
Diseño de una máquina dosificadora automática por tornillo sin fin para llenado de recipientes de vidrio con granos

Luz Aracely Galindo Moscoso



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Diseño de una máquina dosificadora automática por tornillo
sin fin para llenado de recipientes de vidrio con granos**


Trabajo de graduación presentado por Luz Aracely Galindo Moscoso
para optar al grado académico de Licenciada en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala,

2025

Vo.Bo.:

(f) 
MBA Pedro Castillo

(f) 
M.Sc. Carlos Esquit

Fecha de aprobación: Guatemala, 20 de noviembre de 2025.

Agradezco, en primer lugar a Dios, por haberme brindado la oportunidad de formarme profesionalmente en una institución tan prestigiosa como esta. Su guía y fortaleza fueron luz constante en cada paso de este camino.

Con profundo amor y gratitud, agradezco a mi madre, cuyo esfuerzo incansable y cariño incondicional han sido el pilar de mi vida. También a mis hermanos y a mi familia cercana, quienes siempre creyeron en mí y me animaron a seguir adelante con mis sueños, incluso en los momentos más difíciles.

A mis amigos, gracias por su compañía sincera, por estar presentes en los días más oscuros y por recordarme con su apoyo que no estaba sola. A mis profesores, por su paciencia, dedicación y por ser ejemplo de excelencia y vocación.

Y finalmente, me agradezco a mí misma, por no rendirme, por mantenerme firme, por confiar en mi capacidad y por seguir con determinación hasta alcanzar esta meta. Gracias también a la vida por cada oportunidad, cada reto y cada aprendizaje que me han traído hasta aquí.

Prefacio	I
Índice de figuras	IV
Índice de cuadros	V
Resumen	VI
Abstract	VII
1. Introducción	1
2. Antecedentes	2
3. Justificación	5
4. Objetivos	6
4.1. Objetivo general	6
4.2. Objetivos específicos	6
5. Alcance	7
6. Marco teórico	8
6.1. Sólidos granulares y flujo en tolvas	8
6.2. Fundamentos de la dosificación volumétrica por tornillo sin fin	12
6.3. Transmisión y accionamiento	13
6.4. Banda transportadora lineal tipo correón plano y separación entre frascos	15
6.5. Principios de acondicionamiento de sólidos a granel (agitación)	16
6.6. Resistencia a la torsión en ejes de transmisión	17
6.7. Fundamentos de mecánica de materiales y estática aplicada	18
6.8. Sensores industriales para presencia y conteo	21

7. Definición de parámetros de diseño y carga	24
7.1. Características del material a granel	24
7.2. Requerimientos de operación y capacidad	25
7.3. Propiedades mecánicas de los materiales constructivos	25
7.4. Factores de seguridad y cargas de diseño	25
7.5. Selección de perfiles estructurales normalizados	26
8. Diseño del sistema de almacenamiento y dosificación	27
8.1. Dimensionamiento geométrico de la tolva	27
9. Diseño del sistema de transporte de envases	32
9.1. Parámetros geométricos y espaciado	32
9.2. Sincronización cinemática (velocidad de banda)	33
9.3. Validación de carga y selección del equipo	33
10. Diseño mecánico y configuración del ensamble	35
10.1. Arquitectura general del equipo	35
10.2. Detalle del mecanismo interno de dosificación	37
10.3. Ergonomía y materiales	38
11. Validación estructural y análisis estático	40
11.1. Análisis de la caja superior y placa de conexión	40
11.2. Análisis de la columna principal (soporte voladizo)	41
11.3. Análisis del bastidor inferior (estabilidad y soporte)	42
11.4. Simulación y validación por elementos finitos (FEA)	43
12. Conclusiones	45
13. Recomendaciones	46
14. Referencias	47
15. Anexos	50

Índice de figuras

1.	Estación de medición MPS D FESTO	3
2.	Diseño CAD de la estación de clasificación de frascos por color de tapadera	4
3.	Diseño CAD de la estación de limpieza de botellas	4
4.	Ángulos de talud de los granos desde la horizontal	9
5.	Representación de los regímenes principales de Jenike	10
6.	Diagrama de los regímenes de flujo en tolvas según Jenike	11
7.	Detalle gráfico de un tornillo sin fin	12
8.	Detalle gráfico del punto donde se mide la separación de frascos	15
9.	Sensor fotoeléctrico utilizado para elementos transparentes	22
10.	Dimensionamiento de una tolva compuesta	28
11.	Imagen del acoplamiento de garra KTR Rotex 24	30
12.	Detalle gráfico de las partes de la máquina dosificadora de granos diseñada	36
13.	Vista frontal del diseño de la máquina	37
14.	Imagen de la máquina dosificadora con textura y material	39
15.	Distribución global de esfuerzos de Von Mises en el ensamble	44
16.	Código QR con enlace a video de despiece	50
17.	Plano principal de ensamble de la máquina diseñada	51
18.	Plano principal de desensamble de la máquina diseñada	52
19.	Plano de desensamble de los sistema de transmisión	53

Índice de cuadros

1. Propiedades físicas de los granos evaluados para diseño 24
2. Propiedades mecánicas de los materiales seleccionados 25

El presente trabajo de graduación aborda el diseño integral de una máquina dosificadora automática por tornillo sin fin, destinada al llenado preciso de frascos de vidrio con granos básicos. El proyecto surge como respuesta a la necesidad de tecnificación en el sector agroindustrial y busca dotar al laboratorio de Automatización de la Universidad del Valle de Guatemala de un equipo funcional capaz de dosificar 0.45 kg por envase a una tasa de producción de 180 kg/h.

La metodología empleada abarcó desde la caracterización de los materiales a granel hasta el dimensionamiento mecánico de los subsistemas de potencia y almacenamiento. Se diseñó una tolva con capacidad para 45 kg y se seleccionó un mecanismo de tornillo de 50 mm operando a 54 RPM para garantizar el flujo másico requerido. La validación de la ingeniería se realizó mediante modelos analíticos rigurosos y simulaciones por elementos finitos (FEA).

Los resultados del análisis estructural sobre la columna de soporte, sometida a una carga crítica de 1638 N, reportaron un factor de seguridad estático de 12.9 y un esfuerzo máximo de Von Mises de 2.8 MPa, confirmando la robustez del diseño frente a fallas plásticas. Asimismo, se garantizó la precisión operativa con una deflexión máxima de apenas 0.045 mm y se verificó la seguridad global mediante un índice de estabilidad al vuelco de 1.54. El diseño final constituye una solución mecatrónica viable, segura y documentada bajo estándares de ingeniería, lista para su futura manufactura.

This graduation project addresses the comprehensive design of an automatic screw-type dosing machine for the precise filling of glass jars with basic grains. The project arose in response to the need for technological advancement in the agro-industrial sector and aims to equip the Automation Laboratory at the University of the Valley of Guatemala with a functional machine capable of dispensing 0.45 kg per container at a production rate of 180 kg/h.

The methodology employed ranged from the characterization of the bulk materials to the mechanical dimensioning of the power and storage subsystems. A hopper with a capacity of 45 kg was designed, and a 50 mm screw mechanism operating at 54 RPM was selected to guarantee the required mass flow rate. Engineering validation was performed using rigorous analytical models and finite element analysis (FEA) simulations.

The results of the structural analysis of the support column, subjected to a critical load of 1638 N, yielded a static safety factor of 12.9 and a maximum Von Mises stress of 2.8 MPa, confirming the design's robustness against plastic failure. Operational accuracy was also guaranteed with a maximum deflection of only 0.045 mm, and overall safety was verified with a rollover stability index of 1.54. The final design constitutes a viable, safe, and documented mechatronic solution, adhering to engineering standards and ready for future manufacturing.

CAPÍTULO 1

Introducción

La automatización de procesos industriales representa una piedra angular en la mejora de la eficiencia productiva, precisión de trabajo y competitividad de las empresas en la actualidad. Dentro del sector agro industrial, donde el manejo de productos a granel como los granos requiere precisión en el dosificado y envasado, la implementación de soluciones mecatrónicas especializadas permite responder a la creciente demanda de calidad y productividad. Es en este contexto donde surge la necesidad de diseñar una máquina dosificadora automática que utilice un tornillo sin fin para llenar frascos de vidrio con granos, brindando una alternativa confiable, económica y adaptable a diferentes escalas de producción.

El presente trabajo de graduación responde a dicha necesidad mediante el diseño completo de una máquina dosificadora, desarrollada bajo criterios de funcionalidad, resistencia estructural y adecuación al entorno del laboratorio de Automatización de la Universidad del Valle de Guatemala. El diseño propuesto busca no solo cumplir con los parámetros técnicos requeridos, como la dosificación precisa de 0.45 kg de grano por frasco a una tasa estimada de 180 kg/h, sino también convertirse en un recurso educativo valioso que permita a futuros estudiantes comprender e interactuar con un sistema mecatrónico real si este diseño llegase a construirse.

Durante el desarrollo del proyecto se abordaron múltiples áreas de la ingeniería, incluyendo el análisis de mecanismos de alimentación, diseño estructural basado en normas de ingeniería mecánica, evaluación de esfuerzos mediante análisis por elementos finitos, y consideraciones de seguridad industrial. Todo ello bajo una metodología de diseño iterativo y sustentado en bibliografía técnica reconocida.

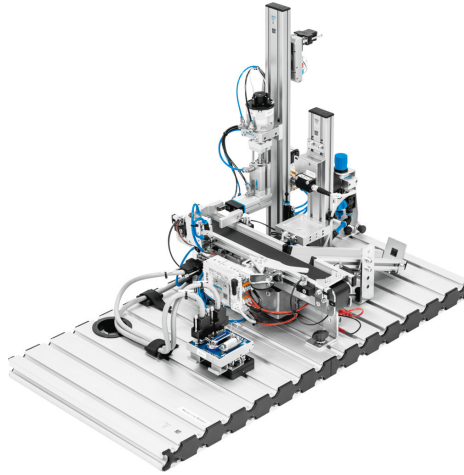
Así, esta tesis no solo presenta el diseño de un sistema funcional, sino que también refleja un proceso formativo donde se aplicaron conocimientos teóricos en un entorno práctico y realista, enfrentando desafíos técnicos que fortalecieron la capacidad de análisis, toma de decisiones y resolución de problemas del autor.

En Guatemala, la industria manufacturera ha comenzado a incorporar tecnologías de automatización para mejorar la eficiencia, trazabilidad y calidad de sus procesos productivos. Dicho avance ha sido impulsado principalmente por la necesidad de modernización de producción, reducción de costos operativos y cumplimiento de estándares internacionales. Como respuesta a esta tendencia, las instituciones educativas, como la Universidad del Valle de Guatemala, han promovido el desarrollo de soluciones en automatización industrial, que no solo fortalecen las competencias prácticas de los estudiantes, sino que también replican condiciones y desafíos de procesos reales en la industria, permitiendo diseñar y validar modelos funcionales que podrían ser transferibles a entornos productivos.

2.1. Estación de medición MPS D

En la Figura 1 se muestra la estación de medición MPS D de Festo la cual es una plataforma modular de automatización industrial diseñada para simular inspecciones de control de calidad en entornos de producción. Dicho sistema trabaja con piezas cilíndricas estandarizadas (plásticas o metálicas) de diferentes alturas, colores y pesos, que simulan componentes fabricados en masa. Las piezas se toman automáticamente desde un cargador por medio de un actuador neumático rotativo, que posiciona cada una sobre una celda de carga para la medición de peso. También se utilizan sensores ópticos e inductivos para verificar la presencia y dimensiones de la pieza. El PLC compara los valores medidos con parámetros preestablecidos para poder validar si cumple con las especificaciones. Si la pieza cilíndrica esta conforme a los parámetros preestablecidos, continúa por la cinta; si no lo es, se desvía mediante un actuador hacia un compartimento de descarte. Esta estación permite a los estudiantes comprender como se realiza una inspección dimensional automatizada, a programar condiciones de validación, e integrar sensores y actuadores en procesos de control de calidad [1].

Figura 1. Estación de medición MPS D FESTO

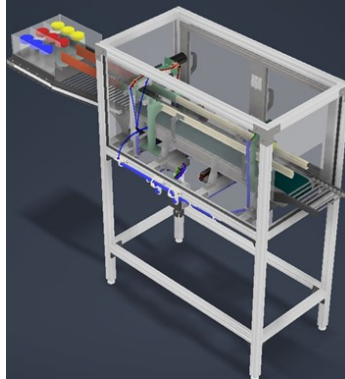


Nota. Módulo didáctico de inspección que alimenta, mide y clasifica piezas mediante PLC. Esta imagen fue obtenida de [2].

2.2. Diseño de una máquina de clasificación de frascos por color para el Laboratorio de Automatización Industrial de la Universidad del Valle de Guatemala

La Figura 2 presenta el diseño de una máquina clasificadora de frascos desarrollada por un estudiante de Ingeniería Mecatrónica de la Universidad del Valle de Guatemala. El objetivo de este proyecto era crear un diseño funcional CAD, que sus resultados se entregaran en planos para que su construcción fuera posible. Esta estación automatiza la identificación y separación de frascos con base en el color de sus tapaderas. El sistema inicia con la colocación manual de los frascos sobre una banda transportadora impulsada por un motor de corriente directa. A medida que cada frasco avanza, pasa por debajo de un sensor óptico de color industrial, el cual mide los niveles RGB reflejados por la tapadera. Esta lectura es procesada por el PLC, que compara los valores obtenidos con una tabla de colores preestablecida. Una vez clasificado el color, el sistema espera a que el frasco alcance una posición específica frente a un mecanismo de desvío. Esta posición es detectada por un sensor de proximidad infrarrojo ubicado cerca del final de la banda. Cuando el frasco se encuentra en el punto exacto, el PLC activa una válvula solenoide que controla un actuador neumático de simple efecto. El actuador empuja lateralmente el frasco hacia uno de los compartimentos de clasificación según su color. Si el frasco no requiere desvío, continúa su trayecto hasta el compartimento de salida general. Este proyecto se fundamenta en la definición de procesos y el desarrollo de los planos de integración, manteniendo el enfoque de diseño [3].

Figura 2. Diseño CAD de la estación de clasificación de frascos por color de tapadera

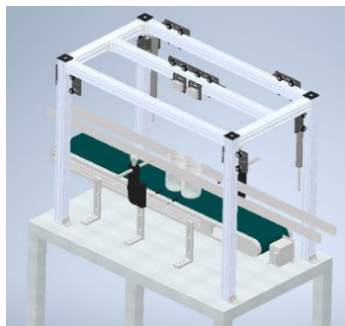


Nota. Banda transportadora con sensor de color y actuador que deriva cada frasco al canal correspondiente. Esta imagen fue obtenida de [3].

2.3. Diseño de máquina de limpieza de botellas para el laboratorio de automatización industrial de la Universidad del Valle de Guatemala

La Figura 3 presenta el diseño de una máquina limpiadora de botellas desarrollado en la Universidad del Valle de Guatemala. Se diseña una estructura mecánica para el soporte y transporte de los recipientes, un circuito neumático que acciona un sistema rociador de agua y el sistema de soplado de aire para el secado, así como la integración de sensores de nivel y posición con la lógica de control prevista para coordinar las etapas de sujeción, rociado, rotación y secado. La metodología incluyó el modelado CAD de cada componente, la elaboración de los diagramas de instrumentación y control (PID) y los planos unifilares eléctricos, así como la especificación técnica de actuadores, sensores y válvulas; no se realizó montaje físico ni desarrollo de software de control, debido a su enfoque de diseño [4].

Figura 3. Diseño CAD de la estación de limpieza de botellas



Nota. Banda transportadora con estructura para boquillas de aspersión y sistema de sensores. Esta imagen fue obtenida de [4].

La automatización industrial no sólo mejora la eficiencia de los procesos de producción en Guatemala, sino que también actúa como un motor fundamental para el desarrollo tecnológico del país. En este escenario, el ingeniero mecatrónico ha adquirido un papel importante, ya que es el profesional encargado de integrar sistemas mecánicos, electrónicos y de control para optimizar las tareas en la industria. En Guatemala, la demanda de soluciones automatizadas ha crecido, lo que requiere profesionales que estén bien preparados no solo en teoría, sino también en la aplicación práctica en situaciones reales o simuladas.

Para abordar esta necesidad de formación, la Universidad del Valle de Guatemala ha promovido la creación de una línea de producción para el envasado de granos didáctica en el Laboratorio de Automatización Industrial. Para dicha línea de producción, ya se han desarrollado estaciones funcionales, como una máquina limpiadora, clasificadora y enrosadora de frascos. Sin embargo, aún no se ha diseñado y construido una estación de llenado automatizado, que es crucial para completar el flujo de trabajo. Por ello, este trabajo de graduación se enfoca en diseñar una máquina llenadora de recipientes con granos, controlada por un PLC, con el objetivo de enriquecer el proceso de enseñanza y aprendizaje mediante la práctica directa con sistemas automatizados en caso decida implementarse.

El diseño y posible integración de esta estación no sólo completará el funcionamiento de la línea, sino que también ofrecerá a los estudiantes una experiencia cercana a los desafíos que enfrentarán en entornos industriales reales. Esto ayudará a fortalecer sus habilidades en automatización, control de procesos y diseño de soluciones mecatrónicas de forma práctica.

4.1. Objetivo general

Diseñar una máquina dosificadora por tornillo sin fin para el llenado de recipientes con granos, automatizada y controlada por PLC, para una línea de producción didáctica en el Laboratorio de Automatización Industrial de la Universidad del Valle de Guatemala.

4.2. Objetivos específicos

- Investigar y analizar mecanismos y métodos utilizados en sistemas de llenado automático, identificando ventajas y limitaciones.
- Seleccionar los componentes mecánicos, eléctricos y de control adecuados para el diseño y funcionamiento de la máquina dosificadora.
- Diseñar un modelo CAD detallado que integre tolva, tornillo sin fin, sistema de transporte y chasis, y verificar su compatibilidad geométrica mediante ensamblaje virtual.
- Evaluar la viabilidad estructural de los componentes críticos mediante análisis de esfuerzos y verificación de factores de seguridad.
- Generar los planos de fabricación de las piezas mecánicas, los diagramas de instrumentación y control, y los planos unifilares eléctricos, definiendo la lógica de conexión entre sensores, actuadores y el PLC.
- Elaborar el listado de componentes necesarios, describir sus especificaciones técnicas y estimar sus costos de adquisición.

El trabajo abordó el diseño de una estación dosificadora de sólidos granulares orientada al llenado de frascos de vidrio, con énfasis en lograr estabilidad de flujo, repetibilidad y operación segura desde criterios de ingeniería. El problema consistió en calcular una configuración viable, tolva de alimentación, mecanismo de dosificación por tornillo sin fin, sistema de transporte y arquitectura de control industrial, siguiendo prácticas y normas de diseño reconocidas.

El proyecto se enfocó exclusivamente en el diseño y la validación analítica. Se definieron supuestos de material, se dimensionaron los subsistemas mecánicos principales, se establecieron criterios de selección para transmisión, accionamiento, detección y control, y se elaboró la documentación técnica correspondiente (planos, esquemas y lista de materiales), de forma que el conjunto pudiera ser construido por un tercero sin dificultades.

Quedaron fuera de este proyecto la fabricación del prototipo, la puesta en marcha y cualquier verificación experimental. Se dejó para trabajos futuros la construcción y validación empírica del desempeño, la integración física con otras estaciones y el ajuste fino de parámetros en operación real.

En síntesis, el proyecto se limitó al problema de dosificación de sólidos a nivel de ingeniería de diseño, propuso una arquitectura de solución y entregó un conjunto de cálculos y documentos técnicos que respaldaron su viabilidad, manteniendo el procedimiento en un plano conceptual y analítico.

6.1. Sólidos granulares y flujo en tolvas

Los sólidos granulares son materiales compuestos por muchas partículas sólidas macroscópicas individuales que interactúan entre sí por contacto [5]. Algunas características son su densidad aparente (ρ_b), fricción interna y fricción con pared. Estas propiedades gobiernan la forma de descarga de los granos en recipientes y tolvas, la estabilidad de acumulación del producto en forma de montaña, y la continuidad de suministro hacia los mecanismos de dosificación [6].

Además, es importante señalar que los sólidos granulares se clasifican en dos categorías: los generadores de polvo, caracterizados por su tendencia al desmoronamiento, y los no generadores de polvo, que presentan mayor rigidez estructural.

6.1.1. Densidades relevantes y continuidad de masa

Se distinguen la densidad aparente y la densidad verdadera de partícula. Siendo la densidad aparente quien mide la masa del material incluyendo los espacios porosos o huecos entre partículas, mientras que la densidad verdadera (o real) solo considera el volumen del material sólido, excluyendo dichos poros. La ingeniería de manejo de graneles es la disciplina que se centra en el diseño de sistemas y equipos mecánicos para el transporte, almacenamiento, procesamiento y gestión eficiente de grandes cantidades de materiales secos. En esta disciplina la magnitud operativa es ρ_b , definida a nivel macroscópico como:

$$\rho_b = \frac{m}{V_{\text{bulk}}}, \quad (1)$$

donde m es la masa total del material y V_{bulk} el volumen ocupado (incluidos huecos).

La relación de continuidad entre masa y volumen permite vincular el caudal volumétrico Q_v con el caudal másico \dot{m} mediante la densidad aparente del material (ρ_b), de acuerdo con

la expresión:

$$\dot{m} = \rho_b Q_v. \quad (2)$$

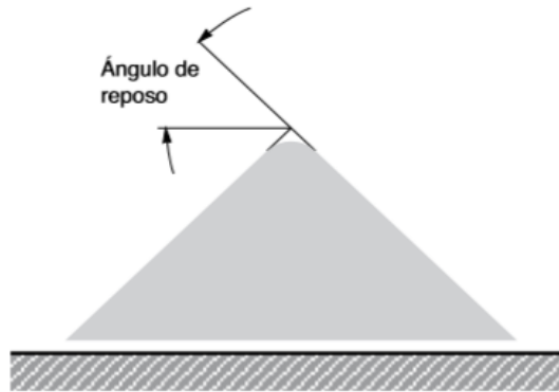
6.1.2. Ángulo de talud y estabilidad

El ángulo de talud θ_r (también llamado ángulo de reposo) es aquel máximo que forma la superficie de un montón de material granular respecto a la horizontal cuando el conjunto está al borde de deslizarse, podemos visualizarlo en la Figura 4 [7]. Operacionalmente, θ_r se relaciona con el coeficiente de fricción estática efectiva del conjunto de granos. En términos de estabilidad geométrica, cuando el material se deposita sobre una superficie horizontal, el cono formado adopta una pendiente próxima a θ_r .

$$\theta_r \approx \arctan(\mu_{ef}), \quad (3)$$

donde μ_{ef} es un coeficiente efectivo que representa de forma cualitativa el efecto combinado de la fricción estática entre los granos y su entrelazamiento mecánico. Este ángulo se emplea como referencia en diseño preliminar para estimar el riesgo de fenómenos no deseados como el puenteo o la canalización del material, y así establecer pendientes mínimas que aseguren un flujo continuo sobre superficies inclinadas [7].

Figura 4. Ángulos de talud de los granos desde la horizontal



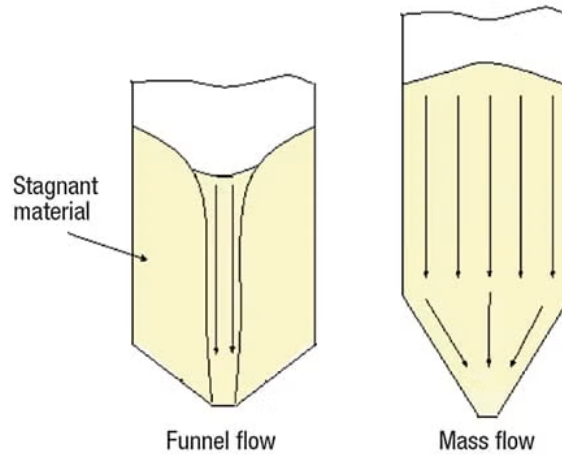
Nota. Imagen descriptiva de la medición del ángulo de reposo para los productos granulares. Esta imagen fue obtenida de [8].

6.1.3. Regímenes de flujo en tolvas: flujo másico vs. flujo tipo embudo

De acuerdo con la teoría de Jenike [6], en una tolva pueden presentarse dos regímenes principales (Figura 6): flujo másico en el cual todo el material se mueve simultáneamente, y flujo tipo embudo, donde sólo se moviliza un canal central mientras el resto permanece casi inmóvil. La transición entre uno u otro régimen depende de tres factores: la fricción entre el material y la pared, la fricción interna del material (ángulo de fricción interna) y la geometría de la tolva (inclinación de las paredes, forma del cuerpo y tamaño de la salida). Para asegurar flujo másico, que es preferible cuando se busca una descarga uniforme, evitar segregación o

zonas muertas, se deben cumplir condiciones mínimas de inclinación de paredes y acabado superficial, y el diámetro de la boca de descarga debe evitar la formación de puentes internos.

Figura 5. Representación de los regímenes principales de Jenike

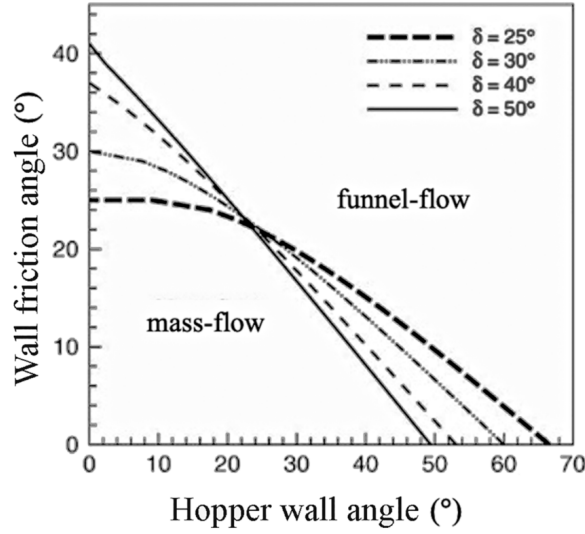


Nota. Imagen descriptiva de los regímenes: flujo másico vs flujo tipo embudo. Esta imagen fue obtenida de [9].

Los gráficos desarrollados por Jenike [10] permiten estimar el valor mínimo del ángulo de pared α de una tolva según el ángulo de fricción con pared δ y el ángulo de fricción interna del material ϕ_e .

En la Figura 6 se presenta un diagrama típico en el que se muestra la zona de combinación (δ, α) que asegura flujo másico y la zona en la que se produce flujo tipo embudo. Esta figura ilustra claramente que cuanto mayor es el ángulo de pared α o menor es la fricción con pared δ , más probable es el flujo másico.

Figura 6. Diagrama de los regímenes de flujo en tolvas según Jenike



Nota. Diagrama descriptivo de la zona de combinación del flujo másico. Esta imagen fue obtenida de [9].

El ángulo de pared de la tolva α (medido respecto a la horizontal) debe satisfacer:

$$\alpha \leq \alpha_{\text{adm}}(\delta, \phi_e),$$

donde $\alpha_{\text{adm}}(\cdot)$ es el ángulo máximo admisible que se obtiene de los diagramas de Jenike para tolvas cónicas o en cuña. En práctica, valores menores de fricción pared y material δ y mayor inclinación de la pared (α) favorecen el flujo másico.

6.1.4. Geometría de tolvas compuestas (cilíndrica-cónica): volúmenes útiles y descarga

Para estimar el volumen útil de la tolva diseñada, que consiste en una sección cilíndrica superior y una sección cónica inferior, se utilizan las fórmulas geométricas estándar:

$$V_{\text{cil}} = \frac{\pi D^2}{4} h, \quad (4)$$

$$V_{\text{cono}} = \frac{1}{3} \frac{\pi D^2}{4} h, \quad (5)$$

donde D es el diámetro y h la altura de cada sección. El volumen total útil de la tolva se obtiene sumando ambas secciones:

$$V_{\text{tot}} = V_{\text{cil}} + V_{\text{cono}} \quad (6)$$

La masa almacenada estimada es:

$$m_{\text{alm}} = \rho_b V_{\text{tot}} \quad (7)$$

donde ρ_b es la densidad aparente del material [kg/m³]

6.2. Fundamentos de la dosificación volumétrica por tornillo sin fin

La dosificación de sólidos granulares mediante tornillo sin fin, también conocido en la industria como *auger filler*, es un método de llenado volumétrico que destaca por su capacidad de manejar materiales con diversas características de flujo. El principio operativo se basa en el desplazamiento positivo del material confinado entre las espirales de un tornillo que rota dentro de una tolva [11].

6.2.1. Flujo másico

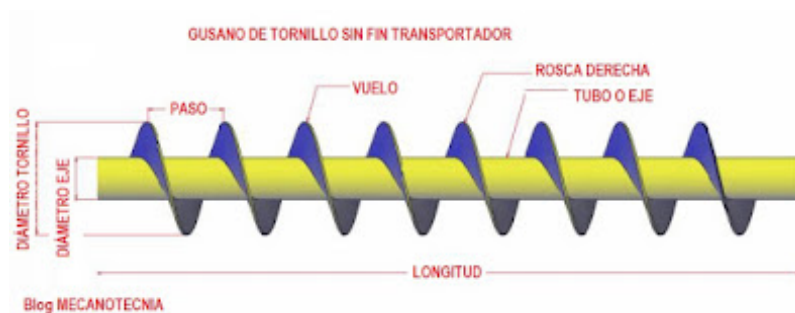
El objetivo principal de la máquina es lograr un flujo másico (\dot{m}) estable y predecible. Se define como la masa de material dosificada por unidad de tiempo (t). Este flujo es la base para determinar la velocidad de operación del tornillo.

$$\dot{m} = \frac{M}{t} \quad (8)$$

6.2.2. Capacidad volumétrica teórica

El volumen máximo de material que puede desplazar el tornillo en una revolución se calcula considerando el volumen anular entre el diámetro exterior (D_o) y el diámetro interior (eje, D_i), multiplicado por el paso (P) del tornillo [12]. Se asume que el paso es igual al avance axial por vuelta. Podemos visualizar estos valores definidos en la Figura 7.

Figura 7. Detalle gráfico de un tornillo sin fin



Nota. Esquema de la geometría de un tornillo sin fin: diámetro externo D , diámetro del eje d , paso p . Esta imagen fue obtenida de [13].

$$V_{rev} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_o^2 - D_i^2) \cdot P \quad (9)$$

Donde:

- D_o : Diámetro exterior del tornillo.
- D_i : Diámetro del eje central.
- P : Paso del tornillo, definido como la distancia axial entre dos crestas consecutivas.

6.2.3. Flujo volumétrico del tornillo (Q_{vol})

El flujo volumétrico teórico de salida del tornillo es directamente proporcional a su volumen por revolución y a la velocidad angular (n) a la que opera [14].

$$Q_{vol} = V_{rev} \cdot n \quad (10)$$

Donde n se expresa en revoluciones por unidad de tiempo (ej. *rev/s*)

6.2.4. Velocidad angular requerida (n_{req})

Para alcanzar un flujo volumétrico objetivo ($Q_{req} = \dot{m}/\rho_{aparente}$), la velocidad de rotación requerida del tornillo (n_{req}) se calcula de la siguiente manera [15].

$$n_{req} = \frac{Q_{req}}{V_{rev}} \quad (11)$$

La velocidad angular en revoluciones por minuto (n_{RPM}) se obtiene multiplicando por 60 que serían segundos.

$$n_{RPM} = n_{req} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \quad (12)$$

6.3. Transmisión y accionamiento

Para poder cumplir con lo anterior y proporcionar un movimiento al tornillo sin fin se le debe adaptar un motor. La selección del motorreductor debe garantizar que se proporcione el par motor (T) y la potencia (P) necesarios para mover el tornillo a la velocidad requerida bajo la carga máxima de material.

6.3.1. Potencia requerida en el eje (P_{eje})

Según los estándares de la Conveyor Equipment Manufacturers Association (CEMA), la potencia necesaria para accionar un tornillo sin fin cargado no es solo función del movimiento del material, sino también de las pérdidas mecánicas y la fricción interna [16].

La potencia total (P_{total}) se compone de la potencia requerida para vencer la fricción del sistema en vacío ($P_{fricción}$) y la potencia necesaria para transportar el material ($P_{material}$):

$$P_{total} = \frac{P_{fricción} + P_{material}}{\eta_{transmisión}} \quad (13)$$

El cálculo de la potencia del material considera el flujo másico y la longitud del transporte, ajustado por un coeficiente de resistencia del material (F_m) específico para el tipo de grano:

$$P_{material} = \frac{Q \cdot L \cdot \rho \cdot F_m}{33,000} \quad (14)$$

6.3.2. Par motor continuo (T_{cont})

El par motor (T) es la variable crítica para evitar el atascamiento del tornillo bajo carga, especialmente durante el arranque cuando la inercia estática (esta es la tendencia de un objeto a estar en reposo) y la compactación del material son máximas [17]. Se relaciona con la potencia y la velocidad angular (ω) mediante:

$$T_{cont} = \frac{P_{eje}}{\omega} \quad (15)$$

Donde ω se expresa en radianes por segundo.

$$\omega = n_{RPM} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (16)$$

6.3.3. Par de arranque conservador (T_{req})

Debido a que el material compactado presenta alta resistencia al inicio del movimiento, se debe sobredimensionar el motor utilizando un factor de seguridad (FS) sobre el par continuo para obtener el par mínimo de arranque (T_{req}), lo que previene fallas y atascos [17].

$$T_{req} = T_{cont} \cdot FS \quad (17)$$

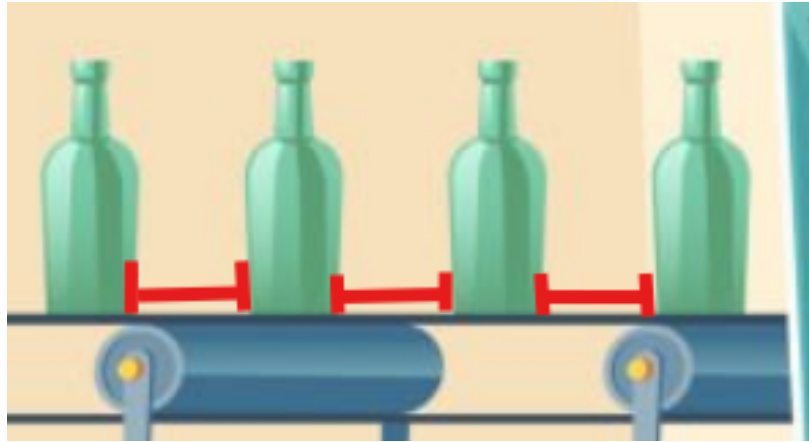
6.4. Banda transportadora lineal tipo correón plano y separación entre frascos

El diseño de la banda transportadora se define por su capacidad para alojar los recipientes y soportar la carga máxima de operación con un margen de seguridad [18].

6.4.1. Espaciado y cantidad de frascos

El espaciado de diseño (L_{sep}) se basa en el diámetro exterior del frasco (D_{frasco}) más una distancia libre mínima (L_{libre}) como se ve en la Figura 8 necesaria para la precisión de los sensores y el manejo del producto [19].

Figura 8. Detalle gráfico del punto donde se mide la separación de frascos



Nota. Representación del punto donde se mide el espaciado de diseño, esto ilustrado por las líneas rojas entre cada frasco. Esta imagen fue obtenida de [20].

$$L_{sep} = D_{frasco} + L_{libre} \quad (18)$$

La cantidad máxima de frascos (N_{max}) que se alojan en la longitud útil de la banda (L_{banda}) es:

$$N_{max} = \frac{L_{banda}}{L_{sep}} \quad (19)$$

6.4.2. Peso máximo de diseño

La carga máxima que la banda debe soportar en cualquier momento (W_{max}) se calcula sumando el peso de los frascos ($N_{frascos} \cdot W_{frasco}$) y aplicando un Factor de Seguridad (FS) para cubrir la inercia de arranque, el peso de la banda misma y posibles desbalances.

$$W_{max} = (N_{operacin} \cdot W_{frasco|leno}) \cdot FS_{carga} \quad (20)$$

Donde

$$W_{\text{frasco lleno}} = M_{\text{frasco vacío}} + M_{\text{contenido}} \quad (21)$$

Siendo M la masa de cada frasco y cantidad de contenido que se almacenará en él.

6.4.3. Sincronización y velocidad de operación

La velocidad lineal de operación de la banda (V_{op}) es el parámetro más crítico, ya que debe estar sincronizada con el tiempo de dosificación ($t_{llenado}$) del tornillo sin fin para asegurar que el frasco permanezca estacionario bajo la tolva durante el llenado, o se mueva a una velocidad que no comprometa la precisión del pesaje (si aplica). La velocidad mínima requerida se calcula para que un frasco se desplace exactamente el espaciado de diseño (L_{sep}) en el tiempo de llenado establecido por el tornillo sin fin:

$$V_{op} = \frac{L_{sep}}{t_{llenado}} \quad (22)$$

La conversión a revoluciones por minuto, que a menudo es una especificación de motor, se realiza mediante:

$$V_{m/min} = V_{op} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \quad (23)$$

6.5. Principios de acondicionamiento de sólidos a granel (agitación)

En la dosificación de polvos y gránulos finos, la agitación en la tolva es una necesidad crítica para prevenir la compactación, la formación de puentes y el flujo de cada variable [21]. Un agitador mecánico, operando cerca del tornillo sin fin, promueve el flujo másico del material. La velocidad del agitador (n_{ag}) se selecciona típicamente en un rango bajo para evitar la segregación de partículas o la destrucción excesiva. La velocidad se establece como un criterio empírico respecto a la velocidad del tornillo ($n_{tornillo}$), buscando una mezcla suave:

$$n_{ag} = \text{Criterio de Diseño} \cdot n_{tornillo} \quad (24)$$

El diseño debe garantizar que el par motor sea suficiente para romper cualquier puente de material que se forme, aunque en la práctica se suele sobre dimensionar el motor con un factor de seguridad (FS) [22].

6.5.1. Selección de la velocidad ideal

La velocidad del agitador se define por la naturaleza del material. Para granos, se busca una velocidad angular baja (ej., **25 RPM** en la práctica) para asegurar la homogeneidad sin causar desgaste abrasivo en el sistema [16].

6.5.2. Sistemas de transmisión por poleas

Para acoplar la velocidad de salida del motor (n_{motor}) con la velocidad de operación requerida en el agitador (n_{ag}), se utiliza un sistema de transmisión, en este caso, poleas. Este sistema permite reducir o aumentar la velocidad mediante la relación entre los diámetros de las poleas.

6.5.3. Relación de transmisión (i)

La relación de transmisión (i) o razón de velocidad es el cociente entre la velocidad de rotación de la polea conductora (entrada, ligada al motor) y la polea conducida (salida, ligada al agitador) [23]:

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{ag}} \quad (25)$$

6.5.4. Relación de diámetros

La misma relación de velocidad se puede expresar mediante los diámetros de las poleas, donde D_c es el diámetro de la polea conducida y D_d es el diámetro de la polea conductora:

$$i = \frac{D_c}{D_d} \quad (26)$$

Al despejar, el diámetro de la polea conducida se determina por el diámetro conocido de la polea conductora y la relación de transmisión requerida:

$$D_c = i \cdot D_d \quad (27)$$

El diseño de la transmisión por poleas debe asegurar que la relación de diámetros logre la velocidad angular necesaria para el agitador, garantizando la eficiencia de llenado del tornillo sin fin.

6.6. Resistencia a la torsión en ejes de transmisión

El eje de transmisión, que conecta el motor con el tornillo sin fin, está primariamente sometido a un momento torsor (T) inducido por la potencia transmitida. Los ejes tubulares o huecos se prefieren a menudo por su superior relación rigidez-peso en comparación con los ejes macizos, ya que el material más efectivo en la resistencia a la torsión se encuentra en el exterior del eje [23].

6.6.1. Esfuerzo cortante máximo

El esfuerzo cortante máximo (τ_{max}) generado en un eje hueco con diámetro exterior (D_o) y diámetro interior (D_i) ocurre en la superficie exterior y se calcula utilizando la fórmula de

la torsión, donde J es el momento polar de inercia [24]:

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot (D_o/2)}{J} \quad (28)$$

El momento polar de inercia (J) para una sección anular es:

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot (D_o^4 - D_i^4) \quad (29)$$

El criterio de diseño establece que τ_{max} debe ser menor o igual al esfuerzo cortante permisible (τ_{perm}), el cual se relaciona con el límite elástico del material.

6.6.2. Selección y validación de acoplamientos

Los acoplamientos flexibles, como los de garra (*jaw coupling*), se utilizan para transmitir el par motor (T) mientras absorben desalineaciones angulares, radiales y axiales entre los ejes. La selección del acoplamiento es un proceso crítico que requiere la aplicación de factores de servicio (FS) sobre el par continuo (T_{cont}) para obtener un par de diseño seguro (T_{req}) [25].

El par de diseño (T_{req}) se obtiene multiplicando el par continuo de operación por el Factor de Servicio (FS), el cual compensa el riesgo de atascos, la naturaleza de la carga (choque) y las horas de servicio del equipo [23].

$$T_{req} = T_{cont} \cdot FS \quad (30)$$

La capacidad nominal de torque del acoplamiento ($T_{nominal}$) debe ser siempre mayor que el par de diseño requerido (T_{req}), lo que asegura una vida útil adecuada y previene la falla del componente de transmisión:

$$T_{nominal} \geq T_{req} \quad (31)$$

6.7. Fundamentos de mecánica de materiales y estática aplicada

Para garantizar la integridad estructural de maquinaria industrial, es necesario establecer los modelos matemáticos que relacionan las fuerzas externas con la respuesta interna del material. A continuación se presentan las ecuaciones fundamentales de resistencia, rigidez y estabilidad estática utilizadas en el diseño de elementos de máquinas.

6.7.1. Mecánica de la flexión: tracción y compresión

Cuando una viga en voladizo se somete a una carga transversal, se genera un momento flector interno (M) que curva el elemento. Este fenómeno no produce un esfuerzo uniforme, sino un gradiente de esfuerzos normales a través de la sección transversal.

De acuerdo con la hipótesis de Navier-Bernoulli, las secciones planas permanecen planas después de la deformación. Esto implica que, respecto a una superficie neutra (donde la longitud de las fibras no cambia), las fibras materiales sufren deformaciones opuestas:

- Zona de Tensión o tracción: las fibras en el lado convexo de la viga (generalmente la cara superior en un voladizo) se alargan, generando esfuerzos de tracción (positivos).
- Zona de Compresión: las fibras en el lado cóncavo (cara inferior) se acortan, generando esfuerzos de compresión (negativos).

6.7.2. Distribución del esfuerzo normal

La magnitud del esfuerzo normal (σ) en cualquier punto ubicado a una distancia y del eje neutro se determina mediante la fórmula general de la flexión [24]:

$$\sigma = -\frac{M \cdot y}{I} \quad (32)$$

Donde el signo negativo indica la naturaleza opuesta del esfuerzo respecto a la coordenada y .

6.7.3. Esfuerzos máximos

Para propósitos de diseño y validación, es crítico evaluar los esfuerzos en las fibras extremas (las más alejadas del eje neutro), donde ocurren los máximos:

$$\sigma_{traccion} = \frac{M \cdot c_{ext}}{I} \quad ; \quad \sigma_{compresion} = -\frac{M \cdot c_{int}}{I} \quad (33)$$

En secciones simétricas como los tubos circulares o cuadrados, la distancia a la fibra extrema es igual para ambos lados ($c_{ext} = c_{int} = c$), por lo que la magnitud del esfuerzo es idéntica en tracción y compresión:

$$|\sigma_{max}| = \frac{M \cdot c}{I} \quad (34)$$

Sin embargo, en análisis por elementos finitos (FEA), estos valores se reportan distintamente como tensión principal máxima (tracción) y tensión principal mínima (compresión) para verificar que ninguno supere los límites de fluencia del material, el cual suele comportarse igual a tracción y compresión si es un material dúctil isotrópico [23].

Para secciones tubulares circulares con diámetro exterior D_o y diámetro interior D_i , el momento de inercia es:

$$I = \frac{\pi}{64}(D_o^4 - D_i^4) \quad (35)$$

Deflexión en vigas (rigidez)

La deformación vertical o "flecha" (δ) de una viga elástica lineal bajo carga puntual (P) en su extremo libre se deriva de la ecuación de la elástica [26]:

$$\delta_{max} = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (36)$$

Donde L es la longitud de la viga y E es el módulo de elasticidad (*young*) del material.

6.7.4. Teoría de columnas y estabilidad elástica

Cuando un elemento esbelto se somete a cargas axiales de compresión, existe el riesgo de falla por inestabilidad elástica (pandeo) antes de alcanzar el límite de fluencia del material. La carga crítica de Euler (P_{cr}) define el límite teórico de estabilidad [23]:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(K \cdot L)^2} \quad (37)$$

Donde K es el factor de longitud efectiva, el cual depende de las condiciones de sujeción (por ejemplo, $K = 2$ para una columna empotrada-libre).

6.7.5. Estabilidad estática de cuerpos rígidos (vuelco)

Para estructuras autoportantes (estas son las que se sujetan solas sin depender de ningún cuerpo ajeno de apoyo) sometidas a cargas gravitacionales excéntricas u horizontales, se debe verificar la estabilidad contra el vuelco. El equilibrio estático exige que el momento estabilizante (M_{est}) sea superior al momento de volcamiento (M_{volc}) alrededor del punto de pivote (arista de vuelco).

El Factor de Seguridad al vuelco (FS_{vuelco}) se define como la relación entre estos momentos:

$$FS_{vuelco} = \frac{M_{est}}{M_{volc}} \quad (38)$$

$$M_{est} = \sum(W_i \cdot x_i) \quad ; \quad M_{volc} = \sum(F_j \cdot y_j) \quad (39)$$

Donde W_i son las fuerzas de peso propio ubicadas a una distancia horizontal x_i del pivote, y F_j son las fuerzas desestabilizadoras. Un $FS_{vuelco} \geq 1.5$ es comúnmente aceptado como criterio de diseño seguro [26].

6.7.6. Teoría de placas planas

Elementos planos sometidos a cargas perpendiculares a su superficie experimentan flexión bidireccional. Para una placa rectangular de ancho b y espesor t que actúa como soporte en

voladizo corto, el esfuerzo máximo se puede aproximar considerando una franja unitaria y calculando el módulo de sección (Z_{placa}):

$$Z_{placa} = \frac{b \cdot t^2}{6} \quad (40)$$

El esfuerzo normal resultante es

$$\sigma = \frac{M_{placa}}{Z_{placa}} \quad (41)$$

6.7.7. Criterios de falla estática bajo esfuerzos combinados

En componentes sometidos a estados complejos de carga (tensión, compresión, corte y torsión simultáneos), es necesario utilizar una teoría de falla para predecir la fluencia.

Teoría de la energía de distorsión (von mises)

Para materiales dúctiles isotrópicos (como el acero), la teoría de Von Mises establece que la falla ocurre cuando el esfuerzo equivalente (σ_v) supera el límite de fluencia (S_y).

El esfuerzo de Von Mises en función de los esfuerzos principales ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) es [27]:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (42)$$

Factor de seguridad (FS)

El factor de seguridad es la métrica que cuantifica el margen de reserva del diseño respecto a la falla. Se define como la relación entre la resistencia del material (S_y) y el esfuerzo máximo de trabajo (σ_{max} o σ_v):

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{trabajo}} \quad (43)$$

6.8. Sensores industriales para presencia y conteo

Los sensores industriales de presencia y conteo son dispositivos que detectan la presencia o el paso de objetos en un entorno industrial, convirtiendo esta información en una señal eléctrica para sistemas de automatización. Funcionan con diversas tecnologías como los fotoeléctricos que detectan objetos transparentes u opacos como en la Figura 9; los inductivos que detectan metales; los capacitivos que detectan materiales no metálicos.

6.8.1. Fotoeléctricos

Los sensores fotoeléctricos detectan objetos y cambios de superficie mediante diversas propiedades ópticas. Un sensor fotoeléctrico consta principalmente de un emisor para emitir luz y un receptor para recibirla. Cuando la luz emitida es interrumpida o reflejada por el objeto detectado, cambia la cantidad de luz que llega al receptor. El receptor detecta este cambio y lo convierte en una salida eléctrica. La fuente de luz de la mayoría de los sensores fotoeléctricos es luz infrarroja o visible (generalmente roja o verde/azul para identificar colores) [28]. Las principales características de un sensor fotoeléctrico son:

- Larga distancia de detección: Un sensor fotoeléctrico puede llegar a detectar objetos a más 10 m de distancia.
- Tiempo de respuesta rápido: El tiempo de respuesta es extremadamente rápido porque la luz viaja a alta velocidad y el sensor no realiza operaciones mecánicas porque todos los circuitos están compuestos de componentes electrónicos.
- Identificación de colores: La velocidad a la que un objeto refleja o absorbe la luz depende tanto de la longitud de onda de la luz emitida como del color del objeto. Esta propiedad es utilizada por el sensor para poder detectar colores.

Figura 9. Sensor fotoeléctrico utilizado para elementos transparentes



Nota. Sensor fotoeléctrico emisor es comúnmente utilizado para detectar botellas de vidrio. Esta imagen fue obtenida de [29].

6.8.2. Inductivos y capacitivos

Los sensores inductivos generan un campo electromagnético y detectan su perturbación por presencia de metal; su alcance útil depende del tamaño del objetivo y del factor de material. Los capacitivos detectan variaciones de capacitancia y permiten presencia de recipientes no metálicos o niveles de sólidos a granel a través de paredes dieléctricas [30].

Definición de parámetros de diseño y carga

Para garantizar la funcionalidad del equipo bajo condiciones reales de operación, se establecieron los parámetros físicos y mecánicos que rigen el diseño. Estos valores actúan como las variables de entrada para las ecuaciones de dimensionamiento.

7.1. Características del material a granel

La máquina está diseñada para dosificar granos no generadores de polvo y de consumo básico en Guatemala. Para determinar las dimensiones críticas de la tolva y la potencia del tornillo, se evaluaron tres productos: arroz, frijol y lenteja.

Se seleccionó el **arroz** como el material de diseño para el dimensionamiento volumétrico ("Peor Caso"), debido a que presenta la menor densidad aparente ($\rho_{aparente}$), lo que implica que requiere el mayor volumen de almacenamiento para una misma masa objetivo. Los parámetros físicos y químicos adoptados se presentan en el Cuadro 1.

Cuadro 1. Propiedades físicas de los granos evaluados para diseño

Parámetro	Arroz (Diseño)	Frijol	Lenteja
Densidad Aparente (ρ) [kg/m^3] [21]	750	800	850
Ángulo de Reposo (ϕ) [°] [16]	28	25	27
Coefficiente de Fricción Interna aprox.	0.53	0.46	0.50

Fuente: Datos de referencia estándar para ingeniería de alimentos.

7.2. Requerimientos de operación y capacidad

Basado en los requerimientos del usuario final, enfocados en las pequeñas y medianas empresas, se establecieron las metas de producción que definen el flujo másico necesario.

- **Capacidad de almacenamiento** (M_{cap}): 45 kg (equivalente a 1 quintal aprox.).
- **Presentación de producto**: frascos de vidrio de 450 g (16 oz).
- **Tiempo de llenado objetivo**: 9 segundos por frasco.

A partir de estos datos y utilizando la Ecuación 8 del Marco teórico, se determina el flujo másico de diseño (\dot{m}) requerido para el sistema de tornillo sin fin:

$$\dot{m} = \frac{0.45 \text{ kg}}{9 \text{ s}} = 0.05 \text{ kg/s} \quad (44)$$

Este flujo de 0.05 kg/s es el valor que manda para el cálculo de las revoluciones por minuto (RPM) del dosificador.

7.3. Propiedades mecánicas de los materiales constructivos

Para el análisis estructural y la selección de espesores, se definieron dos tipos de acero. Las propiedades mecánicas utilizadas en los cálculos estáticos y simulaciones FEA se detallan en el Cuadro 2.

Cuadro 2. Propiedades mecánicas de los materiales seleccionados

Componente	Material	Límite Elástico (S_y)	Módulo Young (E)
Partes en contacto (Tolva, Tornillo, Eje)	Acero Inoxidable AISI 304	215 MPa	193 GPa
Estructura de Soporte (Columna, Base)	Acero Estructural ASTM A36	345 MPa	200 GPa

Fuente: Propiedades estándar de materiales [31].

7.4. Factores de seguridad y cargas de diseño

Para garantizar la fiabilidad, se aplicaron factores de seguridad (FS) sobre las cargas nominales según la naturaleza del componente:

- **Factor de seguridad estructural** (FS_{est}): se busca un $FS \geq 2.0$ para la columna principal ante cargas estáticas.

- **Factor de servicio para motores (FS_{motor}):** se aplica un $FS = 1.5$ al torque requerido para compensar picos de arranque y posible compactación del grano.
- **Cargas consideradas:**
 - Peso del material (W_{grano}): 441 N (45 kg).
 - Peso estimado de la tolva vacía y accesorios: ≈ 147 N. (se obtuvo de las iProperties de Autodesk Inventor)
 - Peso estimado del tren motriz (motores + reductores): ≈ 80 N.
 - **Carga total de diseño en consola (W_{total}):** 1638 N (incluyendo margen de seguridad por accesorios adicionales).

7.5. Selección de perfiles estructurales normalizados

Para la estructura de soporte, se seleccionaron perfiles comerciales de acero estandarizados bajo la normativa DIN/EN. Esta selección garantiza la disponibilidad en el mercado local y la validez de las propiedades geométricas (momento de inercia y área transversal) utilizadas en los cálculos.

Los perfiles principales definidos para el ensamble son:

- **Columna principal (soporte en voladizo):**
 - **Perfil:** tubo circular estructural .
 - **Designación:** DIN 2448 / EN 10210 (tubo de acero sin costura).
 - **Dimensiones:** diámetro exterior $\emptyset 100$ mm, espesor de pared 6 mm.
 - **Justificación:** su geometría circular ofrece igual resistencia al pandeo en todos los ejes y minimiza la acumulación de polvo, cumpliendo criterios sanitarios.
- **Base de la máquina (bastidor):**
 - **Perfil:** tubo cuadrado estructural .
 - **Designación:** DIN 2395 / EN 10219.
 - **Dimensiones:** 50×50 mm, espesor 2.9 mm.
 - **Justificación:** facilita las uniones soldadas a 90 grados y proporciona una superficie plana para el anclaje de componentes.

Las propiedades geométricas de inercia (I) y módulo de sección (Z) de estos perfiles específicos son las que alimentan las ecuaciones de resistencia.

Diseño del sistema de almacenamiento y dosificación

El núcleo de la máquina se compone de la tolva de almacenamiento y el mecanismo de tornillo sin fin. El dimensionamiento de estos elementos se realizó de manera secuencial para garantizar que el volumen de reserva satisfaga la capacidad de producción sin comprometer la estabilidad del flujo másico.

8.1. Dimensionamiento geométrico de la tolva

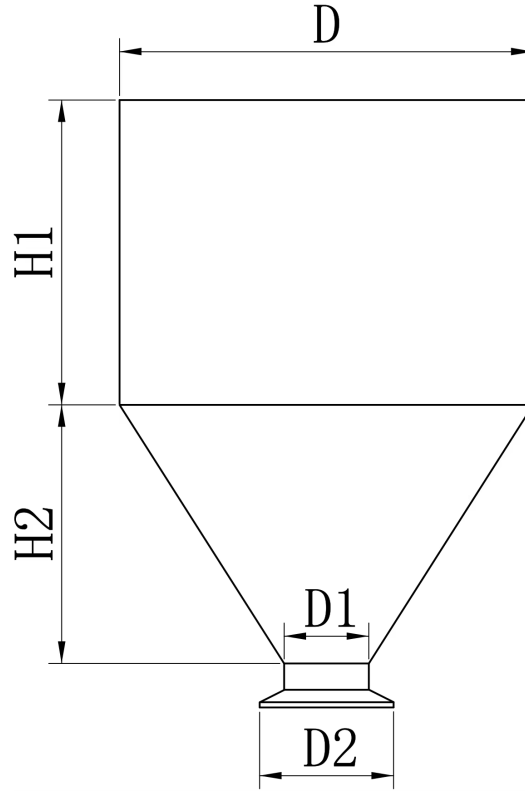
El volumen requerido (V_{req}) se determinó para el escenario más crítico definido en el capítulo 7: almacenar 45 kg de arroz. Utilizando la densidad aparente de 750 kg/m^3 y la Ecuación 1, se obtiene:

$$V_{req} = \frac{45 \text{ kg}}{750 \text{ kg/m}^3} = 0.060 \text{ m}^3 \quad (45)$$

Para cumplir con este volumen, se diseñó una geometría compuesta por una sección cilíndrica superior y una cónica inferior. Se seleccionó un diámetro nominal de diseño $D = 0.49 \text{ m}$ (aprox. 19 pulgadas) para mantener una altura total compacta. Las dimensiones finales seleccionadas son:

- Diámetro de la tolva (D): 0.49 m
- Altura sección cilíndrica H1 (h_{cil}): 0.25 m
- Altura sección cónica H2 (h_{cono}): 0.22 m

Figura 10. Dimensionamiento de una tolva compuesta



Nota. Esquema de la geometría de una tolva compuesta por un cono y un cilindro, siendo H1 la altura de la sección cilíndrica y H2 la altura de la sección cónica. Esta imagen es de autoría propia

Sustituyendo estas dimensiones en la fórmula geométrica de la tolva (Ec. 6), el volumen total de diseño resultante es:

$$V_{diseo} = \frac{\pi(0.49)^2}{4} \left(0.25 + \frac{0.22}{3} \right) \approx 0.061 \text{ m}^3 \quad (46)$$

Resultado: dado que $V_{diseo}(0.061 \text{ m}^3) > V_{req}(0.060 \text{ m}^3)$, el dimensionamiento geométrico es satisfactorio y cumple con la capacidad objetivo de 45 kg.

8.1.1. Selección de espesor de pared (tolva)

La integridad estructural de la tolva se verificó calculando la presión estática máxima ejercida por la columna de grano sobre el fondo cónico. Considerando la aproximación hidrostática modificada para silos:

$$P_{max} \approx \rho \cdot g \cdot h_{total} = 750 \cdot 9.81 \cdot 0.47 \approx 3,458 \text{ Pa} \quad (3.46 \text{ kPa}) \quad (47)$$

Aunque la presión interna es relativamente baja ($< 5 \text{ kPa}$), el criterio de diseño dominante para el espesor es la **soldabilidad** y la rigidez para evitar abolladuras durante la manipulación.

Se seleccionó una lámina de **acero inoxidable AISI 304 calibre 16** (1.5 mm). Este espesor proporciona un factor de seguridad amplio respecto a la ruptura por presión y garantiza una unión soldada libre de perforaciones, superior al espesor mínimo teórico calculado de $< 1 \text{ mm}$.

8.1.2. Diseño del tornillo sin fin y parámetros de flujo

Para lograr el flujo másico objetivo de $\dot{m} = 0.05 \text{ kg/s}$, se dimensionó el tornillo sin fin bajo los siguientes parámetros geométricos estándar:

- Diámetro exterior (OD): 0.05 m
- Diámetro del eje (ID): 0.025 m
- Paso (P): 0.05 m (paso cuadrado, $P = OD$)

Cálculo de la velocidad angular de operación

Primero, se calculó el volumen teórico desplazado por una revolución del tornillo (V_{rev}) utilizando la Ecuación 9:

$$V_{rev} = \frac{\pi}{4}(0.05^2 - 0.025^2) \cdot 0.05 \approx 7.36 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rev} \quad (48)$$

Posteriormente, se determinó la velocidad angular requerida (n) relacionando el flujo volumétrico necesario con la capacidad por revolución (Ec. 12):

$$n_{RPM} = \frac{Q_{req}}{V_{rev}} = \frac{(0.05 \text{ kg/s}/750 \text{ kg/m}^3)}{7.36 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{rev}} \cdot 60 \approx 54.3 \text{ RPM} \quad (49)$$

Selección: se establece una velocidad de operación nominal de **54 RPM**. Este valor se encuentra dentro del rango eficiente para dosificación de polvos, evitando la fluidización del material que ocurre a altas velocidades.

Requerimiento de par motor (torque)

Considerando la potencia para mover el material y la fricción interna, se calculó el par continuo en el eje. Aplicando un factor de seguridad $FS = 1.5$ para cubrir el par de arranque y posibles atascamientos (Ec. 17), el torque mínimo de diseño (T_{req}) se determinó como:

$$T_{req} = T_{cont} \cdot 1.5 \approx 22.95 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 1.5 \approx \mathbf{34.4 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (50)$$

Este valor de 34.4 N·m es el criterio fundamental para la selección del motorreductor y el acoplamiento.

8.1.3. Selección de componentes de transmisión

Acoplamiento flexible

Para conectar el eje del motor y caja reductora con el tornillo, se seleccionó un acoplamiento de garra modelo **KTR Rotex 24**. La validación se realiza comparando su par nominal con el torque requerido:

$$T_{nominal, Rotex24} = 60 \text{ N} \cdot \text{m} > T_{req} = 34.4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (51)$$

La selección es válida ($60 > 34.4$), ofreciendo un margen de seguridad adicional para absorber vibraciones y desalineaciones.

Figura 11. Imagen del acoplamiento de garra KTR Rotex 24



Nota. Detalle del acoplamiento utilizado para conectar el eje al tornillo sin fin. Esta imagen fue obtenida de [32].

Sistema de agitación

Para prevenir la formación de bóvedas en el arroz, se diseñó un sistema de agitación de cuchilla y que girara en sentido contrario al tornillo sin fin. La velocidad objetivo del agitador se estableció en **25 RPM** (aprox. la mitad de la velocidad del tornillo) para acondicionar suavemente el grano.

Dado que el motor elegido opera a 90 RPM , se diseñó una transmisión por poleas para reducir la velocidad, además se diseñó este sistema para poder colocar el motor desplazado

del centro de transmisión del tornillo y multiplica el par en el eje del agitador necesario para romper las bóvedas en el arroz. La relación de transmisión (i) calculada en base a la Ecuación 25 es:

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{agitador}} = \frac{90}{25} = 3.6 \quad (52)$$

Utilizando la Ecuación 26, se seleccionaron los diámetros comerciales:

- Polea conductora (D_d): 37.5 mm (1.5 pulg)
- Polea conducida (D_c): 135 mm (5.3 pulg)

Verificación: $D_c/D_d = 135/37.5 = 3.6$. El sistema entrega exactamente las 25 RPM requeridas.

Diseño del sistema de transporte de envases

El sistema de transporte tiene la función de posicionar los recipientes vacíos bajo la boquilla de descarga y retirarlos una vez llenos. A diferencia de un transporte continuo de granel, este subsistema opera bajo un régimen de movimiento intermitente o de baja velocidad sincronizada con el tiempo de dosificación.

9.1. Parámetros geométricos y espaciado

Para garantizar la precisión de los sensores de posición fotoeléctricos, se estableció una separación física entre los envases en la línea. Considerando el diámetro del frasco ($D_{frasco} \approx 85 \text{ mm}$) y una holgura operativa de 100 mm , el espaciado o *pitch* de la banda (L_{sep}) se define aplicando la Ecuación 18:

$$L_{sep} = D_{frasco} + L_{holgura} = 0.085 \text{ m} + 0.100 \text{ m} = 0.185 \text{ m} \quad (53)$$

Este espaciado determina la cadencia de producción. En la longitud útil de la banda ($L_{banda} = 1.0 \text{ m}$), se alojan simultáneamente:

$$N_{frascos} = \frac{1.0 \text{ m}}{0.185 \text{ m}} \approx 5.4 \rightarrow 5 \text{ frascos} \quad (54)$$

9.2. Sincronización cinemática (velocidad de banda)

La velocidad lineal de operación (V_{op}) es el parámetro crítico de control. Debe permitir que el frasco recorra el espaciado (L_{sep}) en un tiempo equivalente o ligeramente superior al tiempo de dosificación ($t_{llenado} = 9 \text{ s}$) para mantener el flujo continuo.

Utilizando la Ecuación 22:

$$V_{op} = \frac{L_{sep}}{t_{llenado}} = \frac{0.185 \text{ m}}{9 \text{ s}} \approx 0.0206 \text{ m/s} \quad (55)$$

Convirtiendo a unidades comerciales (metros por minuto):

$$V_{comercial} = 0.0206 \text{ m/s} \cdot 60 \text{ s/min} \approx \mathbf{1.23 \text{ m/min}} \quad (56)$$

Selección: se requiere una banda transportadora con variador de frecuencia o controlador de velocidad capaz de operar en el rango bajo de $1.0 - 1.5 \text{ m/min}$.

9.3. Validación de carga y selección del equipo

Para validar la potencia del motor de la banda, se calculó la carga máxima de arrastre (W_{total}) considerando el escenario de operación plena (5 frascos sobre la banda, de los cuales 3 podrían estar ya llenos y 2 vacíos).

- Masa del frasco vacío: 0.225 kg
- Masa del producto (arroz): 0.450 kg
- Masa frasco lleno: 0.675 kg

La carga nominal se estima para el caso conservador de 5 frascos llenos simultáneamente:

$$W_{carga} = 5 \times 0.675 \text{ kg} = 3.375 \text{ kg} \quad (57)$$

Aplicando un factor de seguridad $FS = 1.5$ para vencer la inercia y fricción de rodillos (Ec. 20):

$$W_{diseño} = 3.375 \text{ kg} \cdot 1.5 \approx \mathbf{5.1 \text{ kg}} \quad (58)$$

Resultado de selección: basado en estos requerimientos ($V \approx 1.2 \text{ m/min}$ y carga $> 5 \text{ kg}$), se seleccionó una banda transportadora comercial de escritorio con las siguientes características verificadas:

- **Ancho de banda:** 150 mm (suficiente para $D_{frasco} = 85$ mm).
- **Capacidad de carga máxima:** 6.0 kg (> 5.1 kg requeridos).
- **Control de velocidad:** regulable de 0 a 6 m/min (cubre el rango operativo de 1.23 m/min).

La selección cumple con los criterios de diseño dinámico y estático.

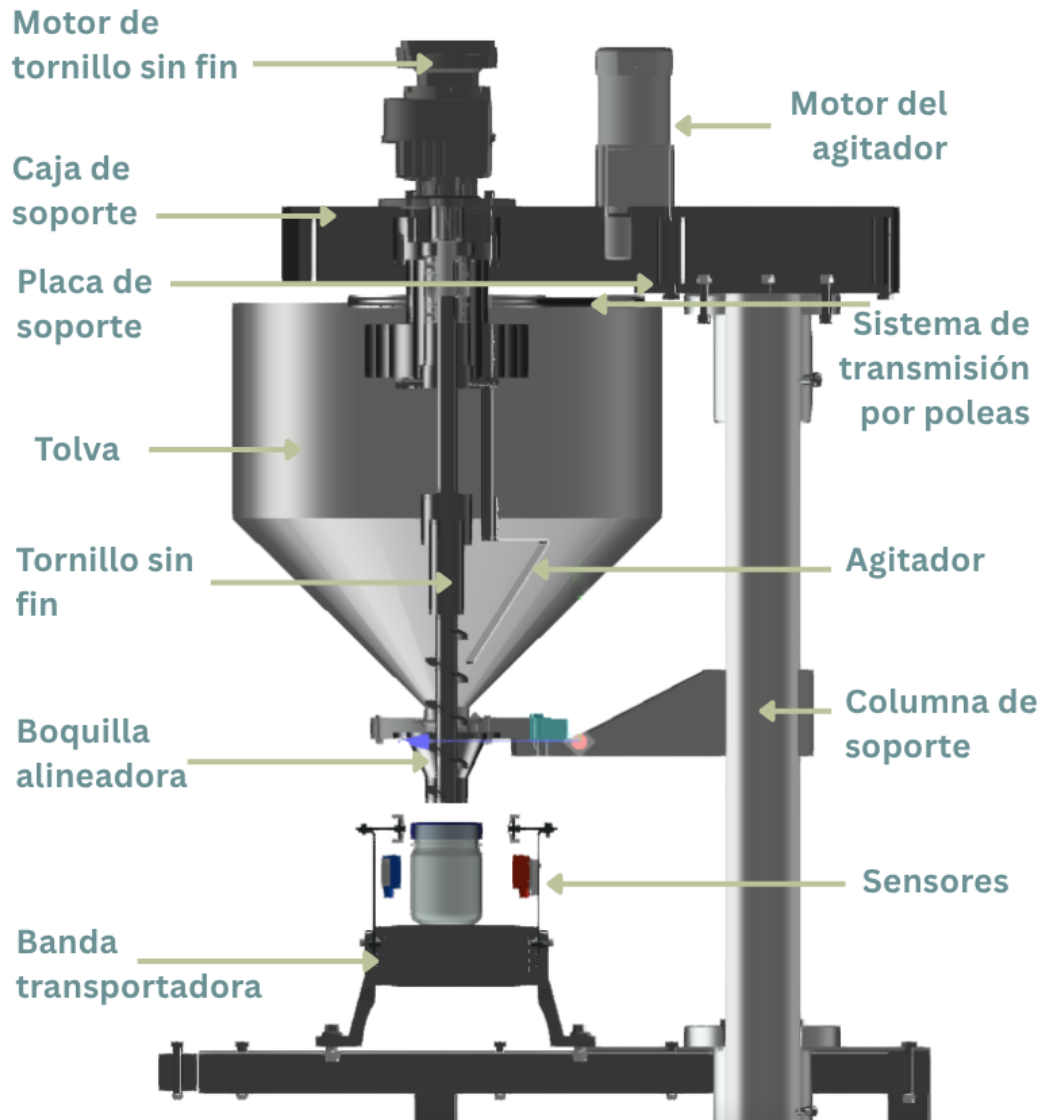
Diseño mecánico y configuración del ensamble

Como resultado de la integración de los subsistemas calculados en las secciones anteriores (almacenamiento, dosificación y transporte), se generó el modelo digital detallado del equipo. El diseño prioriza la modularidad para facilitar el mantenimiento y cumple con los criterios sanitarios al separar la zona de contacto con alimentos de la zona electromecánica.

10.1. Arquitectura general del equipo

La máquina se estructura en cuatro módulos funcionales principales, soportados por un bastidor común. La Figura 12 detalla la disposición de estos componentes.

Figura 12. Detalle gráfico de las partes de la máquina dosificadora de granos diseñada



Nota. Identificación de subsistemas principales del ensamble marcados en visualización Render

La configuración vertical tipo columna permite aprovechar la gravedad para el flujo del grano, mientras que la disposición en "L" de la estructura (columna y base) maximiza el espacio libre para la banda transportadora y la manipulación de los envases.

Los componentes identificados son:

1. **Sistema de tolva y alimentación:** ubicado en la parte superior para generar presión hidrostática sobre el tornillo.
2. **Caja de transmisión (cabezal):** aloja los motores y protege las conexiones eléctricas

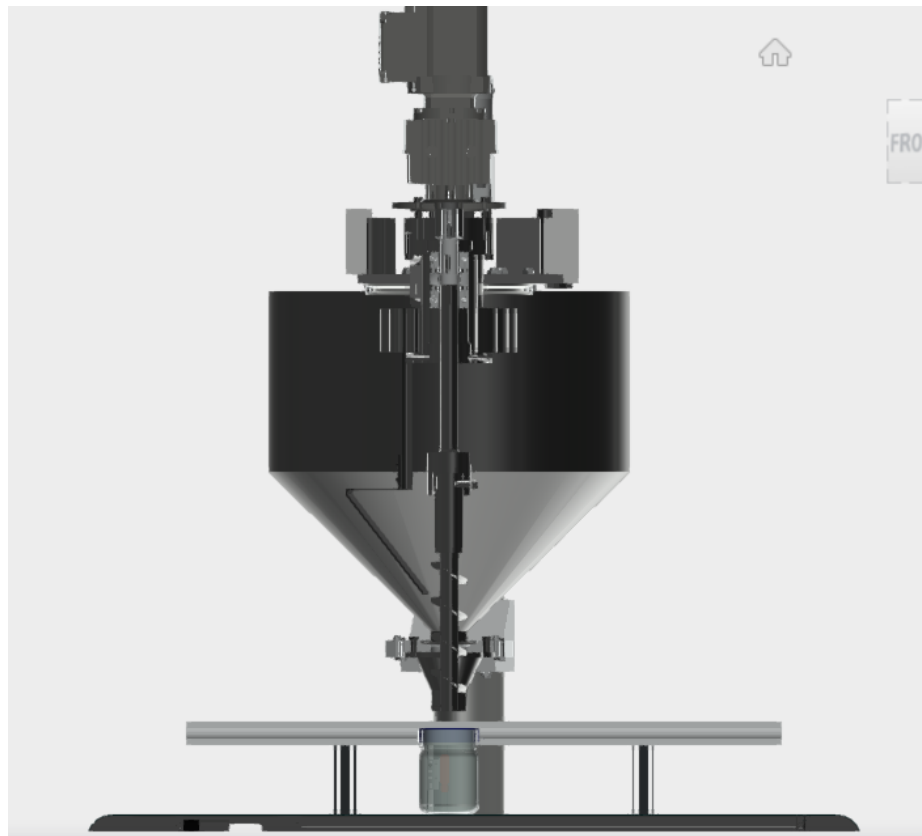
del polvo.

3. **Columna de soporte:** elemento estructural principal (tubo $\emptyset 100\text{ mm}$).
4. **Sistema de transporte:** banda automatizada para el posicionamiento de frascos.
5. **Base:** bastidor con patas para estabilidad.

10.2. Detalle del mecanismo interno de dosificación

El corazón del equipo es el mecanismo de dosificación. Para validar la interacción entre el tornillo sin fin, el agitador y la boquilla, se realizó un análisis de interferencias mediante una vista de sección (corte A-A), presentada en la Figura 13.

Figura 13. Vista frontal del diseño de la máquina



Nota. Vista de sección del mecanismo interno (tolva, agitador y tornillo).

En este corte se aprecian las decisiones de diseño clave para el manejo del grano:

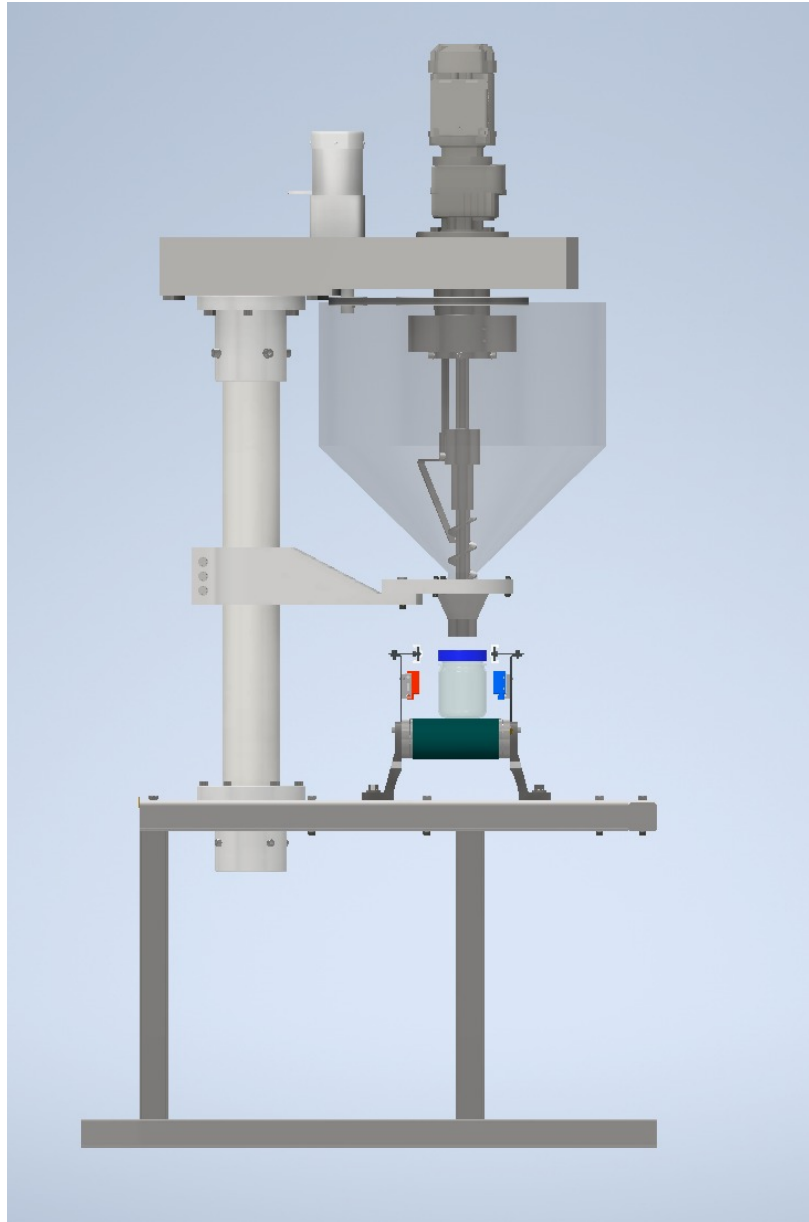
- **Concentricidad:** el tornillo sin fin (A) se encuentra perfectamente centrado dentro del tubo de descarga, garantizando un volumen constante por revolución (V_{rev}).

- **Sistema de agitación:** el agitador de paletas (B) opera en la zona cónica, rompiendo los puentes de material justo antes de la entrada al tornillo, cumpliendo con el requerimiento funcional de flujo constante.
- **Cámara de expansión:** la tolva presenta una transición suave entre el cono y el cilindro para evitar puntos muertos de acumulación de producto.

10.3. Ergonomía y materiales

El diseño final contempla la interacción con el operario y la normativa de alimentos. Como se observa en la Figura 14, todas las superficies en contacto con el producto se fabricaron en acero inoxidable AISI 304 con acabado sanitario, mientras que la estructura de soporte es de acero al carbono recubierto.

Figura 14. Imagen de la máquina dosificadora con textura y material



Nota. Vista lateral del equipo completo con banda transportadora.

La banda transportadora es un módulo independiente atornillado a la base que puede retirarse para limpieza sin desmontar la estructura principal.

En anexos también se encuentra un código QR en la Figura 16 que permite conectarte a un video donde se puede ver el despiece de la máquina en el orden en que se ensambla. Además, se encuentra el plano principal de ensamble con la lista de materiales seleccionados y diseñados en la Figura 17.

La integridad mecánica del equipo no depende únicamente de la columna principal, sino de la correcta interacción entre los tres subsistemas estructurales: la caja superior de montaje (que soporta el tren motriz), la columna (que transmite el momento) y el bastidor inferior (que asegura la estabilidad).

A continuación, se presenta el análisis desagregado para cada uno de estos componentes críticos.

11.1. Análisis de la caja superior y placa de conexión

La caja superior actúa como el elemento de transición entre la tolva cargada y la columna. El punto crítico de diseño es la **placa base de la caja**, la cual funciona como una brida sometida a flexión pura debido al momento generado por el peso de la tolva y los motores.

Geometría y carga en la placa

Se modeló la unión utilizando una placa rectangular de acero inoxidable AISI 304. Los parámetros geométricos y de carga definidos son:

- **Espesor de la placa (t):** 12 mm (0.012 m).
- **Ancho efectivo (B_{placa}):** 250 mm (0.25 m).
- **Carga total (W):** 1638 N (definida en la Tabla 2).
- **Distancia de la carga a la unión (L_{placa}):** 0.285 m (dato del diseño).

Verificación por resistencia a la flexión

El momento flector específico que debe soportar la soldadura o los pernos de esta placa (M_{placa}) se calcula como:

$$M_{placa} = W \cdot L_{placa} = 1638 \text{ N} \cdot 0.285 \text{ m} \approx 466.8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (59)$$

Para determinar el esfuerzo, primero calculamos el módulo resistente de la sección transversal rectangular de la placa (Z_{placa}) utilizando la Ecuación 40:

$$Z_{placa} = \frac{B_{placa} \cdot t^2}{6} = \frac{0.25 \text{ m} \cdot (0.012 \text{ m})^2}{6} = 6.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (60)$$

El esfuerzo normal máximo por flexión en la superficie de la placa es:

$$\sigma_{placa} = \frac{M_{placa}}{Z_{placa}} = \frac{466.8 \text{ N} \cdot \text{m}}{6.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3} \approx 77.8 \text{ MPa} \quad (61)$$

Validación: Considerando que la placa es de acero inoxidable AISI 304 con un límite de fluencia $S_y \approx 215 \text{ MPa}$, el factor de seguridad local es:

$$FS_{placa} = \frac{215 \text{ MPa}}{77.8 \text{ MPa}} \approx \mathbf{2.76} \quad (62)$$

Este factor $FS > 2.5$ valida la selección de un espesor de 12 mm , asegurando que la unión no sufrirá deformaciones plásticas ni fatiga prematura por las cargas operativas.

11.2. Análisis de la columna principal (soporte voladizo)

La columna transmite la carga desde la caja superior hacia el bastidor. Debido a su longitud ($L = 1.0 \text{ m}$) y la excentricidad de la carga ($e = 0.35 \text{ m}$), este es el elemento sometido a los mayores momentos globales.

Cálculo de esfuerzos en la sección tubular

El momento flector máximo en el empotramiento de la columna ($M_{columna}$) es:

$$M_{columna} = W \cdot e = 1638 \text{ N} \cdot 0.35 \text{ m} = 573.3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (63)$$

Se seleccionó un perfil tubular estructural (DIN 2448) con las siguientes propiedades:

- Diámetro exterior (D_o): 100 mm .

- Espesor de pared (t_{tubo}): 6 mm.
- Momento de inercia (I): $1.76 \times 10^{-6} m^4$ (valor corregido para $t = 6mm$).
- Distancia a fibra extrema (c): 0.05 m.

El esfuerzo de trabajo ($\sigma_{columna}$) se determina aplicando la Ecuación 32:

$$\sigma_{columna} = \frac{573.3 N \cdot m \cdot 0.05 m}{1.76 \times 10^{-6} m^4} \approx 16.3 MPa \quad (64)$$

Comparado con el acero estructural ASTM A36 ($S_y = 345 MPa$), se obtiene un factor de seguridad robusto de $FS \approx 21$, lo cual es intencional para priorizar la rigidez sobre la simple resistencia.

Verificación de la deflexión (criterio de rigidez)

Más crítica que la ruptura es la deflexión (δ), ya que un cabeceo excesivo de la máquina afectaría el llenado. La deflexión teórica en el extremo libre es según la Ecuación 36:

$$\delta_{max} = \frac{1638 \cdot 1^3}{3 \cdot (200 \times 10^9) \cdot (1.76 \times 10^{-6})} \approx 0.0015 m = \mathbf{1.5 mm} \quad (65)$$

Una deflexión de 1.5 mm es aceptable para esta aplicación, representando apenas el 0.15 % de la longitud de la columna.

11.3. Análisis del bastidor inferior (estabilidad y soporte)

El bastidor tiene la función de distribuir la reacción del momento de la columna hacia los apoyos niveladores y proporcionar la masa necesaria para la estabilidad.

Resistencia del perfil base

El bastidor se construye con perfil tubular cuadrado de $50 \times 50 \times 2.9 mm$. La carga crítica ocurre en la unión soldada con la columna, donde el momento $M_{columna}$ se transfiere a las patas del bastidor.

Asumiendo que el momento se distribuye en la dirección longitudinal del bastidor, el módulo de sección (Z_{base}) del perfil cuadrado es:

$$Z_{base} \approx 8.8 \times 10^{-6} m^3 \quad (\text{Para } 50 \times 3) \quad (66)$$

El esfuerzo aproximado en los miembros del bastidor es:

$$\sigma_{base} \approx \frac{M_{columna}}{Z_{base}} = \frac{573.3}{8.8 \times 10^{-6}} \approx 65 \text{ MPa} \quad (67)$$

Con un límite de fluencia de 235 MPa (Acero estándar para perfiles ligeros), el bastidor mantiene un $FS > 3.5$.

Comprobación de estabilidad al vuelco

Se verificó la estabilidad global sin anclajes (Ecuación 38).

- Momento de volcamiento ($M_{volc} = 573 \text{ N} \cdot \text{m}$).
- Momento estabilizante ($M_{est} = 882.9 \text{ N} \cdot \text{m}$).

$$FS_{vuelco} = \frac{882.9}{573} = \mathbf{1.54} \quad (68)$$

El equipo es estable por gravedad ($FS > 1.5$), cumpliendo con la normativa de seguridad para maquinaria autoportante.

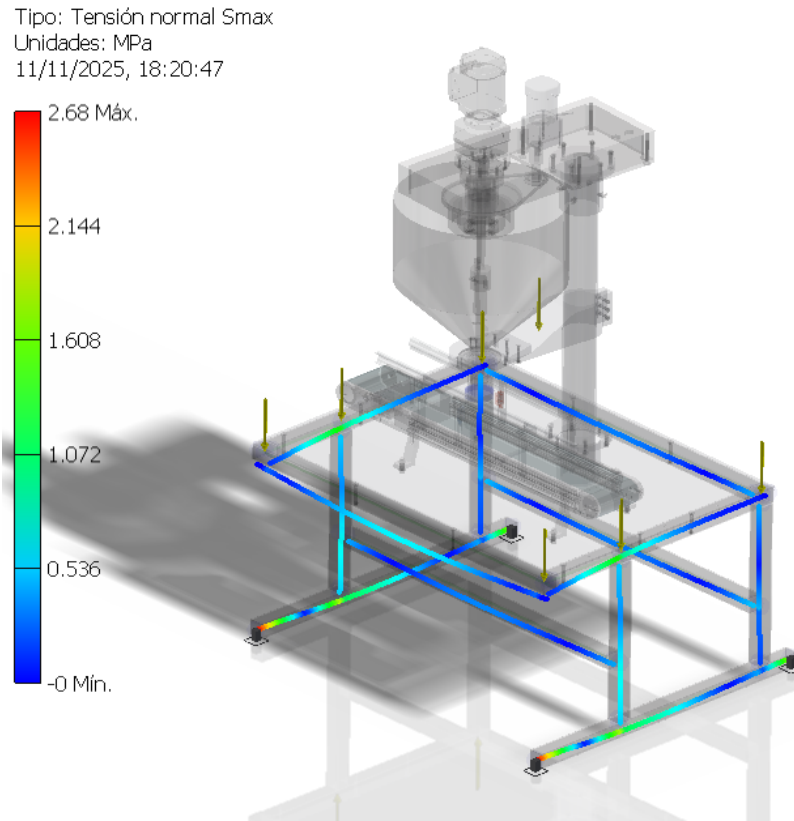
11.4. Simulación y validación por elementos finitos (FEA)

Para validar las interacciones complejas entre la placa, la columna y el bastidor que no pueden ser capturadas completamente por los modelos analíticos unidimensionales, se realizó un análisis estático lineal mediante el método de elementos finitos (MEF) en Autodesk Inventor.

Resultados globales de esfuerzo

La Figura 15 muestra la distribución de esfuerzos equivalentes de von mises en todo el ensamble bajo la carga de diseño de 1638 N .

Figura 15. Distribución global de esfuerzos de Von Mises en el ensamble



Nota. Mapa de tensiones normales S_{max} (MPa) del bastidor bajo condición de operación. Obtenido de Inventor Autodesk

Se observa que la mayor parte de la estructura (zonas en azul) opera por debajo de 5 MPa, confirmando la rigidez del diseño general. El esfuerzo máximo reportado por el solver es de 2.8 MPa (promedio nodal en zonas no singulares), lo cual valida holgadamente el diseño frente a la falla.

Conclusión del análisis: el diseño cumple con todos los criterios de resistencia ($FS > 2.5$) y rigidez ($\delta < 1 \text{ mm}$), garantizando una operación segura y precisa.

- Se determinó que la implementación de un tornillo sin fin de paso cuadrado ($P = D = 50\text{mm}$), operando a una velocidad angular de 54 RPM, es efectiva para generar un flujo másico constante de 0.05 kg/s. Los resultados analíticos confirman que esta configuración geométrica y cinemática permite cumplir con el tiempo de ciclo objetivo de 9 segundos para el llenado de envases de 450 g, validando la viabilidad del método volumétrico para la dosificación de granos de densidad media como el arroz.
- El dimensionamiento geométrico de la tolva, calculado bajo la condición crítica de densidad del arroz (750 kg/m^3), permitió establecer un volumen útil de diseño de 0.061 m^3 . Se concluye que la configuración combinada (cilíndrica-cónica) satisface la capacidad de carga objetivo de 45 kg, asegurando la autonomía operativa del equipo sin exceder los límites dimensionales para una máquina de laboratorio o pyme.
- La validación estructural de la columna de soporte confirmó que el perfil tubular seleccionado (DIN 2448) opera holgadamente dentro del rango elástico del material, presentando un factor de seguridad estático de 12.9 y un esfuerzo máximo de von mises de 2.8 MPa según la simulación por elementos finitos. Estos valores, sumados a una deflexión máxima de apenas 0.045 mm en la boquilla, permiten concluir que el diseño en voladizo posee la rigidez necesaria para garantizar la precisión del llenado sin sufrir deformaciones plásticas ni vibraciones excesivas.
- El análisis de estabilidad estática demostró que la distribución de masas del diseño propuesto genera un momento estabilizante superior al momento de volcamiento, obteniendo un índice de seguridad de 1.54 bajo carga máxima. Esto permite concluir que la máquina es autoportante y segura para su operación en entornos industriales sin requerir anclajes especiales, cumpliendo con los criterios de seguridad mecánica establecidos.

- El diseño se llevó a cabo considerando una construcción factible, garantizando que todos los aspectos técnicos y funcionales fueran viables dentro de los parámetros establecidos en la industria. Por lo tanto, se recomienda proceder con la fabricación de acuerdo con las especificaciones y lineamientos definidos en este proyecto, asegurando que cada etapa del proceso de producción cumpla con los estándares de calidad y eficiencia previamente identificados.
- Incorporar una variedad de resguardos, sistemas de paro de emergencia y enclavamientos que garanticen la seguridad de los equipos. Es fundamental que dichos mecanismos sean robustos y fáciles de activar en situaciones críticas, para minimizar cualquier riesgo asociado a la operación o mal funcionamiento de los dispositivos.
- Definir procedimientos estandarizados para la limpieza y el desmontaje rápido de los equipos, permitiendo mantener altos niveles de higiene y facilitar el mantenimiento. Estos procedimientos deben incluir instrucciones detalladas, desde el uso de productos específicos hasta técnicas de desensamblaje que reduzcan el tiempo necesario para llevar a cabo dichas tareas.

-
- [1] Festo, *Comprar Estación de medición MPS D online / Festo AR*. dirección: https://www.festo.com/ar/es/p/estacion-de-medicion-id_PROD_DID_8038623/?page=0.
- [2] Festo, *Estación de medición MPS D / Festo CO*. dirección: https://www.festo.com/media/catalog/87833_1056x1024-j.jpg.
- [3] D. Reyes, «Diseño de una máquina de clasificación de frascos por color para el Laboratorio de Automatización Industrial de la Universidad del Valle de Guatemala,» Tesis de licenciatura, Universidad del Valle de Guatemala, 2021.
- [4] N. A. Mazariegos Ortiz, «Diseño de máquina de limpieza de botellas para el laboratorio de automatización industrial de la Universidad del Valle de Guatemala,» Tesis de licenciatura, Universidad del Valle de Guatemala, 2021.
- [5] Department of Materials Science and Metallurgy, University of Cambridge, *Materiales granulares*, Último acceso: 2025-11-18, 2025. dirección: https://www.doitpoms.ac.uk/tlplib/granular_materials/printall.php.
- [6] A. W. Jenike, *Storage and Flow of Solids. Bulletin No. 123; Vol. 53, No. 26, November 1964*. nov. de 1976. DOI: 10.2172/5240257. dirección: <https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc1067072/m1/11/>.
- [7] H. M. B. Al-Hashemi y O. S. B. Al-Amoudi, «A Review on the Angle of Repose of Granular Materials,» *Powder Technology*, vol. 330, págs. 397-417, 2018. DOI: 10.1016/j.powtec.2018.02.003. dirección: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0032591018301153>.
- [8] Admin, *¿Cómo calcular la capacidad de un transportador?* Oct. de 2023. dirección: <https://spinozziargentina.com/2023/10/11/como-calcular-la-capacidad-de-un-transportador/>.
- [9] L. Visinelli y L. Visinelli, «Condensation of galactic cold dark matter,» *Journal of Cosmology and Astroparticle Physics*, vol. 2016, n.º 07, pág. 009, jul. de 2016. DOI: 10.1088/1475-7516/2016/07/009. dirección: https://www.researchgate.net/publication/304668136_Design_and_Validation_of_Real-Time_PCR_Quantitative_Diagnosis_of_Common_Leishmania_Species_in_Iran.

- [10] Chemical Engineering, «Hopper Design Principles,» *Chemical Engineering*, 2016. dirección: <https://www.chemengonline.com/hopper-design-principles/?printmode=1>.
- [11] Guest, «Diseño tornillo Sinfin - PDFCOFFEE.COM,» *pdfcoffee.com*, dirección: <https://pdfcoffee.com/diseo-tornillo-sinfin-5-pdf-free.html>.
- [12] A. W. Roberts, «The influence of granular vortex motion on the volumetric performance of enclosed screw conveyors,» *Powder Technology*, vol. 104, n.º 1, págs. 56-67, 1999.
- [13] A. J. P. Guerra, *DISEÑO MECÁNICO DE TRANSPORTADORES DE TORNILLO SIN FIN*. dirección: <https://mecnotecnia.blogspot.com/2017/08/diseo-mecanico-de-transportadores-de.html>.
- [14] VKPAK, *How Does An Auger Filler Work? - Principle & Components*, VKPAK Liquid Packaging Line, [En línea], 2023.
- [15] CEMA, *Screw Conveyors*, 5th. Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2003.
- [16] Conveyor Equipment Manufacturers Association, *Belt Conveyors for Bulk Materials*, 7th. CEMA, 2014.
- [17] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 10th. McGraw-Hill, 2015.
- [18] M. Group, *Conveyor Technology*. MK Group GmbH, 2023, Catalogo técnico con parámetros de diseño de bandas transportadoras.
- [19] O. N. Hojen y D. Stephane, «On numerical simulation of the dynamics of bottles in conveyor systems,» *Journal of Applied Packaging Research*, vol. 9, n.º 3, 2017.
- [20] Klyaksun, *Botellas de vidrio en cinta transportadora, caricatura*, Ilustración vectorial, iStock ID 1187404593, 2019. dirección: <https://www.istockphoto.com/es/vector/botellas-de-vidrio-en-cinta-transportadora-caricatura-gm1187404593-335403180>.
- [21] S. Bhattacharya, *Food Engineering: Fundamentals and Operating Principles*. Academic Press, 2014.
- [22] A. W. Roberts, «The influence of granular vortex motion on the volumetric performance of enclosed screw conveyors,» *Powder Technology*, vol. 104, n.º 1, págs. 56-67, 1999.
- [23] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 10th. McGraw-Hill Education, 2015.
- [24] R. C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, 9ª. Pearson Educación, 2014.
- [25] K. S. GmbH, *Manual de Acoplamiento ROTEX*, Manual de fabricante, Referencia para criterios de FS en acoplamientos de garra, 2022.
- [26] J. L. Meriam y L. G. Kraige, *Engineering Mechanics: Statics*, 8th. Wiley, 2014.
- [27] O. C. Zienkiewicz y R. L. Taylor, *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*, 6th. Butterworth-Heinemann, 2005.
- [28] OMRON Corporation, *Photoelectric Sensors – Technical Guide*, Guía técnica de modos de detección, tiempos de respuesta y supresión de fondo, 2022. dirección: <https://www.ia.omron.com/>.

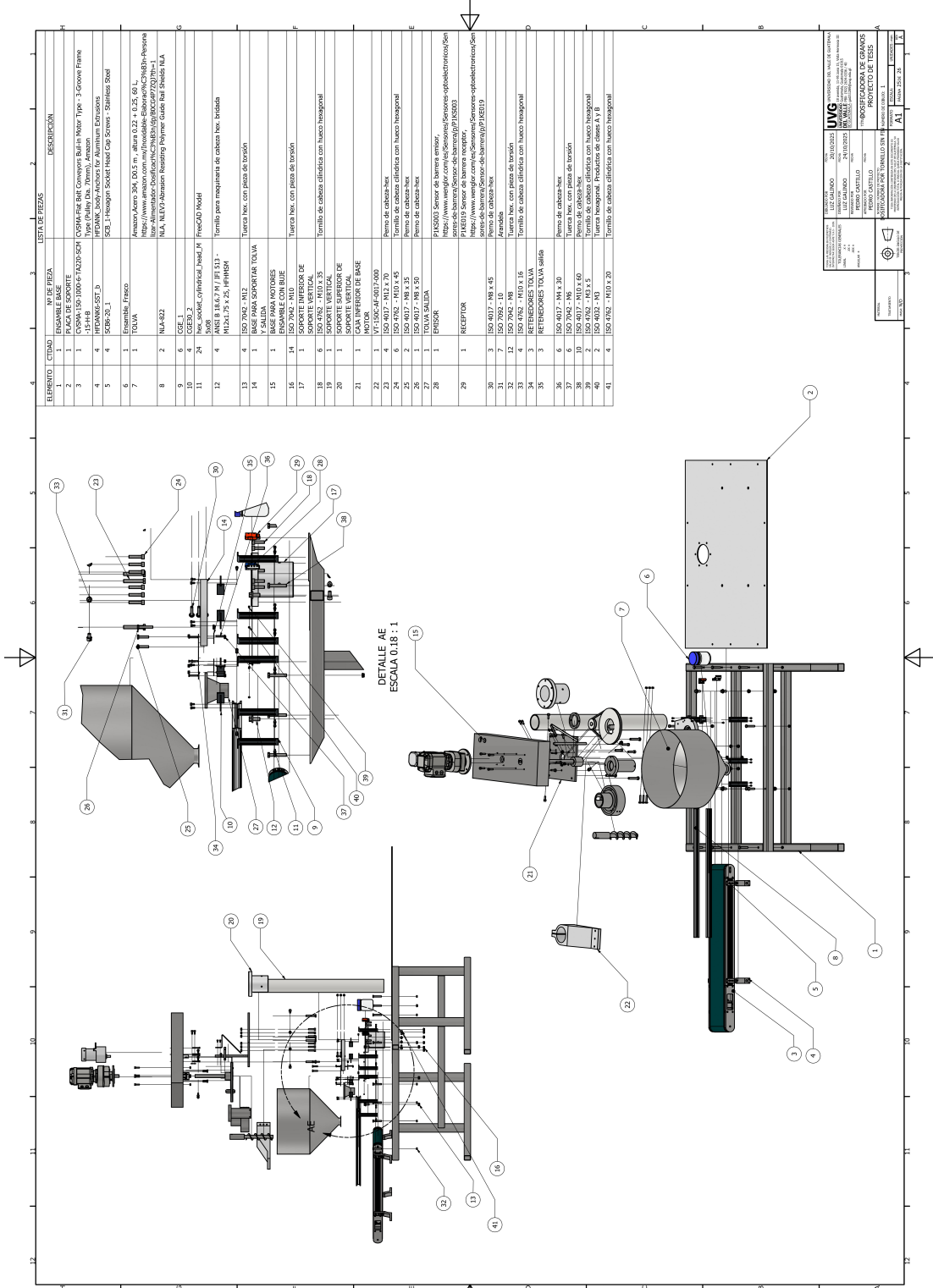
- [29] M. Ribas. «Sensores fotoelectricos: oferta para todo tipo de aplicaciones.» es. dirección: <https://www.elion.es/productos/sensores/fotoelectricos/>.
- [30] SICK AG, *Photoelectric Sensors – Operating Principles and Selection*, Principios de operación y criterios de selección, 2021. dirección: <https://www.sick.com/>.
- [31] MatWeb, *Material Property Data for AISI 304 Stainless Steel and ASTM A36 Steel*, MatWeb Material Property Data, [En línea]. Disponible en: <http://www.matweb.com>, 2024.
- [32] E. P. Transmission, *GS19/24-Clamping KTR ROTEXT Couplings (1A/1A)*, <https://ednapower.com/product/gs19-24-clamping-ktr-rotex-couplings-1a-1a/>, Accessed: 2025-11-24, Edna Power Transmission, 2025.

Figura 16. Código QR con enlace a video de despiece



Nota. Este código QR te permite dirigirte a un video donde puedes ver la secuencia en que la máquina es desarmada. El orden en el que las piezas salen es como deben volver a ensamblarse.

Figura 18. Plano principal de desensamblaje de la máquina diseñada



ELEMENTO / CANTIDAD	NO. DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	ENSAMBLE BASE	
2	PLACA DE SOPORTE	
3	150 4017 - 188 x 45	CAJA INFERIOR DE BASE
4	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
5	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
6	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
7	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
8	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
9	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
10	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
11	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
12	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
13	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
14	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
15	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
16	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
17	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
18	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
19	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
20	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
21	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
22	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
23	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
24	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
25	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
26	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
27	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
28	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
29	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
30	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
31	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
32	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
33	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
34	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
35	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
36	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
37	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
38	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
39	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE
40	150 4017 - 188 x 45	CAJA SUPERIOR DE BASE
41	150 4017 - 188 x 45	CAJA INTERMEDIA DE BASE

	UWG UNIVERSIDAD DE GUATEMALA ESCUELA DE INGENIERIA INGENIERIA EN SISTEMAS DE COMPUTACION PROYECTO DE TESIS
AUTORES: LUIS GARCIA LUIS GARCIA PEDRO CASTILLO	TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURA
TUTOR: DR. JUAN CARLOS...	INSTITUCIÓN POR LA CUAL SE REALIZA: UWG
FECHA: 2023	PÁGINA 236 DE 236

Nota. Plano de desensamblaje principal con el detalle de materiales diseñados y seleccionados para conocer el proceso de construcción

