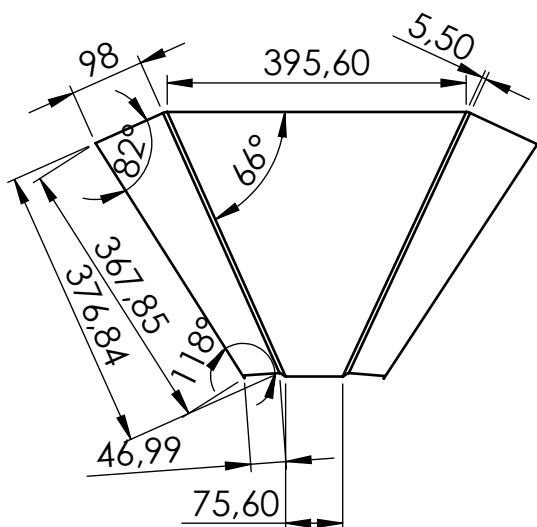
02.03

Fecha:

03/06/2018

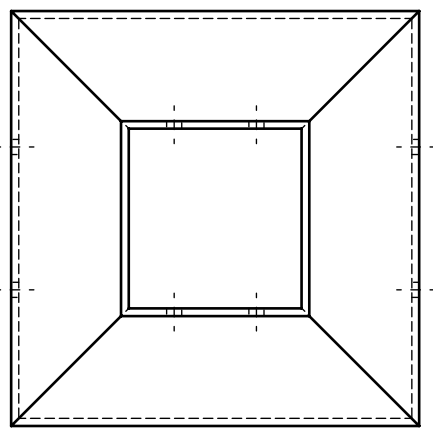
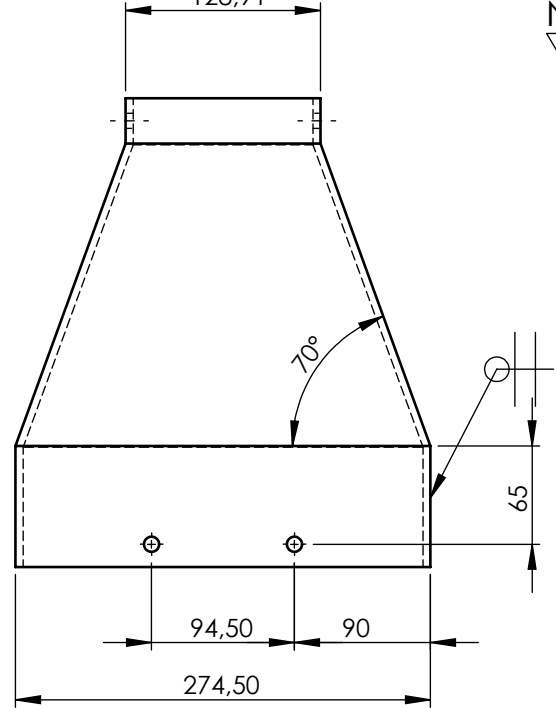
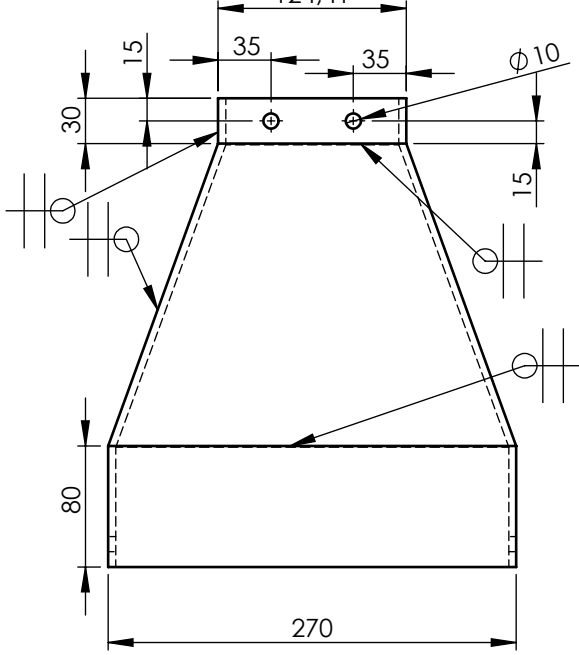


DESARROLLO

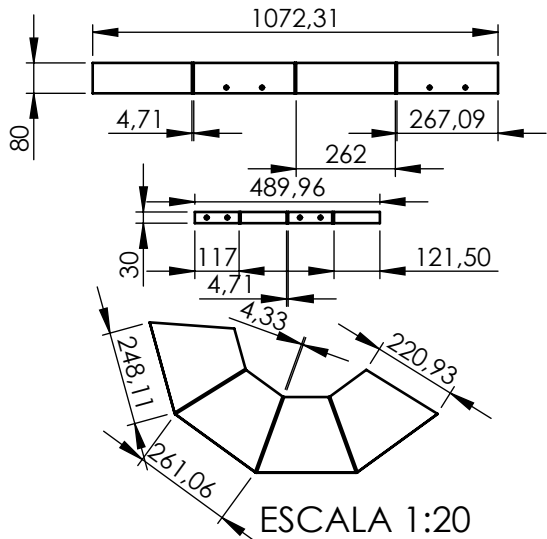


Espesor de la placa = 3 mm

Trat. Térmicos	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno		Dib.	Roger Mera
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±0.25	Escala;	1:10
			Dis.	Roger Mera
			Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

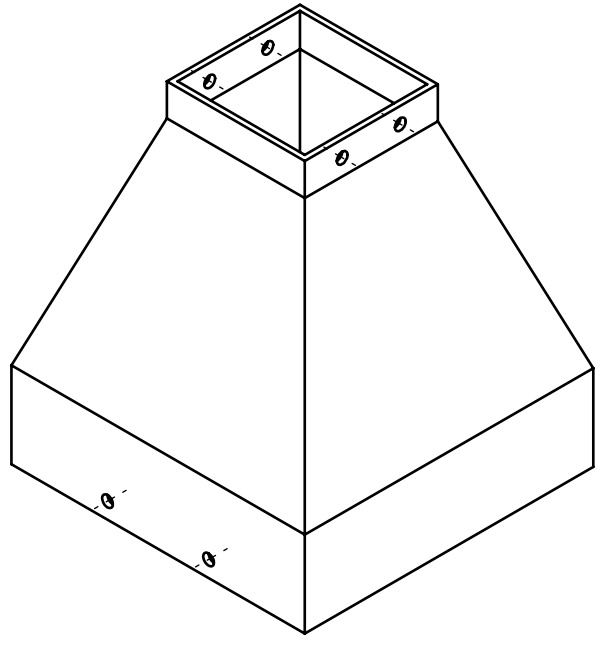


DESARROLLO



ESCALA 1:20

Espesor de la placa = 2 mm

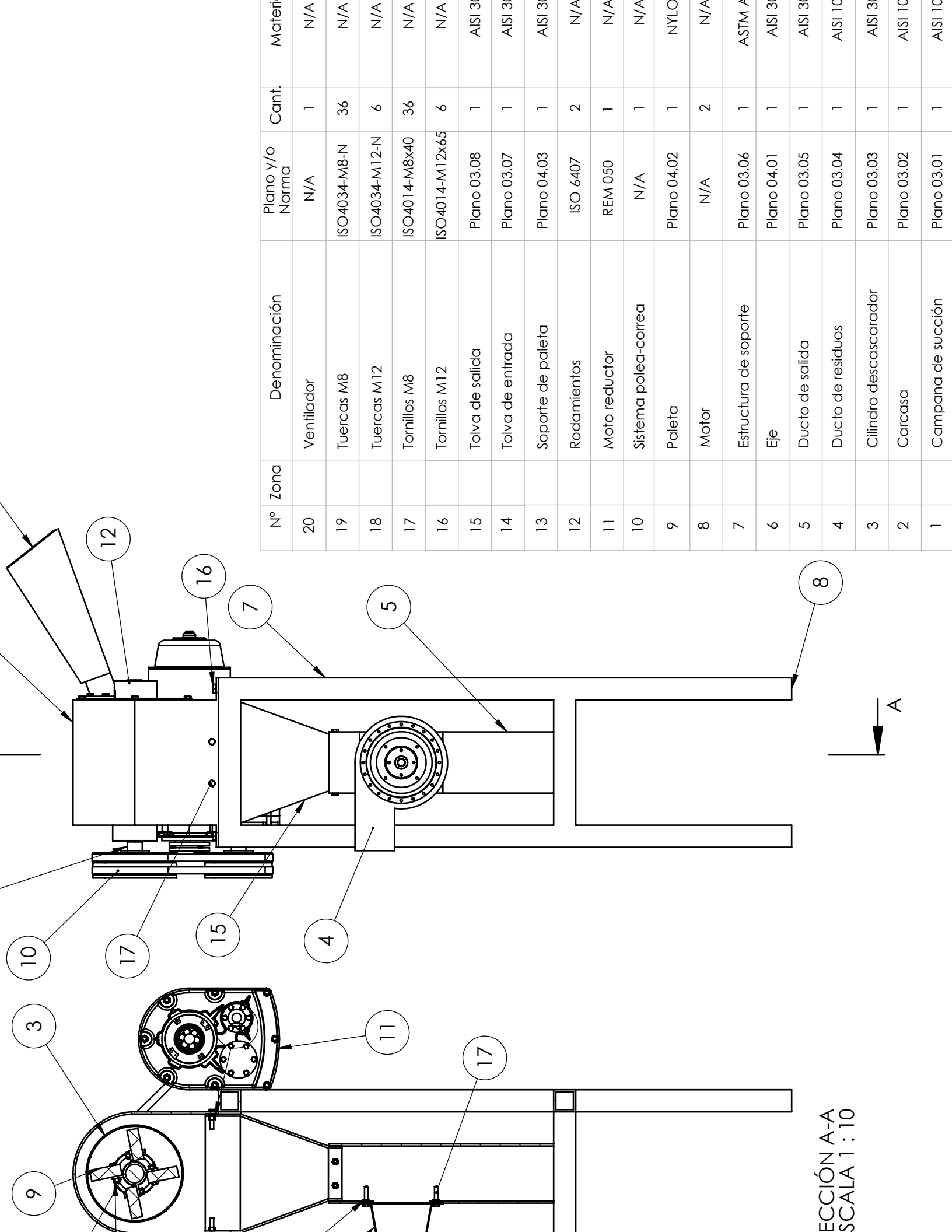


Trat. Térmicos	Ninguno	
Recubrimiento	Ninguno	
MATERIAL:	AISI 304	Tol. Gral. ±0.25

EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Dib.	Roger Mera
	Dis.	Roger Mera
Escala: 1:5	Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

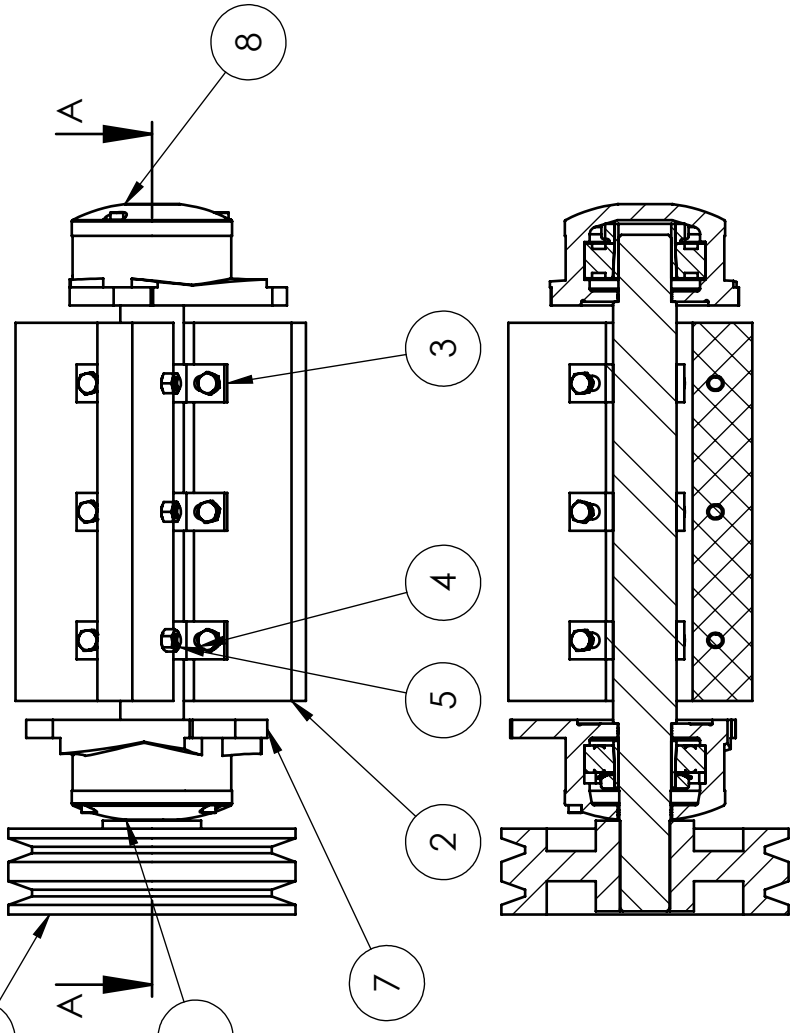
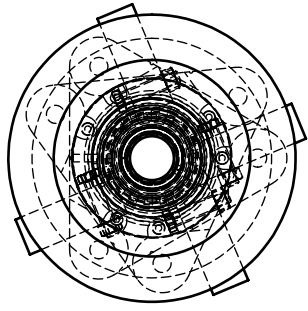
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
TOLVA DE SALIDA

PLANO No.: 01.08
Fecha: 03/06/2018

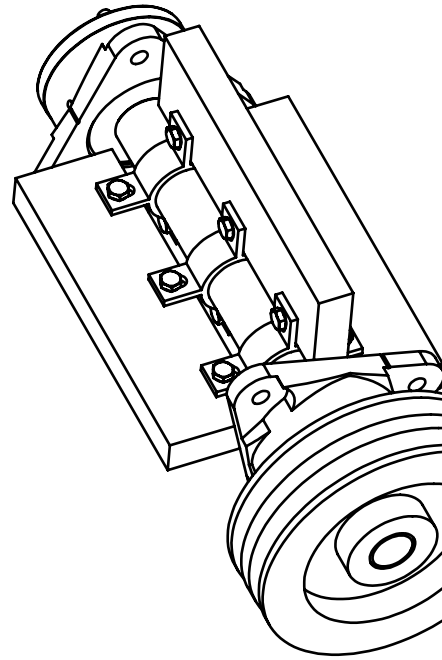


Nº Zona	Denominación	Plano y/o Norma	Cant.	Materia
20	Ventilador	N/A	1	N/A
19	Tuercas M8	ISO4034-M8-N	36	N/A
18	Tuercas M12	ISO4034-M12-N	6	N/A
17	Tornillos M8	ISO4014-M8x40	36	N/A
16	Tornillos M12	ISO4014-M12x65	6	N/A
15	Tolva de salida	Plano 03.08	1	AISI 304
14	Tolva de entrada	Plano 03.07	1	AISI 304
13	Soporte de paleta	Plano 04.03	1	AISI 304
12	Rodamientos	ISO 6407	2	N/A
11	Moto reductor	REM 050	1	N/A
10	Sistema polea-correa	N/A	1	N/A
9	Paleta	Plano 04.02	1	NYLON
8	Motor	N/A	2	N/A
7	Estructura de soporte	Plano 03.06	1	ASTM A36
6	Eje	Plano 04.01	1	AISI 304
5	Ducto de salida	Plano 03.05	1	AISI 304
4	Ducto de residuos	Plano 03.04	1	AISI 1010
3	Cilindro descascarador	Plano 03.03	1	AISI 304
2	Carcasa	Plano 03.02	1	AISI 1010
1	Campana de succión	Plano 03.01	1	AISI 1010

ECCIÓN A-A
 ESCALA 1 : 10

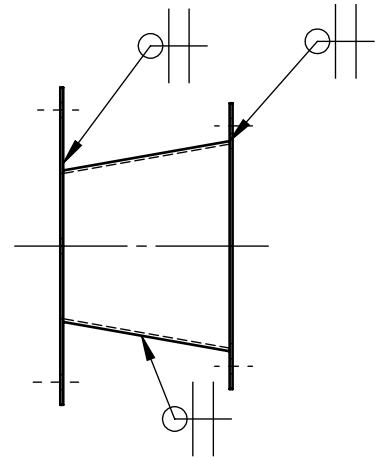
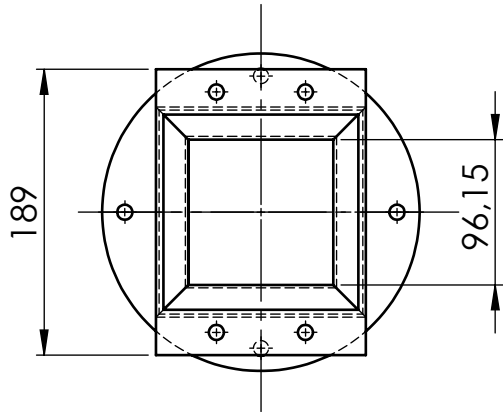


SECCIÓN A-A

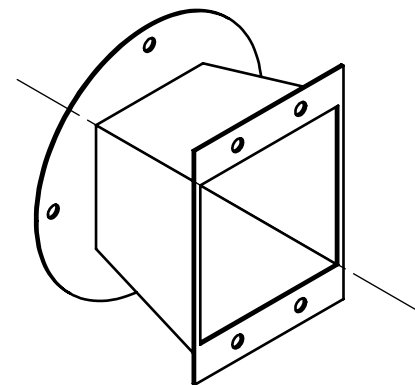
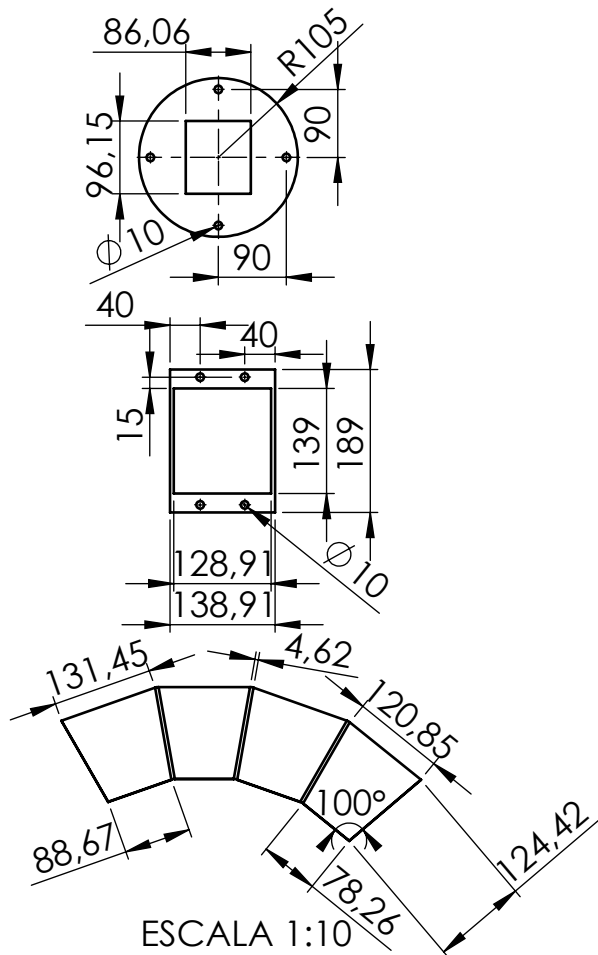


Nº	Zona	Denominación	Plano y/o Norma	Cant.	Materia
8		Rodamiento	ISO C2208K	1	
7		Rodamiento	ISO 1208K	1	
6		Polea		1	
5		Tuerca	ISO - 4034 - M8 - N	12	
4		Perno	ISO 4014 - M8 x 40 x 22-N	12	
3		Soporte de paleta	Plano 04.03	3	AISI 304
2		Paleta	Plano 04.02	4	Nylon
1		Eje	Plano 04.01	1	AISI 304

N8



DESARROLLO



Espesor de la chapa = 2 mm

Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±0.25	Escala: 1:5	Dib.	Roger Mera
				Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
CAMPANA DE SUCCIÓN

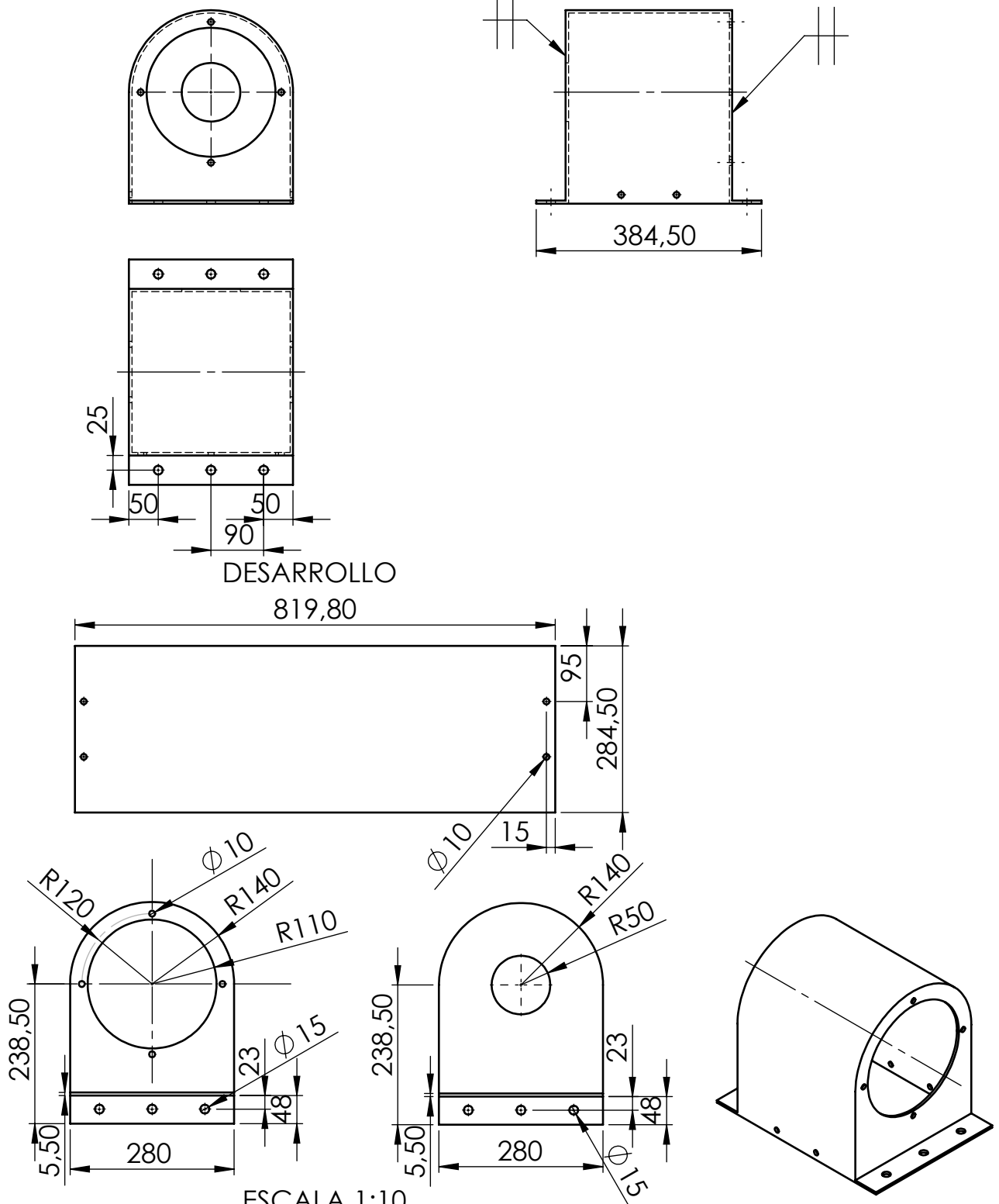
PLANO No.:

03.01

Fecha:

03/06/2018

N7



ESCALA 1:10

Espesor de la placa = 3 mm

Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±0.25	Escala: 1:10	Dib.	Roger Mera
				Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

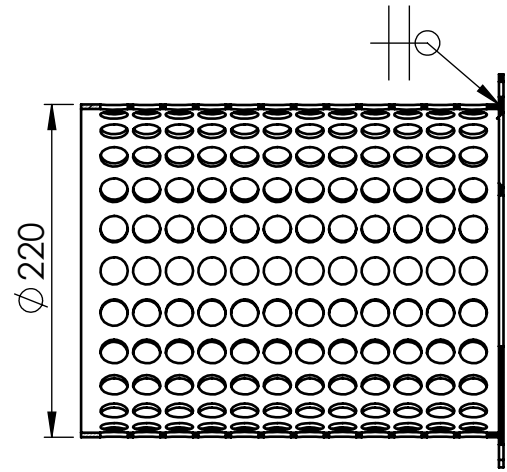
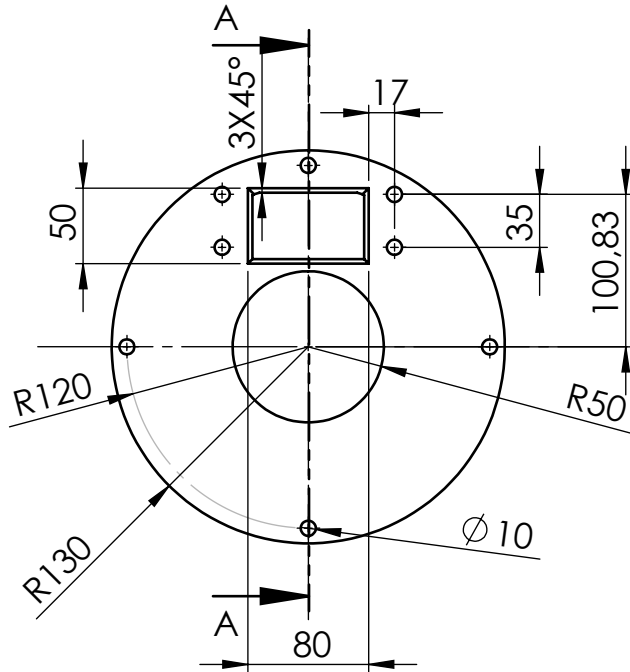
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
CARCAZA DE DESPULPADOR

PLANO No.:

03.02

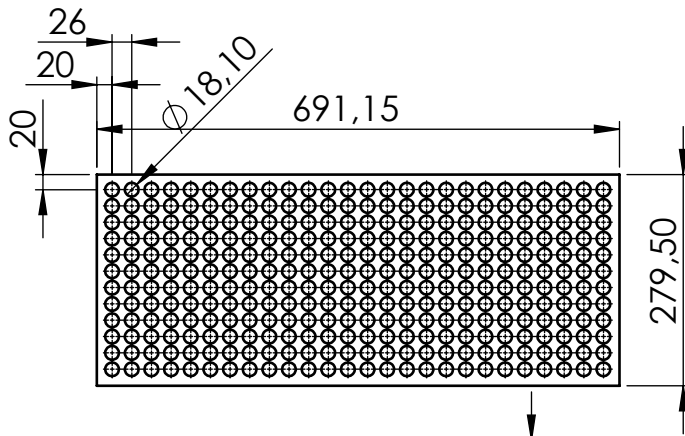
Fecha:

03/06/2018



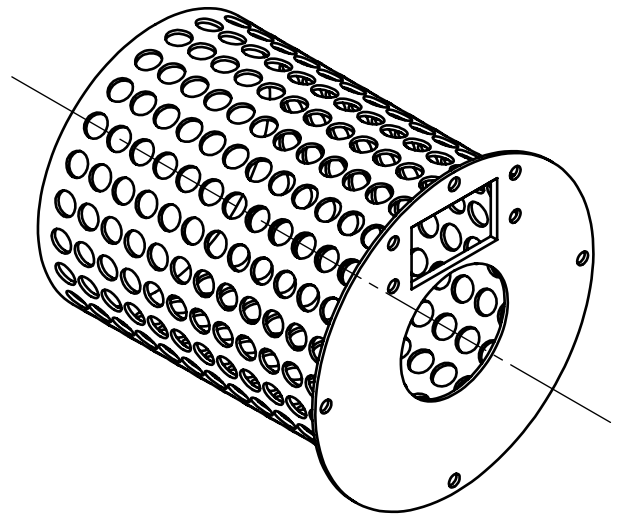
SECCIÓN A-A

DESARROLLO

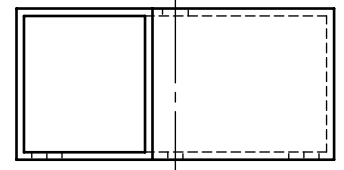
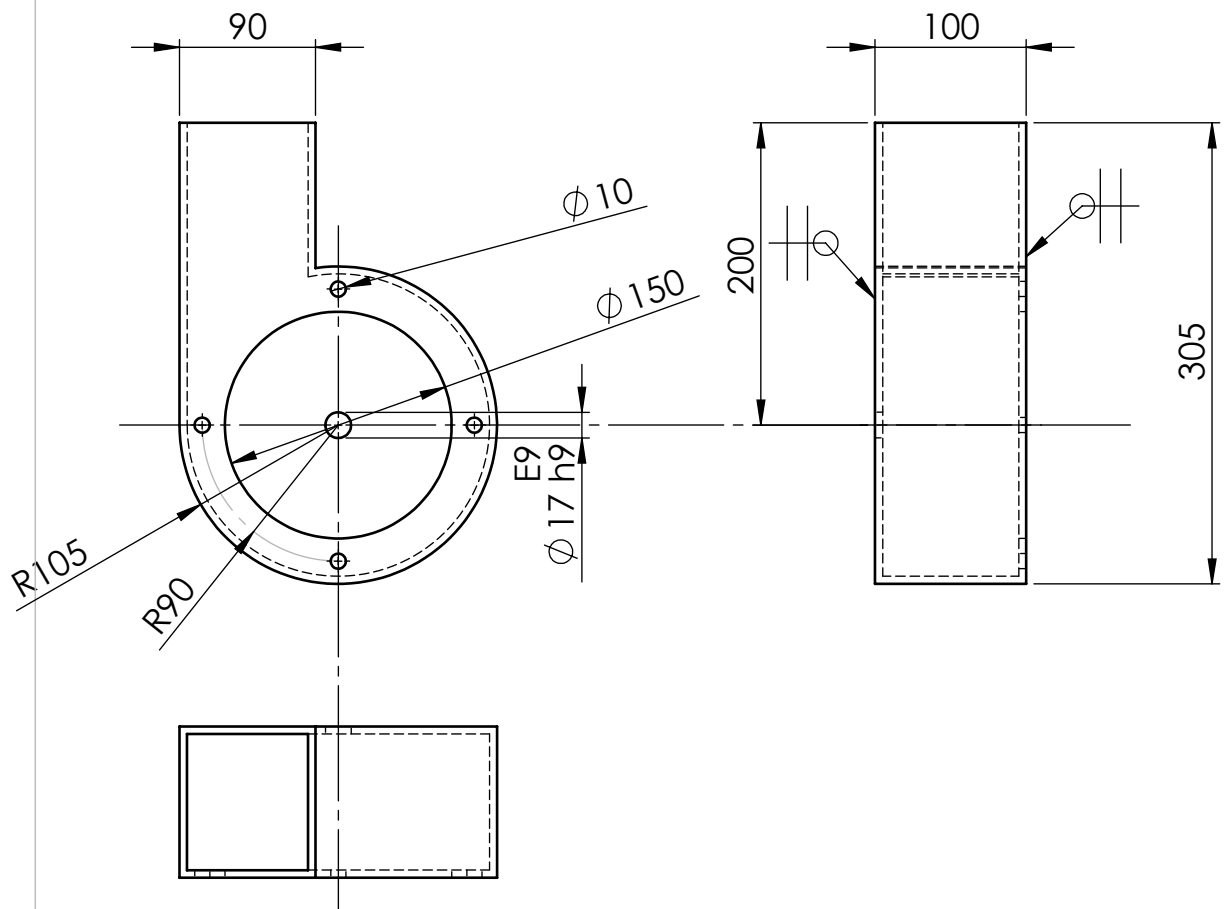


ESCALA 1:10

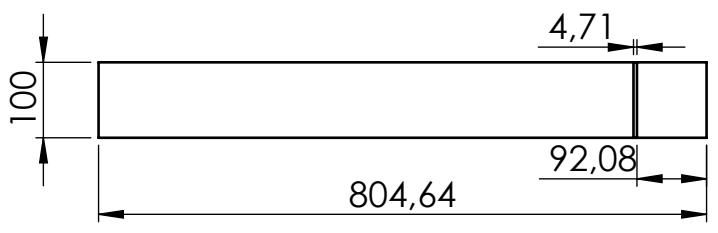
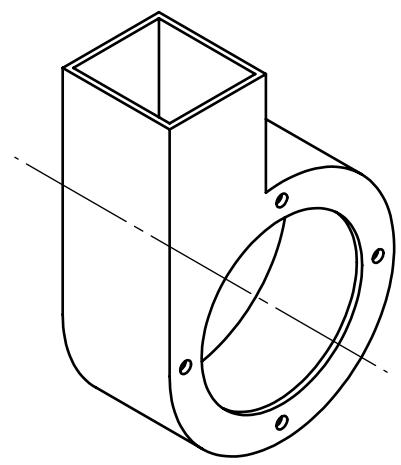
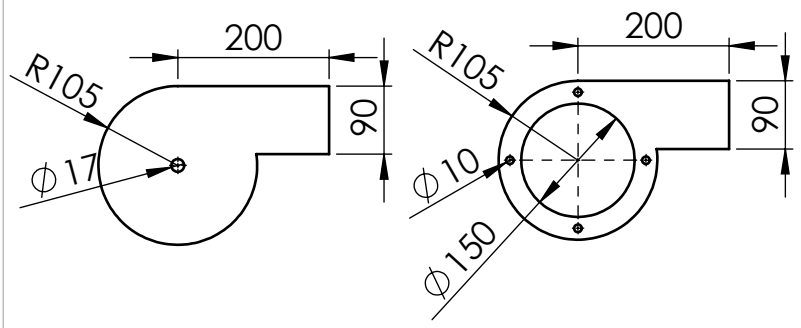
Espesor de la plancha = 3 mm



Trat. Térmicos	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno		Dib.	Roger Mera
MATERIAL:	AISI 304	Tol. Gral. ±0.01	Escala:	1:5
			Dis.	Roger Mera
			Rev.	Ing. Carlos Suntaxi



DESARROLLO



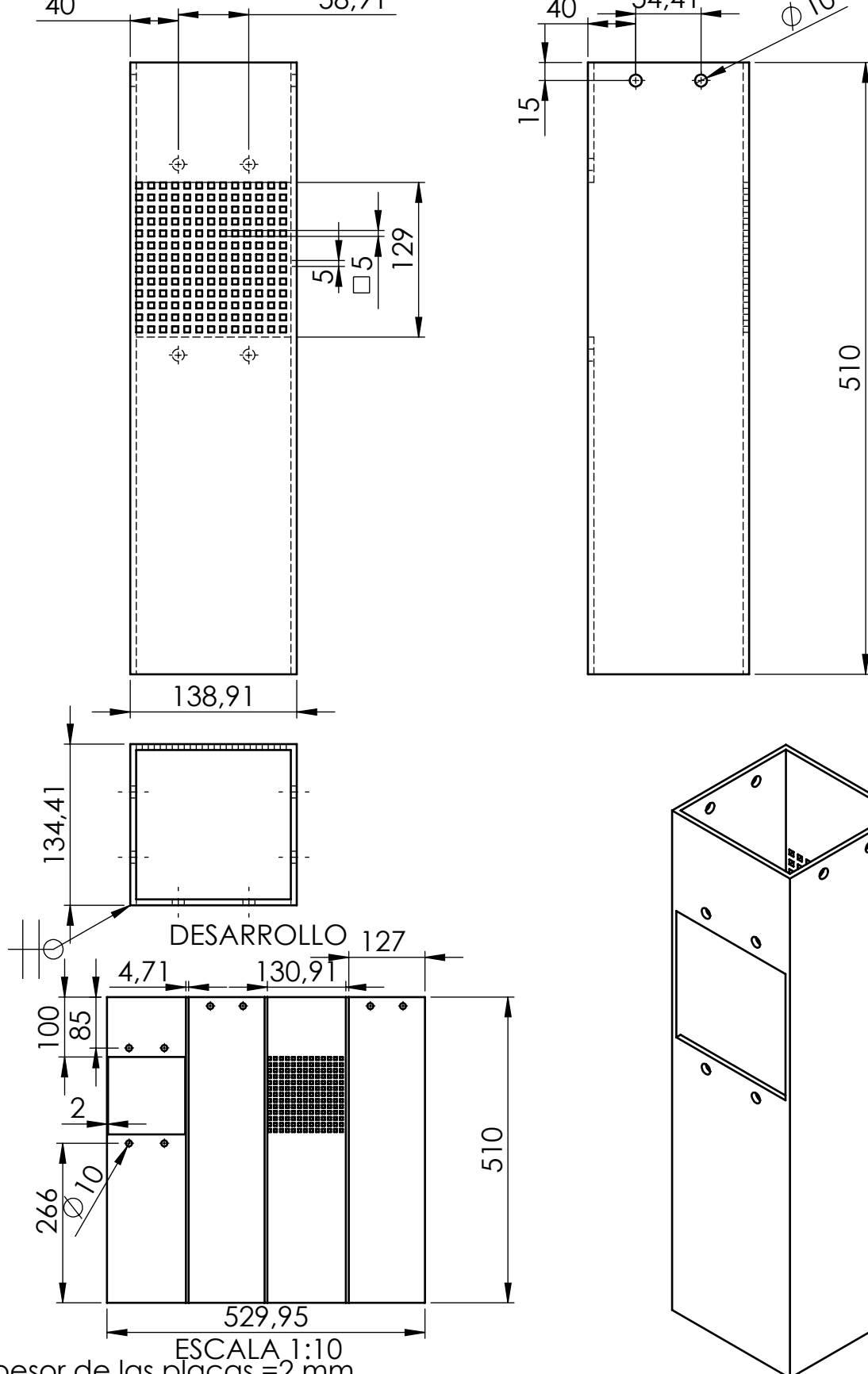
ESCALA 1:10

Espesor de las planchas = 2 mm

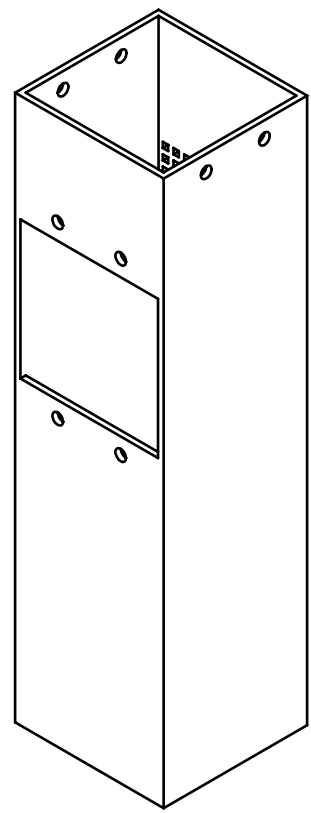
Trat. Térmicos	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
Recubrimiento	Ninguno		Dib.	Roger Mera	
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±0.01	Escala: 1:5	Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
DUCTO DE RESIDUOS

PLANO No.: 03.04
Fecha: 03/06/2018

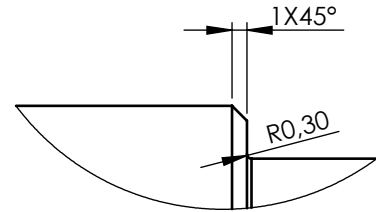


ESCALA 1:10
Espesor de las placas = 2 mm

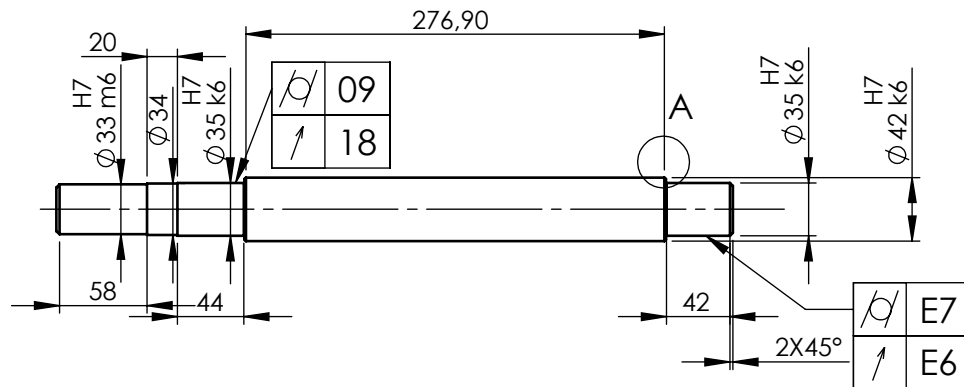


Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	AISI 304	Tol. Gral. ±0.25	Escala: 1:5	Dib.	Roger Mera
				Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza. DUCTO DE SALIDA			PLANO No.: 03.05	Fecha: 03/06/2018
---	--	--	----------------------------	----------------------

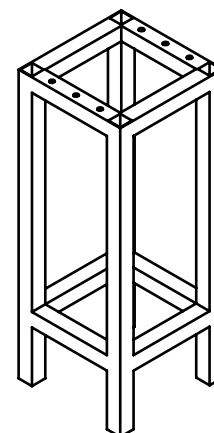
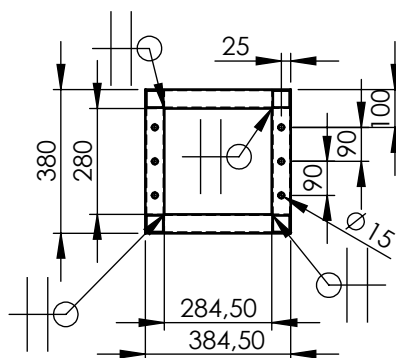
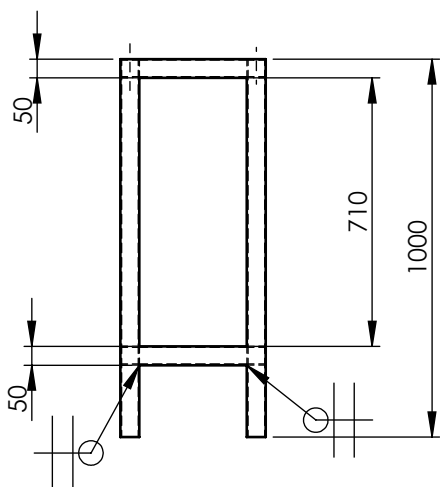


DETALLE A
ESCALA 2 : 1



Diámetro primitivo del eje = 45 mm

Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	AISI 304	Tol. Gral. ±0.01	Escala:	Dib.	Roger Mera
				1:5	Dis.
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza. EJE DE DESPULPADOR			PLANO No.: 04.01		Fecha: 03/06/2018



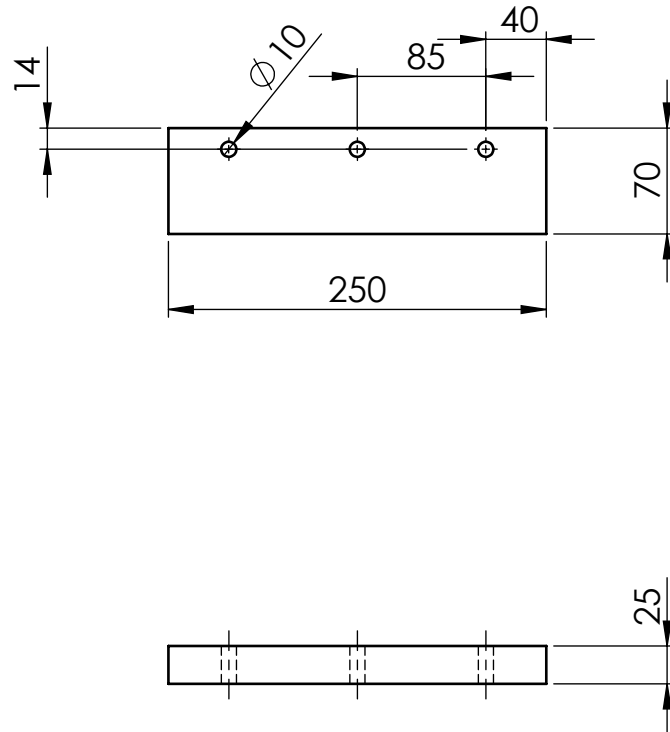
Cant.	Especificación	Longitud
4	Tubo □ 50X3 mm	284.5 mm
4	Tubo □ 50X3 mm	280.0 mm
4	Tubo □ 50X3 mm	1000 mm

Trat. Térmicos	Ninguno	
Recubrimiento	Ninguno	
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±1.00

Escala: 1:20	EPN FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
	Dib.	Roger Mera
	Dis.	Roger Mera
Rev.	Ing. Carlos Suntaxi	

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
ESTRUCTURA DE SOPORTE

PLANO No.: 03.06
Fecha: 03/06/2018



Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	NYLON	Tol. Gral. ±0.25	Escala: 1:5	Dib.	Roger Mera
				Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Sntaxi

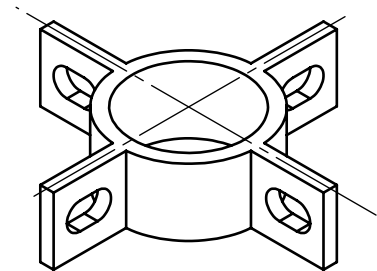
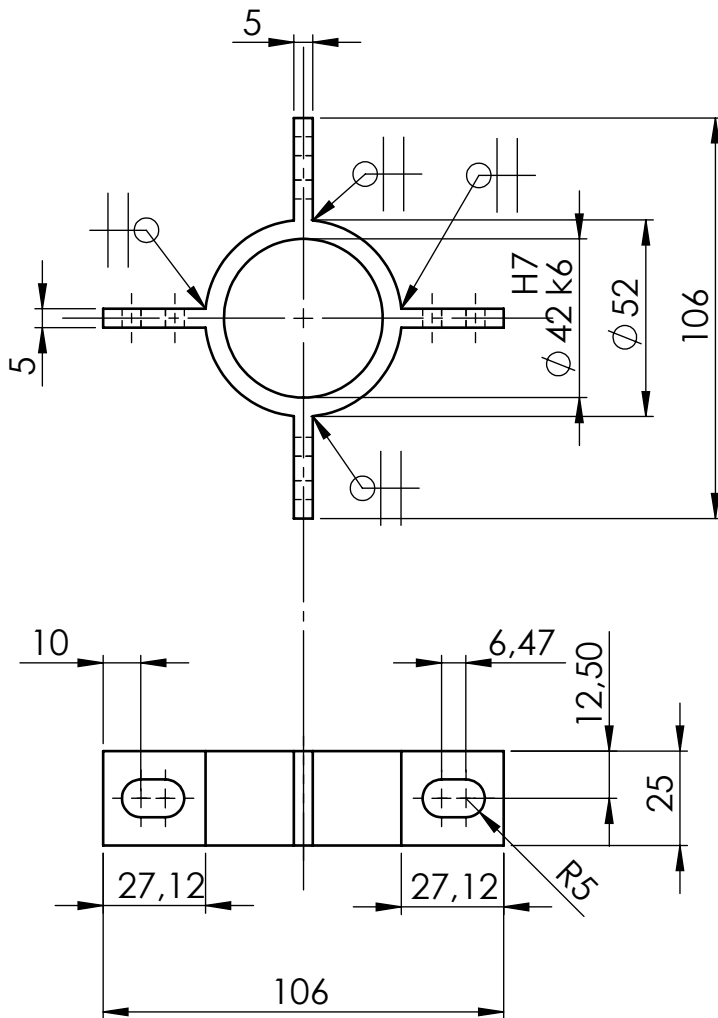
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.
PALETA DE DESPULPADOR

PLANO No.:

04.02

Fecha:

03/06/2018



Cant.	Especificación	Longitud
1	Tubo ϕ 50x5 mm	25 mm
4	Placa 27.12x25x5 mm	

Trat. Térmicos	Ninguno	
Recubrimiento	Ninguno	
MATERIAL:	AISI 304	Tol. Gral. ± 0.25

EPN

FACULTAD DE INGENIERÍA
MECÁNICA

Escala:
1:2

Dib.	Roger Mera
Dis.	Roger Mera
Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

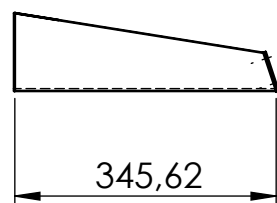
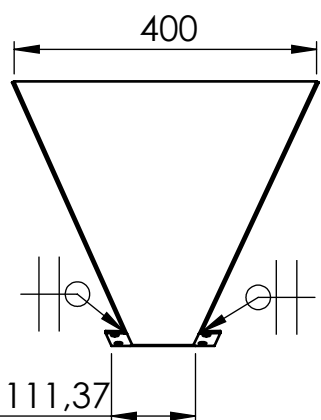
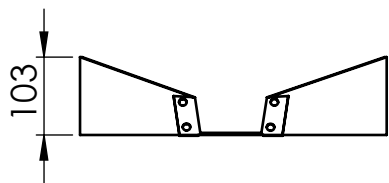
SOPORTE DE PALETA

PLANO No.:

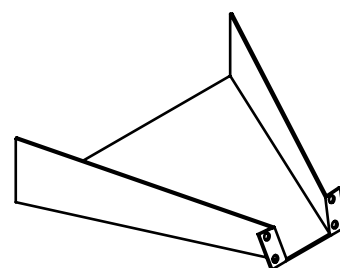
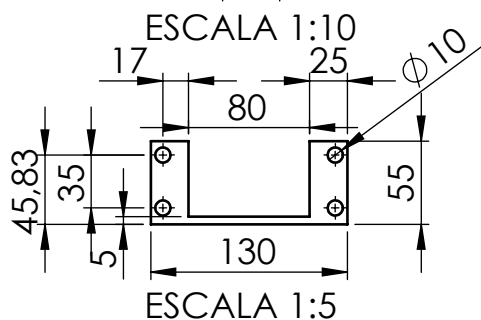
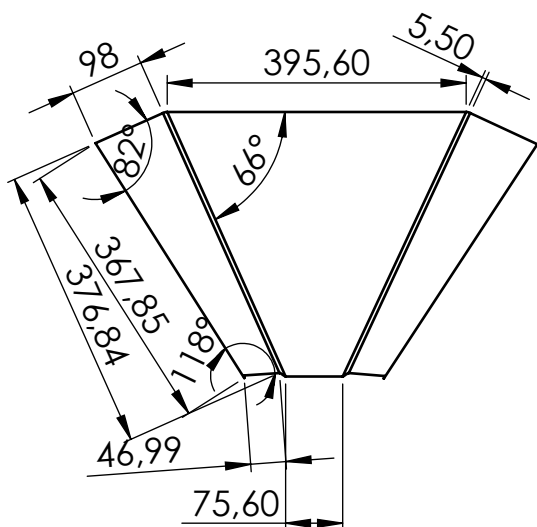
04.03

Fecha:

03/06/2018



DESARROLLO



Espesor de la placa = 3 mm

Trat. Térmicos	Ninguno		EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
Recubrimiento	Ninguno				
MATERIAL:	AISI 1010	Tol. Gral. ±0.25	Escala; 1:10	Dib.	Roger Mera
				Dis.	Roger Mera
				Rev.	Ing. Carlos Suntaxi

