



Diseño y evaluación mediante simulación de un prototipo de máquina extractora de mesocarpio para la granadilla

**Daniel Felipe Segura Hernández
Manuel Alejandro Clavijo**

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Neiva, Colombia
2020

Diseño y evaluación mediante simulación de un prototipo de máquina extractora de mesocarpio para la granadilla

**Daniel Felipe Segura Hernández
Manuel Alejandro Clavijo**

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Director (a):

M.Sc. Ing. Cristian David Hernández Puentes.

Línea de Investigación:

Diseño Mecánico de Elementos de máquinas.

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Neiva, Colombia

2020

Dedicamos con mucho amor y cariño la tesis a nuestros padres y familia, a DIOS, que siempre estuvo con nosotros

Agradecimientos

Los autores agradecen a:

A nuestro asesor al ing. Cristian David Hernández Puentes, por su acompañamiento en el proceso metodológico.

A la Universidad Antonio Nariño de Neiva, programa de Ingeniería Mecánica, por el saber ofrecido y poner a disposición los recursos de infraestructura y logística.

Resumen

El proyecto de investigación describe el diseño y evaluación mediante simulación de un prototipo de máquina extractora de mesocarpio para la granadilla; un equipo que se compone de un sistema de abrasión por rodillos cuya función es retirar la cascara de la granadilla hasta obtener la membrana o mesocarpio, para que posteriormente pase a la sección de la maquina conocida como centrifuga en donde se separara la pulpa y semilla.

De acuerdo con la investigación desarrollada y la realización de los cálculos se obtuvo que el diámetro de la centrifuga es de 300 mm con una altura de 500 mm, contemplando que a lo largo del tambor se puede procesar 8 granadillas, siendo un aproximado de 800 gramos del producto que se pueden maniobrar; por lo cual se estima que la carga lateral máxima que puede soportar es de 10 Kg; esta sección del prototipo, funciona mediante un motor de 1/2 hp con una velocidad angular de 1800 rpm de acuerdo con la selección realizada, las cuales serán transmitidas a una cadena cuya relación es la tipo 06A con paso de cadena 9.525 (3/8"); Ahora bien, la centrifuga operará con un motor y una transmisión por poleas distribuida a su vez en dos correas tipo SPA para una potencia de 2 hp; en consecuencia, se establece que el prototipo tiene dos unidades de potencia para cada proceso (pelado y centrifugado) en donde la simulación y análisis de resultados se realizó con ayuda del software Autodesk Inventor, arrojando a nivel paramétrico la viabilidad del prototipo, dentro de los cuales se destaca la eficiencia de producción cuya capacidad máxima es de 180 kg/h, cada ciclo de centrifugado comprende 30 kg cada 10 min; una característica que eleva la eficiencia al hacer dos procesos simultáneos, al compararlo con métodos convencionales tales como el de hidrolisis o manual.

Palabras clave: Granadilla, centrifuga, simulación, prototipo

Abstract

The research project describes the design and evaluation by simulation of a prototype mesocarp extraction machine for granadilla; a team that is made up of a roller abrasion system whose function is to remove the granadilla shell until obtaining the membrane or mesocarp, so that it subsequently passes to the section of the machine known as a centrifuge where the pulp and seed are separated.

According to the research carried out and the calculations carried out, it was obtained that the diameter of the centrifuge is 300 mm with a height of 500 mm, contemplating that 8 granadillas can be processed along the drum, being approximately 800 grams. of the product that can be maneuvered; therefore it is estimated that the maximum lateral load it can bear is 10 Kg; This section of the prototype works by a motor (2 hp for rollers, 0.5 hp for rollers) that drives 1800 rpm, according to the selection made, which will be transmitted to a chain whose relationship is type 06A with chain pitch 9,525 (3/8"); Now, the centrifuge will operate with a motor and a pulley transmission distributed in turn in two SPA-type belts for a power of 2 hp; Consequently, it is established that the prototype has two power units for each process (peeling and spinning), which simulation and analysis of results was carried out using Autodesk Inventor software, giving parametric level the viability of the prototype, within which highlights the production efficiency whose maximum capacity is 180 kg / h, each spin cycle comprises 30 kg every 10 min; It is said to be efficient and does two processes simultaneously, unlike conventional processes such as hydrolysis or manual.

Key words: Granadilla, centrifuge, simulation, prototype

Contenido

	Pág.
Introducción.....	1
Objetivo general	6
Objetivos específicos	6
2. Capítulo 2.....	9
2.1. Estado del arte	9
2.2. Tecnologías actuales procesamiento frutas	10
2.2.1. Despulpadora horizontal de tornillo sin fin.....	10
2.2.2. Despulpadora horizontal de paletas.....	11
2.2.3. Máquina despulpadora horizontal.....	11
2.2.4. Máquina despulpadora vertical.....	12
2.3. Marco teórico.....	12
2.3.1. Tipos de passifloras.....	12
2.3.2. Características de la granadilla.....	13
2.4. Principios de la mecánica empleados en el prototipo	15
2.4.1. Principios de extracción	15
2.4.2. Principios de transmisión por cadena	16
2.5. Simulación y Software	17
3. CAPITULO 3.....	19
3.1. Calculo, selección mecanismos, materiales y análisis de cargas dinámicas y estáticas.....	20
3.2. Identificación de características de la granadilla (peso, geometría y % de mesocarpio en fruta).....	20
3.2.1. Geometría Granadilla.....	22
3.3. Cálculo del sistema de abrasión para pelado de granadilla.....	23
3.4. Piñón Y Cadena	25
3.5. Selección De Tipo De Cadena	28
3.6. Ejes.....	30
3.7. Cálculo del sistema de centrifugado	33
3.7.1. Eficiencia cíclica	37

3.8.	Cálculo de la transmisión por correa	39
3.9.	Análisis estático Chasis	41
3.9.1.	Construcción del chasis.....	41
3.9.2.	Apoyos del chasis	41
3.9.3.	Reacciones	41
3.9.4.	Chasis centrífuga.....	43
3.10.	Cálculo de transmisión sinfín corona	45
3.10.1.	Angulo de avance.....	47
3.10.2.	Cálculo de numero de roscas del sinfín (nW)	49
3.10.3.	Cálculo Del Módulo Por Esfuerzo	51
4.	Implementar software CAD-CAM para el diseño y simulación del prototipo, resultados y análisis	55
4.1.	Simulación y Resultados de la simulación sistema de transmisión	55
4.1.1.	Ingreso de datos.....	55
4.2.	Resultados de la simulación de la cadena	63
4.3.	Análisis de resistencia de la centrífuga.....	66
4.3.1.	Análisis de esfuerzos.....	67
4.4.	Presupuesto y proceso de manufactura	69
5.	Conclusiones y recomendaciones	71
5.1.	Conclusiones	71
5.2.	Recomendaciones.....	73
6.	Bibliografía.....	93

Lista de ilustraciones

	Pág.
Ilustración 2-1: Despulpadora de tornillo sin fin.....	10
Ilustración 2-2: Despulpadora horizontal paletas.....	11
Ilustración 2-3: Despulpadora tipo vertical	12
Ilustración 2-4: Fuerza centrífuga	16
Ilustración 2-5: Piñón-cadena.....	16
Ilustración 3-1. Propuesta de diseño	19
Ilustración 3-2: Diagrama de desarrollo capitulo	20
Ilustración 3-3: Relación de pesos en prueba piloto realizada para la fruta de granadilla	21
Ilustración 3-4: Toma medidas granadilla.....	22
Ilustración 3-5: Relación número de dientes (Z) y coeficiente K1.....	25
Ilustración 3-6: Numero de cadenas.....	26
Ilustración 3-7: Numero de eslabones o enlaces	26
Ilustración 3-8: Coeficiente K y factor de servicio.....	27
Ilustración 3-9: Vida útil	28
Ilustración 3-10: Tabla para selección del paso de la cadena.....	29
Ilustración 3-11: Diagramas de momento flector y esfuerzo cortante.....	31
Ilustración 3-12: fuerzas actuantes.....	34
Ilustración 3-13: Datos de rodaduras y chumaceras	38
Ilustración 3-14: Cuadro de relación correa	40
Ilustración 3-15: Referencia correa SPA ½”	41
Ilustración 3-16: Análisis con esfuerzo máximo	42
Ilustración 3-17: Análisis desplazamiento	42
Ilustración 3-18: Análisis de esfuerzo.....	43
Ilustración 3-19: Análisis desplazamiento	44
Ilustración 3-20: Diagrama de conjunto de tornillo sinfín y corona envolvente simple	45
Ilustración 3-21: Reductor de tornillo sinfín y corona.....	46
Ilustración 3-22: Angulo de avance	48
Ilustración 4-1: Simulación sistema transmisión con autodesk Inventor.....	56
Ilustración 4-2: Continuación Ilustración 4-1	56
Ilustración 4-3: Acotado sin fin corona	59
Ilustración 4-4: Sección Tabla Motovaro	62

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 3-1: Tabla de pesos de pulpa, mesocarpio y cascara	21
Tabla 3- 2: Tabla convención conjunto de tornillo sinfín y corona	45
Tabla 3-3: Dimensiones típicas de los dientes sinfín y coronas	50
Tabla 3-4: Datos Adicionales para Calculo Transmisión	51
Tabla 3-5: Tabla de diámetros	52
Tabla 4-1: Parametro base simulacion.....	57
Tabla 4-2: Resultados simulación engranajes.....	58
Tabla 4-3: Simulación resultados cargas	60
Tabla 4-4: Simulación y análisis de materiales	60
Tabla 4- 5: Simulación y análisis de fuerzas	61
Tabla 4-6: Resultados Simulación.....	62
Tabla 4-7: Presupuesto fabricación Prototipo.....	69

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
A	Área	m^2	πr^2
F	Fuerza	$N.m$	M^*a
N	Normal	$N. m$	
RPM	Revoluciones por minuto	V/min	n/t
D	Diámetro	r	$2r$

Subíndices

Subíndice Término

μ_r coeficiente de pérdida de potencia del sinfín corona
(0.65)

μ_c coeficiente de pérdida de potencia de piñón y cadena

D_w Diámetro primitivo

Superíndices

Superíndice Término

n Exponente, potencia

Abreviaturas

Abreviatura Término

Min minutos
 kg kilogramos
 Lb Libras

Introducción

El siguiente proyecto de investigación muestra el procedimiento para realizar el Diseño y evaluación mediante simulación de un prototipo de máquina extractora de mesocarpio para la granadilla.

La importancia de la cascara de la granadilla, objeto de esta propuesta de investigación, radica en que posee un mesocarpio, el cual es rico en pectina, un heteropolisacárido usado en la industria alimentaria como agente gelificante, espesante, emulgente y estabilizante, muy utilizado en la elaboración de mermeladas y conservas, sin embargo, su aplicación se amplía también a la industria química como emulsificante, estabilizante y en la industria estética, como bases de maquillaje, champús y acondicionadores para el cabello, múltiples aplicaciones que evidencian la importancia de procesar el mesocarpio para su posterior tratamiento, siendo la granadilla un producto potencial para obtenerlo.

[1]

Colombia se caracteriza por ser un país diverso en su producción frutícola; esto ha permitido que el campo y la actividad agropecuaria incorpore diversas tecnologías en sus diferentes etapas de producción; estas fases incluyen desarrollos tecnológicos que abarcan desde la siembra, el crecimiento, la producción y postcosecha; sin embargo, para cada fase del cultivo, el diseño de equipos con aplicaciones específicas son concebidos para soluciones masivas; uno de estos equipos es utilizado en la fase postcosecha para procesar frutas en la obtención de su pulpa; para esta función se emplean las maquinas despulpadoras que pueden ser de diseño horizontal o vertical y cuya función es la de pelar o cortar diferentes clases de frutas, de las cuales se extrae la pulpa en estado líquido o acuoso para su posterior procesamiento o distribución.

El interés de desarrollar esta investigación, surge como resultado de observar e identificar que actualmente no hay un aprovechamiento de los residuos de frutas como la granadilla, del cual se pueden obtener productos como la pectina que de acuerdo con diferentes fuentes consultadas [2], existe la posibilidad de proponer un proyecto para la obtención de un prototipo de máquina extractora de mesocarpio en el departamento; que a su vez, no se han identificado máquinas con el objetivo planteado y mucho menos, se tiene una industria dedicada a este negocio; el departamento del Huila es una región líder en la producción de frutas exóticas, especialmente en la familia de Pasiflorácea del género Pasiflora y especies como granadilla, maracuyá, golupa, cholupa entre otras; esto de acuerdo con el informe de pasifloras del ministerio de agricultura del 2018. [3]; La comercialización de esta se realiza en fruta fresca y a partir del 2015 ha venido tomando fuerza la producción de pulpa para consumo local e internacional en presentación de jugos naturales; esto implica, una transformación industrial que demanda el uso de equipos y tecnologías para su obtención. [4].

La estructura de desarrollo de este proyecto incluyo de forma metodológica, un estudio de situación actual de tecnologías para la extracción del mesocarpio, de lo cual se concluyó que no existe equipos para extracción de mesocarpio de granadilla, una segunda fase incluye la definición de conceptos y bases teóricas del proyecto, junto con la argumentación científica de los principios empleados desde el punto de vista técnico para el funcionamiento de las maquinas o tecnologías actuales que pueden ser aplicables al proyecto de investigación; una tercera fase incluye el análisis y diseño de un prototipo ajustado a la problemática descrita hasta ahora, así como cálculos y fórmulas para su diseño, junto con los planos CAD/CAE para la simulación de elementos y demás variables que influyen en su funcionamiento; por último se realiza la evaluación del prototipo mediante simulación en el software Inventor; en esta fase se determinó que el prototipo trabajaría en dos fases; una fase de pelado por abrasión mediante rodillos al interior de una tolva, cuya distancia entre centros es de 86 mm y un espacio de 6mm entre estos para la caída de la cascara, los cuales son accionados por un motor de 0.5 HP, la carga soportada es de 10 Kg a lo largo del rodillo; con

respecto al proceso de centrifugado usara un motor de 2 HP; el mayor esfuerzo que puede soportar este elemento lo alcanza cuando su valor es de 3,16 Mpa, con respecto al desplazamiento máximo que puede tener el tambor de la centrifuga es de 0.002 mm, el diámetro de la centrifuga es de 300 mm y la altura es de 500 mm, con capacidad para procesar 30 kg de granadilla en un ciclo; en el cual, a lo largo del tambor se pueden adecuar 8 granadillas, con una carga total de 800 gramos x 2 granadillas que abarcan de manera adecuada el radio de la centrifuga, estimándose una carga lateral máxima de 1.2 Kg.

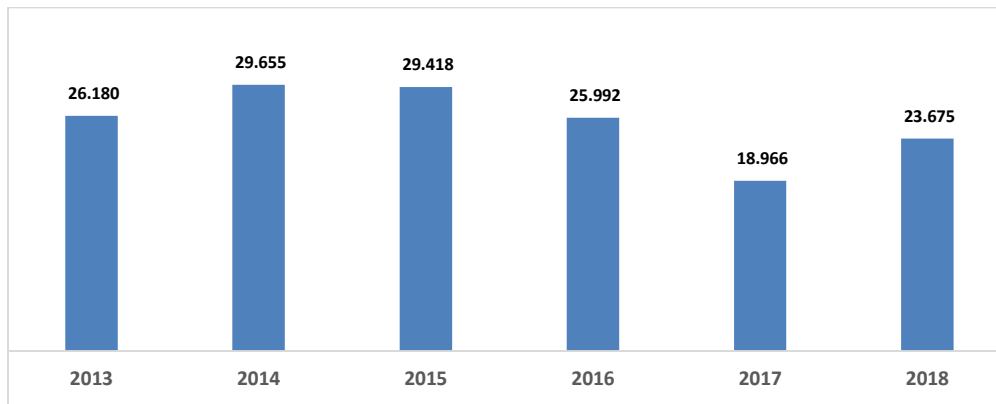
El chasis del sistema de pelado por abrasión, está construido en Angulo de 2" x 1/8" en acero estructural AISI SAE 1018, el cual se considera un acero grado maquinaria por su dureza, por sus características de resistencia y trabajo en frio se recomienda para perfiles o estructuras [31] al que aplicamos una carga distribuida de 100 Kg/m, la peladora pesa 44 Kg y se estima una carga de producto de 51 Kg; con respecto al chasis del sistema de centrifugado el máximo esfuerzo al que trabaja la estructura es de 93.1 Mpa

La finalidad del proyecto radica en poder ofrecer una solución tecnológica que permita extraer el mesocarpio para que pueda ser aprovechado posteriormente en la producción de pectina.

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

De acuerdo con la gráfica 1, la producción de granadilla (Tn) en el Huila durante los últimos 6 años cerró al 2018 con 23675 Tn/año; de este total, el 95% de la producción se comercializa en fruta fresca para consumo en mercados nacionales e internacionales

Grafica 1. Producción 2013 -2018 de granadilla en Tn/año



Fuente: Ministerio de agricultura y Desarrollo Rural [5].

La forma de uso de la granadilla se da por consumo tradicional y como resultado de esto se presenta la generación de residuos orgánicos que no son aprovechados; la granadilla como muchas especies passifloras contiene mesocarpio el cual a su vez alberga fibras orgánicas en su corteza, las cuales, al ser procesadas se les puede extraer un producto cuyo uso en diversas industrias es de gran demanda; un ejemplo de ello, lo demuestra un estudio realizado en la Universidad nacional, en el cual se estima que la granadilla contiene un 17,5 % de mesocarpio, por lo que puede ser potencialmente tratado para obtención de la pectina.

De acuerdo con las proyecciones de producción en el departamento y aplicando el factor de establecimiento de la pectina contemplado por la universidad Nacional, se puede decir que de las 23,675 Tn de la producción de la granadilla en el 2018 (Ver gráfica 1) estas contienen 4,143 Tn de mesocarpio que no son aprovechadas, dando lugar a pensar en la posibilidad de diseñar una máquina que realice la extracción, ya que a nivel comercial se carece de dicho equipo.

Se estima según la FAO que el 90% de la pectina es de origen sintético y por ende químico; en Colombia se importaron 1000 (Tn) de pectina al 2014 con una proyección de crecimiento año tras año de la demanda en un 8.4% [6], una situación que plantea un escenario de la necesidad de buscar alternativas a la

importación, brindando oportunidades para producir de manera local y natural a partir de las cifras proyectadas de 4,143 Tn que se podrían adquirir. Otro aspecto relevante, radica en que los altos volúmenes de importación de pectina de origen químico, incrementa los costos de los procesos y, por ende, se tienen productos finales más caros. Por otro lado, no se tiene un conocimiento preciso del comportamiento mecánico de máquinas extractoras a nivel de fatiga de materiales y de los componentes de esta, para la extracción de mesocarpio, por lo cual la simulación se constituye en una opción para un análisis detallado de dicho comportamiento en diferentes escenarios a nivel dinámico y estático.

De acuerdo con el anterior contexto, se formula la siguiente pregunta de investigación ¿Es posible proponer un prototipo de máquina para la extracción del mesocarpio de la granadilla, el cual tendrá un posterior tratamiento industrial para la obtención de pectina, logrando de este modo dar opciones para reducir a futuro la importación de este producto, aportando de manera paralela al aprovechamiento de residuos generados en el procesamiento y uso de la granadilla en Colombia?

1.2. JUSTIFICACIÓN

Diseñar el prototipo abre la posibilidad de extraer de forma mecánica el mesocarpio de otras pasifloras para un aprovechamiento integral de la familia de frutas; de acuerdo con esto el prototipo diseñado constituye un equipo de innovación, si se parte del hecho de que no existen a nivel comercial, ni en la literatura de acuerdo con las diferentes bibliografías consultadas, como por ejemplo, Castello en su libro “Reducción del tamaño de partículas y Tamizado de sólidos” en donde identifica a partir de sistemas de reducción de tamaños para frutas, equipos con diferentes principios como rebanado, corte, cubicado, abrasión que sirven a la industria alimentaria; López el at (2019), el cual diseño una maquina cortadora de manzanas, plátanos, piña y papaya con dimensiones de 40 cm. x 40 cm. x 150 cm entre otros. [7] [8]

La implementación de principios básicos como el centrifugado y la transmisión de potencia conllevan a una reducción de costos en sus procesos de fabricación, si se compara con otros equipos empleados en procesos similares, lo que otorga ganancias desde el punto de vista de costo/beneficio. Ya implementados estos principios, el objetivo de la investigación del prototipo toma un mayor valor, al mostrar a través del documento, los cálculos y la realización de un análisis de los elementos y mecanismos que lo componen, permitiendo identificar aspectos relacionados a su funcionamiento y comportamiento en condiciones extremas.

La mecanización de procesos manuales optimiza la capacidad de producción de una empresa, así como sus tiempos de proceso, la administración del recurso humano y por ende los indicadores de eficacia y eficiencia, al haber intervalos de tiempos menores y un mayor aprovechamiento de la materia prima, generando ahorros que pueden ser utilizados para posteriores procesos.

Este trabajo es una alternativa que podrá ser aprovechado para el tratamiento de los residuos generados por el consumo de granadilla como fruta fresca de una manera industrializada, de igual manera, logrará reducir los efectos que se generan a nivel ambiental y permite la aparición de nuevos sectores de la industria.

1.3. OBJETIVOS

Objetivo general

Diseñar y evaluar mediante simulación un prototipo de máquina extractora de mesocarpio para la granadilla

Objetivos específicos

- Identificar las características de las tecnologías, funcionamiento mecánico que pueden ser aplicables al prototipo de máquina de extracción de mesocarpio de la granadilla.
- Definir las cargas dinámicas y estáticas del prototipo

- Seleccionar los mecanismos, elementos y materiales necesarios para el adecuado funcionamiento del prototipo.
- Implementar software CAD-CAM para el diseño y simulación del prototipo virtual de la maquina en conjunto, así como cada uno de sus componentes
- Analizar y documentar los resultados.

1.4. CONTRIBUCIÓN

La contribución del proyecto se basa en la producción a gran escala que se puede generar del mesocarpio a partir del prototipo diseñado; por otro lado bajo esa premisa se puede ofrecer una fuente natural de otro subproducto mitigando o disminuyendo los costos por concepto de importación y de logística para su consecución.

1.5. ORGANIZACIÓN DEL DOCUMENTO

El diagrama de la gráfica 2 describe la estructura del cómo se programó la ejecución del proyecto a nivel de documento acorde a las etapas o fase de diseño del prototipo.

Ilustración 1. Diagrama de actividades para el desarrollo del proyecto

CAPITULO 1

- Introducción
- Definición del problema
- Objetivos
- Justificación

CAPITULO 2

- Marco referencial
- marco Teórico

CAPITULO 3

- Cálculos y parámetros de diseño, carga estructural
- Planteamiento sistemas de ecuaciones para dimensionar prototipo, transmisión de potencia

CAPITULO 4

- Simulación estructural
- Simulación mediante software Autodesk Inventor

CAPITULO 5

- Resultados y Conclusiones

2. Capítulo 2

2.1. Estado del arte

El creciente aumento de la producción de frutas en Colombia ha traído como consecuencia el desarrollo de un sin número de industrias especializadas en el aprovechamiento de subproductos que antes eran impensables desde el punto de vista de su potencial comercial; un ejemplo de esto es el aprovechamiento de los residuos orgánicos para su posterior transformación en abono; la producción de miel o mucilago a partir del mesocarpio del café, el cual se produce a partir de un proceso de fermentación y lavado; de igual forma la producción de té a partir de la piel de la piña la cual se obtiene a partir de un proceso de secado y molido para la obtención de material granulado envasado en bolsas para infusión entre otros; dicho aprovechamiento trajo adicionalmente una revolución de máquinas a gran escala que incorporan todo tipo de tecnologías que a su vez incorporan principios eléctricos electrónicos, mecánicos.

Con respecto al crecimiento tecnológico en el sector de extracción, después de una revisión de la literatura, en los que se encontraron estudios como “ Equipos de procesamiento de alimentos” de la FAO [9], estudio sobre “diseño y construcción de una peladora de frutas con potencia de un hp para la microempresa el salinerito” de Leiton y Menes [10], o diseño de una maquina peladora para la extracción de pulpa de opuntia ficus de Guerrero [11]; no se encontró equipos o maquinas dedicadas a la extracción de mesocarpio, sin embargo, con respecto a sistemas similares de extracción de frutas, pulpas entre otros, existen conceptos que funcionan como guía de aplicación para el desarrollo

del prototipo tales como, diseño, cálculo y selección de sistemas de trasmisión de potencia, métodos de extracción entre otros.

De acuerdo con lo anterior, existe un campo potencial para realizar la propuesta de diseño del prototipo de extracción de mesocarpio como una oportunidad para la generación de nuevos proyectos a partir de la incorporación de elementos mecánicos básicos para su desarrollo, existentes en otras tecnologías similares.

2.2. Tecnologías actuales procesamiento frutas

En los procesos de transformación de alimentos existen equipos con variedad de funciones las cuales comprenden actividades como moler, extraer, mezclar entre otras, empleando para ello sistemas automatizados, mecánicos, semi automatizados en la industria; en las actividades de extracción encontramos máquinas que implementan sistemas como el tornillo sin fin, cuchillas de bolas o corte, entre otras; a continuación se presenta una relación de equipos o maquinas despulpadoras de frutas que emplean principios de extracción mecánico para tal fin

2.2.1. Despulpadora horizontal de tornillo sin fin.

Ilustración 2-1: Despulpadora de tornillo sin fin



Fuente: Chavarría [12]

Consiste en un molino el cual tiene una tolva superior, por donde es alimentado con la materia prima, la que pasa a través de un filtro agujereado que es el extractor de la pulpa en forma de cono, en el interior está compuesta por un tornillo sin fin el que es accionado por una manilla en sentido horario. Esta despulpadora puede servir para diferentes tipos de frutas (Naranjas, pera, manzanas, piña entre otras) sólo se debe cambiar el filtro del cono, dependiendo de qué tan pequeña sea la semilla. [13]

2.2.2. Despulpadora horizontal de paletas.

Ilustración 2-2: Despulpadora horizontal paletas



Fuente: Tirira [14]

Este tipo de máquinas al ser semi industriales su capacidad puede llegar a 50 kg/h, dispone de una tolva de alimentación en la cual se ingresa los frutos, estos pueden ser cortados previamente dependiendo del tamaño de los mismos. El motor hace girar las paletas internas, que por fuerza centrífuga se filtra la pulpa por medio del tamiz interno. [13]

2.2.3. Máquina despulpadora horizontal.

La fuerza centrífuga de giro de las aspas que van unidas a un eje que gira a una velocidad fija, lleva a la fruta contra las paredes del tamiz allí es

arrastrada logrando que el fluido pase a través de los orificios separando la pulpa de los demás residuos como las semillas, cáscaras, vástagos y desechos, obteniendo pulpas para jugos, néctares o purés y dulces. [13]

2.2.4. Máquina despulpadora vertical.

Ilustración 2-3: Despulpadora tipo vertical



Fuente: Tirira [14]

Es una máquina de capacidad industrial, el principio de funcionamiento es similar a la máquina horizontal, a diferencia de su cuerpo que es en posición vertical, esta máquina posee paletas rotatorias que comprimen el producto contra el tamiz y la pulpa es evacuada por la parte inferior del cilindro contenedor y por el otro lado salen los desechos. [13]

2.3. Marco teórico

2.3.1. Tipos de passifloras

El género Passiflora, está conformado por más de 600 especies aproximadamente; se encuentran desde clima templado y tropical. Su siembra se da desde los 0 a los hasta altitudes superiores a 3 000 m sobre el nivel del mar (m.s.n.m.); pero la mayor riqueza en especies se encuentra en las regiones moderadamente cálidas y templadas, entre 400 y 2 000 m.s.n.m. El tallo es

leñoso y herbáceo en las zonas distales, son escaladas, muy raramente arborescentes; hojas alternas, a veces simples, enteras, lobuladas o palmadas; base de los peciolo, rara vez ausentes. Las flores son bisexuales o unisexuales, regulares. [15].

Hay registradas 141 especies de passifloras, las cuales están divididas a su vez en tres géneros; 48 de estas especies son endémicas y 45 son exclusivamente de sur américa; la más representativa de las especies es la granadilla, la cual es objeto de estudio en el proyecto. [16].

2.3.2. Características de la granadilla

Passiflora Edulis, Passiflora (Passiflora edulis) se conoce como fruta de la pasión púrpura o granadilla, se caracteriza porque su fruto tiene la forma y tamaño de un huevo redondeado, con un diámetro entre 4-11cm y un peso de unos 40g. La piel es dura y gruesa y se arruga al madurar. El color varía entre el púrpura oscuro y el violeta. La pulpa es de color anaranjado o verdoso, con varias semillas comestibles. Es gelatinosa, jugosa, refrescante y de sabor agridulce. [17]

Como un factor importante en el objeto de estudio, se debe tener en cuenta las propiedades mecánicas de las frutas pasifloras, de este modo permiten identificar variables relacionadas directamente con la funcionalidad del prototipo, dentro de estas tenemos:

- Deformación unitaria, es el cambio de tamaño o forma de un cuerpo referido a su tamaño o forma original (adimensional, m/m). [18].
- Tensión, es la intensidad en un punto de un cuerpo de las fuerzas internas o componentes de dichas fuerzas que actúan sobre un determinado plano que contiene dicho punto (N/mm²). [18].
- Resistencia, es la tensión máxima que un material es capaz de soportar (N/mm²); tensión de compresión, de tracción o de esfuerzo cortante. [18].

- La resistencia a compresión, tracción o corte se calcula a partir de la carga, máxima j durante un ensayo de compresión/tensión llevado a cabo hasta la rotura/ corte o torsión, y del área de la sección transversal inicial o dimensiones originales de la sección transversal de la probeta.
- Limite elástico es la tensión máxima que un material puede soportar sin mostrar deformación unitaria permanente al eliminar completamente el origen de la tensión (N/mm^2).
- Punto o límite de fluencia es la primera tensión de un material, menor que la máxima alcanzable, para la cual se produce un incremento de la deformación unitaria sin incremento de la tensión (N/mm^2) puede ser relacionado con la rotura de la microestructura del material. [18]
- Punto de rotura es el punto de la curva fuerza-deformación o tensión - deformación unitaria para el que se produce una rotura en la microestructura del espécimen (N, m) o ($N/mm^2, m/m$). [18]
- Deformación permanente es la deformación unitaria restante tras la completa eliminación de la carga causante de la deformación (adimensional, m/ m); también se denomina Deformación plástica. [18].
- Módulo de elasticidad o Modulo de Young es la relación tensión/deformación unitaria por debajo del límite proporcional o elástico ($N/mm^2: m/m$). [18].

2.4. Principios de la mecánica empleados en el prototipo

2.4.1. Principios de extracción

El proceso de extracción de pulpas de hortalizas o frutas puede realizarse mediante dos métodos, los químicos y los mecánicos; siendo este último en el que el proyecto se centrará

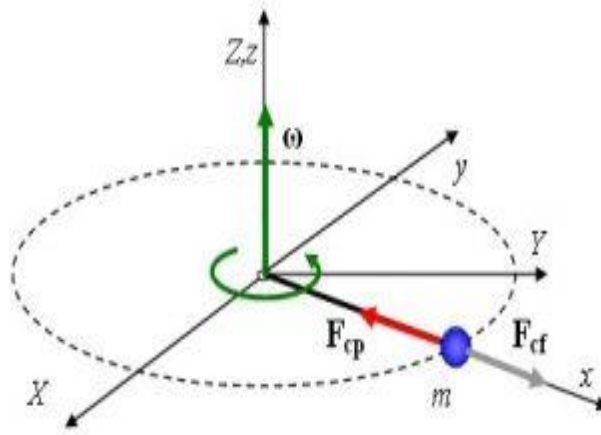
Métodos mecánicos: dentro de los métodos mecánicos encontramos:

- **Despulpado**, usa un tamiz cilíndrico inclinado con perforaciones de determinado tamaño (0.8-2 mm); al interior de este existen unas paletas o cepillos que ejercen presión de la pulpa hacia el tamiz, logrando separar la pulpa de la cascara, semilla.

-**Desmenuzado**, puede ser del tipo desintegrador como el Rietz, el cual se compone de martillos o cuchillas giratorias que obliga a pasar al producto mediante su corte y golpeteo; está el de tipo martillos que emplea el mismo principio pero con martillos y está el de extracción tipo helicoidal que usa un tornillo sin fin helicoidal rodeado de un tamiz cónico (sin punta), cuyo diámetro mayor se encuentra cerca de la alimentación y se va reduciendo; en este punto el movimiento del tronillo desmenuza el producto y, en la parte final, lo empuja contra la malla obligándolo a pasar a través de ella [19].

- **Centrifugado**, la centrifugación es un proceso de separación que utiliza la acción de la fuerza centrífuga para promover la aceleración de partículas que componen un producto [20]. Para efectos de diseño del prototipo se seleccionó este principio para separar la pulpa de la membrana o mesocarpio de la granadilla.

Ilustración 2-4: Fuerza centrífuga

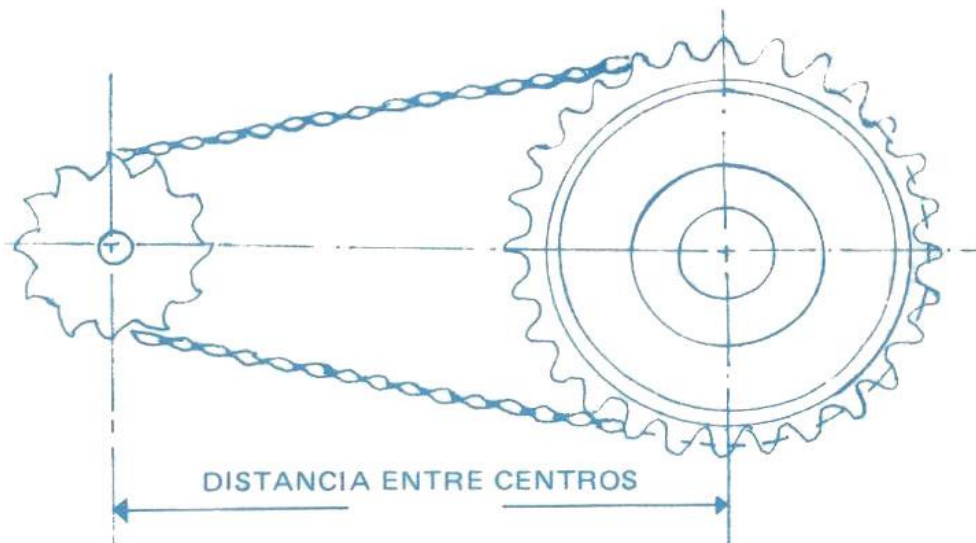


Fuente: Disponible en internet en [21]

2.4.2. Principios de transmisión por cadena

Las cadenas de transmisión son la mejor opción para aplicaciones donde se quiera transmitir grandes pares de fuerza y donde los ejes de transmisión se muevan en un rango de velocidades de giro entre medias y bajas.

Ilustración 2-5: Piñón-cadena



Fuente: Disponible en [22].

Las transmisiones por cadenas son las más usadas por su carácter robusto, diseñadas para trabajar en condiciones ambientales adversas y con temperaturas elevadas, aunque requieren de lubricación. Además, proporcionan una relación de transmisión fija entre las velocidades y ángulo de giro de los ejes de entrada y salida, lo que permite su aplicación en automoción y maquinaria en general que lo requiera [22].

Para la selección de una cadena de rodillos se debe tener en cuenta [22]:

- a. El paso
- b. Potencia a transmitir en caballos de fuerza
- c. Naturaleza de la carga, si es uniforme o a choque
- d. Sistema de lubricación

2.5. Simulación y Software

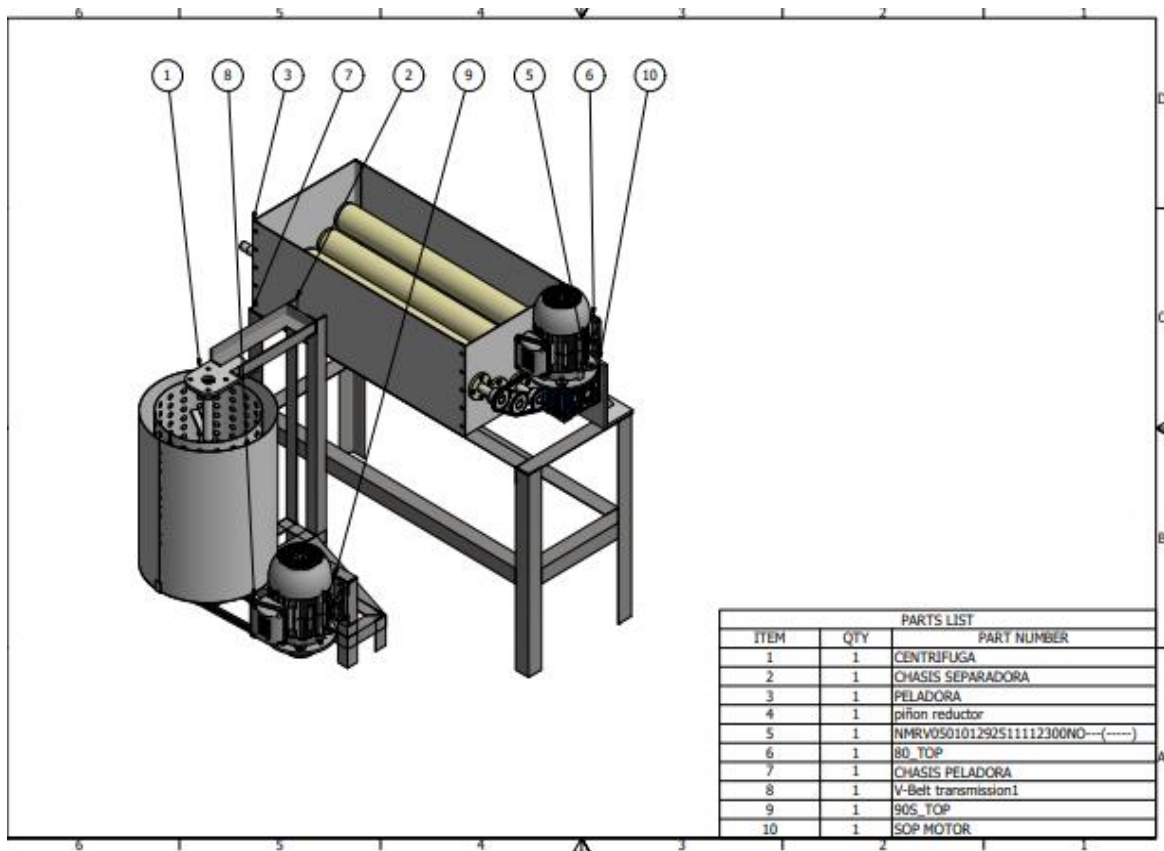
El programa empleado para desarrollar el análisis técnico del prototipo es Autodesk Inventor, este es un programa para diseño mecánico avanzado en 3D, con modelado paramétrico, directo y libre, tiene una capacidad base para realizar diseño de piezas, sus dibujos y ensambles de partes.

Inventor ofrece simulación por elementos finitos, sistemas de movimientos y administración de datos; también es posible someter el diseño a una validación virtual variando sus parámetros, analizando su resistencia, desde la optimización de su forma hasta la preparación de moldes.

3. CAPITULO 3.

A continuación se presenta de forma gráfica el diseño del prototipo propuesto de maquina extractora de mesocarpio de granadilla, pudiéndose observar en la Ilustración 3-1, la cual se compone de una centrifugadora (1), un chasis separadora (2), una peladora (3), un piñón reductor (4), un moto-reductor (5), chasis peladora (7), una V-Belt transmisión (8), 90 STO (9) Y SOP motor (10)

Ilustración 3-1. Propuesta de diseño



Fuente: Autor

3.1. Cálculo, selección mecanismos, materiales y análisis de cargas dinámicas y estáticas

Para este propósito, se compartieron breves descripciones de las funciones y características de los elementos identificados en la sección 2.4. El diseño parte de la idea de obtener un prototipo que pueda desarrollar la extracción del mesocarpio sin afectar su calidad; un prototipo cuyos principios de funcionamiento para la obtención de la materia prima sean básicos, pero de gran impacto funcional. La Ilustración 3-2 es el punto de partida para el desarrollo del proyecto, ilustra los elementos del prototipo concebido y la estructura para su soporte y diseño. En este capítulo se plantea y describen los cálculos y análisis tenidos en cuenta para el desarrollo de los objetivos trazados.

Ilustración 3-2: Diagrama de desarrollo capítulo

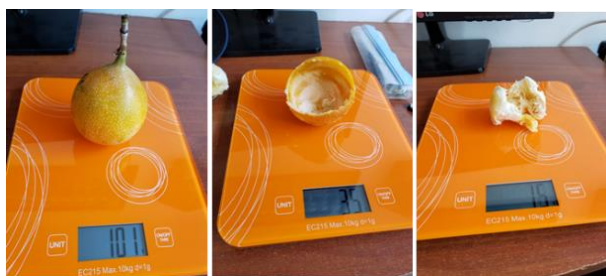


Fuente: autor

3.2. Identificación de características de la granadilla (peso, geometría y % de mesocarpio en fruta)

Para el desarrollo de este ítem se realizó una visita de campo con el fin de recoger la información previa relacionada con la granadilla para ser usada en el diseño del prototipo, determinando de este modo su composición y peso, tal como se puede observar en la ilustración 3-3 y 3.4 junto con la tabla 3-1

Ilustración 3- 3: Relación de pesos en prueba piloto realizada para la fruta de granadilla



Fuente: Autor- Datos de pesaje en balanza digital

Tabla 3-1: Tabla de pesos de pulpa, mesocarpio y cascara

PESOS DE LA GRANADILLA

Columna3	peso t [Kg]	pulpa [Kg]	Mesocarpio [Kg]	cascara [Kg]
G1	101	61	11	29
G2	111	65	13	33
G3	121	66	20	35
PROMEDIO	111	64	15	32
PESOS TOTAL	333	192	44	97

De acuerdo con la visita de campo realizada en el municipio de la argentina, la primera actividad realizada fue el pesaje de la fruta (ver ilustración 3-3) para los cual se muestrearon 3 grupos de 10 granadillas para un total de 30; los pesos tomados se registraron en la tabla 3-1 (pesos promedios de 10 granadillas, tomadas de diferentes partes del lote de producción) y tenían como fin determinar la relación en peso de sus componentes como la cascara, la pulpa y mesocarpio de la misma; de acuerdo con su composición, la pulpa pesa en promedio 64 g, el mesocarpio 15 g y la cascara 32 g lo que da un peso total promedio de una granadilla de 110 gr; de acuerdo con estos datos y al calcular el peso de cada parte que compone la granadilla, se determinó que el 14% lo compone el mesocarpio sobre el total de la granadilla, dicho porcentaje puede variar de acuerdo con el tipo de especie. La importancia de estos datos radica en que proporcionan la información necesaria sobre pesos totales a centrifugar, espesores de la cascara que se someterá a abrasión, los cuales será un dato que

permitirá identificar las potencias requeridas en el prototipo para realizar las operaciones de abrasión y centrifugado, así como los tiempos de operación, ya por último, se tendría un análisis de cargas soportadas totales por el prototipo en operación.

3.2.1. Geometría Granadilla

El objetivo de esta actividad fue determinar las medidas externas de la granadilla como alto y el ancho; las medidas internas como el espesor de cascara como se muestra en la ilustración 3-4; estos datos serán usados en las siguientes secciones.

Ilustración 3-4: Toma medidas granadilla



Fuente: Autor- visita de campo área producción de granadilla en el municipio de la Argentina (Huila-2200 m.s.n.m)

3.3. Cálculo del sistema de abrasión para pelado de granadilla

El sistema de abrasión por rodillos se consideró como una de las mejores opciones para realizar una abrasión constante a la fruta, con el fin de realizar un desgaste de la cascara de forma continua; para ello se consideraron rodillos de tipo comercial para venta de tubería y perfilería, utilizando una tubería de 3" (76,2 mm), luego, se realiza un recubrimiento con componentes abrasivos para llegar a un diámetro nominal de 80 mm el cual representa el diámetro para ajustarlo a los sistemas de rodadura y con ello generar el desgaste de la granadilla cuyo diámetro esta entre 63 a 65 mm; Como resultado, se tiene que el diámetro final de 80 mm de los rodillos, se utiliza para realizar los caculos, los cuales van a trabajar o soportar una carga de 10 Kg/h, el cual es el peso promedio de la granadilla tomado en una visita de campo registrada en la ilustración 3-3; asumiendo que esos 10 Kg trabajaran a lo largo del rodillo; se procede a calcular el torque necesario que de acuerdo con Myszcza [23], propone el uso de la ecuación 3.1,

	$T = F * r$	(3.1)
--	-------------	--------

Donde.

T= torque Kg.m

F= fuerza Kg-f

r= radio del rodillo en metros, reemplazando se tiene:

$$T = 10 \text{ Kg} * \frac{0.08 \text{ m}}{2} = 0.4 \text{ Kg.m}$$

Ahora bien, se hace indispensable calcular la potencia necesaria para la transmisión, de acuerdo con la ecuación 3.2, Braun [24] establece que los rodillos deben girar a una velocidad de 180 rpm, para lo cual se trabajara con un motor

comercial de 1800 rpm, esto debido a que el reductor maneja una relación 10:1, por lo tanto la velocidad angular se divide por 10.

$$Hp = \frac{T * n}{716 * \mu_r * \mu_c} \quad (3.2)$$

De Donde:

Hp= potencia en caballos de fuerza

T= Torque Kg.m

n= revoluciones por minuto el motor rpm

μ_r =coeficiente de perdida de potencia del sinfín corona (0.65)

μ_c = coeficiente de perdida de potencia de piñon y cadena (0.93)

Así,

$$Hp = \frac{0.8 \text{ Kg. m} * 180}{716 * 0.65 * 0.93} = 0.33 \text{ Hp}$$

Por condiciones comerciales de venta, se selecciona un motor de 0.5 Hp, de este modo, se calcula la caja reductora sinfín corona cuya ecuación es:

Caja reductora sinfín corona

$$T_{reductor} = \frac{0.5 \text{ Hp} * 716}{1800} * 10 = 1.99 \text{ Kg. m}$$

Resumen cálculos

Tipo Dato	Variable	Definición	Data
	F	Fuerza	10 Kg
	Rr	Radio rodillo	0.8 mm
Entrada	N	rpm motor	180
	μ_r	Coeficiente perdida potencia sinfín corona	0.65
	μ_c	coeficiente de perdida de potencia de piñon y cadena	0.93
	T	Torque	0.4 Kg.m
Salida	Hp	Torque	0.33 Hp
	T reductor	T	1.99 Kg.m

3.4. Piñón Y Cadena

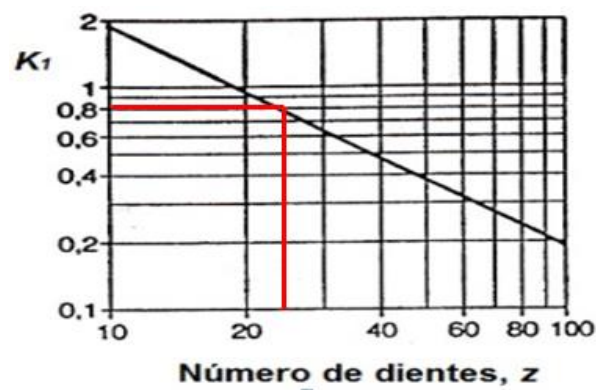
Para el cálculo de la relación piñón cadena se tendrá en cuenta las siguientes variables

- Relación de transmisión 1:1, porque debemos transmitir la misma velocidad de salida a los rodillos.
- Duración de vida útil 15000 Horas.
- Distancia entre centros 86mm estimando que se establece un espacio de 6 mm para que la cascara se dirija hacia la tolva.
- Numero de dientes de la rueda tractora Z25
- Numero de dientes de las ruedas conducidas Z25

De acuerdo con Myszcza [23] , se empleara la ecuación para el cálculo de la potencia corregida P_c , para luego seleccionar la cadena; dicha potencia puede verse afectada por una serie de coeficientes, mostrados en la ecuación 3.3, los cuales se describen en los siguientes párrafos.

$$P_c = K_1 * K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * P \quad (3.3)$$

Ilustración 3-5: Relación número de dientes (Z) y coeficiente K1

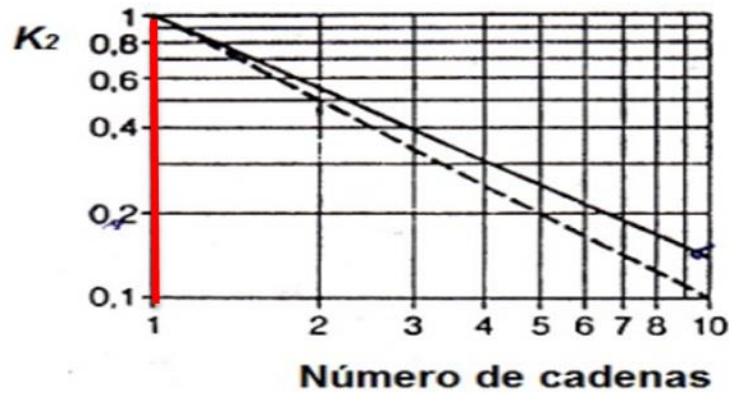


Fuente: Disponible en internet [25]

De acuerdo con la ilustración 3-5, disponible en la página de Inge mecánica [25], para el cálculo de coeficientes k_1 , establece que para un número de dientes (25) el valor del coeficiente k_1 es:

$$K_1 = 0.8$$

Ilustración 3-6: Numero de cadenas

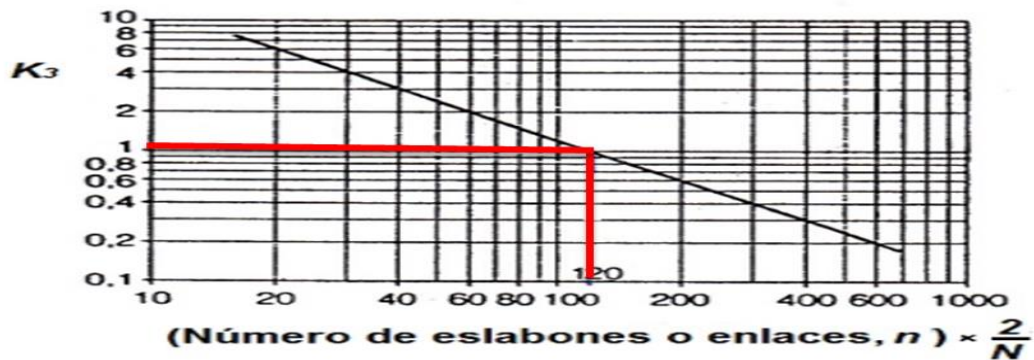


Fuente: Disponible en internet [25]

K_2 es el coeficiente de multiplicidad que tiene en cuenta el número de cadenas empleadas en la transmisión, de acuerdo con la ilustración 3-6, disponible en la página de Inge mecánica [25], el valor de K_2 es de:

$$K_2 = 1$$

Ilustración 3-7: Numero de eslabones o enlaces



Fuente: Myszcza [23]

El coeficiente K_3 tiene en cuenta el número de eslabones o enlaces que conforman la cadena, de acuerdo con la ilustración 3-7, disponible en la página de Inge mecánica [25] el valor de k_3 en función del número de eslabones (120) es

$$K_3 = 1$$

Ilustración 3-8: Coeficiente K y factor de servicio

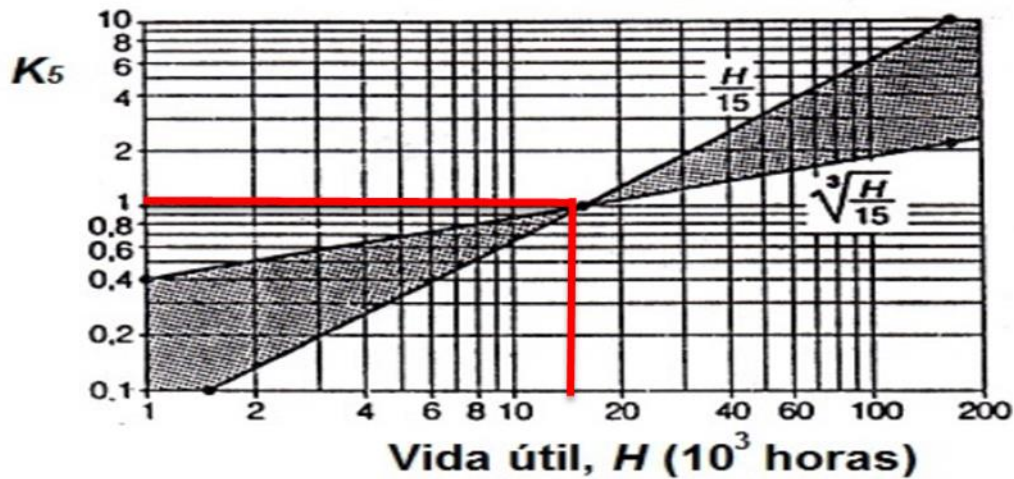
Coeficiente K_4 , Factor de servicio				
Charges	Machines motrices	Moteur à combustion interne à transmission		
		hydraulique Moteur électrique et Turbines	4 cylindres et plus	moins de 4 cylindres
Régulières	Machines d'imprimerie Pompes et compresseurs centrifuges Calandres pour papier Escaliers roulants Agitateurs de liquides	1,00	1,10	1,30
Irrégulières	Malaxeurs à béton Broyeurs à boulets Pompes et compresseurs à 3 pistons ou plus Presses, ciseilles Agitateurs de solides Tamis vibrants	1,40	1,50	1,70
A-coups	Excavatrices Raboteuses Broyeurs à marteaux et à cylindres Pompes et compresseurs à 1 piston Forage pétrolier	1,80	1,90	2,10

Fuente: Myszcza [23]

K_4 es el factor de servicio que tiene en cuenta las condiciones en que trabaja la transmisión; de acuerdo con la ilustración 3-8, disponible en la página de Inge mecánica [25] el valor de K_4 es el factor de servicio para motores hidráulicos eléctricos irregulares el valor de K_4 es:

$$K_4 = 1.4$$

Ilustración 3-9: Vida útil



Fuente: Myszca [23]

La vida útil prevista para la cadena está determinada por la ilustración 3-9, de acuerdo con esto se tiene:

$$K_5 = 1$$

Remplazando los valores de los coeficientes calculados, para determinar el valor de la potencia corregida de cálculo (P_c) a partir de la ecuación 3.3 es:

$$P_c = 0.8 * 1 * 1 * 1.4 * 1 * 0.37285 Kw = 0.4996Hp$$

3.5. Selección De Tipo De Cadena

De los cálculos realizados en la sección 3.3 se determinó el valor de la potencia del motor (P_c), así como el número de revoluciones por minuto (n) y el tipo de cadena que para nuestro caso es de tipo simple por la relación 1:1; dichos valores son:

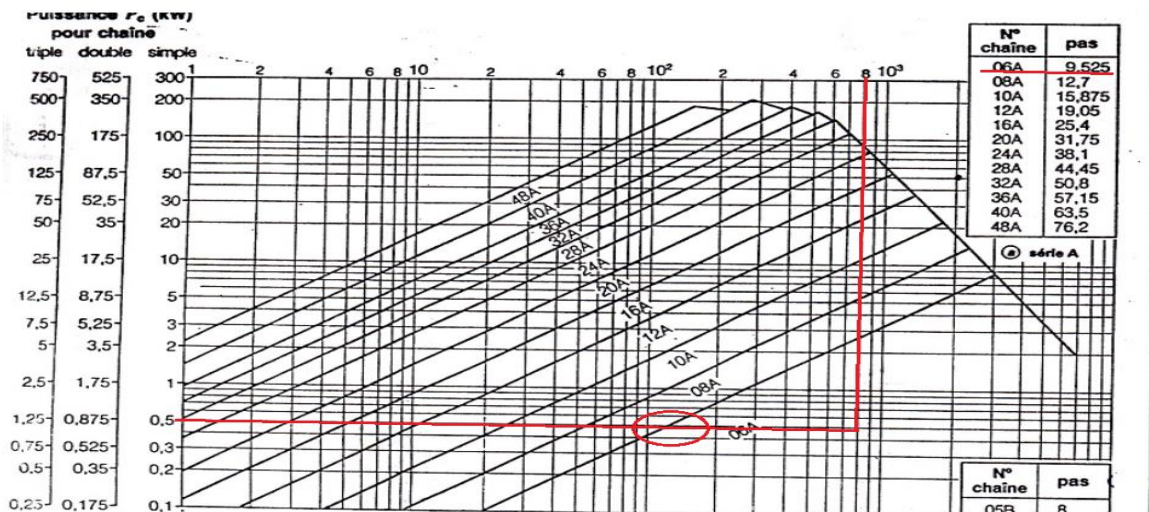
$$P_c = 0.4996 Kw$$

$$n = 180 \text{ rpm}$$

c = Cadena simple

Con el valor de la potencia corregida de cálculo (P_c) obtenida y la velocidad de giro de la rueda pequeña o piñón, se obtiene la serie y tipo de cadena necesaria junto con su paso como se muestra en la ilustración 3-10 disponible en la página de Inge mecánica [25]; en la que se cruzan los valores de la potencia crítica y la velocidad angular [r.p.m.], obteniendo como resultado que la cadena correspondiente a los cálculos es la Tipo 06A PASO 9.525 (3/8").

Ilustración 3-10: Tabla para selección del paso de la cadena



Fuente: Cárdenas R

Resumen cálculos

Tipo Dato	Variable	Definición	Data
Entrada	K1	Coficiente # dientes	0.8
	K2	Coficiente de multiplicidad	1
	K3	Coficiente # de cadenas	1
	K4	Factor de servicio	1.40
	K5	Vida Útil	1
Salida	n	rpm	180
	c	Cadena simple	
	Pc	Potencia corregida	0.4996Hp
Selección Cadena		Tipo 06A PASO 9.525 (3/8")	

3.6. Ejes

El eje de la centrifuga está sometido a una carga distribuida de 10 kg y un par generado por el reductor de 1.98 Kg.m que se obtuvo de la sección del eje, debido a que se va a fabricar en acero inoxidable 340 L, por lo que a continuación se relacionan algunas propiedades mecánicas del material seleccionado que servirá como punto de partida para realizar el diagrama de momento flector y esfuerzo cortante para el cálculo del eje mostrado en la ilustración 3-11

Esfuerzo máximo del material $S_e = 52.5 \text{ Kg/mm}^2$ este valor es la máxima cantidad de esfuerzo que puede soportar el acero inoxidable 340L empleado para la construcción del eje.

Esfuerzo corregido del material, es un valor teórico que se recomienda para realizar el diseño de ejes por concepto de calidad de material.

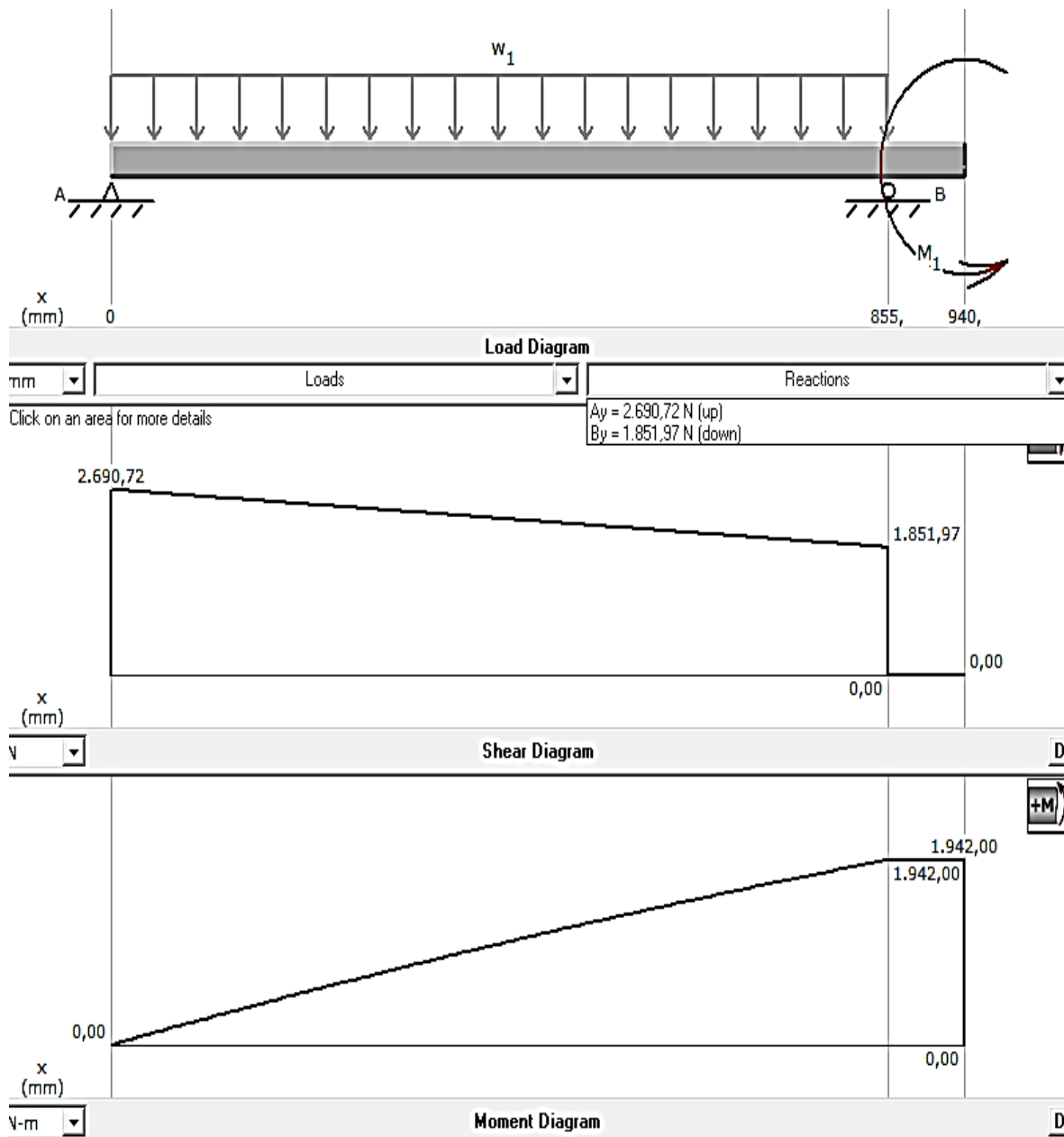
$$S_y = S_e / 3.3.,$$

De donde 3.3. Se define como una constante de corrección

$$S_y = 52.5 \text{ Kg/mm}^2 / 3.3.,$$

$$S_y = 15.9 \text{ Kg/mm}^2$$

Ilustración 3-11: Diagramas de momento flector y esfuerzo cortante



Fuente: Autor

De acuerdo con los datos obtenidos, para el cálculo del diámetro del eje, Robert Molt recomienda usar la ecuación 3.4 de su libro de "Diseño de elementos de máquinas" [26]

$$d = \left[\frac{32 n}{\pi S_y} (M e^2)^{1/2} \right]^{1/3} * f_s \quad (3.4)$$

De donde:

d = diámetro del eje

S_y = esfuerzo máximo corregido

$M e$ = momento equivalente

f_s = factor de seguridad (2.5)

n = factor de diseño (3),

Al reemplazar los valores se tiene:

$$d = \left[\frac{32 * 3}{\pi 15.9} (196193.4^2 \text{ Kg.mm})^{1/2} \right]^{1/3} * 2.5 \quad (3.5)$$

$$d = 23.68 \text{ mm}$$

Por condiciones comerciales de material, pasamos a un diámetro de 25mm; este valor corresponde al eje de la centrifuga.

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

Resumen cálculos

Tipo Dato	Variable	Definición	Data
	d	Diámetro	0.8
Entrada	S_y	Esfuerzo máximo corregido	15.9 Kg/mm ²
	$M e$	Momento equivalente	196193.4 Kg.mm
	f_s	Factor de seguridad	2.5
	n	Factor de diseño	3
Salida	D	Diámetro eje	23.68 mm

3.7. Cálculo del sistema de centrifugado

En este ítem se calcula el eje de la centrifuga en función a su velocidad crítica, sin embargo, primero se debe determinar su diámetro junto con la potencia del motor; en el que la variable, D , representa el diámetro del tambor cuyo valor es de 387.4 mm, el cual al convertirlo a unidades de metro equivale a 0.3874 m. Seguidamente, se tiene el valor del coeficiente de perdida igual a 0.5 (adimensional), el cual resulta de la sumatoria de coeficientes de perdida de fricción entre piezas de rodadura y perdidas en la correa. La fuerza ejercida está dada por la sumatoria del peso de la centrifuga y el material a centrifugar, el cual para este caso es de 21 kg para la centrifuga, y 30 kg con respecto al producto estimado a centrifugar; sumando los pesos el valor resultante es de 51 kg, que será nuestra fuerza para el cálculo del torque, que se presentan a continuación

Al reemplazar en la ecuación 3.1, se tiene que:

$$T = F * r$$

$$T = 51 \text{ Kg} * \frac{0.3874}{2} * 0.5 = 1.94 \text{ Kg.m}$$

$$HP = 1.96$$

$$HP \approx 2.0 \text{ HP}$$

Con el fin de transmitir la misma velocidad angular pero en ejes paralelos ya que el motor y la centrifuga no se encuentran el mismo eje axial, de acuerdo con esto se utiliza transmisión de patea-correa con una relación 1:1; junto con un motor en el que la potencia calculada es de 1,96 hp, que dado su valor, no se encuentra a nivel comercial pues se consiguen en un intervalo de potencias de 1.5 hp a 2.0 hp, por ende se selecciona el que está por encima de la potencia calculada, en tal sentido, se tiene que la potencia del motor es de 2 Hp a 1800 rpm.

De la ecuación 3.2 se calcula el torque en el eje de la centrifuga

$$T = \frac{2 \text{ hp} * 716}{1800} * 1.38$$

$$T = 1.09 \text{ Kg.m}$$

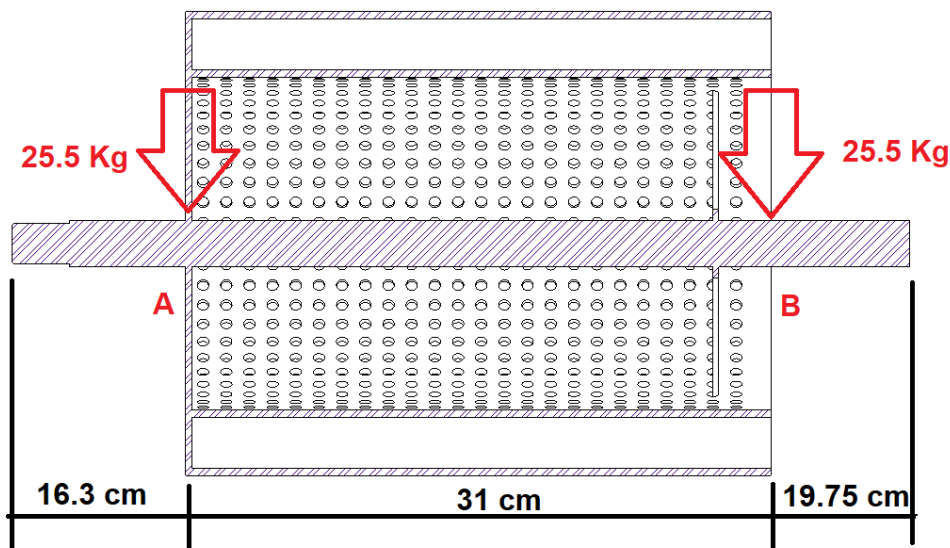
Para el cálculo del diámetro del eje de la centrifuga empleamos la ecuación 3.4 que propone Robert Molt [26], de donde se obtiene:

$$d = \left[\frac{32 * 3}{\pi * 15.9} (1090^2 \text{ Kg.mm})^{1/2} \right]^{1/3} * 2.5$$

$$d = 31.9 \text{ mm}$$

$$d \approx 32 \text{ mm}$$

Ilustración 3-12: fuerzas actuantes



Fuente: Autor

Ahora bien, conociendo que el módulo de elasticidad del Acero es $E = 2100000 \text{ Kg/cm}^2$, se procede a realizar el cálculo del momento de inercia en una sección sólida rígida, Shirley sugiere el uso de la ecuación 3.6, de donde se despeja y se obtiene el momento de inercia del eje [27]:

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (3.6)$$

$$I = \frac{\pi * 3.2 \text{ cm}^4}{64}$$

$$I = 5.14 \text{ cm}^4$$

En la ilustración 3-12 de fuerzas actuantes, en el que se observa el punto A, el valor de la fuerza actuantes es de 25.5 Kg; de acuerdo con la ecuación (3.7) propuesta por Singer [28] para hallar el centroide

$$y = \frac{M1 * L1 * L2 \text{ cm}}{6 * Lt * 2100000 \text{ Kg} / \text{cm}^2 * 5.14 \text{ cm}^4} * ((Lt)^2 - (L1)^2 - (L2)^2) \quad (3.7)$$

Dónde:

$$L1=31\text{cm}+19.75\text{cm}$$

$$L2=16.3\text{cm}$$

$$L3=16.3\text{cm}+31\text{cm}$$

$$Lt=67.5 \text{ cm}$$

Reemplazando en (3.7), para calcular el centroide en el punto A se tiene:

$$y = \frac{25.5 \text{ Kg} * 50.75\text{cm} * 16.3 \text{ cm}}{6 * 67.5 \text{ cm} * 2100000 \text{ Kg} / \text{cm}^2 * 5.14 \text{ cm}^4} * ((67.5\text{cm})^2 - (50.75)^2 - (16.3 \text{ cm})^2)$$

$$y = 8.27 * 10^{-3} \text{ cm}$$

De acuerdo con la gráfica 3-12, en el que se observa el valor de la fuerza en el punto B cuyo valor es de 25,5 kg, se calcula

$$y = \frac{25.5 \text{ Kg} * 19.75\text{cm} * 16.3 \text{ cm}}{6 * 67.5 \text{ cm} * 2100000 \text{ Kg} / \text{cm}^2 * 5.14 \text{ cm}^4} * ((67.5\text{cm})^2 - (19.75 \text{ cm})^2 - (16.3 \text{ cm})^2)$$

$$y = 7.32 * 10^{-3} \text{ cm}$$

Flecha total en A

$$y_1 = 8.27 * 10^{-3} + 7.32 * 10^{-3} = 0.01559 \text{ cm}$$

La fuerza en el punto es de 25,5 Kg, por lo tanto

$$y = \frac{25.5 \text{ Kg} * 16.3 \text{ cm} * 19.75 \text{ cm}}{6 * 67.5 \text{ cm} * 2100000 \text{ Kg/cm}^2 * 5.14 \text{ cm}^4} * ((67.5 \text{ cm})^2 - (16.3)^2 - (19.75 \text{ cm})^2)$$

$$y = 7.32 * 10^{-3} \text{ cm}$$

En el punto B por 25.5 Kg

$$y = \frac{25.5 \text{ Kg} * 19.75 \text{ cm} * 47.3 \text{ cm}}{6 * 67.5 \text{ cm} * 2100000 \text{ Kg/cm}^2 * 5.14 \text{ cm}^4} * ((67.5 \text{ cm})^2 - (19.75 \text{ cm})^2 - (47.3 \text{ cm})^2)$$

$$y = 0.001 \text{ cm}$$

Flecha total en b

$$y_2 = 7.32 * 10^{-3} + 0.001 = 8.32 * 10^{-3} \text{ cm}$$

Para el cálculo de velocidad crítica del eje, Shigley [27] sugiere el uso de la ecuación 3.8, en el cual intervienen los valores recientemente calculados, de este modo, al reemplazar se tiene:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g(W_1 y_1 + W_2 y_2 + W_3 y_3 + \dots)}{W_1 y_1 + W_2 y_2 + W_3 y_3 + \dots}} \text{ ciclos/seg} \quad (3.8)$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{981(25.5 \text{ Kg} * 0.01559 \text{ cm} + 25.5 \text{ Kg} * 8.32 * 10^{-3} \text{ cm})}{(25.5 \text{ Kg} * 0.01559^2 \text{ cm} + 25.5 \text{ Kg} * 8.32 * 10^{-3}^2 \text{ cm})}}$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{598.12}{6.1977 * 10^{-3} + 1.7651 * 10^{-3}}}$$

$$f = 43.62 \text{ Ciclos / seg}$$

$$n_{teorico} = 43.62 * 60 = 2617.17 \text{ rpm}$$

Resumen de cálculos

Tipo Dato	Variable	Definición	Data
Entrada	D	Diámetro tambor	0.3874 m
	f	fuerza sistema	51 Kg
	Me	Momento equivalente	1090 Kg.mm
	Sy	Esfuerzo máximo corregido	15.9 Kg/mm ²
	fs	Factor de seguridad	2.5
	n	Factor de diseño	3
	HP	potencia motor centrifuga	2HP
Salida	F	Fuerza en punto A y B	25,5 Kg
	T	Torque centrifuga	1.09 Kg.m
	d	Diámetro eje centrifuga	32 mm
	I	Momento de inercia	5.14 [cm] ⁴
	y1	Flecha total en A	7.32*[10] ⁽⁻³⁾ cm
	y2	Flecha total en B	8.32*[10] ⁽⁻³⁾ cm
	f	Velocidad critica eje	43.62 Ciclos / seg

3.7.1. Eficiencia cíclica

Seleccionado el motor con una velocidad angular de 1800 rpm y de acuerdo con la selección de la caja reductora se tiene una relación de transmisión es de 1.38:1, por lo que la eficiencia cíclica se obtiene

$$n_{eje} = 1800 \text{ rpm} / 1.38$$

$$n_{eje} = 1304.34 \text{ rpm}$$

La eficiencia cíclica del eje está dada por la ecuación 3.9, en el que se relacionan $n_{teorico}$ (calculada en sección 3.7) y n_{eje} (calculada en el párrafo anterior)

$$Ef = \frac{n_{teorico}}{n_{eje}} \quad (3.9)$$

$$Ef = \frac{2617.17 \text{ rpm}}{1304.34 \text{ rpm}} = 2.0$$

Al obtener estos resultados, buscamos por tabla los sistemas de rodadura y se determina la chumacera FY 25; a partir de la información suministrada por la ilustración 3-13

Ilustración 3-13: Datos de rodaduras y chumaceras

Datos del cálculo			
Capacidad de carga dinámica básica	C	14	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	7.8	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.335	kN
Velocidad límite		7000	r/min
Masa			
Unidad de rodamientos de masa		0.71	kg
Información de montaje			
Rosca del prisionero	G ₂	M5	
Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N	2.54	mm
Par de apriete recomendado para el prisionero		4.2	N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	10	mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.375	in
Productos correspondientes			
Soporte		FY 505 M	
Rodamiento		YSP 205 SB-2F	
Associated products			
End cover		ECY 205	

Fuente: Myszca [23]

En tal sentido, se procede a obtener la eficiencia de velocidad crítica, el cual se define como la velocidad máxima que alcanza el sistema de transmisión en su velocidad angular, su importancia radica en que nos permite identificar cual es el punto de colapso del eje a su máxima velocidad angular.

$$E_{\text{velocidad crítica}} = \frac{7000 \text{ rpm}}{2617.17 \text{ rpm}} = 2.67$$

Por otra parte, está la eficiencia de carga dinámica, que por definición es la relación entre la carga dinámica máxima permisible del diseño del eje y la carga real a la que está sometido el eje, su importancia radica en que nos determina cuantas veces puede soportar la carga a la que se somete el eje, así:

$$E_{\text{velocidad critica}} = \frac{1427 \text{ Kg}}{52.5 \text{ Kg}} = 27.18,$$

Se tiene como resultado que son 27 veces que puede soportar la carga dinámica hasta su fatiga concluyendo que el eje puede soportar esta carga cíclica sin llegar a presentar fallas.

Resumen cálculos

Tipo Dato	Variable	Definición	Data
Entrada	η_{eje}	eficiencia eje	0.8
	$\eta_{\text{teórico}}$	eficiencia teórica	15.9 Kg/mm ²
	M_e	Momento equivalente	196193.4 Kg.mm
	f_s	Factor de seguridad	2.5
	n	Factor de diseño	3
Salida	e_f	eficiencia cíclica	2.0
	E_v	Eficiencia carga dinámica	2.67
	E_v	Eficiencia carga real	27,18

3.8. Cálculo de la transmisión por correa

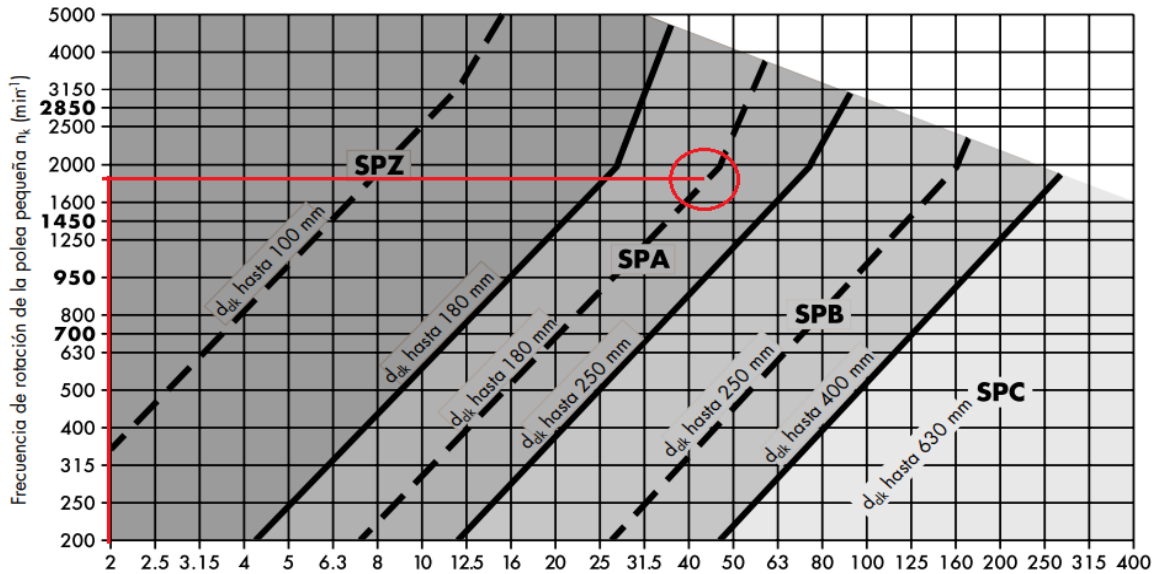
En esta sección se determina la longitud de la correa empleando para ello la ilustración 3-14 siempre y cuando se calcule la potencia corregida, junto con el valor de la velocidad angular del eje en unidades de **rpm**, se tendrá un procedimiento más rápido para su cálculo [30]; de aquí se selecciona el tipo de perfil, SPZ, SPA, SPC o SPB

Los valores de rpm y hp son:

$n = 1800 \text{ rpm}$

Potencia 2 HP

Ilustración 3-14: Cuadro de relación correa



Fuente: Disponible en internet [29]

Utilizamos una correa SPA, para determinar o calcular las correas por potencia corregida emplearemos la ecuación 3.10 planteada por Pedrero en su libro “Tecnologías de maquina” [30]

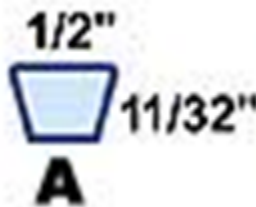
$$P_c = 5 * P \tag{3.9}$$

$$P_c = 5 * (2HP)$$

$$P_c = 10 HP$$

Se utilizarán 2 correas tipo SPA (Ver ilustración 3-15) cada una para potencia máxima 7 HP; debido a que no se encuentra una correa que soporte 10 hp, se reparte la potencia en dos correas cuya potencia máxima de cada una es de un valor menor; siendo la referencia final de la correa, SPA ½”.

Ilustración 3- 15: Referencia correa SPA 1/2"



Resumen cálculos

Tipo Dato	Variable	Definición	Data
Entrada	n	revoluciones por minuto	1800
	HP	potencia	2HP
Salida	Pc	potencia corregida	10 HP

3.9. Análisis estático Chasis

3.9.1. Construcción del chasis

El chasis está construido en Angulo de 2" x 1/8" en acero estructural AISI SAE 1018, el cual se considera un acero grado maquinaria por su dureza, por sus características de resistencia y trabajo en frio se recomienda para perfiles o estructuras [31] al que aplicamos una carga distribuida de 100 Kg/m, la peladora pesa 44 Kg y se estima una carga de producto de 51 Kg.

3.9.2. Apoyos del chasis

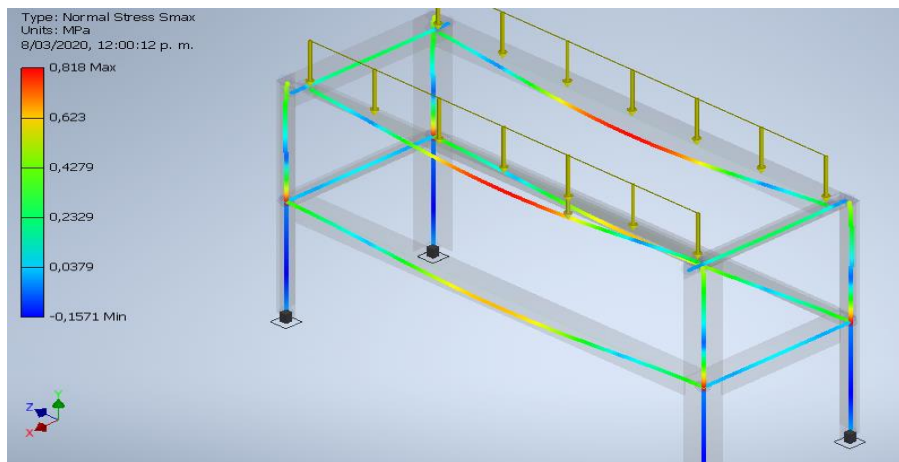
Para realizar el análisis por elementos finitos, se debe contar con restricciones, estas se encuentran ubicadas en las bases de la estructura; de acuerdo el chasis se compone de 4 de estas bases tal como lo muestra la ilustración 3-16

3.9.3. Reacciones

La estructura es sometida a una carga distribuida de 100 kg/m, que se indican de color amarillo de acuerdo con la ilustración 3-17. Una vez realizado estos dos

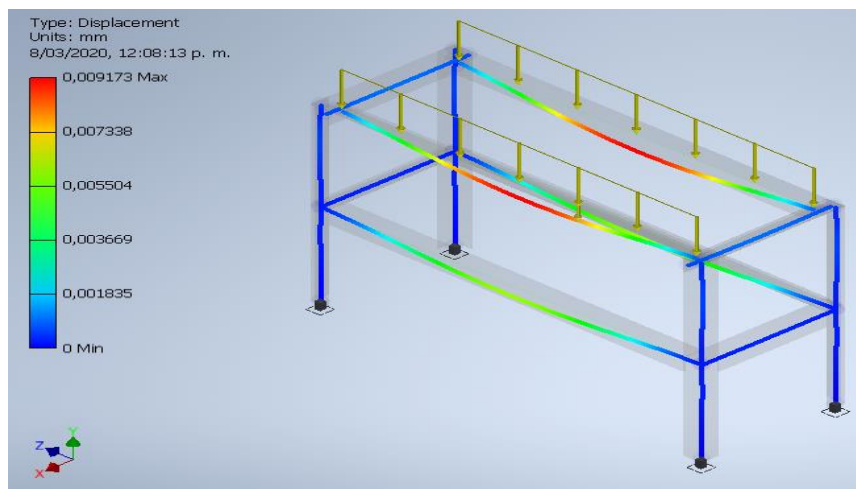
procesos, se realiza la simulación, los cuales muestran se muestran en la misma figura, en el que se observan los siguientes resultados, los colores rojos corresponden a los valores máximos y los que se acercan a la gama de color azul son los mínimos; el máximo esfuerzo se localiza en el centro de la estructura, con un valor máximo de 0.818 Mpa.

Ilustración 3-16: Análisis con esfuerzo máximo



Fuente: Autor

Ilustración 3-17: Análisis desplazamiento



Fuente: Autor

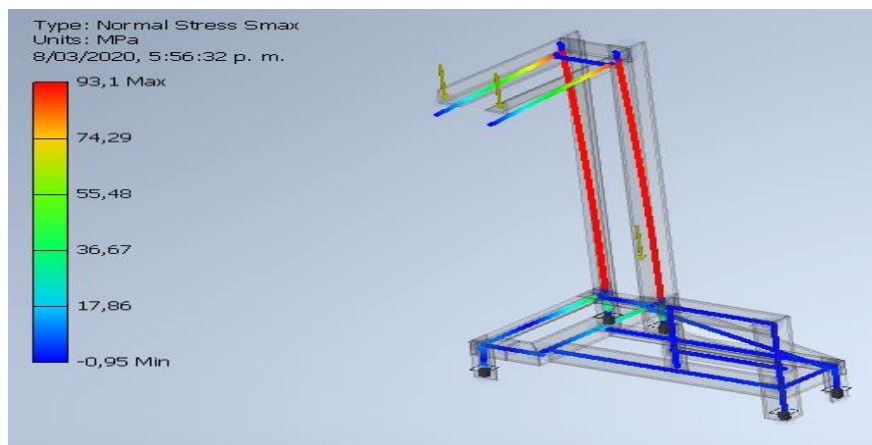
De acuerdo con la lustración 3-17, el desplazamiento máximo del chasis es de 0.0091 mm; por lo que la estructura cumple satisfactoriamente con las pruebas de

simulación y tiene un factor de precarga de 427.7. El esfuerzo máximo del material es de 345 Mpa y el esfuerzo de la estructura es de 0.818 Mpa.

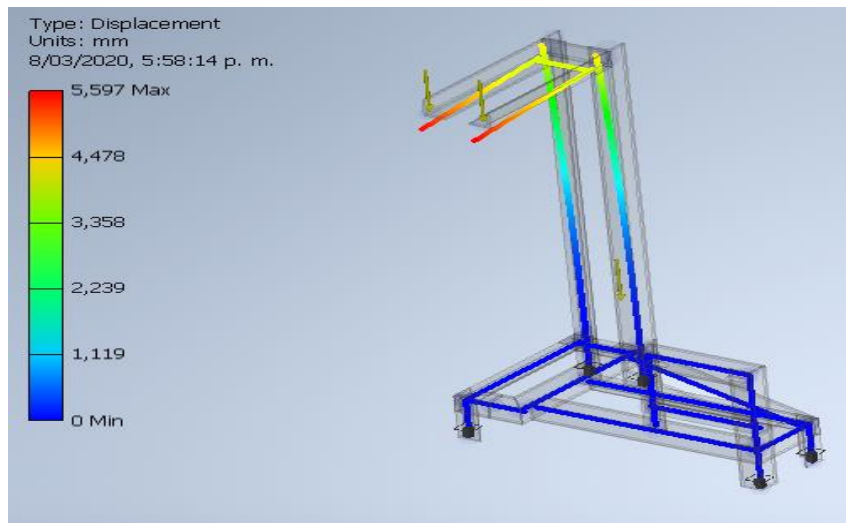
3.9.4. Chasis centrifuga

La ilustración 3-18 nos muestra los esfuerzos máximos en un segmento de color rojo y los mínimos en un segmento de color azul. Otra característica para recalcar es que la sección de color rojo muestra el lugar donde va instalada la centrifuga; el máximo esfuerzo al que trabaja la estructura en este punto de voladizo será de 93.1 Mpa, también se puede establecer que en este escenario de esfuerzo el conjunto de chasis no presentó esfuerzos superiores a los de rotura.

Ilustración 3-18: Análisis de esfuerzo



Fuente: Autor

Ilustración 3-19: Análisis desplazamiento

Fuente: Autor

Asimismo, con respecto a la ilustración 3-19, el desplazamiento máximo es de 5.597 mm la estructura cumple satisfactoriamente con las pruebas y tiene un factor de precarga de 3.7 el esfuerzo máximo del material es de 345 Mpa y el esfuerzo del material es de 93.1 Mpa.

3.10. Cálculo de transmisión sinfín corona

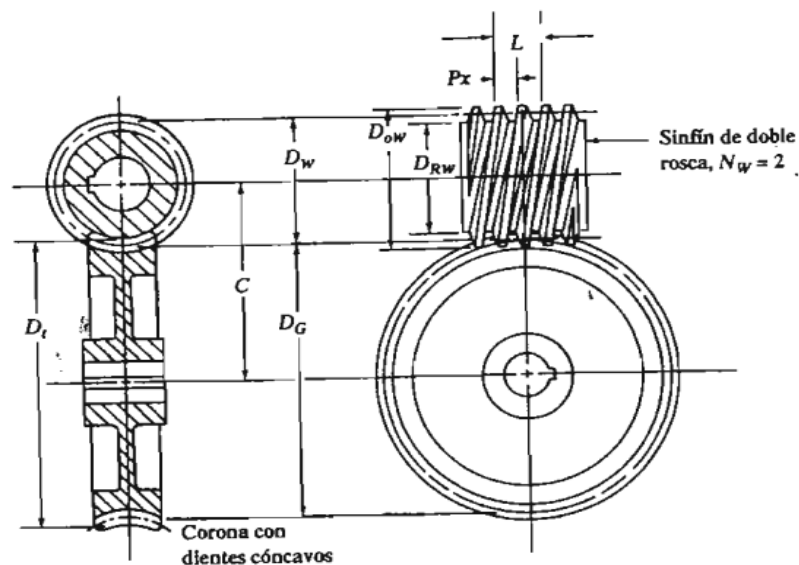
En esta sección se realizará el paso a paso del cálculo de la corona sinfín, en el que los parámetros más importantes se pueden resumir con la tabla 3-2 y observar mediante la ilustración 3-20. Luego, se realizará una simulación mecánica del sistema de transmisión y por último se designara una transmisión por tabla de fabricante.

Tabla 3- 2: Tabla convención conjunto de tornillo sinfín y corona

Dimensión	Identificación
Avance	L
Paso Axial	P_x
Distancia entre centros	C
Diámetro paso de la corona	D_G
Diámetro de la raíz del sinfín	D_{RW}
Diámetro exterior del sinfín	D_{OW}
Diámetro de la raíz de la corona	D_t
Diámetro de la garganta de la corona	D_t

Fuente: Molt [26],

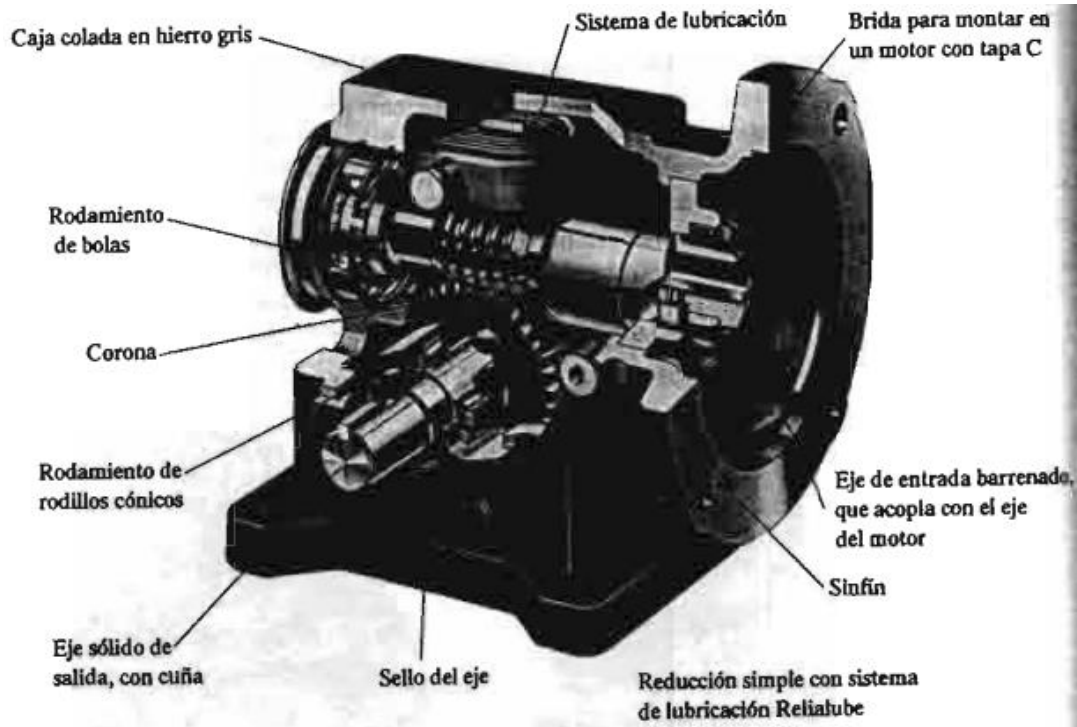
Ilustración 3-20: Diagrama de conjunto de tornillo sinfín y corona envolvente simple



Fuente: Molt [26]

La distancia C es la que determina el tamaño constructivo del reductor; en la ilustración 3-21 tomada del libro de Molt [26], identifican los componentes que comprenden la integridad funcional del mecanismo.

Ilustración 3-21: Reductor de tornillo sinfín y corona



Fuente: Molt [26]

En esta sección se plasmarán las fórmulas necesarias para el diseño del reductor. Según Molt, el paso circular se define, para la corona como la distancia de un punto en un diente [26]; la ecuación para determinar el paso circular está dada por:

$$P = \pi D_G / N_G \quad (3.11)$$

Dónde:

D_G =diámetro de paso de la corona.

N_G =número de dientes de la corona.

Sin embargo, cuando se trabajan en engranes rectos, los conjuntos se fabrican de acuerdo con pasos diametrales convencionales, entonces se hace necesario realizar una conversión desde el punto diametral hasta el Paso circular la cual está dada por Molt en la ecuación (3.12) [26] :

$$P_d = D_G/N_G \quad (3.12)$$

De igual forma el avance corresponde según el mismo Molt como la distancia axial que recorrería un punto del sinfín cuando este gira una revolución, y está dada por la ecuación (3.13) de la siguiente forma:

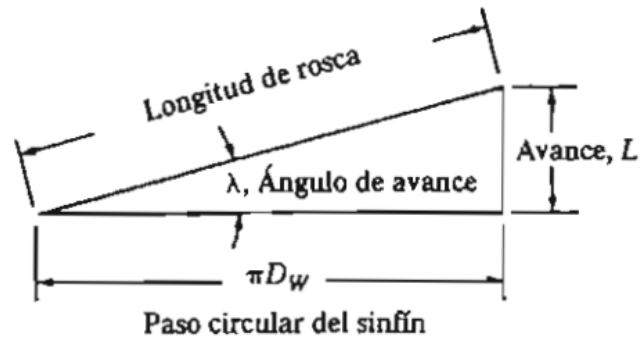
$$L = N_W P_X \quad (3.13)$$

Para determinar el Angulo de avance λ emplearemos la ilustración 3-21 para su construcción

3.10.1. Angulo de avance

El Angulo de avance se considera como aquel que nos permite calcular el movimiento rotacional del sinfín, en movimiento lineal en dirección a su eje axial. Por esta razón, de la ilustración 3-21 según Molt, la velocidad de la línea de paso es la velocidad lineal de un punto en una línea de paso del sinfín [26], así se tiene que D_W = diámetro del paso del sinfín.

Ilustración 3-22: Angulo de avance



Fuente: Molt [26]

$$\tan \lambda = L / \pi D_W \quad (3.14)$$

La velocidad de la línea de paso, v_t , es la misma velocidad lineal, la cual se emplea para calcular la velocidad del sin fin y la corona; su unidad de medida es *pies/min*

Para el sinfín:

$$v_{tW} = \frac{\pi D_W n_W}{12} \quad (3.15)$$

Para la corona:

$$v_{tG} = \frac{\pi D_G n_G}{12} \quad (3.16)$$

Con respecto a la relación de velocidades (VR), Molt [27] plantea la ecuación (3.17)

$$VR = \frac{n_W}{n_G} = \frac{N_G}{N_W} \quad (3.17)$$

De acuerdo con los datos de transmisión hallados en la sección 3.2, se necesita una velocidad angular de 175 rpm para el ciclo de abrasión. Se sabe que la velocidad comercial real de los motores es de 1750 rpm por tanto determinamos la relación en la ecuación (3.17), se tiene:

$$VR = n_W/n_G$$

$$VR = 1750/175$$

$$VR = 10:1$$

3.10.2. Cálculo de numero de roscas del sinfín (n_W)

Determinando el número de dientes de la corona $N_G= 40$ determinamos el número de roscas del sinfín.

$$N_W = N_G/VR$$

$$N_W = 40/10$$

$$N_W = 4$$

El Angulo de presión de este tipo de engranajes es de 14° , 20° , 25° pero los dos más comerciales en fresas madre son de 14° y 20° ; se opta por un Angulo de presión de 20° . Seguidamente, el ángulo de presión normal y ángulo de presión transversal; se puede establecer una relación según Mott, el cual viene dada por la ecuación (3-18)

$$\tan \Phi_n = \tan \Phi_t \cos \lambda \quad (3.18)$$

A continuación, por tabla determinaremos algunas medidas adicionales del sinfín, las cuales se amplían en la tabla 3-3 tomada del libro de Robert Mott.

Tabla 3-3: Dimensiones típicas de los dientes sinfín y coronas

Dimensión	Formula
Addendum	$a = 0.3183 P_x = 1/P_d$
profundidad total	$h_t = 0.6866 P_x = 2.157/P_d$
profundidad de trabajo	$h_k = 2a = 0.6366 P_x = 2/P_d$
	$b = h_t - a = 0.3683 P_x = 1.157/P_d$
Dedendum	$b = h_t - a = 0.3683 P_x = 1.157/P_d$
Diámetro de la raíz del sinfín	$D_{rW} = D_w - 2b$
Diámetro exterior del sinfín	$D_{oW} = D_w + 2a = D_w + h_k$
Diámetro de la raíz de la corona	$D_{rG} = D_G - 2b$
Diámetro de la garganta de la corona	$D_t = D_G + 2b$

Fuente: Molt [26].

Para calcular el ancho de la cara de la corona Molt plantea la ecuación (3.19) la cual parte de la recomendación de que el ancho de cara de la corona debe ser 2 veces el paso circular, la cual viene dada por:

$$F_G = 2P = 2\pi/P_d \quad (3.19)$$

De igual forma para calcular el largo del sinfín, la longitud de la cara del sinfín debe prolongarse al menos hasta que el diámetro virtual de la garganta de la corona [26].

$$F_W = 2[(D_t/2)^2 - (D_G/2 - a)^2]^{1/2} \quad (3.20)$$

Los datos de entrada para el diseño de la transmisión son:

Tabla 3-4: Datos Adicionales para Calculo Transmisión

Datos Entrada Diseño Transmisión	
Potencia:	0.5 hp
Velocidad de entrada	1750 rpm
Velocidad de salida	175 rpm
Torque de entrada T_0	1.98 Kg.m
Torque de salida T_1	19.8 Kg.m
La corona tiene 40 dientes y el sinfín tiene 4 hélices para dar la relación	10:01
Se determina un Angulo de hélice para mecanizado	$\beta 15^\circ$
Angulo de presión para su mecanizado y selección dela fresa madre	$\alpha 20^\circ$

Fuente: Molt [26].

3.10.3. Cálculo Del Módulo Por Esfuerzo

A partir de los datos de la sección 3.10. Mott propone para el cálculo del módulo por esfuerzo la siguiente ecuación

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 * T_1 * \cos^4 \beta * i \pm 1}{\sigma_{adm} * \psi * z_1 * i * \text{sen} \alpha * \text{cos} \alpha}} \quad (21)$$

El material de la corona bronce SAE 65, el cual es considerado para uso exclusivo de transmisiones sin fin corona

$$\sigma_{adm} = 24.5 \text{ Kg/mm}^2$$

Los datos de la tabla 3-4 son reemplazados en la ecuación 3.21, de donde se tiene:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 * 1980 \text{ Kg.mm} * \cos^4 15^\circ * 10 + 1}{24.5 \text{ Kg/mm}^2 * 10 * 4 * 10 * \text{sen} 20^\circ * \text{cos} 20^\circ}}$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{37919}{3149}} = 2.29$$

$$m \approx 2$$

Se determina el paso diametral en función al módulo, tomando como referencia la tabla 3-4, ya que vamos a convertir de sistema internacional a sistema inglés para proceder con el cálculo.

Tabla 3-5: Tabla de diámetros

DP (pulg ⁻¹)	m normalizado más cercano (mm)
1	25
1.25	20
1.5	16
2	12
2.5	10
3	8
4	6
5	5
6	4
8	3
10	2.5
12	2
16	1.5
20	1.25
24	1

Fuente: Mott [26].

De la tabla 3-5 se obtiene el Paso diametral P_d cuyo valor es:

$$P_d = 12$$

Al reemplazar este valor para determinar el diámetro del paso de rosca se tiene:

$$D_G = \frac{N_G}{P_d} \tag{3.22}$$

$$D_G = \frac{N_G}{P_d} = \frac{40}{12} = 3.3 \text{ in}$$

Se estima una distancia entre centros de 1.75 pulgadas ya que debe ser mayor al radio de la corona 1.65 pulgadas; de acuerdo con Mott el diámetro primitivo (D_W) se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$D_W = C^{0.875}/3.0 \quad (3.23)$$

$$D_W = \frac{1.75^{0.875}}{3.0} = 0.543 \text{ in} = 13.79 \text{ mm}$$

$$D_W = \frac{1.75^{0.875}}{1.6} = 1.019 \text{ in} = 25.88 \text{ mm}$$

Los anteriores resultados se promedian lo que da como resultado un diámetro primitivo del sinfín de 0.75 in; para calcular la distancia real entre centros

$$C = (D_W + D_G)/2 \quad (3.24)$$

$$C = \frac{1.75 + 3.3}{2} = 2.025 \text{ in} = 51.4 \text{ mm}$$

Calculando el diámetro exterior del tornillo sinfín se tiene

$$D_{0W} = D_W + 2 \left(\frac{1}{P_d} \right) \quad (3.25)$$

$$D_{0W} = 0.75 + 2 \left(\frac{1}{12} \right) = 0.916 \text{ in} = 23.28 \text{ mm}$$

El valor de la Profundidad total determinada por la ecuación que propone Mott

$$h_1 = 2.157/P_d \quad (3.26)$$

$$h_1 = \frac{2.157}{12} = 0.179 \text{ in} = 4.54 \text{ mm}$$

Para el cálculo del Ancho de la cara de la corona se tiene:

$$F_G = (D_{0W}^2 - D_W^2)^{1/2} \quad (3.27)$$

$$F_G = (0.916^2 - 0.75^2)^{1/2} = 0.525 \text{ in} = 13.3 \text{ mm}$$

Addendum

$$a = \frac{1}{12} = 0.083 \text{ in} = 2.11 \text{ mm}$$

Hallando el Diámetro de la garganta de la corona

$$D_t = D_G + 2a \quad (3.28)$$

$$D_t = 3.3 \text{ in} + 2(0.083) = 3.466 \text{ in} = 88.03 \text{ mm}$$

Longitud de la cara del tornillo

$$F_W = 2[(D_t/2)^2 - (D_G/2 - a)^2]^{1/2} \quad (3.29)$$

$$F_W = 2[(3.466 \text{ in}/2)^2 - (3.3 \text{ in}/2 - 0.083 \text{ in})^2]^{1/2}$$

$$F_W = 2[3.003 - 2.963]^{1/2} = 0.4 \text{ in} = 10.16 \text{ mm}$$

Resumen cálculos

Tipo de dato	Variables	Datos Entrada Diseño Transmisión
Entrada	HP	Potencia: 0.5 hp
	Ve	Velocidad de entrada 1750 rpm
	Vs	Velocidad de salida 175 rpm
	T ₀	Torque de entrada T ₀ 1.98 Kg.m
	T ₁	Torque de salida T ₁ 19.8 Kg.m
		La corona tiene 40 dientes y el sinfín tiene 4 hélices para dar la relación 10:01
	Pd	paso diametral 12
	β	Se determina un Angulo de hélice para mecanizado
	α	Angulo de presión para su mecanizado y selección dela fresa madre 20°
Salida	m	modulo 2
	D _G	Diámetro del paso de la rosca 3.3 in
	D _w	Diámetro primitivo 0.75 in
	C	Distancia real entre centros 51.4 mm
	D _{ow}	Diámetro exterior del tornillo 23.28 mm
	h ₁	Profundidad total determinada 4.54 mm
	F _G	Ancho cara de la corona 13.3mm
	a	addendum 2.11 mm
	D _t	Diámetro garganta corona 88.03 mm
	F _w	Longitud cara del tornillo 10.16 mm

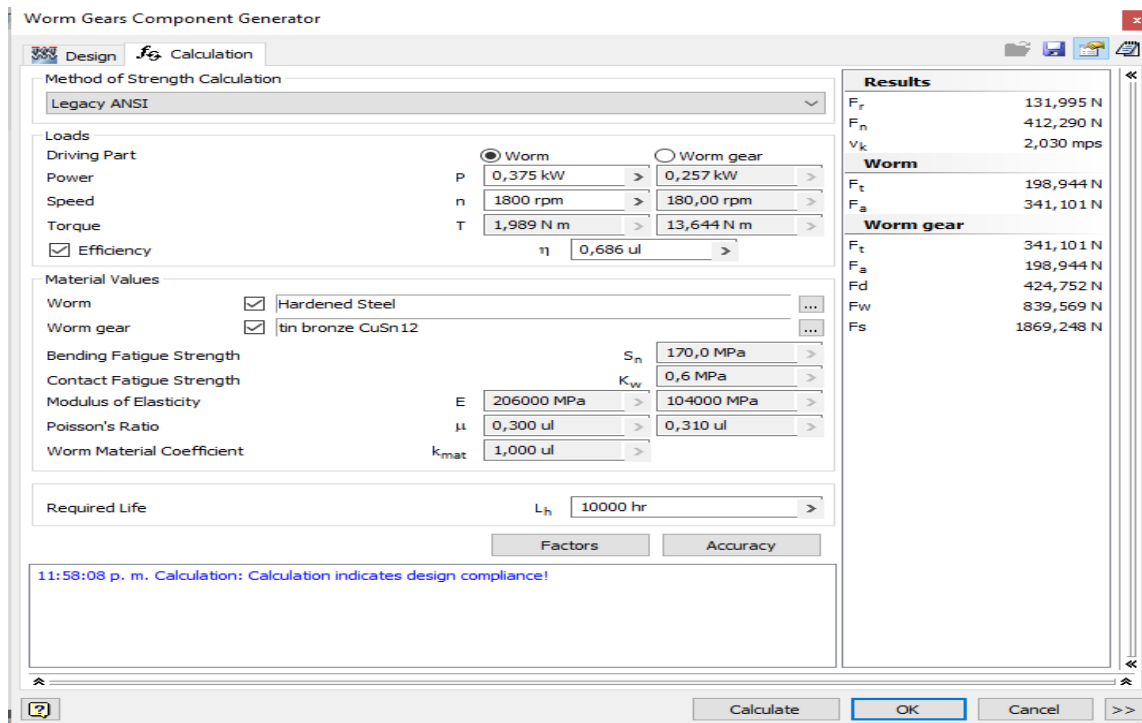
4. Implementar software CAD-CAM para el diseño y simulación del prototipo, resultados y análisis

4.1. Simulación y Resultados de la simulación sistema de transmisión

4.1.1. Ingreso de datos

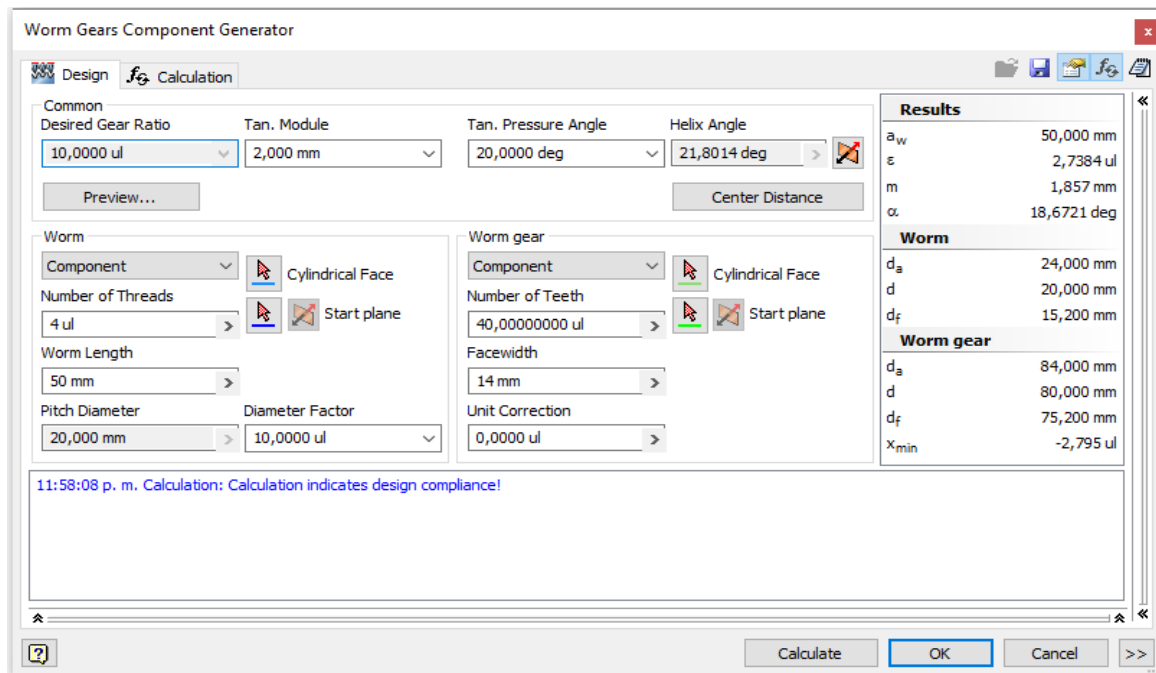
Para realizar la simulación del sistema de transmisión sin fin corona, ingresamos la potencia expresada en kW, la velocidad angular de entrada (1800 rpm), el torque y la eficiencia que toma por defecto el programa (0.66). A estos se adiciona los valores de materiales para el sin fin que es acero y para la corona que es bronce, tal como se muestra en la ilustración 4-1 y 4-2.

Ilustración 4- 1: Simulación sistema transmisión con autodesk Inventor



Fuente: Autodesk inventor

Ilustración 4- 2: Continuación Ilustración 4-1



Fuente: Autodesk inventor

En la ilustración 4-2 se puede apreciar los valores de relación modulo, numero de hélices del sin fin y numero de dientes de la corona; valores que finalmente muestra el software.

La tabla 4-1 corresponde a los datos que resultan de la simulación, los cuales deben presentarse mediante tablas de requerimientos de diseño para el proveedor; el cual se encargara de fabricarlos o importarlos; en la tabla 4-2 se muestran los resultados de la simulacion, la cual nos entrega las características geometricas del sin fin y la corona del prototipo, junto con la ilustración 4-3, en donde se muestra las ubicaciones y las respectivas cotas de cada una de las variables enunciadas en las tablas anteriormente nombradas.

Tabla 4-1: Parametro base simulacion

Parametros		Data
Gear Ratio	i	10,0000 ul
Module	m	1,857 mm
Axial Module	m_x	2,000 mm
Helix Angle	γ	21,8014 deg
Pressure Angle	α	18,6721 deg
Worm Diameter Factor	q	10,0000 ul
Center Distance	a_w	50,000 mm
Axis Circular Pitch	p_x	6,2832 mm
Circular Pitch	p_n	5,8338 mm
Base Circular Pitch	p_b	5,904 mm

Lead	pz	25,133 mm
Worm Length	b ₁	60,000 mm
Worm gear Width	b ₂	14,600 mm
Axial Pressure Angle	α _x	20,0000 deg
Base Helix Angle	β _b	20,6001 deg
Contact Ratio	ε	2,7766 ul
Transverse Contact Ratio	ε _α	1,8472 ul
Overlap Ratio	ε _β	0,9295 ul
Limit Deviation of Shaft Angle	F _β	0,0090 mm
Guaranteed Backlash	j _{nmin}	0,046 mm
Limit Deviation of Center Distance	f _a	0,028 mm

Fuente: Autodesk inventor

Tabla 4-2: Resultados simulación engranajes

Parametros		Worm	Worm gear
Type of model		Component	Component
Number of Threads	z	4,000 ul	
Number of Teeth	z		40,000 ul
Unit Correction	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Pitch Diameter	d	20,000 mm	80,000 mm
Outside Diameter	d _a	24,000 mm	84,000 mm
Root Diameter	d _f	15,200 mm	75,200 mm
Outside Diameter	d _{ae}		86,000 mm
Base Circle Diameter	d _b	18,794 mm	75,175 mm

Work Pitch Diameter	d_w	20,000 mm	80,000 mm
Worm gear Chamfer Angle	δ		37,47 deg
Addendum	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Clearance	c^*	0,2000 ul	0,2000 ul
Root Fillet	r_f^*	0,3000 ul	0,3000 ul
Tooth Thickness	s	2,917 mm	2,917 mm
Axial Tooth Thickness	s_x	3,142 mm	3,142 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0,0120 mm	0,0250 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0,0075 mm	0,0100 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0,0070 mm	0,0095 mm
Virtual Number of Teeth	z_v		49,974
Min. Recommended Correction	x_{min}		-2,795

Fuente: Autodesk inventor, ul a nivel paramétrico del autodesk se conoce un valor sin unidad

Ilustración 4-3: Acotado sin fin corona

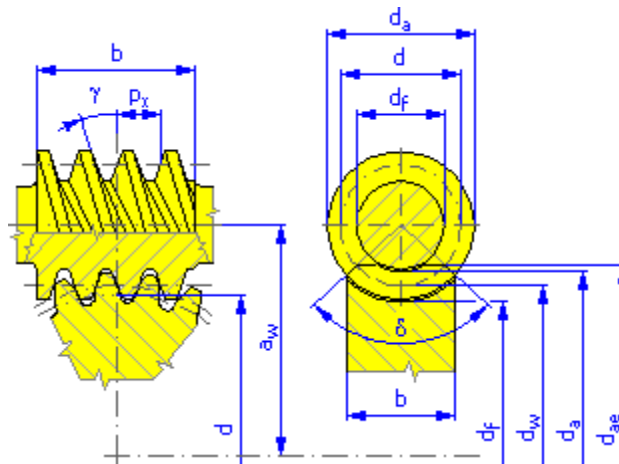


Tabla 4-3: Simulación resultados cargas

Parámetros		Worm	Worm gear
Power	P	0,375 kW	0,257 kW
Speed	n	1800,00 rpm	180,00 rpm
Torque	T	1,989 N m	13,644 N m
Efficiency	η	0,686 ul	
Radial Force	F_r	131,995 N	
Tangential Force	F_t	198,944 N	341,101 N
Axial Force	F_a	341,101 N	198,944 N
Normal Force	F_n	412,290 N	
Circumferential Speed	v	1,885 rpm	0,754 rpm
Slide Speed	v_k	2,030 rpm	

Fuente: Autodesk inventor

De la tabla 4.3, se puede evidenciar que se muestra el resultado de la simulación de potencia, velocidad, torque eficiencia y reacciones en la corona sin fin.

Con respecto a los materiales la tabla 4-4 nos muestra las características y propiedades mecánicas empleados para la fabricación del sistema de transmisión.

Tabla 4-4: Simulación y análisis de materiales

parámetros		Worm	Worm gear
		Hardened Steel tin bronze CuSn12	
Ultimate Tensile Strength	S_u		240 Mpa
Yield Strength	S_y		160 Mpa
Modulus of Elasticity	E	206000 Mpa	104000 Mpa

Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,310 ul
Bending Fatigue Strength	S_n		170,0 MPa
Contact Fatigue Strength	K_w		0,6 Mpa
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}		110,0 Mpa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}		170,0 Mpa
Hardness in Tooth Side	VHV		80 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	N_{Flim}		250000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	N_{Hlim}		250000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	q_F		9,000 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	q_H		8,000 ul
Max. Slide Speed	v_{max}		25,000 rpm

Fuente: Autodesk inventor

La tabla 4-5 nos muestra los valores de factor de sobrecarga, factor dinámico y el factor de Lewis, los cuales son vitales para el cálculo de la transmisión, ya que permiten establecer los valores máximos a los que puede trabajar los elementos.

Tabla 4- 5: Simulación y análisis de fuerzas

parámetro		Data
Overload Factor	K_o	1,200 ul
Dynamic Factor	K_v	1,038 ul
Lewis Form Factor	y	0,125 ul

Fuente: Autodesk inventor

Finalmente en la tabla 4-6 se puede observar los resultados de la simulación de carga dinámica, carga superficial de fatiga, pérdida de potencia, máxima disipación de calor y el resultado de la simulación el cual se tiene un valor positivo, es decir, el prototipo simulado cumple con los requerimientos para realizar su trabajo.

Tabla 4-6: Resultados Simulación

parámetros	símbolo	Carga
Dynamic Load	Fd	424,752 N
Surface-fatigue Limiting Load	Fw	875,550 N
Bending-fatigue Limiting Load	Fs	1949,358 N
Lost Power	Pz	0,129 kW
Max. Dissipated Heat	Q	0,216 kW
Check Calculation		Positive

Fuente: Autodesk inventor

Una vez se tienen los resultados de la simulación de la tabla 4-6, junto con la selección de un motor de 0,5 hp, podemos optar por seleccionar el sistema de transmisión mediante tablas de fabricantes, que en este caso se usa información de la empresa moto vario, la cual se muestra en la ilustración 4-4.

Ilustración 4-4: Sección Tabla Motovaro

0.5 HP

Output speed [rpm]	Service factor sf	Output torque [in-lbs]	Ratio Stage 1	Ratio Stage 2	Exact ratio i	Max. torque [in-lbs]	OHL Output shaft [lbs]	Gearmotor		Gear Reducer	
								Reducer	Motor	Reducer	NEMA C-input
350.0	3.8	4	-	-	5.00	303	240	NMRV040	TS71B4	*	-
233.0	3.0	3	-	-	7.50	353	274	NMRV040	TS71B4	*	-
175.0	2.4	2	-	-	10.00	370	302	NMRV040	TS71B4	*	-
117.0	3.0	3	-	-	15.00	681	475	NMRV050	TS71B4	*	-
117.0	1.7	2	-	-	15.00	370	346	NMRV040	TS71B4	*	-
88.0	2.3	2	-	-	20.00	656	522	NMRV050	TS71B4	*	-

Fuente: Motovaro

Al concertar con la ilustración 4-4, se observa que están los tamaños constructivos de reductores NMRV 40 Y NMRV50 entre 175 rpm y 117 rpm a 0.5 Hp con factores de servicio de 2.4 y 3.0. Por condiciones comerciales de adquisición del producto vemos que se tiene más demanda el modelo NMRV 50.

4.2. Resultados de la simulación de la cadena

Para realizar la simulación del sistema de transmisión por cadena, ingresamos la potencia expresada en kW, la velocidad angular de entrada (175 rpm), el torque y la eficiencia que toma por defecto el programa (0.980). A estos se adiciona los valores de materiales para la cadena que es acero.

Tabla 4-4: Simulación y resultados Cadena

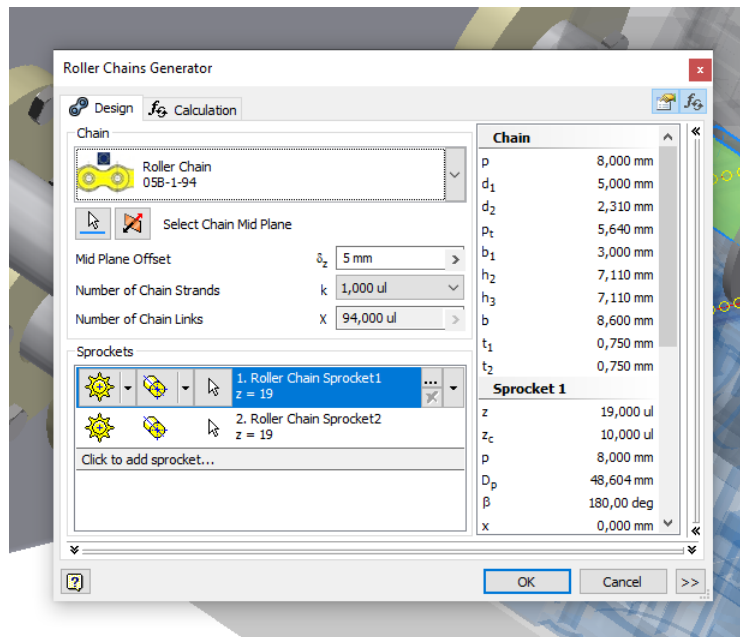
The screenshot shows the 'Roller Chains Generator' software interface. It is divided into several sections for inputting parameters:

- Working conditions:** Includes fields for Power (0,375 kW), Torque (20 N m), Speed (175 rpm), Efficiency (0,980 ul), Required service life (15000,000 hr), and Maximum chain elongation (0,030 ul).
- Chain Properties:** Includes fields for Tensile strength (4400,000 N), Specific mass (0,200 kg/m), Chain power rating (0,577 kW), and Chain construction factor (1,000 ul).
- Power Correction Factors:** A list of factors (Shock, Service, Sprocket size, Strands, Lubrication, Center distance, Ratio, Service life) each with a value of 1,000 ul.
- Limit Chain Bearing Area Pressure:** Includes 'Permissible pressure' (25,876 MPa) and 'Specific friction factor' (1,000 ul).
- Vibration analysis:** Includes 'Chain stiffness' (1600,000 N/mm) and 'Limit of critical speed' (0,100 ul).
- Recommended safety factors:** Includes 'Static' (7,000 ul) and 'Dynamic' (5,000 ul).

At the bottom, there is a 'Calculate' button and a checkbox for 'Lubrication factor impacts just power rating limited by galling between pins and bushings' which is checked.

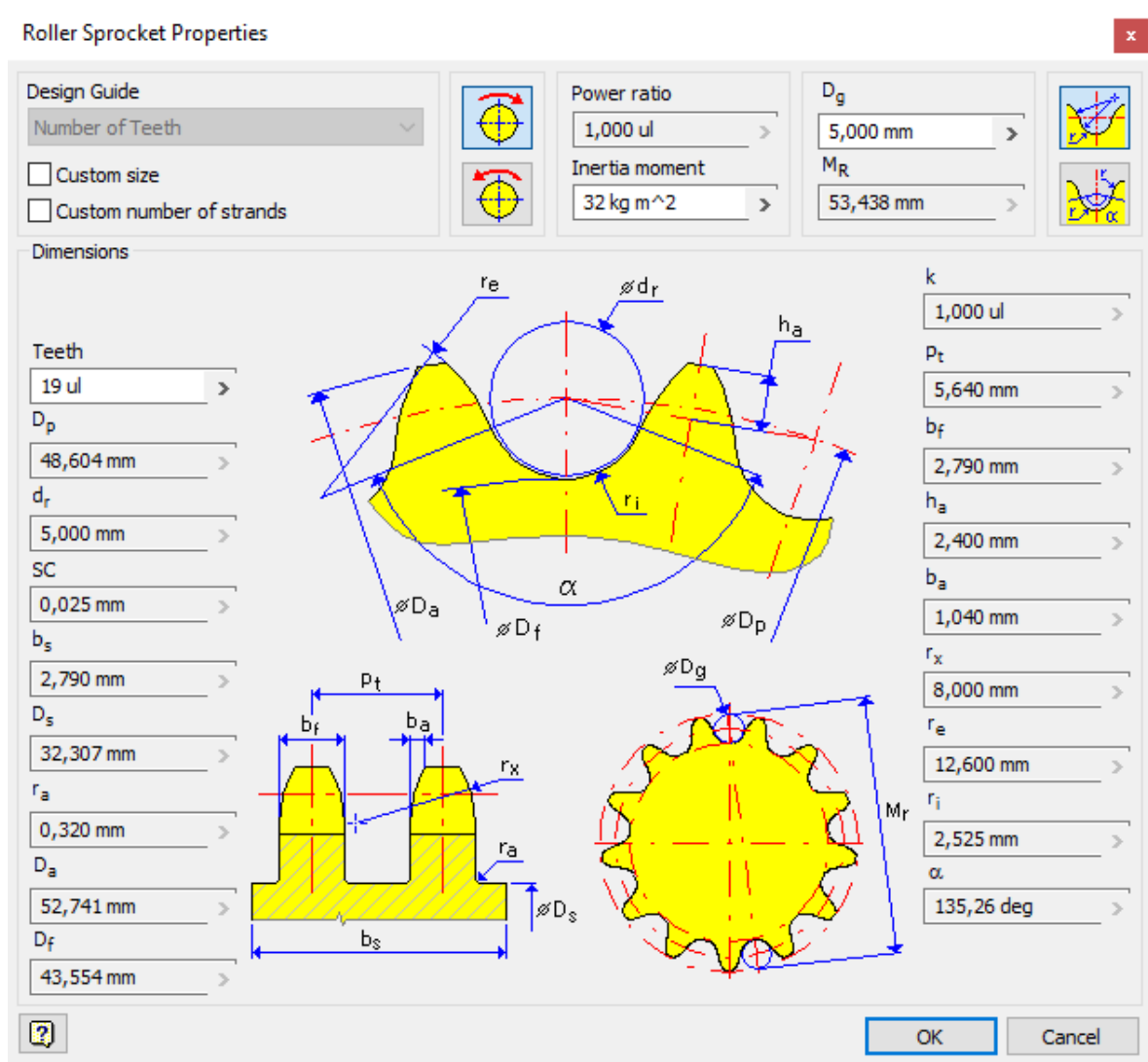
Fuente: Autodesk inventor

Ilustración 4-5: Continuación ilustración 4-4



Fuente: Autodesk inventor

Ilustración 4-6: Simulación y resultados



Fuente: Fuente: Autodesk inventor

Los resultados de la simulación bajo la potencia y el torque generado a la salida del reductor, sobre la cadena y el piñón, son satisfactorios. La cadena en el programa es estandarizada, por lo tanto el programa se basa en los datos comerciales de medias y pasos de cadena; la cadena se seleccionó por cálculo, y luego se agregan los datos de potencia, velocidad y torque; de acuerdo a esto el programa automáticamente selecciona la cadena ideal; es importante tener en cuenta los valores de los factores K1, K2, K3, K4.

4.3. Análisis de resistencia de la centrifuga

El diámetro de la centrifuga es de 300 mm y la altura es de 500 mm. volumen necesario para procesar los 30 kg de granadilla en un ciclo; a lo largo del tambor caben 8 granadillas, con una carga total de 800 gramos x 2 granadillas que caben en el radio de la centrifuga, se estima una carga lateral máxima de 1.2 Kg.

Los datos de las magnitudes son:

$$W = 1750$$

$$r = 0.15 \text{ m}$$

$$m = 1.2 \text{ Kg}$$

Convertimos la fuerza radial a radianes por segundo de acuerdo con la ecuación 3.28, propuesta por Mott [26].

$$N = \frac{2 \pi \cdot W \cdot r}{60} \quad (3.30)$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (3.30), se tiene:

$$N = \frac{2 \pi \cdot 1750}{60}$$

$$N = 183.2 \text{ rad/s}$$

Calculando la velocidad lineal se tiene:

$$N = W \cdot r \quad (3.31)$$

Reemplazando en la ecuación 3.31 se tiene

$$v = 183.2 \text{ rpm} \cdot 0.15 \text{ m}$$

$$v = 27.45 \text{ m/s}$$

Calculamos la fuerza centrífuga

$$F_c = \frac{m * V^2}{d} \quad (3.32)$$

Reemplazando en la ecuación 3.32 se tiene:

$$f_c = \frac{1,2 \text{ KG} \times 7.45^2}{0.3}$$

$$F_c = 3014 \text{ N}$$

$$F_c = 307 \text{ Kg} = 679 \text{ Lb}$$

Sometemos esa fuerza al tambor de la centrifuga y realizamos la simulación mediante el programa para ver los esfuerzos máximos y sus deformaciones, obteniendo los siguientes resultados.

4.3.1. Análisis de esfuerzos.

De acuerdo con las ilustraciones 4-7 a la 4-10, se puede concluir que, la estructura al ser sometida a la carga establecida por el cálculo de fuerza centrífuga de 307 N, presenta un esfuerzo muy por debajo del límite máximo del material y así, se obtiene un factor de seguridad en materiales superior a 15, que es el rango máximo que suministra el programa. Por lo tanto, se deduce que el dispositivo, bajo estas velocidades angulares y bajo estas fuerzas centrífugas, puede realizar el trabajo.

Ilustración 4-7. Esfuerzo Maximo

El esfuerzo máximo es de 3.16 Mpa

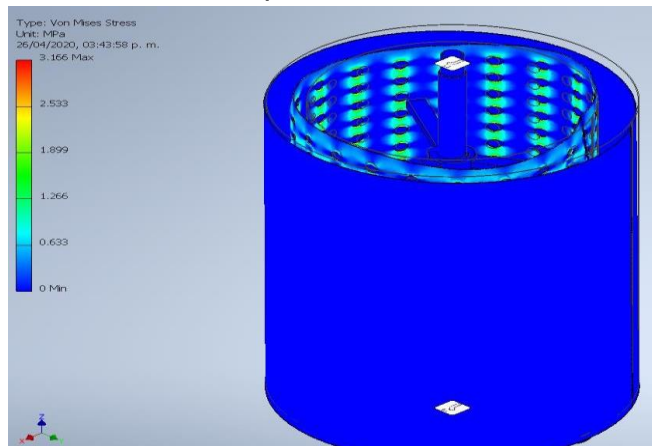
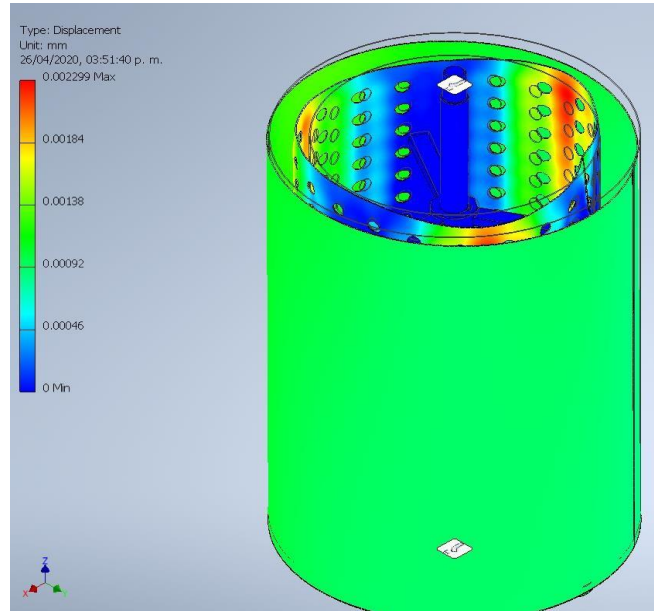
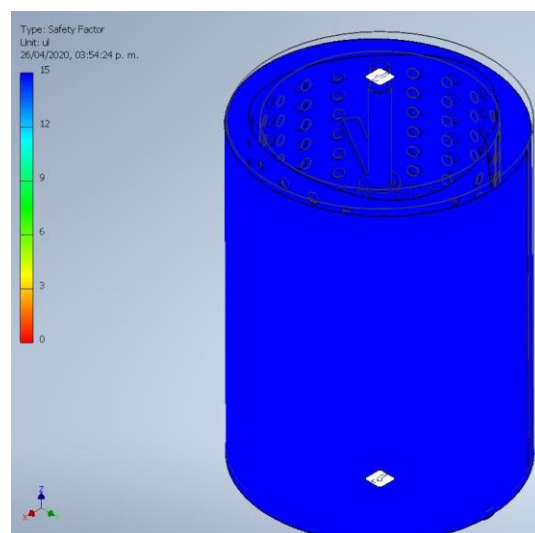


Ilustración 4-8: Desplazamiento máximo

La deformación máxima del dispositivo es de 0.002 mm

Ilustración 4-9: Factor de seguridad

Fuente: Autor

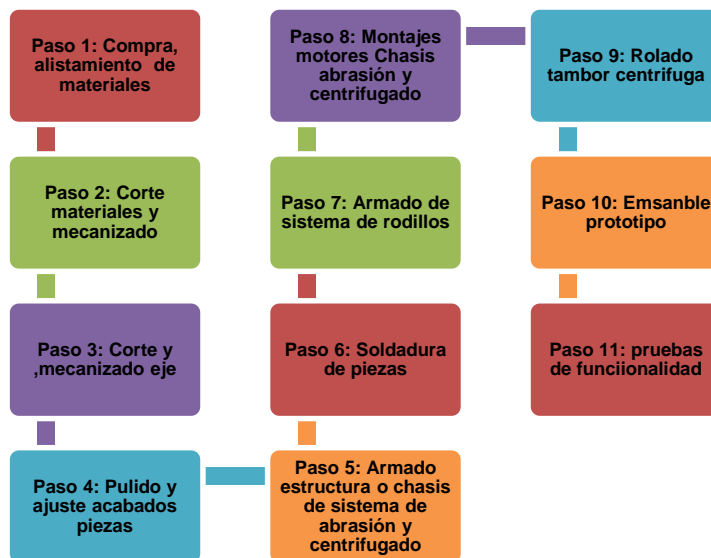
4.4. Presupuesto y proceso de manufactura

El presupuesto diseñado para la realización o fabricación del prototipo a escala real, este valor corresponde a solo costo producción:

Tabla 4-7: Presupuesto fabricación prototipo

Presupuesto	\$
Reductor	\$ 2.000.000
Cadena con piñones	\$ 400.000
Peleadora	\$ 2.100.000
chasis	\$ 1.250.000
Centrifuga con balanceo	\$ 1.875.000
Motor de 2 hp	\$ 425.000
Poleas y Correas	\$ 347.000
Subtotal	\$ 8.397.000
IVA (19%)	\$ 1.595.430
Total	\$ 9.992.430

El proceso de manufactura incluye los siguientes pasos:



El proceso inicia con la adquisición de materiales según cálculos; una vez comprados se procede a realizar el corte de los materiales para el diseño de las estructuras, así como el mecanizado del material para la construcción de los ejes de los motores; estos materiales entran a un proceso de acabado (lijado, pulido), con el fin de tener una mejor presentación de los mismos; el siguiente paso es la aplicación de soldadura para fijar las estructuras que soportarán la carga; seguido a esta operación se arman los sistemas de abrasión mediante el ensamble o armado del juego de rodillos a la tolva y el sistema de transmisión, así como el de centrifugado; en esta parte del proceso se debe rolar el tambor de la centrifuga para darle la forma cilíndrica; posterior a esto se une el tambor mediante soldadura; la última parte de la fabricación del prototipo es el ensamble, el cual incluye actividades de ajuste de tornillería y mecanismos, así como pruebas de funcionamiento.

5. Conclusiones y recomendaciones

5.1. Conclusiones

La potencia necesaria para que la maquina pueda desarrollar sus funciones operativas es de 0,5 Hp para el pelado y 2Hp en el proceso de centrifugado. En el proceso de los elementos de transmisión de potencia se identificó que los tres tipos de potencia (transmisión sinfín corona, transmisión cadena y transmisión sinfín corona tienen eficiencias de potencias; en el sin fin corona tiene una eficiencia de 0.65, en el piñón cadena la eficiencia es de 0.93.

De acuerdo con el análisis de esfuerzo realizado al tambor de la centrifuga se tiene que el mayor esfuerzo que puede soportar este elemento lo alcanza cuando su valor es de 3,16 Mpa, con respecto al desplazamiento máximo que puede tener el tambor de la centrifuga es de 0.002 mm, siendo este su máxima deformación.

El diámetro de la centrifuga es de 300 mm y la altura es de 500 mm, un volumen necesario para procesar los 30 kg de granadilla en un ciclo; en el cual, a lo largo del tambor se pueden adecuar 8 granadillas, con una carga total de 800 gramos x 2 granadillas que abarcan de manera adecuada el radio de la centrifuga, estimándose una carga lateral máxima de 1.2 Kg.

El desplazamiento máximo obtenido de la estructura mediante simulación, es de 0.0091 mm; por lo que se puede evidenciar que tendrá un comportamiento adecuado frente a las cargas establecidas, sumado a esto, se tiene un factor de

precarga de 427.7, llegando a un esfuerzo máximo del material de 345 Mpa y el esfuerzo del material es de 0.818 Mpa.

Al comparar los resultados del cálculo tradicional realizado para el diseño de transmisiones sinfín corona, como de la simulación mecánica de la transmisión necesaria para el proceso de abrasión del material, los resultados teóricos se deben reemplazar con datos cerrados, el software autodesk inventor, arroja resultados comerciales de los parámetros del mecanismo, en función a la potencia y a la velocidad angular que están directamente relacionados. Se aprecia que las desviaciones entre los resultados son de decimas de milímetro y que las dimensiones, tamaño constructivo y modulo a emplear nos arrojan el mismo resultado. Por este análisis se concluye que la transmisión a emplear es la adecuada y los datos suministrados son los que se deben dar al fabricante de la transmisión. Los datos suministrados entran en las características de estandarización de reductores sinfín corona.

Realizada la prueba paramétrica se determinó que los valores entre cálculos son similares, la diferencia de unidades entre un estudio por simulación y un estudio por calculo tradicionales es de decimas de milímetro.

Por medio de las simulaciones y cálculos se puede evidenciar la diferencia de eficiencias al utilizar distintos sistemas de transmisión de potencias entre correas, cadenas y sinfín corona, puntos clave para hallar la potencia efectiva de la maquina los cuales para el prototipo son de 2 hp Y 0,5 hp.

De acuerdo con los resultados de análisis estático de la estructura se pudo identificar que, bajo estas reacciones, la estructura no presenta fisuras de material ni esfuerzos que comprometan la integralidad estructural de la misma

5.2. Recomendaciones

Se pueden realizar estudios adicionales para establecer opciones de materiales que permitan reducir peso de la misma.

Determinar si la maquina debe contemplar un sistema de lavado de la fruta antes de iniciar la abrasión, con el fin de agregarlo al prototipo para su posterior simulación

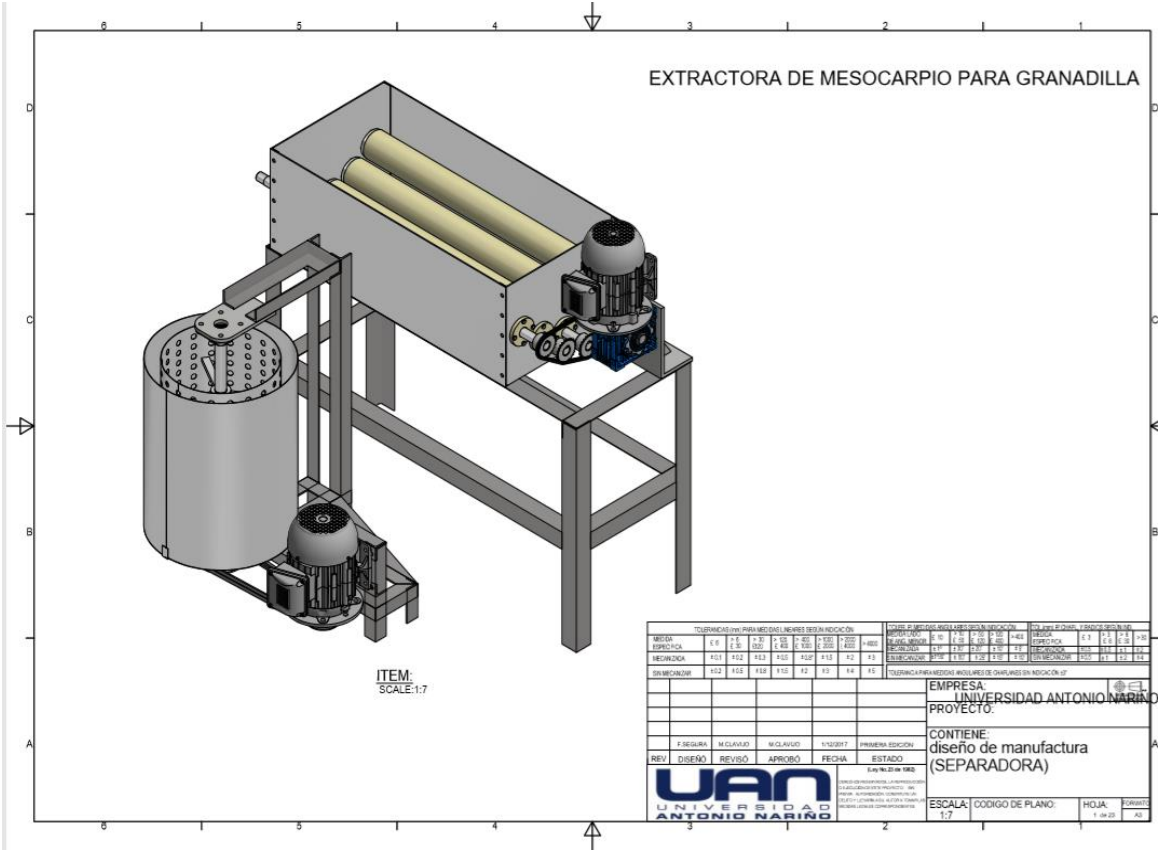
Diseñar un mecanismo de paro de emergencia que permita actuar en caso de un eventual incidente a nivel de seguridad operacional que pueda comprometer la integridad física de la persona.

Elaborar una manual de operación y fallos en caso de llevar a la construcción el prototipo.

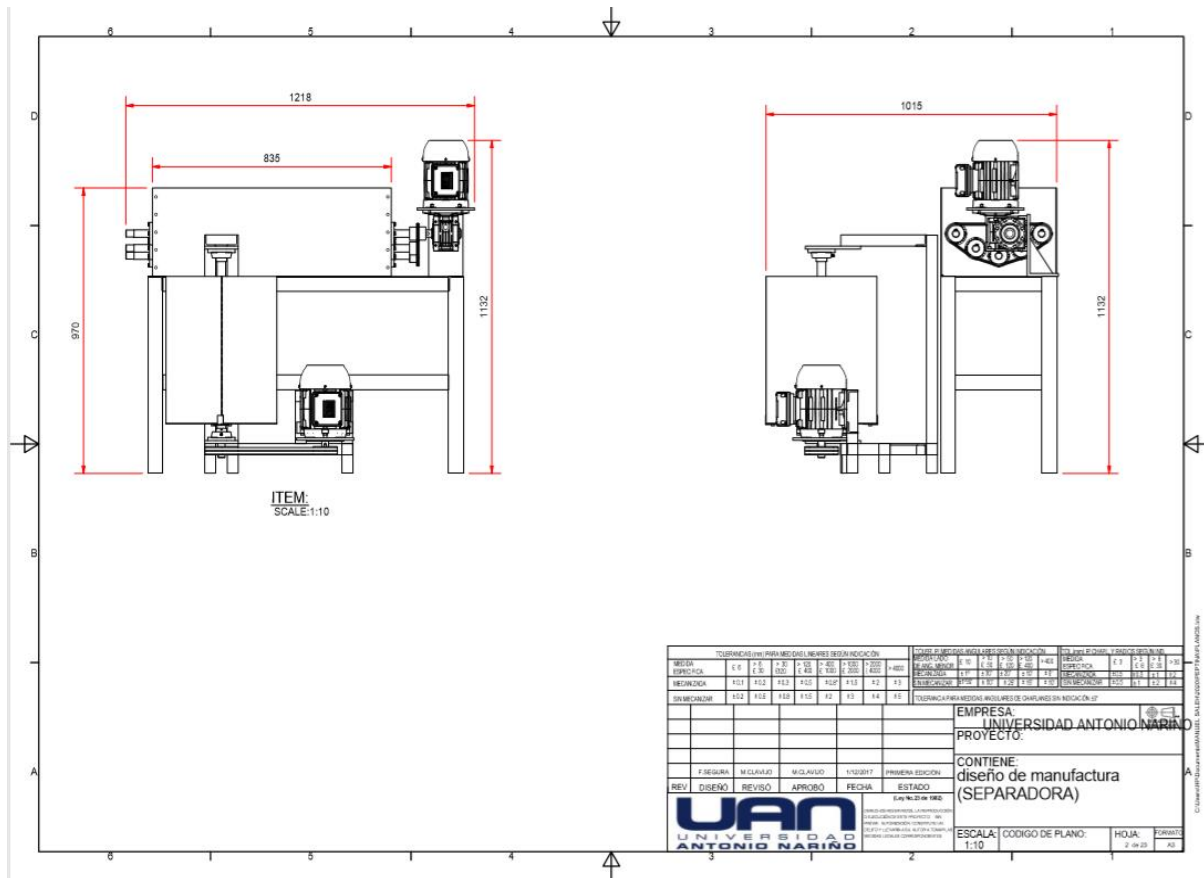
Evaluar el desempeño del prototipo y establecer un análisis de vida útil del mismo para determinar relación costo/ beneficio.

Debe incluir en caso de la construcción un plan o programa de mantenimiento preventivo y predictivo.

A. Anexo: Extractora de Mesocarpio para Granadilla



B. Anexo: Separadora



TOURNAGE (en mm) MEDIDAS DEL NEBRES MEDIANTE INDICACION										TOURNAGE (en mm) MEDIDAS DE LA RESINA MEDIANTE INDICACION									
RESINA	ESPESOR	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5
NEBRES	ESPESOR	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5
SEPARACION	ESPESOR	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5

EMPRESA			
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO			
PROYECTO:			
diseño de manufactura (SEPARADORA)			

REV	DISEÑO	REVISÓ	APROBO	FECHA	ESTADO
1					PRIMERA EDICION

ESCALA:	CODIGO DE PLANO:	HOJA:	TORNO:
1:10		2 de 20	AD

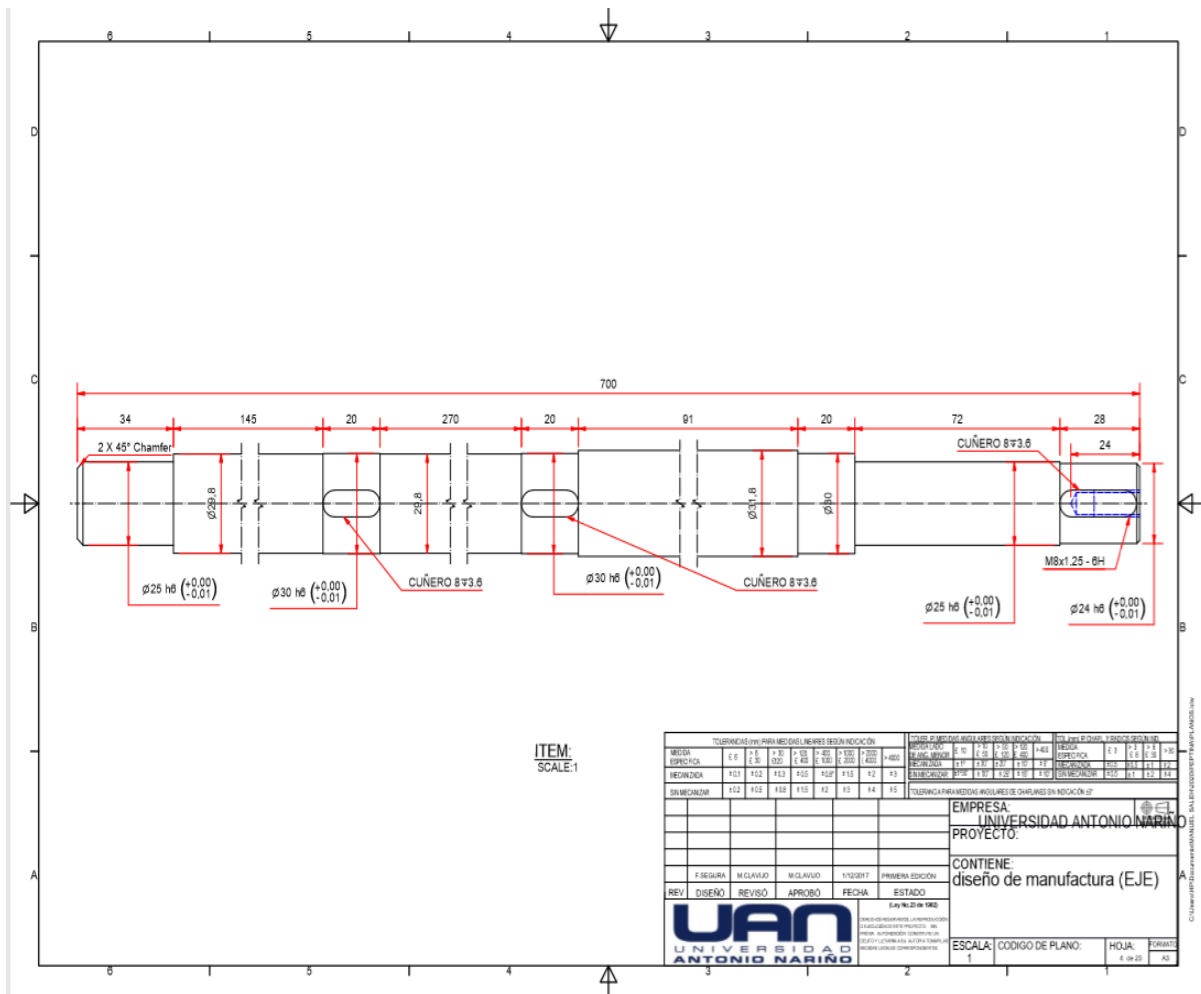
C. Anexo: Separadora

ITEM:
SCALE: 1:3

LISTA DE PARTES				
ITEM	CANT	PORTE NÚMERO	DESCRIPCION	MATERIAL
13	2	SOP CHUMACERAS		Steel AISI 301B 306 HR
12	2	FY 25 FM	AVF_001HC_HH_HY-Y-bearing square flanged units	
11	2	LENG		Stainless Steel AISI 304
10	2	ISO 4032 - M6(4)	Hexagon nuts, style 1 - Product grades A and B	Stainless Steel, 440C
9	2	ISO 4762 - M6 x 10(X)	Hexagon Socket Head Cap Screw	Stainless Steel, 440C
8	2	TAPA DE PLUNCA		Stainless Steel AISI 304
7	1	SELLO		Nylon 6/6
6	1	SOP SELLO		Stainless Steel AISI 304
5	1	TAPA INFERIOR		Stainless Steel AISI 304
4	2	ESTRELLA		Stainless Steel AISI 304
3	1	EJE		Stainless Steel AISI 304
2	1	ROLADO 2		Stainless Steel AISI 304
1	1	ROLADO 1		Stainless Steel AISI 304

EMPRESA: UNIVERSIDAD ANTONIO MARRERO									
PROYECTO:									
CONTIENE: diseño de manufactura (CENTRIFUGA)									
ESCALA: 1:3					CODIGO DE PLANO:		HOJA: 3 de 23		FECHA:

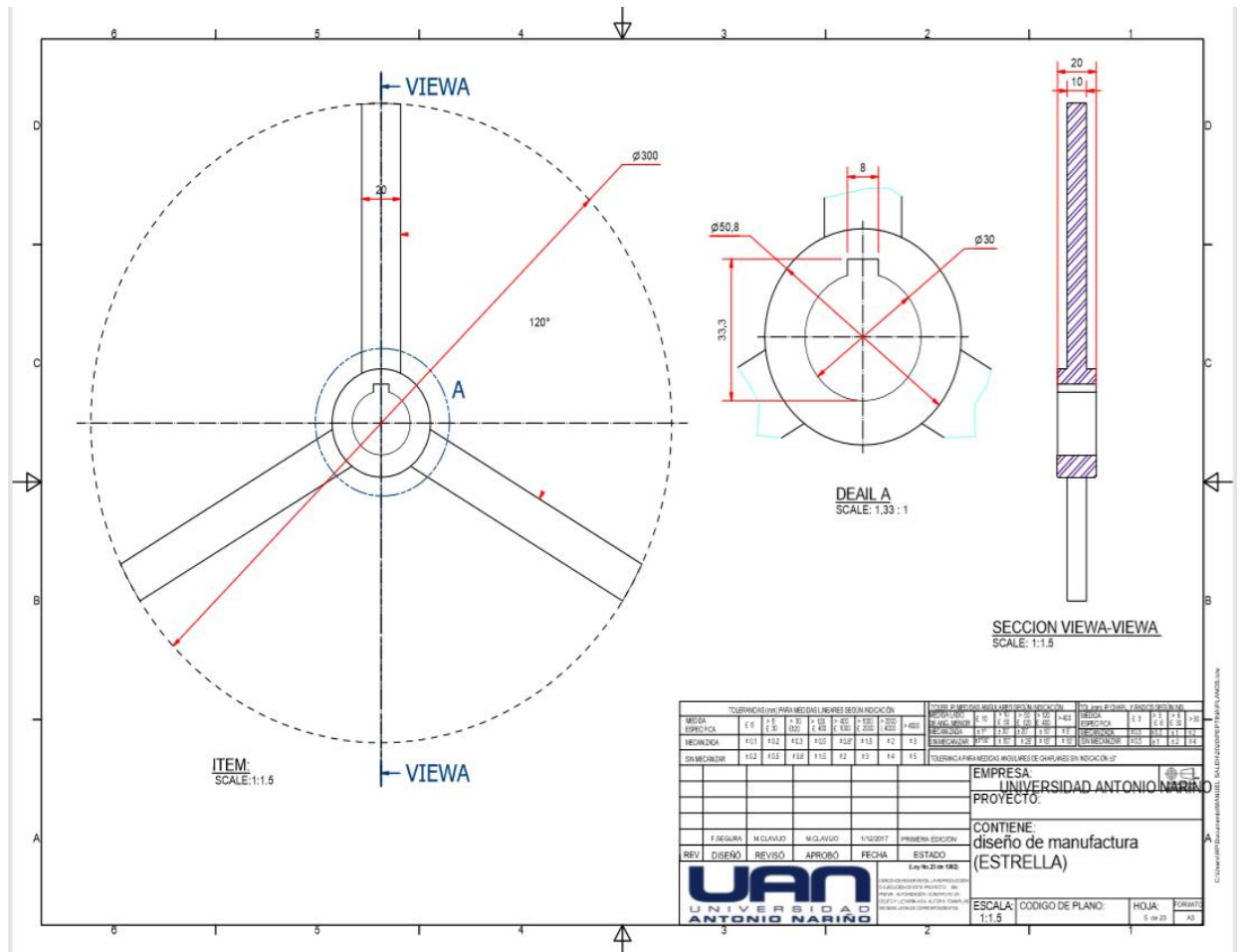
D. Anexo: Separadora



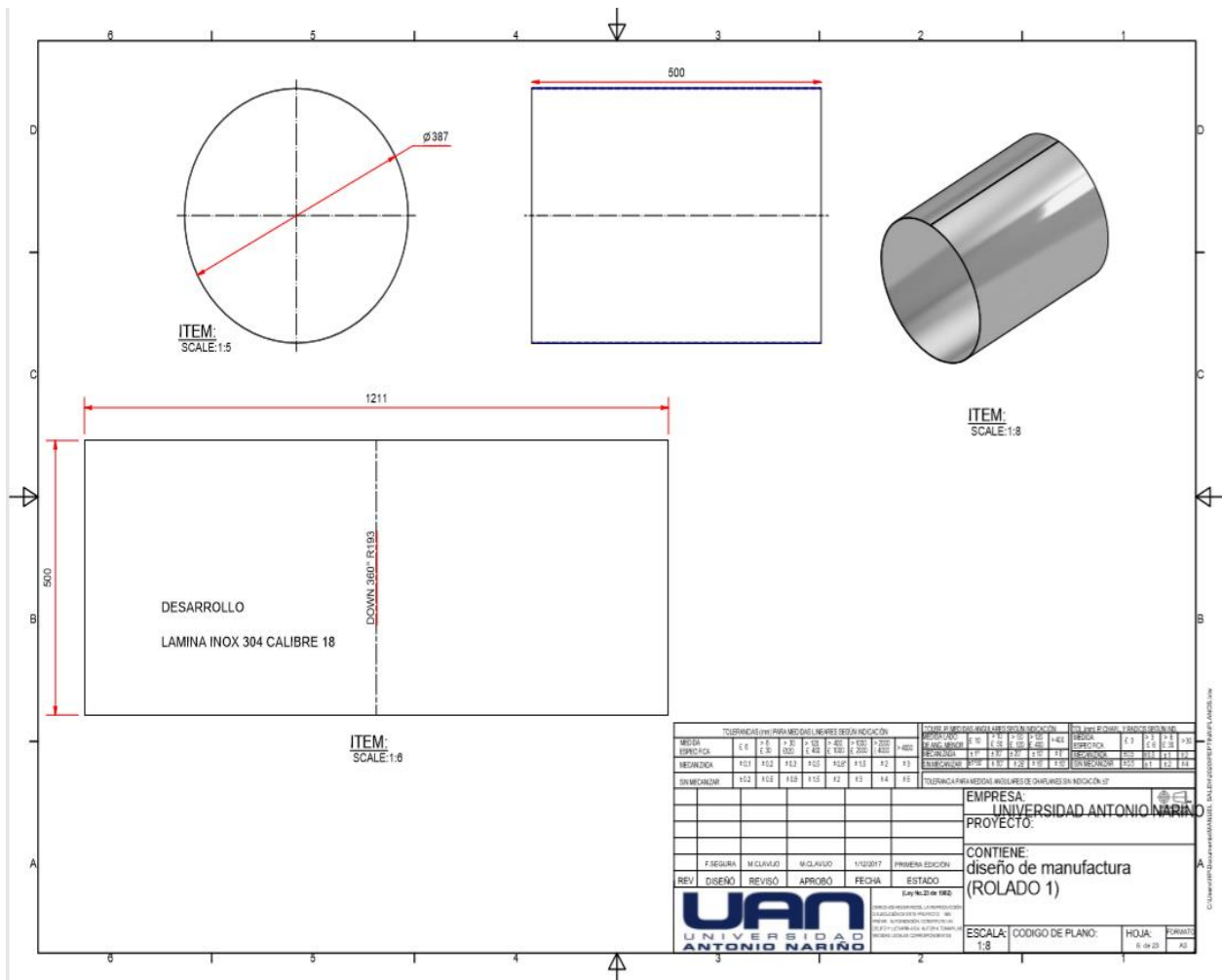
TOLERANCIAS PARA MEDIDAS LINEALES SEGUN INDICACION										TOLERANCIAS PARA MEDIDAS ANGULARES SEGUN INDICACION				TOLERANCIAS PARA MEDIDAS ANGULARES SIN INDICACION			
MEDIDA	0 a 3	3 a 30	30 a 100	100 a 300	300 a 1000	1000 a 3000	3000 a 10000	10000 a 30000	30000 a 100000	ANGULO	ANGULO	ANGULO	ANGULO	ANGULO	ANGULO	ANGULO	ANGULO
LINEAL	±0.012	±0.0075	±0.005	±0.0035	±0.0025	±0.0018	±0.0013	±0.0009	±0.0006	±30'	±15'	±10'	±5'	±30'	±15'	±10'	±5'
ANGULO	±15'	±10'	±7.5'	±5'	±3.5'	±2.5'	±1.75'	±1.25'	±0.75'	±30'	±15'	±10'	±5'	±30'	±15'	±10'	±5'

EMPRESA:		UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO	
PROYECTO:		diseño de manufactura (EJE)	
REVISOR	REVISOR	APROBADO	FECHA
DESIGNO	SEVISO	ESTADO	ESTADO
			
ESCALA:		CODIGO DE PLANO:	
1		1	
HOJA:		TOTAL:	
1		1	

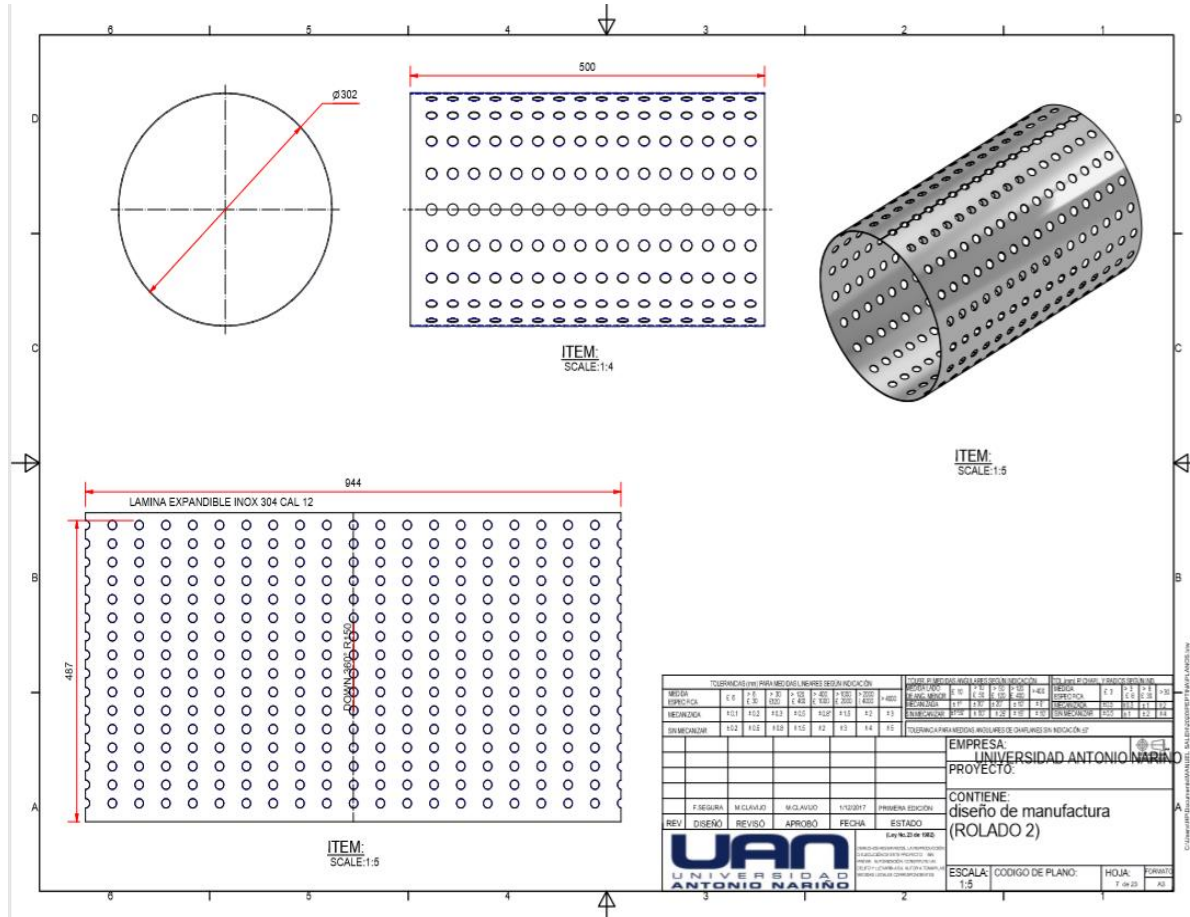
E. Anexo: Estrella



F. Anexo: Rolado 1



G. Anexo: Rolado 2

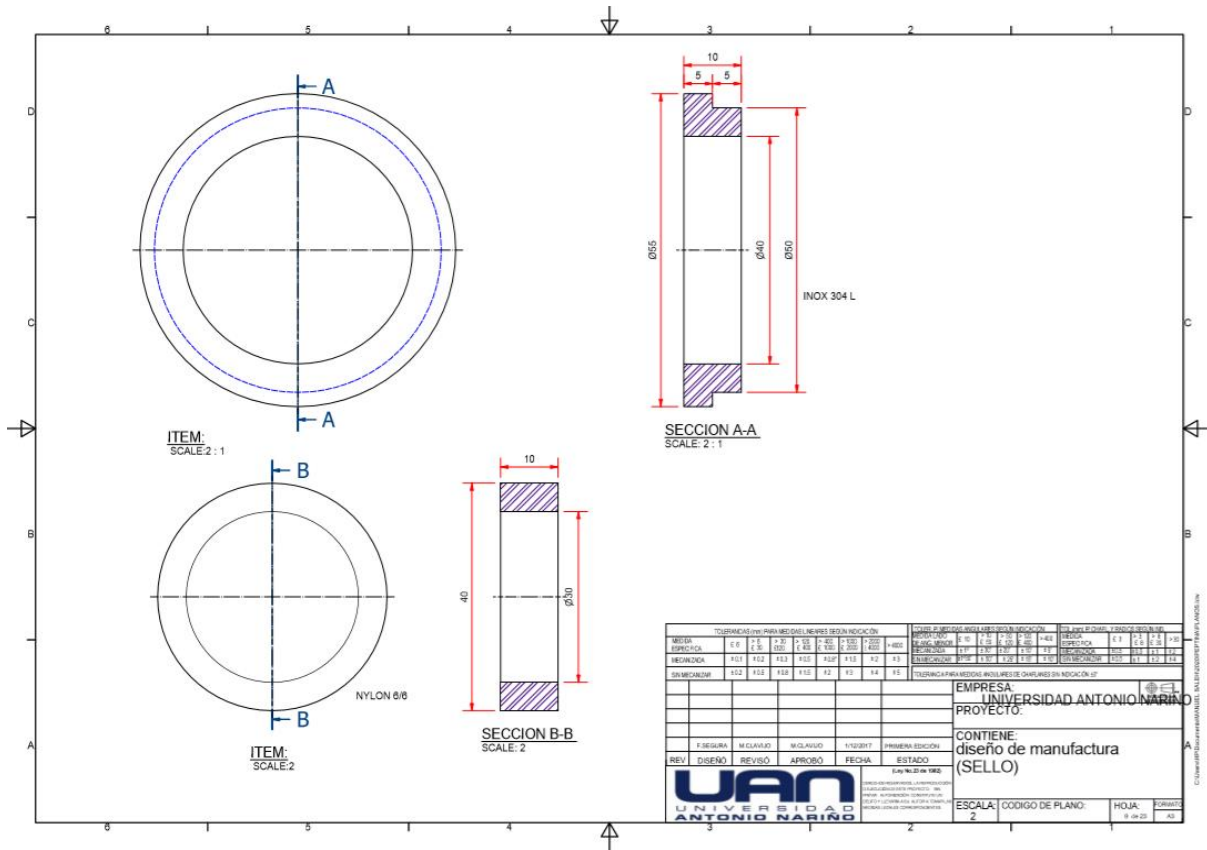


TOLERANCIAS (mm) PARA MEDIDAS LINEALES EN DICCIÓN										TOLERANCIAS (mm) PARA MEDIDAS LINEALES EN ROTACIÓN					TOLERANCIAS (mm) PARA MEDIDAS ANGULARES EN ROTACIÓN				
GRADO DE PRECISIÓN	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES	ESPECIFICACIONES		
PRECISIÓN	F 0	F 1	F 2	F 3	F 4	F 5	F 6	F 7	F 8	F 9	F 10	F 11	F 12	F 13	F 14	F 15	F 16		
MEZCLADA	F 11	F 12	F 13	F 14	F 15	F 16	F 17	F 18	F 19	F 20	F 21	F 22	F 23	F 24	F 25	F 26	F 27		
SIN MEZCLADA	F 22	F 23	F 24	F 25	F 26	F 27	F 28	F 29	F 30	F 31	F 32	F 33	F 34	F 35	F 36	F 37	F 38		

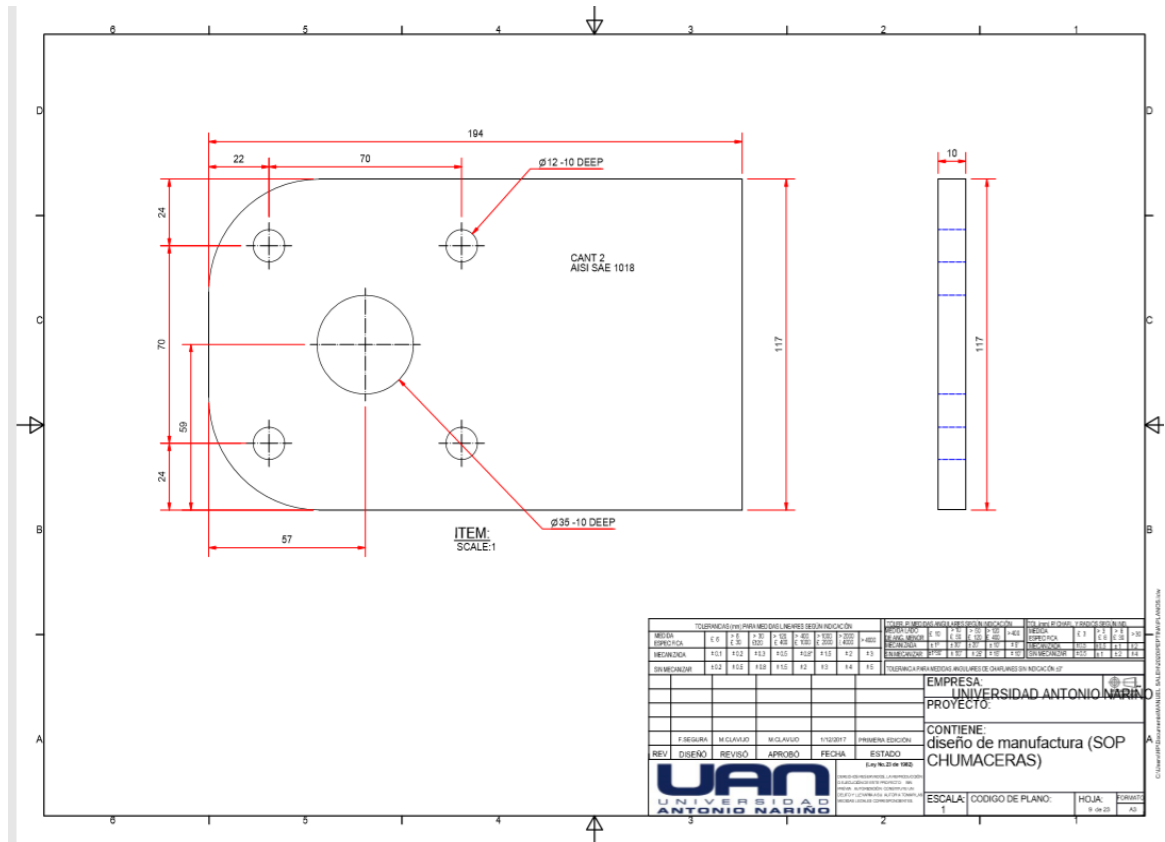
EMPRESA:		UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO	
PROYECTO:		DISEÑO DE MANUFACTURA (ROLADO 2)	
CONTIENE:		DISEÑO DE MANUFACTURA (ROLADO 2)	
ESCALA:	1:5	CODIGO DE PLANO:	
HOJA:	1 de 2	FECHA:	



H. Anexo: Sello



I. Anexo: Chumacera

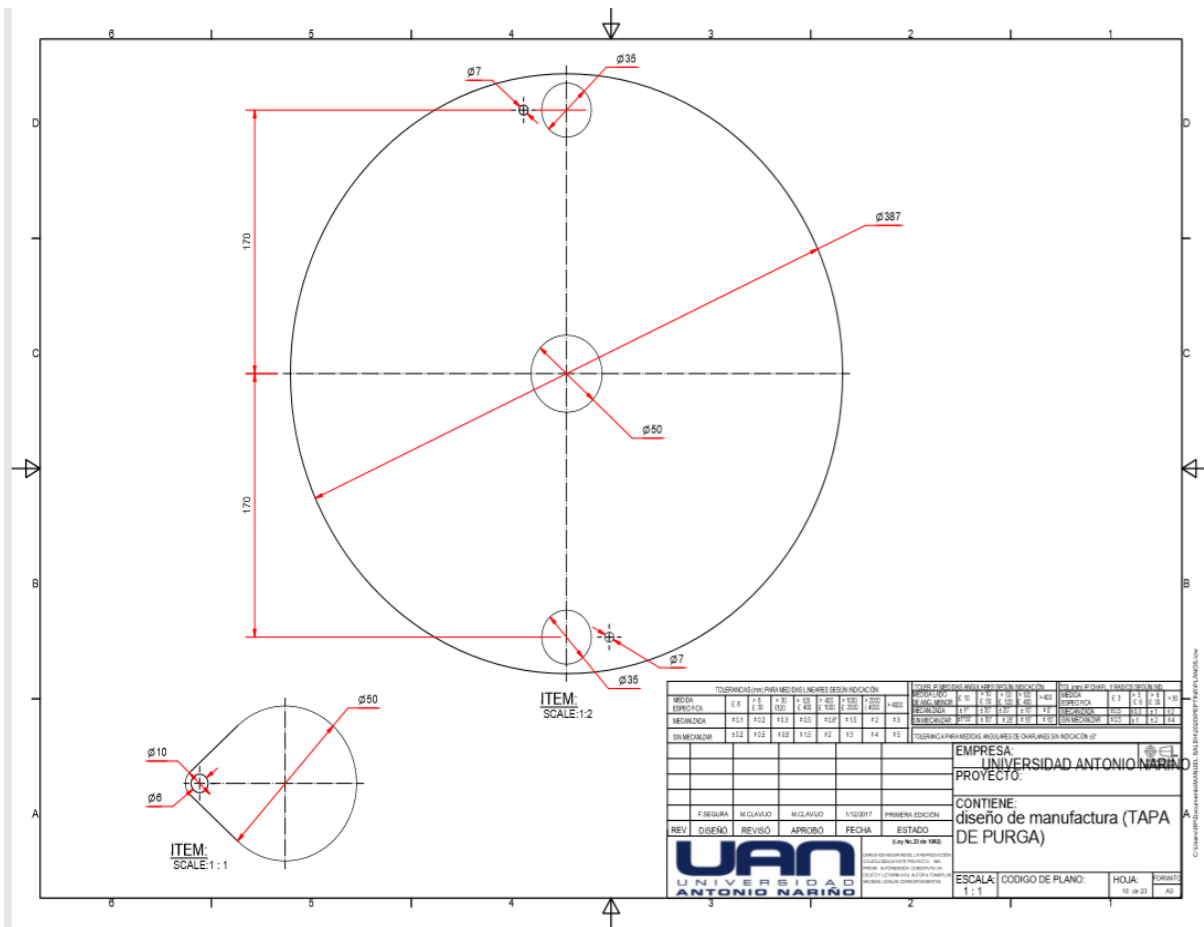


TOLERANCIAS (mm) PARA MEDIDAS LINEALES SIN INDICACION										TOLERANCIAS PARA MEDIDAS ANGULARES SIN INDICACION				TOLERANCIAS PARA MEDIDAS ANGULARES DE CHUMACERAS SIN INDICACION					
PRECISION	F 0.1	F 0.05	F 0.02	F 0.01	F 0.005	F 0.002	F 0.001	F 0.0005	F 0.0002	ANGULAR	F 10'	F 5'	F 30"	F 15"	ANGULAR	F 1'	F 0.5'	F 0.25"	F 0.125"
DESIGNACION	F01	F02	F03	F04	F05	F06	F07	F08	F09	ANGULAR	A10	A5	A30	A15	ANGULAR	A1	A0.5	A0.25	A0.125
DESIGNACION	F10	F12	F15	F20	F25	F30	F40	F50	F63	ANGULAR	A20	A10	A6	A3	ANGULAR	A2	A1	A0.5	A0.25

EMPRESA:	UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO
PROYECTO:	
CONTIENE:	diseño de manufactura (SOP CHUMACERAS)
ESCALA:	CODIGO DE PLANO:
1	
HOJA:	FECHA:
9 DE 25	2023



J. Anexo: Tapa de purga



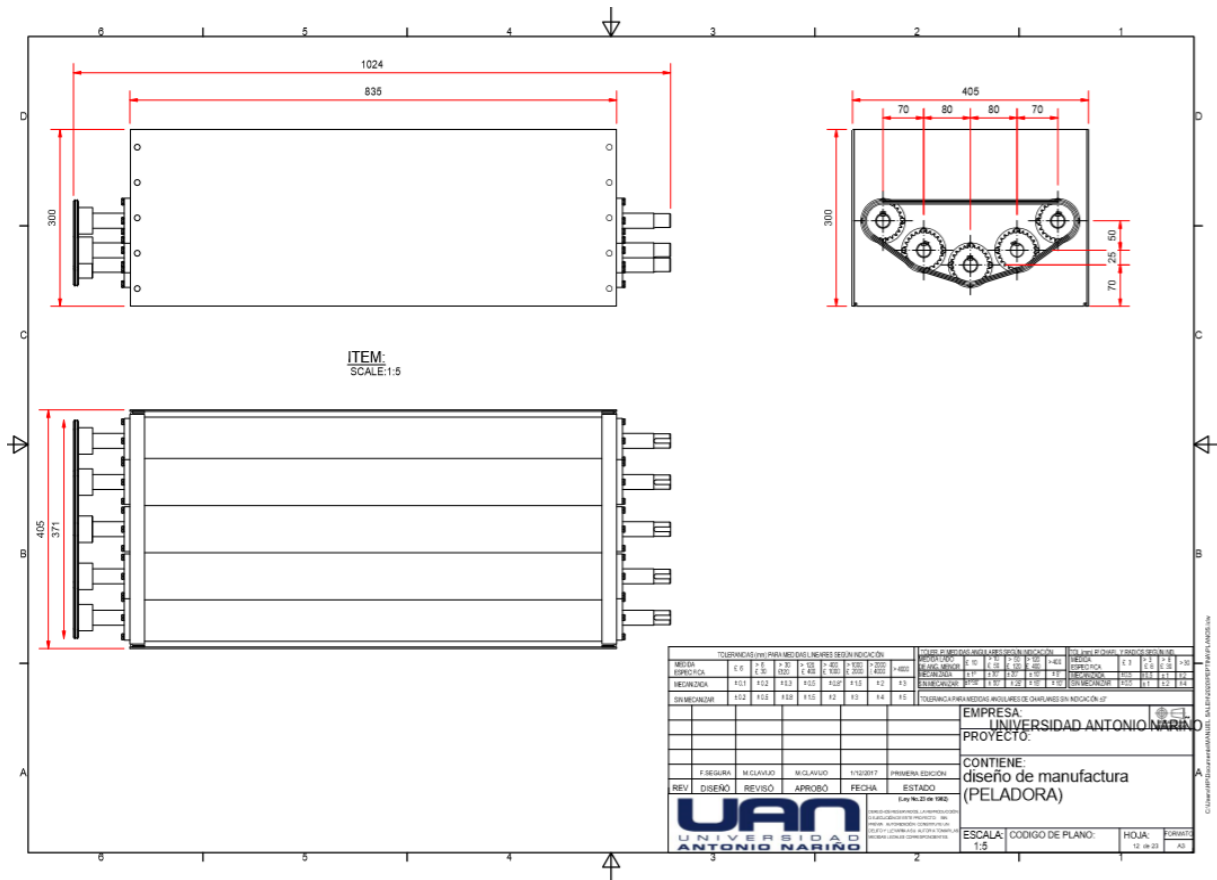
K. Anexo: Peladora

ITEM:
SCALE: 1 : 4

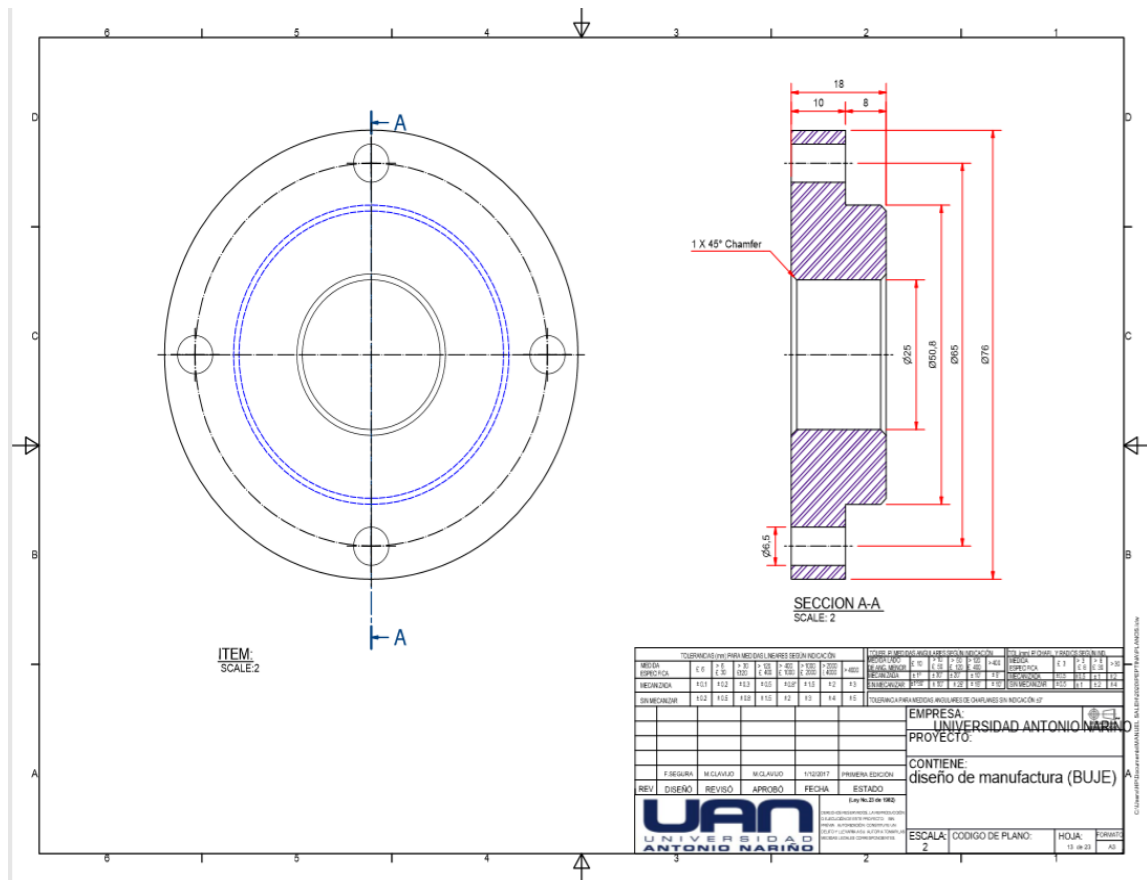
LISTA DE PARTES				
ITEM	CANT	PARTE NUMERO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
11	1	Roller Chain Sprocket5		Steel
10	1	Roller Chain Sprocket4		Steel
9	1	Roller Chain Sprocket3		Steel
8	1	Roller Chain Sprocket2		Steel
7	1	Roller Chain Sprocket1		Steel
6	1	Roller Chain		Generic
5	2	LAMINA 1		Stainless Steel AISI 304
4	40	ISO 4017 - M6 x 18(3)	Hexagon head screws	Stainless Steel, 440C
3	10	BUJE		Nylon Ø18
2	5	RODILLO		
1	2	CARCASA 1		Stainless Steel AISI 304

EMPRESA									
UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO									
PROYECTO:									
CONTIENE: diseño de manufactura (PELADORA)									
ESCALA: 1 : 4									
CODIGO DE PLANO:									
HOJA: 11 de 21									
FORMATO: AS									

L. Anexo: Perfil peladora



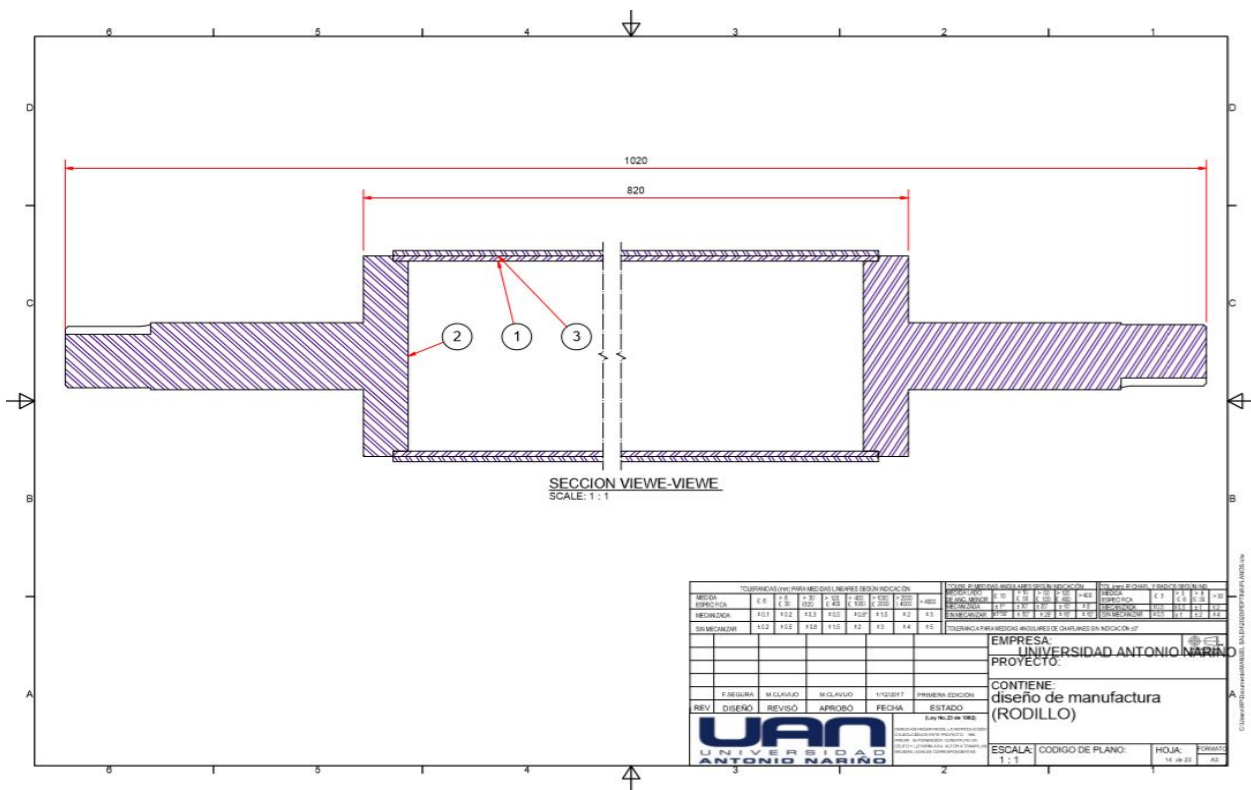
M. Anexo: Buje



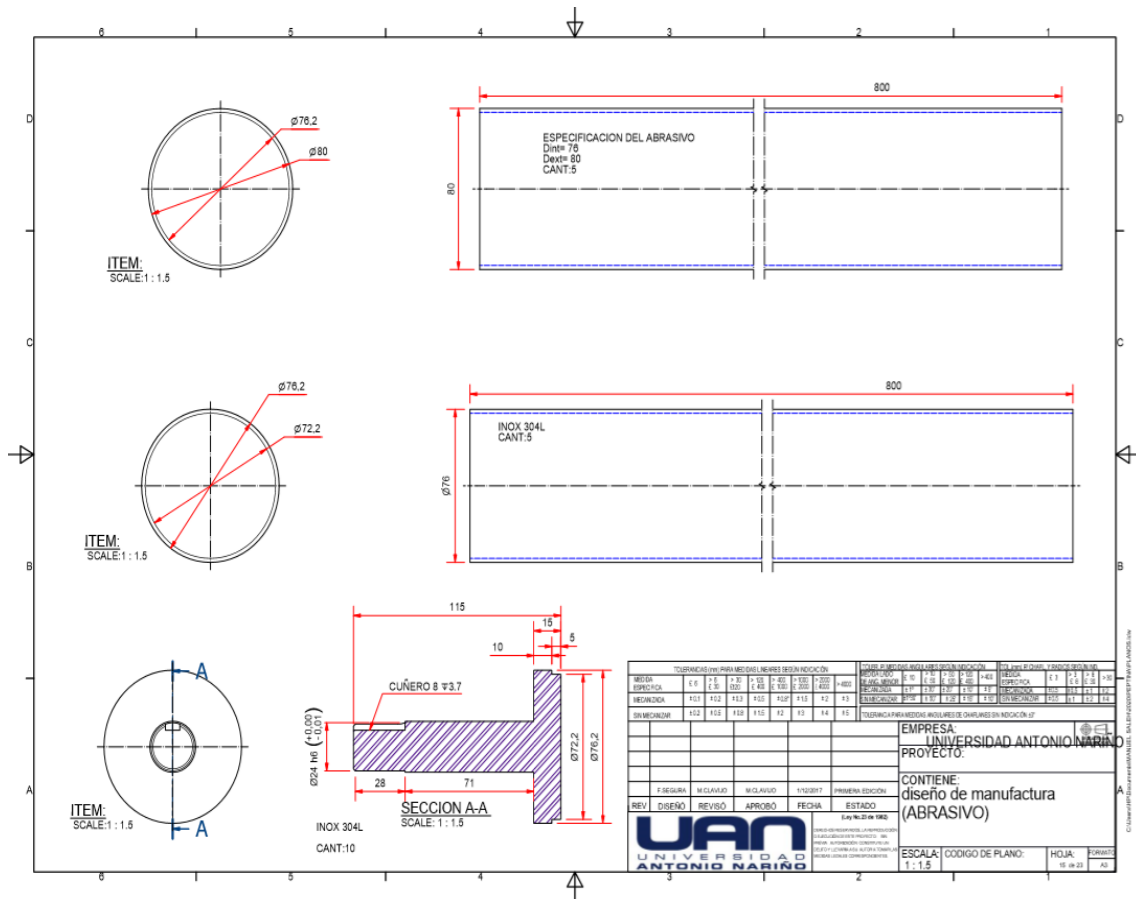
TUBERIAS (IN) PARA MEDIDAS DE 1/2" A 12" EN MEDIDA NOMINAL										TUBERIAS (MM) PARA MEDIDAS DE 15.88 A 304.8 EN MEDIDA NOMINAL										TUBERIAS (IN) PARA MEDIDAS DE 1/2" A 12" EN MEDIDA NOMINAL																																	
MEDIDA		1/2"		3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"		2"		2 1/2"		3"		3 1/2"		4"		4 1/2"		5"		5 1/2"		6"		6 1/2"		7"		7 1/2"		8"		8 1/2"		9"		9 1/2"		10"		10 1/2"		11"		11 1/2"		12"	
MEDIDA		15.88		19.05		25.4		31.75		38.1		50.8		63.5		76.2		88.9		101.6		114.3		127.0		152.4		158.75		165.1		171.45		177.8		184.15		190.5		206.85		213.2		219.55		225.9		232.25		238.6		244.95	
DIMENSIONES		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152		152	

EMPRESA				UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO			
PROYECTO:				diseño de manufactura (BUJE)			
CONTIENE:				diseño de manufactura (BUJE)			
REV	DISEÑO	REVISO	APROBO	FECHA	ESTADO	[Ley No. 21 de 1982]	
 UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO				ESCALA: 2 CODIGO DE PLANO: HOJA: 13 de 23 FORMATO: A3			

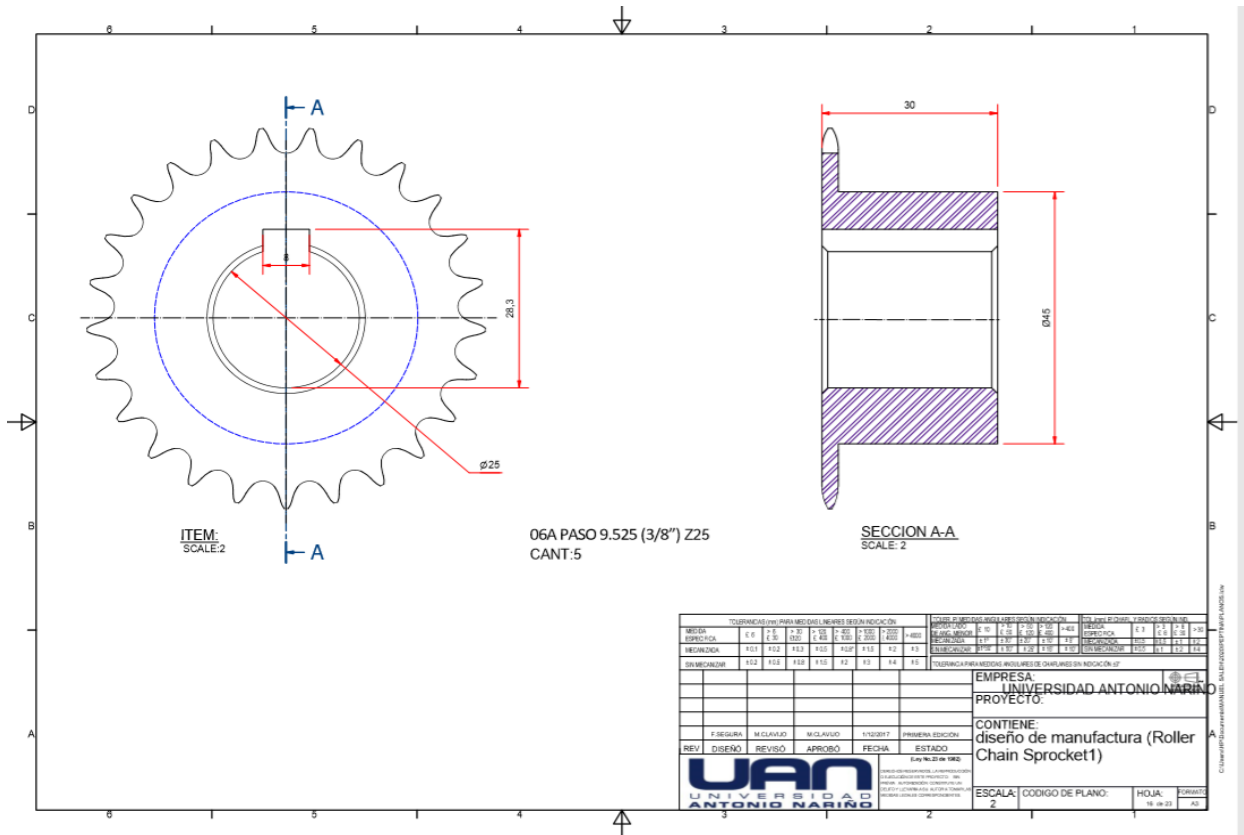
N. Anexo: Rodillo



O. Anexo: Rodillo



P. Anexo: Roller shain



6. Bibliografía

- [1] K. J. Katty J. Urango A, F. A. Ortega Q, G. Vélez H y Ó. A. Pérez S, Extracción Rápida de Pectina a Partir de Cáscara de Maracuyá (*Passiflora edulis flavicarpa*) empleando microondas, Montería: UCordoba, 2018.
- [2] M. C. HIGUERA M, Aprovechamiento de la cascara de gulupa como fuente de pectina para la industria alimentaria, Bogota: researchgate.ne, 2019.
- [3] Ministerio de Agricultura, «Cadena de Passifloras,» MinAgricultura, Bogotá, 2018.
- [4] Portafolio, «Colombia, segundo país que mas consume Jugos Naturales,» *Colombia, segundo país que mas consume Jugos Naturales*, pp. 3-4, 19 Agosto 2015.
- [5] Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural, «Rporte: Area de produccion y rendimeinto nacional por cultivo,» MARD, Bogotá, 2019.
- [6] C. Montoya G y C. Penagos G, El entorno comercial de la pectins en antioquia, Medellin: El sevier, 2015.
- [7] Diseño y Construcción de una maquina cortadora de platanos, manzana , piña y papaya, Quito (Ecuador): U. Cuenca, 2019.
- [8] M. Castelló G, C. Barrera P y É. Pérez E, Reducción del tamaño de particulas y Tamizado de solidos, Valencia (España): U. Politecnica de Valencia, 2016.

- [9] FAO, Equipo de procesamiento de alimentos, Bogota: FAO, 2004.
- [10] J. A. Leiton H y D. A. Meneses M, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PELADORA DE FRUTAS CON POTENCIA DE UN HP PARA LA MICROEMPRESA EL SALINERITO, Quito (Ecuador): U. Politecnica, 2019.
- [11] R. Guerrero R, DISEÑO DE MÁQUINA PELADORA PARA LA EXTRACCIÓN DE LA PULPA DE OPUNTIA FICUS-INDICA EN LA REGIÓN JUNÍN, Huancayo (Peru): U. Nacional de peru, 2016.
- [12] W. Chavarria A, Maquinas despulpadoras, Bogota: scribd, 2019.
- [13] L. M. Tirira S y D. O. Castro M, Diseño y Construcción de una máquina Despulpadora de frutas, Riobamba (Ecuador): U.Chimborazo, 2014.
- [14] Zingal, «Zingal,» Marzo 2014. [En línea]. Available: <https://www.grupozingal.co/producto/despulpadora-de-frutas-1000-kg-x-hora-alimentacion-horizontal/>. [Último acceso: 17 Enero 2020].
- [15] Universidad Nacional, «Algunas especies de Passiflora y su capacidad antioxidante,» Unal, Medellin, 2011.
- [16] L. M. Carvajal, S. Turbay, M. A y R. A. Lizeth, «RELACIÓN ENTRE LOS USOS POPULARES DE LA GRANADILLA (*Passiflora ligularis* Juss) Y SU COMPOSICIÓN FITOQUÍMICA,» El sevier, Medellin, 2014.
- [17] M. M. Bonilla M, A. C. Aguirre M y O. M. Agudelo V, «Passiflora morphology: a guide for the description of species,» El sevier, Bogotá, 2015.
- [18] P. Barreiro y M. Altisent Ruiz, «Propiedades Mecanicas y Calidad de Frutos.,» *Fruticula profesional*, pp. 49-51, 2000.
- [19] N. Guarneros, Meodos de extraccion de pulpa en frutos, Lima (Perú): independent, 2014.
- [20] lenntech, «lenntech,» lenntech, 12 Enero 2017. [En línea]. Available: <https://www.lenntech.es/centrifugacion.htm>. [Último acceso: 28 Abril 2020].
- [21] euston96, «euston96,» euston96, 2 Septiembre 2019. [En línea]. Available: <https://www.euston96.com/fuerza-centrifuga/>. [Último acceso: 28 Abril 2020].

- [22] SENA, «SENA,» SENA, 12 Marzo 2015. [En línea]. Available: https://repositorio.sena.edu.co/sitios/elementos_maquinas/vol7/volumen07.html#. [Último acceso: 29 Abril 2020].
- [23] D. Myszca, Maquinas y mecanismos, Mexico D.f.: Pearson, 4 ta edicion, 2012.
- [24] J. braun, Libro de formulas, Mexico D.F.: Maxon Acadeny, 2014.
- [25] Ingemecanica, «Ingemecanica,» Ingemecanica, 11 febrero 2014. [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>. [Último acceso: 15 Abril 2020].
- [26] R. Molt, «Diseño de Elemtnos de Maquina,» de *Diseño de ejes*, Dayton, Pearson, 2006, pp. 540-551.
- [27] R. Budunas y j. Keith N, «Diseño en ingeniria mecanica de Shigley,» de *Diseño en ingeniria mecanica de Shigley*, New york, Mc Graw Hill, 2014, pp. 99-100.
- [28] F. Singer y A. Pytel, Resistencia de materiales, Ney York: University, 1982.
- [29] ikastaroak, «ikastaroak,» ikastaroak, 2 Julio 2019. [En línea]. Available: https://ikastaroak.ulhi.net/edu/es/DFM/DPM/DPM06/es_DFM_DPM06_Con tenidos/CalculoCorreasTrapeciales.html. [Último acceso: 12 abril 2020].
- [30] J. I. Pedrero M, Tecnologias de Maquinas tomo II, Uniones, Engranajes, Transmisiones, Bogotá: UNED, 2018.
- [31] Acerosidealiados, «Acerosidealiados,» 12 ENERO 2028. [En línea]. Available: <http://www.acerosidealiados.com/index.php/sae-aisi-1018>. [Último acceso: 23 Abril 2020].
- [32] F. Villamizar, C. Gutierrez y A. Pulido, «La granadilla, su carcaterización física uy comportamiento postcosecha,» Unacional, Bogotá, 1992.
- [33] Minagricultura, Informe nacional de prduccion agricola, Bogota: MRS, 2018.

- [34] IPPA, «IPPA,» 12 Marzo 2017. [En línea]. Available: <https://ippa.info/about-ippa/>. [Último acceso: 10 enero 2020].
- [35] V. Fiallo F, C. Lemez H, F. R. Carlos y R. Pérez S, «Instructivo técnico de passiflora incarnata,» El sevier, Habana (Cuba), 2015.