



Universidad
Señor de Sipán

**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

TESIS

**PROPUESTA DE MAQUINA COMPACTADORA DE
TORNILLO PARA OBTENER BRIQUETAS DE
BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR HASTA 6 CM.**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autor:

Bach. Elias Reyes Manuel Jesus

ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-6151-9795>

Asesor:

Mtro. Vives Garnique Juan Carlos

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>

Línea de Investigación:

Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente

Pimentel – Perú

2023

**PROPUESTA DE MAQUINA COMPACTADORA DE TORNILLO PARA OBTENER
BRIQUETAS DE BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR HASTA 6 CM.**

Aprobación del Jurado

Dra. GASTIABURU MORALES SILVIA YVONE
Presidente del Jurado de Tesis

MSc. ROJAS CORONEL ANGEL MARCELO
Secretario del Jurado de Tesis

Mtro. VIVES GARNIQUE JUAN CARLOS
Vocal del Jurado de Tesis

DECLARACION JURADA DE ORIGINALIDAD

Quien(es) suscribe(n) la **DECLARACION JURADA**, soy(somos) egresados (s) del Programa de Estudios de **INGENIERIA MECÁNICA ELÉCTRICA** de la universidad señor de Sipán S.A.C, declaro (amos) bajo juramento que soy (somos) autor(es) del trabajo titulado:

PROPUESTA DE MAQUINA COMPACTADORA DE TORNILLO PARA OBTENER BRIQUETAS DE BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR HASTA 6 CM.

El texto de mi trabajo de investigación responde y respeta lo indicado en el Código de Ética del Comité Institucional de Ética en Investigación de la Universidad Señor de Sipán (CIEI USS) conforme a los principios y lineamientos detallados en dicho documento, en relación a las citas y referencias bibliográficas, respetando al derecho de propiedad intelectual, por lo cual informo que la investigación cumple con ser inédito, original y autentico.

En virtud de lo antes mencionado, lo firman:

Elias Reyes Manuel Jesus	DNI: 48492030	
--------------------------	---------------	--

Pimentel, 11 de mayo del 2023

* Porcentaje de similitud turnitin:16%

Reporte de similitud

<p><small>NOMBRE DEL TRABAJO</small></p> <p>PROPUESTA DE MAQUINA COMPACTADORA DE TORNILLO PARA OBTENER BRIQUETAS DE BAGAZO DE CAÑA DE AZUCAR HAS</p>	<p><small>AUTOR</small></p> <p>manuel jesus ELIAS REYES</p>
<p><small>RECuento DE PALABRAS</small></p> <p>6886 Words</p>	<p><small>RECuento DE CARACTERES</small></p> <p>39970 Characters</p>
<p><small>RECuento DE PÁGINAS</small></p> <p>65 Pages</p>	<p><small>TAMAÑO DEL ARCHIVO</small></p> <p>1.7MB</p>
<p><small>FECHA DE ENTREGA</small></p> <p>Jul 14, 2023 9:51 AM GMT-5</p>	<p><small>FECHA DEL INFORME</small></p> <p>Jul 14, 2023 9:52 AM GMT-5</p>

● 16% de similitud general
El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos

- 15% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 5% Base de datos de trabajos entregados
- 1% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● Excluir del Reporte de Similitud

- Material bibliográfico
- Coincidencia baja (menos de 8 palabras)
- Material citado

DEDICATORIAS

A Dios y a mi tío que me guía en cada paso que doy día a día en el trabajo y por cuidar a mis seres queridos

A mi tía que es como mi madre y a mi padre que estuvo en cada momento conmigo y me guío a poder seguir adelante, por ser mi motivación para crecer personal y profesionalmente, por eso siempre estarán en mi mente y en mi corazón.

AGRADECIMIENTOS

Dirigido a todas aquellas personas que estimó, de mis docentes de la universidad, amistades, padres y abuelos, que confiaron en mi persona, y que me dieron una paz en momentos difíciles a mi padre, mi tía que fueron mi inspiración en mi aprendizaje y crecimiento profesional y que me permitieron dar este gran paso más en esta vida

Gracias totales.

ÍNDICE

DEDICATORIAS	4
AGRADECIMIENTOS	5
INDICE DE FIGURAS	7
INDICE DE TABLAS	7
RESUMEN	8
ABSTRAC	9
I. INTRODUCCIÓN	11
1.1. Realidad Problemática	11
1.2. Formulación del Problema	15
1.3. Hipótesis	15
1.4. Objetivos	15
1.5. Teorías relacionadas al tema.	16
II. MATERIALES Y MÉTODO	25
2.1 Tipo y diseño de investigación	25
2.2 Operacionalización de variables	25
2.3 Población de estudio, muestra, muestreo y criterios de selección	29
2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	29
2.5 Procedimiento de análisis de datos	30
III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	32
3.1. Resultados:	32
IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	78
4.1. Conclusiones.	78
4.2. Recomendaciones	78
REFERENCIAS	79
ANEXOS.	81
4.1 Anexo 1. Planos	81
4.2 Anexo 2. Catálogos de elementos estándares	91
4.3 Anexo 3. Metodología	100

INDICE DE FIGURAS

Imagen 1	<i>Transmisión Faja y Polea</i>	16
Imagen 2	<i>Transmisión Piñón y Cadena</i>	17
Imagen 3	<i>Transmisión por Engrane</i>	18
Imagen 4	<i>Transmisión por cardán</i>	18
Imagen 5	<i>Dosificador Volumétrico</i>	20
Imagen 6	<i>Dosificador por Transportador Sin Fin</i>	20
Imagen 7	<i>Dosificador con Canales Vibratorios</i>	21
Imagen 8	<i>Dosificador a Pistón</i>	22
Imagen 9	<i>Prototipo de Sistema de transporte por Pinza y Neumática</i>	22
Imagen 10	<i>Máquina de Corte por Guillotina</i>	23
Imagen 11	<i>Máquina de Corte por Punzón</i>	24
Imagen 12	<i>Cálculo de Tronco de Pirámide</i>	33
Imagen 13	<i>Dimensiones de la Tolva</i>	34
Imagen 14	<i>Dimensiones de la Tolva para Cálculos de Presión Normal Utilizando AutoCAD</i>	37
Imagen 15	<i>Idealización de Paredes Trapezoidales</i>	39
Imagen 16	<i>Esquema de transportador y boquilla de dosificación</i>	43
Imagen 17	<i>Diámetro y Paso del Transportador Sin Fin</i>	44
Imagen 18	70
Imagen 19	<i>Diámetro Mínimo Recomendado para la Polea Menor en Función de su Perfil</i>	71
Imagen 20	<i>Prototipo - Solución 01</i>	104
Imagen 21	<i>Prototipo - Solución 02</i>	105
Imagen 22	<i>Prototipo - Solución 03</i>	105
Imagen 23	<i>Prototipo - Solución 04</i>	106
Imagen 24	<i>Prototipo - Solución 05</i>	106

INDICE DE TABLAS

Tabla 1	<i>variable independiente</i>	26
Tabla 2	<i>variable dependiente</i>	27
Tabla 3	<i>Dimensiones de la Tolva</i>	34
Tabla 4	<i>Presión normal media en las paredes de la tolva</i>	39
Tabla 5	<i>Relación de los lados de las paredes de la tolva con bordes fijos</i>	40
Tabla 6	<i>Ponderado de los Criterios</i>	108
Tabla 7	<i>Grado de Satisfacción</i>	108

RESUMEN

En esta investigación se diseñó un sistema mecánico para el briquetado de bagazo de caña de azúcar; utilizando el procedimiento de diseño según la norma VDI 2221 se logró optar por un sistema principal que realiza dos tareas; transportar y compactar. De acuerdo a los parámetros de resistencia al compactado y propiedades físicas del bagazo de caña se dimensionó el sistema de transmisión mecánico; llegando a seleccionar además el material que soportará el desgaste debido a la fricción en la cámara de transporte y compactado. Considerando criterios de falla mecánica por fatiga se obtuvo un coeficiente de seguridad de 1,5 que se interpreta como adecuado para este tipo de máquinas.

Palabras Clave: bagazo de caña de azúcar, briqueta, factor de seguridad, falla mecánica.

ABSTRAC

In this research, a mechanical system for the briquetting of sugarcane bagasse was designed; Using the design procedure according to the VDI 2221 standard, it was possible to opt for a main system that performs two tasks; transport and compact. According to the parameters of resistance to compaction and physical properties of the sugarcane bagasse, the mechanical transmission system was dimensioned; Getting to also select the material that will withstand wear due to friction in the transport and compaction chamber. Considering criteria for mechanical failure due to fatigue, a safety coefficient of 1.5 was obtained, which is interpreted as adequate for this type of machine.

Keyword: sugarcane bagasse, briquette, safety factor, mechanical failure.

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad Problemática.

El aumento de la demanda de energía día a día ha llevado a utilización de fuentes tanto renovables como no renovables. Sin embargo, recursos no renovables como el carbón, el petróleo, los combustibles fósiles y el gas tiene la posibilidad de agotarse. Pero las fuentes renovables como la energía solar, de biomasa, eólica, mareomotriz y geotérmica están disponibles en abundancia en la naturaleza. La biomasa ha sido considerada como la tercera fuente de energía más grande del mundo. La biomasa incluye biológicamente materia producida obtenida a partir de los materiales y materia de revestimiento [1]. Las fuentes de energía de biomasa incluyen madera, pasto, paja, municipal residuos sólidos, residuos de cocina, residuos avícolas y residuos forestales. Entre estos, la madera es la fuente de energía más antigua utilizada en el hogar y sectores industriales mediante quema directa [2]. El uso de fuentes de energía de biomasa reduce los gases de efecto invernadero como el carbono, dióxido de carbono en comparación con el de los combustibles fósiles, que es una importante ventaja [3]. Cultivos productores de azúcar, cultivos productores de almidón, aceite Los cultivos de semillas y los cultivos de biomasa lignocelulósica se denominan cultivos bioenergéticos que se utilizan para la biodegradabilidad [4]. La combustión de la biomasa para cocinar y calentar causa los efectos adversos tales como la contaminación del aire interior que tiene un impacto negativo en la salud humana. En cambio, la agricultura suelta los residuos que se convierten en combustibles sólidos deseados por medio de tecnologías para obtener briquetas de la biomasa. Las tecnologías de fabricación de briquetas proporcionan la ventaja de transporte, almacenamiento, alimentación en hornos y combustión [5]. Los problemas asociados con la biomasa sólida densa obtenidos a partir de residuos agrícolas derivados de procesos fisicoquímicos tienen propiedades tales como contenido de humedad, contenido de cenizas y características de flujo. Un mayor contenido de humedad de los residuos agrícolas afecta la calidad de la combustión reduciendo la temperatura de combustión [6]. Se prefirió un contenido de cenizas de residuos agrícolas inferior al 4 % para

el proceso de fabricación de briquetas ya que tienen un potencial de formación de escoria reducido. Características de flujo deficientes que dependen del tamaño de las partículas y también causan el post – problemas de procesamiento durante la formación de briquetas [7][7]. El residuo agrícola que se convierten en biocombustibles sólidos de alta densidad mejora la eficiencia de combustión y reduce la contaminación. La presencia de lignina aglutinante natural que tiene un punto de fusión de aproximadamente 140 C se vuelve suave y se derrite cuando se calienta, exhibiendo así propiedades termoendurecibles [8]. Los diferentes tipos de dispositivos de fabricación de briquetas incluyen prensa de pistón mecánica, prensa hidráulica, prensa de tornillo y prensa de rodillos [9]. El contenido de biomasa presente en la biobriqueta aumenta la tasa de combustión de los carbones de bajo grado, actuando, así como un promotor de combustión por medio de materias volátiles presentes en él [10]. Las condiciones óptimas de presión y tiempo determinan la resistencia mecánica y las características de combustión de la briqueta de biomasa. Sin embargo, las briquetas con alta fuerza mecánica conducen a una difusión limitada de oxígeno debido la estructura compacta [11]. El potencial energético de la biomasa se puede extraer mediante procesos de conversión tales como pirólisis, licuefacción, microbios gasificación y extracción de fluidos supercríticos. Los productos de la biomasa se convierten en alcohol o productos oxigenados mediante de la actividad biológica en los procesos de conversión bioquímica. Los productos obtenidos de este proceso incluyen fracción volátil de vapores, gases, alquitrán y residuos sólidos ricos en carbono. El proceso de pirólisis implica la formación de radicales mientras que el proceso de gasificación produce una gran cantidad de gases y una cantidad limitada de carbón y ceniza [12]. Los principales componentes orgánicos de la biomasa incluyen celulosa, hemicelulosas y lignina. Celulosa con fórmula general de $(C_6H_{10}O_5)$ es insoluble en agua y forma la estructura base de la biomasa. Los parámetros de diseño de los sistemas de combustión de biomasa dependen de las características de la biomasa, como el poder calorífico, la humedad, contenido de cenizas y su composición demencial [13].

La importancia del uso de briquetas a partir de la biomasa permite contribuir al cuidado

del medio ambiente en reemplazo del carbón. Actualmente las industrias azucareras producen toneladas de esta biomasa que se puede aprovechar para compactarla a 1,1 kPsi utilizando como aglutinante brea disuelta, según los estudios realizados por [14]

Con la propuesta del diseño de una máquina compactadora de tornillo para obtener briquetas de bagazo de caña de azúcar se pretende aportar al conocimiento científico utilizando la técnica del diseño mecánico según la Norma VD 2221.

Los usuarios finales tendrán alternativas de biocombustibles para que sean utilizados en la vida cotidiana. Esto aportará a la sociedad con alternativas de automatización de procesos mediante mecanismos que permitan reducir el tiempo y esfuerzo para obtener las briquetas de bagazo de caña de azúcar.

La propuesta de la máquina briquetadora de bagazo de la caña de azúcar, tendrá más oferta en el mercado debido a la producción de combustibles ecológicos a menor precio ya que existe actualmente la materia prima.

En cuanto a la relevancia ambiental, «La conciencia ambiental es el conocimiento y la actitud positiva hacia los asuntos ambientales; en el sentido de que constituyen variables centrales que definen la existencia de las sociedades humanas y determinan sus posibilidades de desarrollo materia, social y tecnológico» (Bravo Alarcón, 2004) , el diseño de la máquina se presenta como una opción amigable con el medio ambiente, puesto que produce briquetas a partir de biomasa que al ser utilizada como combustible contamina menos que los combustibles fósiles.

Esta investigación se fundamenta en resultados de trabajos de investigación previos realizadas por referentes como:

M. U. Ajieh, [15] , en su investigación presenta los resultados del diseño de una máquina briquetadora para el procesamiento de biomasa de origen herbáceo. Las operaciones de la máquina incluyen pulverización, compactación y extrusión de las briquetas.

La potencia del motor de 1 hp es recomendada para una reducción de tamaño efectiva utilizando una placa de disco. El diseño del eje se basa en la fuerza y rigidez para superar el peso distribuido de las existencias de hierba seca. La máquina requiere un eje de diámetro 20 mm para impulsar la placa de molienda. Sobre el rodamiento se tiene una carga dinámica radial de 8,9KN. El eje de prensa de tornillo de briquetas tiene un diámetro de 40,8 mm. La potencia del motor eléctrico requerido para transportar, compactar y extruir el combustible de briquetas es de 7 hp.

Bisrat M. Kebede and Hirpa G. Lemu [16], en su investigación, mejoró el diseño actual de un taller de mecanizado para minimizar el costo de manejo de materiales, aumentar la seguridad del operador, mejorar la flexibilidad de operación, minimizar el costo total y utilizar el área disponible. El proyecto de investigación se centró en la compactación de briquetas de astillas de metal para simplificar el almacenamiento, así como la manipulación y el transporte de astillas de metal para una fábrica llamada Hibret Manufacturing and Machine Building Industry (HMMBI). El proceso de mecanizado en torno CNC y fresadoras en esta empresa produce 1500 – 2000 kg/mes de viruta. Se lleva a cabo un diseño efectivo de una prensa hidráulica de briquetas utilizando una herramienta de modelado sólido y se simula el circuito hidráulico. Se observa el resultado de la máquina diseñada para atender los problemas planteados de la empresa.

Yousif A. Abakr and Ahmed E. Abasaeed [17], en su estudio propone el diseño de una máquina simple que podría fabricarse localmente en Sudán y de una productividad mucho mayor. Se hizo un estudio de todas las opciones y alternativas disponibles de solución potencial en el mercado. El diseño del prototipo detallado de la nueva máquina briquetadora se fabricó y probó en el campo en el área de Al-Gazeera en Sudán.

Los resultados muestran que la nueva máquina tiene una tasa de producción mejor que todas las alternativas analizadas. Se descubrió que esta máquina briquetadora de tornillo de baja presión tiene una tasa de producción equivalente a ocho veces la tasa de producción

del mejor competidor local. Se encontró que el costo de producción era menor debido a la reducción del requerimiento de aglomerante en un 65% menor. El contenido de humedad de la materia prima necesaria para esta máquina es aproximadamente un 30 % inferior en comparación con la mejor alternativa, lo que resulta en un tiempo de secado más corto para el combustible briquetas producidas. Se encontró que la calidad de las briquetas producidas era mejor y de menor generación de humo cuando se quema debido al menor contenido de aglutinante.

Somsuk, Nisakorn & Srithongkul, Kavee & Wessapan, Teerapot & Teekasap, Sombat [18], En su investigación diseñaron y fabricaron una máquina briquetadora de carbón vegetal de bajo costo para las micro y pequeñas empresas comunitarias, cuya eficiencia debe estar en un rango aceptable. La máquina se utiliza para la producción de briquetas que están hechas de polvo de carbón y desechos orgánicos usando el método de prensado en frío, motor AC de 3 fases, 5 hp y usando un eje helicoidal para prensar y extruir la mezcla a través del cilindro para convertirla en briquetas de carbón. Los resultados de las pruebas de capacidad de la máquina muestran que la producción ininterrumpida de la máquina es de aproximadamente 200 kg/h. Y el poder calorífico de las briquetas de carbón obtenidas de esta máquina cumple con el estándar de producto comunitario.

1.2. Formulación del Problema

¿Cuál será la configuración geométrica de la máquina compactadora de briquetas a partir del bagazo de caña de azúcar?

1.3. Hipótesis

No Aplica

1.4. Objetivos

Objetivo general

Diseñar una máquina compactadora de tornillo para obtener briquetas de bagazo de caña de azúcar hasta 6 cm. de diámetro.

Objetivos específicos

- Seleccionar el mejor diseño conceptual de la máquina extrusora de bagazo de caña de azúcar.
- Dimensionar los elementos mecánicos mediante criterio de falla por fatiga.
- Seleccionar los elementos mecánicos estandarizados según norma vigente.

1.5. Teorías relacionadas al tema.

Sistema de Transmisión

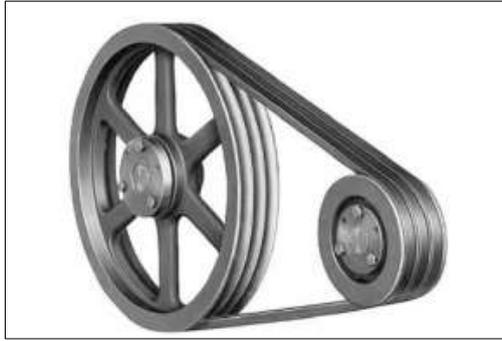
Se define como el mecanismo encargado de transmitir la potencia desde el origen que puede ser la energía de un motor a alguna parte. Generalmente la transmisión se realiza a través de elementos rotantes porque ocupa menos espacio, la transmisión se clasifica en:

a) Transmisión por Faja y Polea.

Es un conjunto de poleas acopladas por medio de una faja con el propósito de transmitir fuerza y velocidad entre árboles paralelos separados a una distancia considerable, dicha fuerza es transmitida por el alto índice de rozamiento que ejerce la faja sobre la polea (Dunlop, 2018)

Imagen 1

Transmisión Faja y Polea



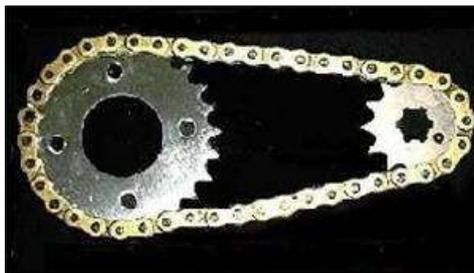
Nota. imagen tomada de “<http://files.cesarruiz.webnode.com>”

b) Transmisión por Piñón y Cadena.

Está compuesto por sprocket y cadena, su función es transmitir elevados pares de momento torsor. Tiene como característica que trabaja en alta temperaturas y climas adversos, aunque necesita de lubricación para su mantenimiento y durabilidad. (Juvinall & M. Marshek, 2013)

Imagen2

Transmisión por cadenas



Nota. Imagen tomada de:

“https://www.ecured.cu/Transmisi%C3%B3n_por_cadena”

c) Ruedas dentadas.

Este tipo de transmisión lo conforman dos a más pares de ruedas dentadas. La transmisión por engranaje se clasifica en Engranajes helicoidales, engranes cónicos y engranes de tornillo sin fin. (Budynas & Keith Nisbett, 2011)

Imagen 3

Ruedas dentadas



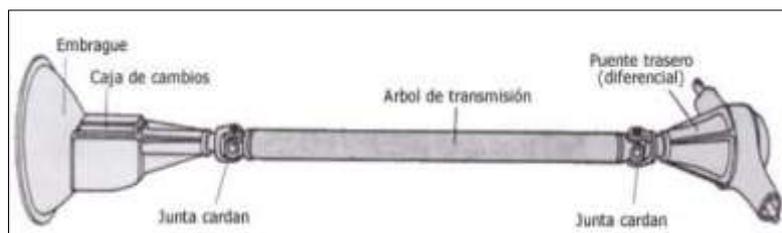
Nota. Imagen tomada de "Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley"

d) Transmisión por Cardán.

La transmisión por cardán se define como un conjunto de componentes mecánicos que cumplen la función de transmitir par de potencia de un eje a otro, a pesar de no estar colineados entre sí. (Juvinall & M. Marshek, 2013)

Imagen 4

Transmisión por cardán



Nota. Imagen tomada de "http://www.aficionadosalamecanica.net/images"

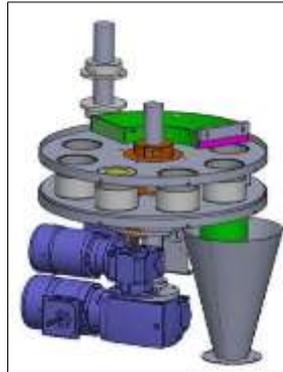
Dosificadores, tipos.

a) Dosificador Volumétrico.

Este tipo de dosificador se utiliza para transportar productos sólidos. Su desventaja, no mide la masa, si no que funcionan basados en el volumen por lo que se tendrán que calibrar antes de cada uso. (Grupo MCR, 2018)

Imagen 5

Dosificador Volumétrico



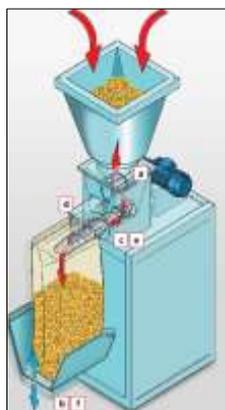
Nota. Imagen tomada de ["https://www.grupospan.es/pesadoras-y-dosificadores/dosificador-volumetrico"](https://www.grupospan.es/pesadoras-y-dosificadores/dosificador-volumetrico)

b) Dosificación mediante transportador de tornillo sin fin.

Este tipo de dosificador es utilizado para productos sólidos granulados o pulverizados.

Imagen 6

Dosificador por transportador de tornillo sin fin



Nota. Imagen tomada de ["http://www.technipes.com/sp/m%C3%A1quinas/sacos-de-v%C3%A1lvula/ensacadoras/itc.html"](http://www.technipes.com/sp/m%C3%A1quinas/sacos-de-v%C3%A1lvula/ensacadoras/itc.html)

c) Dosificador con canales vibratorios.

Su tolva vibratoria permite el movimiento del producto que irá vertiéndose en la zona de empaque; utilizando un sistema de medición de peso se controla la dosificación requerida.

Imagen 7

Dosificador de canales vibratorios



Nota. Imagen tomada de “<https://www.fer-plast.com>”

d) Dosificador por Gravedad.

Diseñado para distribuir líquidos, no miden la masa, sólo de basa en el volumen por lo que se tendrá que calibrar antes de cada uso. (Grupo MCR, 2018)

e) Dosificador émbolo - pistón.

Su principal uso es para la dosificación de materia viscosa. Su mecanismo principal está conformado por émbolo y pistón.

Imagen 8

Dosificador émbolo - pistón



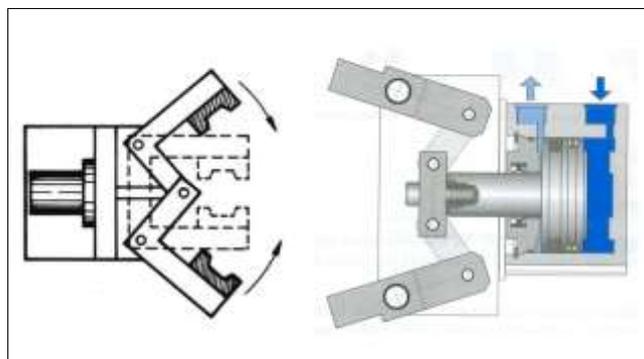
Nota. Imagen tomada de “<https://www.alfapack.cl>”

Sistema de Transporte.

El uso de pinzas permitirá tener una sujeción por enganche según muestra la imagen 9.

Imagen 9

Sistema de transporte neumático por pinzar



Nota. Imagen tomada de

“<http://isa.uniovi.es/~alonsog/Robotica/04%20Elementos%20terminales.pdf>”

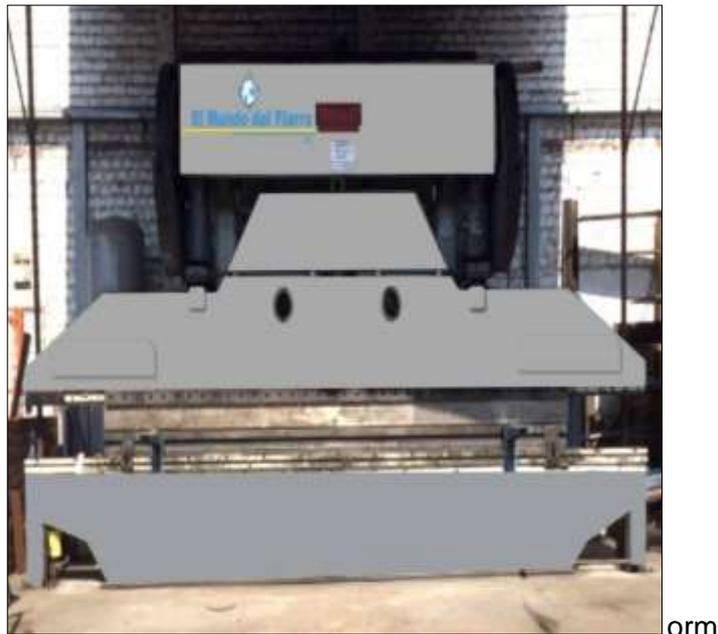
Tipos de modos de corte.

a) Corte por guillotina.

El sistema de corte por guillotina es una técnica empleada para cortar o recortar láminas. Su funcionamiento se basa en deslizar una cizalla normal con respecto al área de corte. Este método se utiliza en la industria del papel manufactura. Puede ser accionado por un sistema eléctrico o hidráulico. (Solana, 2005)

Imagen10

Técnica de corte por guillotina



Nota. Imagen tomada de “<http://www.elmundodelfierro.com/servicios.html>”

b) Corte con punzón.

Este método es empleado para perforar áreas metálicas y se utiliza principalmente en la industria metalmeccánica. Se puede activar mediante un sistema eléctrico o hidráulico. (Castellanos de la Cruz, 2003)

Imagen 11

Corte por punzón



Nota. Imagen tomada de “<https://mundolatas.com/punzones-construcción-y-mantenimiento>”

II. MATERIALES Y MÉTODO

2.1 Tipo y diseño de investigación

La investigación se clasifica como tecnológica, ya que el objetivo del diseño propuesto es impactar en el mercado de los biocombustibles, específicamente en su aplicación para la combustión y generación de calor en actividades domésticas. En cuanto a su enfoque metodológico, se trata de una investigación de diseño cuasi experimental, ya que no se plantean hipótesis ni se utiliza una muestra aleatoria. En su lugar, se formula una pregunta y se observan los cambios al implementar la investigación, con el propósito de alcanzar los objetivos establecidos.

2.2 Operacionalización de variables

Variable Independiente.

- Humedad bagazo
- Densidad bagazo
- Presión de compactado

Variable Dependiente.

- Diseño de Máquinas

Tabla 1*variable independiente*

VARIABLES INDEPENDIENTES	DIMENSIÓN	INDICADORES	SUBINDICADORES	ÍNDICE	TÉCNICA / INSTRUMENTO
Presión de compactado	presión	Capacidad de compresión	$P = \frac{F}{A}$	Pa	Guía de análisis bibliográfico, revisión bibliográfica
Humedad	Contenido de Humedad del bagazo	Porcentaje de Humedad del bagazo	$(\%humedad)$ $= \frac{masa_{humeda} - masa_{seca}}{masa_{húmeda}} \times 100$	%	Guía de análisis bibliográfico, revisión bibliográfica
Densidad	Relación de masa y volumen	Densidad	$\delta = \frac{masa}{volumen}$	Kg/m ³	Guía de Análisis Bibliográfico, Revisión Bibliográfica

Tabla 2

variable dependiente

VARIABLES DEPENDIENTES	DIMENSIÓN	INDICADORES	SUBINDICADORES	ÍNDICE	TÉCNICA / INSTRUMENTO
Diseño de Máquina	Potencia de capacidad Dimensionada	Sistema de transmisión	$Pot = \omega.T$	hp	Guía de análisis bibliográfico, revisión bibliográfica
		Capacidad de la Tolva	$Cap_{tolva} = \frac{Cant. de Sustrato}{Tiempo}$	$\frac{Ton}{h}$	Guía de Análisis Bibliográfico, Revisión Bibliográfica
		Capacidad de Corte	$Cap_{Corte} = \frac{Cantidad Cortes}{Tiempo}$	$\frac{Corte}{h}$	Guía de Análisis Bibliográfico, Revisión Bibliográfica

Diseño del Eje	<p style="text-align: center;">Diámetro de Eje</p>	$d = \left(\frac{16}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$	mm	Guía de análisis bibliográfico, revisión bibliográfica
	<p style="text-align: center;">Factor de Seguridad</p>	$\frac{1}{n} = \left(\frac{16}{16\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{yt}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)$	Adimensional	Revisión Bibliográfica / Guía de Análisis Bibliográfico

2.3 Población de estudio, muestra, muestreo y criterios de selección

Población y Muestra

No aplica.

2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Recolección de datos

Revisión bibliográfica.

Se emplea un método para obtener información exhaustiva acerca de un tema específico con el propósito posterior de realizar un análisis interpretativo y crítico. Se llevará a cabo la exploración de diversas fuentes bibliográficas, artículos académicos y otros documentos relacionados con máquinas de empaques en general, diseños de máquinas y fórmulas de diseño.

Observación.

Se emplea una estrategia que implica examinar detenidamente el objeto de estudio para identificar cualquier cambio o fenómeno que pueda manifestarse. El proceso para llevar a cabo esta técnica de manera efectiva implica identificar claramente el objeto a estudiar y los objetivos de la investigación, realizar la observación minuciosa, y luego registrar, interpretar, analizar y extraer conclusiones a partir de dicha observación.

Instrumentos:

Guía de análisis.

Se trata de una herramienta de contenido en la que se plasman las preguntas de evaluación que se utilizan como referencia durante la investigación y revisión bibliográfica de un documento. Se creará una guía bibliográfica que incluirá preguntas específicas necesarias

para la investigación, con el objetivo de registrar de manera detallada las revisiones bibliográficas.

Validez y confiabilidad.

Validez

(Albarrán & Vivas, 2014) define, «La validez es la mayor aproximación a la verdad que puede tener una proposición, una inferencia o conclusión».

Mediante los instrumentos ya señalados en el punto anterior medirán de manera correcta y precisa las variables propuestas. Además de la experiencia investigativa de nuestro asesor.

Confiabilidad

(Albarrán & Vivas, 2014) define, «La confiabilidad de un instrumento es el grado de precisión o exactitud de la medida, en el sentido que, si se aplica la medida repetitivamente al mismo objeto se obtiene los resultados de manera uniforme».

Nuestro asesor aprobará y certificará los instrumentos de medición para llevar a cabo las medidas correspondientes a las variables de forma estable y consistente.

2.5 Procedimiento de análisis de datos

En el proceso de diseño de la máquina, se llevarán a cabo los siguientes pasos:

Se realizará la búsqueda y recopilación de información bibliográfica referente a los porcentajes de humedad del bagazo.

Se llevará a cabo la evaluación de los estudios de compactación presentados en artículos científicos para determinar las propiedades mecánicas relevantes.

Posteriormente, se tabularán y promediarán los datos recopilados con el propósito de iniciar el diseño de nuestra máquina, tomando en cuenta también la capacidad de producción.

Criterios éticos.

En este proyecto de investigación, nos regiremos por principios fundamentales que reflejan nuestros valores, como la dedicación, responsabilidad y honestidad. Estos principios se basan en dos documentos clave: el Código de Ética del Colegio de Ingenieros (CIP, 1999) y el Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS, 2017).

El Código de Ética del Colegio de Ingenieros (CIP) establece en su Artículo 2 que los ingenieros deben promover y defender la integridad, el honor y la dignidad de su profesión. Se les exige ser honestos e imparciales, sirviendo con fidelidad al público, empleadores y clientes, así como incrementar el prestigio, calidad y idoneidad de la ingeniería.

Además, en su Artículo 5, el Código de Ética del CIP establece que los ingenieros deben asegurarse de que los recursos humanos, económicos, naturales y materiales sean utilizados racional y adecuadamente, evitando su abuso o desperdicio, y respetando las disposiciones legales para preservar el medio ambiente.

Por otro lado, el Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS) tiene como finalidad proteger los derechos, la vida, la salud, la intimidad, la dignidad y el bienestar de las personas involucradas en actividades de investigación científica, tecnológica e innovación. Este código se adhiere a los principios éticos nacionales e internacionales y a los acuerdos suscritos por el país en esta materia.

El alcance del Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán abarca a todas las autoridades académicas, administrativas, docentes, estudiantes, egresados y personal administrativo de la universidad, y su cumplimiento es obligatorio.

Criterios de rigor científico

En este proyecto de investigación, se dará importancia a los principios de rigor científico, como la generalización, validez, fiabilidad y replicabilidad.

Generalización: Se buscará que la información obtenida a través de encuestas o entrevistas esté adecuadamente organizada y realizada, con el objetivo de permitir una generalización precisa.

Validez: Se prestará atención a la selección precisa de variables relevantes que guarden relación con el problema de investigación, asegurando así la validez de los resultados.

Fiabilidad: Se seguirá una metodología rigurosa y científica al realizar las mediciones correspondientes, garantizando la fiabilidad de los datos obtenidos.

Replicabilidad: Se establecerán reglamentos y técnicas que faciliten la repetición de la experiencia, fomentando así la posibilidad de obtener resultados consistentes en futuros proyectos de investigación.

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Resultados:

La potencia del sistema de transmisión mecánica para el transportador de tornillo sin fin tiene una relación de 1:2 según los resultados obtenidos en el estudio de [15].

El modelado matemático de la presión del dado de una máquina briquetadora de tornillo de [19] permitió dimensionar de manera adecuada el dado para el conformado de la briqueta.

Las alternativas de selección del material para el diseño del transportador y ducto de compactación fueron extraídas de la investigación: Investigación sobre el proceso de fabricación de briquetas para mejorar el diseño de las máquinas de fabricación de briquetas según [20].

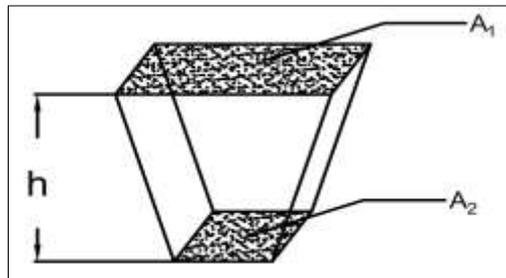
Diseño paramétrico de la máquina tomando en cuenta las cargas externas

Tolva:

La capacidad que debe tener la tolva es de 100 kg de acuerdo a los requerimientos establecidos en la problemática.

Imagen12

Dimensionamiento de la tolva



Nota. Esta imagen es de *elaboración propia*.

Cálculo del Volumen: Tomando en cuenta una densidad ideal del bagazo de 352,5 kg/m³, en este caso utilizaremos una densidad límite de 500 kg/m³ para optimizar nuestro diseño.

Para determinar la cantidad de bagazo necesaria para almacenar en la tolva, se requerirán 100 kg. Para calcular el volumen correspondiente, aplicaremos la siguiente ecuación:

$$\rho_{\text{sustrato}} = \frac{m}{v}$$

Entonces:

$$v = \frac{100 \text{ Kg}}{500 \text{ kg/m}^3}$$

$$v = 0.2 \text{ m}^3$$

Cálculo de la Altura:

$$A_1 = 0,50m * 1,00m = 0,5m^2$$

$$A_2 = 0,20m * 0,30m = 0,06m^2$$

$$v = \frac{h}{3} * (A_1 + A_2\sqrt{A_1 * A_2})$$

Entonces reemplazando:

$$0,2m^3 = \frac{h}{3} * (0,5m^2 + 0,06m^2\sqrt{0,5m^2 * 0,06m^2})$$

$$h = 1,18m$$

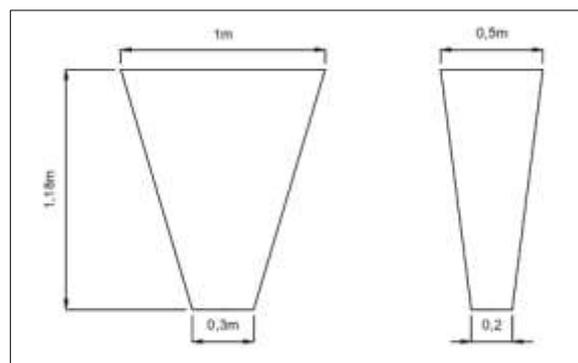
Tabla 3

Resultados del dimensionamiento de la tolva

Dimensiones	
Base inferior	1,00m x 0,50m
Base superior	0,20m x 0,30m
Altura	1,18m

Imagen13

Tolva: dimensiones



Presión interna sobre las paredes de la tolva: Para el cálculo consideraremos la densidad del material (bagazo) cuyo valor es de 500,00 kg/m³, para obtener un óptimo diseño.

Datos:

densidad del bagazo	:	500 kg/m ³
ángulo de fricción(ϕ_w)	:	27°,38°
ángulo de fricción interno (ϕ_i)	:	30°
Gravedad	:	9.81 m/s ²
Coefficiente de rozamiento (μ)	:	0.4

A continuación, procedemos al cálculo de la constante de Janssen (k_j), con el fin de determinar los esfuerzos ejercidos sobre las paredes de la tolva.

$$k_j = \frac{(1 - \text{sen}\phi_1)}{(1 + \text{sen}\phi_1)} \tan\phi_w$$

Entonces reemplazamos los valores:

$$k_{j1} = \frac{(1 - \text{sen}30^\circ)}{(1 + \text{sen}30^\circ)} \tan 27^\circ$$

$$k_{j1} = 0.17$$

$$k_{j2} = \frac{(1 - \text{sen}30^\circ)}{(1 + \text{sen}30^\circ)} \tan 38^\circ$$

$$k_{j2} = 0.26$$

Tomando el valor mayor de la constante de Janssen efectuaremos el cálculo de las presiones verticales de las paredes de la tolva.

$$P_v = \frac{\delta * A_1}{U * \mu * K_j} \left[1 - e^{\left(-h * K_j * \frac{\mu * U}{A_1} \right)} \right]$$

Donde:

U : Perímetro interior superior de la tolva (3m)

ρ_{bagazo} : Conversión $500\text{kg/m}^3 = 4.91 \text{ KN/m}^3$

Entonces Reemplazando:

$$P_v = \frac{4.91 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} * 0.5\text{m}^2}{3\text{m} * 0.4 * 0.26} \left[1 - e^{\left(-1.18\text{m} * 0.26\text{m} * \frac{0.4 * 3\text{m}}{0.5\text{m}^2} \right)} \right]$$

$$P_v = 4.08 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

A partir del valor de la presión vertical, se procederá a calcular la presión horizontal.

$$P_h = K_j * P_v$$

Reemplazando:

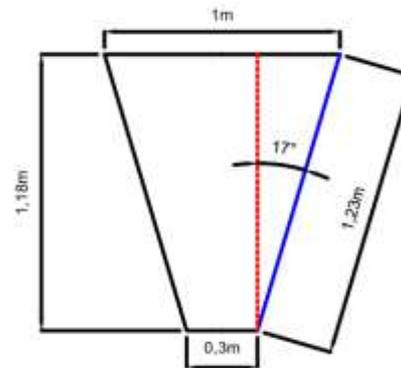
$$P_h = 0.26\text{m} * 4.08 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$P_h = 1.06 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

Utilizando AutoCAD, se determinará el valor de inclinación (α) y la longitud de la pared de la tolva (in).

Imagen 14

Dimensionamiento de las paredes de la tolva



Nota. Esta imagen es de *elaboración propia*.

Datos:

pendiente de inclinación (α)	:	17,00°
dimensionamiento de la pared (l_n)	:	1,23m

$$P_n = P_{n3} + P_{n2} + \left(P_{n1} - P_{n2} * \frac{x}{l_n} \right)$$

Donde:

$$x = \frac{l_n}{2} = \frac{1.23m}{2} = 0.615m$$

$$P_{n1} = P_v(1.2(\cos \alpha)^2 + 1.5(\sen \alpha)^2)$$

$$P_{n2} = 1.2 * P_v * (\cos \alpha)^2$$

$$P_{n3} = 3 \frac{A_1 * \delta * K_j}{U * \sqrt{\mu}}$$

$$P_{n1} = 4.08(1.2(\cos 17^\circ)^2 + 1.5(\sin 17^\circ)^2)$$

$$P_{n1} = 5.01 \frac{KN}{m^2}$$

$$P_{n2} = 1.2 * 4.08 * (\cos 17^\circ)^2$$

$$P_{n2} = 4.48 \frac{KN}{m^3}$$

$$P_{n3} = 3 \frac{0.5m^2 * 4.91 \frac{KN}{m^3} * 0.26}{3m * \sqrt{0.4}}$$

$$P_{n3} = 1.01 \frac{KN}{m^2}$$

Por lo tanto, la presión normal es:

$$P_n = 1.01 \frac{KN}{m^2} + 4.48 \frac{KN}{m^2} + \left(5.01 \frac{KN}{m^2} - 4.48 \frac{KN}{m^2} * \frac{0.615m}{1.23m} \right)$$

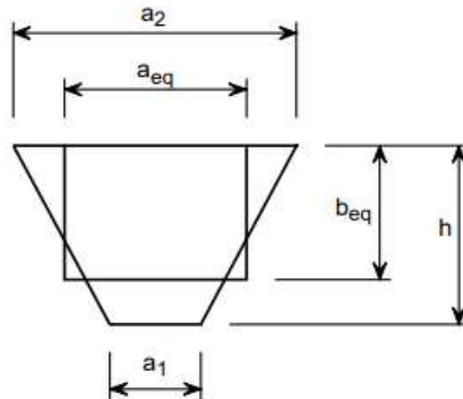
$$P_n = 8.26 \frac{KN}{m^2}$$

Selección del Material de la Tolva:

Considerando la geometría y dimensiones de la tolva se procede a determinar el material de fabricación.

Imagen 15

Idealización de Paredes Trapezoidales



Nota. Imagen tomada de Instituto Técnico de la Estructura en Acero -Tomo19, pag.45"

Calcularemos el valor máximo del momento flector.

$$M_f = \varphi * p * a_{eq}^2 b_{eq}$$

Donde:

A_{eq} y b_{eq} : Dimensiones de las paredes de tolva.

P : Promedio de la presión

φ : Relación de lados.

La presión normal media fue calculada mediante, utilizando la expresión de la presión cuyo valor es de 8,49 kN/m².

Tabla 4

Presión media normal

x (m)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
-------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	---

Presión normal (kN/m ²)	10,1	9,77	9,4	9,04	8,6	8,3	7,9	7,5	7,2	6,8
	3		0		7	1	5	8	2	5
Presión Normal Media	8,49 kN/m ²									

Nota. Tabla de elaboración propia.

$$a_{eq} = \frac{2a_2(2a_1 + 2a_2)}{3(a_1 + a_2)}$$

$$b_{eq} = h - \frac{a_2(a_2 - a_1)}{6(a_1 + a_2)}$$

Reemplazando:

$$a_{eq} = \frac{2*1m(2*0.3m+2*1m)}{3(0.3m+1m)}$$

$$a_{eq} = 1.33m$$

$$b_{eq} = 1.18 - \frac{1m(1m - 0.3m)}{6(0.3m + 1m)}$$

$$b_{eq} = 1.09m$$

$$\frac{a_{eq}}{b_{eq}} = 1.23m$$

Utilizando la tabulación de la relación entre lados en las superficies de la tolva, seleccionamos el valor de 1,25 para encontrar ϕ :

Tabla5

Relación entre lados en las superficies de la tolva

beq/aeq (m)	1,00	1,25	1,5	1,75	2,00	>2,50
--------------------	------	------	-----	------	------	-------

ϕ	0,0513	0,0665	0,0757	0,0817	0,0829	0,0833
--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

Nota. Tabla tomada de "Instituto Técnico de la Estructura en Acero -tomo19, pag.45"

Momento flector máximo:

$$M_f = 0.0665 * 8.49 \frac{KN}{m^2} * (1.33m)^2 * 1.09m$$

$$M_f = 1.09 KN.m$$

El material seleccionado es el acero ATSM A36 cuyo límite elástico tiene un valor de 2,11 kg/cm² – 3,51 kg/cm²

Dimensionamiento del espesor de las paredes de la tolva:

$$e^2 = \frac{6 * M_f}{\sigma_{f(mat)}}$$

$\sigma_{f(mat)}$:resistencia a la flexión del material; factor de seguridad=3 de acuerdo las especificaciones del instituto técnico de la Estructura en Acero.

$$\sigma_{f(mat)} = \sigma_{t(mat)} * n$$

Consideramos el límite de fluencia del material:

$$\sigma_{f(mat)} = 3,510 \frac{kg}{cm^2} * 9.81 \frac{m}{s^2} \left(\frac{1cm^2}{0.0001m^2} \right) * 3$$

$$\sigma_{f(mat)} = 1'032,993 \frac{kN}{m^2}$$

Reemplazando:

$$e^2 = \frac{6 * 1.09 KN.m}{1'032,993 \frac{kN}{m^2}}$$

$$e = 0.00252m = 2.52mm$$

La plancha comercial seleccionada será fabricada de acero ASTM-A36 con un espesor de 2,80mm la cual es manufacturada por la fundición de Aceros Arequipa.

Boquilla de dosificación de material:

Para el diseño, optaremos por utilizar un tubo de sección circular ISO65, que está diseñado para transportar fluidos a alta presión; con diámetro exterior de 73,00mm y un espesor de 3,00mm, y la longitud utilizada será de 40 cm.

Dimensionamiento del transportador de tornillo sin fin.

Es importante conocer que el diámetro interno de la boquilla es 67 mm, para garantizar un espacio adecuado para el paso de las briquetas. El diámetro máximo de las briquetas es de 6 cm.

El molde para nuestro diseño tiene una sección circular, con un diámetro de 2 ½" o 7,30cm, y una longitud de 10,00cm. Utilizando la densidad del bagazo, calcularemos el volumen y la masa total de la briqueta.

$$v = \pi * \left(\frac{d}{2}\right)^2 * h$$

$$v = \pi * \left(\frac{7.3cm}{2}\right)^2 * 10cm$$

$$v = 418.54cm^3$$

Para hallar la masa total del empaque:

$$masa_{empaque} = \rho_{sustrato} \pi * v$$

$$masa_{empaque} = 500 \frac{kg}{m^3} * 0.000418m^3$$

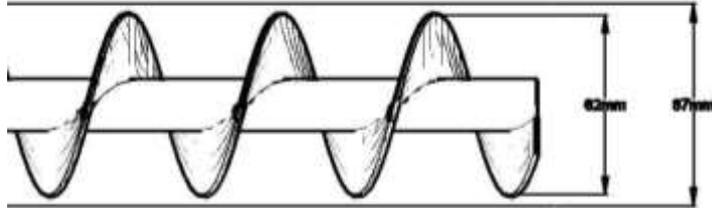
$$masa_{empaque} = 0.21 kg$$

$$\delta_{sustrato} = \frac{m}{v}$$

Dimensionamiento del espiral y paso:

Imagen 16

Diagrama del sin fin en relación a la boquilla.

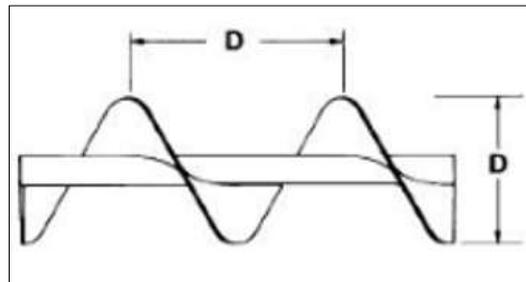


Paso del transportador Sinfín (S):

Nuestro transportador sinfín es de paso estándar, adecuado para el transporte de diversos materiales en todo tipo de aplicaciones convencionales, en este caso el diámetro de nuestro transportador sin fin es igual al paso. (Martin Screw Conveyor, 2013)

Imagen 17

Transportador sin fin: paso y diámetro



Nota. Esta imagen tomada de *“Martin Screw Conveyor de México, Sección H-77”*

$$d = S = 63,50mm$$

Velocidad lineal del transportador:

El flujo másico será continuo sin embargo consideraremos la masa a transportar a lo largo del sin fin para obtener la velocidad de rotación de este elemento:

$$Q = \frac{210gr}{s} * \frac{3600s}{1h} = 0.756 \frac{Ton}{h}$$

Aplicamos cálculo de la capacidad máxima de transporte (Q) para hallar los rpm de nuestro transportador:

$$Q = 60 * n * At * cF * \rho * S * \alpha$$

At : superficie transversal del transportador; S:paso; n:velocidad de rotación (rpm); Cf: constante de llenado; ρ : densidad del bagazo (Ton/m³); α : pendiente de transporte (utilizar 1)

Reemplazando:

$$0.756 \frac{Ton}{h} = 60 * \left(\pi \frac{(0.0635m)^2}{4} \right) * 0.0635m * n * 0.35 * 0.5 \frac{Ton}{m^3} * 1$$

$$n = 356.79 \text{ rpm}$$

Relación del sistema de poleas es 3 a 1 y la velocidad del motor será de 1070,37 rpm.

Potencia total requerida (Hp):

$$Hp = \frac{(Hp_f + Hp_m + Hp_i) * f_o}{eft}$$

Hp_f: potencia necesaria al operar al vacío; Hp_m: potencia necesaria al operar de forma horizontal; Hp_i: potencia necesaria al operar de forma inclinada (Hp_i = 0).

$$Hp_f = \frac{fd * fb * L * n}{1'000,000}$$

$$Hp_m = \frac{ff * fp * L * fm * \rho * Q}{1'000,000}$$

Para calcular las potencias, los coeficientes se obtienen del catálogo de Martin Screw Conveyor.

Donde:

Fd es el coeficiente de diámetro; fb es el coeficiente del rodamiento; ff es el coeficiente de la hélice; L es la longitud (ft); fm es el coeficiente del material; ρ es la densidad del bagazo (lb/ft³); f_o es el coeficiente de sobrecarga; eft es la eficiencia de transmisión; fp es el factor de paletas; n es la velocidad del transportador; Q es la capacidad máxima.

Reemplazando:

$$Hp_f = \frac{12 * 2 * 2.62ft * 356.79rpm}{1'000,000} = 0.01$$

$$Hp_m = \frac{1 * 1 * 2.62ft * 1.2 * 31.21 \frac{lb}{ft^3} * 1512 \frac{lb}{h}}{1'000,000} = 0.15$$

El factor de sobrecarga (f_o):

$$Hp_f + Hp_m$$

$$0.01 + 0.15 = 0.16$$

Al comparar con la tabla del En el manual de Martin Screw Conveyor se halló el coeficiente de sobrecarga igual a 1,75. Por lo tanto, para hallar la potencia requerida se utilizará la ecuación.

$$Hp = \frac{(0.02 + 0.14 + 0) * 1.75}{0.88}$$

$$Hp = 0.32 \text{ hp}$$

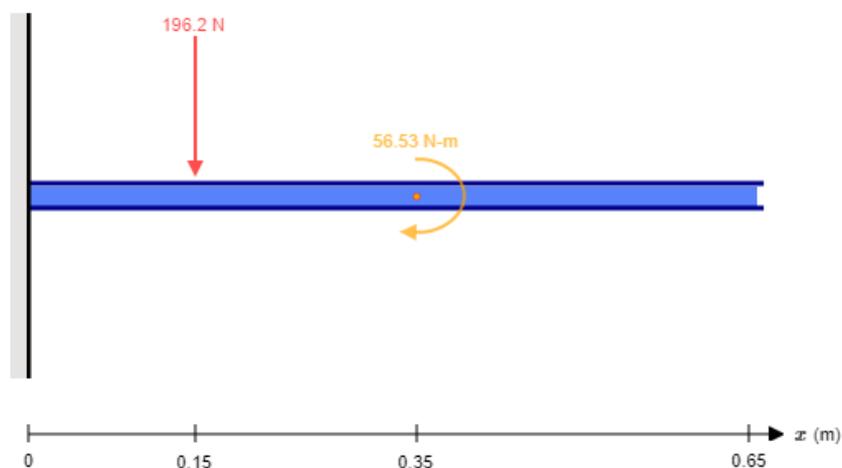
Torque:

$$T = \frac{hp(63025)}{n}$$

$$T = \frac{0.32(63025)}{356.79}$$

$$T = 56.53 \text{ N.m}$$

Determinación del diámetro del eje del transportador sin fin mediante cálculos.



Aplicando las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} - P_1 = 0$$

$$R_{Ay} = 196.2 \text{ N}$$

Realizamos un análisis del momento con respecto a R_1, lo cual nos lleva a la siguiente conclusión:

$$\sum M = 0 \rightarrow M_{Ay} - 196.2(0.15) - 56.53$$

$$M_{Ay} = 85.96 \text{ Nm}$$

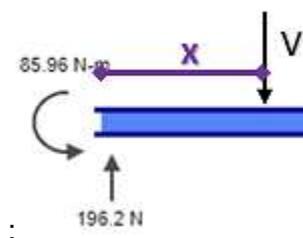


Determinación de la fuerza de corte mediante cálculos:

$$\sum F_y + V(x) = 0$$

Sección transversal 1: $(0 \leq x \leq 0.15)$

Aplicando las ecuaciones de equilibrio:

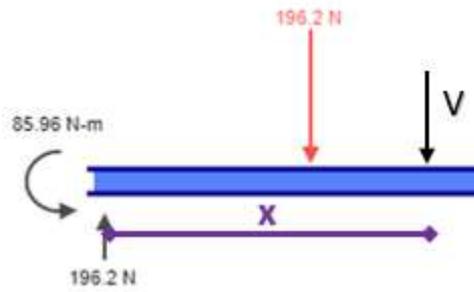


$$R_{Ay} - V(x) = 0$$

$$V(x) = 196.2 \text{ N}$$

Sección 2: ($0.15 \leq x \leq 0.35$)

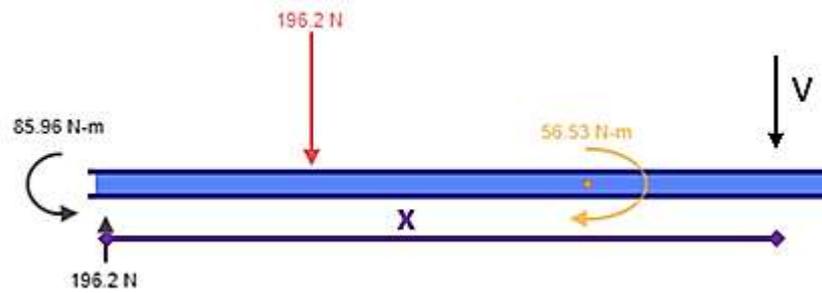
Al resolver las fuerzas en equilibrio en la sección, se obtiene lo siguiente:



$$R_{Ay} - 196.2 - V(x) = 0$$

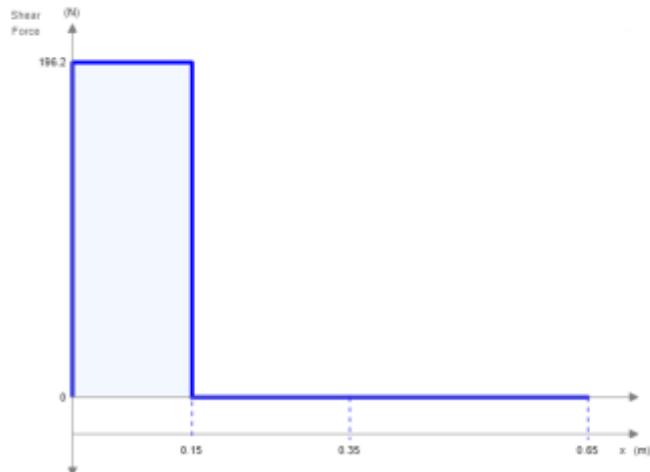
$$V(x) = 0 \text{ N}$$

Sección 3: ($0.35 \leq x \leq 0.65$)



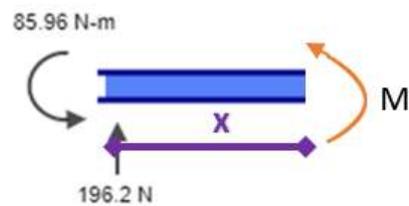
$$R_{Ay} - 196.2 - V(x) = 0$$

$$V(x) = 0 \text{ N}$$



$$\sum M + M(x) = 0$$

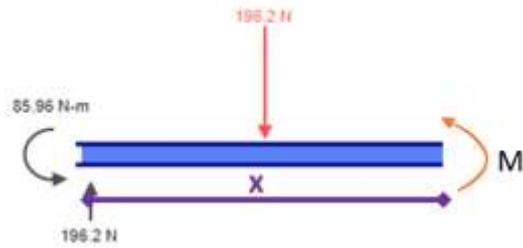
Sección 1: ($0 \leq x \leq 0.15$)



$$85.96 - 196.2x + M(x) = 0$$

$$M(x) = 196.2x - 85.96$$

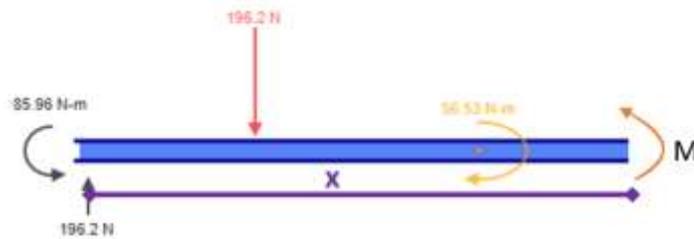
Sección 2: ($0.15 \leq x \leq 0.35$)



$$85.96 - 196.2x + 196.2x - 29.43 + M(x) = 0$$

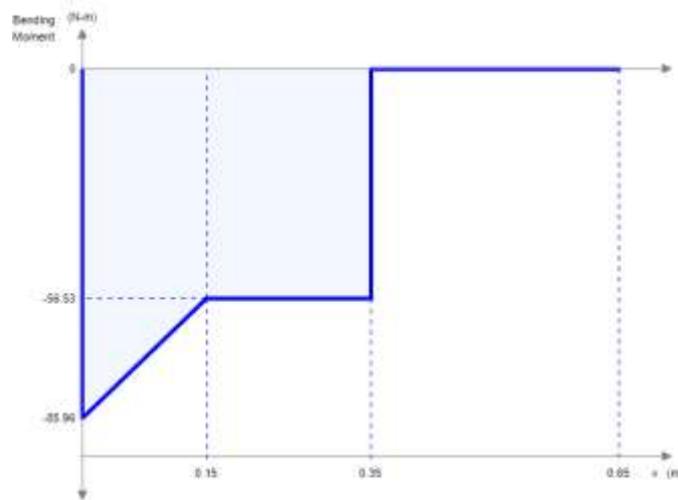
$$M(x) = -56.53 \text{ Nm}$$

Sección 3: ($0.35 \leq x \leq 0.65$)



$$85.96 - 196.2x + 196.2x - 29.43 - 56.53 + M(x) = 0$$

$$M(x) = 0$$



Análisis estático:

La solución del análisis estático para el eje del transportador sinfín implica determinar el diámetro adecuado. Para esto, se eligió del catálogo el acero AISI-SAE 1020 estirado en frío y se obtuvieron los siguientes datos:

El análisis estático para determinar el diámetro mínimo teórico del eje del transportador requiere de la selección del material adecuado como lo es el acero AISI-SAE 1020CD con una resistencia a la tensión (S_y) = 440×10^6 Pa y un límite elástico (S_y) = 370×10^6 Pa.

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{F \cdot S}{S_y}\right)^2 \left(\left(\frac{32 M_{\max}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \tau_{\max}}{\pi}\right)^2 \right)}$$

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{1.5}{370 \times 10^6}\right)^2 \left(\left(\frac{32 (85.96 \text{ N.m})}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 (56.53 \text{ N.m})}{\pi}\right)^2 \right)}$$

$$d = 15.99 \text{ mm}$$

Los momentos de torsión y flexión son calculados teniendo como dato el diámetro teórico:

$$\sigma_f = \frac{M_{m\acute{a}x} \left(\frac{d}{2}\right)}{I} = \frac{32 M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{32 * (85,96 \text{ N.m})}{\pi * (0,0159 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_f = 214,34 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_{m\acute{a}x} \left(\frac{d}{2}\right)}{I} = \frac{16 \tau_{max}}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 56.53 \text{ N.m}}{\pi (0.0159 \text{ m})^3}$$

$$\tau = 70.48 \text{ MPa}$$

Determinamos el esfuerzo equivalente con la ecuación del esfuerzo de distorsión:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(214.34 \text{ MPa})^2 + 3(70.48 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 246.67 \text{ MPa}$$

Para el factor de seguridad:

$$F.S = \frac{370 \text{ MPa}}{246.67 \text{ MPa}}$$

$$F.S = 1,50$$

El criterio de diseño conservador es el más adecuado para estos casos, es por ello que se utiliza la ecuación de la teoría de Goodman modificada considerando cargas cíclicas.

$$T_a = M_m = 0.$$

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

Necesitamos determinar el límite de la resistencia a la fatiga real o corregido, por tanto:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Comenzaremos calculando el límite de resistencia a la fatiga propuesto por Joseph Marín (S_e'), que es igual a la mitad del límite de resistencia a la tracción (S_u), que en este caso es de 440 MPa. Por lo tanto:

$$S'_e = 0.5 \times S_{ut} = 0.5 \times 440 = 220 \text{ MPa}$$

Para el coeficiente de acabado superficial, maquinado, tenemos:

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$k_a = 4.51 \times 440^{-0.265}$$

$$k_a = 0.90$$

Coeficiente de tamaño (k_b):

Utilizaremos un diámetro estándar, mayor al diámetro mínimo hallado: 16mm.

Calcularemos el factor de modificación de la condición superficial (k_b) utilizando la siguiente ecuación:

$$k_b = 1.24d^{-0.107}$$

$$k_b = 1,240 * 16^{-0.1070} = 0,920$$

Coeficiente de carga (k_c):

El coeficiente de modificación de la carga (k_c) se establece en 0,59, considerando las cargas a las que estará sometido el eje.

Coeficiente de temperatura (k_d); para una temperatura de 25°C, el coeficiente es 1.

Coeficiente de confiabilidad (k_e):

El coeficiente de confiabilidad (k_e) se establece en 0.897, considerando una confiabilidad de diseño del 90%.

Coeficiente de concentración (K_f, K_{fs}):

Para calcular los factores de concentración (K_f, K_{fs}) del esfuerzo medio y alternante respectivamente, se toma en cuenta un valor de radio de muesca (r) de 2 mm.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

Donde: K_f es el coeficiente de concentración de esfuerzo flector; K_{fs} es el coeficiente de concentración de esfuerzos torsor; K_t es el coeficiente de flexión; K_{ts} es el coeficiente de torsión; q es la sensibilidad a la muesca (flexión); $q_{cortante}$ es la sensibilidad a la muesca (torsión).

Aplicando las ecuaciones de los factores de concentración por fatiga, tenemos:

Para: $q=0,75$; $q_{cortante} = 0,95$; $kt=1,7$ y $kts=1,48$

$$K_f = 1 + 0.75(1.7 - 1)$$

$$K_f = 1.53$$

$$K_{fs} = 1 + 0.95(1.48 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.36$$

$$S_e = 0.90 * 0.92 * 0.59 * 1 * 0.897 * 220MPa$$

$$S_e = 147.09 MPa$$

Finalmente, procedemos a calcular el diámetro del eje utilizando la ecuación de ED-GOODMAN, teniendo en cuenta $M_m = T_a = 0$

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

Cálculo de esfuerzos fluctuantes

Calculamos los esfuerzos fluctuantes (M_a , M_m) determinando el momento alternante:

$$M_a = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{85.96 N.m}{2}$$

$$M_a = 42.98 N.m$$

Torque medio:

$$T_m = \frac{53.56 N.m}{2}$$

$$T_m = 28.27 N.m$$

Por tanto:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 1.5}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.53 * (42.98 \text{ N.m})}{147.09 * 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.36 * 28.27 \text{ N.m}}{370 * 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 19.08 \text{ mm}$$

El eje del transportador sin fin requerirá un acero AISI-SAE 1020 con un diámetro de 20 mm.

Diámetro del Eje de Transmisión:



$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{By} - P_1 = 0$$

$$R_{Ay} = -323.05 \text{ N}$$

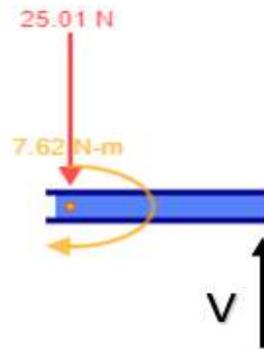
$$\sum M = 0 \rightarrow M_{Ay} - 7.62 + 25.01(0.06) - 56.53 + R_{By}(0.18)$$

$$R_{By} = 348.05 \text{ N}$$



$$\sum F_y + V(x) = 0$$

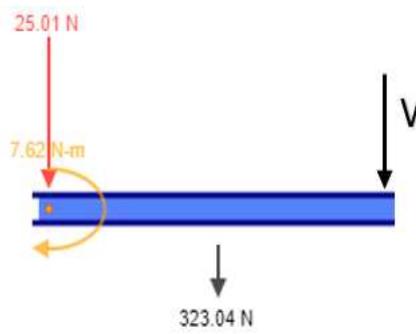
Sección 1: ($0 \leq x \leq 0.06$)



$$-25.01 - V(x) = 0$$

$$V(x) = -25.01 \text{ N}$$

Sección 2: ($0.06 \leq x \leq 0.24$)



$$-25.01 - 323.04 - V(x) = 0$$

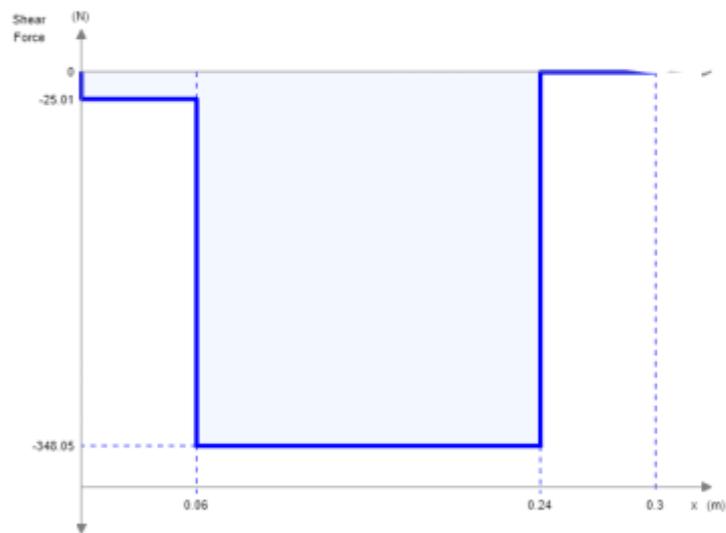
$$V(x) = -348.05 \text{ N}$$

Sección 3: ($0.24 \leq x \leq 0.3$)



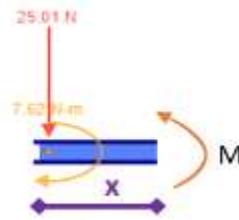
$$-25.01 - 323.04 + 348.05 - V(x) = 0$$

$$V(x) = 0 \text{ N}$$



$$\sum M + M(x) = 0$$

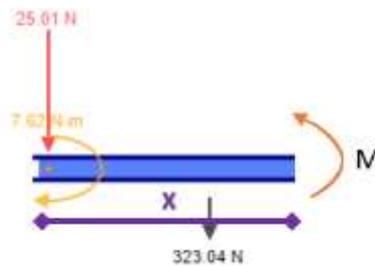
Sección 1: ($0 \leq x \leq 0.06$)



$$-7.62 + 25.01 x + M(x) = 0$$

$$M(x) = 7.62 - 25.01 x$$

Sección 2: ($0.06 \leq x \leq 0.24$)



$$-7.62 + 25.01 x + 323.04(x - 0.06) + M(x) = 0$$

$$M(x) = -348.05 x + 27$$

Sección 3: ($0.24 \leq x \leq 0.30$)



$$-7.62 + 25.01 x + 323.04(x - 0.06) - 348.05(x - 0.24) + M(x) = 0$$

$$M(x) = -56.53 \text{ Nm}$$

Diagrama de Momentos



Análisis estático, eje de transmisión:

Para este análisis se consideró usar un acero AISI 316 CD con resistencia a la tensión $(S_u)=481 \cdot 10^6 \text{ Pa}$; límite elástico $(S_y)= 176 \cdot 10^6 \text{ Pa}$. Hallamos el diámetro teórico.

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{F \cdot S}{S_y}\right)^2 \left(\left(\frac{32 M_{\text{máx}}}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 \tau_{\text{max}}}{\pi}\right)^2 \right)}$$

Sustituyendo los valores:

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{1.5}{176 \times 10^6 \text{ Pa}}\right)^2 \left(\frac{32 (7.62 \text{ N.m})}{\pi}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 (53.56 \text{ N.m})}{\pi}\right)^2}$$

$$d = 16.26 \text{ mm}$$

Con el resultado, se determina el esfuerzo por flexión y torsión:

$$\sigma_f = \frac{M_{\text{máx}} \left(\frac{d}{2}\right)}{I} = \frac{32 M_{\text{máx}}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_f = \frac{32 (7.62 \text{ N.m})}{\pi (0.01598 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_f = 18.05 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_{\text{máx}} \left(\frac{d}{2}\right)}{I} = \frac{16 \tau_{\text{max}}}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 56.53 \text{ N.m}}{\pi (0.01598 \text{ m})^3}$$

$$\tau = 66.94 \text{ MPa}$$

Se halla el esfuerzo equivalente de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(18.05 \text{ MPa})^2 + 3(66.94 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma' = 117.33 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$F.S = \frac{370 \text{ MPa}}{117.33 \text{ MPa}}$$

$$F.S = 1.50$$

Con el criterio de diseño conservador de falla por fatiga, se utiliza la ecuación de Goodman modificado para hallar el diámetro mínimo:

$$T_a = M_m = 0.$$

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

Límite de resistencia a la fatiga real tomando en consideración los factores de corrección:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S'_e = 0.54 \times S_{ut} = 0.5 \times 481 \text{ MPa} = 240.5 \text{ MPa}$$

Coeficiente superficial para maquinado(k_a):

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$k_a = 4,51 * 481,00^{-0.265}$$

$$k_a = 0,880$$

Coeficiente de tamaño (k_b):

Para un diámetro comercial de 17mm tenemos:

$$k_b = 1.24 d^{-0.107}$$

$$k_b = 1,24 * 17,00^{-0.107} = 0,920$$

Coeficiente de carga (k_c):

Se considerará $k_c = 0,59$, para un diseño conservador.

Coeficiente de temperatura (k_d):

$$k_d = 1, \text{ para temperaturas ambiente.}$$

Coeficiente de confiabilidad (k_e):

$$k_e = 0,897 \text{ (para una confiabilidad de 90\%)}$$

Coeficiente de concentración de esfuerzos por fatiga (K_f , K_{fs}):

Consideramos el valor de muestra: $r = 2mm$ y filete en el hombro del eje.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

Donde: K_f es el coeficiente de concentración de esfuerzo flector; K_{fs} es el coeficiente de concentración de esfuerzos torsor; K_t es el coeficiente de flexión; K_{ts} es el coeficiente de torsión; q es la sensibilidad a la muesca (flexión); $q_{cortante}$ es la sensibilidad a la muesca (torsión).

Aplicando las ecuaciones de los factores de concentración por fatiga, tenemos:

Para: $q=0,75$; $q_{cortante} = 0,9$; $D=16$; $d=14$

$$K_f = 1 + 0,75(1,7 - 1)$$

$$K_f = 1,53$$

$$K_{fs} = 1 + 0,95(1,48 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,36$$

$$S_e = 0,88 * 0,92 * 0,59 * 1 * 0,897 * 240,5 \text{ MPa}$$

$$S_e = 156,03 \text{ MPa}$$

Hallamos: $M_m = T_a = 0$

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

Momento alternante:

$$M_a = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{7.62 \text{ N.m}}{2}$$

$$M_a = 3.81 \text{ N.m}$$

Torque Medio:

$$T_m = \frac{53.56 \text{ N.m}}{2}$$

$$T_m = 28.27 \text{ N.m}$$

Entonces:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 1.5}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.53 \times (3.81 \text{ N.m})}{156.03 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.36 \times 28.27 \text{ N.m}}{176 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 14.33 \text{ mm}$$

En conclusión, seleccionaremos un diámetro estandarizado de 31,75mm \approx 1 ¼" para asegurar la adecuada selección los rodamientos estandarizados y comerciales.

Rodamientos para el eje:

Utilizando el catálogo de SKF, seleccionaremos el modelo UCP 207-20, que se define como <<soportes de pie con rodamiento de bolas, que consta de un rodamiento de inserción montado en un soporte y que puede atornillarse a una superficie de apoyo>> (SKF, 2019)

Datos: carga rodamiento 01(P_1)=323,04N; carga rodamiento 02(P_2)=348,05N; diámetro del eje (d)=31,75 mm; diámetro exterior rodamiento(D)=46,8 mm; carga dinámica básica (C)=25,5 kN; carga estática básica (C_0)=15,3 kN; carga límite de fatiga (P_u) =0,655 kN; temperatura (T°)=40°C.

Lubricación:

Para hallar la viscosidad nominal y lubricante de rodamiento a utilizar se tiene:

$$dm = 0.5(d + D)$$

Reemplazado

$$dm = 0.5(31.75mm + 46.8 mm)$$

$$dm = 39.275$$

Entonces comparando el valor de dm y la temperatura de funcionamiento (T°) con las tablas, la viscosidad nominal (V_1) es 45 mm²/s. y el tipo lubricante es un aceite ISO VG32.

Vida Nominal Básica (L_{10h}):

$$Li_{oh} = \left(\frac{10^6}{60n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^2$$

Para el rodamiento 01:

$$Li_{oh1} = \left(\frac{10^6}{60 * 356.79} \right) \left(\frac{25.5 \text{ kN}}{0.323 \text{ kN}} \right)^2$$

$$Li_{oh1} = 22\,976\,703,11 \text{ h}$$

Para el rodamiento 02:

$$Li_{oh2} = \left(\frac{10^6}{60 * 356.79} \right) \left(\frac{25.5 \text{ kN}}{0.348 \text{ kN}} \right)^2$$

$$Li_{oh2} = 18\,370,953.72 \text{ h}$$

La viscosidad real tendrá como valor; 32mm²/s según ISO-VG32, por tanto:

$$k = \frac{V}{V_1}$$

$$k = \frac{32 \text{ mm}^2/\text{s}}{45 \text{ mm}^2/\text{s}}$$

$$k = 0,71$$

Coefficiente de Contaminación (n_c):

Para evaluar el factor de contaminación, se compara las condiciones de uso del rodamiento con el valor de "d_m". En el caso de los rodamientos R₁ y R₂, se ha determinado que el factor de contaminación es de 0,2.

Coefficiente a_{SKF}:

Al calcular el factor a_{SKF}, se tiene que dirigir al diagrama 2 según SKF [21] donde el valor en el eje "x" comprende una fórmula:

$$n_c * \frac{P_u}{P}$$

Para el rodamiento 01:

$$0.2 * \frac{0.655 \text{ kN}}{0.323 \text{ kN}} = 0.41$$

Para el rodamiento 02:

$$0.2 * \frac{0.655 \text{ kN}}{0.348 \text{ kN}} = 0.38$$

$$Li_{ohmh} = a_{SKF} * Li_{oh}$$

Para el rodamiento 01:

$$Li_{ohmh1} = 9 * 22'976,703.11 h$$

$$Li_{oh1} = 206'790,327.9 h$$

Para el rodamiento 02:

$$Li_{ohmh2} = 8.5 * 18'370,953.72 h$$

$$Li_{oh2} = 15 615 310,66 h$$

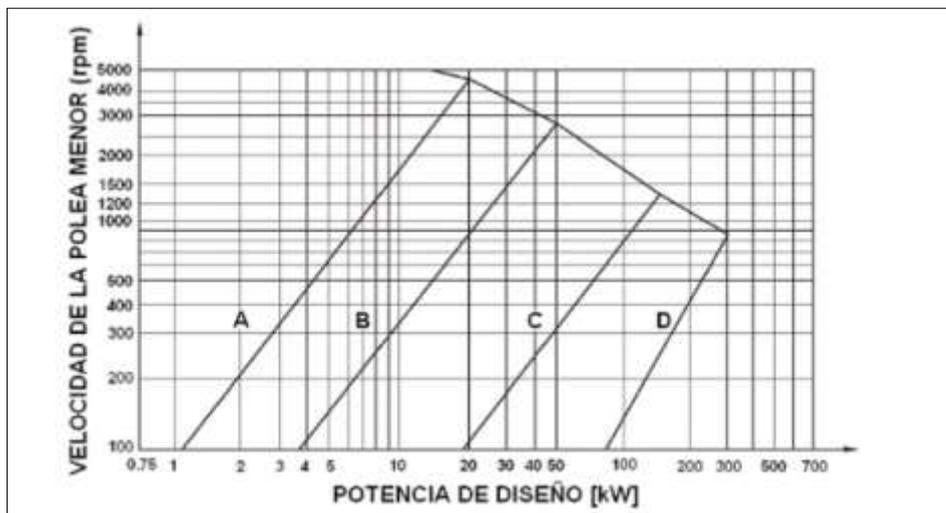
$$Li_{permissible} > 1\ 000\ 000 \text{ horas}$$

Selección de poleas y correas para el sistema:

Potencia del motor eléctrico=1 hp/0,75 kW; velocidad de giro=1130 rpm; coeficiente de servicio=1,15; diámetro de polea motriz (d_1)=4"/101,6 mm; diámetro de polea accionada (d_2)=12"/304,8 mm.

Imagen 18

Perfil de correas clásicas



Nota. imagen tomada de "Revista Facultad de Ingeniería – Vol.22, N°35-2013 -

[http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0121-](http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0121-11292013000200004#ecu4)

[11292013000200004#ecu4](http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0121-11292013000200004#ecu4)"

Al seleccionar el diámetro mínimo de la polea menor, se determinó que el perfil "Tipo A" cumple con los requisitos de diseño necesarios para nuestro sistema de dosificación.

Imagen 19

Perfiles de polea según el diámetro.

Perfil	A	B	C	D
Diámetro mínimo [mm]	71	112	180	355

Nota. imagen tomada de "Revista Facultad de Ingeniería – Vol.22, N°35-2013 - http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0121-11292013000200004#ecu4"

Al realizar el cálculo de la velocidad de la correa, es fundamental tener en cuenta que el límite permitido para el uso de una sola correa debe ser menor a 30 m/s en correas en "V" clásicas. (Zaeta & Flores, 2013).

Velocidad de correa:

$$v = \frac{n_1 * \pi * d_1}{60000}$$

Donde: n_1 es la velocidad de rotación de la polea del motor eléctrico (rpm); d_1 es el diámetro de la polea del motor eléctrico. (mm)

Reemplazando:

$$v = \frac{1130 \text{ rpm} * \pi * 76.2 \text{ mm}}{60000}$$

$$v = 6.01 \frac{m}{s} (\leq 30 \frac{m}{s})$$

Selección de las bandas o correas;

Potencia corregida (P_C):

$$P_C = P * k$$

Donde: P es la potencia del motor eléctrico; k es el coeficiente de corrección de la potencia del motor eléctrico [22]

$$P_C = 0,750 * 1,20 = 0,90 \text{ kW}$$

$$0.7 * (d_1 + d_2) < a_0 < 2 * (d_1 + d_2)$$

$$284.48 \text{ mm} < a_0 < 812.80 \text{ mm}$$

En nuestro diseño, se ha seleccionado una distancia entre los centros o ejes de 600 mm. A continuación, calcularemos la longitud aproximada de la correa (L_0):

$$L_0 = 2 * a_0 + \frac{\pi}{2} * (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 + d_1)^2}{4 * a_0}$$

$$L_0 = 2 * 600\text{mm} + \frac{\pi}{2} * (304.8\text{mm} + 101.6\text{mm}) + \frac{(304.8\text{mm} + 101.6\text{mm})^2}{4 * 600\text{mm}}$$

$$L_0 = 1855.56\text{mm} \approx 1862 \text{ mm según estandarización}$$

a es la distancia entre centros; A es el arco de contacto

$$a = 60\text{mm} + 1.02 \text{ mm} = 61.02\text{mm}$$

$$A = 180 - 57 \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right)$$

$$A = 180,00 - 57,00 * \left(\frac{304,08 \text{ mm} - 101,6 \text{ mm}}{61,02 \text{ mm}} \right)$$

$$A = 158,77^\circ$$

En el diseño óptimo de la correa de transmisión, el ángulo de contacto de la polea debe ser inferior a los 180°. Si el ángulo de contacto excede este valor, la eficiencia de la transmisión se verá comprometida. Por lo tanto, se debe aplicar un factor de corrección para el arco de contacto (FCA)

F_{CA} es el factor de contacto corregido, para ello se toma en consideración que este debe ser menor a 180° [23]

$$F_{CA} = 0.80$$

P_B es la prestación de base de la banda:

$$P_B = 1,56$$

P_e es la potencia efectiva para cada correa:

$$P_e = P_B * F_{CL} * F_{CA}$$

$$P_e = 1.56 * 1.02 * 0.80$$

$$P_e = 1.27$$

$$N^{\circ} \text{ de correas} = \frac{P_c}{P_e}$$

$$N^{\circ} \text{ de correas} = \frac{0.9}{1.27} = 0.71 \approx 1$$

Conclusiones:

Para la transmisión de nuestro sistema de dosificación, se necesita lo siguiente:

Motor	Marca	Weg		
	Potencia	1	hp	
		0.75	kW	
Transmisión	Poleas	Conductora	4	pulgadas
		Conducida	12	pulgadas
	Faja	74	pulgadas	
	Tipo	A		

Para determinar el trazo de aletas del transportador se tiene: diámetro del helicoide ($d_{helicoide}$)=63,50 mm; diámetro del eje sin fin (d_{eje})=20,00 mm; paso (P)=63,50 mm; largo (L)=60,00 cm.

$$A = \frac{d_{helicoide} - d_{eje}}{2}$$

$$RH = \sqrt{d_{helicoide}^2 * \pi^2 + P^2}$$

$$RE = \sqrt{d_{eje}^2 * \pi^2 + P^2}$$

$$r = \frac{A * RE}{RH - RE}$$

$$R = r + A$$

$$\Delta = 2 * R * \pi$$

$$\beta = \frac{RH * 360^\circ}{\Delta}$$

$$X = 360^\circ - \beta$$

Reemplazando:

$$A = \frac{63,5 \text{ mm} - 20 \text{ mm}}{2} = 21,75 \text{ mm}$$

$$RH = \sqrt{63,5^2 * \pi^2 + 63,5^2} = 209,35 \text{ mm}$$

$$RE = \sqrt{20^2 * \pi^2 + 63,5^2} = 89,33 \text{ mm}$$

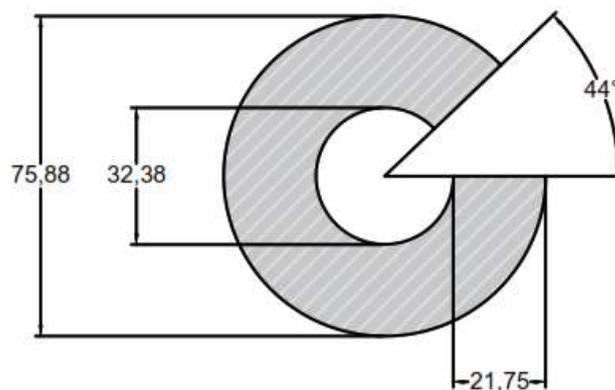
$$r = \frac{21,75 \text{ mm} * 89,330 \text{ mm}}{209,350 \text{ mm} - 89,330 \text{ mm}} = 16,190 \text{ mm}$$

$$R = 16,19 \text{ mm} * 21,75 \text{ mm} = 37,94 \text{ mm}$$

$$\beta = \frac{209,35 \text{ mm} * 360^\circ}{238,37^\circ} = 319,17^\circ$$

$$X = 360^\circ - 319,17^\circ = 43,83^\circ$$

$$\Delta = 2 * 37,94 \text{ mm} * \pi = 238,37^\circ$$



Selección de canal chavetero;

Se obtuvieron los siguientes datos del fabricante al seleccionar el modelo de carcasa del motor eléctrico:

Datos: ancho de chaveta (F)=8 mm; altura de chaveta (GD)=7 mm y largo de chaveta (ES)=36 mm

Entonces con las medidas seleccionadas según motores Weg:

ancho del canal chavetero=8 mm; altura del canal chavetero=3.5 mm; tolerancia del canal chavetero (b*h)=-0.036 x -0.090; largo del canal=la profundidad total de la polea.

Rodamiento 1: 6205ZZ; Rodamiento 2: 6204ZZ

Chaveta del eje de motor:

Datos: ancho de chaveta (h)=8 mm; altura de chaveta (b)=10 mm; largo de chaveta (L)=40 mm

3.2. DISCUSIÓN

El eje es uno de los elementos principales de transmisión por lo que se su diseño estuvo basado en el criterio de fatiga bajo carga cíclica totalmente invertida; utilizando la ecuación de Goodman modificada que tiene un criterio de diseño conservador, según Seung Jeong en su investigación "Fatigue and static failure considerations using a topology optimization method", desarrollo un nuevo método de optimización del diseño que incorpora fatiga dinámica y criterios de falla estática bajo cargas mecánicas constantes y proporcionales. Aunque la falla por fatiga fue una de las consideraciones de diseño más importantes que garantizó la seguridad de una estructura mecánica, al resolver los problemas inherentes y nuevos asociados con los criterios de fatiga los resultados fueron acertados.

El sistema de transporte del bagazo de caña fue dimensionado siguiendo un análisis del criterio de resistencia de materiales y fricción que comparado con el modelo matemático de Debayan Mondal en su investigación "Study on filling factor of short length screw conveyor

with flood-feeding condition”; en el que toma en consideración el caudal másico inferior, material que fluye libremente como material de transporte: amplia gama de productos a granel pulverizados, granulares, de tamaño pequeño y grumoso a una distancia relativamente corta (normalmente hasta 40 m en horizontal o hasta una altura de 30 m). Además se presentó un modelo matemático para el diseño basado en el rendimiento durante el transporte de material utilizando un tornillo continuo girando a velocidades variables.

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones.

La normativa de diseño VDI 2221 fue el lineamiento para proponer un sistema de briquetado por tornillo sin fin considerando el uso de la matriz morfológica y la selección de mejor diseño conceptual considerando evaluaciones técnicas y económicas con criterios basados en los requerimientos de la máquina.

Los cálculos para el dimensionamiento de los elementos principales se basaron en las propiedades físicas y mecánicas del material a compactar, así como criterios de falla estática y fatiga para que estos no fallen.

Los aceros NV6 y NCV7 se propusieron considerando que sufren menos desgaste al rozamiento en compactación.

4.2. Recomendaciones

Se debe investigar a profundidad alternativas de materiales comerciales que puedan tener un mejor comportamiento ante el desgaste de las piezas ocasionados por la fricción entre el material a transportar y compactar.

Un prototipo en físico de transporte y compactado permitirá obtener la relación de transmisión de potencia y el flujo de trabajo.

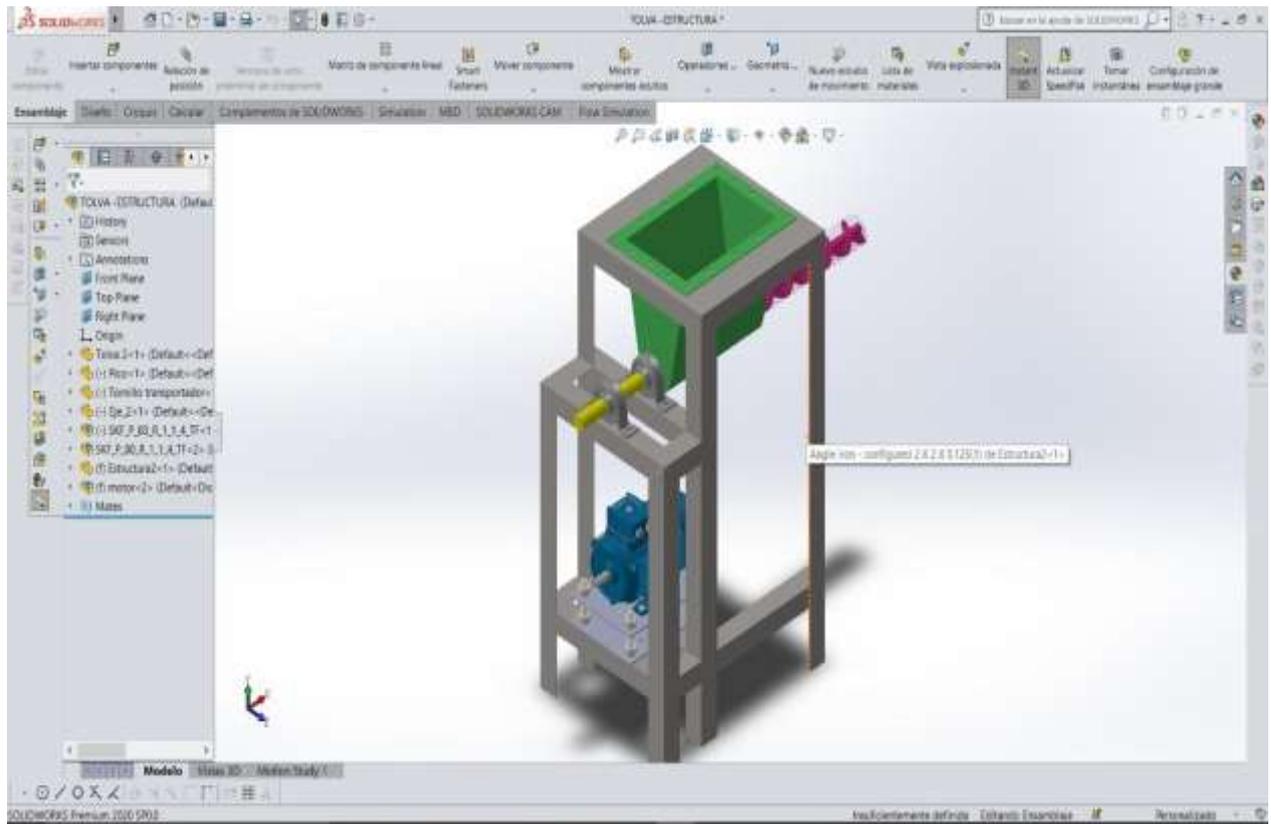
REFERENCIAS

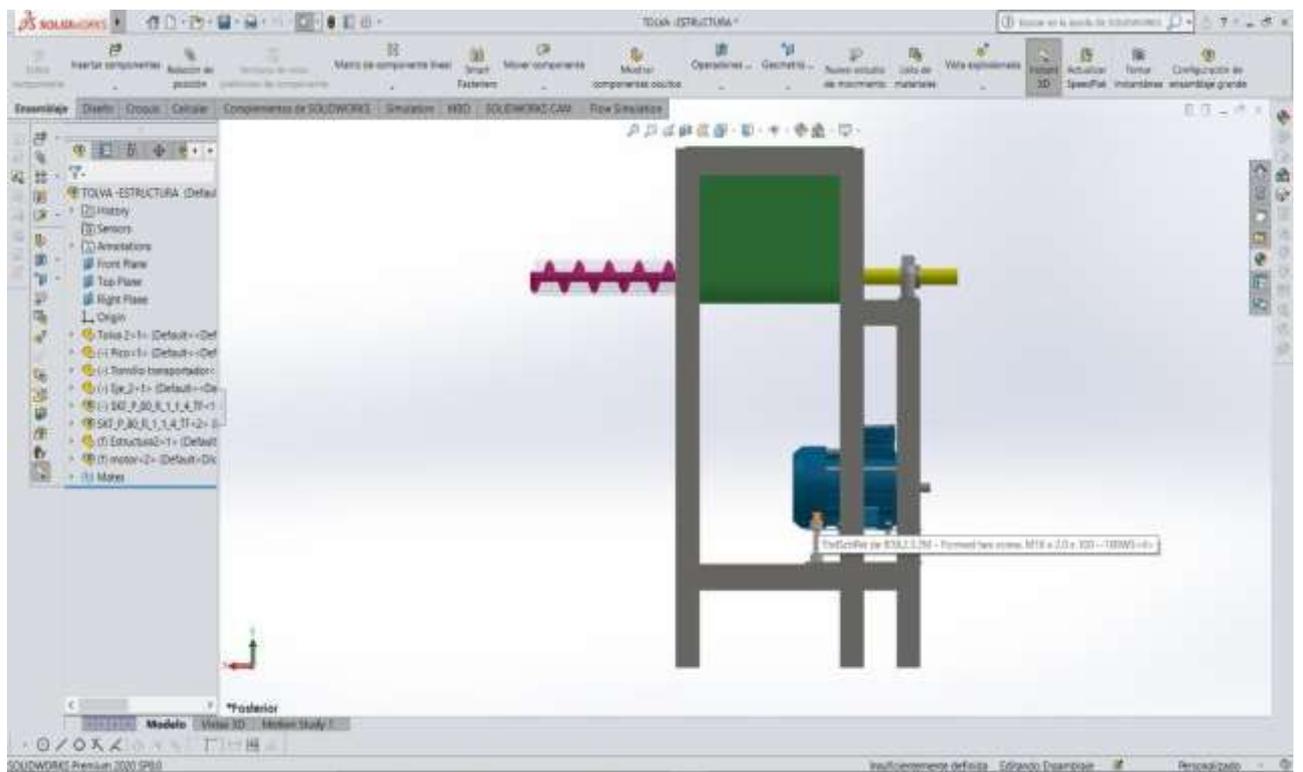
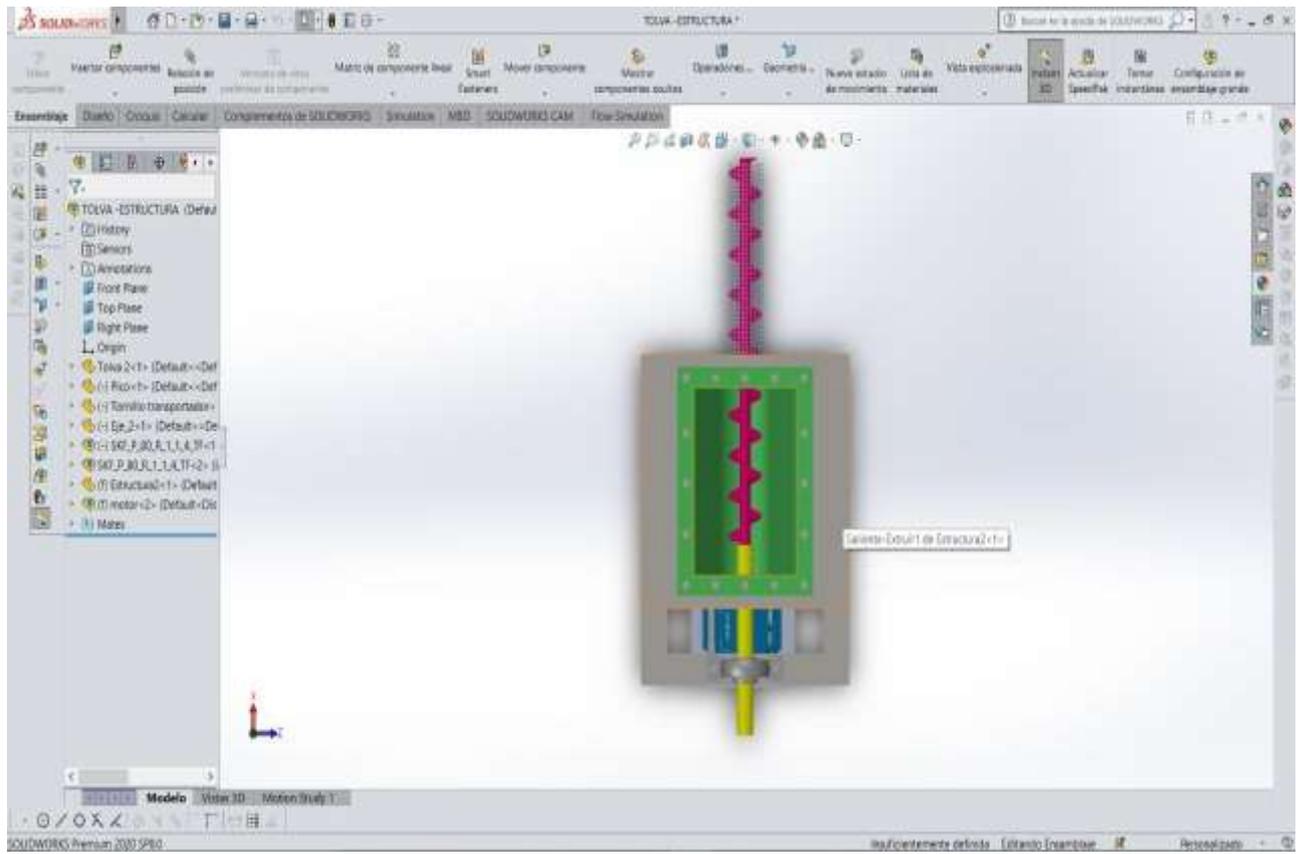
- [1] R. R. I. H. R. S. N. S. J. I. a. S. F. S. Muhammad Sufyan Javed, «The energy crisis in Pakistan: A possible solution via biomass-based waste,» *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 2016.
- [2] M. Asif, «Sustainable energy options for Pakistan,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, pp. 903-909, 2019.
- [3] H. R. Li Junfeng, «Sustainable biomass production for energy in China,» *Biomass and Bioenergy*, pp. 483-499, 2018.
- [4] S. H. M. S. M. Y. S. S. G. J. D. Q. S. C. G. L. X. Li, «Environ Manage,» p. 579–589, 2021.
- [5] L. X. L. H. Longjian Chen, «Renewable energy from agro-residues in China: Solid biofuels and biomass briquetting technology,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, pp. 2689-2695, 2019.
- [6] M. Hellwig, «Energy from biomass: 3rd EC conference,» *Elsevier Applied Science Publishers*, p. 793–798, 2015.
- [7] S. S. X. B. C. L. P.S. Lam, «American Society of Agricultural and Biological Engineers,» *Providence*, 2018.
- [8] M. J. v. d. O. W. T. E. R. K. A. G. P. Jan E.G van Dam, «Process for production of high density/high performance binderless boards from whole coconut husk: Part 1: Lignin as intrinsic thermosetting binder resin,» *Industrial Crops and Products*, pp. 207-216, 2017.
- [9] Y. M. L. M. Xianyang Zeng, «Utilization of straw in biomass energy in China,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11, pp. 976-987, 2017.
- [10] T. T. H. K. K. O. M. K. Guoqing Lu, «Características básicas de combustión de biobriquetas,» vol. 23, pp. 404-412, 2016.
- [11] S. Yaman, «Pyrolysis of biomass to produce fuels and chemical feedstocks,» *Energy Conversion and Management*, vol. 45, pp. 651-671, 2017.
- [12] A. Demirbaş, «Gaseous products from biomass by pyrolysis and gasification: effects of catalyst on hydrogen yield,» *Energy Conversion and Management*, vol. 43, pp. 897-909, 2020.
- [13] A. Demirbaş, «Biomass resource facilities and biomass conversion processing for fuels and chemicals,» *Energy Conversion and Management*, vol. 42, pp. 1357-1378, 2021.
- [14] B. J., «Utilización del bagazo de caña de azúcar para la elaboración de briquetas de combustible sólido para usos domésticos en la ciudad de Guatemala,» Universidad Rafael Landívar, 2016.
- [15] A. C. I. a. T. O. K. A. M. U. Ajieh, «Design of grass briquette machine,» *Nigerian Journal of Technology (NIJOTECH)*, p. 527 – 530, 2016.
- [16] H. G. L. Bisrat M. Kebede, «Design, Simulation and Production of Hydraulic Briquette Press for Metal Chips,» *Advances in Science and Technology*, vol. 13, p. 24–30, 2019.
- [17] A. E. A. Yousif A. Abakr, «Experimental evaluation of a conical-screw briquetting machine for the briquetting of carbonized cotton stalks in Sudan,» *Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 1, pp. 212- 220, 2020.

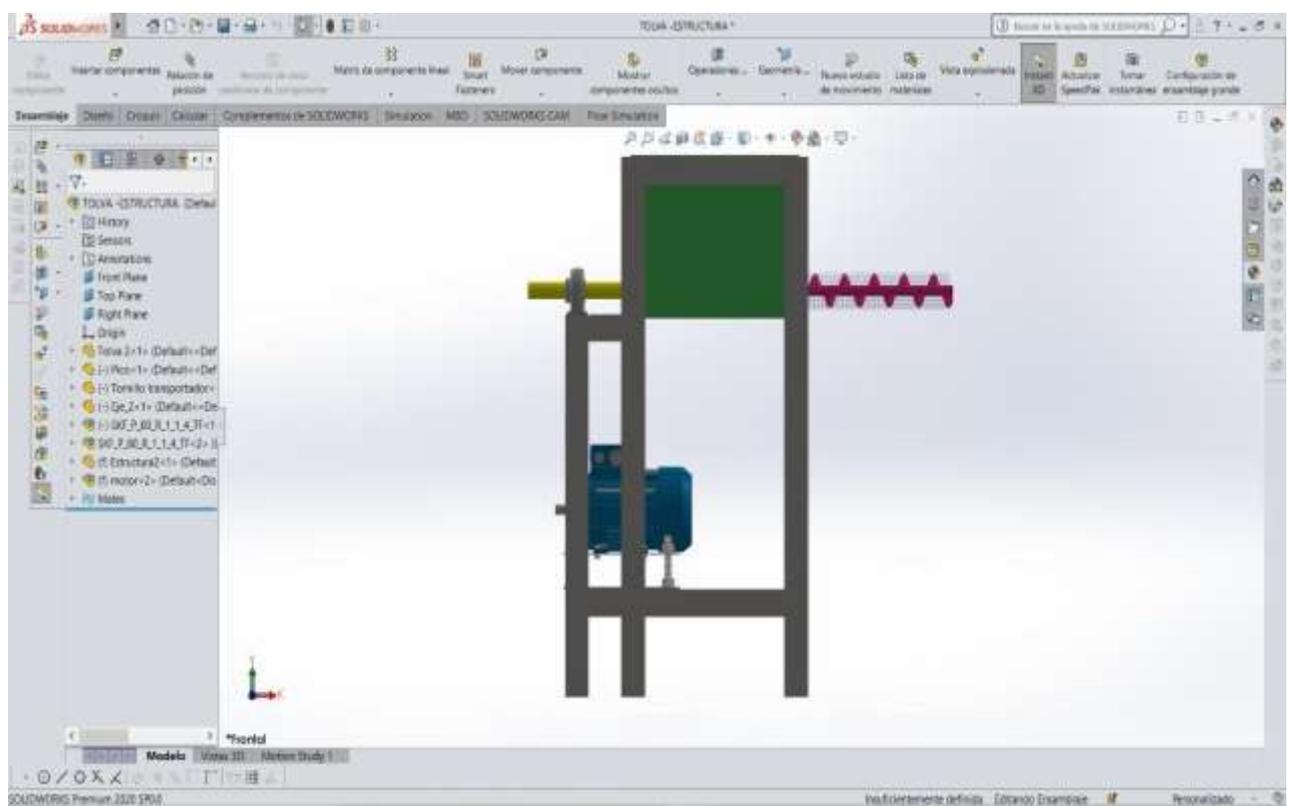
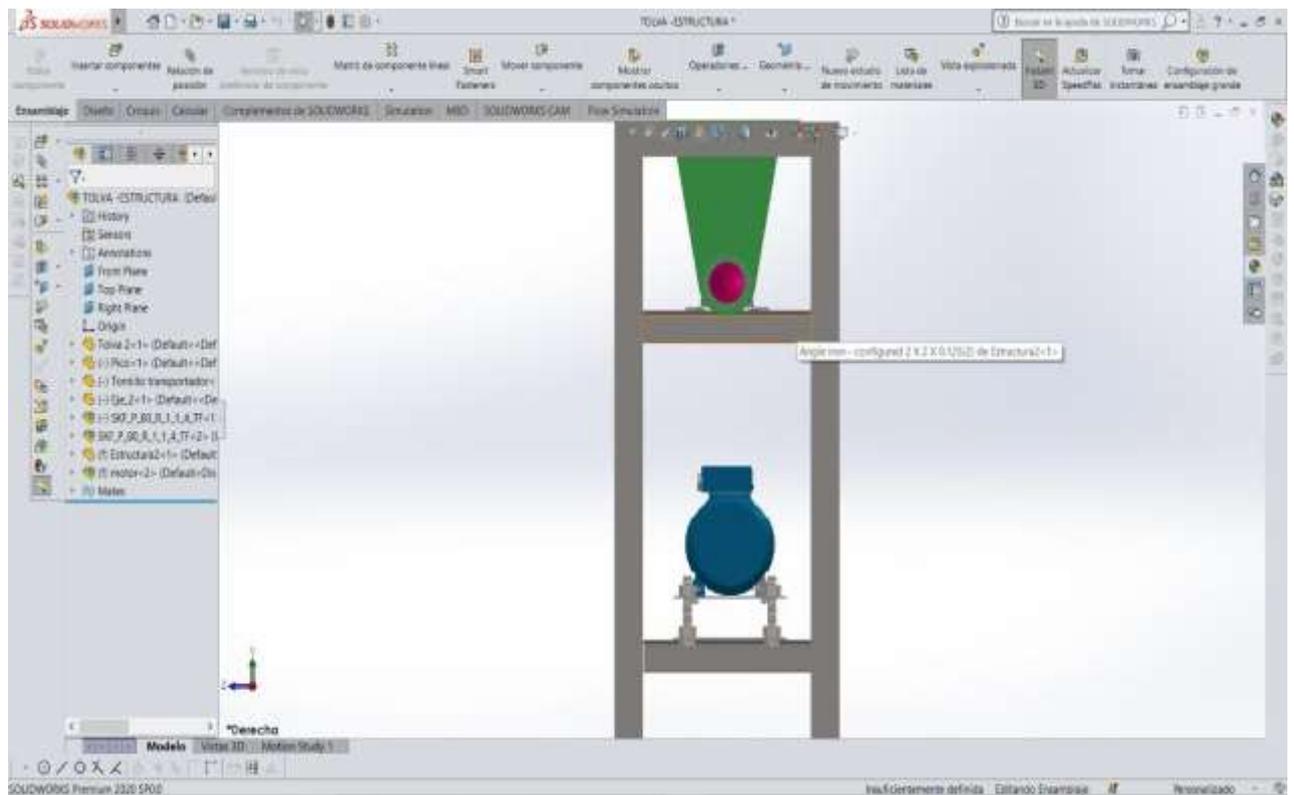
- [18] N. & S. K. & W. T. & T. S. Somsuk, «Design and Fabricate a Low Cost Charcoal Briquette Machine for the Small and Micro Community Enterprises.,» *ResearchGate*, 2018.
- [19] S. J. O. J. S. A. Joseph Ifeolu Orisaleye, «Mathematical modelling of die pressure of a screw briquetting machine,» *Journal of King Saud University - Engineering Sciences*, pp. 555-560, 2020.
- [20] Z. Drzymła, «Research into the briquetting process for improved design of briquetting machines,» *Materials & Design*, pp. 33-40, 1994.
- [21] SKF, «Selección de rodamientos SKF,» [En línea]. Available: <https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/lubrication-condition-the-viscosity-ratio-k>.
- [22] C. L. d. Reductores, «CRL,» [En línea]. Available: <https://clr.es/blog/es/que-es-factor-de-servicio-calcularlo/>.
- [23] H. R. Galbarro, «Ingeniería Mecánica,» [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>.
- [24] R. Budynas y J. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 2008, p. 1008.

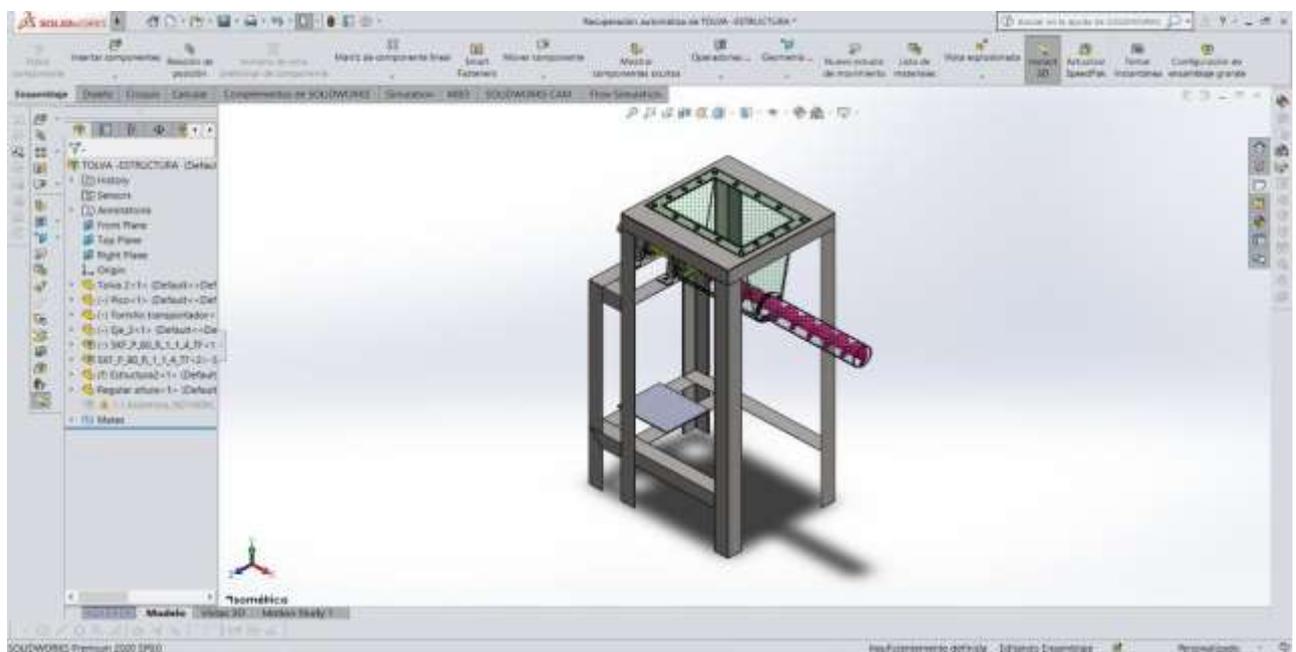
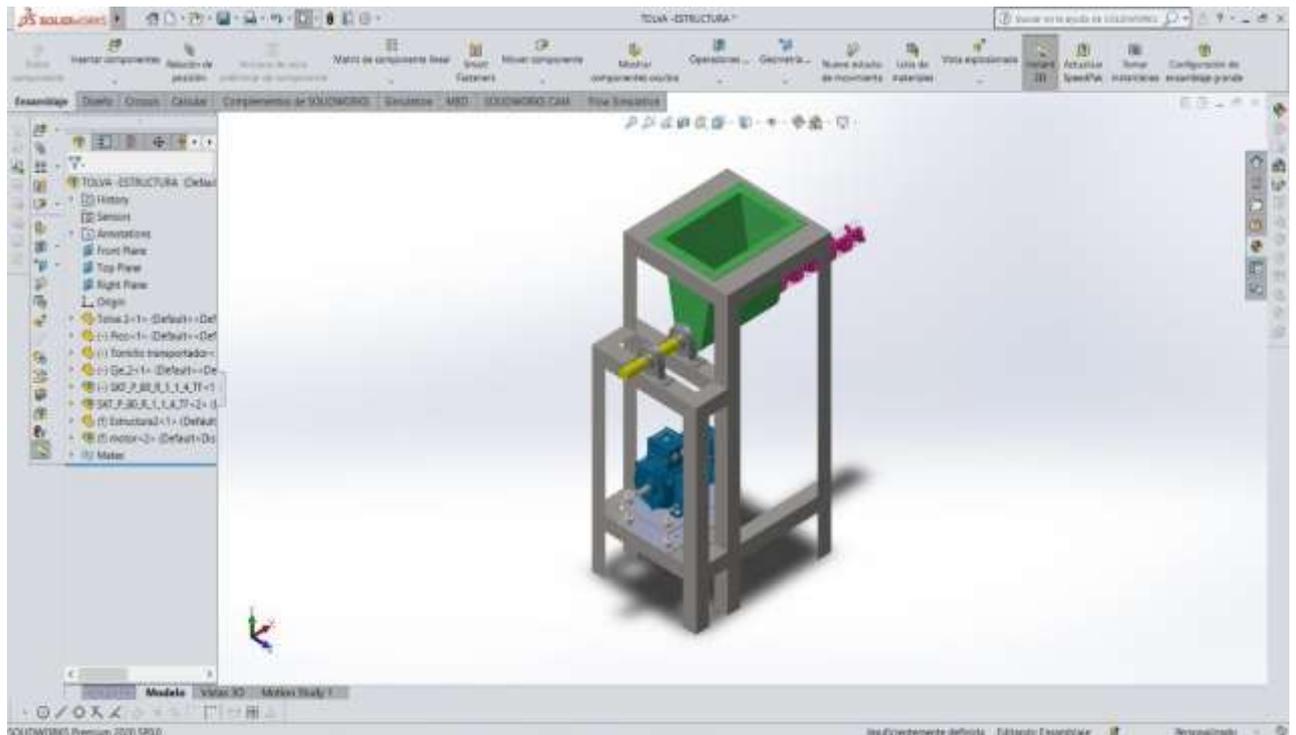
ANEXOS.

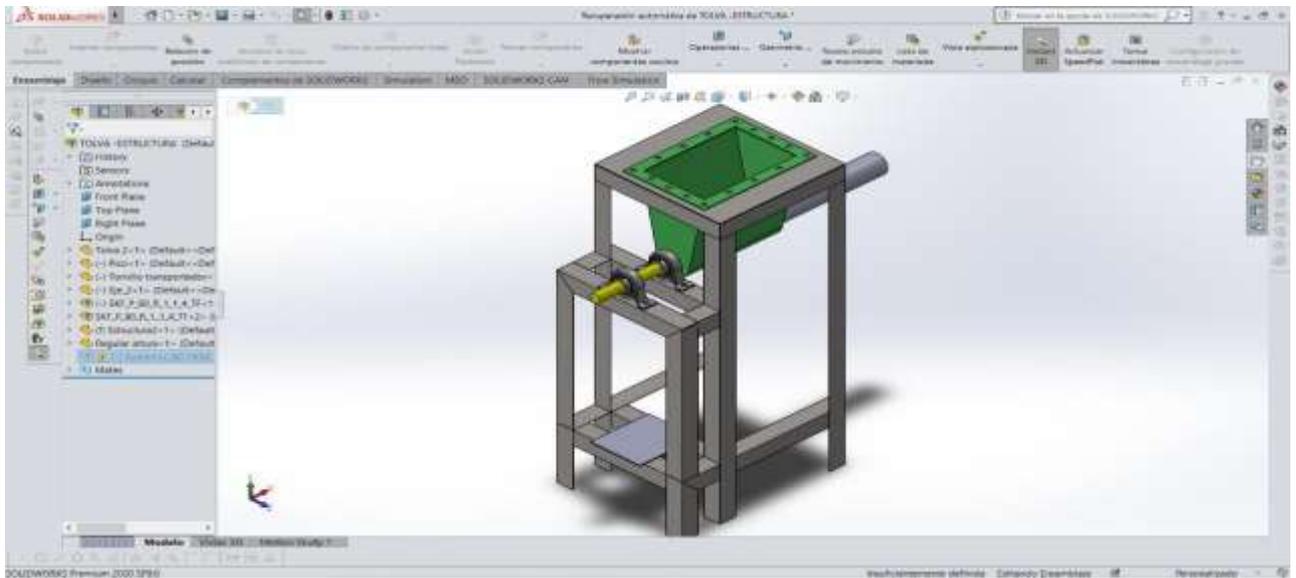
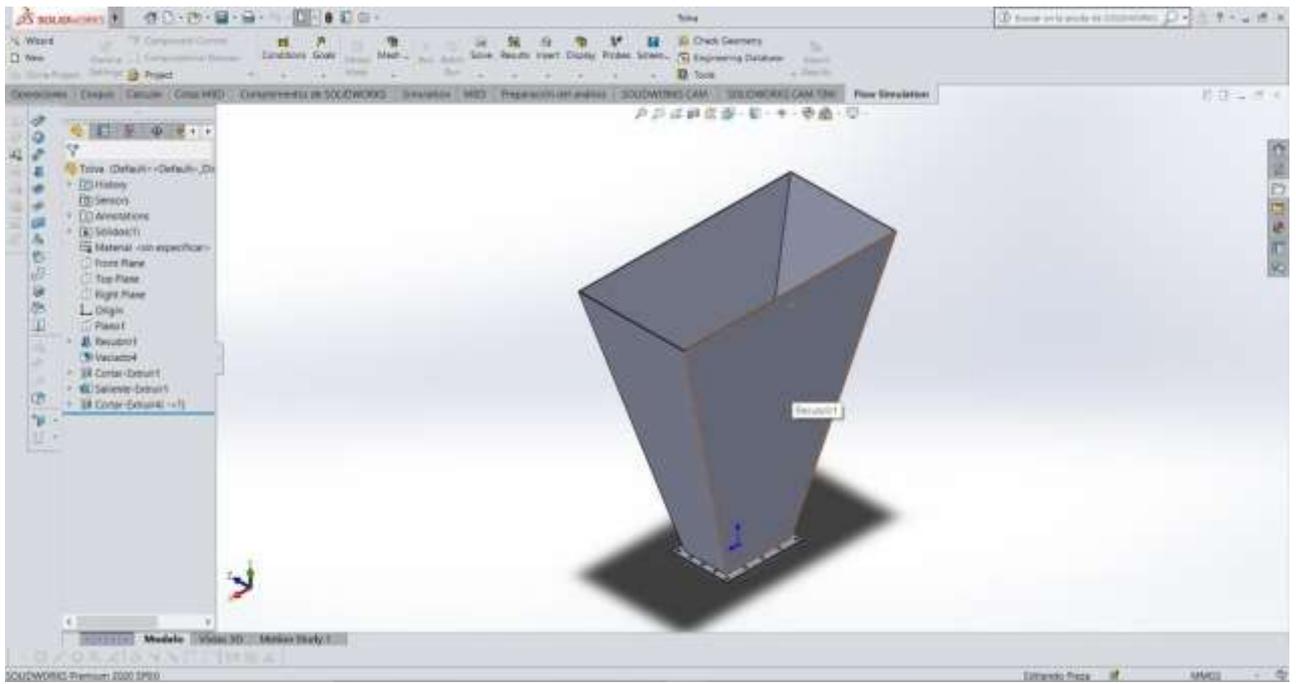
4.1 Anexo 1. Planos

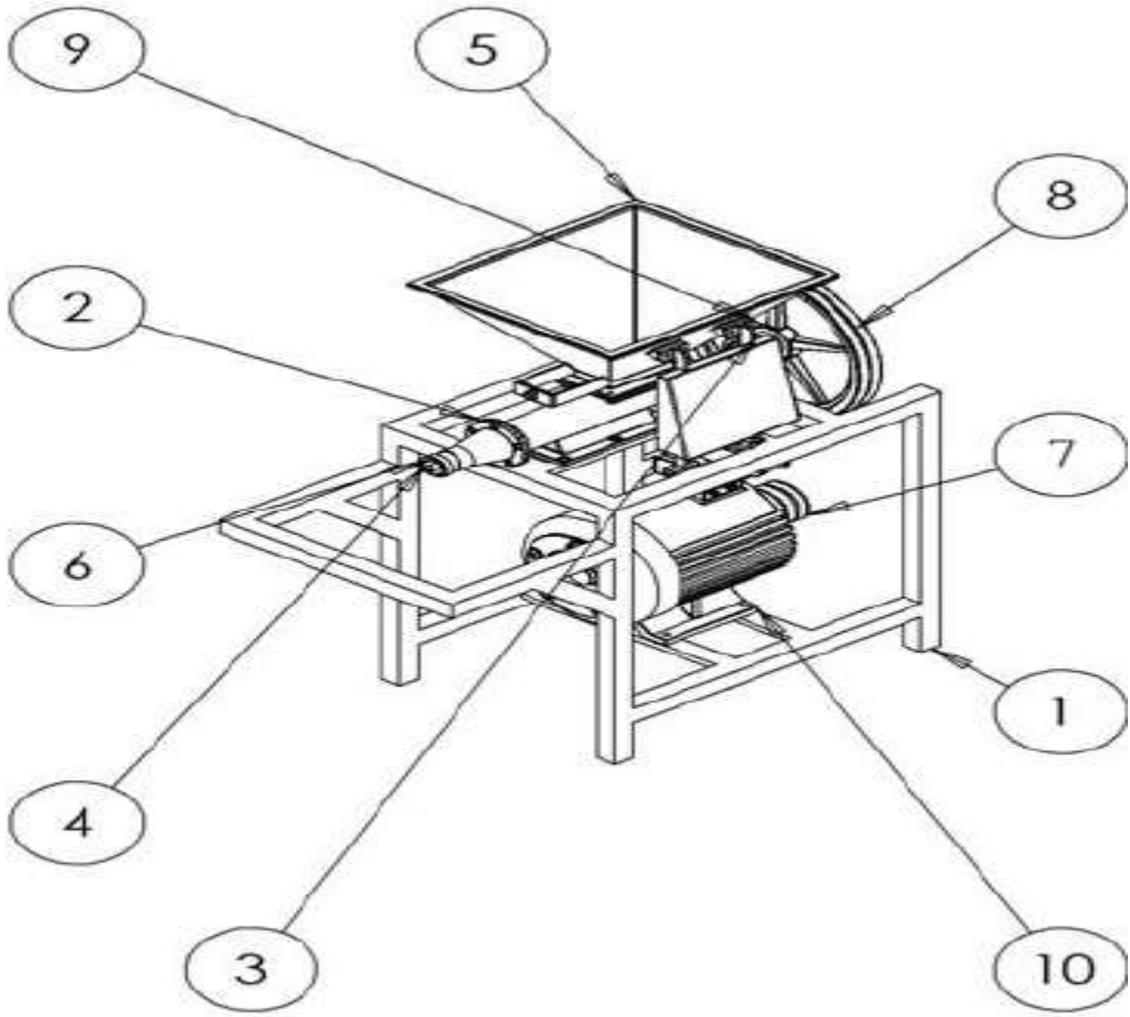


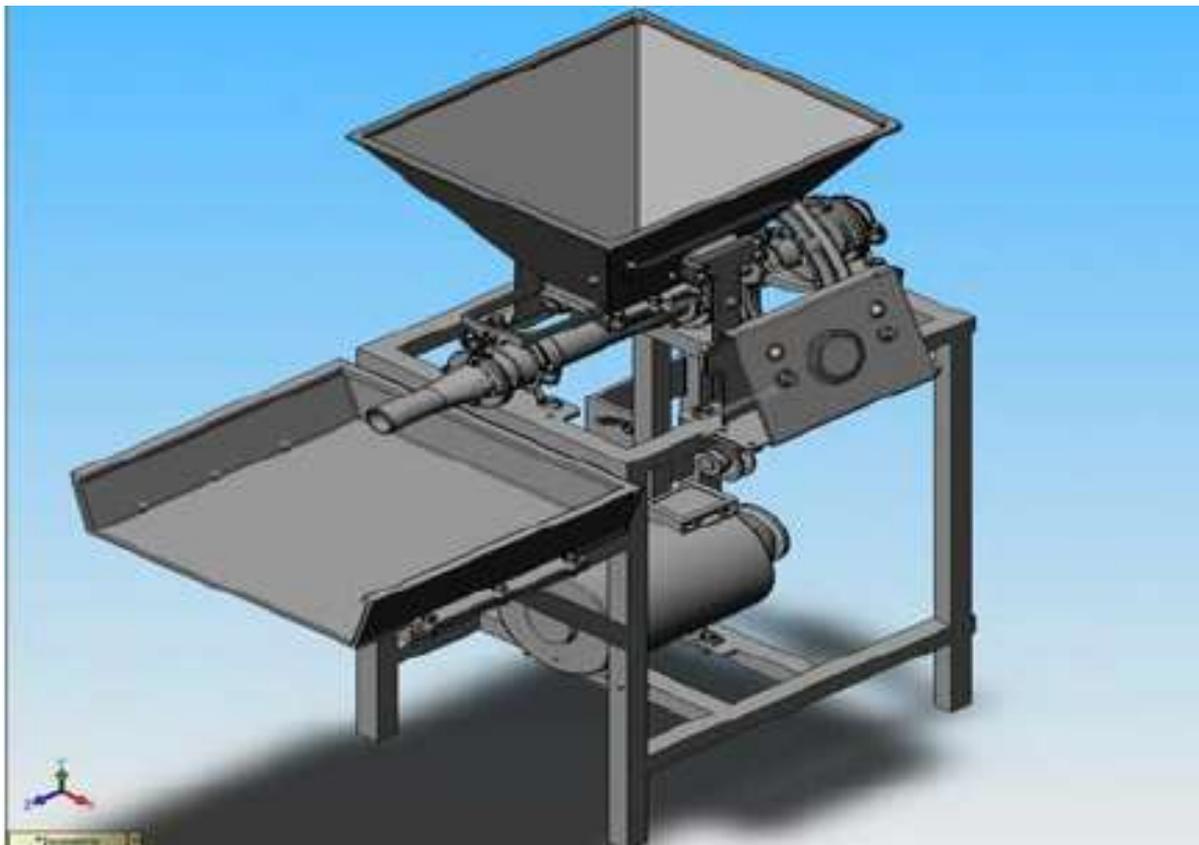
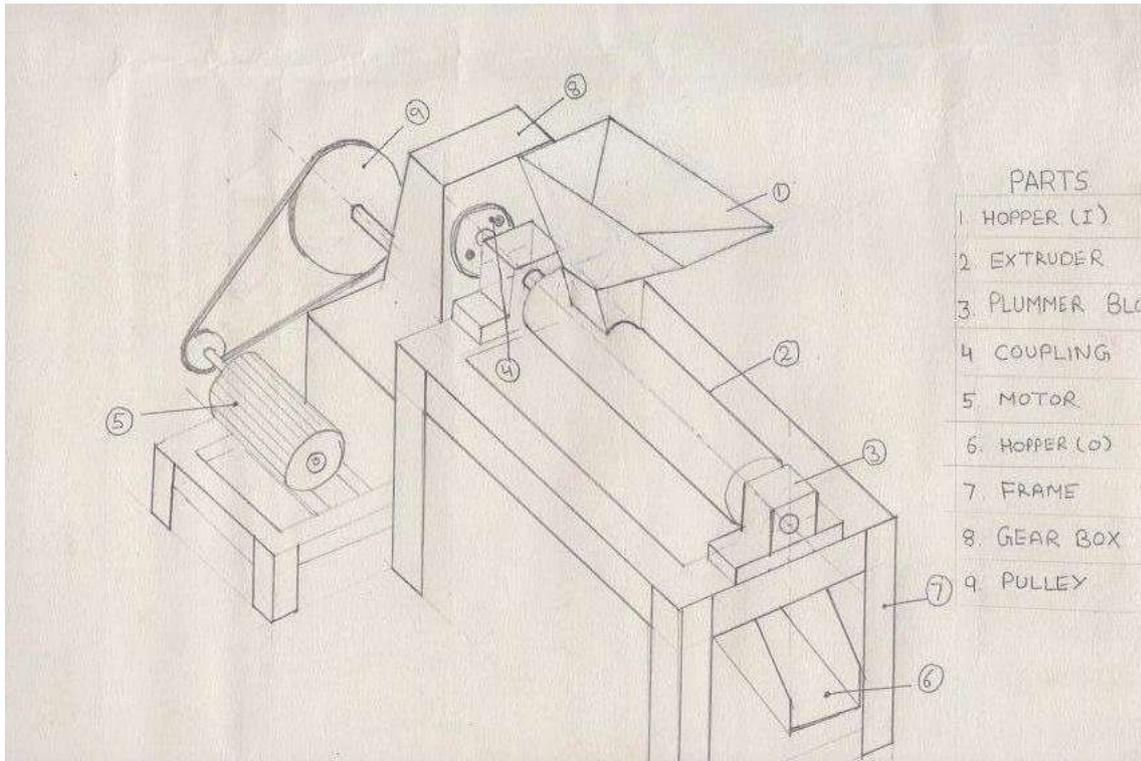


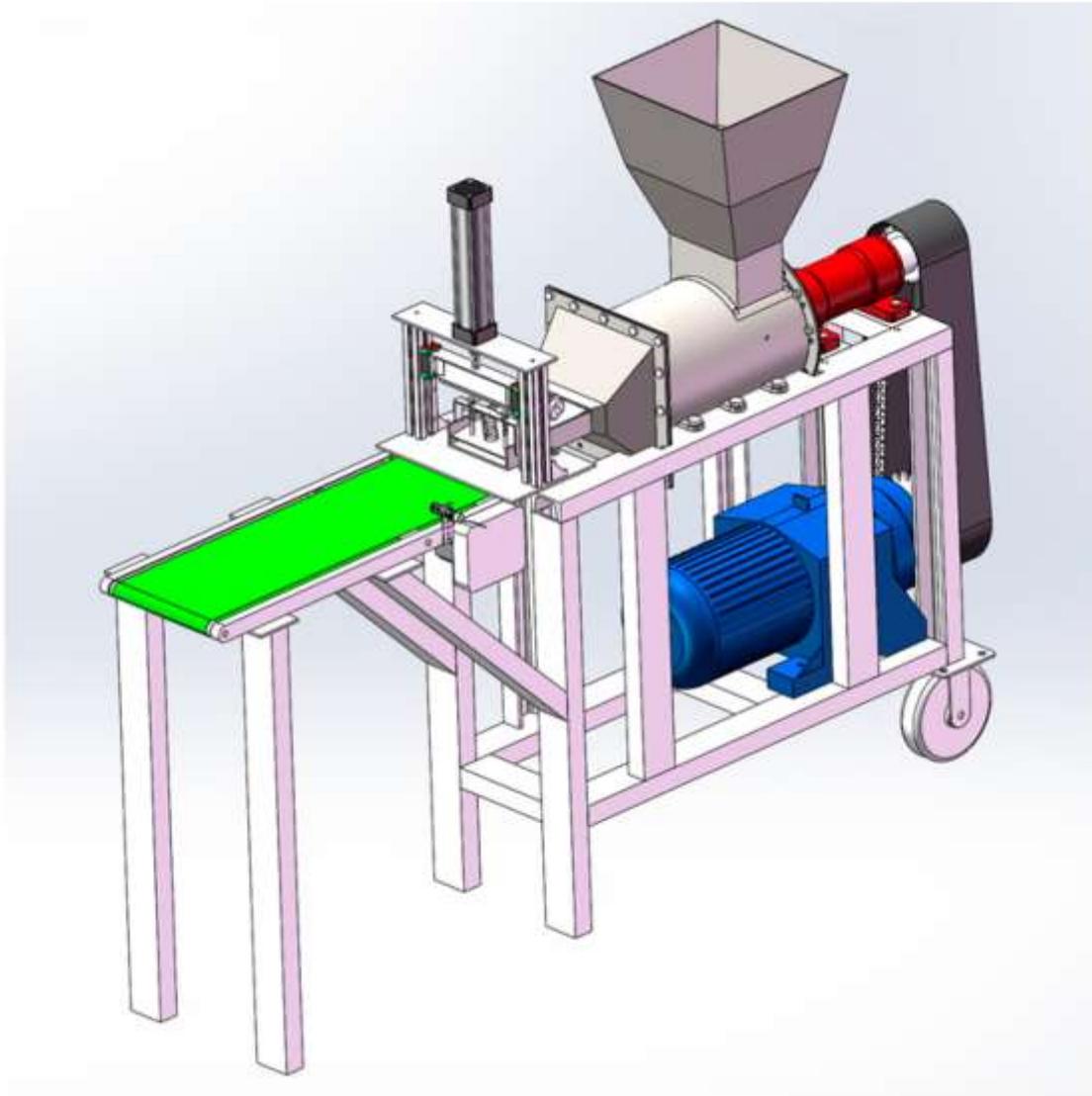












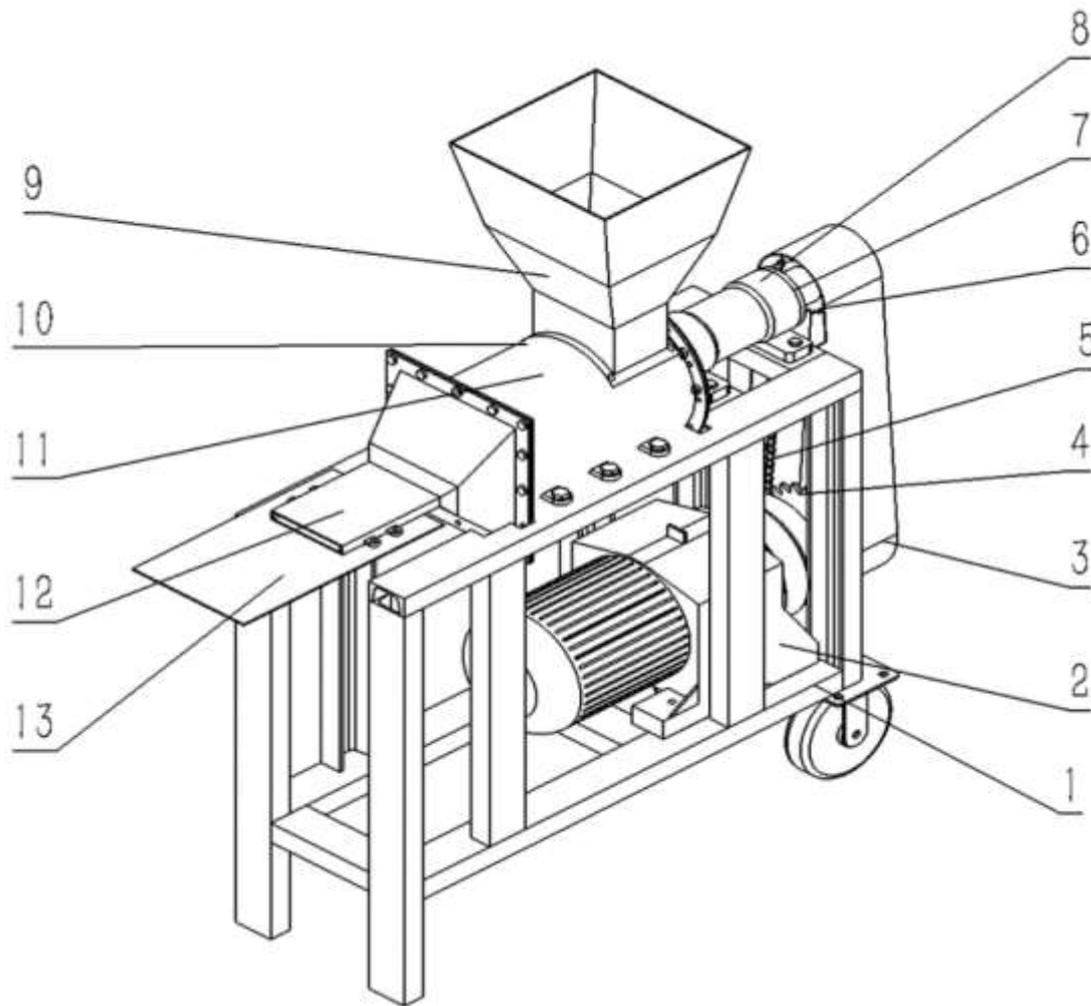
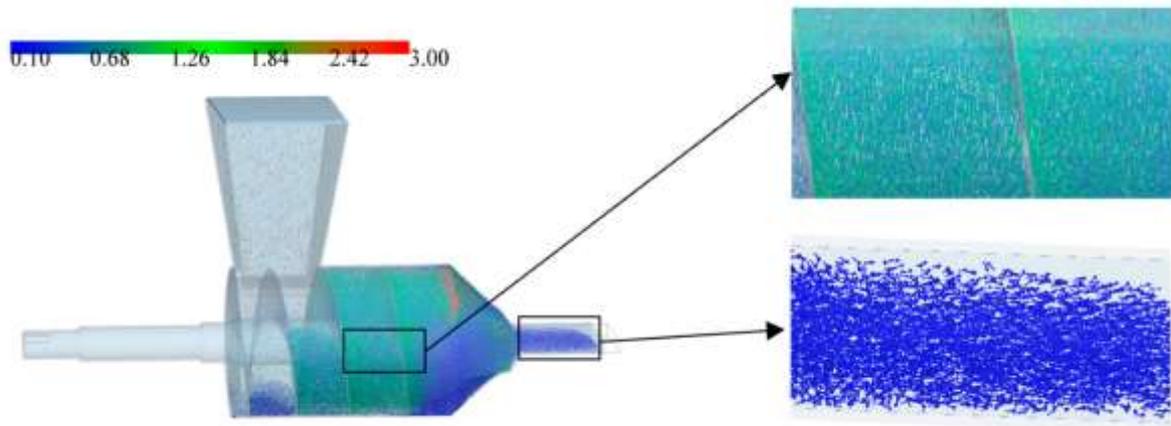


Diagrama estructural de la extrusora de manta de semillas de césped que forma parte del sustrato: 1. Bastidor; 2. Maquinaria eléctrica; 3. Cubierta antipolvo; 4. Rueda dentada grande; 5. Cadena; 6. Rueda dentada pequeña; 7. Rodamiento rígido de bolas; 8. La base de apoyo de la sierra; 9. Puerto de alimentación; 10. Barril cilíndrico; 11. Hélice; 12. Exprima; 13. Placa receptora.

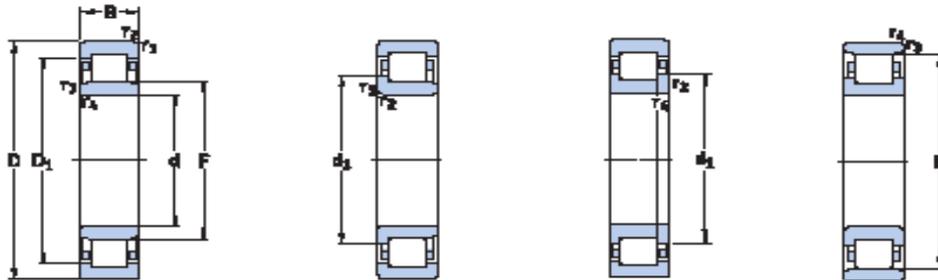


La figura representa la presión vista en sección transversal de la compresión de la materia prima en la dirección X, que pueden mostrar claramente la máxima presión de 3KPsi en el interior del cabezal y la mínima de 1KPsi al descargar la briqueta.

4.2 Anexo 2. Catálogos de elementos estándares

CATALOGO DE RODAMIENTOS SKF

5.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos d 15-25 mm



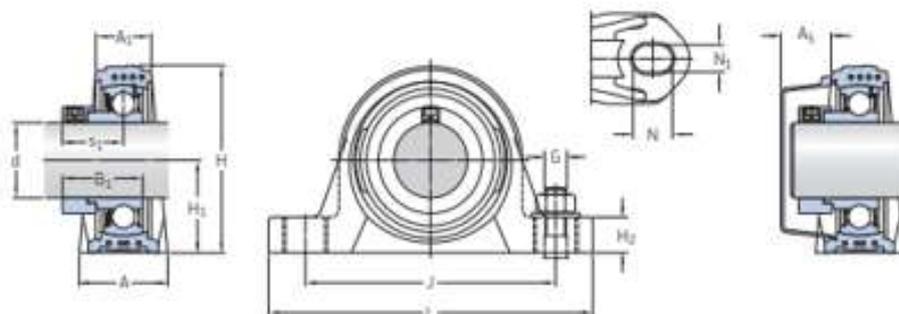
Dimensiones principales	NU		NJ		NUP		N		Designaciones Rodamientos con Jaula estándar	Jaula estándar alternativa ¹⁾
	d	D	B	C	C ₀	P ₀	V _{ref}	V _{lim}		
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	—
15	25	11	12,5	10,2	1,22	22 000	25 000	0,547	NJ 202 ECP	PHA
	35	13	12,5	10,2	1,22	22 000	25 000	0,548	NJ 203 ECP	PHA
17	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,566	NJ 202 ECP	PHA
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,57	NJ 203 ECP	PHA
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,572	NUP 202 ECP	PHA
	40	12	17,2	14,3	1,73	19 000	22 000	0,566	N 202 ECP	PH
40	14	23,8	21,6	2,65	19 000	22 000	0,587	NJ 2204 ECP	—	
	40	14	23,8	21,6	2,65	19 000	22 000	0,593	NJ 2205 ECP	—
	40	14	23,8	21,6	2,65	19 000	22 000	0,597	NUP 2204 ECP	—
47	14	24,4	20,4	2,55	15 000	20 000	0,12	NJ 204 ECP	—	
	47	14	24,4	20,4	2,55	15 000	20 000	0,12	NJ 205 ECP	—
	47	14	24,4	20,4	2,55	15 000	20 000	0,12	N 204 ECP	—
52	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,11	NJ 204 ECP	ML,PHA	
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,11	NJ 205 ECP	ML,PHA
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,12	NUP 204 ECP	ML,PHA
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,11	N 204 ECP	—
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,11	NJ 2204 ECP	—
	47	14	25,1	22	2,75	16 000	19 000	0,11	NJ 2205 ECP	—
52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,15	* NJ 304 ECP	—	
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,15	* NJ 305 ECP	—
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,16	* NUP 304 ECP	—
52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,15	* N 304 ECP	—	
	52	21	47,5	38	4,8	15 000	18 000	0,21	* NJ 2304 ECP	—
	52	21	47,5	38	4,8	15 000	18 000	0,22	* NJ 2305 ECP	—
52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,22	* NUP 2304 ECP	—	
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,22	* NUP 2305 ECP	—
	52	15	35,5	26	3,25	15 000	18 000	0,22	* N 2304 ECP	—
52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,13	NJ 105	—	
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,13	NJ 205 ECP	J, ML,PHA
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,14	NJ 206 ECP	J, ML,PHA
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,14	NUP 205 ECP	J, ML,PHA
	52	15	28,6	27	3,35	14 000	16 000	0,13	N 205 ECP	—

¹⁾ Al escoger rodamientos con una jaula estándar alternativa, el surtido de la jaula estándar debe sustituirse por el surtido de la jaula alternativa. Por ejemplo, NJ...ECP pasa a ser NJ...ECPML (para la velocidad reducida → página 606).

* Rodamientos SKF Explorer

Unidades de rodamientos Y SKF E2 con soporte de pie de material compuesto con anillo de fijación excéntrico, para ejes métricos

d 20 – 40 mm



Dimensiones

d	A	A ₁	B ₁	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G	s ₂	A ₂
mm													
20	32	21	31	64	33,3	16	96	126	17,6	12,4	M10	23,9	18,5
25	32	22	30,9	70,5	36,5	16	105	134	17,6	12,4	M10	23,4	18
30	40	25	35,6	82	42,9	19	121	159	21,4	14,4	M12	26,6	20
35	45	27	38,8	93	47,6	19	126	164	21,4	14,4	M12	29,3	22
40	48	30	43,6	99	49,2	19	136	176	21,4	14,4	M12	33,1	23,5

Capacidad de carga básica	Carga límite de fatiga	Velocidad límite	Masa	Designación del soporte	Designación del rodamiento	Designación adecuada de la tapa lateral	Designación de la unidad
dinámica	estática						
C	C ₀	P _L					
kN		kN	r. p. m.	kg	-	-	-
12,7	6,55	0,28	8 500	0,26	SYK 504	E2.YET 204	ECY 204
14	7,8	0,335	7 000	0,31	SYK 505	E2.YET 205	ECY 205
19,5	11,2	0,475	6 300	0,50	SYK 506	E2.YET 206	ECY 206
25,5	15,3	0,655	5 300	0,69	SYK 507	E2.YET 207	ECY 207
30,7	19	0,8	4 800	0,86	SYK 508	E2.YET 208	ECY 208

DATOS TÉCNICOS GENERALES DE PISTONES NEUMÁTICOS TIPO DFPI-125

Función



• Diámetro del émbolo
 100 ... 200 mm

- Carrera de
 40 ... 990 mm
- Fuerza
 4417 ... 18080 N



Datos técnicos generales

Diámetro del émbolo	100	125	160	200
Carrera [mm]	40 ... 990			
Reserva de cámara [mm]	4			
Modo de funcionamiento	De doble efecto			
Basado en la norma (conexiones de fijación)	DIN ISO 15552			
Amortiguación	Sin			
Posición de montaje	Indistinta			
Tipo de fijación	Interfaz según DIN ISO 15552			
Forma constructiva	Vástago, camisa del cilindro			
Detección de la posición	Para detector de posiciones con sistema de medición de recorrido integrado			
Principio de medición	Potenciómetro del sistema de medición del recorrido			
Conexión neumática	Para tubo de diámetro exterior de 8 mm			
Conector eléctrico	Conector recto, 3 contactos, borne roscado			
Longitud máxima del cable [m]	30			

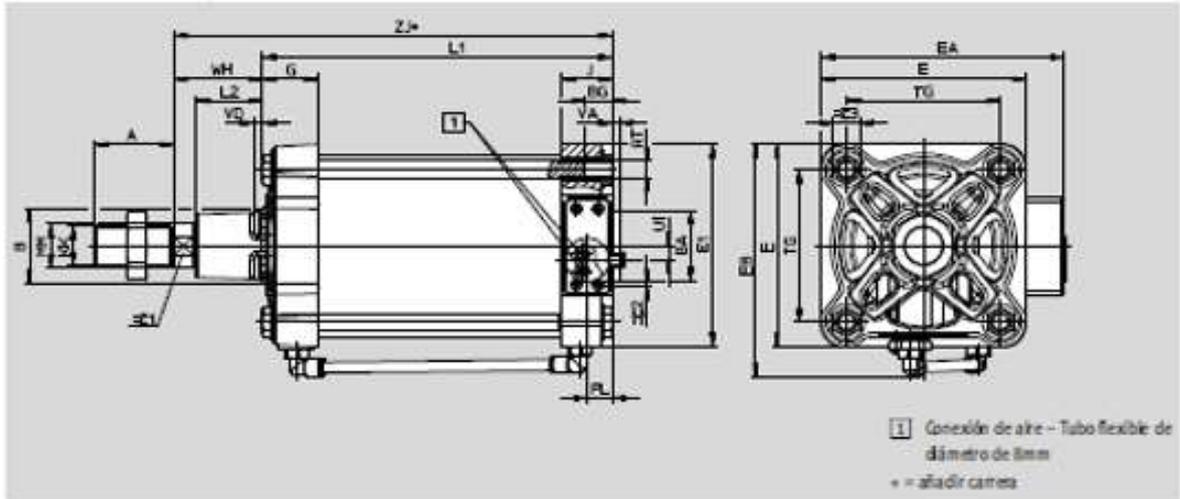
Condiciones de funcionamiento y del entorno

Presión de trabajo [bar]	3 ... 8
Presión nominal de funcionamiento [bar]	6
Fluido de trabajo	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7.4.4]
Nota sobre el fluido	Admite aire comprimido lubricado (lo cual requiere seguir utilizando aire lubricado)
Temperatura ambiente [°C]	-20 ... +80
Humedad relativa [%]	5 ... 100, con condensación
Clase de protección	IP65, IP67, IP69K, NEMA 4
Clase de resistencia a la corrosión ¹⁾	3
Resistencia a vibraciones según DIN/IEC 68 parte 2-6	Somprobado según clase de severidad 2
Resistencia permanente a choques según DIN/IEC 68 parte 2-82	Somprobado según clase de severidad 2

Dimensiones

Datos CAD disponibles en → www.festo.com

Diámetro del émbolo de 160/200



Diámetro del émbolo [mm]	A	B ∅	BA ∅	BG	E	E1	EA	E11	G	J	KK	L1
DPFI-160	72	65	65	24	196	186	221	210	51	46	M36x2	219
DPFI-200		75	75		230	230	265	256	47,2			225

Diámetro del émbolo [mm]	L2	MM	R	RT	TG	U1	VD	W	WH	Z	-∅1	-∅2	-∅3
DPFI-160	60	40	23	M16	140	13	7,5	6	80	298,6	36	4	24
DPFI-200	70				175	32			95	320			

Referencias

Tipo	Diámetro del émbolo [mm]	Nº art.	Tipo
	100	2185733	DPFI-100-...-ND2P-E-NB3P
	125	2207685	DPFI-125-...-ND2P-E-NB3P
	160	2208573	DPFI-160-...-ND2P-E-NB3P
	200	2209613	DPFI-200-...-ND2P-E-NB3P

MODELOS HHP STANDARD MEDIDAS MÉTRICAS – CARTUCHOS DE RESISTENCIA ELÉCTRICA



- **Diámetros standard (mm)**
6,5 ; 8,0 ; 10,0 ; 12,5 ; 16,0 ; 20,0
- **Camisa exterior.**
Acero inoxidable
- **Elemento resistivo:**
Nicrom 80/20
- **Aislante dieléctrico:**
Óxido de Magnesio altamente comprimido.
- **Temperatura máxima en la camisa exterior**
750 °C.
- **Rigidez dieléctrica (en frío):**
500 V ca para tensión < 24 V
1500 V ca para tensión > 24V
- **Aislamiento (en frío):**
mínimo 5 megaohms a 500 V cc.
- **Corriente de fuga:**
máximo 0,5 mA a253 V ca.
- **Tolerancias:**
En longitud **L** ± 1,5% (mínima ±1 mm.)
En diám. **D** -0,02 -0,05
En potencia eléctrica: ± 10%
En resistencia. ± 10%
- **Tensión de alimentación:**
Máximo 440 V
Standard 230V
- **Carga específica:**
Depende de la aplicación y características físicas de la resistencia.
- **Longitud de las zonas frías:**
4 – 20 mm en la zona de los cables (a)
4 – 9 mm en la parte inferior (b)
- **Longitud máxima conexiones**
3000 mm
- Ejecuciones especiales bajo demanda

		Diámetros estándar												
		Longitud en mm.												
		Potencia en W a 230 V												
6,5 mm.	40,0	100	125	160	175	200						100	175	200
	50,0	100	125	160	200	250								200
	60,0	125	160	180	200	250	315						200	250
	80,0	125	160	180	200	250	280	315	350					
	100,0	100	160	200	220	250	315	350	400					350
	130,0	220	350											
	160,0	350	400											
8,0 mm.	40,0	100	140	160	200	250								
	50,0	125	160	200	250	315								250
	60,0	100	125	140	160	200	220	250	280	315	350			250
	80,0	160	200	250	280	315	350	400	500					315
	100,0	180	200	250	280	315	400							315
	130,0	250	315	400										400
	160,0	200												
10,0 mm.	40,0	100	125	160	200	250	315							200
	50,0	100	160	200	250	315	400							250
	60,0	125	160	180	200	250	315	400	500				250	400
	80,0	160	200	220	250	315	400	500	630				250	400
	100,0	125	220	250	315	350	400	500	560	630	700	850	350	
	130,0	315	400	500	630	800								
	160,0	400	500	575	630	800						400	575	630
200,0	400	630												
250,0	630	800	1000											
20,0 mm.	50,0	200	250	315	400									
	60,0	200	315	500	630	800								
	80,0	315	350	500	800	1000	1250							
	100,0	400	450	800	1000	1250	1400	1600	1800					
	130,0	630	900	1000	1250	1400	1800	2200						
	160,0	800	1000	1100	1250	1800	2200							
	200,0	1000	1600	2500										
	250,0	1250	2000											
300,0	1600	2200												
350,0	1200	2500												

SERIE 23 - CATALOGO DE PRODUCTOS - LEE SPRING – RESORTES

RESORTES PARA TROQUEL HEFTY™: CARGA MEDIA (COLOR GRIS)

ALAMBRE REDONDO • Alambre de Piano (M) ó Cromo Silicio (C) [Rango Ideal de Funcionamiento: 25% a 35% de Longitud sin Carga]

NÚMERO DE PARTE LEE	DIÁMETRO DEL AGUJERO		DIÁMETRO DEL PERNO		DIÁMETRO* EXTERIOR NOMINAL		MATERIAL	DIÁMETRO DEL ALAMBRE		LONGITUD SIN CARGA		CARGA A DEFLEXIÓN DEL 50%		CONSTANTE		ALTURA SÓLIDA	
	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM		PULG.	MM	PULG.	MM	LBS.	KG	LBS/PULG.	KG/MM	PULG.	MM
LHL 750A 01					.720	18.29		.095	2.41	1	25.40	80.00	36.29	160.0	2.857	.480	12.19
LHL 750A 02					.725	18.42		.098	2.49	1 1/4	31.75	81.25	36.85	130.0	2.322	.605	15.37
LHL 750A 03					.725	18.42		.100	2.54	1 1/2	38.10	86.25	39.12	115.0	2.054	.720	18.29
LHL 750A 04					.720	18.29		.100	2.54	1 3/4	44.45	87.50	39.69	100.0	1.786	.810	20.57
LHL 750A 05					.720	18.29		.102	2.59	2	50.80	90.00	40.82	90.0	1.607	.960	24.38
LHL 750A 06					.720	18.29		.102	2.59	2 1/2	63.50	87.50	39.12	70.0	1.250	1.170	29.72
LHL 750A 07					.720	18.29		.102	2.59	3	76.20	90.00	40.82	60.0	1.071	1.330	33.78
LHL 750A 08					.723	18.36		.105	2.67	3 1/2	88.90	96.25	43.66	55.0	.982	1.630	41.40
LHL 750A 09	3/4	19.05	3/8	9.53	.723	18.36	M	.105	2.67	4	101.60	100.00	45.36	50.0	.893	1.775	45.09
LHL 750A 10					.715	18.16		.105	2.67	4 1/2	114.30	101.25	45.93	45.0	.804	2.015	51.18
LHL 750A 11					.710	18.03		.105	2.67	5	127.00	100.00	45.36	40.0	.714	2.290	58.17
LHL 750A 12					.710	18.03		.105	2.67	5 1/2	139.70	96.25	43.66	35.0	.625	2.590	65.79
LHL 750A 13					.710	18.03		.105	2.67	6	152.40	97.50	44.23	32.5	.580	2.770	70.36
LHL 750A 13A					.710	18.03		.105	2.67	6 1/2	165.10	95.88	43.49	29.5	.527	3.080	78.23
LHL 750A 14					.715	18.16		.105	2.67	7	177.80	98.00	44.45	28.0	.500	3.280	83.31
LHL 750A 14A					.720	18.29		.110	2.79	7 1/2	190.50	120.00	54.43	32.0	.571	3.570	90.68
LHL 750A 15					.717	18.21		.110	2.79	8	203.20	122.00	56.34	30.5	.545	3.800	96.52
LHL 750A 17					.710	18.03		.105	2.67	12	304.80	95.40	43.27	15.9	.284	5.671	144.04
LHL 1000A 01					.960	24.38		.125	3.18	1	25.40	135.00	61.24	270.0	4.822	.500	12.70
LHL 1000A 02					.965	24.51		.128	3.25	1 1/4	31.75	140.62	63.78	225.0	4.018	.625	15.88
LHL 1000A 03					.965	24.51		.128	3.25	1 1/2	38.10	135.00	61.24	180.0	3.214	.735	18.67
LHL 1000A 04					.960	24.13		.128	3.25	1 3/4	44.45	135.62	61.52	155.0	2.768	.835	21.21
LHL 1000A 05					.940	23.88		.128	3.25	2	50.80	135.00	61.24	135.0	2.411	.945	24.00
LHL 1000A 06					.965	24.51		.135	3.43	2 1/2	63.50	150.00	68.04	120.0	2.143	1.215	30.86
LHL 1000A 07	1	25.40	1/2	12.70	.960	24.38	C	.135	3.43	3	76.20	150.00	68.04	100.0	1.786	1.430	36.32
LHL 1000A 08					.960	24.38		.135	3.43	3 1/2	88.90	148.75	67.47	85.0	1.518	1.630	41.40
LHL 1000A 09					.960	24.38		.135	3.43	4	101.60	150.00	68.04	75.0	1.339	1.810	45.97
LHL 1000A 10					.940	23.88		.135	3.43	4 1/2	114.30	157.50	71.44	70.0	1.250	2.050	52.07
LHL 1000A 11					.940	23.88		.135	3.43	5	127.00	156.25	70.87	62.5	1.116	2.260	57.40
LHL 1000A 12					.940	23.88		.135	3.43	5 1/2	139.70	151.25	68.61	55.0	.982	2.525	64.14
LHL 1000A 13					.940	23.88		.135	3.43	6	152.40	150.00	68.04	50.0	.893	2.755	69.98
LHL 1000A 14					.940	23.88		.135	3.43	7	177.80	148.75	67.47	42.5	.759	3.300	83.82
LHL 1000A 15					.960	24.38		.142	3.61	8	203.20	184.00	83.46	46.0	.821	3.760	95.50

CATÁLOGO – CILINDROS NEUMÁTICOS Serie P1D, de conformidad ISO, VDMA y AFNOR

Fuerzas de los cilindros de doble efecto

Diám. cil. vástago mm	Carrera	Área piston cm ²	Max. fuerza teórica en N (bar)									
			1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
32/12	+	8,0	80	161	241	322	402	483	563	643	724	804
	-	6,9	69	138	207	276	346	415	484	553	622	691
40/16	+	12,6	126	251	377	503	628	754	880	1005	1131	1257
	-	10,6	106	212	318	424	530	636	742	848	954	1060
50/20	+	19,6	196	393	589	785	982	1178	1374	1571	1767	1963
	-	16,5	165	330	495	660	825	990	1155	1319	1484	1649
63/20	+	31,2	312	623	935	1247	1559	1870	2182	2494	2806	3117
	-	28,0	280	561	841	1121	1402	1682	1962	2242	2523	2803
80/25	+	50,3	503	1005	1508	2011	2513	3016	3519	4021	4524	5027
	-	45,4	454	907	1361	1814	2268	2721	3175	3629	4082	4536
100/25	+	78,5	785	1571	2356	3142	3927	4712	5498	6283	7069	7854
	-	73,6	736	1473	2209	2945	3682	4418	5154	5890	6627	7363
125/32	+	122,7	1227	2454	3682	4909	6136	7363	8590	9817	11045	12272
	-	114,7	1147	2294	3440	4587	5734	6881	8027	9174	10321	11468

+ = Carrera de salida
- = Carrera de entrada

¡Atención!

Seleccionar una fuerza teórica 50-100%
mas grande que la fuerza requerida

Datos generales: P1D

Cilindro, designación	Cilindro		Vástago		rosca	Tramo- amort.	Consumo- aire ¹⁾	Rosca conexión	Dim. manguera. Flexible Porting
	diá.	área	diá.	área					
	mm	cm ²	mm	cm ²		mm	litros		mm
P1D-032-X	32	8,0	12	1,1	M10x1,25	17	0,105	G1/8	4 ó 6.
P1D-040-X	40	12,6	16	2,0	M12x1,25	19	0,162	G1/4	4 ó 6.
P1D-050-X	50	19,6	20	3,1	M16x1,5	20	0,253	G1/4	8 ó 10.
P1D-063-X	63	31,2	20	3,1	M16x1,5	23	0,414	G3/8	8 ó 10.
P1D-080-X	80	50,3	25	4,9	M20x1,5	23	0,669	G3/8	-
P1D-100-X	100	78,5	25	4,9	M20x1,5	27	1,043	G1/2	-
P1D-125-X	125	122,7	32	8,0	M27x2	30	1,662	G1/2	-

FICHA TÉCNICA DE PERFILES ESTRUCTURALES CUADRADOS Y RECTANGULARES DE ACERO ASTM A36.

TUBOS CUADRADOS

Descripción

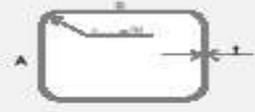
Utilizados en diferentes aplicaciones e Industrias: Automotriz y de autopartes (cerrojería y rodados), Agropecuaria (maquinaria e implementos agrícolas, avícolas y ganaderos), Artículos del hogar (muebles, iluminación, juegos infantiles), Sellado de vías (alumbrado, soportes), Equipo hospitalario, Aparatos de gimnasia, Construcción (rejas, portones, columnas), Muebles (sillas, mesas, reposeras).

Tipos de Material

Lamina Caliente Fabricada bajo norma: ASTM A336

Dimensiones, Espesores y Pesos

Dimensiones Nominales (A x B)		Espesor (E)		Peso			Puntos por Pulgada	Apl. por Pulgada	Referencias
mm (")	kg (")	mm	kg/m	lb/ft	kg/Pulgada	lb/Pulgada			
13 x 13	1/2 x 1/2	1.30	0.48	0.37	3.87	6.33	180	514.82	
19 x 19	3/4 x 3/4	1.50	0.48	0.46	4.08	6.99	180	733.88	
19 x 19	3/4 x 3/4	1.50	0.65	0.37	3.10	11.24	180	817.30	
19 x 19	3/4 x 3/4	1.80	1.03	0.46	4.13	13.48	180	1100.82	
25 x 25	1 x 1	1.30	0.89	0.40	3.37	11.84	100	536.92	
25 x 25	1 x 1	1.50	1.11	0.75	4.48	14.74	100	648.40	
25 x 25	1 x 1	1.80	1.29	0.90	6.00	17.44	100	795.39	
32 x 32	1-1/4 x 1-1/4	1.30	1.18	0.77	4.89	13.19	100	481.39	
32 x 32	1-1/4 x 1-1/4	1.50	1.44	0.94	6.41	18.88	100	841.34	
32 x 32	1-1/4 x 1-1/4	1.80	1.49	1.13	10.12	28.3	100	1013.10	
32 x 32	1-1/4 x 1-1/4	2.00	1.67	1.36	11.25	34.79	100	1124.54	
38 x 38	1-1/2 x 1-1/2	1.30	1.39	0.93	6.33	18.36	100	835.61	
38 x 38	1-1/2 x 1-1/2	1.50	1.73	1.17	10.41	29.95	100	1040.80	
38 x 38	1-1/2 x 1-1/2	1.80	2.04	1.39	13.38	37.30	100	1238.21	
38 x 38	1-1/2 x 1-1/2	2.00	2.29	1.54	13.74	39.33	100	1275.79	
38 x 38	1-1/2 x 1-1/2	2.38	2.73	1.83	14.37	34.09	100	1437.19	
50 x 50	2 x 2	1.30	1.67	1.25	11.25	34.49	100	1119.27	
50 x 50	2 x 2	1.50	2.23	1.27	14.00	39.84	100	1289.73	
50 x 50	2 x 2	1.80	2.58	1.47	14.49	34.79	100	1448.89	
50 x 50	2 x 2	2.00	3.09	1.59	18.54	40.88	100	1654.20	
50 x 50	2 x 2	2.38	3.42	1.84	21.43	48.32	100	2192.41	
60 x 60	2 x 2	2.17	4.68	2.23	26.82	43.54	100	2882.32	
71 x 71	3 x 3	2.39	2.61	1.70	18.48	34.30	42	457.22	
71 x 71	3 x 3	2.50	2.54	1.19	19.54	43.12	42	621.23	
71 x 71	3 x 3	3.80	3.89	3.60	39.34	51.51	42	981.31	
71 x 71	3 x 3	3.38	5.13	3.44	30.75	47.79	42	1091.53	
71 x 71	3 x 3	3.17	4.79	4.57	40.77	89.88	42	1712.27	
92 x 92	4 x 4	1.50	4.39	3.86	25.75	34.77	25	443.76	
92 x 92	4 x 4	1.80	5.11	3.44	30.49	47.47	25	747.15	
92 x 92	4 x 4	2.38	4.71	4.51	45.29	88.82	25	1027.20	
92 x 92	4 x 4	2.17	6.03	5.92	52.89	114.43	25	1222.40	



NORMA DE FABRICACION ASTM A336 Gr B
Propiedades Químicas
 Carbono: 0.28% max
 Silicio: 0.28% max
 Manganeso: 1.25% max
 Fósforo: 0.025% max
 Azufre: 0.025% max
Propiedades Mecánicas
 Resistencia a la Tracción: 400 Mpa
 Límite de Fluencia: 217 Mpa
Tolerancias:
 -Dimensiones Exteriores:
 Tubos: +0.3mm a 0.2mm
 Tubos: +0.3mm a 0.2mm (4.4mm)
 Tubos: +0.3mm a 0.2mm (0.7mm)
 -Espesor de la pared (E)
 +10%

Medidas Pesos/ Medida Nominal

Lamina Fría

Fabricada bajo norma: JS G3141 SPPC 3D

Dimensiones Nominales (A x B)		Espesor (E)		Peso			Puntos por Pulgada	Apl. por Pulgada	Referencias
mm (")	kg (")	mm	kg/m	lb/ft	kg/Pulgada	lb/Pulgada			
13 x 13	1/2 x 1/2	0.70	0.28	0.19	1.67	3.49	180	331.48	
13 x 13	1/2 x 1/2	0.80	0.32	0.21	1.91	4.22	180	344.55	
13 x 13	1/2 x 1/2	0.90	0.36	0.24	2.15	4.75	180	367.61	
13 x 13	1/2 x 1/2	1.30	0.48	0.32	2.67	6.33	180	514.82	
19 x 19	3/4 x 3/4	0.70	0.40	0.27	2.38	5.24	180	428.10	
19 x 19	3/4 x 3/4	0.80	0.45	0.30	2.72	5.99	180	489.26	
19 x 19	3/4 x 3/4	0.90	0.51	0.34	3.06	6.74	180	550.41	
19 x 19	3/4 x 3/4	1.30	0.68	0.46	4.08	8.99	180	733.88	
25 x 25	1 x 1	0.70	0.52	0.35	3.13	6.90	100	313.20	
25 x 25	1 x 1	0.80	0.60	0.40	3.58	7.89	100	357.94	
25 x 25	1 x 1	0.90	0.67	0.45	4.03	8.88	100	402.69	
25 x 25	1 x 1	1.30	0.89	0.60	5.37	11.84	100	536.92	
32 x 32	1-1/4 x 1-1/4	0.70	0.68	0.45	4.06	8.95	100	404.18	
32 x 32	1-1/4 x 1-1/4	0.80	0.77	0.52	4.64	10.23	100	454.18	
32 x 32	1-1/4 x 1-1/4	0.90	0.87	0.58	5.22	11.51	100	502.20	
32 x 32	1-1/4 x 1-1/4	1.30	1.18	0.78	6.94	15.35	100	694.27	
38 x 38	1-1/2 x 1-1/2	0.70	0.81	0.54	4.86	10.71	100	488.21	
38 x 38	1-1/2 x 1-1/2	0.80	0.93	0.62	5.55	12.24	100	555.10	
38 x 38	1-1/2 x 1-1/2	0.90	1.04	0.70	6.24	13.77	100	624.49	
38 x 38	1-1/2 x 1-1/2	1.30	1.39	0.93	8.33	18.36	100	835.65	



NORMA DE FABRICACION ASTM A313
Propiedades Químicas
 Carbono: 0.12% max
 Manganeso: 0.35% max
 Fósforo: 0.045% max
 Azufre: 0.045% max
Propiedades Mecánicas
 Resistencia a la Tracción: 270 Mpa (39k)
Tolerancias:
 -Dimensiones Exteriores:
 1/2" a 2" (+0.004")
 2" a 4" (+0.003")
 4" a 6" (+0.004")
 -Espesor de la pared:
 +10% del espesor nominal

Medidas Pesos/ Medida Nominal

Lamina Galvanizada (Superdyma)

Fabricada bajo norma: ASTM A653M CS Tipo 5 Z70/N45DC C1B

Dimensiones Nominales (A x B)		Espesor (E)		Peso			Puntos por Pulgada	Apl. por Pulgada	Referencias
mm (")	kg (")	mm	kg/m	lb/ft	kg/Pulgada	lb/Pulgada			
19 x 19	3/4 x 3/4	1.30	0.69	0.46	4.13	9.10	180	743.23	
19 x 19	3/4 x 3/4	1.50	0.86	0.58	5.15	11.26	180	926.70	
19 x 19	3/4 x 3/4	1.80	1.03	0.69	6.17	13.60	180	1110.17	
25 x 25	1 x 1	1.30	0.91	0.61	5.44	11.99	100	543.76	
25 x 25	1 x 1	1.50	1.13	0.74	6.78	14.95	100	677.99	
25 x 25	1 x 1	1.80	1.35	0.91	8.12	17.91	100	812.22	
50 x 50	2 x 2	1.30	1.89	1.27	11.24	25.00	100	1134.04	
50 x 50	2 x 2	1.50	2.36	1.58	14.14	31.17	100	1413.98	
50 x 50	2 x 2	1.80	2.81	1.89	16.83	37.11	100	1683.16	
71 x 71	3 x 3	1.30	2.64	1.77	15.85	34.94	42	644.59	
71 x 71	3 x 3	1.50	3.29	2.21	19.76	43.54	42	820.90	
71 x 71	3 x 3	1.80	3.93	2.64	23.55	51.75	42	989.48	
92 x 92	4 x 4	1.30	4.34	2.91	24.01	57.38	25	582.34	
92 x 92	4 x 4	1.80	5.14	3.47	30.95	68.23	25	773.71	



Propiedades Químicas
 Carbono: 0.04-0.12%
 Manganeso: 0.45%
 Fósforo: 0.03-0.04%
 Azufre: 0.025%
Propiedades Mecánicas

Medidas Pesos/ Medida Nominal

TUBOS RECTANGULARES

Uso y Aplicaciones

Utilizados en diferentes aplicaciones e industrias: Automotriz y de autopartes (carrocería y rodados), Agropecuaria (maquinaria e implementos agrícolas, avícolas y ganaderos), Artículos del hogar (muebles, iluminación, juegos infantiles), Señalización vial (alumbrado, soportes), Equipo hospitalario, Aparatos de gimnasia, Construcción (rejillas, portones,

Tipos de Material

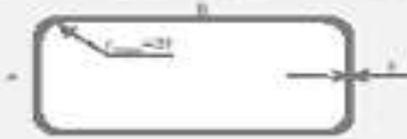
Lamina Caliente

Fabricada bajo norma: ASTM A36

Dimensiones, Espesores y Pesos

Dimensiones Externas (A x B)		Espesor (E)		Peso			Peso por Pie Lineal	Eje por Pie Lineal
mm ³¹	ulg ³²	mm	ulg ³³	kg/m	kg/Pie	lb/Pie		
25 x 38	1 x 1-1/2	1,20	1,15	0,77	4,29	15,17	100	1001,44
25 x 38	1 x 1-1/2	1,20	1,40	0,99	5,52	19,79	100	1175,54
25 x 50	1 x 2	1,20	1,38	0,93	5,33	19,24	100	1148,98
25 x 50	1 x 2	1,20	1,75	1,17	70,41	25,75	100	1341,20
50 x 100	2 x 4	1,20	3,44	3,81	20,44	69,30	40	820,47
50 x 100	2 x 4	1,80	4,11	3,74	24,44	84,34	40	994,34
50 x 100	2 x 4	2,25	5,41	3,64	32,44	111,34	40	1255,26
50 x 100	2 x 4	3,17	7,17	4,83	42,34	144,89	40	1721,75

NORMA DE FABRICACION ASTM A36 de B
Propiedades Químicas
 Carbono: 0,26% máx
 Manganeso: 0,35% máx
 Fósforo: 0,035% máx
 Azufre: 0,035% máx
Propiedades Mecánicas
 Resistencia a la Tracción: 400 MPa
 Límite de Fluencia: 217 MPa
Tolerancias
 -Dimensional Exterior
 Tubos 163,5mm (6,41mm)
 Tubos 163,5mm a 303,3mm (0,4mm)
 Tubos 163,5mm a 139,7mm (0,75mm)



³¹ medida Reducida ³² medida Nominal

Lamina Frío

Fabricada bajo norma: JS G3141 SPCC 5D

Dimensiones Externas (A x B)		Espesor (E)		Peso			Peso por Pie Lineal	Eje por Pie Lineal
mm ³¹	ulg ³²	mm	ulg ³³	kg/m	kg/Pie	lb/Pie		
25 x 38	1 x 1-1/2	0,70	0,68	0,46	4,10	14,03	100	415,02
25 x 38	1 x 1-1/2	0,80	0,75	0,53	4,68	16,54	100	475,48
25 x 38	1 x 1-1/2	0,90	0,86	0,59	5,17	18,39	100	525,25
25 x 38	1 x 1-1/2	1,20	1,15	0,77	4,29	15,17	100	603,64
25 x 50	1 x 2	0,70	0,65	0,54	4,66	16,71	100	709,37
25 x 50	1 x 2	0,80	0,73	0,62	5,25	18,74	100	813,15
25 x 50	1 x 2	0,90	1,04	0,70	4,39	15,77	100	736,72
25 x 50	1 x 2	1,20	1,20	0,93	5,33	19,34	100	1148,98

NORMA DE FABRICACION ASTM A101
Propiedades Químicas
 Carbono: 0,12% máx
 Manganeso: 0,50% máx
 Fósforo: 0,040% máx
 Azufre: 0,040% máx
Propiedades Mecánicas
 Resistencia a la Tracción: 370 MPa (HR)
Tolerancias
 -Dimensional Exterior
 1,023/6 (16,004)
 580-118 (30,000)
 1,1847-1/2 (30,054)



³¹ medida Reducida ³² medida Nominal

Lamina Galvanizada/Superdyma

Fabricada bajo norma: ASTM A653M CS Tipo B Z185HGDCC K18

Dimensiones Externas (A x B)		Espesor (E)		Peso			Peso por Pie Lineal	Eje por Pie Lineal
mm ³¹	ulg ³²	mm	ulg ³³	kg/m	kg/Pie	lb/Pie		
25 x 38	1 x 1-1/2	1,20	1,14	0,79	4,78	16,91	100	1047,00
25 x 38	1 x 1-1/2	1,20	1,40	0,97	5,70	19,79	100	1304,00
25 x 50	1 x 2	1,20	1,40	0,95	5,44	19,21	100	1184,00
25 x 50	1 x 2	1,20	1,75	1,19	10,00	35,19	100	1478,00

Propiedades Químicas
 Carbono: 0,050-0,25%
 Manganeso: 0,40%
 Fósforo: 0,030 %
 Azufre: 0,035%
Propiedades Mecánicas
 Límite de Fluencia: 225/330 MPa

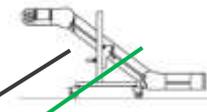
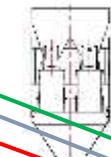
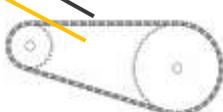
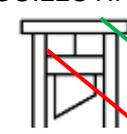
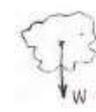
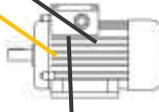


³¹ medida Reducida ³² medida Nominal

4.3 Anexo 3. Metodología

MATRIZ MORFOLÓGICA

Selección del diseño óptimo para la máquina compactadora de bagazo.

1	ALIMENTAR	MANUAL 	TRANSPORTADOR 		
2	TIPO DE DOSIFICACIÓN	DOSIFICACIÓN SIMFIN HORIZONTAL 	DOSIFICACIÓN VERTICAL 		
3	TRANSMISIÓN FUERZA DOSIFICADOR	ENGRANES 	PIÑÓN CADENA 	FAJA POLEA 	
3	FORMADO DE LA BRIQUETA	CUBOIDE 	CILINDRICO 		
6	SISTEMA DE CORTE	EXCÉNTRICO 	GUILLOTINA 		
7	MOVIMIENTO SISTEMA DE CORTE	GRAVEDAD 	MOTOR ELÉCTRICO 	PISTÓN NEUMÁTICO 	CILINDRO HIDRÁULICO 

CONCEPTO DE SOLUCIÓN	TIPO DE LÍNEA
1	
2	
3	
4	
5	

Se realizan esquemas para mostrar las posibles soluciones y así evaluar cada una de ellas tomando valores numéricos.

Donde:

1. No aceptable
2. Poco satisfactorio
3. Suficiente
4. Satisfactorio
5. Muy satisfactorio

VALOR TÉCNICO

Variantes de Proyecto		Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución 5		Solución Ideal		
N°	Criterios de Evaluación	G	P	gp	p	gp								
1	Rendimiento	8	4	32	4	32	4	32	3	24	3	24	4	32
2	Funcionalidad	9	2	18	2	18	4	36	3	27	3	27	4	36
3	Forma	6	3	18	3	18	4	24	4	24	3	18	4	24
4	Diseño	8	3	24	3	24	4	32	3	24	3	24	4	32
5	Fabricación	7	3	21	3	21	3	21	3	21	3	21	4	28
6	Montaje	6	3	18	3	18	3	18	3	18	3	18	4	24
7	Uso	7	2	14	2	14	3	21	3	21	3	21	4	28
8	Mantenimiento	9	3	27	2	18	3	27	2	18	2	18	4	36
9	Seguridad	8	3	24	3	24	4	32	3	24	3	24	4	32
10	Transporte	3	2	6	2	6	3	9	3	9	3	9	4	12
Puntaje máximo Σp ó Σgp				202		193		252		210		204		284
Valor Técnico x_1				0.71		0.68		0.89		0.74		0.72		1,00
Orden				4		5		1		2		3		

VALOR ECONÓMICO

Variantes de Proyecto		Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución 5		Solución Ideal		
N°	Criterios de Evaluación	G	P	gp	p	gp								
1	Rendimiento	8	4	32	4	32	4	32	3	24	3	24	4	32
2	Funcionalidad	9	2	18	2	18	4	36	3	27	3	27	4	36
3	Diseño	8	2	16	2	16	4	32	3	24	4	32	4	32
4	Fabricación	7	3	21	3	21	3	21	3	21	3	21	4	28
5	Montaje	6	3	18	3	18	4	24	3	18	3	18	4	24
6	Mantenimiento	9	3	27	2	18	3	27	2	18	2	18	4	36
7	Seguridad	8	3	24	3	24	4	32	3	24	3	24	4	32
8	Transporte	3	3	9	3	9	4	12	4	12	4	12	4	12
Puntaje máximo Σp ó Σgp				165		156		216		168		176		232
Valor Técnico x_1				0.71		0.67		0.93		0.72		0.76		1,00
Orden				4		5		1		3		2		

Concluimos que la solución 3 es la más factible a diseñar.

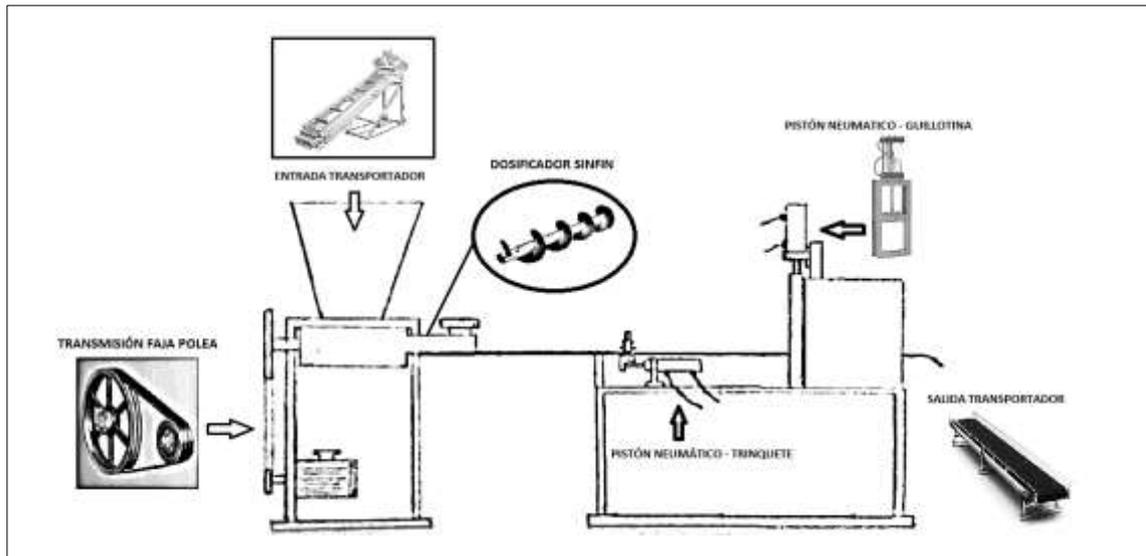
Tenemos las siguientes soluciones:

Solución 01

Transportador, dosificador sinfín, faja y polea, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, guillotina, pistón neumático, transportador.

Imagen 20

Prototipo - Solución 01



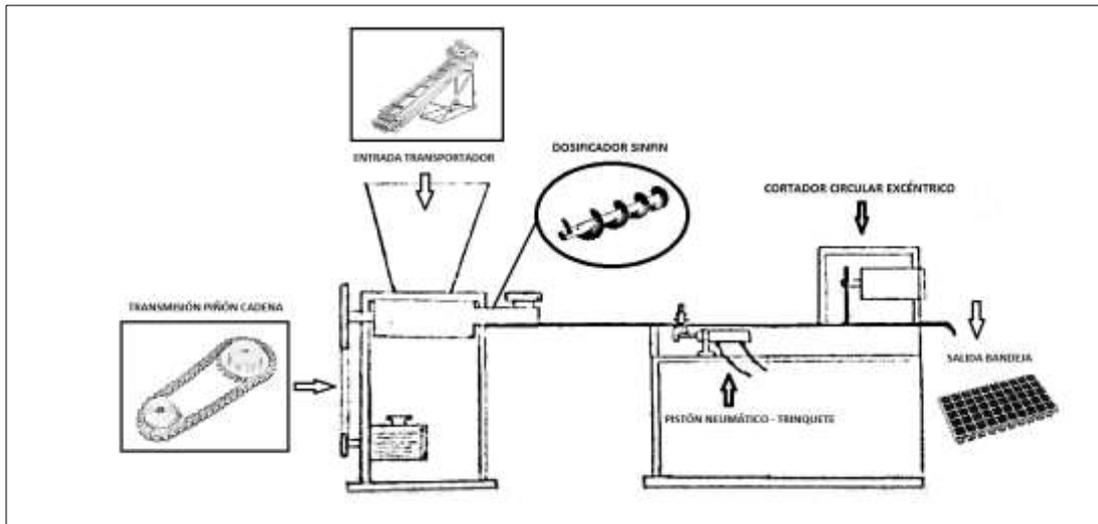
Nota. imagen de elaboración propia.

Solución 02:

Transportador, dosificador sinfín, piñón cadena, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, excéntrico, motor eléctrico, bandeja.

Imagen 21

Prototipo - Solución 02



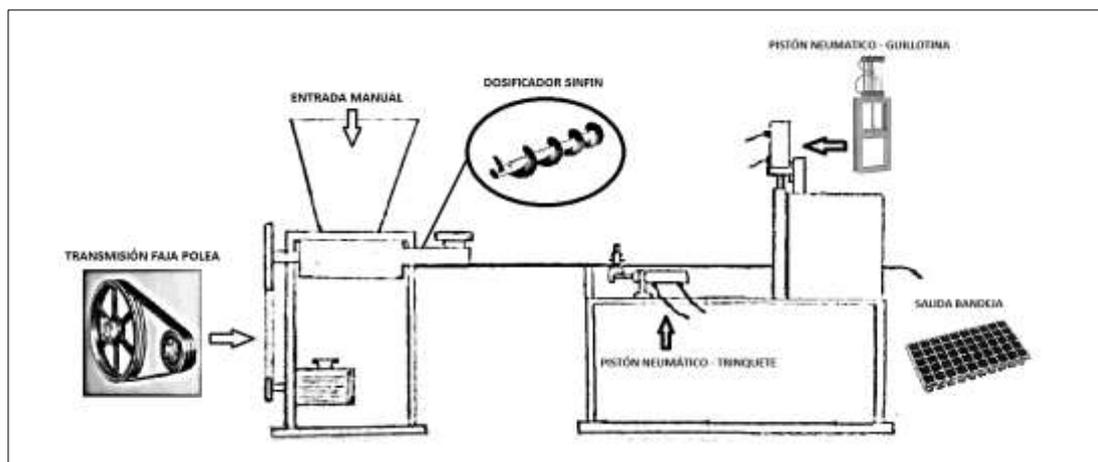
Nota. imagen de elaboración propia.

Solución 03:

Manual, dosificador sinfín, faja y polea, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, guillotina, pistón neumático, bandeja.

Imagen 22

Prototipo - Solución 03



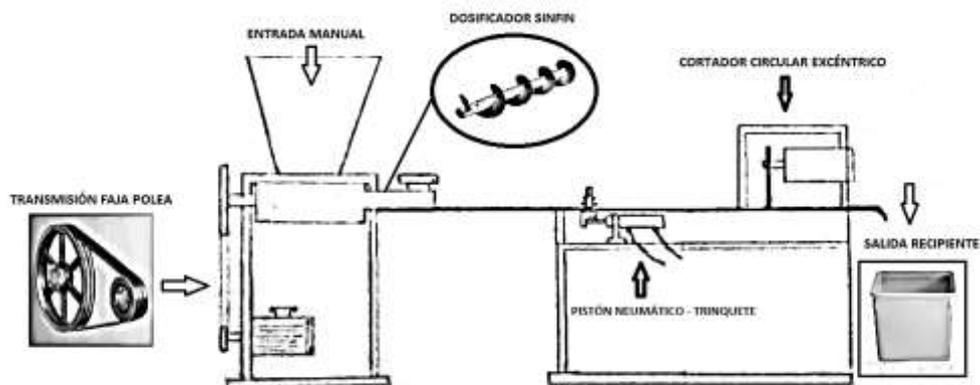
Nota. imagen de elaboración propia.

Solución 04

Manual, dosificador sinfín, faja y polea, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, excéntrico, motor eléctrico, recipiente.

Imagen 23

Prototipo - Solución 04



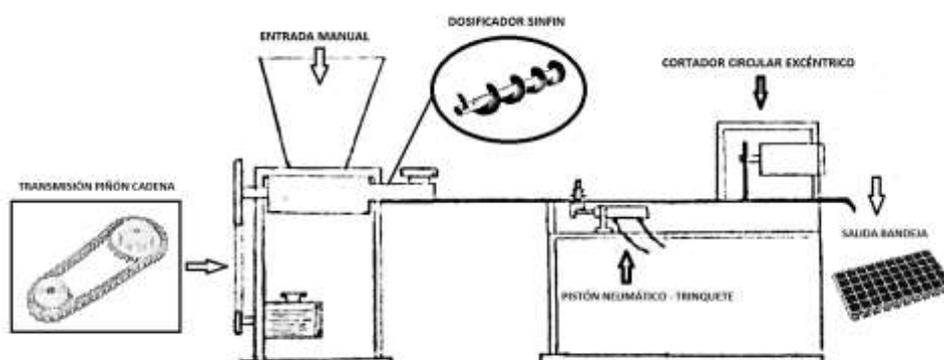
Nota. imagen de elaboración propia.

Solución 05

Manual, dosificador sinfín, piñón y cadena, cilíndrico, trinquete, pistón neumático, excéntrico, motor eléctrico, bandeja.

Imagen 24

Prototipo - Solución 05



Nota. imagen de elaboración propia.

Determinación de Criterios Ponderados y Alternativas de Solución

Mantenimiento.

Se consideró un criterio de evaluación ya que el mantenimiento tanto preventivo como correctivo debe ser realizado en el menor tiempo posible.

Consumo de Energía.

Se considera para evaluar cuánta energía utilizará la máquina durante su funcionamiento.

Tamaño.

Se considera para evaluar las dimensiones de la máquina, además de su transporte.

Costo.

Se considera como el criterio más importante, ya que se estimaría la inversión para la construcción de la máquina.

Facilidad de Operación.

Se considera para evaluar los procesos en que el operador pueda adaptarse para la manipulación de la máquina como preparación, verificación de la máquina, etc.

Seguridad.

Se considera para evaluar las medidas de seguridad que serán atribuidas a la máquina.

Tabla 6*Ponderado de los Criterios*

INDICADORES	
CRITERIOS	PONDERADO (%)
Mantenimiento	20
Consumo de Energía	20
Tamaño	10
Costo	30
Facilidad de Operación	10
Seguridad	10
TOTAL	100

Nota. Tabla de elaboración propia.

Para la calificación de los criterios, designamos una puntuación del grado de satisfacción para posterior cálculo y obtener una puntuación ponderada a las soluciones de los prototipos donde:

No aceptable (0), poco satisfactorio (1), suficiente (2), satisfactorio (3), muy satisfactorio (4).

Tabla 7*Grado de Satisfacción*

INDICADORES	
GRADO DE SATISFACCIÓN	PUNTUACIÓN
No Aceptable	0
Poco Satisfactorio	1
Suficiente	2
Satisfactorio	3
Muy Satisfactorio	4

Nota. Tabla de elaboración propia.

Entonces concluimos que la solución 03, es el más óptimo, por lo tanto, se tomará como base para realizar los cálculos de diseño correspondiente.

