

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA Y
CORTADORA DE MASA DE FRUTA**

DIEGO ALEJANDRO GIRALDO SUAREZ

JAIME HERNAN PULGARIN

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

MEDELLIN

2018

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DOSIFICADORA Y
CORTADORA DE MASA DE FRUTA**

DIEGO ALEJANDRO GIRALDO SUAREZ

JAIME HERNAN PULGARIN

**PROYECTO DE GRADO PARA OPTAR AL TITULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

ASESOR

CRISTIAN GONZALEZ

INSTITUCIÓN UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

MEDELLIN

2018

TABLA DE CONTENIDO

TABLA DE CONTENIDO DE TABLAS

TABLA DE CONTENIDO DE FIGURAS

TABLA DE CONTENIDO DE ANEXOS

CONTENIDO	Pág
1. INTRODUCCIÓN	11
2. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	12
3. JUSTIFICACIÓN	13
4. OBJETIVOS	14
4.1 OBJETIVO GENERAL	14
4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
5. REFERENTES TEÓRICOS	15
5.1 Contexto histórico	15
5.2 Contexto tecnológico	15
5.2.1 Guillotinas neumáticas	16
5.2.2 Guillotinas hidráulicas	16
5.2.3 Tornillo sinfín	17
5.2.4 Motorreductor	18
5.3 Producto de fruta	19
5.4 Materiales de maquinaria para procesamiento de alimentos	21
5.4.1 Acero inoxidable	21
5.4.2 Teflón	23
6. METODOLOGÍA	25
6.1 Etapa 1. Caracterización del sistema actual	25
6.1.1 Tolva y rodillos formadores	25
6.1.2 Túnel de enfriamiento	27

6.1.3 Cortadora longitudinal	28
6.1.4 Cortadora transversal	29
6.2 Etapa 2. Definición de parámetros	30
6.3 Etapa 3. Diseño	35
6.3.1 Partes de la máquina	35
6.3.1.1 Estructura principal	35
6.3.1.2 Estructura secundaria	36
6.3.1.3 Tornillo de potencia	36
6.3.1.4 Guillotina para corte	37
6.3.1.5 Cajón de producto	38
6.3.2 Cálculos de diseño	38
6.3.2.1 Análisis estático de la estructura	38
6.3.2.2 Cálculos de diseño del sistema de transmisión mecánico	52
6.3.3 Análisis de resultados de diseño	61
6.4 Etapa 4. Construcción de la máquina	64
6.4.1 Ensamble de la máquina	64
6.5 Etapa 5. Ensayo de la máquina y puesta a punto	69
7. CONCLUSIONES	77
8. RECOMENDACIONES	79
9. BIBLIOGRAFÍA	80
10. ANEXOS	81

TABLA DE CONTENIDO DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades de los aceros inoxidables

Tabla 2. Especificaciones del acero inoxidable.

Tabla 3. Especificaciones del teflón. (Fuente Artein 2009)

Tabla 4. Características del moto-reductor. Fuente: Propia.

Tabla 5. Tipos de roscas Acme. Fuente: (Mott, 2006)

Tabla 6. Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO. Fuente: (Mott, 2006).

Tabla 7. Características cilindros neumáticos Festo.

TABLA DE CONTENIDO DE FIGURAS

Figura 1. Guillotina de Alemania.

Figura 2. Guillotina neumática.

Figura 3. Guillotina hidráulica

Figura 4. Tornillo Sinfín (Fuente Buhler)

Figura 5. Tornillo de potencia rosca acme (Fuente Shigley)

Figura 6. Tolva para ingresar el producto. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

Figura 7. Rodillos formadores. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

Figura 8. Túnel de enfriamiento. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

Figura 9. Salida del tune. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

Figura 10. Cortadora longitudinal. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

Figura 11. Corte. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

Figura 12. Corte transversal. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

Figura 13. Panel de operación de la máquina.

Figura 14. Forma de la estructura de soporte principal de la dosificadora de pulpa.
Fuente: Propia.

Figura 15. Distribución de cargas en la estructura. Fuente: Propia.

Figura 16. Diseño estructura secundaria. Fuente: Propia.

Figura 17. Isométrico del soporte principal en INVENTOR. Fuente propia

Figura 18. Isométrico del soporte secundario en INVENTOR. Fuente propia

Figura 19. Isométrico del tornillo sinfín en INVENTOR. Fuente propia

Figura 20. Isométrico de guillotina en INVENTOR. Fuente propia

- Figura 21.** Isométrico del cajón en INVENTOR. Fuente propia
- Figura 22.** Viga con carga distribuida. Fuente: (Beer, 2009).
- Figura 23.** Viga con carga distribuida. Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).
- Figura 24.** Diagrama de fuerza cortante y momento flector. Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).
- Figura 25.** Momento flector en la viga y fuerza cortante. Fuente: Propia.
- Figura 26.** Dimensiones parte A de la estructura Fuente: Propia.
- Figura 27.** Análisis de fuerzas. Fuente: Propia.
- Figura 28.** Viga transversal de la estructura. Fuente: Propia.
- Figura 29.** Viga transversal de la estructura. Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).
- Figura 30.** Diagrama de fuerza cortante y momento flector. Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).
- Figura 31.** Momento flector en la viga y fuerza cortante. Fuente: Propia.
- Figura 32.** Estructura secundaria. Fuente: Propia.
- Figura 33.** Carga distribuida en la viga transversal Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).
- Figura 34.** Diagramas de fuerza cortante y momento flector. Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).
- Figura 35.** Momento flector en la viga y fuerza cortante. Fuente: Propia.
- Figura 36.** Diseño cajón acero inoxidable. Fuente propia.
- Figura 37.** Diagrama del sistema compactador de pulpa. Fuente: Propia.
- Figura 38.** Imagen digital del tornillo de potencia diseñado. Fuente propia.
- Figura 39.** Análisis de fuerza en un tornillo de potencia. Fuente: (Mott, 2006)
- Figura 40.** Imagen real de la estructura principal anclada al piso con pernos.
Fuente propia
- Figura 41.** Imagen real motoreductor acoplado con el tornillo de potencia. Fuente
propia
- Figura 42.** Imagen real tuerca acmé acoplada a tubo de 3 pulgadas. Fuente propia

Figura 43. Imagen real Soporte de 4 pulgadas de diámetro concéntrico con el tubo de 3 pulgas. Fuente propia

Figura 44. Imagen real Soporte de 4 pulgadas de diámetro concéntrico con el tubo de 3 pulgas. Fuente propia

Figura 45. Imagen real del sistema de corte guillotina. Fuente propia

Figura 46. Imagen real electroválvula de 5/2 vías. Fuente propia

Figura 47. Imagen real unidad reguladora. Fuente propia

Figura 48. Imagen real de dosificadora y cortadora de masa de fruta. Guillotina. Fuente CNCH.

Figura 49. Imagen real de dosificadora y cortadora de masa de fruta. Fuente CNCH.

Figura 50. Imagen real de dosificadora y cortadora de masa de fruta. Guillotina. Fuente CNCH.

Figura 51. Imagen real de dosificadora y cortadora de masa de fruta. Fuente CNCH.

Figura 52. Cajón en estructura inoxidable y con recubrimiento en teflón para evitar que el producto se quede pegado en las paredes. Con capacidad para 100 kg de producto. Fuente CNCH.

Figura 53. Mezclado de la masa de fruta, para luego depositarlo en el cajón. Fuente CNCH.

Figura 54. Producto depositado en el cajón para luego llevarlo hacia la dosificadora y cortadora de masa de fruta (capacidad 100kg). Fuente CNCH

Figura 55. Cajón con producto instalado sobre la estructura secundaria para empezar con el proceso de dosificado y corte. Fuente CNCH.

Figura 56. Sistema de empuje de masa de fruta llevando el producto hacia la guillotina para ser cortado, se observa el buen funcionamiento del tornillo y que el producto no se está quedando adherido a las paredes del cajón.

Figura 57. Guillotina neumática cortando el producto y siendo dosificado a los rodillos formadores para luego moldear la tela. Fuente CNCH.

Figura 58. Tela formada después de pasar por los rodillos, entrando a túnel de enfriamiento. Fuente CNCH

Figura 59. Tolva y rodillos formadores. Fuente CNCH.

Figura 60. Producto cortado longitudinal y transversal para luego ser empacado. Fuente CNCH

Figura 61. Compactador y guillotina terminando el ciclo de dosificado y corte, se observa un buen desempeño de ambos mecanismos como se puede apreciar en la foto. Fuente CNCH.

TABLA DE CONTENIDO DE ANEXOS

Anexo 1 – Estructura principal cortadora de frutas	Anexo 25 – Platina que soporta el sin fin
Anexo 2 – Estructura secundaria	Anexo 26 - Polea
Anexo 3 – Cajón inoxidable	Anexo 27 – Riel en L para teflones de guillotina
Anexo 4 – Rosca acme	Anexo 28 – Riel grande cilindro guillotina
Anexo 5 – Cuerpo sinfín principal	Anexo 29 – Riel pequeño cilindro guillotina
Anexo 6 – Cuerpo sinfín intermedio	Anexo 30 – Soporte del cuerpo sinfín
Anexo 7 – Cuerpo sinfín final	Anexo 31 – Soporte de teflón parte frontal guillotina
Anexo 8 – Abrazadera de sensores sinfín	Anexo 32 – Soporte de tornillo polea inferior
Anexo 9 – Angulo en L soporte de guas	Anexo 33 – Soporte de tornillo polea superior
Anexo 10 – Angulo en U	Anexo 34 – Soporte del cilindro
Anexo 11 – Compuerta	Anexo 35 – Soporte del reductor con amortiguador
Anexo 12 – Amortiguador reductor	Anexo 36 – Soporte estructura principal
Anexo 13 – Buje del soporte sinfín	Anexo 37 – Teflón base de guillotina
Anexo 14 – Espaciador acero	Anexo 38 – Teflón base
Anexo 15 – Espaciador negro	Anexo 39 – Teflón compuerta
Anexo 16 – Espaciador negro 2	Anexo 40 – Teflón guillotina parte frontal
Anexo 17 – Espaciador negro 3	Anexo 41 – Teflón lateral guillotina
Anexo 18 – Guarda guillotina	Anexo 42 – Teflón lateral
Anexo 19 – Placa en acero sinfín	Anexo 43 – Tornillo pasante de la polea
Anexo 20 – Placa teflón del sinfín	Anexo 44 – Eje de los arcos y abrazadera
Anexo 21 – Platina de las guías del rodamiento	Anexo 45 – Rodamiento guillotina
Anexo 22 – Platina del motorreductor	Anexo 46 – Arco de sensores sinfín
Anexo 23 – Platina soporte cilindro neumático	Anexo 47 – Bloque soporte de cilindro neumático
Anexo 24 – Platina que soporta el reductor	

1. INTRODUCCIÓN

El presente proyecto se desarrollará teniendo en cuenta uno de los procesos y la experiencia adquirida en la Compañía Nacional de Chocolates, la cual es dedicada a la producción de alimentos como: chocolatinas, granolas, chocolate de mesa, mezclas con frutos secos y otros productos.

Así mismo se origina como una posible solución a un problema para la elaboración de un producto nuevo, ya que no se cuenta con una máquina que realice el proceso de corte de producto de fruta, indispensable para la nueva iniciativa.

Para iniciar los ensayos del producto se realizó de una manera manual, para determinar las necesidades y peligros a los que estaban expuestos los operarios durante la producción.

El diseño y construcción del prototipo se realiza teniendo en cuenta las necesidades de los operarios, la facilidad, operatividad, seguridad y los requerimientos de la empresa para satisfacer las exigencias de ambas partes.

Para adelantar el siguiente trabajo se hace necesario investigar acerca de: sistemas de corte, elementos neumáticos, tornillos de potencia, materiales y medidas adecuadas de la posible máquina de acuerdo a las características de la nueva barra comestible, que consiste en un producto o masa de fruta.

De igual manera con este trabajo se busca afianzar los conocimientos adquiridos durante la carrera, poniéndolos en práctica con la generación de soluciones para problemas reales.

Se espera que este diseño y construcción satisfaga la necesidad de operación del equipo, y que se tenga en cuenta para mejorar la productividad de esta nueva línea de la compañía.

2. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

En la Compañía Nacional de Chocolates se requiere automatizar un proceso para la dosificación y corte de fruta en la línea de producción Sollich #2, ya que en el momento se realiza de una manera manual, siendo necesario que el operario por medio de cajones vaya dosificando el producto a los rodillos formadores, representado un riesgo de posible atrapamiento de sus extremidades en estos mismos rodillos para el personal operativo que realiza esta labor, adicionalmente es un proceso que en algunos casos genera retrasos por lo manual de la actividad.

Hasta ahora no se cuenta con una máquina que realice este procedimiento que permita dosificar y cortar el producto de una manera rápida, sencilla y segura; evitando con esto riesgos de posibles atrapamientos al operador y simplificando el proceso.

3. JUSTIFICACIÓN

Se diseñará y construirá una máquina que permita dosificar y cortar el producto de fruta de manera rápida, sencilla y segura para la parte operativa, ya que en el momento la Compañía Nacional de Chocolates no cuenta con dicha máquina que realice esta labor, siendo esto una necesidad de la empresa en mejorar, volver más seguros los procesos e incentivar a la innovación en las técnicas utilizadas para volverlos más eficientes y productivos.

El diseño de la maquina se realizará teniendo en cuenta las necesidades de la empresa y del personal operativo, y su construcción será liderada por la empresa PROTEM S.A bajo la supervisión de nosotros, para garantizar el cumplimiento de los requerimientos presentados en el proyecto.

4. OBJETIVOS

4.1 GENERAL

Diseñar y construir una máquina de dosificación y corte de producto de masa de fruta para la línea de producción Sollich #2, de la Compañía Nacional de Chocolates, con el fin de mejorar los indicadores técnicos y económicos del proceso.

4.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Revisar el proceso actual utilizado para cortar el producto de fruta con el fin de definir oportunidades de mejora en la máquina.
- Iniciar y desarrollar el diseño de una herramienta que facilite este procedimiento, teniendo en cuenta las observaciones expresadas por los operarios y las necesidades de la empresa en la producción de sus productos.
- Construir la máquina para dosificar y cortar la masa de fruta para automatizar el proceso en la línea de producción sollich 2.
- Aprender sobre la elaboración y ejecución de los proyectos de ingeniería.

5. REFERENTES TEÓRICOS

5.1 CONTEXTO HISTÓRICO:

La guillotina fue la máquina utilizada para aplicar la pena capital por decapitación en varios países europeos como Francia, Reino Unido, Bélgica, Suecia, Italia, la antigua República Federal de Alemania y en la antigua República Democrática de Alemania. Aunque esté asociada con la Revolución francesa de 1789, durante la cual se empezó a utilizar en Francia, se utilizó también en otros países europeos.



Figura 1. Guillotina de Alemania. Fuente Badische 2004

5.2 CONTEXTO TECNOLÓGICO:

La guillotina es una máquina de corte que, desde sus inicios el mecanismo de acción o funcionamiento elemental no ha cambiado, pero si ha mejorado en cuestiones de control e impulsión, lo que nos ha dado la pauta para agrupar las guillotinas de acuerdo con el tipo de energía que las impulsa: guillotinas

neumáticas e hidráulicas principalmente, de las cuales daremos ejemplos para poder apreciar sus características propias y diferentes aplicaciones de la industria.

5.2.1 Guillotinas neumáticas:

Las guillotinas neumáticas son aquellas que son impulsadas por aire comprimido y son usadas en procesos que no necesitan alta potencia en el corte ya que el aire es un fluido compresible y esto genera un límite en los sistemas que lo empleen como fuente de potencia, pero que se ocupa de higiene, velocidad y seguridad en los procesos, es por estos que se emplean mucho este tipo de máquinas en la industria alimenticia.



Figura 2. Guillotina neumática. Fuente interempresas

5.2.2 Guillotinas hidráulicas:

Definiremos que un maquina hidráulica es la que emplea para su funcionamiento las propiedades de un fluido incompresible o que se comporta como tal debido a que su densidad en el interior del sistema no sufre variaciones importantes, esto da cabida para que se pueda usar mayor presión en los sistemas y así se puedan realizar trabajos o esfuerzos de mayor exigencia.

Es por ello que las maquinas hidráulicas son empleadas por sectores más robustos o más exigentes en cuestión de potencia y que pueden aceptar las condiciones necesarias para su funcionamiento.



Figura 3. Guillotina hidráulica. Fuente tecnodepunta 2013

5.2.3 Tornillo sinfín

Alimentación por tornillo sin fin MWSC

El sistema de alimentación por tornillo sin fin MWSC ha sido diseñado para altas demandas higiénicas y satisface así las máximas exigencias en cuanto a pureza de producto. El campo de aplicación abarca la dosificación volumétrica precisa, así como la dosificación en sistemas gravimétricos. Además, la alimentación por tornillo sin fin se utiliza para transportar productos en polvo en la industria alimenticia. Dosificación precisa y constante gracias a módulos específicos de producto

El corte óptimo de las salidas permite una dosificación exacta, precisamente adaptada a cada aplicación.

La construcción de fácil mantenimiento permite una buena accesibilidad para los trabajos de conservación y servicio.

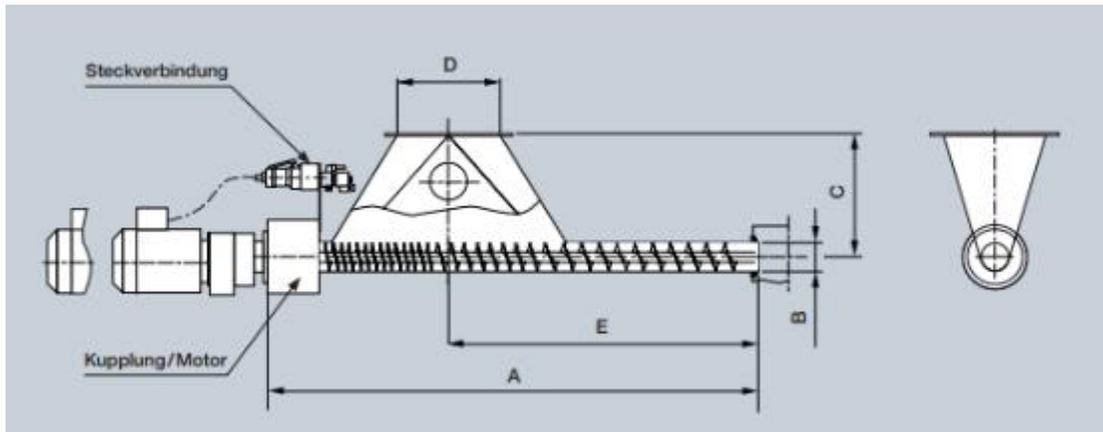


Figura 4. Tornillo Sinfín (Fuente Bühler)

Mecánica de los tornillos de potencia

Un tornillo de potencia es un dispositivo que se utiliza en maquinaria para cambiar el movimiento angular a movimiento lineal y, por lo general, para transmitir potencia. Entre las aplicaciones familiares se incluyen los tornillos de tornos y los tornillos para prensas de banco, prensas de sujeción y gatos.

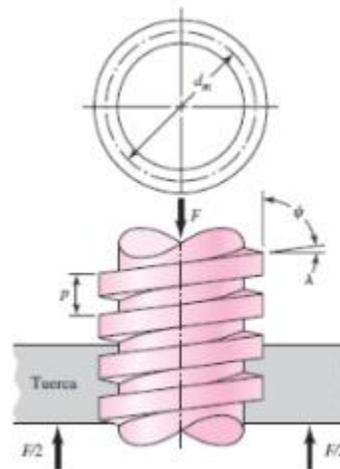


Figura 5. Tornillo de potencia rosca acmé (Fuente Shigley)

5.2.4 Motorreductor

Motorreductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente.

Al emplear reductores o motorreductores se obtiene una serie de beneficios sobre estas otras formas de reducción. Algunos de estos beneficios son:

Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.

Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.

Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.

Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.

Menor tiempo requerido para su instalación.

Para proteger eléctricamente el motor es indispensable colocar en la instalación de todo motorreductor un guarda motor que limite la intensidad y un relé térmico de sobrecarga. Los valores de las corrientes nominales están grabados en las placas de identificación del motor.

5.3 PRODUCTO DE FRUTA:

La pulpa es el producto obtenido por la maceración, trituración o desmenuzado y el tamizado o no de la parte comestible de las frutas frescas, sanas, maduras y limpias.

Es la parte comestible de las frutas o el producto obtenido de la separación de las partes comestibles carnosas de las frutas, mediante procesos tecnológicos adecuados. La pulpa se diferencia del jugo únicamente en su consistencia; las pulpas son más viscosas.

Dados los múltiples beneficios en la salud del ser humano, la fruta se utiliza en gran cantidad de compañías como componente alimenticio en la producción de diferentes elementos.

Se mencionaran algunos aspectos a tener en cuenta frente a la materia prima del producto de fruta:

- La pulpa congelada permite mantener el aroma, el color y el sabor inicial de la fruta.
- Las características nutritivas en el proceso de congelación varían en menor porcentaje con respecto a otros sistemas de conservación.
- Ésta se considera materia prima base de cualquier producto que necesite fruta.
- La congelación permite preservar la fruta por mayor tiempo, incluso hasta un año.
- No se acumulan desperdicios, conservando únicamente la parte útil de las frutas.
- Las pulpas pueden procesarse en las épocas de cosecha para utilizarlas cuando haya poca disponibilidad de frutas.

En este sentido se deben cumplir con todos los requisitos dispuestos en la Resolución Número 3929 del 2 de octubre de 2013 del Ministerio de Salud *“Por la cual se establece el reglamento técnico sobre los requisitos sanitarios que deben cumplir las frutas y las bebidas con adición de jugo (zumo) o pulpa de fruta o concentrados de fruta, clarificados o no, o la mezcla de estos que se procesen, empaquen, transporten, importen y comercialicen en el territorio Nacional”*.

En la empresa específicamente el producto de fruta es utilizado para varios elementos que fábrica la compañía entre ellos la granola, chocolates MontBlanc, y otros elementos comestibles.

El caso de estudio va dirigido a mejorar el proceso de un producto en desarrollo, que consiste en una granola de frutas, donde es necesario hacer el corte de la masa.

Las frutas más utilizadas para este fin y que son objeto de análisis para el diseño de la cortadora son: manzana, albaricoque, mango, fresa, banano y mora.

5.4 MATERIALES DE MAQUINARIA PARA PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS

El Codex Alimentarius en el documento Code of Practice- General Principles of Food Hygiene, establece que todo equipo o utensilio empleado para manipulación de productos alimenticios o en contacto con ellos debe ser de un material que impida la transmisión de sustancias tóxicas, olores o sabores, ser inabsorbente, resistente a las operaciones de limpieza o desinfección y resistente a la corrosión. Las superficies deben ser lisas y estar libres de poros o grietas.

En el caso de la industria alimenticia, el material recomendado es el acero inoxidable, para las superficies que entran en contacto con los alimentos de forma directa. En general los tipos AISI 304 y 316 son más usados. Cuando se necesita hacer soldaduras es preferible el uso de AISI 304, para evitar corrosión intergranular, de forma especial en los procesos de limpieza.

5.4.1 Acero Inoxidable.

El acero inoxidable es una aleación que contienen un 12% de cromo mínimo, en ocasiones se emplean aceros que contienen además del 18 por 100 de cromo y del 8 por 100 de níquel, para mejorar la resistencia a la corrosión, mejorar el auto templado y soldadura. El cromo forma una película delgada y estable en la superficie, la cual queda inerte a posteriores reacciones químicas haciéndolo resistente a la corrosión y muy versátil.

Para seleccionar el acero inoxidable deben tomarse en cuenta los siguientes puntos:

Resistencia a corrosión y oxidación incluso a temperatura elevada.

Características de los procesos de transformación para los que será utilizado.

Resistencia mecánica.

Disponibilidad del acero.

Costo total y de mantenimiento.

Principales Aplicaciones: La facilidad de fabricación y sus excelentes propiedades mecánicas lo hacen un material ideal para fabricar utensilios domésticos, equipo hospitalario y farmacéutico, tanques y tuberías en la industria alimentaria y química. El material en la elaboración y/o producción de los alimentos debe:

Impedir la contaminación de materias primas por la acción de microorganismos.

Prevenir la proliferación de bacterias por medio de la disminución o aumento de la temperatura.

No ser corrosivo en presencia de sustancias alimenticias, lo que garantiza la no toxicidad de las sustancias alimenticias y la conservación de todas las propiedades organolépticas: sabor, olor, color.

Que se empleen medios de lavado y descontaminación prácticos

PROPIEDADES GENERALES DE LOS ACEROS INOXIDABLES					
Tipo	Resistencia A la corrosión	Dureza	Magnéticos	Endurecidos por tratamiento térmico	Solubilidad
Martensíticos	Baja	Alta	SI	SI	Pobre
Ferríticos	Buena	Media baja	SI	NO	Limitada
Austeníticos	Excelente	Alta*	NO**	NO	Excelente

*Adquieren mayor dureza al ser trabajados en frío.

**Adquieren cierto magnetismo al ser trabajados en frío.

Tabla 1. Propiedades de los aceros inoxidables

El acero inoxidable austenítico 304 presenta buena resistencia a la corrosión en atmósfera industrial, en la industria química y atmósferas agresivas. Puede soldarse con facilidad incluso con metales no ferrosos como plomo-estaño y aleaciones en base de plata. Tiene buen desempeño en temperaturas elevadas incluso de 800 a 900° C y buenas propiedades mecánicas.

Composición química (%)	Cr 17-19 Ni 8-11 Mn <2 *Aproximados
Densidad (g/cm³)	8,0
Coefficiente de transferencia térmica (W/m²°C)	16,28
Coefficiente de dilatación	18,2 µm/m °C a 20-100 °C
Temperatura aproximada de servicio	-200 a 300°C

Tabla 2. Especificaciones del acero inoxidable.

5.4.2 Teflón

PTFE Puro (Politetrafluoretileno) comúnmente conocido como teflón es un polímero termoplástico de tetrafluoretileno. Este material no elástico se distingue por una serie de excelentes propiedades:

La superficie es lisa y repelente, lo que resulta especialmente favorable en aquellas aplicaciones en las que se debe evitar la adherencia de sustancias residuales.

Es auto lubricante.

Es fisiológicamente inocuo hasta la temperatura de servicio de +200° C, por lo que es totalmente compatible en la industria alimentaria y en laboratorios.

El coeficiente de fricción es muy bajo (0,04) en comparación con la mayoría de materiales con los que está en contacto.

La fricción dinámica y la fricción estática son casi idénticas.

Las propiedades de aislamiento eléctrico son excepcionalmente buenas. Son casi independientes de la frecuencia y de las influencias ejercidas por la temperatura y por las condiciones meteorológicas. Su resistencia química supera la de todos los elastómeros y de los otros termoplásticos.

Por ello, se da una buena resistencia al hinchamiento en casi todos los medios. Sufre un ligero hinchamiento frente a los hidrocarburos fluorados. En caso de

presiones y temperaturas elevadas, los metales alcalinos líquidos y algunos compuestos fluorados atacan al PTFE. Sin embargo, no tiene tensofisuración y resiste a casi todos los productos agresivos. La gama de aplicación térmica se sitúa entre -200°C hasta $+260^{\circ}\text{C}$ aproximadamente.

Es completamente ininflamable e incombustible. No es afectado por la intemperie ni la exposición al sol. No absorbe humedad.

Aplicación: Dada su gran resistencia química y a su amplio margen de temperatura, su campo de aplicación es extraordinario, sobre todo en industria química, en mecánica fina y en electrotecnia. Ofrece una alta adaptabilidad. Al cumplir con los requisitos de la FDA, su uso es recomendado en la industria alimentaria y laboratorios. En aquellas aplicaciones donde sea necesaria una elasticidad / capacidad de recuperación deberá usarse el PTFE Expandido.

<u>Datos técnicos :</u>	<u>Valor medio:</u>
Color:	blanco cristalino y en capas muy finas se aprecia como azulado translúcido
Densidad	2,13 – 2,18 g/cm ³
Temperatura de trabajo	- 200 / + 260 ° C
Dureza	55 - 60 ° Shore D
Fuerza de tracción	25 - 35 Mpa
Alargamiento	250 – 350 %

Tabla 3. Especificaciones del teflón. (Fuente Artein 2009)

6. METODOLOGÍA DE DISEÑO MECÁNICO.

Con el fin de diseñar y construir una maquina capaz de dosificar y cortar la pulpa de fruta de una manera adecuada y segura, se desarrollará una metodología que cuenta con 5 etapas, las cuales se describen a continuación:

6.1 ETAPA 1. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA ACTUAL.

Una vez obtenida la fruta que proviene de otra empresa, se conserva y refrigera de manera adecuada hasta que sea requerida como materia base o elemento de otro producto.

En el momento de requerirse el producto de fruta, se inicia con el proceso de adecuación de la masa, revolviéndolo con vitaminas en la mezcladora sigma antes de ser dosificada manualmente por los operarios, depositando el producto en cajones plásticos para ser llevados hacia los rodillos formadores; representando para ellos un riesgo en el transporte del producto, movimientos repetitivos y levantamiento de peso constante.

Entre las maquinas por las que se realiza el proceso actual se encuentran las siguientes:

6.1.1 Tolva y Rodillos Formadores: El producto es depositado a la tolva donde es comprimido y formado por los rodillos Web 600 a una temperatura entre 30 y 40 °C para darle el ancho y el alto a la tela.



Figura 6. Tolva para ingresar el producto. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.



Figura 7. Rodillos formadores. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

6.1.2 Túnel de Enfriamiento: La tela pasa a través del túnel de enfriamiento por convección de aire, donde se le rebaja la temperatura a 10°C para facilitar el proceso de corte.



Figura 8. Túnel de enfriamiento. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.



Figura 9. Salida del túnel. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

6.1.3 Cortadora Longitudinal: El producto es cortado longitudinalmente en tiras de 40 mm dándole el ancho definitivo al producto y separándolo para facilitar el corte transversal.



Figura 10. Cortadora longitudinal. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.



Figura 11. Corte. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

6.1.4 Cortadora Transversal: Se corta el producto de una longitud de 120 mm para ser empacada.



Figura 12. Corte transversal. Fuente Compañía Nacional de Chocolates.

Una vez se indagó a los operarios de las necesidades y dificultades para la producción de este comestible, así como del presupuesto y la necesidad de la empresa, se comenzó con el diseño de la cortadora de masa de frutas que cumpliera con los requerimientos de ambas partes.

El Diseño permite determinar condiciones, características y dimensiones para conocer esquemáticamente un proceso con el objetivo de tener una idea sólida del mismo.

Al diseñar una herramienta es necesario conocer el proceso productivo, el tipo de producto, la materia prima a utilizar, dimensiones y condiciones para su almacenamiento.

El diseño debe proporcionar las mejores condiciones de operatividad, adaptándose a las condiciones ambientales y físicas, se tienen varias restricciones y limitaciones según las necesidades de la empresa:

La capacidad mínima de producción debe ser de 375 kg/h.

El motor seleccionado debe ser eléctrico, 440 V.

Se toma en cuenta la variedad de frutas a cortar, tiempo, volúmenes, presión y calor necesario, cumpliendo establemente con las condiciones de corte.

Con esta información se podrá determinar:

Dimensiones de equipos

Material de construcción

Requerimientos en planta

6.2 ETAPA 2. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS.

Se quiere construir una máquina capaz de dosificar el producto continuamente y que lo vaya cortando por partes, para luego entregarlo a los rodillos formadores.

A continuación, se van a describir los parámetros de operación de toda la línea según la descripción dada en la etapa 1 y de la cual hace parte, la máquina cortadora de fruta.

- Velocidad de salida de fruta de la máquina: será variable para aumentar la velocidad del equipo en caso de ser necesario y facilitar el escalamiento del producto durante los ensayos; esta tendrá un comando que permite variar la velocidad de avance del sinfín y el número de cortes de la guillotina.



Figura 13. Panel de operación de la máquina.

- El mezclado de la masa de fruta se realiza en la mezcladora sigma a una temperatura de 30°C, para garantizar las propiedades del producto y que no haya un choque térmico significativo cuando ingresen a los rodillos formadores.
- Los rodillos formadores deben estar a velocidad de 6m/min para el formado del producto y a una temperatura de 30° C para evitar que la tela se adhiera a los rodillos formadores y con esto garantizar la calidad e inocuidad del producto.
- Luego es transportado por la banda a una velocidad de 3m/min e ingresa al túnel de enfriamiento que se encuentra a una temperatura de 10° C, la velocidad de la banda es para garantizar la permanencia del producto durante 9 minutos y así lograr que el producto se enfríe y pueda ser cortado longitudinal como transversal.
- El producto es cortado longitudinalmente en tiras de 140 mm dándole el ancho definitivo y a la vez siendo guiado a través de la mesa de separación para ser entregado a la cortadora transversal.
- Se corta el producto de una longitud de 120 mm, donde se realiza un control de calidad (largo, anchó y peso) para ser empacado por unidad.

- **Tamaño de la máquina:** Las dimensiones de donde se partió para el diseño y construcción de la máquina, corresponden al espacio con el que se contaba en la planta. Lo que fue una gran limitante para la capacidad que se necesitaba, por lo tanto, fue necesario fabricar 4 cajones de capacidad de 100 kg cada uno para garantizar la producción continua y la eficiencia en la línea, de esta manera evitar tiempos muertos por falta de producto.
- **Forma de transmitir potencia:** Se define fabricar un tornillo de potencia que será accionado por un motorreductor para realizar el empuje o dosificado del producto, para luego ser cortado e ingresado a los rodillos formadores. Se escoge este sistema para controlar de una manera precisa el avance y la posición del sin fin.
- **Volumen de almacenamiento de pulpa para dosificación:** El volumen de almacenamiento de la pulpa se realizará en 4 cajones fabricados con capacidad de 100 kg cada uno, para garantizar el rendimiento de la línea.
- **Rendimiento:** Se determina la cantidad de fruta que debe ingresar a la cortadora para obtener de ella un promedio de 375 Kg/hora pulpa, en función de su rendimiento:

$$\text{rendimiento} = \frac{\text{Cantidad de producto obtenido}}{\text{Cantidad de masa que ingresa}} \times 100$$

$$\text{rendimiento} = \frac{375}{400} \times 100 = 93,75\%$$

Esto debido a que el reproceso que deja el corte correspondería al 6,25% restante.

Por tal razón la cortadora a diseñar debe cumplir con la necesidad de la empresa de ingresar 400Kg/h para se produzcan los 375Kg/h de producto de fruta.

- **Estructura de soporte principal:** Analizaríamos la estructura cuadrada y las patas serian 4 reacciones, después analizamos uno de los lados como una viga con soporte en los extremos, para esto calculamos el peso a soportar y lo

colocamos como una carga distribuida, se analizan los esfuerzos máximos normales y cortante y se igualan a teoría de cortante máximo a carga estática, donde se calcula las dimensiones de la pieza, pero toca investigar las dimensiones de tubos cuadrados disponibles y el material de estos.

Esta estructura tendrá forma cuadrada, será la encargada de soportar todo el peso de la dosificadora de masa, para esto se seleccionaron unas dimensiones de 1,98 m x 1,98 m y tendrá como soporte 4 barras verticales de 1,4 m de largo, ver figura 13.



Figura 14. Forma de la estructura de soporte principal de la dosificadora de pulpa. Fuente: Propia.

- Peso a soportar por la estructura (w):

$$m_{total} = m_{dosificadora} + m_{lamina} + m_{tubos}$$

$$m_{total} = 193 \text{ kg} + 5 \text{ kg} + 2 \text{ Kg} = 200 \text{ kg}$$

$$W = m * g = (200\text{kg}) * \left(9,81 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}\right) = 1962 \text{ N}$$

Esta carga estará soportada por la estructura, la cual está compuesta por una lámina cuadrada en la parte superior y cuatro tubos cuadrados de forma horizontal, en su centro estará ubicado todo el peso a soportar y este a su vez soportado por los cuatros paraleles verticales que la conectan al piso, ver figura 15.

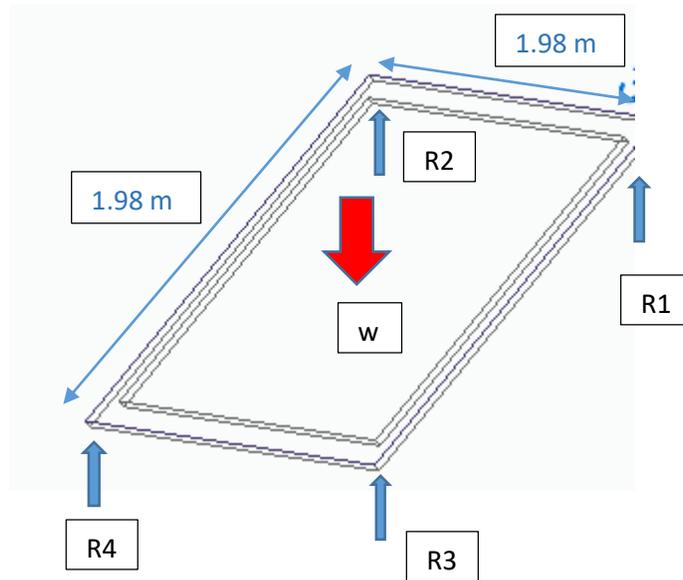


Figura 15. Distribución de cargas en la estructura.
Fuente: Propia.

- Estructura de soporte secundaria: Para soportar el tornillo sin fin, la guillotina y la parte del compactador de fruta, fue necesario diseñar una estructura, esta se diseñó con tubos cuadrados de acero inoxidable de 75 x 75 mm. Esta estará compuesta por dos partes una A y otra B.

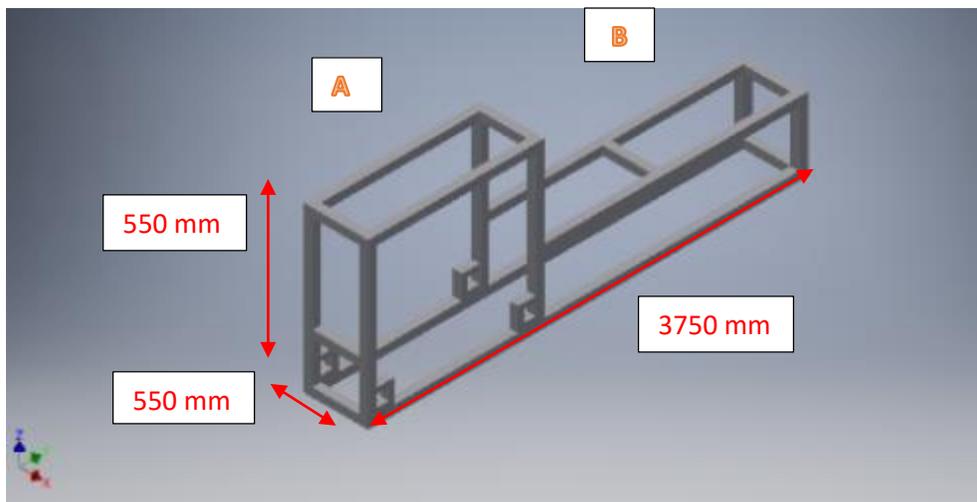


Figura 16. Diseño estructura secundaria.
Fuente: Propia.

La longitud total de la estructura será de 3750 mm, 550 mm de ancho y 550 mm de alto, esta será la encargada de soportar el peso de la pulpa de 416 kg en la parte A, que sería en Newton:

$$W_A = (416 \text{ Kg}) * \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 4080,96 \text{ N}$$

El peso a soportar por la parte B de la estructura será: el peso del motor 12 kg y del tornillo de potencia 8 kg, esto en Newton será:

$$W_{B1} = (12 \text{ Kg}) * \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 117,72 \text{ N}$$

$$W_{B2} = (8 \text{ Kg}) * \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 78,48 \text{ N}$$

6.3 ETAPA 3. DISEÑO.

6.3.1 Partes de la máquina

Con base en los parámetros se realiza un diseño inicial en INVETOR, que cuenta con todos los elementos necesarios para su funcionamiento los cuales se describen a continuación:

6.3.1.1 Estructura principal

La estructura principal se diseñó en acero estructural inoxidable compuesta por cuatro PTS de 100 x 100 mm cada uno, que se realizó con formón de rectángulo, con unas dimensiones de 1980 x 1970 mm para garantizar un buen apoyo de la máquina.

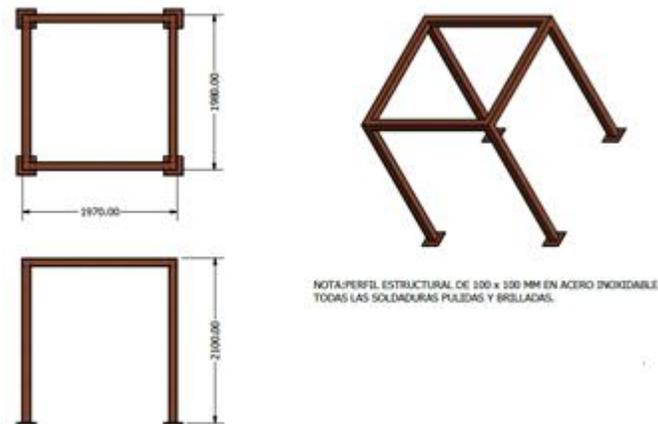


Figura 17. Isométrico del soporte principal en INVENTOR. Fuente propia

6.3.1.2 Estructura Secundaria

Para soportar el tornillo sin fin, la guillotina y la parte del compactador de fruta, fue necesario diseñar una estructura, esta se diseñó con tubos cuadrados de acero inoxidable de 75 x 75 mm. Esta estará compuesta por dos partes una A y otra B.

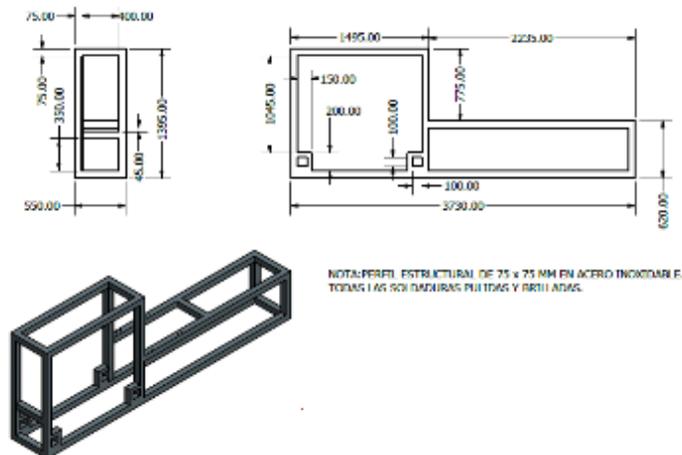


Figura 18. Isométrico del soporte secundario en INVENTOR. Fuente propia

6.3.1.3 Tornillo de Potencia

El tornillo de potencia es utilizado para empujar el producto hasta la guillotina, consta de una rosca acmé y un tubo de 3 pulgadas donde está sujeta la tuerca hecha en prolon, (material plástico de ingeniería) para disminuir el desgaste entre

el tornillo y la tuerca, el cual genera un desplazamiento lineal para transmitirlo a la masa de fruta para ser cortada, lo anterior con el fin de generar el movimiento del tornillo se le acopla a un moto- reductor de 1,5 KW y entrega 88 RPM.



Figura 19. Isométrico del tornillo sinfín en INVENTOR. Fuente propia

6.3.1.4 Guillotina para corte

Guillotina fabricada por la empresa Bühler especialista en cuchillas de corte, que se usará para el fraccionado del producto y será accionada por dos cilindros neumáticos marca Festo referencia DSBC-63-500-PPVAN3 que cumplen con el recorrido requerido para que la máquina realice un corte limpio y completo.

Se podrá programar el número de cortes que se requiera, dependiendo de la referencia a producir y las necesidades de la empresa con un rango de operación de cero hasta cien cortes.

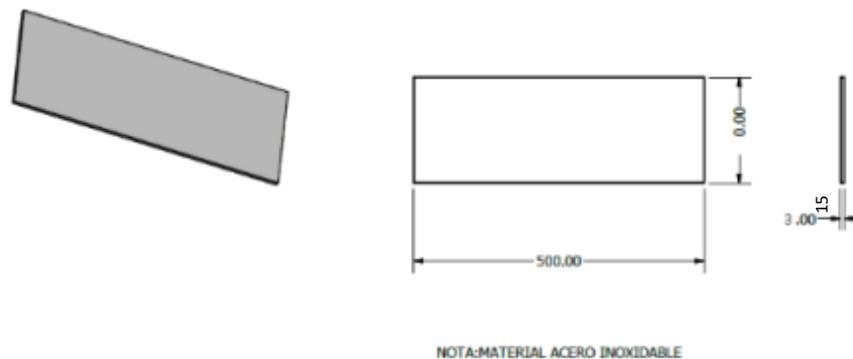


Figura 20. Isométrico de guillotina en INVENTOR. Fuente propia

6.3.1.5 Cajón de Producto

Cajón con capacidad de 100 kg para almacenamiento de la masa de fruta, recubierto con láminas de teflón para evitar que el producto se adhiera a las paredes cuando es empujado por el tornillo de potencia.

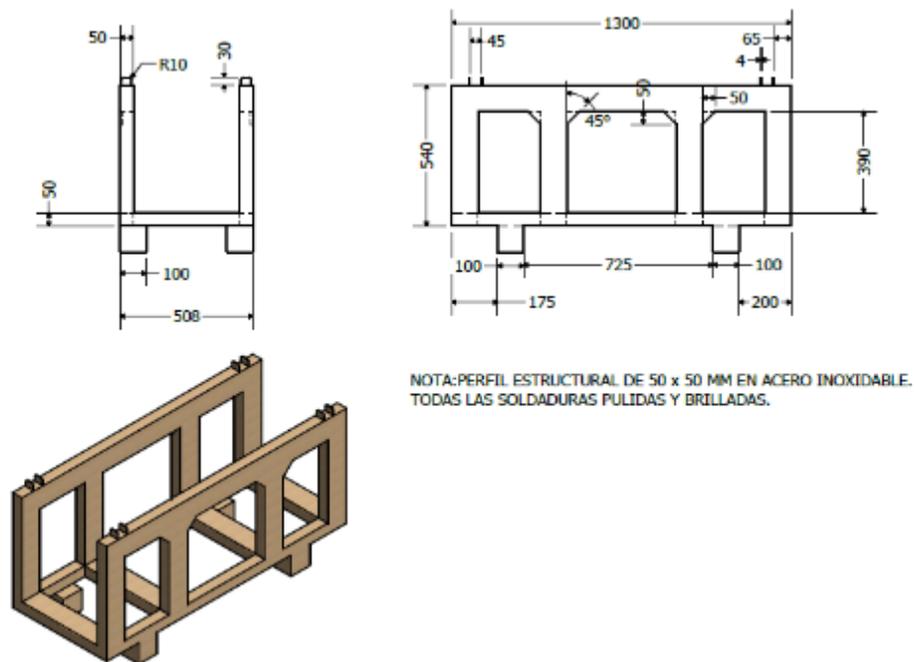


Figura 21. Isométrico del cajón en INVENTOR. Fuente propia

6.3.2 Cálculos de diseño

Con el fin de realizar los cálculos de diseño apropiados para la construcción de la máquina, se toman en cuenta los parámetros mencionados anteriormente y se ejecutan las siguientes operaciones:

6.3.2.1 Análisis estático de la estructura

Se realizará la suma de fuerzas verticales y horizontales (es decir ejes X y Y) que debe soportar la estructura de acuerdo a los parámetros establecidos.

Sumatoria de fuerzas en X

$$\sum F_x = 0$$

Sumatoria de fuerzas en Y

$$\sum Fy = R1 + R2 + R3 + R4 - 1962 N = 0$$

Como la estructura es cuadrada y los soportes están ubicados simétricamente cada reacción tendrá un valor:

$$0 = 4 * R - 1962 N$$

$$R = \frac{1962 N}{4} = 490,5 N$$

Según lo anterior, cada uno de los apoyos soporta una carga de 490,5 N

- **Análisis de los tubos cuadrados horizontales de L*L**

Para realizar el análisis de estos elementos, se tomarán como vigas horizontales con soportes en los extremos sometidos a la siguiente carga distribuida, ver figura 22.

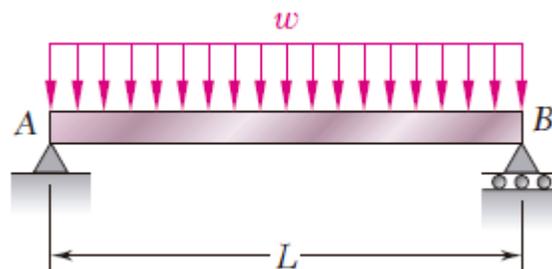


Figura 22. Viga con carga distribuida.
 Fuente: (Beer, 2009).

Entonces la carga distribuida será:

$$C_{distribuida} = \frac{W}{A}$$

Donde:

$C_{distribuida}$ = carga distribuida sobre la estructura

W= peso a soportar

A= área que soporta el peso, donde L será el ancho porque el largo está definido.

Los tubos que soportaran la carga tendrán dimensiones $L * 1,98 \text{ m}$, entonces el área será:

$$A = 4 \text{ tubos} * L * 1,98\text{m} = 7,92L$$

Y por lo tanto la carga distribuida será.

$$C_{distribuida} = \frac{1962 \text{ N}}{7,92 * L} = \frac{247,7272}{L}$$

Entonces cada tubo tendrá que soportar una carga de $247,7272 \text{ N/m}$.

- Para el análisis de la viga utilizamos el programa MDSOLID 3.5 el cual nos entrega los diagramas de fuerzas cortante y momento flector.

La viga tendrá dimensiones de $1,98 \text{ m}$ de largo y L de ancho, además estará soportada en sus extremos y sometida a una carga distribuida de $247,7272 \text{ N/m}$, ver figura 23 y 24.

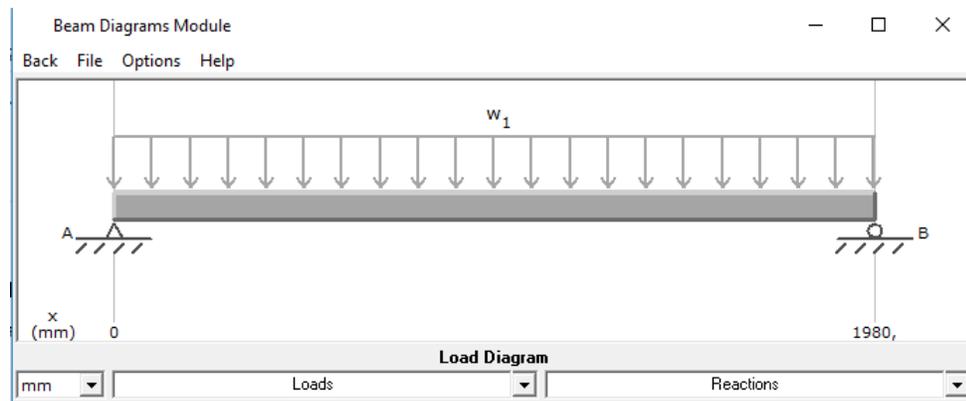


Figura 23. Viga con carga distribuida.
Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).

Las reacciones en Y tendrá un valor de $245,25 \text{ N}$ cada una.

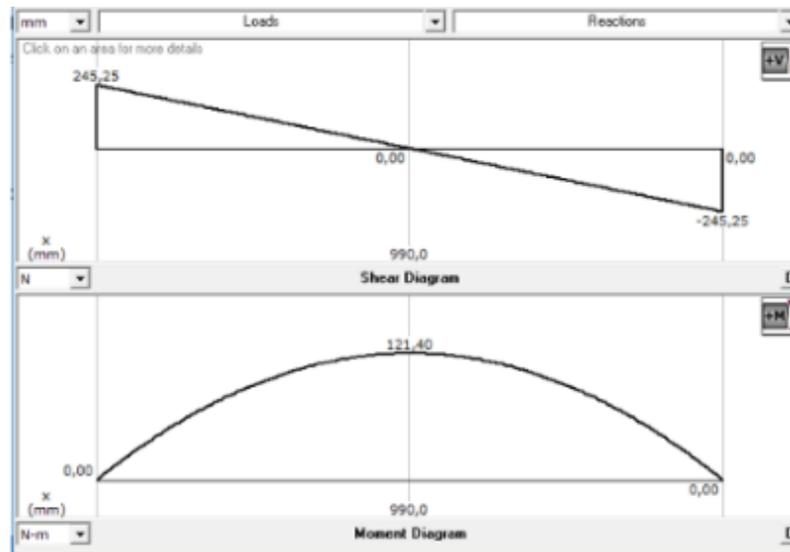


Figura 24. Diagramas de fuerza cortante y momento flector. Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).

La fuerza cortante $V=245,25$ N y el momento flector máximo es 121,40 N.m y ocurre en toda la mitad de la viga, ver figura 25.

- **Los esfuerzos a los que estará sometida la viga serán los siguientes:**

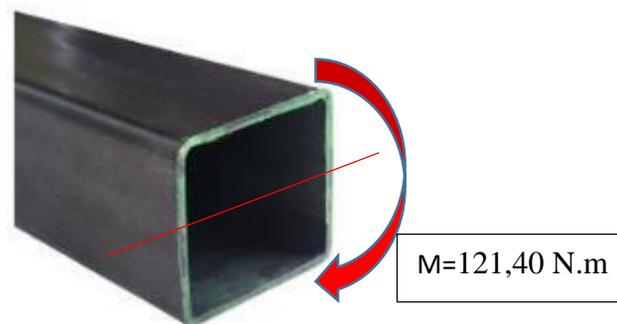


Figura 25. Momento flector en la viga.
Fuente: Propia.

En el libro de diseño de elementos de máquinas de Robert Mott, aparecen tablas de las diferentes dimensiones de tubos cuadrados y rectangulares comercialmente disponibles, el momento de inercia será:

Para el cálculo, se toma como partida una tubería de 2 in ancho por 2 in alto y 0,5 in de espesor; hechos en acero 1020, el cual tiene las siguientes propiedades:

$S_y = 207 \text{ Mpa}$

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

$$I = \frac{1}{12} * (4) * (4^3) - \frac{1}{12} * (3) * (3^3) = 21,33 - 6,75 = 14,58 \text{ in}^4$$

Esto se debe pasar a metros cuadrados:

$$14,58 \text{ in}^4 * \frac{(0,0254 \text{ m})^4}{1 \text{ in}^4} = 6,068654185 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Entonces el esfuerzo normal por flexión sera:

$$\sigma_{\text{norma de flexion}} = \frac{M * C}{I}$$

M= momento flector

C= distancia desde el eje neutro hasta el punto de análisis

I= momento de inercia del elemento

$$\sigma_{\text{norma de flexion}} = \frac{\left(121,40 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right) * (2 \text{ in}) * \left(\frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ in}}\right)}{6,068654185 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 1,016 \text{ Mpa}$$

La teoría de diseño a carga estática utilizada será de cortante máximo por ser más conservadora:

$$\tau_{\text{max}} \leq \frac{0,5S_y}{N}$$

N=factor de seguridad

S_y = resistencia de fluencia del material

El cortante máximo según la fórmula del círculo de Mohr es:

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

σ_x = esfuerzo normal en la dirección axial

σ_y = esfuerzo normal en la dirección Y

τ_{xy} = cortante máximo

Pero:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{1,016 \text{ Mpa}}{2} = 0,508 \text{ Mpa}$$

Entonces N será:

$$N = \frac{0,5S_y}{\tau_{max}} = \frac{(0,5) * (207 \text{ Mpa})}{0,508 \text{ Mpa}} = 20,3$$

Como se puede apreciar se puede tomar dimensiones menores del tubo del que se hará la x.

- Los cálculos se vuelven a realizar, pero con tubos de 2 x 2 x 0,25 in.

Los resultados serán los siguientes:

$$I = 0,9081 \text{ in}^4 = 3,779901634 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\sigma_{\text{norma de flexion}} = 8,1570 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{Max}} = 4,078 \text{ Mpa}$$

$$N = 2,5$$

Con esta tubería el factor de diseño es aceptable.

- **Calculo de la estructura A**

La estructura A soportara una carga de 4080,96 N, la cual está ubicada de la siguiente forma:

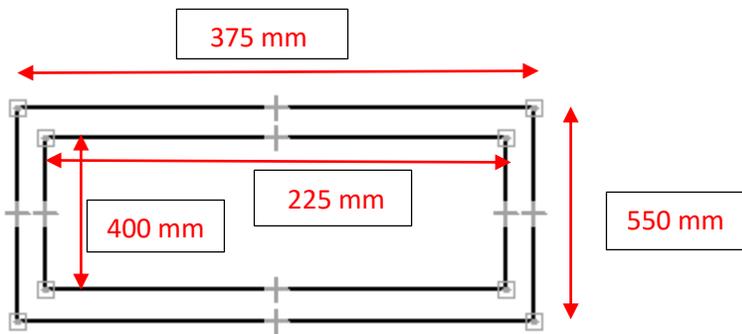


Figura 26. Dimensiones parte A de la estructura
Fuente: Propia.

El volumen del compactador será:

$$V_{compactador} = A * L * H = (400) * (225) * (400) = 36000000 \text{ mm}^3 \cong 0,036 \text{ m}^3$$

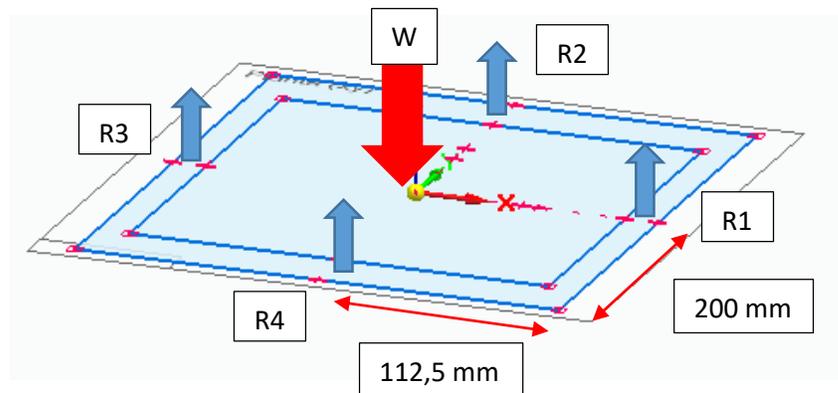


Figura 27. Análisis de fuerzas.
Fuente: Propia.

Sumatoria de fuerzas en X

$$\sum F_x = 0$$

Sumatoria de fuerzas en Y

$$\sum F_y = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 - 4080,96 \text{ N} = 0$$

Como la estructura es rectangular y los soportes están ubicados simétricamente dos reacciones serán iguales $R_2=R_4$ y $R_1=R_3$, cada reacción tendrá un valor:

$$\sum M_3 = 0 = R_2 * 0,15 + R_4 * 0,15 + R_1 * 0,3 - 4080,96 N * 0,15 m$$

Entonces:

$$0 = R_2 + R_1 = 2040,48 N$$

$$4080,96 N = 2 * R_1 + 2 * R_2$$

Toca asumir que las 4 reacciones sean iguales, porque el sistema tendrá infinitas soluciones:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = \frac{4080,96 N}{4} = 1020,23 N$$

En este sistema resultaran 2 vigas, una de 40 cm y otra de 22,5 cm:

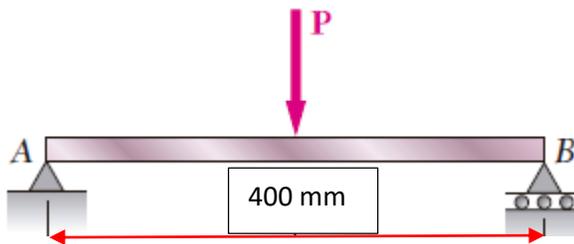


Figura 28. Viga transversal de la estructura
Fuente: Propia.

La viga tendrá dimensiones de 0,4 m de largo y 0,075 m de ancho, además estará soportada en sus extremos y sometida a una carga puntual de 1020,23 N, ver figura 29 y 30.

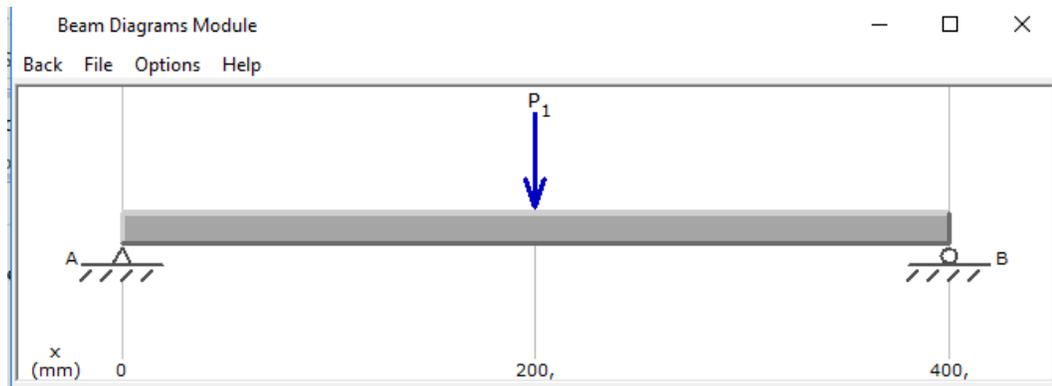


Figura 29. Viga transversal de la estructura
 Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).

Las reacciones en Y tendrá un valor de 510,12 N cada una.

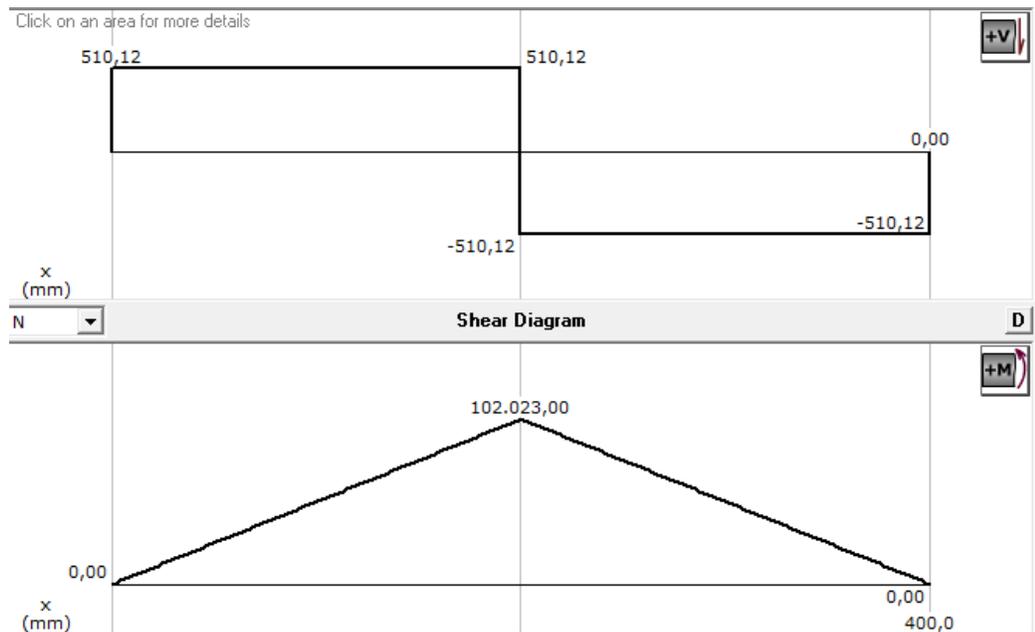


Figura 30. Diagrama de fuerza cortante y momento flector.
 Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).

La fuerza cortante $V=510,12$ N y el momento flector máximo es 102,023 N.m y ocurre en toda la mitad de la viga, ver figura 31.

- Los esfuerzos a los que estará sometida la viga serán los siguientes:

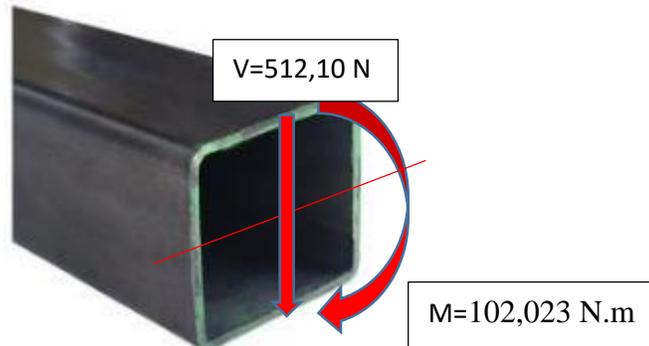


Figura 31. Momento flector en la viga y fuerza cortante.
 Fuente: Propia.

Los tubos son cuadrados en aceros inoxidables de 75 mm x 75 mm, por lo tanto el momento de inercia será:

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

$$I = \frac{1}{12} * (75) * (75^3) - \frac{1}{12} * (70) * (70^3) = 2636718,75 - 2000833,33 = 635885,4176 \text{ mm}^4 \cong 6,3588 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Entonces el esfuerzo normal por flexión sera:

$$\sigma_{\text{norma de flexion}} = \frac{M * C}{I}$$

$$\sigma_{\text{norma de flexion}} = \frac{\left(102,023 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right) * (0,0375 \text{ m})}{6,3588 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 6,02 \text{ Mpa}$$

La teoría de diseño a carga estática utilizada será de cortante máximo por ser más conservadora:

$$\tau_{\text{max}} \leq \frac{0,5S_y}{N}$$

N=factor de seguridad

S_y= resistencia de fluencia en este caso acero inoxidable 304 S_y= 68 Mpa

El cortante máximo según la fórmula del círculo de Mohr es:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

σ_x = esfuerzo normal en la dirección axial

σ_y = esfuerzo normal en la dirección Y

τ_{xy} = cortante máximo

Pero:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{6,02 \text{ Mpa}}{2} = 3,01 \text{ Mpa}$$

Entonces N será:

$$N = \frac{0,5S_y}{\tau_{max}} = \frac{(0,5) * (68 \text{ Mpa})}{3,01 \text{ Mpa}} = 11,29 \text{ ok}$$

N=11,29

Con esta tubería el factor de diseño es aceptable.

Para la viga horizontal, se puede menos preciar su análisis, porque su longitud es más corta pero la carga sigue siendo la misma.

- **Cálculo de la estructura B**

Para esta parte de la estructura, el análisis es más sencillo porque el peso está ubicado en dos puntos fijos ósea en los travesaños de la estructura, ver figura 32.

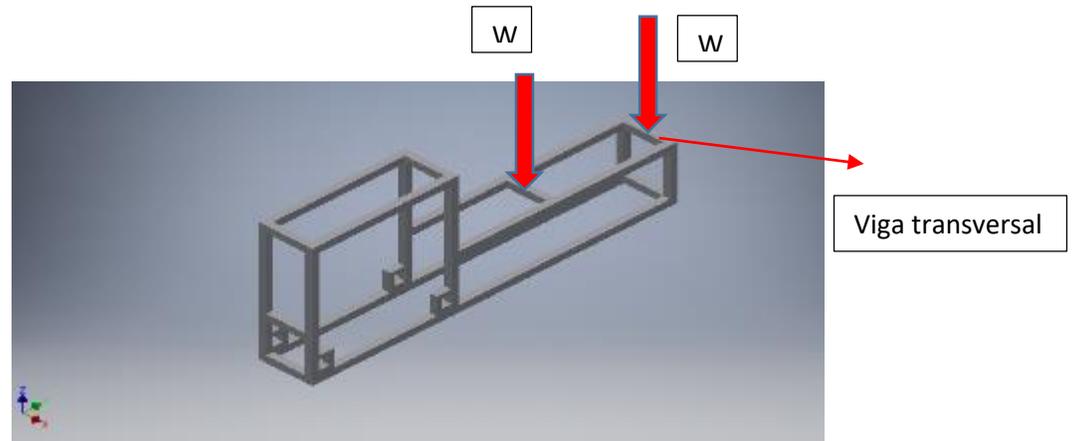


Figura 32. Estructura secundaria.
Fuente: Propia.

La viga quedara cargada de la siguiente forma:

$$w = m * g = (12 \text{ Kg}) * \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 117,72 \text{ N}$$

La carga distribuida en la viga transversal será:

$$\frac{117,72 \text{ N}}{0,1 \text{ m}} = 1177,2 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

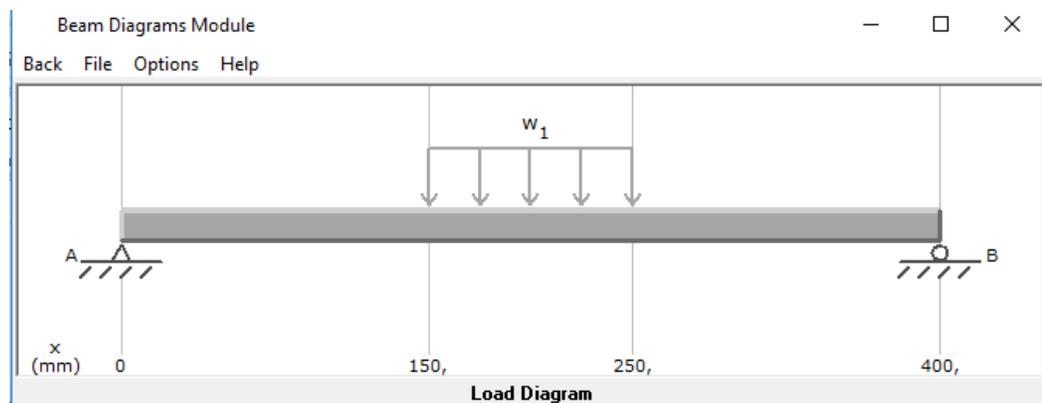


Figura 33. Carga distribuida en la viga transversal
Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).

Las reacciones de los soportes será de 58,89 N cada una y los diagramas de fuerza cortante y momento flector serán:

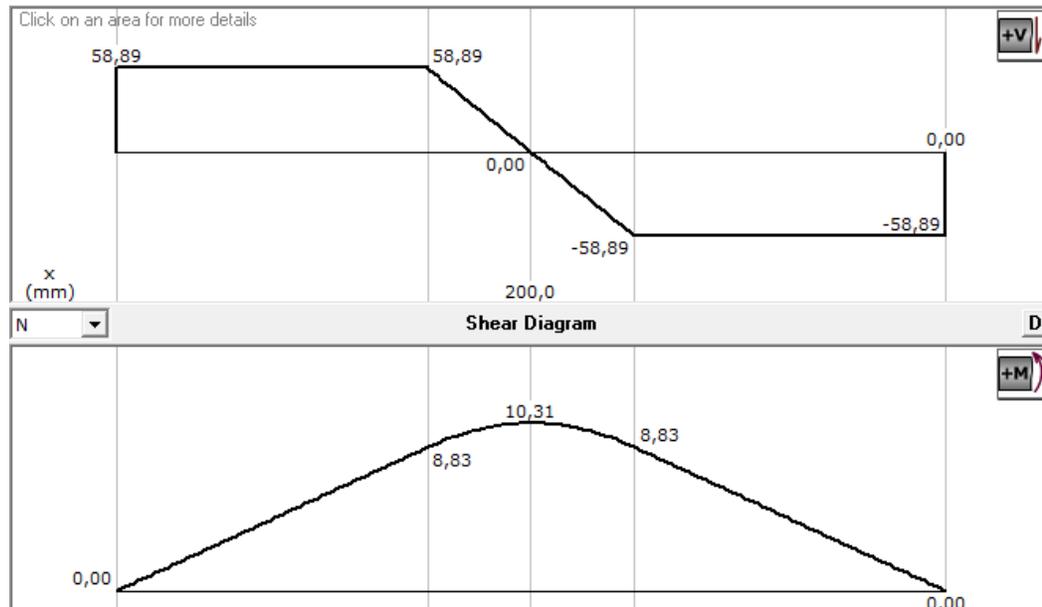


Figura 34. Diagramas de fuerza cortante y momento flector
Fuente: (MDSOLID3.5, 2017).

La fuerza cortante $V=58,89$ N en el punto de 0 a 150 y de 250 a 400 mm, el momento flector máximo es de 10,31 N.m y ocurre en toda la mitad de la viga.

- Los esfuerzos a los que estará sometida la viga serán los siguientes:

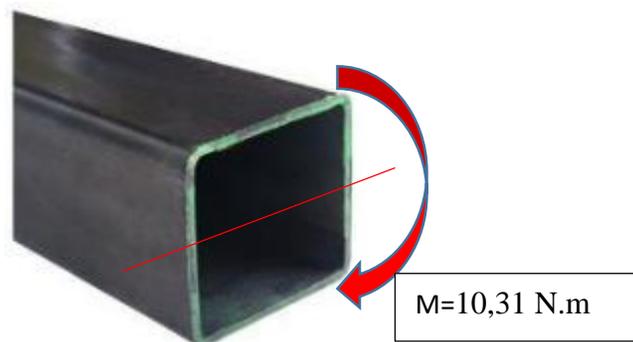


Figura 35. Momento flector en la viga y fuerza cortante.
Fuente: Propia.

Los tubos son cuadrados en aceros inoxidables de 75 mm x 75 mm, por lo tanto el momento de inercia será:

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

$$I = \frac{1}{12} * (75) * (75^3) - \frac{1}{12} * (70) * (70^3) = 2636718,75 - 2000833,33 = 635885,4176 \text{ mm}^4 \cong 6,3588 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Entonces el esfuerzo normal por flexión sera:

$$\sigma_{\text{norma de flexion}} = \frac{M * C}{I}$$

$$\sigma_{\text{norma de flexion}} = \frac{\left(10,31 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right) * (0,0375 \text{ m})}{6,3588 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 608 \text{ kpa}$$

La teoría de diseño a carga estática utilizada será de cortante máximo por ser más conservadora:

$$\tau_{\text{max}} \leq \frac{0,5S_y}{N}$$

N=factor de seguridad

S_y= resistencia de fluencia en este caso acero inoxidable 304 S_y= 68 Mpa

El cortante máximo según la fórmula del círculo de Mohr es:

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

σ_x= esfuerzo normal en la dirección axial

σ_y= esfuerzo normal en la dirección Y

τ_{xy}= cortante máximo

Pero:

$$\tau_{\text{max}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{608 \text{ kpa}}{2} = 304 \text{ kpa}$$

Entonces N será:

$$N = \frac{0,5S_y}{\tau_{\text{max}}} = \frac{(0,5) * (68 \text{ Mpa})}{608 \text{ kpa}} = 55,92 \text{ ok}$$

N=55,92. Con esta tubería el factor de diseño es más que aceptable.

- **Cajón recubierto en láminas de teflón**

Cajón en acero inoxidable recubierto en láminas de teflón para evitar que el producto se adhiera a las paredes internas con una longitud de 1300 mm y un ancho de 508 mm que garantice 100 kg por bache y se fabricaron 4 en total para que se procesen los 375 kg por hora que requiere el equipo.

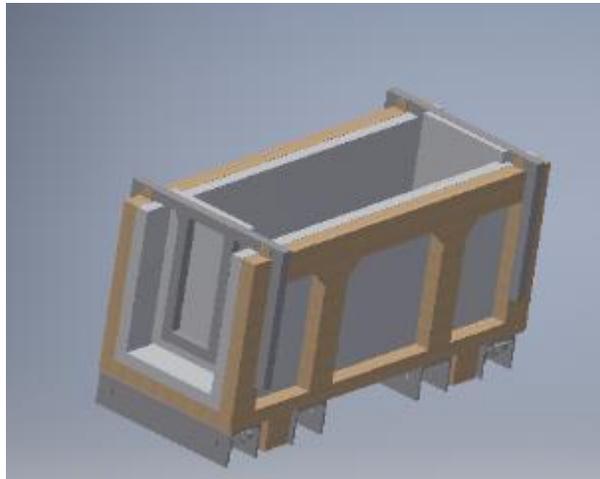


Figura 36. Diseño cajón acero inoxidable. Fuente propia.

6.3.2.2 Cálculos de diseño del sistema de transmisión mecánico

Para el sistema de transmisión de potencia se utiliza un sistema mecánico, conformado por dos cilindros neumáticos y un tornillo de potencia. El tornillo de potencia es utilizado para empujar el producto hasta la guillotina para ser cortado, para generar el movimiento del tornillo se le acoplara un moto- reductor de 1,5 KW y entrega 88 RPM y relación 1/20 ver tabla 4.

ELEMENTO	REFERENCIA	CANTIDAD
Moto-reductor SEW	SA57DRS90M4 P1,5 eje hueco 35mm	1
Cilindro neumático Guillotina	DSBC-63-500-PPVAN3	2
Rodamiento	6204 2RS	4

Tabla 4. Características del moto-reductor. Fuente: Propia.

La longitud del tornillo se elige teniendo en cuenta el empuje necesario para este producto, el cual fue de 1,46 metros y su diámetro depende de la fuerza transmitida, ver figura 37.

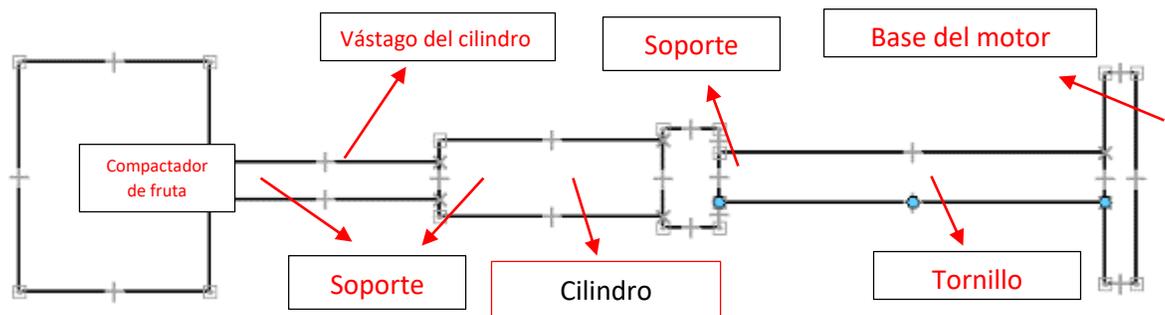


Figura 37. Diagrama del sistema dosificador de pulpa.
 Fuente: Propia.

Las dimensiones del sistema serán las siguientes:

Longitud del tornillo = 142 cm

Longitud del cilindro = 39,5 cm

Longitud del vástago = 156 cm

Longitud del compactador = 37,5 cm

Diámetro del cilindro = 4 in

Diámetro del Vástago = 3 in

Diámetro del tornillo = 13 cm

Los soportes están hechos de lámina de 9 cm de ancho por 1,5 cm de espesor.

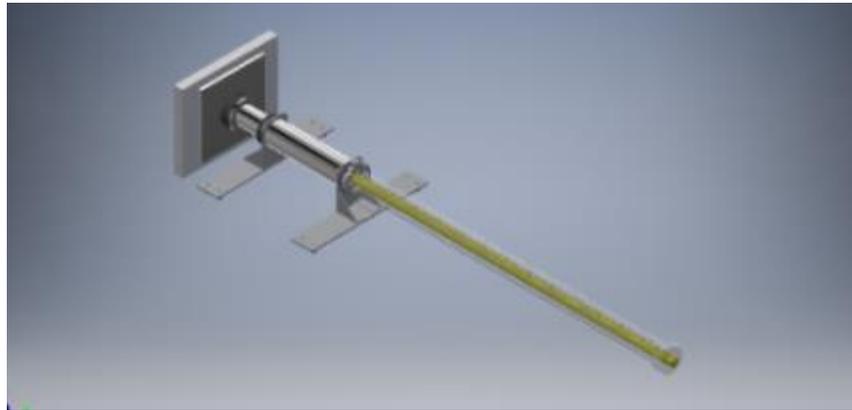
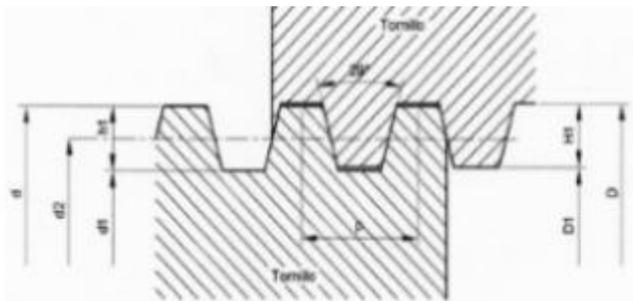


Figura 38. Imagen digital del tornillo de potencia diseñado. Fuente propia.

Para el tornillo, se escogió una rosca acmé con un diámetro de 1 ½ pulgadas o 38,1 mm de 4 hilos por pulgada, con un paso de rosca de 6,535 mm, diámetro de paso de 34,925 mm, diámetro menor de 31,750 mm y área de esfuerzo a tracción de 872,901 mm², ver tabla 5.



Diámetro mayor (in)	Diámetro mayor (mm)	Hilos por pulgada	Paso de rosca (mm)	Diámetro de paso (mm)	Diámetro menor (mm)	Área de esfuerzo a tracción (mm ²)
3/16	6,350	16	1,587	5,963	4,775	30,605
5/32	7,937	14	1,818	7,036	6,121	34,183
3/8	9,525	12	2,032	8,058	7,117	40,677
7/16	11,178	12	2,032	10,058	8,902	70,968
1/2	12,700	10	2,540	11,030	10,160	91,633
5/8	15,875	8	3,175	14,300	12,700	143,326
3/4	19,050	6	4,127	18,923	15,875	199,354
7/8	22,225	6	4,127	20,447	17,983	295,164
1	25,400	5	5,080	22,860	20,320	366,854
1 1/8	28,575	5	5,080	26,035	23,495	481,836
1 1/4	31,750	5	5,080	29,210	26,670	612,902
1 3/8	34,925	4	6,350	31,750	29,675	714,837
1 1/2	38,100	4	6,350	34,925	31,750	872,901
1 3/4	41,275	4	6,350	38,100	34,925	1,058,447
2	50,800	4	6,350	47,625	44,450	1,664,512
2 1/4	57,150	3	8,038	52,308	48,692	2,027,030
2 1/2	63,500	3	8,038	58,258	55,042	2,505,336
2 3/4	69,850	3	8,038	65,828	61,792	3,007,080
3	76,200	2	12,700	69,850	63,500	3,638,636
3 1/2	89,150	2	12,700	82,950	76,200	4,698,377
4	101,600	2	12,700	96,250	90,000	5,628,436
4 1/2	114,300	2	12,700	107,950	103,600	6,624,528
5	127,000	2	12,700	120,650	114,300	7,698,588

Tabla 5. Tipos de roscas Acme
Fuente: (Mott, 2006)

El torque transmitido por el tornillo será:

$$P = T * w$$

P= potencia

T= torque transmitido

W= velocidad angular

$$T = \frac{1,5 \text{ KW}}{88 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{rad}}{\text{rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}} = \frac{1500 \text{ w}}{9,2151 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 162,77 \text{ N.m}$$

El torque aplicado por el tornillo a la masa de fruta será de 162,77 N.M

- **Análisis de torque y fuerza en un tornillo de potencia**

La fuerza aplicada por el tornillo será la siguiente:

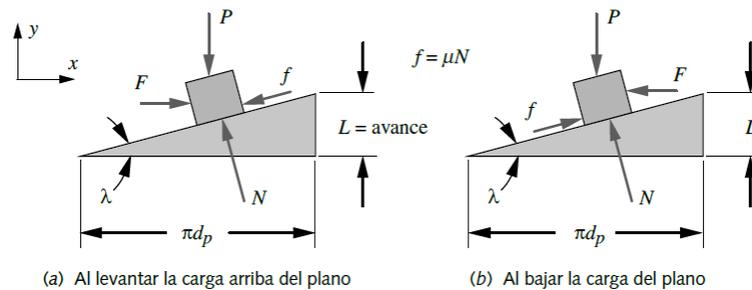


Figura 39. Análisis de fuerza en un tornillo de potencia. Fuente: (Mott, 2006).

El ángulo de avance (φ) será:

$$\text{Tg } \lambda = \frac{L}{\pi * d_p}$$

Para el caso de acercamiento se suman las fuerzas en X y Y:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$0 = F - f \cos \lambda = F - f \cos \lambda - N \text{sen} \lambda - N \text{sen} \lambda$$

Como:

$$f = \mu * N$$

Entonces:

$$0 = F - \mu * N \cos \lambda - N \sin \lambda$$

$$F = N(\mu \cos \lambda - \sin \lambda)$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$0 = N \cos \lambda - f \sin \lambda - P$$

Como:

$$f = \mu * N$$

$$0 = N \cos \lambda - \mu * N \sin \lambda - P$$

$$N = \frac{P}{\cos \lambda - \mu \sin \lambda}$$

Donde μ coeficiente de fricción entre la tuerca y el tornillo, P carga a mover; luego se combinan estas ecuaciones para obtener la fuerza en el tornillo:

$$F = P_{carga} * \frac{\mu \cos \lambda + \sin \lambda}{\cos \lambda - \mu \sin \lambda}$$

El torque requerido para mover o desplazar la carga será:

$$T_{desplazar} = F * r_p = F * \frac{dp}{2}$$

$$T_{desplazar} = \frac{P dp}{2} \left[\frac{\mu \cos \lambda + \sin \lambda}{\cos \lambda - \mu \sin \lambda} \right]$$

Ahora en función del avance.

$$T_{desplazar} = \frac{P dp}{2} \left[\frac{\mu \pi dp - L}{\pi dp - \mu L} \right]$$

Pero existe otro elemento que contribuye con el torque, el collarín de empuje el cual aumenta la fricción y se debe sumar:

$$T_c = \mu c * Pcarga * \frac{dc}{2}$$

Donde dc es el diámetro medio del collarín de empuje, entonces el torque total será:

$$T_{total} = T_{desplazar} + T_c$$

Cálculo del torque para acercar la carga:

$$T_{acercar} = \frac{Pdp}{2} * \left[\frac{\mu * \pi * dp - L}{\pi dp + \mu L} \right] + \mu c * Pcarga * \frac{dc}{2}$$

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas			Cuerdas finas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Tabla 6. Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO. Fuente: (Mott, 2006).

- Para el hierro dúctil Grado 60:

$$St=414 \text{ Mpa}$$

$S_y = 276 \text{ Mpa}$
 $E = 152 \text{ Gpa}$
 % de elongación: 18 %

- El coeficiente de fricción del hierro para trabajar con hierro (tuerca) y el del rodamiento es:

μ húmedo = 0,05
 μ seco = 0,15 - 0,2
 μ Rodamiento = 0,02

- Carga a mover o desplazar

$$P_x = 46 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 451,26 \text{ N}$$

- Fuerza aplicada al tornillo.

$$F_x = (451,6 \text{ N}) * \frac{(0,15)\cos 1.8 + \text{sen} 1.8}{\cos 1.8 - (0,15)\text{sen} 1.8}$$

$$F_x = 82,32 \text{ N}$$

- Torque de avance

$$T_{\text{desplazar}} = \frac{(P)(dp)}{2} \left[\frac{\mu \pi dp - L}{dp - \mu L} \pi \right]$$

$$T_{\text{rodamiento}} = \mu c * P_{\text{carga}} * \frac{dc}{2}$$

Y para ISO:

$$dp = d - 0,649519p$$

$$dr = d - 1,299038p$$

Entonces:

$$dp = 8 \text{ mm} - 0,649519(1,25 \text{ mm}) = 7,1881 \text{ mm} \cong 7,1881 \text{ E} - 3$$

Y el avance será:

$$Tg \lambda = \frac{Lx}{\pi * dp}$$

$$Lx = Tg \lambda * \pi * dp$$

$$Lx = Tg 1,8 * \pi * 7,1881 \text{ mm} = 0,7096 \text{ mm} \cong 7,096E - 4$$

$$T_{desplazar} = \frac{(19,6 \text{ N})(0,0071881)}{2} \times \left[\frac{(0,15) * \pi * 0,0071881 - 0,0007096}{\pi * 0,0071881 - (0,15)(0,0007096)} \right]$$

$$T_{desplazar} = 8,40 \times 10^{-2} \text{ N.m}$$

$$T_{rodamiento} = (0,02) * 19,6 \text{ N} * \frac{0,00635}{2}$$

$$T_{rodamiento} = 1,24 \times 10^{-2} \text{ N.m}$$

$$T_{total} = 8,40 \times 10^{-2} \text{ N.m} + 1,24 \times 10^{-2} \text{ N.m}$$

$$T_{total} = 9,64 \times 10^{-2}$$

$$T_{acercar} = \frac{(19,6)(0,0071881)}{2} * \left[\frac{(0,15) * \pi * (0,0071881) - 0,0007096}{\pi(0,0071881) + (0,15)(0,0007096)} \right]$$

$$+(0,02)(19,6 \text{ N}) * \left(\frac{0,00635}{2} \right)$$

$$T_{acercar} = 9,56 \times 10^{-2} \text{ N.m}$$

El esfuerzo en el tornillo será:

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

$$\sigma_t = \frac{3,57 \text{ N}}{3,661 \times 10^{-5}} = 97,51 \text{ Kpa}$$

- Factor de seguridad

$$N = \frac{S_y}{\sigma_t} = \frac{276 \text{ Mpa}}{97,51 \text{ Kpa}} = 2,83 \text{ OK}$$

- El Esfuerzo cortante en el tornillo y la rosca es el mismo porque $w_i = w_o$

$$A_s = \pi * (6,47mm) * (0,50) * (1,25mm) = 12,7035mm^2 \cong 1,27 \times 10^{-5} m^2$$

$$\tau = \frac{3,57N}{0,0000127 m^2} = 0,28 Mpa$$

$$N = \frac{0,5S_y}{\tau} = \frac{0,5 * 276Mpa}{0,28 Mpa} = 0,00049 ok$$

6.3.3 Análisis de resultados de diseño:

- De acuerdo al peso que la estructura principal debe soportar, que corresponde a 1962 N según se aprecia en los parámetros definidos, la reacción de los 4 apoyos (patas de la estructura) debe ser de 490,5 N para cada uno, y de esta manera cargar adecuadamente los elementos definidos.
- En la estructura principal los elementos horizontales se analizaron como vigas con carga distribuida, los cuales presentan la fuerza cortante y el momento flector máximo en toda la mitad del elemento, estos valores corresponden a 245,25 N y 121,41 N.m respectivamente. Lo anterior se da por las características de la carga, al ser distribuida uniformemente, por las dimensiones de la viga que son iguales en toda su longitud, y el tipo de apoyo en el que se soporta.
- Para las dimensiones de la tubería en los apoyos de la estructura principal se utilizaron dos opciones, primero se toman las medidas de 2 x 2 x 0,5 in, que arroja un cortante máximo de 0,508 Mpa y por tanto un factor de seguridad de 20,3 siendo este valor alto; dado que el factor de seguridad debe estar en un rango de 1,25 y 4 según Mott dependiendo el tipo de carga y la confiabilidad de los datos de diseño, por esta razón se pueden tomar otras dimensiones. Como segunda opción se toman las medidas de 2 x 2 x 0,25 in, de donde se obtiene un cortante máximo de 4,078 Mpa y factor de seguridad de 2,5 el cual según Mott para los factores entre 2 y 2,5 se debe tener para diseños de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño, por tanto, cumple y se considera un factor de diseño aceptable. Observación: Este último rango se suele emplear constantemente en los problemas de diseño
- Para la estructura secundaria en su parte anterior que fue denominada como parte A, se tiene una carga puntual de 4080,96 N, por tanto, las cuatro reacciones soportan 1020,23 N cada una, con una fuerza cortante de 510,12 N y

momento flector máximo de 102,023 N.m. El cortante máximo teniendo en cuenta la fórmula de Mohr es de 3,01 Mpa y el factor de seguridad de 11,29 cumpliendo con el rango.

- En la parte posterior estructura B se presenta una carga distribuida, pero en el centro en las dos vigas transversales, las reacciones en los soportes corresponden a 58,89 N y por tener este tipo de carga la fuerza cortante se da entre los puntos 0 - 150mm y 250 - 400mm y el momento flector máximo se da en todo el centro de la viga con un valor de 10,31 N.m. El cortante máximo es 304 KPa y por tanto el factor de seguridad arroja un 55,92 valor muy aceptable.
- Para el tornillo de potencia se escogió una rosca acmé. ya que son más eficientes por que requieren menor par torsional para mover la carga. Diámetro tornillo de 1 ½ pulgadas o 38,1 mm de 4 hilos por pulgada, con un paso de rosca de 6,535 mm, diámetro de paso de 34,925 mm, diámetro menor de 31,750 mm y área de esfuerzo a tracción de 872,901 mm².
- Se seleccionó un motor 1.5 KW de 88 rpm, lo cual garantizará un torque de 162,77 N.M suficiente para desplazar la masa de fruta hacia la guillotina.
- Para el análisis de fuerza del tornillo se realiza una sumatoria de fuerzas teniendo en cuenta el ángulo de avance por las características de la rosca, ya que es necesario descomponer las cargas, todo con el fin de encontrar el torque requerido que teniendo en cuenta el collarin de empuje se obtiene un torque total de $9,64 \times 10^{-2}$. Finalmente se encuentra el factor de seguridad de 2,83 que según el análisis realizado cumple.
- Se utilizó el método de análisis de esfuerzos sobre el tornillo para determinar el área que corresponde al diámetro menor para esfuerzos de tensión o de compresión.

- Para garantizar el buen funcionamiento de la guillotina se seleccionaron los cilindros DSBC-63-500-PPVAN3 marca Festo, con el recorrido necesario para cortar la masa de fruta y garantizar una presión de trabajo de 4 bar, y de esta manera evitar que se frenen los cilindros durante el corte; igualmente los cilindros además cuentan con las siguientes características:

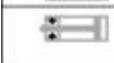
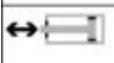
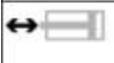
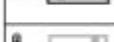
Variantes incluidas en los conjuntos modulares		
Símbolo	Características	Descripción
	Q Vástago cuadrado	Seguridad torsional. Para alimentación de piezas en posiciones definidas.
	C Unidad de bloqueo	Unidad de bloqueo integrada en el vástago.
	E1/E2/ E3 Con bloqueo de la posición final	Bloqueo de la posición final mediante enganche mecánico para evitar la caída de la pieza. En caso de una caída de presión, el cilindro queda apisonado en la posición final.
	L Baja fricción	<ul style="list-style-type: none"> • Presión de arranque: alta • Dinámica: muy rápida • Resistencia: baja resistencia al movimiento, efecto stick-slip muy fuerte Ejemplo de aplicación: tensor de cintas • Apto para aplicaciones que requieren un movimiento dinámico • Eficiente con velocidades superiores a 50 mm/s
	U Movimiento lento y constante	<ul style="list-style-type: none"> • Presión de arranque: baja • Dinámica: lenta y constante • Resistencia: fuerte resistencia al movimiento, efecto stick-slip reducido Ejemplo de aplicación: movimiento de avance lento • Apropiado para movimientos lentos con velocidad constante a lo largo de la cámara
	L1 Baja fricción para aplicaciones de equilibrado	<ul style="list-style-type: none"> • Presión de arranque: baja • Dinámica: de lenta a rápida, constante • Resistencia: baja, constante en el movimiento Ejemplo de aplicación: equilibrado de masas, sin histéresis, compensador • Resistencia reducida y constante, independiente de la presión de trabajo • Los movimientos de subida y bajada, así como los movimientos lentos-rápidos, requieren siempre una fuerza homogénea y reducida
	T Vástago doble	Para accionamiento en ambos lados. Fuerzas idénticas al avanzar y al retroceder. Para montaje de topes exteriores.
Variantes incluidas en los conjuntos modulares		
Símbolo	Características	Descripción
	R3 Alto nivel de protección contra la corrosión	Todas las superficies exteriores de los cilindros corresponden a la clase de resistencia a la corrosión 3 según norma de Festo 940 070. El vástago es de acero inoxidable resistente a los ácidos
	T1 Juntas termoresistentes	Margen de temperatura 0 ... +120 °C
	T3 Baja temperatura	Margen de temperatura -40 ... +80 °C
	T4 Juntas termoresistentes	Margen de temperatura 0 ... +150 °C
	A1 Variante con rascador	Resistencia elevada a las agresiones químicas: Para una vida útil más larga, p. ej. al utilizar refrigerantes
	A2 Variante con rascador	Rascador rígido: El cilindro cuenta con un vástago cromado duro y con un rascador rígido como protección contra medios secos, polvorientos y viscosos
	A3 Variante con rascador	Funcionamiento sin engrase: Los procesos de limpieza eliminan la grasa del vástago. Una junta especial del vástago permite, al funcionar sin lubricación, una vida útil superior que con las juntas estándar
	A6 Variante con rascador	Rascador metálico: El cilindro está dotado de un vástago cromado duro y un rascador metálico que elimina las partículas duras adheridas al vástago (p.ej. salpicaduras de soldadura). Por ejemplo, en equipos de soldadura
	..E Prolongación de vástago	-
	..L Prolongación de la rosca del vástago	-

Tabla 7. Características cilindros neumáticos Festo.

6.4 ETAPA 4. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

Todas las partes de la máquina fueron fabricadas en el taller de la empresa PROTEM SA., para posteriormente ser ensamblada en la Compañía Nacional de Chocolates por personal técnico, y así mismo ir corrigiendo detalles de su fabricación y posibles errores de diseño.

6.4.1 Ensamble de la Máquina

El proceso de ensamble se describe a continuación:

- Se instaló inicialmente la estructura principal de la máquina anclada con pernos de anclaje, donde va apoyada la estructura secundaria y los otros subconjuntos del equipo que comprende el tornillo de potencia y la guillotina.



Figura 40. Imagen real de la estructura principal anclada al piso con pernos. Fuente propia

- Luego se ensambló el tornillo de potencia, fijando el motorreductor a su base, acoplando el tornillo al motor y el soporte de tubería de 4 pulgadas con la tuerca en prolon en el otro extremo que asegura el tubo de 3 pulgadas concéntrico con el de 4 pulgadas, para fijarlo a la estructura secundaria.

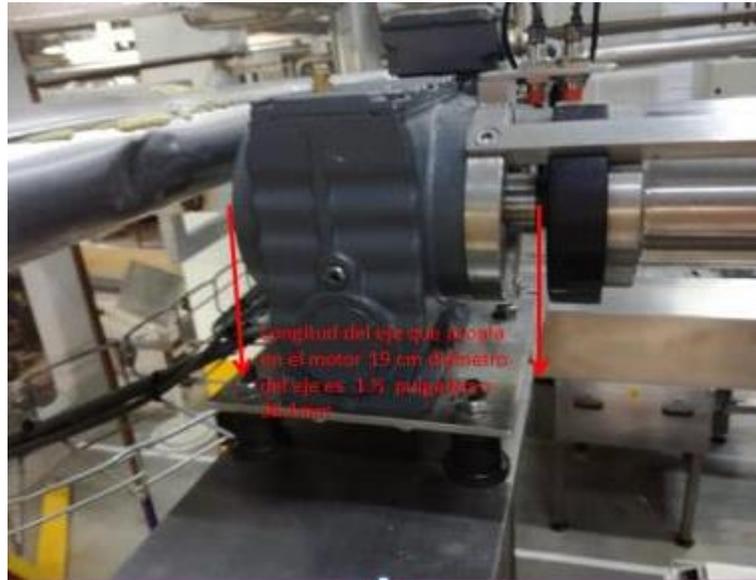


Figura 41. Imagen real motorreductor acoplado con el tornillo de potencia. Fuente propia

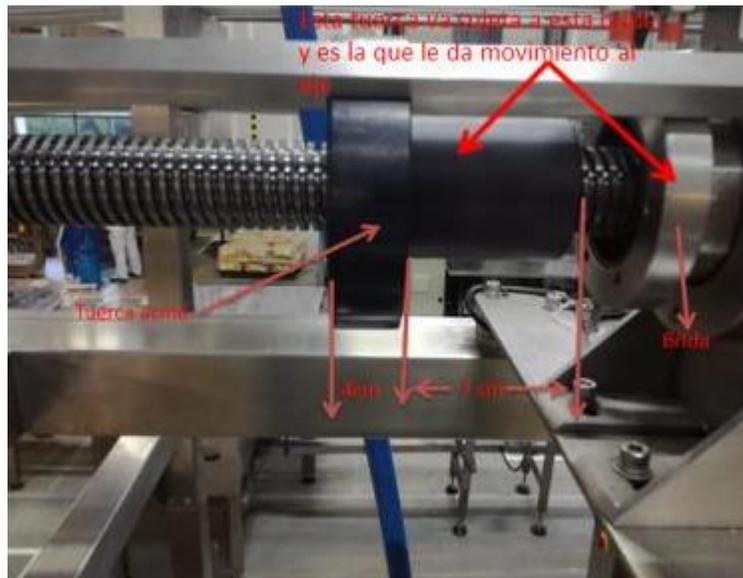


Figura 42. Imagen real tuerca acmé acoplada a tubo de 3 pulgadas. Fuente propia

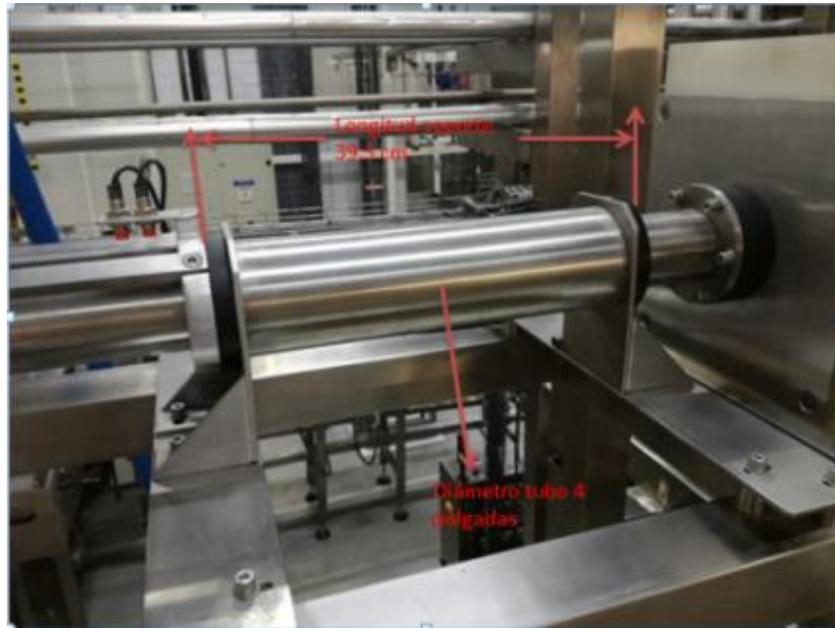


Figura 43. Imagen real Soporte de 4 pulgadas de diámetro concéntrico con el tubo de 3 pulgadas. Fuente propia



Figura 44. Imagen real Soporte de 4 pulgadas de diámetro concéntrico con el tubo de 3 pulgadas. Fuente propia

- Se instalaron los cilindros neumáticos y el sistema de rieles por donde deslizan los rodamientos y el marco donde va sujeta la cuchilla de corte. Por último, se fijó la cuchilla de corte al mecanismo.



Figura 45. Imagen real del sistema de corte guillotina. Fuente propia

- Se instaló el sistema neumático que comprende la válvula 5/2 vías, la unidad reguladora de presión de aire para el control de los cilindros neumáticos y todas las conexiones con manguera Festo de 8 mm.



Figura 46. Imagen real electroválvula de 5/2 vías. Fuente propia



Figura 47. Imagen real unidad reguladora. Fuente propia

6.5 ETAPA 5. ENSAYO DE LA MÁQUINA Y PUESTA A PUNTO

Se realizaron varios ensayos en el equipo, los cuales arrojaron buenos resultados en cuanto al funcionamiento, propiedades del producto, rendimiento, seguridad y facilidad, logrando con esto los objetivos trazados desde el inicio del proyecto.

A continuación, se presenta el registro fotográfico del funcionamiento de la máquina durante el ensayo inicial:



Figura 48. Imagen real de dosificadora y cortadora de masa de fruta instalada. Fuente CNCH.



Figura 49. Imagen real de dosificadora y cortadora de masa de fruta. Fuente CNCH

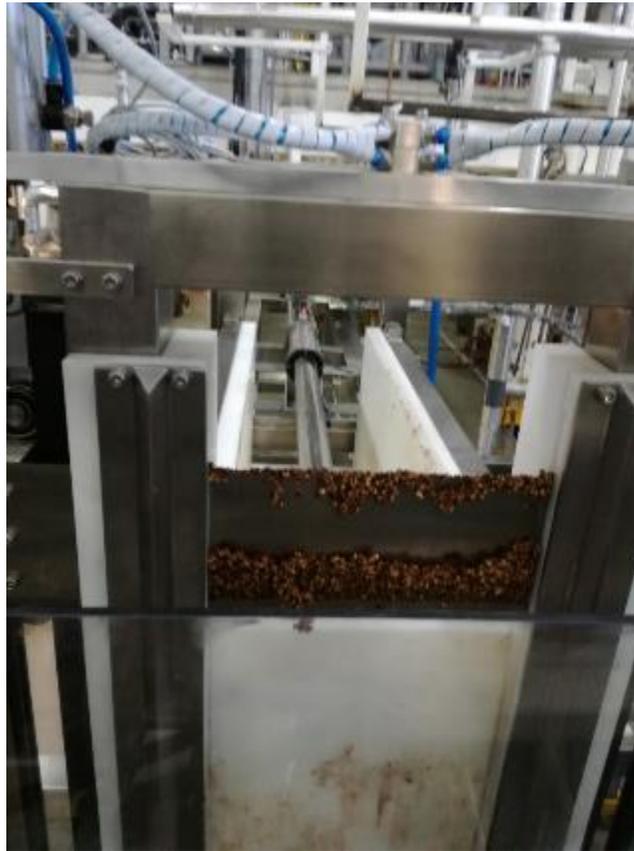


Figura 50. Imagen real de dosificadora y cortadora de masa de fruta. Guillotina. Fuente CNCH.



Figura 51. Imagen real de dosificadora y cortadora de masa de fruta. Fuente CNCH.



Figura 52. Cajón en estructura inoxidable y con recubrimiento en teflón para evitar que el producto se quede pegado en las paredes. Con capacidad para 100 kg de producto. Fuente CNCH.



Figura 53. Mezclado de la masa de fruta, para luego depositarlo en el cajón. Fuente CNCH.



Figura 54. Producto depositado en el cajón para luego llevarlo hacia la dosificadora y cortadora de masa de fruta (capacidad 100kg). Fuente CNCH.



Figura 55. Cajón con producto instalado sobre la estructura secundaria para empezar con el proceso de dosificado y corte. Fuente CNCH.



Figura 56. Sistema de empuje de masa de fruta llevando el producto hacia la guillotina para ser cortado, se observa el buen funcionamiento del tornillo y que el producto no se está quedando adherido a las paredes del cajón.



Figura 57. Guillotina neumática cortando el producto y siendo dosificado a los rodillos formadores para luego moldear la tela. Fuente CNCH.



Figura 58. Tela formada después de pasar por los rodillos, entrando a túnel de enfriamiento.

Fuente CNCH.



Figura 59. Tolva y rodillos formadores. Fuente CNCH.



Figura 60. Producto cortado longitudinal y transversal para luego ser empacado. Fuente CNCH.



Figura 61. Dosificador y guillotina terminando el ciclo de dosificado y corte, se observa un buen desempeño de ambos mecanismos como se puede apreciar en la foto. Fuente CNCH.

Después del primer ensayo de la máquina, se observa buen comportamiento en los diferentes sistemas mecánicos que la componen; Tornillo de potencia, en los cajones de almacenamiento del producto, ya que se observa que la masa de fruta no se está quedando adherida a las paredes y en el corte de la guillotina que está haciendo un corte fino, sin arrancamiento del producto.

El ensayo del equipo se realizó en producción continua durante ocho días seguidos, después de terminada la producción se revisaron los diferentes elementos mecánicos para encontrar desgaste o desajustes en el equipo, no se encontró ninguno.

Se determina realizar una lubricación mensual y un mantenimiento anual a la máquina que incluye cambio de elementos que presenten desgaste y cambio de rodamientos.

7. CONCLUSIONES

- Fue necesario construir 4 cajones para la masa de fruta con capacidad de 100kg cada uno, para garantizar la producción continua de la máquina y teniendo en cuenta el desperdicio del producto que equivale a un 7%, teniendo con esto una eficiencia del 93%.
- Su diseño y construcción permitió llevar a cabo de forma adecuada el proceso de dosificación y corte de la masa de fruta de una manera automática y segura para el personal operativo de la planta, garantizando la capacidad de 375 kg/h necesarios para la operación del equipo. Logrando con esto el objetivo propuesto desde que se comenzó con el diseño y la construcción de la máquina.
- Para facilitar y verificar que la estructura donde apoya la máquina cumpliera con las especificaciones técnicas, se analizó con el programa MDSOLID 3.5, con el fin de determinar los esfuerzos cortantes y momento flector de la estructura.
- Se diseñó un sistema mecánico, conformado por un cilindro neumático y un tornillo de potencia. El tornillo de potencia es utilizado para empujar el producto hasta la guillotina para ser cortado, para generar el movimiento del tornillo se le acopló un moto- reductor de 1,5 KW y entrega 88 RPM con relación 1/20. Para cumplir con las necesidades y requerimientos de la empresa y los operadores.
- La guillotina que se usará para el corte del producto será accionada por dos cilindros neumáticos, para garantizar la inocuidad del producto que tendrá un corte constante o dependiendo de las necesidades del proceso y la velocidad requerida por la empresa.

- Este tipo de proyectos son muy importantes para afianzar los conocimientos adquiridos alrededor de la carrera y específicamente en materias como resistencia de materiales y diseño mecánico.
- Se logró con el diseño y posterior construcción de la máquina, solucionar un problema real para la producción de un producto garantizando la seguridad de las personas y la inocuidad del producto.
- Es muy importante mencionar que con el trabajo realizado se desarrolla un proyecto básico de ingeniería, donde se asumieron varios conceptos y que de igual forma es necesario tener mayores conocimientos en ingeniería de diseño para afinar aspectos técnicos.
- Después de indagar lo que se necesitaba para el proceso y las necesidades de la empresa se logró diseñar una propuesta para la satisfacción de ambas partes.
- Luego de realizar este diseño, se logra entender acerca de la complejidad para realizar una máquina, partiendo solo desde una idea y a la vez atendiendo la necesidad de las personas, tanto para la operación, cómo para seguridad de los mismos.
- Los proyectos de ingeniería no solo se basan en el diseño o construcción de un elemento, sino que se deben tener en cuenta todos los factores que generan la necesidad; en este caso las dificultades para dosificar el producto manualmente, los rendimientos poco efectivos para la empresa y la innovación como herramienta para el desarrollo.
- Se garantiza la confiabilidad del equipo con la previa realización de la memoria de cálculo y los ensayos que se realizaron una vez construida la máquina.

8. RECOMENDACIONES

Conocer las condiciones de trabajo y sugerencias de quienes operan la maquinaria y en este caso manipulan, empacan y organizan alimentos es de suma importancia para buscar la manera adecuada de optimizar procesos y generar mejores condiciones de trabajo y beneficios para la empresa.

En el momento de generar diseños mecánicos nuevos, es recomendable realizar un estudio adecuado de las necesidades de producción, para cumplir con los requerimientos de la empresa, de esta manera seleccionar los elementos adecuados y las dimensiones suficientes.

Una vez se ensamble esta máquina, se le debe realizar una lubricación completa y luego de esto se debe realizar la lubricación periódica.

Se debe realizar la inspección visual semanal, verificar que no existan piezas flojas, averiadas, ni se presenten fugas. Lubricación mensual del tornillo y guías de desplazamiento.

Realizar una programación de mantenimiento anual de la máquina.

9. BIBLIOGRAFÍA

SHIGLEY. Diseño en ingeniería mecánica. Octava Edición. 2008

BEER, FERDINAND. Mecánica de materiales. Editorial Mc Graw Hill. Bogotá. 1994. ISBN 958600127X

SANTACRUZ EDGAR, SUAREZ. DISEÑO Y MODELAMIENTO DE UNA MAQUINA DOSIFICADORA Y EMPACADORA DE FRUTAS DESHIDRATADAS. UNIVERSIDAD DE LA SALLE. Bogotá 2007.

TIRIRA LENIN, CASTRO DIEGO. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DESPULPADORA DE FRUTAS. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Riobamba 2014.

SHIGLEY, UICKER. Teoría de máquinas y mecanismos. Editorial Mc Graw Hill. México 2001. ISBN 968451297X

ELONKA, Michael. Operación de Plantas Industriales. Mc GRAW-HILL

MINISTERIO DE SALUD Y PROTECCIÓN SOCIAL. Resolución Número 3929. Bogotá 2013.

VANEGAS U. Tornillos de potencia. Universidad tecnológica de Pereira. Facultad de Ingeniería Mecánica. Diseño I. Pereira 2011

ROBERT L MOTT Diseño de elementos de máquinas. Cuarta Edición. University of Dayton. México 2006.

10. ANEXOS

Lista de partes:

ELEMENTO	REFERENCIA	CANTIDAD
Motorreductor SEW	SA57DRS90M4 P1,5 eje hueco 35mm	1
Cilindro neumático Seguro carro	DSBC-40-20-PPVA-N3	1
Cilindro neumático Guillotina	DSBC-63-500-PPVAN3	2
Rodamiento	6003 2rs	24
Rodamiento	6204 2RS	4

Planos mecánicos:

Se anexan los planos realizados para el proyecto.