

PRÁCTICA EMPRESARIAL PARA EL REDISEÑO DE UNA PRELIMPIADORA DE
GRANOS SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA EQUIM S.A.S

MANUEL FERNANDO LOZADA TRIANA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2024

PRÁCTICA EMPRESARIAL PARA EL REDISEÑO DE UNA PRELIMPIADORA DE
GRANOS SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA EQUIM S.A.S

MANUEL FERNANDO LOZADA TRIANA

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

William Pinto Hernández

Doctor en Ingeniería Mecánica.

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2024

Contenido

INTRODUCCIÓN	13
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	14
2. OBJETIVOS	15
2.1 OBJETIVO GENERAL	15
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
3. MARCO TEÓRICO.....	16
4 METODOLOGÍA.....	18
4.1 EVALUACIÓN DEL DISEÑO ACTUAL	18
4.2 REDISEÑO DEL SISTEMA DE LA PRELIMPIADORA.....	18
4.3 ANÁLISIS ECONÓMICO	18
5. ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES OPERATIVAS DEL DISEÑO ACTUAL.....	19
5.1 ANÁLISIS DE CAUSA Y EFECTO (DIAGRAMA DE ESPINA DE PESCADO)	19
Objetivo.....	19
5.2 ANÁLISIS DEL DIAGRAMA DE ESPINA DE PESCADO	19
5.2.1 Maquinaria.....	19
5.2.2 Métodos.....	20
5.2.3 Personal	20
5.2.4 Materiales.....	20
5.2.5 Medio Ambiente.....	21
5.2.6 Medición	21
6. LLUVIA DE IDEAS	22
6.1 PREPARACIÓN Y PLANIFICACIÓN DE LA LLUVIA DE IDEAS	22
6.2 DESARROLLO DE LA SESIÓN DE LLUVIA DE IDEAS	23
6.2.1 Flujo de la Sesión:.....	23

6.3 RESULTADOS Y EVALUACIÓN DE LA LLUVIA DE IDEAS.....	24
6.3.1 Selección de Ideas	24
6.3.2 Ideas Seleccionadas para Desarrollo.....	25
6.3.3 Impacto Potencial de las Ideas Seleccionadas.....	25
6.4 REFLEXIONES Y CONCLUSIONES DE LA LLUVIA DE IDEAS.....	25
6.4.1 Lecciones Aprendidas	25
6.4.2 Próximos Pasos	26
7. MODIFICACIONES PROPUESTAS EN EL DISEÑO DE LA MÁQUINA PRELIMPIADORA DE GRANOS.....	27
7.1 DISEÑO ACTUAL DE LA MÁQUINA PRELIMPIADORA.....	27
8. DISEÑO ACTUAL DE LA MÁQUINA PRELIMPIADORA DE GRANOS.....	28
8.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN ACTUAL	29
8.2 EXPLICACIÓN DEL CAMBIO EN LA DESCARGA DE GRANO	30
8.2.1 El cambio a una sola descarga de grano tiene varias ventajas:.....	30
8.3 MODIFICACIONES PROPUESTAS EN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	31
8.3.1 Independencia del Dosificador de Alimentación	31
8.3.2 Optimización del Sistema de Descarga de Grano	32
8.4 EVALUACIÓN DE OPCIONES DE DISEÑO PARA EL DOSIFICADOR.....	32
8.4.1 Opción 1: Uso de Piñones y Cadenas (Transmisión por Cadena)	32
8.4.2 Opción 2: Uso de Poleas y Correas (Transmisión por Correa).....	32
8.4.3 Opción 3: Acoplamiento Directo del Motorreductor	33
8.4.4 Comparación y Selección de la Mejor Opción.....	33
8.5 EVALUACIÓN DE OPCIONES DE DISEÑO PARA EL MOTORREDUCTOR	33
8.5.1 Opción A: Motorreductor con Velocidad de Salida Ajustable (16-20 RPM)	34
8.5.2 Opción B: Motorreductor con Velocidad Fija de 20 RPM y Ajuste mediante Piñones	34
8.5.3 Comparación y Selección de la Mejor Opción.....	35
8.6 DECISIÓN INICIAL Y PRÓXIMOS PASOS	35

9. DESARROLLO DEL REDISEÑO DEL DOSIFICADOR DE ALIMENTACIÓN	36
9.1 ANÁLISIS DEL DISEÑO ACTUAL DEL DOSIFICADOR.....	36
9.1.1 Tolva de Carga	36
9.1.2 Diseño del Dosificador.....	37
9.2 ANÁLISIS DE CARGA Y TORQUE REQUERIDO	38
9.3 CÁLCULO DE LA FUERZA REQUERIDA PARA MOVER EL GRANO	39
9.3.1 Volumen de Grano Actuando sobre la Paleta.....	39
9.3.2 Masa de Grano Actuando sobre la Paleta	39
9.3.3 Fuerza Necesaria para Mover el Grano	39
9.4 CÁLCULO DEL TORQUE DEBIDO AL GRANO.....	40
9.4.1 Cálculo del torque:	40
9.5 CÁLCULO DEL TORQUE DEBIDO A LA INERCIA	40
9.5.1 Cálculo del Momento de Inercia del Dosificador	40
9.5.2 Momento de Inercia de las Paletas (<i>I</i> paletas).....	41
9.5.3 Momento de Inercia Total del Dosificador:.....	41
9.5.4 Aceleración Angular (α)	41
9.5.5 Torque Necesario para Vencer la Inercia:.....	41
9.6 CÁLCULO DEL TORQUE TOTAL	41
9.6.1 Torque para Mover el Grano (<i>T</i> grano).....	41
9.6.2 Torque Total de Arranque (<i>T</i> arranque).....	41
9.6.3 Aplicación del Factor de Seguridad	41
9.7 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR	42
9.8 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR	42
9.8.1 Determinación de la Relación de Transmisión entre el Motorreductor y el Dosificador	42
9.9 CÁLCULO DEL TORQUE REQUERIDO EN EL EJE DEL MOTORREDUCTOR.....	43
9.9.1 Torque Requerido en el Dosificador	43
9.9.2 Torque Requerido en el Eje del Motorreductor	43
9.10 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR	43
9.10.1 Opciones Disponibles.....	44

9.10.2 Análisis Comparativo	44
9.10.3 Selección del Motorreductor Óptimo	46
9.10.4 Incorporación del Motorreductor Seleccionado en el Diseño	47
10. ANÁLISIS DEL EJE DEL DOSIFICADOR Y SELECCIÓN DE PIÑONES	49
10.1 DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO ACTUAL	49
10.2 MODIFICACIONES PROPUESTAS	50
10.3 CÁLCULOS DEL TORQUE Y VERIFICACIÓN DEL EJE	51
10.3.1 Datos del Eje	51
10.3.2 Verificación de Esfuerzo Cortante	51
10.3.3 Comparación con el Esfuerzo Cortante Permisible del Material.....	52
10.3.4 Análisis de Esfuerzos del Eje del Sistema de Transmisión del Dosificador utilizando Elementos Finitos.....	53
10.4 JUSTIFICACIÓN DEL USO DE LOS NUEVOS PIÑONES	60
10.5 SELECCIÓN DE LOS PIÑONES PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL DOSIFICADOR	60
10.5.1 Paso I: Clasificación de Servicio	61
10.5.2 Paso II: Factor de Servicio	61
10.5.3 Paso III: Determinación de la Potencia de Diseño	62
10.5.4 Paso IV: Selección de Transmisión	62
10.5.5 Análisis para el Caso Recomendado por EQUIM S.A.S.....	64
10.5.6 Alternativas Propuestas.....	65
10.5.7 Opción 2: Cambiar la Cadena y Piñones según el Requerimiento de Potencia..	65
10.5.8 Decisión de la Empresa sobre el Motorreductor y Continuación del Diseño	66
10.5.9 Cálculo Continuo con el Motorreductor de 20 RPM	66
10.5.10 Paso V: Selección del Piñón Motriz.....	66
10.5.11 Paso VI: Selección del Piñón Impulsado según el Catálogo de Martin.....	67
10.5.12 Paso VII: Distancia entre Centros de los Ejes	68
10.5.12 Paso VIII: Longitud de la Cadena.....	68
10.5.13 Diferencia de diámetros entre los piñones	69

10.5.14 Cambio en la longitud de la cadena	69
10.5.15 Desplazamiento del motorreductor.....	69
10.6 PROPUESTA DE OPCIONES PARA EL SISTEMA TENSOR DEL MOTORREDUCTOR.....	69
10.6.1 Opción 1: Sistema Tensor Abatible con Varilla Roscada B7 (Sistema Actual)	70
10.6.2 Opción 2: Sistema de Tensor con Volante y Varilla Roscada	71
10.6.3 Opción 3: Sistema Tensor con Desplazamiento Horizontal sobre Rieles y Tornillos Laterales Tensores	72
10.7 OPCIÓN SELECCIONADA: SISTEMA TENSOR ABATIBLE CON VARILLA ROSCADA B7 (SISTEMA ACTUAL).....	73
10.7.1 Cálculo del Sistema Tensor Abatible	73
10.7.2 Desplazamiento Necesario del Motorreductor.....	74
10.7.3 Verificación del Sistema Actual.....	74
10.8.4 Cálculo del Diámetro de la Varilla Roscada B7 para Soportar el Motorreductor .	74
10.8.5 Selección de la Varilla Roscada Ø1/2" para el Soporte del Motorreductor	76
10.8 REDISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL DOSIFICADOR:	77
10.8.1 Beneficios del Nuevo Sistema de Transmisión:.....	78
10.9 REDISEÑO DEL SISTEMA DE DESCARGA DE GRANO	79
10.10 ANÁLISIS DEL REDISEÑO DEL SISTEMA DE DESCARGA DE GRANO.....	82
10.10.1 Cambios Implementados.....	83
11. ANÁLISIS ECONÓMICO DEL REDISEÑO PROPUESTO	88
11.1 TABLA COMPARATIVA DE COSTOS: DISEÑO ORIGINAL VS. NUEVO DISEÑO DEL SISTEMA DE PRELIMPIADORA DE GRANOS:	88
11.2 ANÁLISIS DE LA TABLA COMPARATIVA DE COSTOS.....	89
11.2.1 Cambios en el Dosificador	89
11.2.2 Cambios en la Descarga de Granos.....	89
11.2.3 Mano de Obra.....	90
11.2.4 Costo del Rediseño	90

CONCLUSIONES:.....	91
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92
APÉNDICES O ANEXOS	93

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Prelimpiadora tipo Scalpert de circuito de aire cerrado, partes internas del equipo.	17
Figura 2. Diagrama Ishikawa, espina de pescado de las condiciones del diseño actual	19
Figura 3. Diagrama del diseño actual de la máquina prelimpiadora de granos.	27
Figura 4. Diagrama de la prelimpiadora de granos con las propuestas de cambios.	31
Figura 5. Dimensiones generales de la tolva de alimentación	36
Figura 6. Volumen y masa máxima de grano en la tolva	37
Figura 7. Columna de grano sobre la paleta del dosificador	39
Figura 8. Plano detallado del Motorreductor WEG COAXIAL C07.	48
Figura 9. Plano actual del dosificador y su eje de transmisión.	49
Figura 10. Configuración actual del eje del dosificador.	50
Figura 11. Configuración propuesta del eje del dosificador.	51
Figura 12. <i>Propiedades del acero SAE 1020.</i>	52
Figura 13. <i>Modelo del eje del dosificador.</i>	54
Figura 14. <i>Resultados tensiones.</i>	58
Figura 15. <i>Resultados desplazamientos.</i>	58
Figura 16. <i>Resultados deformaciones unitarias.</i>	59
Figura 17. <i>Resultados factor de seguridad.</i>	59
Figura 18. <i>Tabla de selección rápida, Martin.</i>	63
Figura 19. <i>Sistema del tensor utilizado actualmente.</i>	70
Figura 20. <i>Propuesta de tensor con volante.</i>	71
Figura 21. <i>Propuesta de tensor horizontal.</i>	72
Figura 22. <i>Propiedades Varilla B7.</i>	75
Figura 23. <i>Sistema tensor diseñado para el motorreductor.</i>	77
Figura 24. <i>Renders del rediseño del sistema tensor del dosificador.</i>	79

Figura 25. Disposición de la descarga del diseño actual.....	80
Figura 26. Sinfín Ø12” del diseño actual.	80
Figura 27. Render del rediseño de descarga de grano.	83
Figura 28. Plano explosionado del nuevo diseño.	85
Figura 29. Plano transmisión del rediseño.....	86
Figura 30. Render del rediseño de la prelimpiadora.....	87

RESUMEN

TÍTULO: PRÁCTICA EMPRESARIAL PARA EL REDISEÑO DE UNA PRELIMPIADORA DE GRANOS SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA EQUIM S.A.S.*

AUTOR: MANUEL FERNANDO LOZADA TRIANA**

PALABRAS CLAVE: REDISEÑO, PRELIMPIADORA DE GRANOS, TRANSMISIÓN, EFICIENCIA, ADAPTABILIDAD

DESCRIPCIÓN:

El presente trabajo tiene como objetivo principal el rediseño de la máquina prelimpiadora de granos de EQUIM S.A.S, con el fin de mejorar su eficiencia y adaptabilidad para diferentes tipos de grano y cargas. Se abordaron dos áreas críticas: la transmisión del dosificador de alimentación y el sistema de descarga de grano. A través de un análisis detallado, se identificaron las limitaciones del diseño actual, como la dependencia de un sistema de transmisión fijo y la complejidad de la contramarcha en la descarga. Para solucionar estos problemas, se implementó un motorreductor independiente, lo que permite un control más preciso de la velocidad del dosificador, y se eliminó la contramarcha, simplificando la mecánica del sistema de descarga. Además, se realizó un análisis económico que comparó los costos del diseño original con el nuevo, demostrando que las mejoras justifican el aumento en los costos. Los resultados confirman que las modificaciones mejoran significativamente la adaptabilidad, eficiencia y durabilidad de la máquina, logrando así cumplir con los requerimientos específicos de los clientes en el entorno agroindustrial.

*Trabajo de grado

** Facultad de Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería mecánica. Director: William Pinto Hernández. Doctor en Ingeniería Mecánica.

ABSTRACT

TITLE: BUSINESS PRACTICE FOR THE REDESIGN OF A GRAIN PRE-CLEANER ACCORDING TO THE REQUIREMENTS OF EQUIM S.A.S.*

AUTHOR: MANUEL FERNANDO LOZADA TRIANA**

KEY WORDS: REDESIGN, GRAIN PRE-CLEANER, TRANSMISSION, EFFICIENCY, ADAPTABILITY

DESCRIPTION:

The main objective of this work is to redesign the grain pre-cleaner machine from EQUIM S.A.S. to improve its efficiency and adaptability to different types of grain and loads. Two critical areas were addressed: the transmission of the feed doser and the grain discharge system. A detailed analysis identified the limitations of the current design, such as the reliance on a fixed transmission system and the complexity of the grain discharge contraflow. To solve these issues, an independent gear motor was implemented, allowing more precise control of the doser's speed, and the contraflow was removed to simplify the discharge system. Additionally, an economic analysis compared the costs of the original design with the new one, demonstrating that the improvements justify the increased costs. The results confirm that the modifications significantly improve the machine's adaptability, efficiency, and durability, meeting the specific requirements of customers in the agro-industrial environment.

*Degree work

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: William Pinto Hernández, PhD in Mechanical Engineering.

INTRODUCCIÓN

La eficiencia en el procesamiento de granos es esencial para el sector agroindustrial, particularmente en un país como Colombia, donde la producción de cereales como arroz y frijol de soya desempeña un papel crucial en la economía. La prelimpiadora de granos, una máquina diseñada para realizar la limpieza inicial de estos productos, enfrenta retos en cuanto a su capacidad de adaptación a las diversas necesidades de los clientes. La empresa EQUIM S.A.S, especializada en la fabricación de maquinaria agroindustrial, identificó que su prelimpiadora presenta limitaciones en su sistema de alimentación y descarga, lo que reduce su versatilidad.

Este proyecto se enfoca en el rediseño de la máquina prelimpiadora de granos, con el objetivo de implementar un sistema de alimentación independiente y ajustable, y mejorar el sistema de descarga para aumentar la flexibilidad de la máquina. A través de la evaluación del diseño original, se proponen modificaciones en la transmisión del dosificador y la eliminación de la contramarcha en la descarga de granos, lo que se espera optimice el rendimiento de la máquina y satisfaga los requisitos específicos de los clientes en distintos contextos agroindustriales. Además, se realiza un análisis económico para asegurar que los cambios sean financieramente viables y ofrezcan beneficios a largo plazo.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa EQUIM S.A.S, reconocida por su experiencia en el diseño, fabricación y montaje de equipos agroindustriales, actualmente se enfrenta a desafíos relacionados con la versatilidad de su máquina prelimpiadora de granos. Esta máquina, especializada en realizar la primera limpieza de diversos granos, como arroz y frijol de soya, provenientes de fincas con notables cantidades de residuos, presenta en su configuración actual una capacidad de 25 toneladas por hora.

La operación de la prelimpiadora de grano se basa en un solo motor de 10hp a 1800rpm, lo que genera restricciones significativas en la adaptabilidad del proceso de alimentación del grano a las distintas exigencias del cliente, tales como los cambios en la cantidad de grano a ser limpiado. Esta limitación se traduce en un desafío crítico que impacta la capacidad de la máquina para satisfacer las necesidades específicas de los proyectos agroindustriales.

La necesidad apremiante radica en abordar esta problemática mediante un rediseño de la máquina, proponiendo la incorporación de una transmisión independiente en el dosificador de alimentación. Antes de implementar estas soluciones, es esencial evaluar minuciosamente las posibles implicaciones y desafíos asociados a dichos cambios en términos de rendimiento, mantenimiento y costos.

Asimismo, se plantea la modificación de las descargas de la prelimpiadora de grano para la salida de granos limpios del proceso de separación. Este ajuste se hace para proporcionar una solución que permita una disposición más versátil de la maquinaria para cumplir con los distintos requerimientos del cliente en diversos entornos agroindustriales.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Rediseñar la máquina prelimpiadora de grano de EQUIM S.A.S, implementando modificaciones en la transmisión para lograr una alimentación independiente y ajustable, así como adaptar las descargas de granos para ofrecer adaptabilidad y versatilidad según los requerimientos del cliente.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Evaluar las condiciones de operación del diseño actual de la máquina prelimpiadora de grano, como punto de partida para abordar de manera efectiva las limitaciones identificadas y proponer el rediseño, considerando la capacidad de adaptación del dosificador de alimentación independiente y del sistema de descarga de grano.
- Adaptar el sistema de la prelimpiadora de grano de EQUIM S.A.S para permitir la independencia del dosificador de alimentación, haciendo posible su ajuste a diversos tipos de granos como arroz y frijol de soya, según los requerimientos del cliente. Se contemplarán ajustes de velocidad para adaptarse a distintas cargas y variaciones en la cantidad de grano a procesar en diferentes situaciones. Además, se modificarán las descargas de granos para ofrecer una mayor versatilidad en la disposición de la maquinaria en proyectos agroindustriales.
- Realizar un análisis económico del proceso de implementación del rediseño propuesto, abarcando aspectos como manufactura, materiales, consumibles, ensamblaje, entre otros.

3. MARCO TEÓRICO

El sector agroindustrial en Colombia desempeña un papel crucial en la economía nacional, destacándose el arroz y el maíz entre los principales cereales producidos en el país. Estos cereales no solo son fundamentales para la seguridad alimentaria, sino que también representan componentes clave en la cadena de valor agroindustrial, debido a su amplia utilización en diversos productos y subproductos. La eficiencia en el procesamiento de estos cereales es esencial para maximizar la calidad y minimizar las pérdidas, lo que subraya la importancia de la etapa de pre-limpieza, llevada a cabo por maquinarias como la prelimpiadora de granos.

Según el Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural (2017), Colombia ha mostrado una tendencia positiva en la producción de cereales, lo que resalta la necesidad de adoptar prácticas y tecnologías que permitan un manejo eficiente de estos recursos. En particular, la producción de arroz ha sido objeto de especial atención debido a su papel central en la dieta de los colombianos y su influencia en la estabilidad de los precios en el mercado nacional.

Un estudio realizado por la Bolsa Mercantil de Colombia (2022) subraya la creciente demanda de granos y la presión que esto impone sobre los productores y procesadores para mejorar la eficiencia y la sostenibilidad de sus operaciones. Este estudio destaca cómo la implementación de tecnologías avanzadas en el procesamiento preliminar de granos puede tener un impacto significativo en la calidad del producto final y en la reducción de los costos asociados al manejo postcosecha.

En este contexto, la prelimpiadora de granos, como la ofrecida por EQUIM S.A.S., es una pieza fundamental. Esta máquina está diseñada para manejar una amplia gama de impurezas y variaciones en la calidad del grano, preparando el producto para etapas posteriores de limpieza y procesamiento con alta eficiencia. Con una capacidad de procesamiento de entre 25 y 30 toneladas por hora, estas máquinas no solo incrementan la capacidad productiva, sino que también mejoran la calidad del grano al reducir significativamente el contenido de impurezas y humedad (EQUIM S.A.S., 2017).

El rediseño y la mejora de estas máquinas prelimpiadoras son cruciales para adaptarse a las crecientes demandas del mercado y a los desafíos específicos de la producción de granos en Colombia. La capacidad de adaptación para manejar diferentes tipos de granos y condiciones de impurezas es esencial para satisfacer las necesidades de un sector en constante evolución, donde la eficiencia en el procesamiento puede tener un impacto directo en la viabilidad económica de los productores y en la calidad del producto disponible para los consumidores.

La prelimpiadora, conocida como scalperator, representa el nivel más básico entre las máquinas de pre-limpieza de cereales. Está equipada con un doble tambor de malla, diseñado específicamente para eliminar impurezas grandes provenientes del campo,

como granos dañados y residuos. El grano se somete a una corriente de aire en un circuito cerrado, que se encarga de eliminar las impurezas más livianas. Este proceso acondiciona y homogeneiza el grano, facilitando su limpieza posterior. Esta máquina es adecuada para cereales como arroz, maíz, soya y sorgo.

La scalperator procesa entre 25 y 30 toneladas por hora de arroz paddy, con un contenido inicial de impurezas del 6% y una humedad del 22%, logrando reducir el nivel de impurezas aproximadamente al 4% (EQUIM S.A.S., 2017). El grano se introduce a través de una tolva, que forma una cortina uniforme ajustada por el dosificador, permitiendo que el grano entre y se exponga al flujo de aire, el cual elimina las impurezas livianas. Estas impurezas son separadas en la cámara que actúa como separadora o ciclón. Los desechos recolectados son expulsados hacia un extremo de la máquina mediante el sinfín, donde pueden ser embalados para su manejo como residuos.

Luego, el grano pasa a la sección de malla rotativa, que elimina impurezas grandes como tallos y objetos medianos. En la parte inferior, hay otro tambor revestido con una malla de cuadrícula más fina, que filtra los granos que pasaron por el tambor anterior y que aún contienen impurezas, expulsándolas. Posteriormente, el grano es expuesto a una corriente de aire, que lo enfría y elimina las partículas livianas, las cuales son succionadas por el conducto de los ventiladores. Finalmente, el producto pre-limpado cae al transportador, que lo lleva a un extremo para su depósito en un silo pulmón y luego su transporte a las siguientes etapas de limpieza o al proceso de secado.

Figura 1. Prelimpiadora tipo Scalpert de circuito de aire cerrado, partes internas del equipo.



Fuente. EQUIM S.A.S, 2017, extraído del Catálogo Prelimpiadora tipo Scalpert, Bucaramanga, Colombia.

4 METODOLOGÍA

4.1 EVALUACIÓN DEL DISEÑO ACTUAL

- Se diagnosticó el funcionamiento del dosificador de alimentación y el sistema de descarga de grano, identificando sus limitaciones operativas.
- Se recopilaron datos a través de entrevistas con personal operativo y la revisión de registros de mantenimiento.

4.2 REDISEÑO DEL SISTEMA DE LA PRELIMPIADORA

- Se desarrollaron propuestas de diseño para independizar el dosificador mediante un motorreductor y se modificó la descarga de grano para eliminar la contramarcha.
- Se realizaron modelos en SolidWorks, adaptando el diseño original y evaluando la factibilidad técnica del rediseño.
- La validación del diseño se logró a través de la aceptación por parte de la empresa, tras confirmar su viabilidad técnica y operativa.

4.3 ANÁLISIS ECONÓMICO

- Se elaboró un presupuesto detallado comparando el diseño original con el nuevo, tomando en cuenta los costos de materiales, mano de obra y fabricación.
- Se evaluó la viabilidad económica del rediseño, determinando que, aunque con un sobre costo significativo, los beneficios en términos de operatividad y reducción de mantenimiento justifican la inversión.

5. ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES OPERATIVAS DEL DISEÑO ACTUAL

5.1 ANÁLISIS DE CAUSA Y EFECTO (DIAGRAMA DE ESPINA DE PESCADO)

Objetivo

Identificar las causas principales que afectan el funcionamiento actual del dosificador de alimentación y el sistema de descarga de grano en la máquina prelimpiadora.

Figura 2. Diagrama Ishikawa, espina de pescado de las condiciones del diseño actual



Fuente. Autoría Propia

5.2 ANÁLISIS DEL DIAGRAMA DE ESPINA DE PESCADO

El análisis del diagrama de espina de pescado se centró en las causas que afectan la eficiencia y adaptabilidad de la máquina prelimpiadora de granos. A continuación, se detallan las causas identificadas en cada categoría y las mejoras implementadas.

5.2.1 Maquinaria

Causas Identificadas:

- Diseño ineficiente del transportador sinfín de descarga, con dos vías que reducen la eficiencia.

- Sistema de transmisión fijo, que limita la adaptabilidad del dosificador.
- Incompatibilidad con diferentes cargas de grano.

Propuestas de Mejora:

- Rediseño del sinfín para operar con una sola vía, eliminando la contramarcha y mejorando la logística de descarga.
- Implementación de un motorreductor independiente que permite ajustes de velocidad según las cargas procesadas.
- Adaptación de los componentes para manejar variaciones en el tipo y cantidad de grano procesado.

5.2.2 Métodos

Causas Identificadas:

- Procedimientos de mantenimiento deficientes.
- Falta de evaluación periódica de la tecnología de transmisión.
- Falta de calibración regular de la máquina.

Propuestas de Mejora:

- Desarrollo de un manual de mantenimiento con revisiones programadas.
- Evaluación y selección de tecnologías de transmisión más eficientes mediante estudios comparativos.
- Implementación de un programa regular de calibración.

5.2.3 Personal

Causas Identificadas:

- Capacitación insuficiente del personal.
- Dependencia en un solo operador experimentado.

Propuestas de Mejora:

- Creación de un programa de formación continua.
- Rotación de responsabilidades y capacitación para múltiples operadores.

5.2.4 Materiales

Causas Identificadas:

- Variabilidad en la calidad de los granos recibidos.
- Exceso de impurezas en los granos procesados.

Propuestas de Mejora:

- Coordinación con proveedores para estandarizar la calidad del grano.
- Ajuste de parámetros en la máquina para mejorar el manejo de impurezas.

5.2.5 Medio Ambiente

Causas Identificadas:

- Fluctuaciones de temperatura que afectan la operación.
- Alta presencia de polvo y contaminantes en el área de trabajo.

Propuestas de Mejora:

- Instalación de sistemas de control climático en áreas críticas.
- Mejoras en los sistemas de filtración y ventilación.

5.2.6 Medición

Causas Identificadas:

- Falta de monitoreo constante de los parámetros operativos.
- Equipos de medición obsoletos.

Propuestas de Mejora:

- Implementación de sistemas de monitoreo en tiempo real.
- Actualización de los equipos de medición para mayor precisión.

6. LLUVIA DE IDEAS

En el contexto del proyecto de rediseño de la máquina prelimpiadora de granos de EQUIM S.A.S, se identificaron varios desafíos que afectan su eficiencia y adaptabilidad. Los principales problemas incluyen la limitada capacidad del dosificador de alimentación para adaptarse a diferentes tipos de grano y cargas, y la ineficiencia del sistema de descarga de grano que actualmente opera en dos direcciones. Estos problemas no solo comprometen el rendimiento de la máquina, sino que también limitan su aplicabilidad en diversos entornos agroindustriales.

Dada la complejidad de estos desafíos, se organizó una sesión de lluvia de ideas con el objetivo de generar soluciones innovadoras y prácticas que aborden estas limitaciones. La lluvia de ideas fue diseñada para explorar posibles mejoras en el diseño del dosificador de alimentación y el sistema de descarga, así como evaluar opciones tecnológicas para mejorar la adaptabilidad y eficiencia de la máquina. Esta sesión buscó involucrar a un grupo diverso de participantes, incluyendo ingenieros, técnicos, y operadores, para aprovechar su experiencia directa y conocimientos técnicos en la búsqueda de soluciones viables y efectivas.

6.1 PREPARACIÓN Y PLANIFICACIÓN DE LA LLUVIA DE IDEAS

Participantes: La lluvia de ideas contó con la participación de un grupo diverso de ingenieros de EQUIM S.A.S, cuya experiencia y roles complementarios aseguraron una discusión enriquecedora y orientada a resultados. Los participantes fueron:

Manuel Lozada: Estudiante de ingeniería y autor de la tesis, con un enfoque en mejorar la adaptabilidad y eficiencia de la máquina prelimpiadora de granos.

Ing. Óscar Quintero: Ingeniero electromecánico y Jefe de Ingeniería, con una amplia experiencia en el diseño y optimización de equipos agroindustriales.

Ing. Javier Osma: Ingeniero mecánico, encargado de ventas y cotizaciones, con un profundo conocimiento de las necesidades y expectativas de los clientes.

Ing. Pablo Neira: Ingeniero mecánico especializado en diseño, responsable de desarrollar soluciones técnicas innovadoras.

Método de Lluvia de Ideas: Para la sesión de lluvia de ideas, se empleó el método estructurado con las siguientes características:

Preparación: Cada participante recibió información detallada sobre los problemas técnicos actuales y los objetivos de la lluvia de ideas con anticipación.

Sesión Dirigida: El Ing. Óscar Quintero, como jefe de ingeniería, facilitó la sesión, asegurando que cada participante aportara sus ideas y perspectivas.

Técnica de Brainwriting: En lugar de discutir ideas en voz alta, los participantes escribieron sus ideas en tarjetas durante los primeros 15 minutos. Esto permitió que todos, sin influencia de los demás, pudieran expresar sus pensamientos libremente.

Discusión y Desarrollo: Después del brainwriting, las ideas se compartieron y discutieron en grupo para explorar su viabilidad y potencial de implementación.

Documentación: Todas las ideas fueron documentadas digitalmente para su posterior análisis y evaluación.

Esta planificación meticulosa aseguró que la sesión de lluvia de ideas fuera productiva, con un enfoque claro en generar soluciones viables y creativas para los problemas identificados en la máquina prelimpiadora de granos.

6.2 DESARROLLO DE LA SESIÓN DE LLUVIA DE IDEAS

La sesión de lluvia de ideas se llevó a cabo en una sala de conferencias equipada adecuadamente en las instalaciones de EQUIM S.A.S., facilitando un ambiente colaborativo y propicio para el intercambio de ideas. El Ing. Óscar Quintero, como facilitador, inició la sesión presentando una visión general de los objetivos y recordando a todos los participantes la importancia de su contribución sin restricciones ni críticas.

6.2.1 Flujo de la Sesión:

Presentación de Problemas

El facilitador expuso detalladamente cada uno de los problemas identificados en el análisis de espina de pescado, comenzando por las limitaciones del dosificador de alimentación y siguiendo con los desafíos del sistema de descarga de grano. Esto aseguró que todos los participantes estuvieran alineados y comprendieran los puntos críticos que necesitaban ser abordados.

Brainwriting Inicial

Siguiendo el método de brainwriting, cada participante recibió tarjetas y un tiempo de 15 minutos para escribir sus ideas sin influencia externa. Este enfoque permitió que surgieran ideas más innovadoras y diversas, minimizando el efecto de conformidad que a veces se observa en las discusiones grupales abiertas.

Compartir y Discutir Ideas

Después del periodo de brainwriting, cada participante presentó sus ideas al grupo, pegando sus tarjetas en una pizarra grande. El facilitador ayudó a organizar las ideas en categorías relacionadas con los problemas discutidos.

Se fomentó una discusión abierta sobre cada idea, donde los participantes pudieron hacer preguntas, sugerir modificaciones o añadir nuevas ideas basadas en lo que otros

habían propuesto. Esta fase fue crucial para refinar las ideas y explorar su aplicabilidad práctica.

Evaluación Preliminar

Con todas las ideas visibles en la pizarra, el grupo realizó una evaluación preliminar utilizando etiquetas de colores para votar por las ideas que consideraban más prometedoras. Esta técnica visual permitió identificar rápidamente las preferencias del grupo y las ideas con mayor potencial.

Recopilación y Documentación

Al final de la sesión, se recopilaron todas las tarjetas e inputs para su posterior análisis. El Ing. Pablo Neira se encargó de digitalizar la información recogida y preparar un documento inicial que resumiera las propuestas y los comentarios relevantes de la sesión.

Dinámica de Grupo

La dinámica del grupo fue en general positiva y constructiva. La diversidad de experiencia entre los participantes enriqueció la discusión, permitiendo que se exploraran varias perspectivas. La estructura de la sesión facilitó una participación equitativa, asegurando que incluso las voces menos dominantes fueran escuchadas y valoradas.

6.3 RESULTADOS Y EVALUACIÓN DE LA LLUVIA DE IDEAS

La sesión de lluvia de ideas produjo varias soluciones prácticas que se alinean estrechamente con los objetivos de rediseño mecánico de la máquina prelimpiadora de granos. La evaluación y selección de las ideas se centraron en la viabilidad mecánica y la eficiencia operativa sin el uso de tecnologías avanzadas como sensores o sistemas automatizados.

6.3.1 Selección de Ideas

Criterios de Selección

Viabilidad Técnica: Facilidad de implementación utilizando tecnologías y habilidades mecánicas existentes.

Impacto Potencial: Capacidad de la idea para mejorar la adaptabilidad y eficiencia de la máquina.

Costo-Efectividad: Costos asociados con el desarrollo y la implementación frente a los beneficios operativos esperados.

Simplicidad de Operación: Preferencia por soluciones que no complican el funcionamiento diario y mantenimiento de la máquina.

Proceso de Evaluación

Las ideas fueron evaluadas mediante discusiones técnicas, con un enfoque particular en la implementación mecánica y la facilidad de uso en entornos agroindustriales.

Se utilizó una tabla de evaluación para comparar las ideas, ponderando cada criterio según su importancia para el proyecto.

6.3.2 Ideas Seleccionadas para Desarrollo

Sistema de Transmisión Independiente con Motorreductor: Esta idea fue seleccionada por su potencial para permitir ajustes manuales rápidos en la velocidad del dosificador de alimentación, mejorando así la adaptabilidad a diferentes tipos de grano y cargas.

Rediseño del Transportador de Descarga para Operar en una Dirección: Aprobada debido a su simplicidad y efectividad en mejorar la eficiencia del proceso de descarga, reduciendo también la complejidad del mantenimiento.

Uso de Piñones en Nuevas Transmisiones: Se valoró positivamente por su fiabilidad, facilidad de mantenimiento y compatibilidad con la infraestructura mecánica existente.

6.3.3 Impacto Potencial de las Ideas Seleccionadas

Las ideas seleccionadas están diseñadas para integrarse sin problemas en la configuración actual de la máquina y ofrecen mejoras tangibles en términos de eficiencia y adaptabilidad:

Sistema de Transmisión Independiente con Motorreductor: Se espera que reduzca los tiempos de ajuste entre diferentes operaciones y mejore la precisión del procesamiento.

Rediseño del Transportador de Descarga: Aumentará la eficiencia de la operación al simplificar la mecánica de descarga y facilitar el mantenimiento.

Uso de Piñones en Nuevas Transmisiones: Mantendrá la durabilidad y la robustez del sistema de transmisión, adaptándose eficazmente a diferentes condiciones operativas.

6.4 REFLEXIONES Y CONCLUSIONES DE LA LLUVIA DE IDEAS

La sesión de lluvia de ideas fue un ejercicio crucial en el proceso de rediseño de la máquina prelimpiadora de granos, proporcionando un foro valioso para la colaboración y la innovación entre los miembros del equipo de proyecto. Esta sección refleja sobre el proceso, los resultados y los pasos futuros a partir de la sesión.

6.4.1 Lecciones Aprendidas

Colaboración Multidisciplinaria: La diversidad en los antecedentes y la experiencia de los participantes enriqueció la sesión, destacando la importancia de incluir diversas perspectivas en la resolución de problemas mecánicos y de diseño. La colaboración entre ingenieros de diseño, operaciones y ventas fue particularmente beneficiosa, como lo demuestra la integración de consideraciones prácticas y técnicas en las soluciones propuestas.

6.4.2 Próximos Pasos

Desarrollo Técnico: Las ideas seleccionadas serán desarrolladas más detalladamente en las próximas fases del proyecto. Esto incluirá la elaboración de diseños técnicos, la realización de pruebas de prototipos y la evaluación de su funcionamiento en condiciones operativas reales.

Integración de Retroalimentación del Cliente: Se planificará reuniones con clientes clave para discutir las soluciones propuestas y obtener su feedback, asegurando que los rediseños cumplan con las expectativas del mercado y las necesidades de los usuarios finales.

Revisión y Optimización Continua: A medida que se implementen las mejoras, se establecerá un proceso de revisión para monitorear la eficacia de los cambios y realizar ajustes según sea necesario, basados en el rendimiento operativo y el feedback de los operadores.

8. DISEÑO ACTUAL DE LA MÁQUINA PRELIMPIADORA DE GRANOS

La prelimpiadora de granos de EQUIM S.A.S está diseñada para procesar hasta 25 toneladas por hora. El sistema de transmisión está accionado por un motor de 10 HP que opera a 1.750 rpm, y se distribuye a los distintos componentes de la máquina a través de una serie de poleas, cadenas y piñones.

Motor principal y poleas escalonadas: El motor principal de 10 HP acciona una polea escalonada que tiene dos funciones:

Accionar los ventiladores de la máquina a 632 rpm, encargados de generar el flujo de aire para el proceso de limpieza.

A través del segundo escalón de la polea, se transmite potencia a un mando loco, el cual es un reductor que reduce la velocidad a 142 rpm. Esta parte del sistema utiliza poleas tipo B, las cuales no serán objeto de modificación en este proyecto.

Transmisión de cadena: Desde el eje del mando loco, se inicia una transmisión por cadena tipo 60 que acciona varios componentes de la máquina, cada uno a una velocidad específica:

Transportador sinfín de Ø6": Utilizado para la extracción de residuos del proceso de limpieza, este componente gira a 142 rpm.

Contramarcha: Esta sección de la transmisión actúa como un reductor secundario, reduciendo la velocidad a 85 rpm, lo que acciona el sinfín de Ø12" que también gira a 85 rpm.

Segundo mando loco: La transmisión continúa hacia un segundo mando loco, que reduce la velocidad a 52 rpm.

Transmisión hacia los tambores: Desde el segundo mando loco, la transmisión de cadena se ramifica para accionar varios elementos de limpieza:

Tambor menor: Gira a 29 rpm, encargado de la pre-limpieza.

Limpiadores del tambor menor y mayor: Ambos giran a 48 rpm y aseguran que el proceso de limpieza se realice sin acumulación de residuos.

Tambor mayor: Opera a una velocidad reducida de 18 rpm, siendo el encargado principal de la separación de impurezas grandes.

Transmisión del dosificador de alimentación: El dosificador de alimentación está conectado directamente al eje del tambor mayor mediante una transmisión de cadena. Un piñón 60B-Z20 en el eje del tambor mayor acciona el piñón 60B-Z21 del dosificador, que gira a 17 rpm. Este componente es crucial para regular el flujo de grano hacia la prelimpiadora, pero su velocidad fija limita la capacidad de la máquina para adaptarse a diferentes volúmenes de grano, una de las principales limitaciones que se busca solucionar en el rediseño.

Tabla de Características del Diseño Actual de la Máquina Prelimpiadora.

Componente	Velocidad (rpm)	Descripción
Motor principal	1.750	Motor de 10 HP que acciona el sistema de transmisión general.
Ventiladores	632	Generan el flujo de aire para el proceso de limpieza.
Mando loco (1er reductor)	142	Reductor de velocidad que acciona el transportador sinfín y otros componentes.
Transportador sinfín (Ø6")	142	Extrae residuos del proceso de limpieza.
Contramarcha	85	Reductor secundario que acciona el sinfín de Ø12" para la descarga de grano.
Sinfín de Ø12"	85	Encargado de la descarga de grano limpio.
Segundo mando loco	52	Reductor que acciona los tambores y limpiadores.
Tambor menor	29	Primer tambor en el proceso de limpieza.
Limpiadores de tambores (menor y mayor)	48	Limpiadores de los tambores para evitar la acumulación de residuos.
Tambor mayor	18	Tambor principal que realiza la mayor parte del proceso de separación de impurezas grandes.
Dosificador (actual)	17	Accionado por el piñón 60B-Z20 del tambor mayor, con velocidad fija de 17 rpm, limitando la capacidad de adaptación a diferentes cargas de grano.

8.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN ACTUAL

La transmisión actual, aunque funcional, tiene limitaciones en cuanto a flexibilidad, ya que el dosificador de alimentación no puede ajustarse para trabajar a diferentes velocidades según la cantidad de grano procesado. Además, la presencia de la contramarcha añade complejidad mecánica que se busca simplificar en el rediseño. El objetivo del rediseño es ofrecer un sistema más versátil, que permita un ajuste dinámico de la velocidad del dosificador y la eliminación de la contramarcha para mejorar la eficiencia y reducir el mantenimiento.

8.2 EXPLICACIÓN DEL CAMBIO EN LA DESCARGA DE GRANO

El diseño actual de la prelimpiadora de granos está configurado con dos descargas de grano. Esta disposición se debe a que la máquina está integrada en una torre de limpieza, donde la prelimpiadora se encuentra en la parte superior. En este sistema, el grano es pre-limpiado y luego descargado simultáneamente a dos zarandas limpiadoras ubicadas en la parte inferior. Este diseño asegura que el flujo de grano se distribuya uniformemente a ambas zarandas, maximizando la eficiencia del proceso en entornos donde se requiere una separación dual del grano.

Sin embargo, el nuevo diseño propuesto tiene un enfoque diferente. Se ha decidido que la prelimpiadora no formará parte de una torre de limpieza, sino que será utilizada como el equipo principal de limpieza, sin necesidad de zarandas adicionales. Por lo tanto, la capacidad de descargar grano a dos zarandas simultáneamente ya no es necesaria. Esta nueva configuración simplifica el proceso de descarga, permitiendo que la prelimpiadora tenga una única salida de grano, lo cual es más eficiente para este nuevo uso.

8.2.1 El cambio a una sola descarga de grano tiene varias ventajas:

Simplificación del diseño: Eliminar una de las descargas reduce la complejidad del sistema, lo que a su vez disminuye los costos de fabricación y mantenimiento.

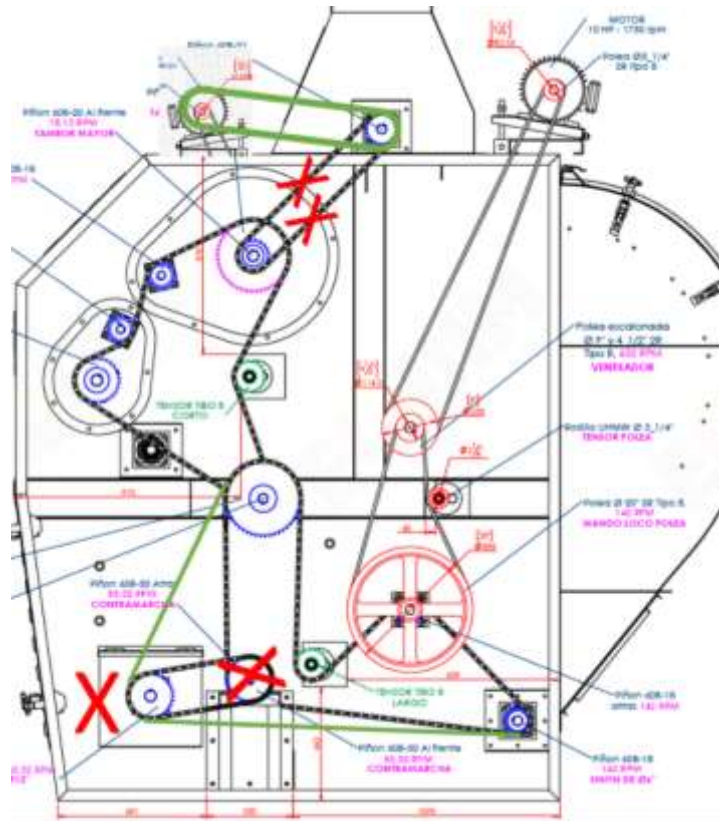
Ajuste a nuevas necesidades: En lugar de distribuir grano a dos zarandas, la prelimpiadora descargará el grano directamente para el siguiente paso del proceso de limpieza o almacenamiento, adaptándose mejor a su nueva función como el equipo principal de limpieza.

Reducción de componentes mecánicos: Con la eliminación de la segunda descarga, se reduce la cantidad de componentes como ejes, chumaceras y piñones, simplificando el sistema de transmisión y reduciendo la posibilidad de fallos o paradas inesperadas por mantenimiento.

Este cambio responde a la necesidad de adaptar la prelimpiadora a su nuevo rol, donde se requiere mayor eficiencia y una disposición simplificada para facilitar su operación como el único equipo de limpieza en el proceso.

8.3 MODIFICACIONES PROPUESTAS EN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Figura 4. Diagrama de la prelimpiadora de granos con las propuestas de cambios.



Fuente. Equip Sas.

Las modificaciones propuestas se centran en mejorar la versatilidad y eficiencia del dosificador de alimentación y simplificar el sistema de descarga de grano. Los cambios específicos son:

8.3.1 Independencia del Dosificador de Alimentación

Eliminación del piñón 60B-Z20: Se retira el piñón que transmitía potencia al dosificador desde el eje del tambor mayor.

Modificación del eje de transmisión del tambor mayor: Al eliminar el piñón 60B-Z20, el eje puede acortarse, reduciendo componentes y posibles puntos de falla.

Incorporación de un motorreductor independiente: Se propone instalar un motorreductor dedicado para el dosificador, permitiendo ajustar su velocidad de forma independiente según los requerimientos de diferentes granos y cargas.

8.3.2 Optimización del Sistema de Descarga de Grano

Eliminación de la contramarcha: Al ajustar el sistema de descarga para operar en una sola dirección, la contramarcha ya no es necesaria. Se eliminan los dos piñones 60B-Z30, el eje, chumaceras y soportes asociados.

Reubicación del piñón de descarga: El piñón de la descarga se realinea con la transmisión inferior, simplificando el sistema y mejorando la eficiencia.

Conservación del piñón 60B-Z30 en la descarga: Se mantiene el mismo piñón y eje en la descarga de grano para asegurar compatibilidad con piezas de repuesto existentes y reducir costos.

8.4 EVALUACIÓN DE OPCIONES DE DISEÑO PARA EL DOSIFICADOR

Para determinar la mejor solución para la transmisión del dosificador, se exploraron varias alternativas:

8.4.1 Opción 1: Uso de Piñones y Cadenas (Transmisión por Cadena)

Descripción: Mantener el uso de cadenas tipo 60 y piñones para la transmisión de potencia desde el motorreductor al dosificador.

Ventajas:

Compatibilidad con el diseño existente: Facilita la integración con componentes actuales y el uso de repuestos disponibles.

Robustez y confiabilidad: Las transmisiones por cadena son conocidas por su durabilidad en aplicaciones industriales.

Mantenimiento conocido: El personal está familiarizado con este sistema, simplificando el mantenimiento y reparación.

8.4.2 Opción 2: Uso de Poleas y Correas (Transmisión por Correa)

Descripción: Implementar un sistema de poleas y correas tipo B para transmitir potencia al dosificador.

Ventajas:

Operación más silenciosa: Las correas generan menos ruido que las cadenas.

Protección contra sobrecargas: Las correas pueden patinar en caso de sobrecarga, protegiendo componentes mecánicos.

Desventajas:

Mayor mantenimiento: Las correas requieren ajustes y reemplazos más frecuentes.

Menor capacidad de carga: Puede no ser adecuado para las cargas y torques requeridos por el dosificador.

8.4.3 Opción 3: Acoplamiento Directo del Motorreductor

Descripción: Conectar el motorreductor directamente al eje del dosificador sin utilizar elementos de transmisión adicionales.

Ventajas:

Simplicidad mecánica: Menos componentes significa menor riesgo de fallas mecánicas.

Eficiencia mejorada: Eliminación de pérdidas por transmisión.

Desventajas:

Rigidez en la configuración: Dificulta ajustes en la velocidad o cambios en el diseño.

Acceso limitado para mantenimiento: Puede complicar el reemplazo o reparación del motorreductor o el dosificador.

8.4.4 Comparación y Selección de la Mejor Opción

Tras analizar las alternativas, se decidió optar por la Opción 1: Uso de Piñones y Cadenas, debido a:

Coherencia con el sistema existente: Mantiene la uniformidad en el tipo de transmisión utilizada en la máquina.

Facilidad de mantenimiento: El personal técnico está capacitado en el mantenimiento de transmisiones por cadena.

Disponibilidad de repuestos: La empresa ya cuenta con cadenas y piñones tipo 60 en su inventario.

Capacidad de carga adecuada: Las cadenas tipo 60 soportan los torques y cargas requeridos por el dosificador.

8.5 EVALUACIÓN DE OPCIONES DE DISEÑO PARA EL MOTORREDUCTOR

Se exploraron diferentes configuraciones para el motorreductor que accionará el dosificador:

8.5.1 Opción A: Motorreductor con Velocidad de Salida Ajustable (16-20 RPM)

Descripción: Utilizar un motorreductor con variador de frecuencia o características mecánicas que permitan ajustar la velocidad de salida entre 16 y 20 RPM.

Ventajas:

Flexibilidad operativa: Permite ajustar la velocidad del dosificador según el tipo de grano y las necesidades de procesamiento.

Optimización energética: Posibilidad de operar a velocidades óptimas para cada situación.

Desventajas:

Costo elevado: Los motores con variadores de frecuencia pueden ser más costosos.

Complejidad eléctrica: Requiere componentes eléctricos adicionales y mayor especialización para su mantenimiento.

8.5.2 Opción B: Motorreductor con Velocidad Fija de 20 RPM y Ajuste mediante Piñones

Descripción: Emplear un motorreductor con velocidad de salida fija a 20 RPM y utilizar una transmisión por piñones para reducir la velocidad al dosificador a 16 RPM cuando sea necesario.

Ventajas:

Simplicidad mecánica y eléctrica: Menor complejidad en el control y operación del motor.

Flexibilidad mecánica: Cambio de piñones para ajustar la velocidad según se requiera.

Costos moderados: Los motorreductores de velocidad fija suelen ser más económicos.

Desventajas:

Tiempo de ajuste: Cambiar piñones para ajustar la velocidad requiere tiempo y puede interrumpir la producción.

Inventario de repuestos: Necesidad de mantener diferentes tamaños de piñones en stock.

Opción C: Motorreductor con Acoplamiento Hidráulico

Descripción: Utilizar un motorreductor conectado a un acoplamiento hidráulico que permita variar la velocidad de salida.

Ventajas:

Suavidad en el arranque: Los acoplamientos hidráulicos proporcionan un arranque gradual.

Ajuste de velocidad: Posibilidad de variar la velocidad sin necesidad de cambiar componentes mecánicos.

Desventajas:

Complejidad y costo: Sistemas más complejos y costosos de instalar y mantener.

Mantenimiento especializado: Requiere personal capacitado en sistemas hidráulicos.

8.5.3 Comparación y Selección de la Mejor Opción

La Opción B: Motorreductor con Velocidad Fija de 20 RPM y Ajuste mediante Piñones fue seleccionada por las siguientes razones:

Alineación con prácticas actuales: La empresa prefiere soluciones mecánicas simples y ya familiarizadas.

Costos razonables: Balance adecuado entre inversión y funcionalidad.

Facilidad de implementación: No requiere modificaciones significativas en el sistema eléctrico ni formación adicional del personal.

Compatibilidad con el diseño de transmisión existente: Aprovecha el uso de piñones y cadenas tipo 60 ya presentes en la máquina.

8.6 DECISIÓN INICIAL Y PRÓXIMOS PASOS

Con base en las evaluaciones anteriores, se tomaron las siguientes decisiones para proceder con el rediseño:

Implementar un motorreductor de velocidad fija a 20 RPM, utilizando una transmisión por piñones para ajustar la velocidad del dosificador a 16 RPM cuando sea necesario.

Mantener el uso de piñones y cadenas tipo 60 en la transmisión del dosificador, asegurando compatibilidad con el sistema actual y facilitando el mantenimiento.

Eliminar componentes innecesarios en la transmisión y sistema de descarga, simplificando el diseño y reduciendo costos.

Realizar los cálculos detallados de torque, selección de motorreductor y diseño de la transmisión para garantizar el correcto funcionamiento del sistema rediseñado.

Estas decisiones establecen una base sólida para el desarrollo técnico que se presentará en las siguientes secciones, donde se abordarán los cálculos y especificaciones necesarias para materializar el rediseño propuesto.

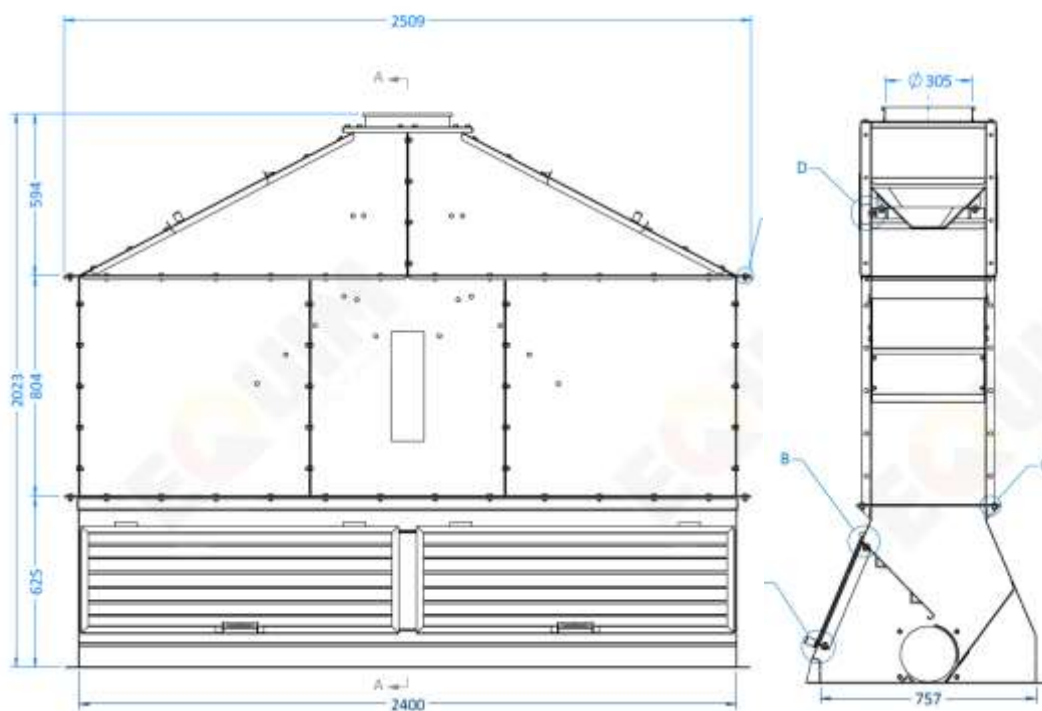
9. DESARROLLO DEL REDISEÑO DEL DOSIFICADOR DE ALIMENTACIÓN

9.1 ANÁLISIS DEL DISEÑO ACTUAL DEL DOSIFICADOR

El dosificador de alimentación es un componente crítico en la máquina prelimpiadora de granos, ya que regula el flujo de material desde la tolva de carga hacia el sistema de limpieza. Para comprender las limitaciones actuales y fundamentar el rediseño propuesto, se realizó un análisis detallado del diseño existente del dosificador, utilizando información obtenida del modelo CAD y cálculos basados en las propiedades físicas de los materiales procesados.

9.1.1 Tolva de Carga

Figura 5. Dimensiones generales de la tolva de alimentación



Fuente. Autoría Propia

La tolva de carga tiene las siguientes dimensiones internas:

Largo total interno: 2400 mm

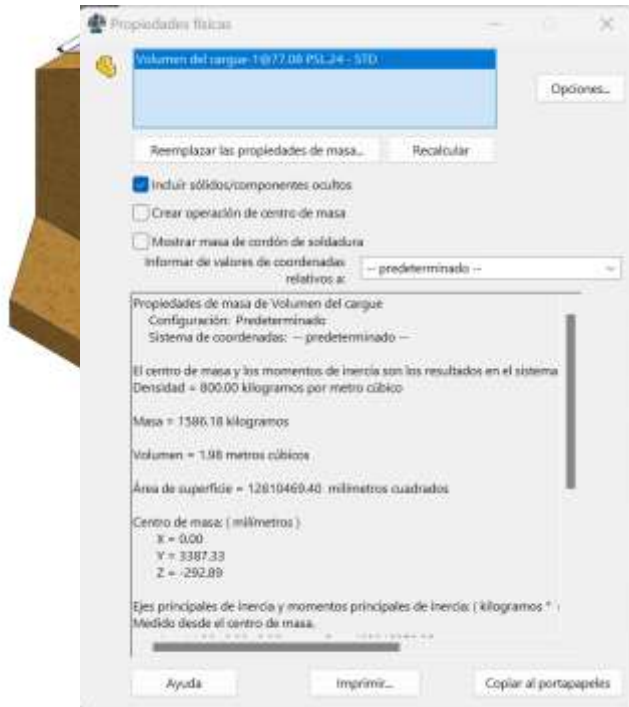
Alto total: 2000 mm

Ancho mayor: 757 mm

Mediante el modelo CAD, se determinó que el volumen interno de la tolva es de aproximadamente 1,98 m³. Utilizando una densidad promedio de 800 kg/m³ para el grano

(valor representativo para granos como la soja), se estima que la masa máxima de grano que puede contener la tolva es de aproximadamente 1586 kg.

Figura 6. Volumen y masa máxima de grano en la tolva



Fuente. Autoría Propia

Es importante considerar que la densidad de los granos varía según el tipo. Según la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO, 2022), el arroz con cáscara tiene una densidad de aproximadamente 630 kg/m³, mientras que la soja presenta densidades entre 720 y 800 kg/m³. Estas variaciones en densidad afectan directamente la carga sobre el dosificador y, por ende, el torque requerido para su operación.

9.1.2 Diseño del Dosificador

El dosificador está ubicado en la base de la tolva de carga y se compone de los siguientes elementos:

Tubo central: Fabricado en acero con un diámetro nominal de 3 pulgadas (Ø3") SCH 40 y una longitud de 2400 mm. Este tubo actúa como eje principal del dosificador y está diseñado para soportar las cargas mecánicas asociadas al movimiento del grano.

Paletas dosificadoras: Soldadas longitudinalmente alrededor del tubo central, están hechas de platinas de acero A36 con dimensiones de 2" x 3/16" x 2400 mm. Estas paletas

son las encargadas de dosificar el grano, asegurando una alimentación uniforme y controlada hacia la máquina.

Ejes de extremo: En los extremos del dosificador, se encuentran ejes de $\text{Ø}1.5''$ fabricados en acero SAE 1020. La longitud de estos ejes varía según la configuración de la transmisión, y su función es transmitir el movimiento desde el sistema de accionamiento hasta el dosificador.

Velocidad: Actualmente el dosificador tiene una velocidad entre 19 y 20RPM.

9.2 ANÁLISIS DE CARGA Y TORQUE REQUERIDO

Dimensiones y Características del Dosificador:

Longitud del dosificador (L): 2400 mm = 2.4m

Diámetro del tubo central (D_tubo): 3 pulgadas SCH 40 (diámetro exterior ≈ 88.9 mm)

Paletas dosificadoras:

Dimensiones de las paletas: 2" (50.8 mm) de ancho x 3/16" (4.76 mm) de espesor x 2400 mm de largo

Material de las paletas: Acero A36

Número de paletas: Asumiremos que hay 3 paletas distribuidas uniformemente alrededor del tubo

Propiedades del Grano:

Densidad del grano (ρ): 800 kg/m³ (valor máximo para soja)

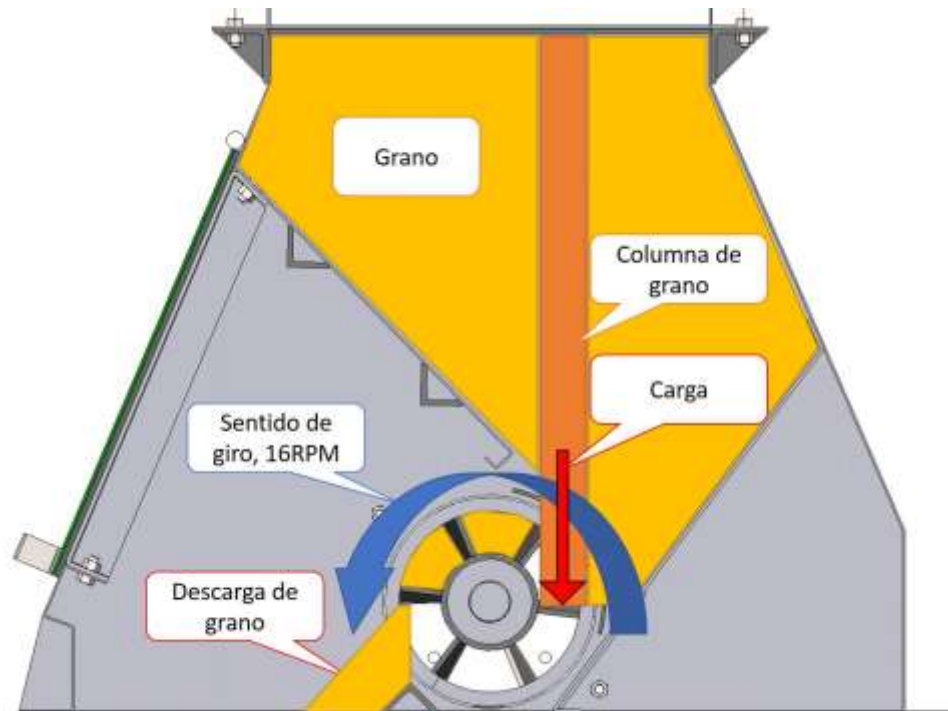
Altura de la columna de grano (h_grano): 1600 mm = 1.6 m

Coefficiente de fricción interno del grano (μ): Aproximadamente 0.3 (valor típico)

Velocidad de rotación (n): 16 RPM (valor de diseño para el nuevo sistema)

9.3 CÁLCULO DE LA FUERZA REQUERIDA PARA MOVER EL GRANO

Figura 7. Columna de grano sobre la paleta del dosificador



Fuente. Autoría Propia

9.3.1 Volumen de Grano Actuando sobre la Paleta

El volumen de grano que presiona contra la paleta es:

$$V_{\text{grano}} = A_{\text{paleta}} \times h_{\text{grano}}$$

Donde:

$$A_{\text{paleta}} = b \times L = 0.0508 \text{ m} \times 2.4 \text{ m} = 0.12192 \text{ m}^2$$

$$h_{\text{grano}} = 1.6 \text{ m}$$

Entonces:

$$V_{\text{grano}} = 0.12192 \text{ m}^2 \times 1.6 \text{ m} = 0.195072 \text{ m}^3$$

9.3.2 Masa de Grano Actuando sobre la Paleta

$$m_{\text{grano}} = \rho \times V_{\text{grano}} = 800 \text{ kg/m}^3 \times 0.195072 \text{ m}^3 = 156.058 \text{ kg}$$

9.3.3 Fuerza Necesaria para Mover el Grano

La fuerza requerida para mover el grano es la fuerza de fricción entre el grano y la paleta:

$$F = \mu \times m_{\text{grano}} \times g$$

Donde:

$$\mu = 0.3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}$$

Calculando:

$$F = 0.3 \times 156.05 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 459.82 \text{ N}$$

9.4 CÁLCULO DEL TORQUE DEBIDO AL GRANO

El torque requerido es:

$$T_{\text{grano}} = F \times r_{\text{paleta}}$$

Donde r_{paleta} es la distancia desde el centro de rotación hasta el centro de presión de la paleta.

Dimensiones:

Radio del eje (r_{eje}): Diámetro del tubo central de 3" SCH 40 tiene un diámetro exterior de 88.9 mm, por lo que:

$$r_{\text{eje}} = 88.9 \text{ mm} / 2 = 44.45 \text{ mm} = 0.04445 \text{ m}$$

Ancho de la paleta (b): 50.8 mm = 0.0508 m

Centro de presión de la paleta:

$$r_{\text{paleta}} = r_{\text{eje}} + b/2 = 0.04445 \text{ m} + 0.0508 \text{ m} / 2 = 0.06985 \text{ m}$$

9.4.1 Cálculo del torque:

$$T_{\text{grano}} = 459.82 \text{ N} \times 0.06985 \text{ m} = 32.08 \text{ Nm}$$

9.5 CÁLCULO DEL TORQUE DEBIDO A LA INERCIA

9.5.1 Cálculo del Momento de Inercia del Dosificador

El momento de inercia total (I_{total}) es la suma del momento de inercia del tubo central y las paletas.

Momento de Inercia del Tubo Central (I_{tubo})

Masa del tubo (m_{tubo}): 27.0825 kg

Radio externo (r_{externo}): 0.04445 m

Radio interno (r_{interno}): 0.03896 m

$$I_{\text{tubo}} = \frac{1}{2} m_{\text{tubo}} (r_{\text{externo}}^2 + r_{\text{interno}}^2)$$

$$I_{\text{tubo}} = \frac{1}{2} \times 27.0825 \text{ kg} \times ((0.04445 \text{ m})^2 + (0.03896 \text{ m})^2) = 0.04732 \text{ kg} \times \text{m}^2$$

9.5.2 Momento de Inercia de las Paletas (I_{paletas})

Para cada paleta:

Masa de una paleta (m_{paleta}): 4.544 kg

Longitud de la paleta (L): 2.4 m

El momento de inercia de una paleta (considerada como una barra delgada girando alrededor de un extremo) es:

$$I_{\text{paleta}} = \frac{1}{3} m_{\text{paleta}} \times L^2 = \frac{1}{3} \times 4.544 \text{ kg} \times (2.4 \text{ m})^2 = 8.7296 \text{ kg} \times \text{m}^2$$

Total de 6 paletas:

$$I_{\text{paletas}} = 6 \times I_{\text{paleta}} = 6 \times 8.7296 \text{ kg} \times \text{m}^2 = 52.3776 \text{ kg} \times \text{m}^2$$

9.5.3 Momento de Inercia Total del Dosificador:

$$I_{\text{total}} = I_{\text{tubo}} + I_{\text{paletas}} = 0.04732 \text{ kg} \times \text{m}^2 + 52.3776 \text{ kg} \times \text{m}^2 = 52.4249 \text{ kg} \times \text{m}^2$$

9.5.4 Aceleración Angular (α)

Velocidad angular final (ω):

$$\omega = 2\pi \times n / 60 = 2\pi \times 16 / 60 = 1.6755 \text{ rad/s}$$

Tiempo de arranque (t_{arranque}) asumido: 2 segundos

$$\alpha = \omega / t_{\text{arranque}} = 1.6755 \text{ rad/s} / 2 \text{ s} = 0.8377 \text{ rad/s}^2$$

9.5.5 Torque Necesario para Vencer la Inercia:

$$T_{\text{inercia}} = I_{\text{total}} \times \alpha = 52.4249 \text{ kg} \times \text{m}^2 \times 0.8377 \text{ rad/s}^2 = 43.953 \text{ Nm}$$

9.6 CÁLCULO DEL TORQUE TOTAL

9.6.1 Torque para Mover el Grano (T_{grano})

Este valor permanece igual al calculado anteriormente:

$$T_{\text{grano}} = 32.087 \text{ Nm}$$

9.6.2 Torque Total de Arranque (T_{arranque})

$$T_{\text{arranque}} = T_{\text{grano}} + T_{\text{inercia}} = 32.087 \text{ Nm} + 43.953 \text{ Nm} = 76.04 \text{ Nm}$$

9.6.3 Aplicación del Factor de Seguridad

Usando un factor de seguridad (FS) de 1.5:

Torque nominal con FS:

$$T_{\text{nominal, FS}} = T_{\text{grano}} \times FS = 32.087 \text{ Nm} \times 1.5 = 48.130 \text{ Nm}$$

Torque de arranque con FS:

$$T_{\text{arranque, FS}} = T_{\text{arranque}} \times FS = 76.04 \text{ Nm} \times 1.5 = 114.06 \text{ Nm}$$

9.7 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Con los valores de torque, el motorreductor debe cumplir:

Torque nominal mínimo: 48.130 Nm

Torque de arranque mínimo: 114.06 Nm

Velocidad de salida: 16 RPM

Es fundamental seleccionar un motorreductor que pueda proporcionar al menos 114 Nm de torque durante el arranque y operar de manera continua a 48 Nm sin sobrepasar sus límites operativos.

9.8 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Dado que se requiere utilizar un motorreductor con una velocidad de salida de 20 RPM y luego reducir la velocidad a 16 RPM en el dosificador mediante piñones, es necesario calcular el torque requerido en el eje del motorreductor.

9.8.1 Determinación de la Relación de Transmisión entre el Motorreductor y el Dosificador

La relación de transmisión (i) entre el motorreductor y el dosificador se calcula como:

$$i = n_{\text{motor}} / n_{\text{dosificador}}$$

Donde:

n_{motor} es la velocidad de salida del motorreductor: 20 RPM

$n_{\text{dosificador}}$ es la velocidad deseada en el dosificador: 16 RPM

Calculamos:

$$i = 20 \text{ RPM} / 16 \text{ RPM} = 1.25$$

Esto significa que la etapa de reducción mediante piñones tiene una relación de transmisión de 1.25.

9.9 CÁLCULO DEL TORQUE REQUERIDO EN EL EJE DEL MOTORREDUCTOR

9.9.1 Torque Requerido en el Dosificador

Como calculamos anteriormente:

Torque nominal en el dosificador (con FS): $T_{\text{dosificador, nominal}} = 48.130 \text{ Nm}$

Torque de arranque en el dosificador (con FS): $T_{\text{dosificador, arranque}} = 114.06$

9.9.2 Torque Requerido en el Eje del Motorreductor

El torque requerido en el eje del motorreductor es menor debido a la relación de transmisión. Se calcula como:

$$T_{\text{motor}} = T_{\text{dosificador}} / i \times \eta$$

Donde:

η es la eficiencia del sistema de transmisión mediante piñones. Para transmisiones por cadena y piñones, la eficiencia suele ser alta, alrededor de 95% o 0.95.

Calculamos el torque nominal en el eje del motorreductor:

$$T_{\text{motor, nominal}} = T_{\text{dosificador, nominal}} / (i \times \eta) = 48.130 \text{ Nm} / (1.25 \times 0.95)$$
$$T_{\text{motor, nominal}} = 40.536 \text{ Nm}$$

Calculamos el torque de arranque en el eje del motorreductor:

$$T_{\text{motor, arranque}} = T_{\text{dosificador, arranque}} / (i \times \eta) = 114.06 \text{ Nm} / (1.25 \times 0.95)$$
$$T_{\text{motor, arranque}} = 96.039 \text{ Nm}$$

9.10 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Ahora, el motorreductor debe ser capaz de proporcionar:

Torque nominal mínimo: $T_{\text{motor, nominal}} = 40.536 \text{ Nm}$

Torque de arranque mínimo: $T_{\text{motor, arranque}} = 96.039 \text{ Nm}$

Velocidad de salida del motorreductor: $n_{\text{motor}} = 20 \text{ RPM}$

Después de realizar los cálculos necesarios para determinar el torque y la velocidad requeridos para el dosificador, se dispone de dos opciones de motorreductores que la empresa EQUIM S.A.S tiene en inventario. A continuación, se presenta un análisis

comparativo de ambas opciones para seleccionar la más óptima en términos de rendimiento, costo y compatibilidad con el diseño propuesto.

9.10.1 Opciones Disponibles

Opción 1: Motorreductor WEG COAXIAL C07

- Modelo: C07 3 i86,17 NAA 90SL 1.5HP 4P 60Hz
- Torque nominal máximo: 820 Nm
- Torque de salida: 495.08 Nm
- Velocidad de entrada: 1755 RPM
- Relación de transmisión: 86.17
- Velocidad de salida: 20.37 RPM
- Factor de servicio mecánico: 1.66
- Eficiencia: 96%
- Diámetro del eje de salida: 40 mm
- Masa: 32 kg
- Potencia del motor: 1.5 HP
- Precio: \$4.490.000 (sin impuestos)

Opción 2: Motorreductor WEG COAXIAL C08

- Modelo: C08 3 i88,23 NAA 90SL 2HP 4P 60Hz
- Torque nominal máximo: 1550 Nm
- Torque de salida: 693.49 Nm
- Velocidad de entrada: 1750 RPM
- Relación de transmisión: 88.23
- Velocidad de salida: 19.83 RPM
- Factor de servicio mecánico: 2.24
- Eficiencia: 96%
- Diámetro del eje de salida: 50 mm
- Masa: 56 kg
- Potencia del motor: 2 HP
- Precio: \$6.560.000 (sin impuestos)

9.10.2 Análisis Comparativo

Torque Requerido vs. Torque Ofrecido

- Torque nominal requerido (con factor de seguridad): 48.130 Nm
- Torque de arranque requerido (con factor de seguridad): 114.06 Nm

Ambos motorreductores ofrecen torques de salida muy superiores al torque requerido para el dosificador. Sin embargo, es importante considerar el torque de arranque y asegurarse de que el motorreductor opere eficientemente en el rango de torque necesario.

Opción 1:

Torque de salida: 495.08 Nm

Excede ampliamente el torque requerido, proporcionando un margen considerable.

Opción 2:

Torque de salida: 693.49 Nm

Ofrece un torque aún mayor, pero podría ser excesivo para las necesidades del dosificador.

Velocidad de Salida

Velocidad deseada en el dosificador: 16 RPM (después de reducción con piñones)

Velocidad de salida del motorreductor:

Opción 1: 20.37 RPM

Opción 2: 19.83 RPM

Ambos motorreductores proporcionan una velocidad de salida cercana a 20 RPM, lo cual es adecuado para aplicar la reducción mediante piñones y alcanzar las 16 RPM en el dosificador.

Factor de Servicio Mecánico

Opción 1: 1.66

Opción 2: 2.24

El factor de servicio indica la capacidad del motorreductor para soportar cargas por encima de las nominales durante periodos determinados. Un factor de servicio más alto implica mayor robustez y capacidad para manejar condiciones más exigentes.

Potencia y Consumo Energético

Opción 1: 1.5 HP

Opción 2: 2 HP

La Opción 1 consume menos energía, lo que puede traducirse en ahorros operativos a largo plazo.

Dimensiones y Peso

Opción 1:

Diámetro del eje de salida: 40 mm

Masa: 32 kg

Opción 2:

Diámetro del eje de salida: 50 mm

Masa: 56 kg

La Opción 1 es más ligera y compacta, lo que facilita su integración en el diseño existente y puede simplificar el montaje y mantenimiento.

Costo

Opción 1: \$4.490.000

Opción 2: \$6.560.000

La Opción 1 es significativamente más económica, representando un ahorro de \$2.070.000.

Compatibilidad con el Diseño

Es importante que el diámetro del eje de salida sea compatible con los componentes de la transmisión.

Opción 1: Eje de 40 mm

Opción 2: Eje de 50 mm

La Opción 1, con un eje de 40 mm, puede ser más compatible con los piñones y acoplamientos existentes o requerir menos modificaciones que un eje de 50 mm.

9.10.3 Selección del Motorreductor Óptimo

Considerando los factores analizados, la Opción 1: Motorreductor WEG COAXIAL C07 se presenta como la alternativa más óptima por las siguientes razones:

Cumple con los requisitos de torque y velocidad: Proporciona un torque de salida suficiente para el funcionamiento eficiente del dosificador, tanto en operación nominal como durante el arranque.

Factor de servicio adecuado: Un factor de servicio de 1.66 es apropiado para la aplicación, garantizando confiabilidad y durabilidad.

Menor potencia y consumo energético: Con 1.5 HP, ofrece eficiencia energética, reduciendo costos operativos.

Dimensiones y peso más manejables: Facilita la integración en el diseño existente y reduce esfuerzos en la estructura de soporte.

Costo más bajo: Representa un ahorro significativo, optimizando la inversión sin comprometer la funcionalidad.

Compatibilidad mecánica: El eje de salida de 40 mm es más acorde con los componentes actuales y simplifica la adaptación.

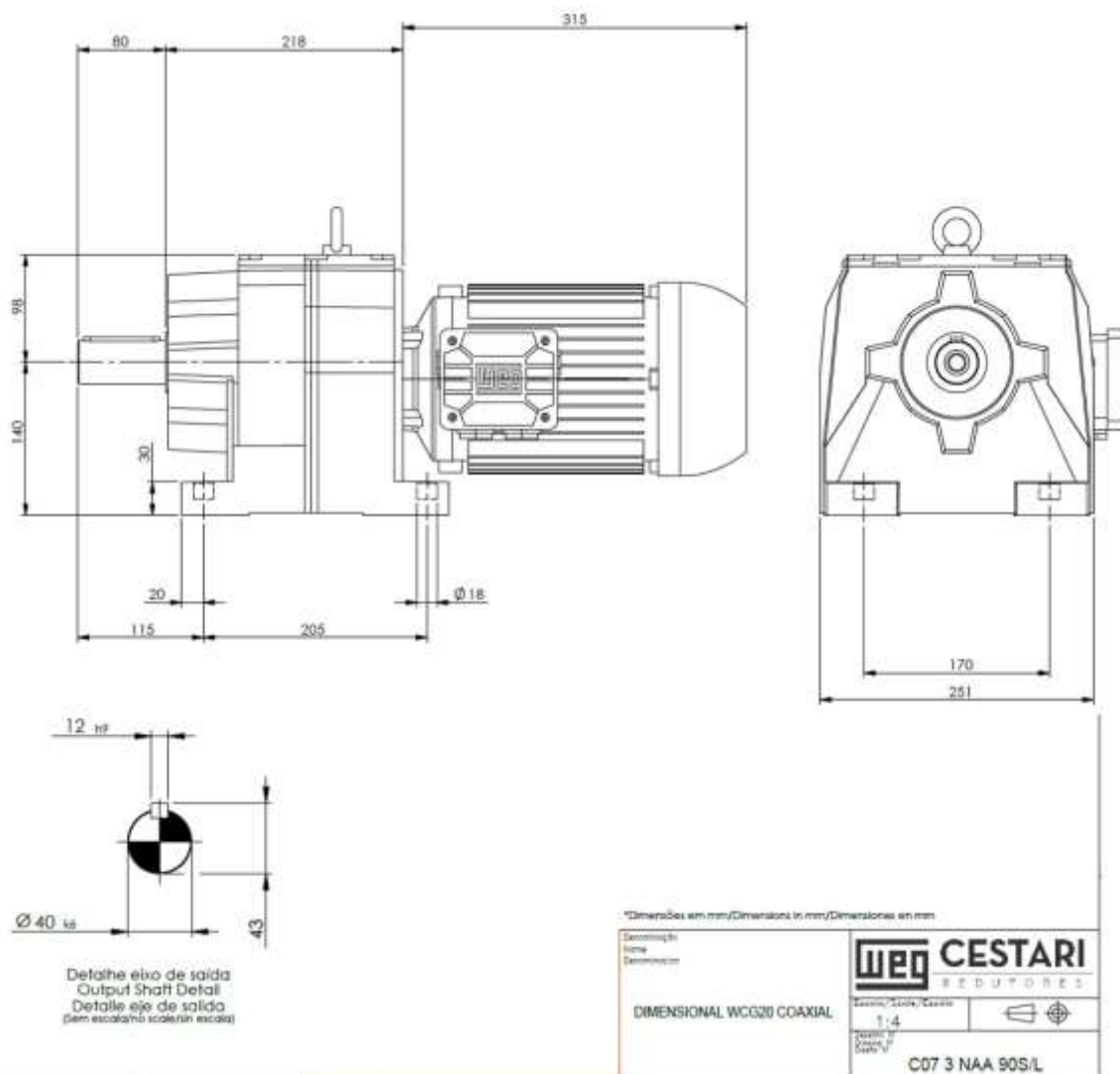
9.10.4 Incorporación del Motorreductor Seleccionado en el Diseño

La selección del Motorreductor WEG COAXIAL C07 cumple con los requisitos técnicos y operativos del proyecto, ofreciendo una solución eficiente y económica para el rediseño del dosificador de alimentación. Su integración en el diseño permitirá alcanzar los objetivos de independencia y ajustabilidad del dosificador, mejorando la adaptabilidad de la máquina prelimpiadora de granos a diferentes tipos de granos y cargas.

Con la selección del Motorreductor WEG COAXIAL C07, se procede a integrarlo en el modelo CAD del dosificador utilizando el software SolidWorks. La incorporación implica:

- **Modelado del motorreductor:** Utilizando los planos proporcionados por el fabricante, se incluirán todas las dimensiones y características relevantes.
- **Diseño de la estructura de soporte:** Se desarrollarán los elementos necesarios para montar el motorreductor de forma segura y estable, considerando las cargas y vibraciones.
- **Integración con la transmisión por piñones:** Se diseñará el sistema de piñones y cadenas para reducir la velocidad de salida de 20.37 RPM a las 16 RPM requeridas en el dosificador, asegurando una transmisión eficiente y confiable.
- **Análisis de interferencias y ajustes:** Se verificará que el motorreductor y los componentes añadidos no interfieran con otros elementos de la máquina, realizando ajustes en el diseño si es necesario.

Figura 8. Plano detallado del Motorreductor WEG COAXIAL C07.



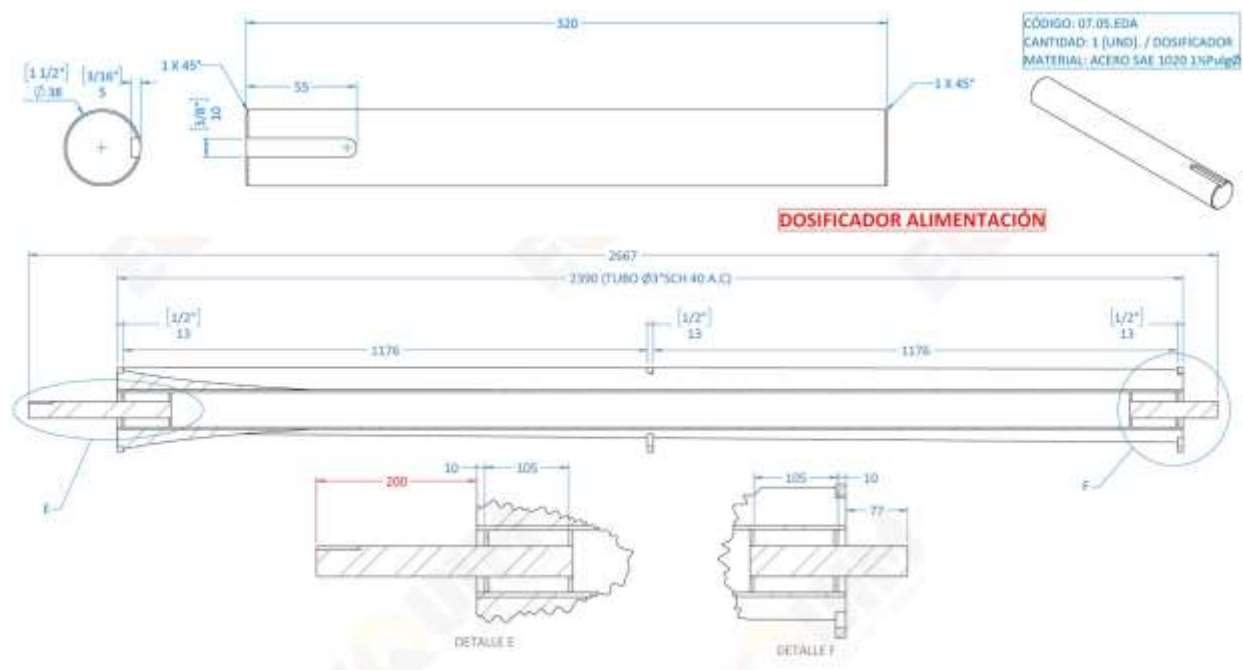
Fuente. WEG

10. ANÁLISIS DEL EJE DEL DOSIFICADOR Y SELECCIÓN DE PIÑONES

El rediseño del eje del dosificador y la selección de los nuevos piñones responden a la necesidad de mejorar la versatilidad del sistema, permitiendo la adaptación de la máquina a diferentes cargas mediante el ajuste de la velocidad del dosificador. A continuación, se presenta un análisis detallado de los componentes involucrados, los cálculos realizados para la selección de piñones, y la justificación de los cambios implementados en el eje de transmisión.

10.1 DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO ACTUAL

Figura 9. Plano actual del dosificador y su eje de transmisión.



Fuente. Autoría Propia

En la configuración actual del dosificador, el eje de transmisión tiene las siguientes características:

Diámetro del eje: Ø1.5" (38.1 mm).

Material: Acero SAE 1020.

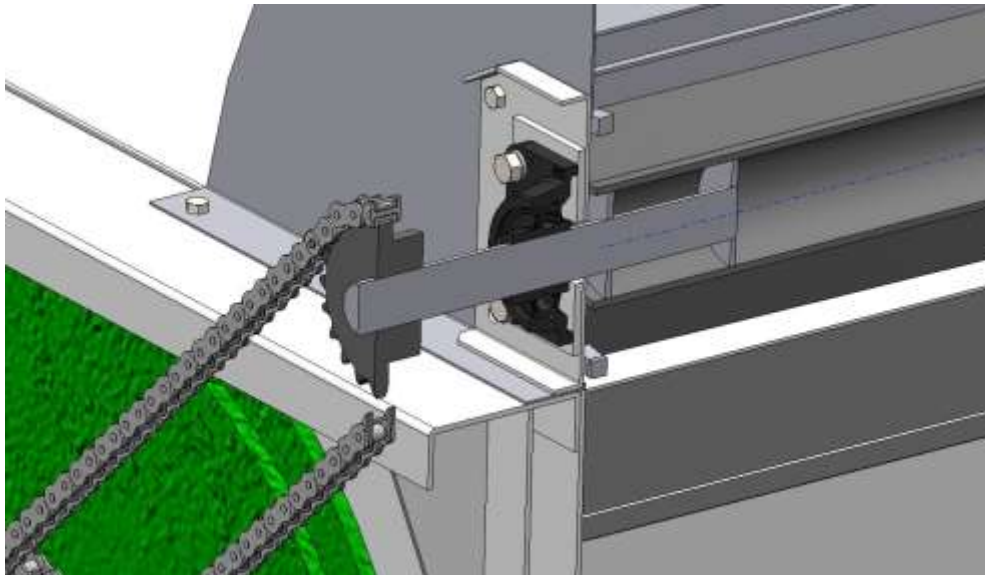
Longitud total del eje: 315 mm, de los cuales 115 mm se insertan dentro del tubo del dosificador, quedando 200 mm expuestos al exterior.

Cuñero en la punta: Dimensiones de 3/8"x 3/16" con una longitud de 55 mm, donde se ubica el piñón 60B-21 que transmite potencia desde el sistema de transmisión.

Soportes: El eje está soportado por una chumacera FY para eje de 1.5", ubicada cerca del extremo exterior del eje.

La distribución actual de la transmisión utiliza un único piñón, y el torque es transmitido desde el eje del tambor mayor mediante una cadena tipo 60.

Figura 10. Configuración actual del eje del dosificador.



Fuente. Autoría Propia

10.2 MODIFICACIONES PROPUESTAS

Con la incorporación de un motorreductor independiente para el dosificador, es necesario ajustar la transmisión para permitir dos velocidades de operación (16 RPM y 20 RPM). Las modificaciones incluyen:

Nuevo eje de transmisión de 295 mm: Se recorta el eje original debido a la eliminación del piñón 60B-Z20 y la conexión directa al motorreductor.

Instalación de dos piñones en el eje del dosificador:

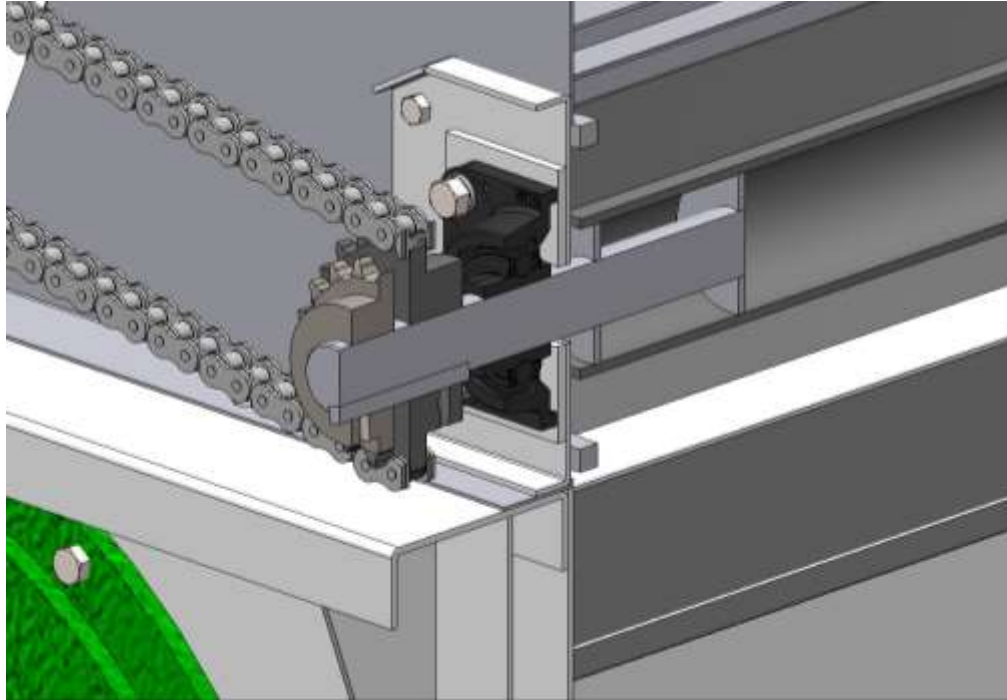
Piñón original 60B-Z21 para mantener la operación a 20 RPM.

Piñón adicional 60B-Z17 para reducir la velocidad a 16 RPM.

Nuevo cuñero más largo: Se extiende el cuñero a 95 mm para soportar ambos piñones, aunque solo uno de ellos trabajará al tiempo.

Chumacera FY: Se mantiene la misma chumacera FY para eje de 1.5", ubicada a 104 mm del extremo del eje, soportando 49 mm del eje.

Figura 11. Configuración propuesta del eje del dosificador.



Fuente. Autoría Propia

10.3 CÁLCULOS DEL TORQUE Y VERIFICACIÓN DEL EJE

Dado que se seleccionó el Motorreductor WEG COAXIAL C07 con un torque nominal máximo de 820 Nm y un torque de salida de 495.08 Nm, es fundamental verificar que el eje propuesto pueda soportar estas cargas sin comprometer su integridad estructural.

10.3.1 Datos del Eje

Díámetro del eje (d): 1.5 pulgadas = 38.1 mm = 0.0381 m

Material del eje: Acero SAE 1020

Torque máximo transmitido (T): 820 Nm (se toma el valor más alto para verificar el caso más crítico).

Cuñero: 3/8" x 3/16" x 95 mm de largo, el cual soportará ambos piñones.

10.3.2 Verificación de Esfuerzo Cortante

El esfuerzo cortante (τ) que soporta el eje debido al torque aplicado se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$\tau = T/Wp$$

Donde:

T es el torque transmitido (820 Nm).

W_p es el módulo resistente polar del eje circular sólido, calculado como:

$$W_p = \pi d^3 / 16$$

Calculamos el módulo resistente polar para un eje de 38.1 mm de diámetro:

$$W_p = \pi (0.0381\text{m})^3 / 16 = 2.749 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Ahora, calculamos el esfuerzo cortante máximo que debe soportar el eje:

$$\tau = 820 \text{ Nm} / (2.749 \times 10^{-5} \text{ m}^3) = 29,822,482 \text{ Pa} = 29.82 \text{ MPa}.$$

10.3.3 Comparación con el Esfuerzo Cortante Permisible del Material

Figura 12. Propiedades del acero SAE 1020.

Physical Properties	Metric	English
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	111	111
Hardness, Knoop	128	128
Hardness, Vickers	112	112
Tensile Strength, Ultimate	380 MPa	55100 psi
Tensile Strength, Yield	205 MPa	29700 psi
Elongation at Break	25 %	25 %
Reduction of Area	50 %	50 %
Modulus of Elasticity	186 GPa	27000 ksi
Bulk Modulus	148 GPa	21500 ksi
Poissons Ratio	0.29	0.29
Shear Modulus	72.0 GPa	10400 ksi

Fuente.

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b58ee61a3745453a9232f7864abba74f>

Para verificar la seguridad y durabilidad del eje del dosificador, es importante calcular el factor de seguridad (FS), que nos indica el margen de seguridad con respecto al esfuerzo máximo que puede soportar el eje.

Basándonos en los datos del acero SAE 1020, específicamente el tensile strength, yield (límite elástico) del material, que es 205 MPa según MatWeb, calculamos el factor de seguridad del eje del dosificador.

El factor de seguridad se define como:

$$FS = \tau_{perm} / \tau_{m\acute{a}x}$$

Donde:

τ_{perm} es el esfuerzo cortante permisible del material.

$\tau_{m\acute{a}x}$ es el esfuerzo cortante máximo que soporta el eje, calculado previamente.

10.3.3.1 Datos del Material y Cculos Anteriores

Material del eje: Acero SAE 1020

Esfuerzo cortante permisible (τ_{perm}): Aproximadamente el 50% del límite elástico del material.

Para acero, se asume que el esfuerzo cortante permisible es aproximadamente la mitad del esfuerzo a tensión en el límite elástico.

$$\tau_{perm} = 205 \text{ MPa} / 2 = 102.5 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante máximo calculado ($\tau_{m\acute{a}x}$): 29.82 MPa

Cculo del Factor de Seguridad

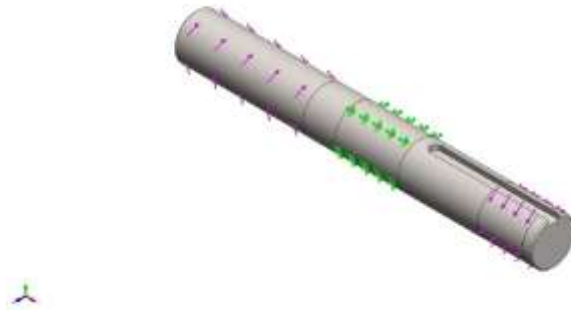
$$FS = 102.5 \text{ MPa} / 29.82 \text{ MPa} = 3.4$$

10.3.4 Análisis de Esfuerzos del Eje del Sistema de Transmisión del Dosificador utilizando Elementos Finitos


10.3.4.1 Modelo del Eje

Se realizó un análisis detallado del eje del sistema de transmisión del dosificador utilizando el método de elementos finitos en SolidWorks. En la simulación, se representaron tanto las condiciones de carga como las propiedades del material, considerando las fuerzas aplicadas por el motorreductor y el dosificador en sus respectivos extremos. A continuación, se presenta una imagen del modelo utilizado para el análisis:

Figura 13. Modelo del eje del dosificador.




Fuente. Autoría Propia

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
Cortar-Extruir4 	Sólido	Masa:2,68965 kg Volumen:0,000340463 m ³ Densidad:7.900 kg/m ³ Peso:26,3586 N

10.3.4.2 Unidades

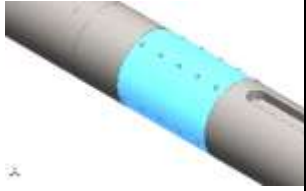
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²



10.3.4.3 Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 1020 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: 3,51571e+08 N/m² Límite de tracción: 4,20507e+08 N/m² Módulo elástico: 2e+11 N/m²	Sólido 1(Cortar-Extruir4)(01.DOA)

	Coeficiente de Poisson: 0,29 Densidad: 7.900 kg/m³ Módulo cortante: 7,7e+10 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1,5e-05 /Kelvin	
--	--	--

10.3.4.4 Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-0,127686	-1,2561	2.295,21	2.295,21
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
Torsión-1		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: 495 N.m		
Torsión-2		Entidades: 1 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: -114 N.m		

10.3.4.5 Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño de elementos	6,98455 mm
Tolerancia	0,349228 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

10.3.4.6 Información de malla - Detalles

Número total de nodos	12081
Número total de elementos	7613
Cociente máximo de aspecto	6,8018
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	98,4
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
Porcentaje de elementos distorsionados	0

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	de	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo		N	-0,127686	-1,2561	2.295,21	2.295,21

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	de	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo		N.m	0	0	0	0

Fuerzas de cuerpo libre

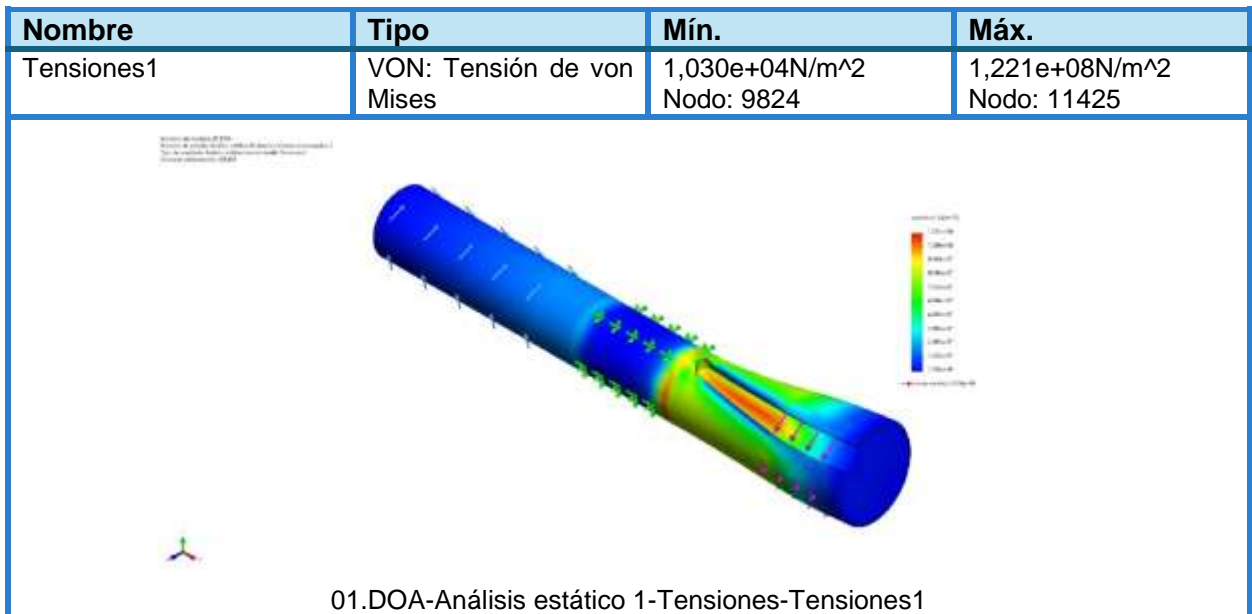
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	- 0,247467	- 0,47467	- 5,46806	5,4942

Momentos de cuerpo libre

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33

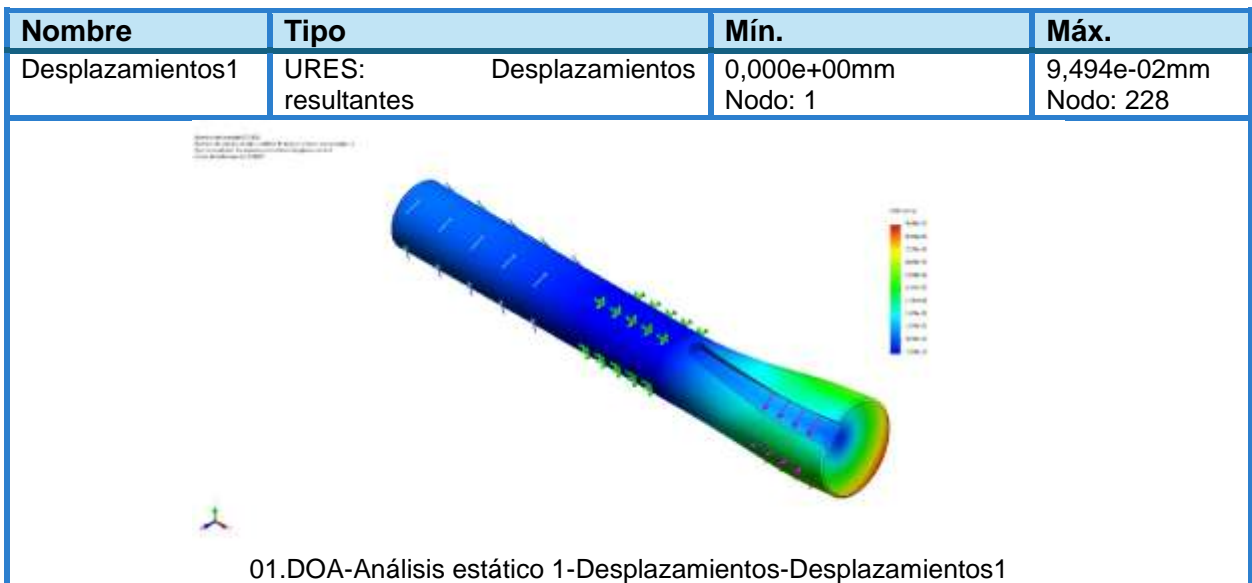
10.3.4.7 Resultados del estudio

Figura 14. Resultados tensiones.



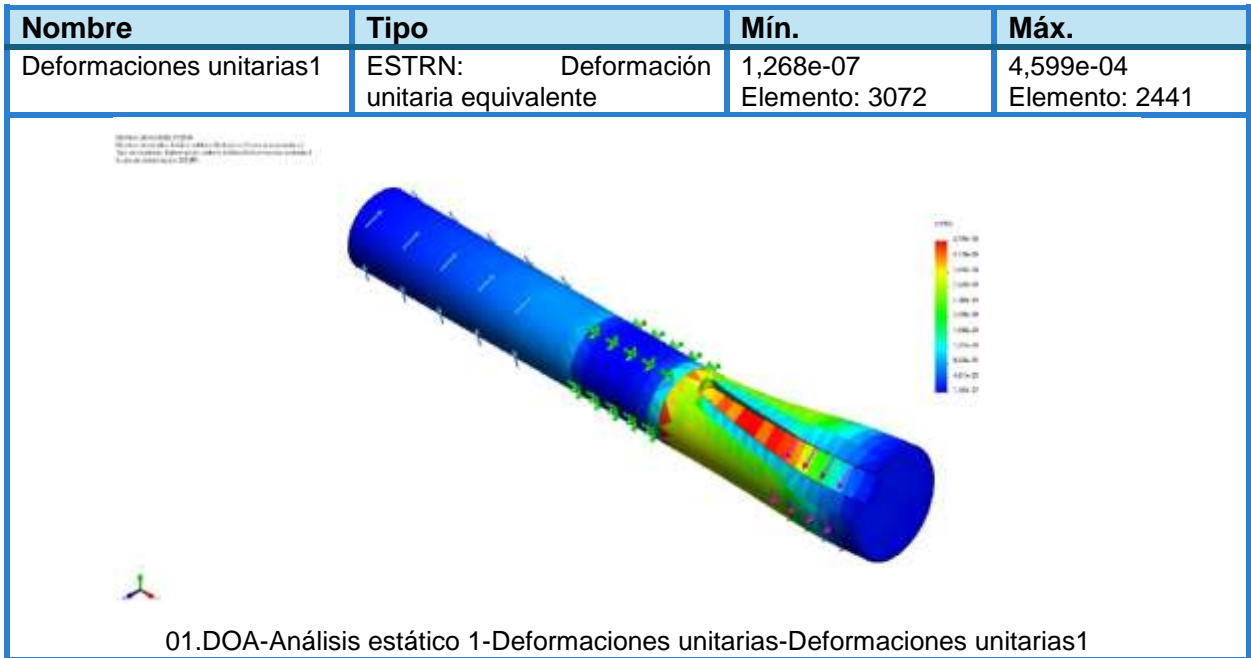
Fuente. Autoría Propia

Figura 15. Resultados desplazamientos.



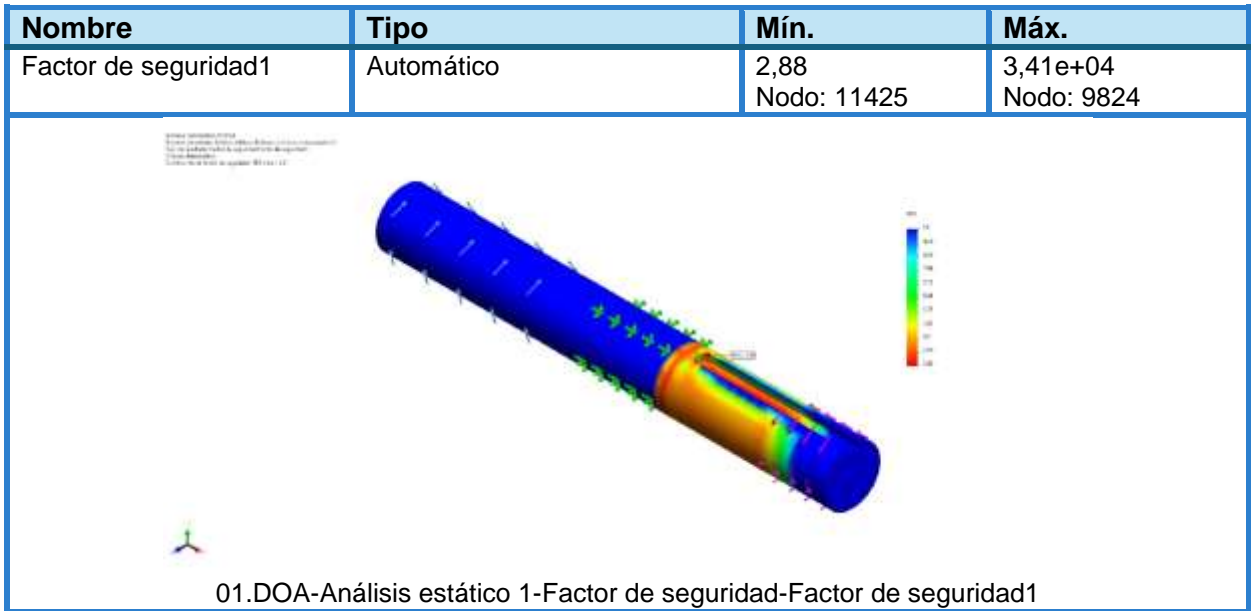
Fuente. Autoría Propia

Figura 16. Resultados deformaciones unitarias.



Fuente. Autoría Propia

Figura 17. Resultados factor de seguridad.



Fuente. Autoría Propia.

10.3.4.8 Interpretación del Factor de Seguridad

El factor de seguridad calculado en el análisis de elementos finitos es de 2.88, lo cual es ligeramente inferior al valor de 3.44 obtenido en los cálculos matemáticos previos. Este valor sigue siendo adecuado para garantizar la integridad y durabilidad del eje, proporcionando un margen de seguridad razonable. En aplicaciones mecánicas típicas, un factor de seguridad entre 2 y 4 es considerado seguro, especialmente para componentes sometidos a cargas dinámicas, como el eje del dosificador.

El análisis mediante elementos finitos confirma que el eje puede soportar las condiciones de carga esperadas sin riesgo de fallo estructural. Aunque el factor de seguridad obtenido en la simulación es más conservador, sigue siendo suficiente para asegurar que el eje operará de manera segura y eficiente bajo las condiciones de operación normales y durante el arranque.

Este resultado reafirma la decisión de mantener el diámetro y material del eje, garantizando que el rediseño del sistema de transmisión cumple con los requisitos de seguridad y durabilidad a largo plazo, incluso bajo las condiciones de carga más críticas.

10.4 JUSTIFICACIÓN DEL USO DE LOS NUEVOS PIÑONES

El uso de un sistema de doble piñón permite al dosificador operar a dos velocidades diferentes (16 RPM y 20 RPM), dependiendo de las necesidades del proceso. A continuación, se explica el motivo de la selección de los piñones:

Piñón original 60B-Z21: Mantiene la velocidad de 20 RPM, lo que asegura que el sistema puede seguir operando como lo hacía en el diseño original.

Piñón adicional 60B-Z17: Reduce la velocidad a 16 RPM, lo que proporciona mayor versatilidad al dosificador, permitiendo ajustar la tasa de alimentación del grano según las exigencias de la operación.

Simplicidad mecánica: Este enfoque permite cambiar la cadena entre piñones sin necesidad de modificar la transmisión completa, lo que facilita los ajustes operacionales.

Compatibilidad con el diseño original: La empresa prefiere mantener la mayor cantidad de componentes originales para minimizar los costos de repuestos y facilitar el mantenimiento.

10.5 SELECCIÓN DE LOS PIÑONES PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL DOSIFICADOR

La correcta selección de los piñones en un sistema de transmisión es fundamental para garantizar que se cumplan las condiciones de operación del dosificador, optimizando la relación entre velocidad, torque y capacidad de carga. En este proyecto, la transmisión

está compuesta por una cadena tipo 60 y piñones que deben asegurar la potencia suficiente para manejar las cargas de grano durante el proceso de alimentación.

Para determinar la mejor configuración de los piñones, se ha realizado un análisis siguiendo las recomendaciones del catálogo de Martin Sprocket & Gear, considerando los siguientes factores:

Velocidad de salida del motorreductor (20 RPM).

Potencia de diseño calculada (1.95 HP).

Requerimientos específicos de la empresa, como el uso de los piñones originales y la cadena tipo 60.

A través de este análisis, se ha evaluado la capacidad de los piñones y la cadena para soportar las cargas bajo las condiciones de trabajo previstas, y se han propuesto alternativas para optimizar el rendimiento del sistema de transmisión.

10.5.1 Paso I: Clasificación de Servicio

Para comenzar el diseño de la transmisión de cadena y piñones del dosificador de alimentación, primero determinamos la clasificación de servicio.

Aplicación: El dosificador es parte de una máquina prelimpiadora de granos, lo que implica una carga de impacto moderado debido a las variaciones en la carga de grano a ser procesado. Según el catálogo, esta categoría corresponde a aplicaciones con transportadores de carga variable, lo que lo clasifica como carga de impacto moderado.

Clasificación de Servicio: Carga de Impacto Moderado

10.5.2 Paso II: Factor de Servicio

Ahora seleccionamos el factor de servicio adecuado. La máquina es accionada por un motorreductor eléctrico, lo que corresponde a la columna "Motor Eléctrico" en la Tabla II del catálogo.

Para una carga de impacto moderado, el factor de servicio es 1.3. Además, necesitamos considerar si hay condiciones desfavorables que aumentarían este valor.

Verificación de Condiciones Desfavorables:

Ejes Múltiples: El sistema no tiene ejes adicionales, por lo tanto, no se aplica este incremento.

Relaciones de velocidad excesivas: La relación entre el piñón motriz y el piñón del dosificador es inferior a 7:1, por lo tanto, no se aplica este incremento.

Cargas de arranque pesadas: El motorreductor seleccionado tiene un torque elevado para garantizar un arranque suave, por lo que no hay frecuentes arranques y paros. No se aplica este incremento.

Condiciones de alta temperatura o abrasivas: El entorno de trabajo del dosificador no presenta condiciones extremas de temperatura ni abrasividad. No se aplica este incremento.

Factor de Servicio Final: 1.3

10.5.3 Paso III: Determinación de la Potencia de Diseño

Sabemos que el motorreductor tiene una potencia de 1.5 HP. Para determinar la potencia de diseño, multiplicamos esta potencia por el factor de servicio que acabamos de obtener.

$$\text{Potencia de Diseño (HP)} = \text{Potencia del Motor (HP)} \times \text{Factor de Servicio}$$

$$\text{Potencia de Diseño (HP)} = 1.5 \text{ HP} \times 1.3 = 1.95 \text{ HP}$$

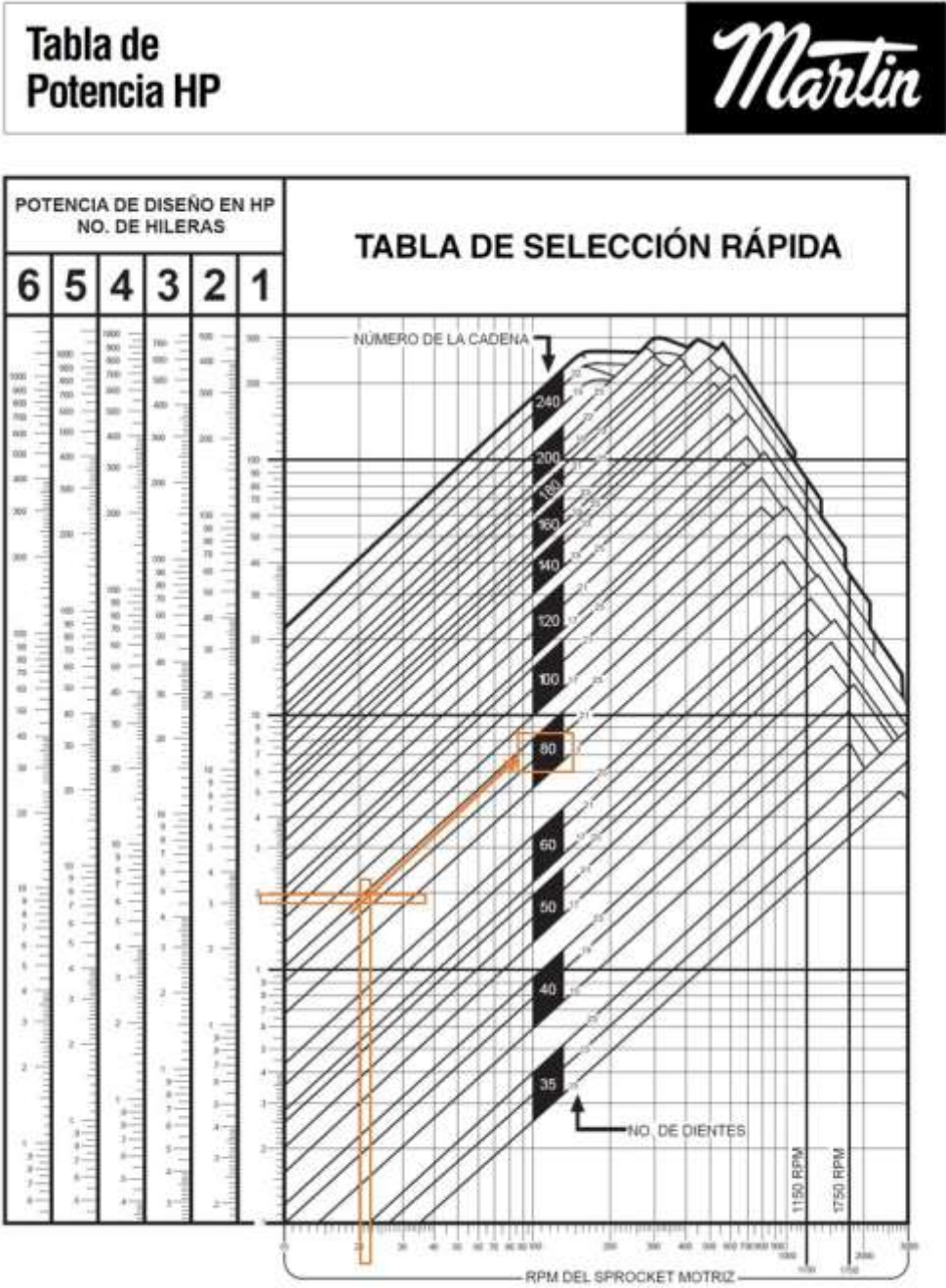
Por lo tanto, la Potencia de Diseño es 1.95 HP.

10.5.4 Paso IV: Selección de Transmisión

Con la potencia de diseño calculada, ahora pasamos a seleccionar el paso de cadena más pequeño que pueda manejar esta potencia a las RPM especificadas. Para esto, necesitamos los siguientes datos:

- Velocidad de salida del motorreductor: 20 RPM
- Potencia de Diseño: 1.95 HP
- Cadena Tipo Recomendado por el Catálogo: Cadena Número 80
- Piñón motriz mínimo recomendado: Z17

Figura 18. Tabla de selección rápida, Martin.



E-184

Fuente. Martin Sprocket & Gear, Inc. (s.f.). Standard Drive Selection Tables.

Procedimiento:

Revisión de Capacidad de Transmisión de la Cadena Tipo 80:

La cadena número 80 está diseñada para transmitir cargas mucho más grandes que la cadena tipo 60. Según el catálogo, para una velocidad de 20 RPM, un piñón de Z17 y una potencia de diseño de 1.95 HP, la cadena número 80 cumple con los requisitos de transmisión sin problemas.

Esto significa que, si se selecciona una cadena de paso más grande, como la cadena número 80, el sistema será capaz de soportar la potencia de diseño.

Selección del Piñón Impulsado:

Utilizando la fórmula de relación de transmisión, seleccionamos el piñón impulsado en función del piñón motriz y las RPM deseadas en el eje del dosificador.

$$\text{Relación de Transmisión (i)} = n_{\text{motriz}} / n_{\text{impulsado}}$$

Donde:

$$n_{\text{motriz}} = 20\text{RPM}$$

$$n_{\text{impulsado}} = 16\text{ RPM (velocidad deseada para el dosificador)}$$

La relación de transmisión requerida es:

$$i = 20 / 16 = 1.25$$

Utilizando esta relación, el número de dientes del piñón impulsado se calcula como:

$$Z_{\text{impulsado}} = Z_{\text{motriz}} \times i = 17 \times 1.25 = 21.25$$

Redondeando al valor más cercano, el piñón impulsado será Z21, que es el valor recomendado por el catálogo para esta relación de transmisión.

10.5.5 Análisis para el Caso Recomendado por EQUIM S.A.S

A continuación, evaluaremos la opción solicitada por EQUIM, que busca mantener el uso de la cadena tipo 60 con un piñón motriz de Z17 y un piñón impulsado de Z21.

Revisión con Cadena Tipo 60 y Piñón Z21

Según el catálogo de Martin, para una cadena tipo 60 y un piñón Z21, la capacidad de transmisión es de 0.835 HP a 20 RPM. Esto es significativamente inferior a la potencia de diseño de 1.95 HP que requiere el sistema. En este caso, la cadena tipo 60 con un piñón Z21 no sería capaz de soportar la potencia requerida por el sistema, lo que podría generar fallas prematuras en la transmisión o problemas de desgaste.

10.5.6 Alternativas Propuestas

Dado que el sistema no puede utilizar los piñones actuales con el motorreductor de 20RPM debido a la limitación de capacidad de la cadena tipo 60 y el piñón Z21, se proponen dos alternativas viables:

Opción 1: Utilizar el motorreductor de 60 RPM

Para poder mantener la configuración de transmisión actual solicitada por EQUIM, con la cadena tipo 60 y los piñones Z17 y Z21, se recomienda cambiar el motorreductor por uno con una velocidad de salida de 60 RPM.

Ventajas:

Permite utilizar la transmisión con cadena tipo 60, respetando el diseño original de la máquina.

Aumenta la capacidad de transmisión de potencia de los piñones.

Cálculo de Relación de Transmisión con Motorreductor de 60 RPM:

Para ajustar la transmisión y obtener una velocidad de 16 RPM en el dosificador, se recalcula la relación de transmisión:

$$i = 60 / 16 = 3.75$$

El número de dientes del piñón impulsado sería:

$$Z_{\text{impulsado}} = Z_{\text{motriz}} \times i = 17 \times 3.75 = 63.75$$

Redondeando al valor más cercano, el piñón impulsado sería Z64.

Desventajas:

Requiere un piñón impulsado más grande (Z64), lo cual podría generar problemas de espacio en la máquina, aunque este tamaño aún podría ser factible dependiendo de la disposición de los componentes.

10.5.7 Opción 2: Cambiar la Cadena y Piñones según el Requerimiento de Potencia

Si la empresa decide mantener el motorreductor de 20 RPM, será necesario cambiar la cadena a un tamaño mayor y los piñones a un valor recomendado por el catálogo de Martin.

Propuesta:

Cadena: Utilizar una cadena número 80.

Piñón motriz: Mantener el piñón Z17.

Piñón impulsado: Mantener el piñón Z21.

Esto garantizará que el sistema pueda transmitir la potencia requerida y mantenga la relación de transmisión adecuada para operar el dosificador a 16 RPM.

Ventajas:

Se asegura que la transmisión cumpla con las condiciones de diseño.

Desventajas:

Requiere cambiar la cadena y posiblemente otros componentes asociados a la transmisión, lo cual podría incrementar los costos de adaptación.

10.5.8 Decisión de la Empresa sobre el Motorreductor y Continuación del Diseño

La empresa EQUIM S.A.S ha decidido seguir utilizando el motorreductor WEG COAXIAL C07 con una salida de 20 RPM. Esta decisión ha sido tomada debido a que el motorreductor ya está en inventario y la empresa desea optimizar los recursos disponibles sin incurrir en costos adicionales de adquisición de equipos. Por lo tanto, el diseño de la transmisión se basará en este motorreductor, y se ajustarán los componentes de la transmisión para cumplir con las condiciones de operación, garantizando la eficiencia y fiabilidad del sistema.

10.5.9 Cálculo Continuo con el Motorreductor de 20 RPM

Con la confirmación de que el motorreductor WEG COAXIAL C07 será utilizado, continuaremos con el diseño de la transmisión basándonos en los piñones y cadenas adecuados para soportar la potencia de diseño y el torque generado por el motorreductor.

Paso V: Selección del Piñón Motriz según el Catálogo de Martin

El Paso V del proceso de selección de transmisión de cadena y piñones del catálogo de Martin se centra en la selección del piñón motriz. Según el catálogo, se recomienda utilizar un mínimo de 17 dientes en el piñón motriz, aunque en algunas aplicaciones se utilizan piñones más pequeños con 15 dientes o incluso hasta 7 dientes. Sin embargo, es preferible utilizar piñones con un número de dientes mayor para garantizar una operación más suave y menor desgaste.

10.5.10 Paso V: Selección del Piñón Motriz

En nuestro caso, dado que la velocidad de salida del motorreductor es de 20 RPM, y la potencia de diseño es de 1.95 HP, el catálogo de Martin recomienda un piñón motriz con al menos 17 dientes (Z17) para garantizar una transmisión eficiente y un desgaste reducido de la cadena.

Datos Considerados:

Cadena seleccionada: Número 80

Velocidad de salida del motorreductor: 20 RPM

Potencia de diseño: 1.95 HP

Piñón motriz recomendado: Z17 (mínimo)

Al seleccionar este piñón motriz, garantizamos que la transmisión se ajusta a las recomendaciones del catálogo, lo que optimiza la durabilidad del sistema y minimiza problemas relacionados con el desgaste prematuro de la cadena.

Recomendaciones del Catálogo para el Piñón Motriz:

- Se recomienda usar piñones con dientes endurecidos cuando el número de dientes es 25 o menos, para mejorar la resistencia al desgaste y aumentar la vida útil de la transmisión. Dado que estamos utilizando un piñón de 17 dientes, sería recomendable utilizar un piñón con dientes endurecidos en este caso.
- Además, es importante verificar que el piñón motriz tenga un barrenado adecuado para ajustarse al diámetro del eje del motorreductor.

10.5.11 Paso VI: Selección del Piñón Impulsado según el Catálogo de Martin

Después de seleccionar el piñón motriz de Z17 y con la velocidad de salida del motorreductor de 20 RPM, procedemos a seleccionar el piñón impulsado para alcanzar la velocidad de operación deseada en el dosificador de 16 RPM.

Relación de Velocidad y Selección del Piñón Impulsado

La relación de transmisión se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Relación de Transmisión } (i) = n_{\text{motriz}} / n_{\text{impulsado}}$$

Donde:

$n_{\text{motriz}} = 20$ RPM (velocidad de salida del motorreductor)

$n_{\text{impulsado}} = 16$ RPM (velocidad requerida en el dosificador)

$$i = 20 / 16 = 1.25$$

Esta relación de transmisión indica que el piñón impulsado debe tener 1.25 veces más dientes que el piñón motriz para reducir la velocidad a 16 RPM en el dosificador.

Dado que el piñón motriz es de Z17, calculamos el número de dientes del piñón impulsado de la siguiente manera:

$$Z_{\text{impulsado}} = Z_{\text{motriz}} \times i = 17 \times 1.25 = 21.25$$

Redondeando al valor más cercano, el piñón impulsado debe tener Z21 dientes.

Verificación de Espacio y Diámetro del Piñón Impulsado

Es fundamental verificar que el piñón impulsado de Z21 se ajuste al espacio disponible y que su diámetro no interfiera con otros componentes de la máquina. Además, el piñón

debe tener un barreno adecuado para ser instalado en el eje del dosificador, el cual tiene un diámetro de 38.1 mm (1.5 pulgadas).

El catálogo de Martin dice que el barreno para piñones de Z21 en la cadena número 80 es de diámetro 2-3/4 pulgadas, por lo que este piñón es adecuado para el eje del dosificador.

10.5.12 Paso VII: Distancia entre Centros de los Ejes

Sabemos que la distancia entre centros de los piñones es aproximadamente 800 mm o 31.5 pulgadas.

10.5.12 Paso VIII: Longitud de la Cadena

Diámetros de los Piñones

Recalculamos los diámetros de los piñones basados en el piñón motriz Z17 y el piñón impulsado Z21 con cadena número 80:

Diámetro del piñón motriz (Z17):

$$D1 = 17 \times 1 \text{ pulgadas} / \pi = 17 / 3.1416 = 5.41 \text{ pulgadas}$$

Diámetro del piñón impulsado (Z21):

$$D2 = 21 \times 1 \text{ pulgadas} / \pi = 21 / 3.1416 = 6.68 \text{ pulgadas}$$

Cálculo de la Longitud de la Cadena

Usamos la fórmula para calcular la longitud de la cadena en pasos:

$$L = 2C + \pi(D1 + D2) / 2 + (D1 - D2)^2 / 4C$$

Donde:

$$C = 31.5 \text{ pulgadas}$$

$$D1 = 5.41 \text{ pulgadas}$$

$$D2 = 6.68 \text{ pulgadas}$$

Sustituyendo los valores:

$$L = 2 \times 31.5 + \pi(5.41 + 6.68) / 2 + (5.41 - 6.68)^2 / (4 \times 31.5)$$

$$L = 63 + 3.1416 \times 12.09 / 2 + 1.27^2 / 126$$

$$L = 63 + 18.99 + 0.0128 = 81.99 \text{ pulgadas}$$

Finalmente, como la longitud de la cadena se expresa en pasos, cada paso de la cadena número 80 es de 1 pulgada, por lo que la longitud de la cadena es de aproximadamente 82 pasos.

10.5.13 Diferencia de diámetros entre los piñones

Para calcular el desplazamiento que debe hacer el motorreductor al cambiar entre el piñón Z21 y el piñón Z17 en el dosificador, necesitamos determinar la diferencia en longitud de la cadena que resulta del cambio de diámetro de los piñones y, por ende, cuánto se debe mover el motor para mantener la cadena correctamente tensionada.

Sabemos que:

El diámetro del piñón Z21 es 6.68 pulgadas.

El diámetro del piñón Z17 es 5.41 pulgadas.

La diferencia en diámetros entre los dos piñones es:

$$\Delta D = DZ21 - DZ17 = 6.68 \text{ pulgadas} - 5.41 \text{ pulgadas} = 1.27 \text{ pulgadas}$$

Esta diferencia afectará la longitud de la cadena.

10.5.14 Cambio en la longitud de la cadena

El cambio en la longitud de la cadena (ΔL) se puede calcular considerando que cada vez que la cadena rodea completamente un piñón, recorre su perímetro. Entonces, la diferencia de perímetro entre los dos piñones es:

$$\Delta L = \pi \times \Delta D / 2 = \pi \times 1.27 \text{ pulgadas} / 2 = 2 \text{ pulgadas.}$$

10.5.15 Desplazamiento del motorreductor

Para mantener la cadena correctamente tensionada, el motorreductor debe desplazarse a lo largo de la distancia entre centros para compensar la diferencia de longitud de cadena causada por el cambio de piñones. Dado que la cadena pasa por ambos piñones (motriz e impulsado), el desplazamiento requerido del motor será la mitad de la diferencia de longitud de la cadena:

$$\Delta C = \Delta L / 2 = 2 / 2 = 1 \text{ pulgada}$$

Por lo tanto, el motorreductor debe desplazarse aproximadamente 1 pulgada, o 25mm, para tensionar correctamente la cadena al cambiar entre los piñones Z21 y Z17.

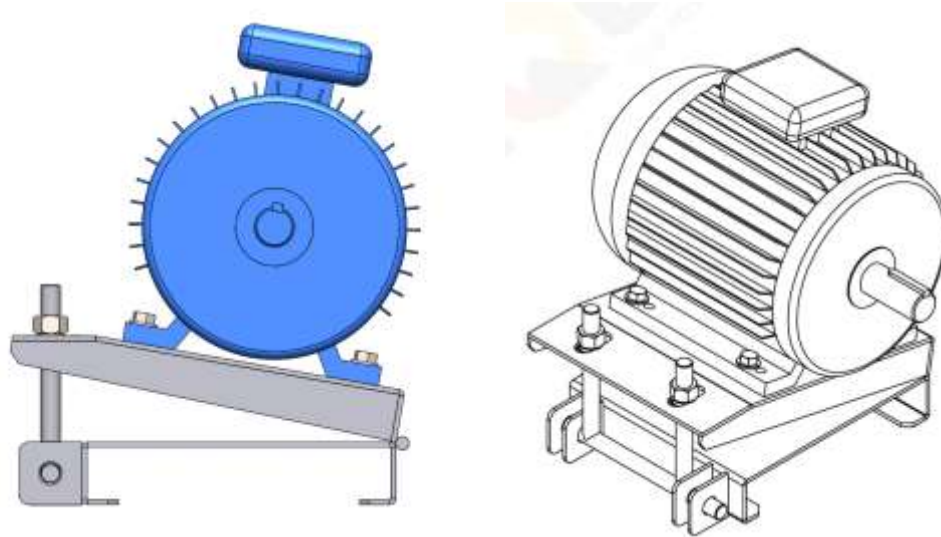
10.6 PROPUESTA DE OPCIONES PARA EL SISTEMA TENSOR DEL MOTORREDUCTOR

Al tensionar la cadena entre el motorreductor y el dosificador, se busca asegurar que la cadena mantenga la tensión adecuada para evitar el deslizamiento y garantizar la

eficiencia en la transmisión de potencia. A continuación, se presentan algunas opciones de sistemas tensores que podrían aplicarse, destacando las ventajas y desventajas de cada uno.

10.6.1 Opción 1: Sistema Tensor Abatible con Varilla Roscada B7 (Sistema Actual)

Figura 19. Sistema del tensor utilizado actualmente.



Fuente. Autoría Propia

Este sistema utiliza un soporte abatible compuesto por lámina A36 de calibre 3/16", montado sobre goznes de $\varnothing 1/2"$ en un extremo y soportado por una varilla roscada B7 de $\varnothing 3/4"$ en el otro. La varilla se ajusta mediante tuercas que permiten subir o bajar el soporte tensor, regulando la tensión de la cadena.

Ventajas:

Familiaridad con el sistema: El personal ya está familiarizado con el uso y mantenimiento de este tensor, lo que simplifica las operaciones y reduce el tiempo de capacitación.

Simplicidad mecánica: Es un diseño mecánico simple, robusto y fácil de reparar.

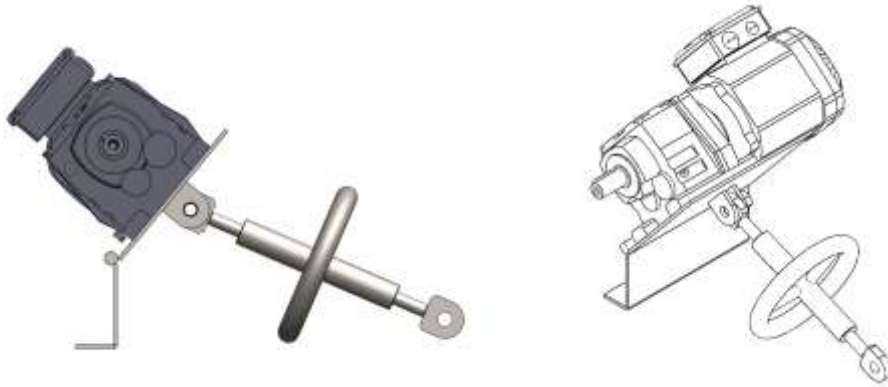
Compatibilidad: El soporte se puede adaptar fácilmente al nuevo motorreductor, manteniendo la máquina lo más estándar posible.

Desventajas:

Velocidad de ajuste: Subir o bajar el tensor mediante la varilla roscada y tuercas puede ser un proceso relativamente lento comparado con otros sistemas de ajuste más rápidos.

10.6.2 Opción 2: Sistema de Tensor con Volante y Varilla Roscada

Figura 20. Propuesta de tensor con volante.



Fuente. Autoría Propia

Este sistema incorpora una varilla roscada que se ajusta mediante un volante. Al girar el volante, se sube o baja el soporte del motorreductor, lo que permite ajustar la tensión de la cadena de forma más rápida que con el sistema de tuercas estándar.

Ventajas:

Ajuste rápido: El volante permite realizar ajustes rápidos de la tensión sin necesidad de herramientas adicionales.

Precisión: Proporciona un ajuste fino de la tensión, ideal para aplicaciones donde se requieren cambios frecuentes.

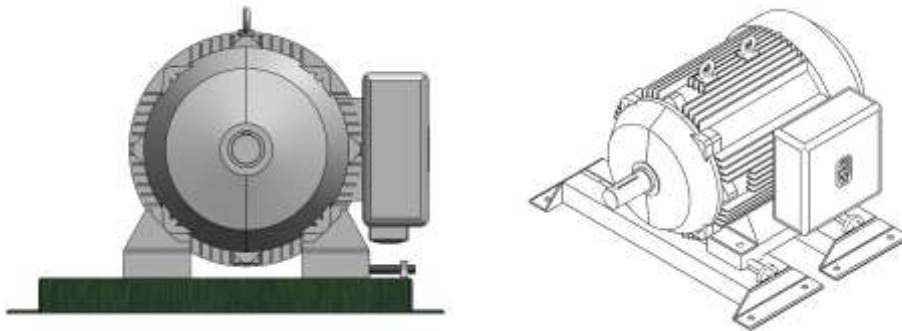
Desventajas:

Mayor complejidad mecánica: Comparado con el sistema actual, este diseño implica más componentes móviles que podrían requerir más mantenimiento.

Costos adicionales: La implementación de este sistema sería más costosa que mantener el sistema tensor actual.

10.6.3 Opción 3: Sistema Tensor con Desplazamiento Horizontal sobre Rieles y Tornillos Laterales Tensores

Figura 21. Propuesta de tensor horizontal.



Fuente. Autoría Propia

Este sistema consiste en un motorreductor montado sobre una base deslizante, que se desplaza horizontalmente sobre rieles. El ajuste de la tensión de la cadena se realiza mediante tornillos laterales tensores ubicados en ambos lados de la base del motorreductor. Al ajustar los tornillos, el motorreductor se desplaza sobre los rieles, tensionando o aflojando la cadena según sea necesario.

Ventajas:

Ajuste suave y preciso: El sistema de tornillos laterales permite un ajuste fino de la tensión de la cadena, lo que asegura una alineación precisa y tensión constante.

Simplicidad de uso: Este diseño facilita el ajuste de la tensión sin necesidad de levantar o abatir el motorreductor, lo que hace que el proceso de ajuste sea más rápido y fácil.

Mayor estabilidad: Al estar montado sobre rieles, el motorreductor se mantiene alineado en todo momento, lo que reduce el desgaste en la cadena y los piñones.

Reducción del desgaste en componentes: La estabilidad proporcionada por el desplazamiento horizontal puede mejorar la vida útil de los componentes al evitar tensiones irregulares.

Desventajas:

Mayor complejidad estructural: Este sistema requiere una estructura de montaje más robusta para soportar los rieles y los tornillos tensores, lo que podría incrementar los costos de fabricación.

Espacio adicional: El uso de rieles horizontales puede requerir más espacio en el entorno de montaje de la máquina, lo que podría ser un inconveniente en aplicaciones con restricciones de espacio.

Mantenimiento periódico: Aunque es un sistema más preciso, puede requerir mantenimiento periódico en los rieles y tornillos para evitar el desgaste y asegurar un movimiento suave.

10.7 OPCIÓN SELECCIONADA: SISTEMA TENSOR ABATIBLE CON VARILLA ROSCADA B7 (SISTEMA ACTUAL)

Razón de la Elección: La empresa ha decidido mantener el sistema tensor actual, compuesto por el soporte abatible con varilla roscada B7 de Ø3/4", para asegurar que el diseño de la máquina se mantenga lo más estándar posible y evitar cambios innecesarios en la estructura de la máquina. Este sistema ha demostrado ser confiable y fácil de mantener, por lo que se considera la mejor opción para este proyecto.

10.7.1 Cálculo del Sistema Tensor Abatible

Ahora, procederemos con el cálculo del sistema tensor para asegurarnos de que pueda manejar el ajuste necesario para cambiar entre los piñones Z17 y Z21 y mantener la tensión adecuada de la cadena.

Fuerza de Tensión de la Cadena

La tensión máxima en la cadena se produce cuando se transmite la mayor potencia. Según Martin, el cálculo de la fuerza de tensión (F) se basa en la fórmula:

$$F = HP \times 33,000 / V$$

Donde:

- HP es la potencia de diseño (1.95 HP).
- V es la velocidad de la cadena en pies por minuto.

La velocidad de la cadena (V) se calcula como:

$$V = T \times RPM / K$$

Donde:

- T es el número de dientes del piñón.
- RPM es la velocidad del piñón motriz.
- K es una constante que depende del paso de la cadena (para la cadena número 80,
- $K = 8$).

Para el piñón Z17:

$$V = 17 \times 20 / 8 = 42.5 \text{ pies por minuto}$$

Ahora calculamos la fuerza de tensión:

$$F = 1.95 \times 33,000 / 42.5 = 1,514.12 \text{ libras (o } 6,735.92 \text{ N)}$$

10.7.2 Desplazamiento Necesario del Motorreductor

Sabemos que el motorreductor debe desplazarse 2 pulgadas (50.67 mm) para cambiar entre los piñones Z21 y Z17. Esto significa que el tensor debe ser capaz de elevar o bajar el soporte al menos 2 pulgadas para mantener la tensión adecuada en ambos casos.

10.7.3 Verificación del Sistema Actual

El sistema tensor actual, basado en una varilla roscada B7 de Ø3/4", es más que suficiente para manejar este desplazamiento y mantener la tensión en la cadena. La varilla roscada y las tuercas proporcionan un ajuste preciso, y el sistema abatible ofrece la flexibilidad necesaria para acomodar los cambios de posición del motorreductor.

10.8.4 Cálculo del Diámetro de la Varilla Roscada B7 para Soportar el Motorreductor

Para calcular el diámetro adecuado de la varilla roscada B7 que soportará el motorreductor, considerando tanto la fuerza axial de la cadena como el peso del motorreductor, seguiremos estos pasos:

Paso 1: Datos del Problema

Fuerza de tensión en la cadena:

Ya calculamos que la fuerza de tensión en la cadena es de aproximadamente:

$$F_{\text{cadena}} = 1,514.12 \text{ libras} = 6,735.92 \text{ N}$$

Peso del motorreductor:

El motorreductor seleccionado, WEG COAXIAL C07, tiene una masa de 32 kg. La fuerza debida al peso del motorreductor es:

$$F_{\text{peso}} = m \times g = 32 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 313.92 \text{ N}$$

Carga total a soportar:

La carga total (F_{total}) que deberá soportar la varilla es la suma de la fuerza de tensión de la cadena y el peso del motorreductor:

$$F_{\text{total}} = F_{\text{cadena}} + F_{\text{peso}} = 6,735.92 \text{ N} + 313.92 \text{ N} = 7,049.84 \text{ N} = 1,584.86 \text{ libras}$$

Paso 2: Cálculo del Diámetro de la Varilla Roscada B7

La varilla roscada B7 está hecha de un acero con las siguientes propiedades mecánicas (según ficha técnica proveedor Europert):

Figura 22. Propiedades Varilla B7.

PROPIEDADES MATERIALES:

Acero de aleación de cromo y molibdeno, AISI 4140, 4142, 4145, 4140H, 4142H o 4145H templado y templado				
DIÁMETRO	CARGA DE PRUEBA	RENDIMIENTO DE RENDIMIENTO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	Dureza
Hasta 2-1 / 2 "	-	105.000 psi	125.000 psi	C35 Max
2-5 / 8 "a 4"	-	95.000 psi	115.000 psi	C35 Max
> 4 "a 7"	-	75.000 psi	110.000 psi	C35 Max
Alargamiento	16% Mínimo para diámetros hasta 4 ", 18% Mínimo para diámetros mayores de 4 " a 7 "			
Reducción del área	50% mínimo (todos los diámetros)			

Las resistencias de los materiales enumerados son mínimamente aceptables por norma de gobierno. Dureza del núcleo basada en la escala de Rockwell.

Fuente. *Europel. (2021). Ficha técnica esparrago B7. Recuperado de <https://europel.cl/wp-content/uploads/2021/10/FICHA-TECNICA-ESPARRAGO-B7.pdf>*

- Resistencia a la tracción: 125,000 psi.
- Límite elástico: 105,000 psi.

Para asegurar que la varilla no falle bajo la carga axial, utilizaremos el límite elástico para calcular el diámetro. La fórmula para la carga axial máxima soportada por una varilla es:

$$F_{soportada} = \sigma_y \times A$$

- Donde $F_{soportada}$ es la fuerza máxima que la varilla puede soportar.
- σ_y es el límite elástico del material.
- A es el área de la sección transversal de la varilla ($A = \pi d^2 / 4$).

Reorganizando para despejar el diámetro (d):

$$d = \sqrt{\frac{4F_{total}}{\pi \cdot \sigma_y}}$$

Paso 3: Sustitución de los Valores

- Límite elástico (σ_y): 105,000 psi.
- Fuerza total (F_{total}): 1,584.86 libras.

Sustituyendo los valores en la fórmula:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 1,584.86 \text{ libras}}{\pi \times 105,000 \text{ psi}}} = \sqrt{\frac{6,339.44 \text{ libras}}{329,867.96 \text{ psi}}} = \sqrt{0.01921}$$

$$d = 0.1386 \text{ pulgadas}$$

10.8.5 Selección de la Varilla Roscada Ø1/2" para el Soporte del Motorreductor

Siguiendo la recomendación del líder de ingeniería, utilizaremos una varilla roscada B7 de Ø1/2" para soportar el motorreductor.

La varilla de Ø1/2" tiene un área de sección transversal calculada de la siguiente manera:

$$A = \pi d^2 / 4 = \pi(0.5 \text{ pulg})^2 / 4 = 0.1963 \text{ pulgadas cuadradas}$$

Fuerza máxima soportada por la varilla de Ø1/2" ($F_{\text{soportada}}$):

$$F_{\text{soportada}} = \sigma_y \times A = 105,000 \text{ psi} \times 0.1963 \text{ pulgadas cuadradas} = 20,611.5 \text{ libras}$$

La carga total aplicada al sistema es de 1,584.66 libras. Dado que el motorreductor estará soportado por 2 varillas, la carga distribuida por varilla será:

$$F_{\text{aplicada por varilla}} = F_{\text{total}} / 2 = 1,584.66 \text{ libras} / 2 = 792.33 \text{ libras}$$

El factor de seguridad (FS) para una varilla se calcula como:

$$FS = F_{\text{soportada}} / F_{\text{aplicada por varilla}}$$

Donde:

- $F_{\text{soportada}}$ es 20,611.5 libras (capacidad de la varilla de Ø1/2").
- $F_{\text{aplicada por varilla}} = 792.33$ libras (la carga aplicada a cada varilla).

Sustituyendo los valores:

$$FS = 20,611.5 \text{ libras} / 792.33 \text{ libras} = 26$$

Con 2 varillas roscadas B7 de Ø1/2" distribuyendo la carga, el factor de seguridad es 26, lo que proporciona un margen de seguridad muy amplio. Esto indica que el sistema es extremadamente robusto

Figura 23. Sistema tensor diseñado para el motorreductor.



Fuente. Autoría propia.

10.8 REDISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL DOSIFICADOR:

En esta sección se presentan los detalles del rediseño del sistema de transmisión del dosificador, se han implementado varios cambios que permiten ajustar la velocidad del dosificador según las necesidades operativas, asegurando que el sistema pueda adaptarse a diferentes cargas sin comprometer el rendimiento.

El rediseño incluye la selección de nuevos piñones y cadenas, un ajuste en la longitud del eje, y la incorporación de un sistema tensor que facilita el cambio entre los piñones para lograr diferentes velocidades. Además, se ha mantenido la similitud con el diseño original, lo que garantiza la compatibilidad con los componentes existentes en la máquina.

A continuación, se detallan las principales características del nuevo sistema de transmisión, destacando los beneficios y las mejoras implementadas.

Tabla 1. Características del Nuevo Sistema de Transmisión del Dosificador

Componente	Características
Motorreductor	WEG COAXIAL C07, salida a 20 RPM, 495.08 Nm de torque, potencia de 1.5 HP.
Piñón del Motorreductor	2-80B-Z17, diámetro de maza: 4-27/64", largo total: 2-3/4", peso: 13.2 lb.
Piñón del Dosificador (1)	80B-Z17, diámetro de maza: 4", largo total: 1-1/2", peso: 6.6 lb, velocidad del dosificador: 20 RPM.
Piñón del Dosificador (2)	80B-Z21, diámetro de maza: 4-1/4", largo total: 1-3/4", peso: 9.4lb, velocidad del dosificador: 16 RPM.
Longitud del Eje del Dosificador	305 mm (ajustado debido al cambio a piñones de cadena número 80), el diámetro se mantuvo para conservar similitud con el diseño original.
Independencia de la Transmisión	El dosificador ahora tiene un sistema de transmisión independiente.
Beneficios del Nuevo Sistema	Mayor flexibilidad y facilidad de ajuste en la velocidad de alimentación del grano.
Cadena utilizada	Cadena número 80, longitud: 82 pasos (2.08 metros).
Sistema de Tensionamiento	Se diseñó un sistema tensor similar al usado por el motor existente, con un desplazamiento de 70 mm, lo que permite cambiar entre los piñones y mantener la tensión adecuada de la cadena.

10.8.1 Beneficios del Nuevo Sistema de Transmisión:

Independencia del Dosificador: El nuevo sistema separa la transmisión del dosificador del resto de la máquina, permitiendo ajustes individuales en la velocidad de alimentación sin afectar otras partes del proceso.

Flexibilidad en la Velocidad: El dosificador puede operar a 16 RPM (con el piñón 80B-Z21) o a 20 RPM (con el piñón 80B-Z17), lo que permite ajustar la velocidad según las necesidades de carga de grano.

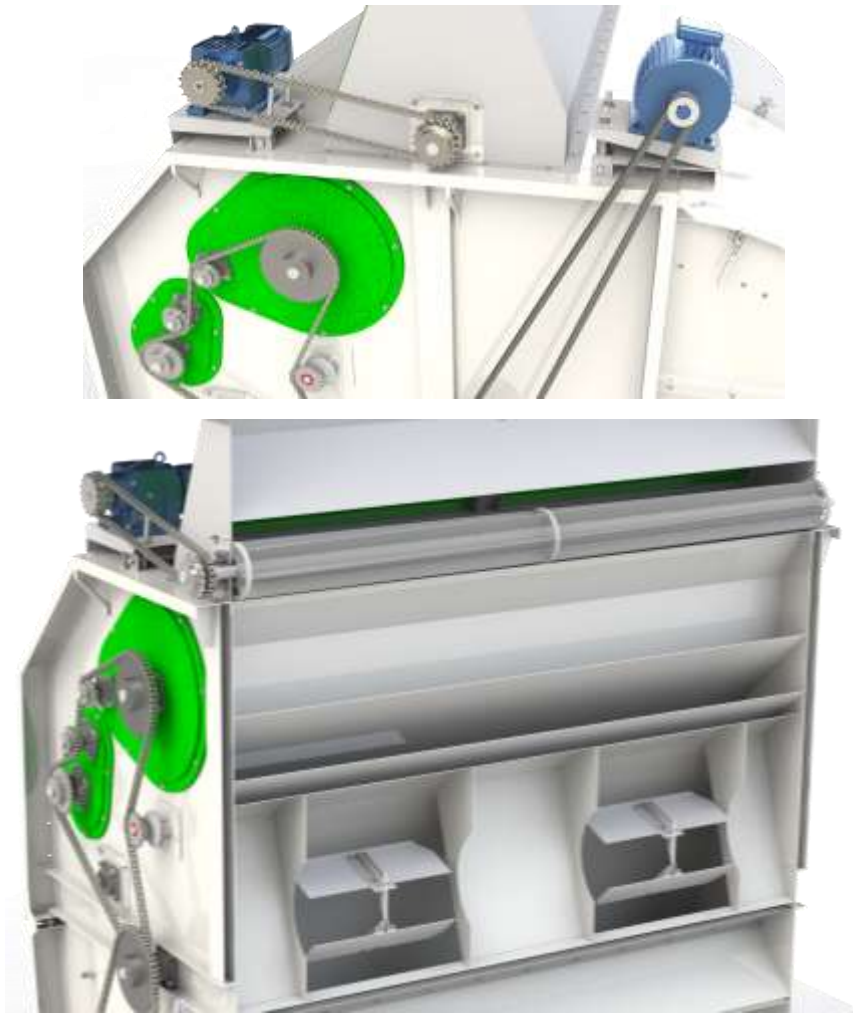
Mantener la Similitud con el Diseño Original: El diámetro del eje del dosificador se mantuvo igual que el diseño original para garantizar la compatibilidad con los repuestos existentes.

Sistema de Tensionamiento: El diseño del tensor del motorreductor, que permite un desplazamiento de 70 mm, facilita el cambio entre los piñones y asegura la correcta tensión de la cadena, minimizando los riesgos de fallas por holguras.

Mayor Durabilidad: El uso de la cadena número 80 y piñones más robustos mejora la durabilidad del sistema, prolongando la vida útil de los componentes.

Facilidad de Mantenimiento: La independencia del sistema y el diseño estándar del tensor facilitan el mantenimiento del dosificador sin interferir con la transmisión principal de la máquina.

Figura 24. Renders del rediseño del sistema tensor del dosificador.



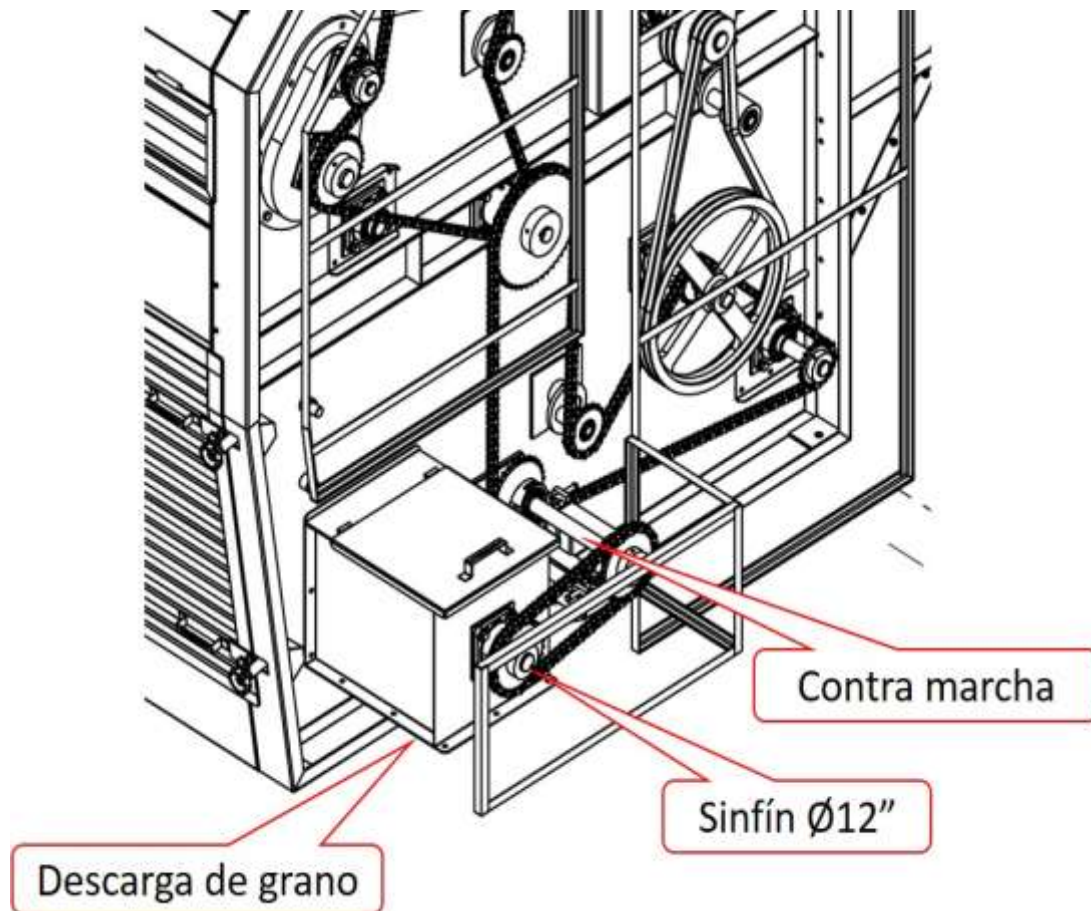
Fuente. Autoría propia.

10.9 REDISEÑO DEL SISTEMA DE DESCARGA DE GRANO

En esta sección se abordará el rediseño del sistema de descarga de grano del transportador sinfín, con el objetivo de mejorar su eficiencia y adaptabilidad a las nuevas necesidades operativas de la máquina prelimpiadora. El rediseño se centrará en simplificar el flujo de grano, eliminando la descarga en dos direcciones y optimizando el transportador para que opere en una sola vía. Esto permitirá una mejor disposición de la

maquinaria y reducirá la longitud del transportador, lo que facilitará el mantenimiento y reducirá costos de operación.

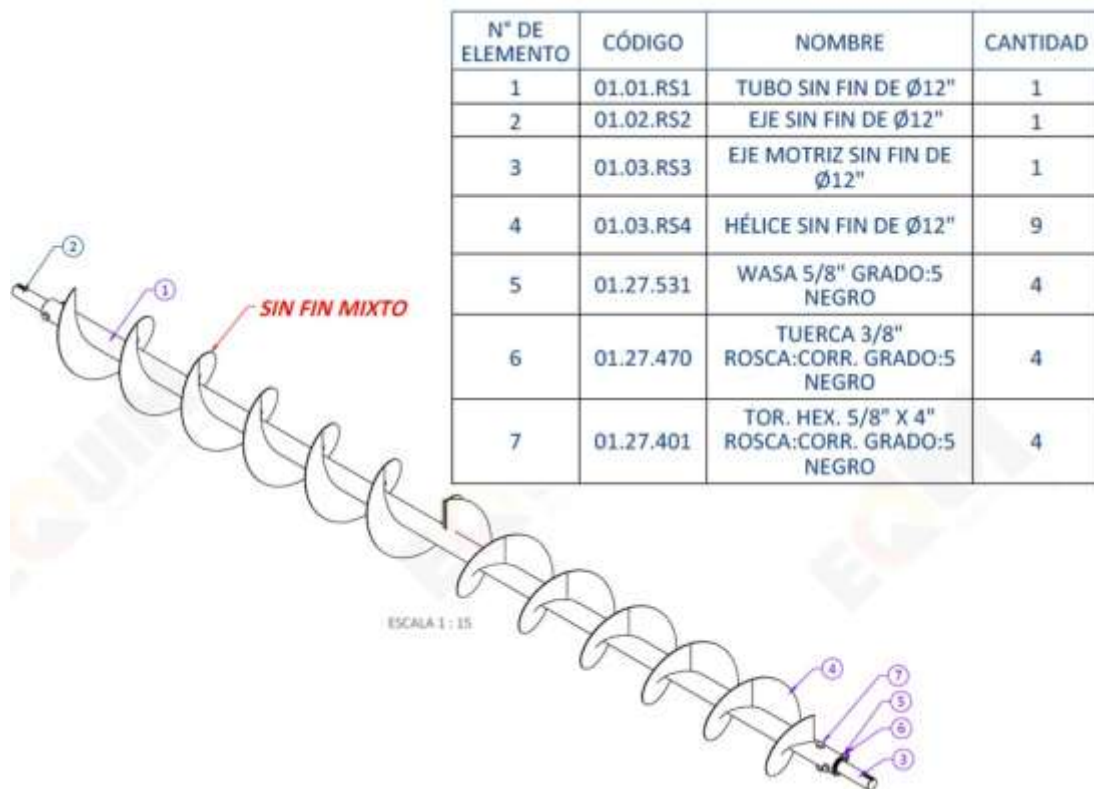
Figura 25. Disposición de la descarga del diseño actual.



Fuente. Autoría propia.

Adicionalmente, se evaluarán modificaciones en los ejes, hélices y cajas de descarga, buscando mantener la durabilidad y robustez del diseño original, pero adaptándolo a las nuevas condiciones de operación.

Figura 26. Sinfín Ø12" del diseño actual.



Fuente. Autoría propia.

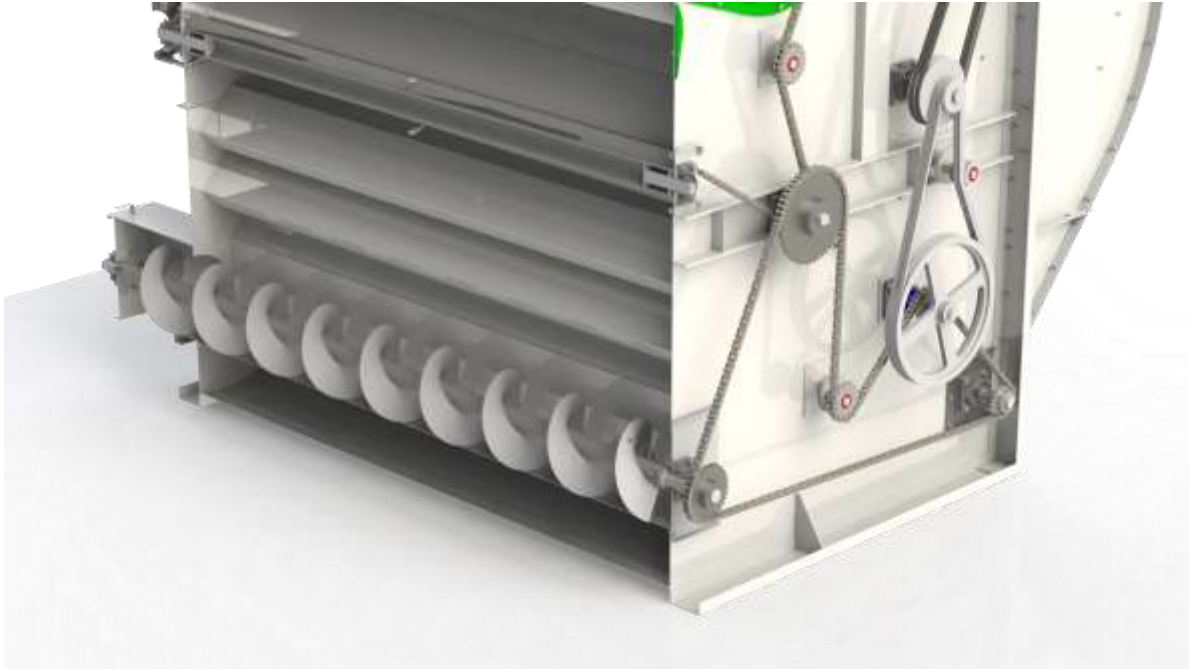
Tabla Características del Diseño Actual del Sistema de Descarga de Grano

Componente	Características
Transportador Sinfín	Diámetro Ø12". Tubo Ø2-1/2" SCH 40 de acero al carbono, 3300mm de largo.
Ejes del Transportador	Ejes de acero SAE 1020, Ø2-1/2". Longitudes: 270 mm y 312 mm. Mecanizado en las puntas a Ø1-3/4", cuñero de 3/8" x 3/16" x 50 mm de largo.
Soportes del Transportador	Chumaceras FY de Ø1-3/4".
Piñón en el Eje Largo	Piñón 60B-Z30, cuñero de 3/8" x 3/16".
Hélices del Sinfín	Hélices de lámina A36 Calibre 1/8", paso de 12". Mitad de las hélices en sentido horario y la otra mitad en antihorario.
Cajas de Descarga	Cajas metálicas en lámina A36 Calibre 1/8", dimensiones: 410 mm de alto, 330 mm de ancho, 512 mm de largo.
Soportes de las Cajas de Descarga	Chumaceras FY ubicadas en la parte frontal de las cajas, parte posterior anclada al cuerpo de la máquina.
Tapa de Inspección	Tapa ubicada en la parte superior de las cajas de descarga para facilitar el acceso y mantenimiento.
Contramarcha	Soporte en ángulo de 2"x 3/16", lámina de 350 mm x 400 mm, 2 chumaceras SY para eje Ø1-1/2", eje Ø1-1/2"x 520 mm.
Piñones de la Contramarcha	2 piñones 60B-Z30, con una distancia entre centros del sinfín de 400mm.
Cadena	Cadena 60 de 1 metro de largo.

10.10 ANÁLISIS DEL REDISEÑO DEL SISTEMA DE DESCARGA DE GRANO

En este rediseño del sistema de descarga del transportador sinfín, se han implementado varias mejoras que simplifican el funcionamiento y reducen la complejidad, mientras se mantiene la compatibilidad con los repuestos existentes para facilitar el mantenimiento.

Figura 27. Render del rediseño de descarga de grano.



Fuente. Autoría propia.

10.10.1 Cambios Implementados

Reducción de las Cajas de Descarga:

En el diseño original, se contaba con dos cajas de descarga que permitían la descarga en ambas direcciones. En el nuevo diseño, se reduce el número de cajas a una sola.

La segunda caja ha sido reemplazada por una tapa que se asemeja a la cara frontal de la caja de descarga, manteniendo la chumacera para soportar el eje del sinfín. Esta tapa proporciona un sellado adecuado y asegura la alineación correcta de los componentes.

Beneficio: Se reduce la complejidad del sistema, facilitando el mantenimiento y operación, al tiempo que se conserva la integridad estructural.

Eliminación de la Contramarcha:

El sistema de contramarcha, que antes era necesario para la transmisión, ha sido eliminado, ya que la nueva disposición permite que el piñón y el eje del sinfín se alineen directamente con la transmisión principal.

Esto simplifica significativamente el sistema de transmisión, ya que ahora el piñón del sinfín de Ø12" recibe la transmisión de manera directa.

Beneficio: La eliminación de la contramarcha reduce el número de piezas móviles, lo que disminuye las posibilidades de fallas y facilita las operaciones de mantenimiento.

Modificación del Largo del Tubo del Sinfín:

El tubo del transportador sinfín se ha acortado de 3300 mm a 2830 mm, ya que ahora solo se realiza la descarga en una dirección.

Beneficio: La reducción en la longitud optimiza el espacio dentro de la máquina, haciéndola más compacta y fácil de instalar en distintos entornos.

Reconfiguración de las Hélices:

En el nuevo diseño, las hélices del sinfín serán derechas o izquierdas dependiendo de la dirección de la descarga, que se determina viendo las compuertas de inspección.

Esta modificación asegura un flujo óptimo del grano hacia la única caja de descarga disponible.

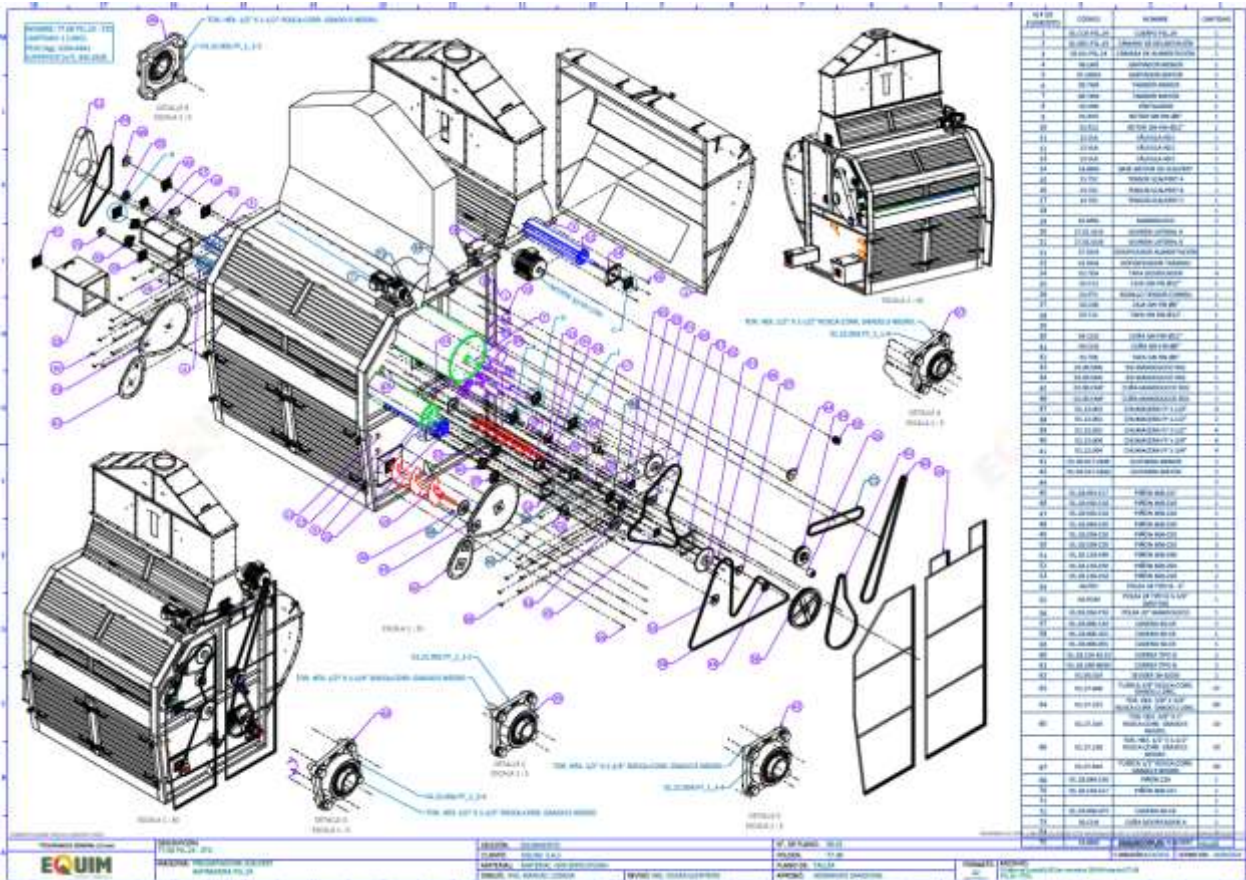
Beneficio: La reconfiguración de las hélices simplifica el flujo del grano, eliminando la necesidad de redireccionarlo en ambas direcciones, lo que reduce el desgaste y mejora la eficiencia del sistema.

Conservación de Componentes Clave:

Los ejes, chumaceras, hélices (en cuanto a dimensiones y materiales) y otros componentes como la tornillería se mantienen sin cambios significativos para garantizar la compatibilidad con los repuestos existentes.

Beneficio: Mantener la similitud con el diseño original minimiza los costos de mantenimiento, ya que los repuestos que ya se tienen en inventario siguen siendo utilizables.

Figura 28. Plano explosionado del nuevo diseño.



Fuente. Autoría propia.

Figura 30. Render del rediseño de la prelimpiadora.



Fuente. Autoría propia.

11. ANÁLISIS ECONÓMICO DEL REDISEÑO PROPUESTO

El análisis económico es un aspecto clave en cualquier proceso de rediseño industrial, ya que permite evaluar la viabilidad financiera de las modificaciones realizadas en una máquina o sistema. En este caso, el rediseño de la prelimpiadora de granos busca mejorar la eficiencia del dosificador de alimentación y la versatilidad del sistema de descarga de granos. Con el fin de determinar el impacto económico de estos cambios, se comparan los costos asociados con el diseño original y el nuevo diseño propuesto.

Este análisis incluye los materiales, componentes mecánicos, costos de mano de obra para procesos como corte, trazo, mecanizado, y ensamblaje, además de los costos de los nuevos equipos, como el motorreductor y los piñones. El objetivo es identificar el sobrecosto del rediseño y evaluar si la inversión adicional justifica las mejoras en rendimiento y adaptabilidad.

11.1 TABLA COMPARATIVA DE COSTOS: DISEÑO ORIGINAL VS. NUEVO DISEÑO DEL SISTEMA DE PRELIMPIADORA DE GRANOS:

Material/Componente	Unidad	Precio Unitario (sin IVA)	Cantidad Actual	Costo Actual	Cantidad Nuevo	Costo Nuevo	Aplicación
Eje de Transmisión del Dosificador (Ø1-1/2")	Cm	\$ 1.960	31.5 cm	\$ 61.740	30.5 cm	\$ 59.780	Dosificador
Eje Cuadrado SAE 1020 (3/8")	10 cm	\$ 9.360	5 cm	\$ 46.800	9.5 cm	\$ 88.920	Dosificador
Cadena 60 (anterior, dosificador)	Metro	\$ 28.000	1.3	\$ 36.400	0	\$ 0	Dosificador
Cadena 80 (nueva para motorreductor)	Metro	\$ 36.400	0	\$ 0	1.5	\$ 54.600	Motorreductor/ Dosificador
Piñón 60B-Z20 (anterior, dosificador)	UND	\$ 55.000	1	\$ 55.000	0	\$ 0	Dosificador
Piñón 60B-Z21 (anterior, dosificador)	UND	\$ 36.500	1	\$ 36.500	0	\$ 0	Dosificador
Piñón 80B-Z17 (nuevo, dosificador)	UND	\$ 47.450	0	\$ 0	1	\$ 47.450	Motorreductor/ Dosificador
Piñón 80B-Z21 (nuevo, dosificador)	UND	\$ 140.400	0	\$ 0	1	\$ 140.400	Motorreductor/ Dosificador
Piñón 2-80B-Z17 (nuevo, dosificador)	UND	\$ 94.900	0	\$ 0	1	\$ 94.900	Motorreductor/ Dosificador
Motorreductor	UND	\$ 4.490.000	0	\$ 0	1	\$ 4.490.000	Motorreductor/ Dosificador
Lámina HR Cal-1/8"	UND (4' x 8')	\$ 230.602	0.5	\$ 115.301	0.25	\$ 57.651	Descarga de Grano
Tubo Ø12" SCH 40	Metro	\$ 350.351	3.3	\$ 1.156.158	2.83	\$ 991.494	Descarga de Grano
Chumaceras SY (contramarcha)	UND	\$ 100.000	2	\$ 200.000	0	\$ 0	Contramarcha
Eje Contramarcha Ø1-1/2"	Cm	\$ 1.960	52 cm	\$ 101.920	0	\$ 0	Contramarcha
Angulo 2"x 3/16" (contramarcha)	Metro	\$ 31.031	3.5	\$ 31.031	0	\$ 0	Contramarcha
Lámina Cal 3/8" (contramarcha)	UND (350mm)	\$ 21.719	1	\$ 21.719	0	\$ 0	Contramarcha

	x 400mm)						
Mecanizado	Hora	\$ 25.000	8	\$ 200.000	6	\$ 150.000	Ambos
Corte y Trazo	Hora	\$ 20.000	4	\$ 80.000	3	\$ 60.000	Ambos
Soldadura y Ensamble	Hora	\$ 25.000	18	\$ 900.000	15	\$ 750.000	Ambos

11.2 ANÁLISIS DE LA TABLA COMPARATIVA DE COSTOS

El análisis económico de la tabla comparativa de costos revela importantes diferencias entre el diseño original y el nuevo diseño del sistema de prelimpiadora de granos, permitiendo entender mejor el impacto financiero del rediseño. Aquí se identifican las áreas clave de sobre costo y se valoran los beneficios frente a los gastos adicionales.

11.2.1 Cambios en el Dosificador

En el diseño original, el dosificador utilizaba una cadena tipo 60 de 1.3 metros, mientras que en el nuevo diseño se reemplaza por una cadena tipo 80 más costosa (\$36.400 por metro) y un conjunto de piñones nuevos (80B-Z17 y 80B-Z21). Este cambio representa un aumento de costos, pero también un avance significativo en la versatilidad de la máquina. La nueva cadena y los piñones proporcionan mayor capacidad de carga y resistencia, adecuándose mejor a las exigencias de los diferentes tipos de grano y variaciones en el flujo de trabajo.

El motorreductor añadido en el nuevo diseño (\$4.490.000) es el principal factor que aumenta el costo del sistema de dosificación. Sin embargo, esta inversión garantiza una independencia total del dosificador respecto al resto de la transmisión de la máquina, permitiendo ajustes de velocidad precisos y mayor adaptabilidad.

Se eliminan los piñones 60B-Z20 y 60B-Z21 del diseño original, que eran más económicos, y se introducen piñones tipo 80, que son más costosos. Este incremento es razonable al considerar la mayor capacidad de torque y durabilidad del sistema, que ahora podrá manejar una gama más amplia de aplicaciones. El aumento en los costos de mecanizado y montaje refleja el trabajo adicional necesario para adaptar estos nuevos componentes.

11.2.2 Cambios en la Descarga de Granos

El diseño del sinfín y la descarga de grano mantiene el uso de tubo Ø12", aunque su longitud se reduce ligeramente. Los costos de la descarga de grano se mantienen similares al diseño original, con la eliminación de la contramarcha, lo cual representa un ahorro importante en componentes como el eje y las chumaceras SY, que ya no se utilizarán.

El nuevo diseño elimina la necesidad de la contramarcha, lo que reduce significativamente los costos en materiales como ángulo y láminas. La contramarcha representaba una parte importante del costo del diseño original (\$353.670 entre ángulos,

láminas, ejes y chumaceras), y su eliminación mejora la simplicidad del diseño y reduce el mantenimiento requerido.

11.2.3 Mano de Obra

Aunque el nuevo diseño incorpora nuevas piezas más complejas, como el motorreductor y los piñones tipo 80, el tiempo de trabajo total ha disminuido en comparación con el diseño original. Esto se debe a la eliminación de la contramarcha y la simplificación de algunos aspectos del diseño de la descarga de grano. El ahorro en horas de soldadura, ensamblaje y mecanizado es un punto positivo, ya que estos representan costos operativos significativos.

11.2.4 Costo del Rediseño

El costo total del nuevo diseño, considerando solo las modificaciones realizadas, asciende a \$6.756.345. Este monto no incluye los componentes y elementos que se han mantenido sin cambios en la máquina original; mientras que el diseño original tenía un costo de \$2.462.169, lo que representa un incremento de \$4.294.176. Este aumento, aunque significativo, está justificado por las mejoras introducidas:

- Independencia del dosificador, que permite un control más preciso y eficiente del flujo de grano.
- Eliminación de la contramarcha, reduciendo la complejidad y el mantenimiento.
- Mejoras en la resistencia y durabilidad, con la introducción de componentes de mayor capacidad y calidad.

El análisis económico muestra que, aunque el rediseño conlleva un aumento en los costos iniciales, este se ve justificado por las mejoras en la operatividad, adaptabilidad, y reducción en la necesidad de mantenimiento. Estas mejoras pueden traducirse en ahorros a largo plazo, mayor flexibilidad en las operaciones y una mayor durabilidad del sistema, lo que justifica la inversión.

CONCLUSIONES:

Se realizó un diagnóstico detallado del diseño original de la máquina prelimpiadora de grano, identificando las principales limitaciones en el sistema de transmisión y descarga de granos. Se observó que la configuración original del dosificador de alimentación dependía de un único sistema de transmisión que limitaba su capacidad de adaptación a diferentes tipos de granos y cargas. Asimismo, el sistema de descarga de grano, con la inclusión de la contramarcha, aumentaba la complejidad operativa y requería un alto nivel de mantenimiento. Con base en esta evaluación, se propuso un rediseño que abordara estas limitaciones, lo que permitió mejorar la operatividad y versatilidad de la máquina.

El rediseño del dosificador de alimentación incluyó la implementación de un motorreductor independiente, lo que permite controlar su velocidad de manera ajustable, adaptándose a diferentes tipos de grano y variaciones en la carga de trabajo. Con la introducción de piñones tipo 80 y una cadena de mayor capacidad, el nuevo sistema ofrece una mayor flexibilidad y resistencia. Asimismo, se eliminó la contramarcha en el sistema de descarga, lo que simplificó el proceso y redujo la cantidad de componentes mecánicos necesarios, resultando en una mejora significativa en la disposición de la maquinaria. Estas modificaciones permiten a la máquina ajustarse a las diferentes necesidades de los clientes en proyectos agroindustriales.

Se realizó un análisis económico que comparó el diseño original con el nuevo diseño propuesto. Aunque el nuevo diseño presenta un incremento de \$4.294.176, este se justifica por las mejoras en la operatividad, la independencia del dosificador, y la eliminación de la contramarcha, que reduce la necesidad de mantenimiento y aumenta la versatilidad del equipo. Los costos de manufactura, materiales y mano de obra fueron considerados, demostrando que, a largo plazo, los beneficios operativos superan los costos adicionales, especialmente en términos de adaptabilidad y eficiencia.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bolsa Mercantil de Colombia. (2022). Estudio Sector cereales. Recuperado de <https://www.bolsamercantil.com.co/sites/default/files/2022->

Equim SAS. (2017). Prelimpiadora Scalperator. Recuperado de <https://equimsas.com/prelimpiadora-scalpert/>

Europel. (2021). *Ficha técnica esparrago B7*. Recuperado de <https://europel.cl/wp-content/uploads/2021/10/FICHA-TECNICA-ESPARRAGO-B7.pdf>

FAO. (2022). *Densidades de cereales y oleaginosas*. Recuperado de <https://www.fao.org/4/x5041s/x5041S09.htm>

Martin Sprocket & Gear, Inc. (s.f.). Standard Drive Selection Tables. En Engineering Catalog. Recuperado de <https://www.martinsprocket.com>

MatWeb. (s.f.). SAE 1020 Steel, Cold Rolled. Recuperado de: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b58ee61a3745453a9232f7864abba74f>

Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural. (2017). Cifras Sectoriales [PDF]. Recuperado de <https://sioc.minagricultura.gov.co/Arroz/Documentos/2017-12-30%20Cifras%20Sectoriales.pdf>

Stsepanets, A. (junio 13, 2023). Cómo se hace presupuesto de un proyecto: 8 pasos imprescindibles. Página GANTTPRO. Recuperado de <https://blog.ganttpro.com/es/presupuesto-proyecto/>

Stsepanets, A. (junio 6, 2023). Cómo hacer un cronograma para lograr mejores resultados en cualquier tipo de actividad. GANTTPRO. Recuperado de <https://blog.ganttpro.com/es/como-hacer-un-cronograma-de-actividades/>

APÉNDICES O ANEXOS

Apéndice A: Carta de cumplimiento de Equim Sas



Bucaramanga, martes 4 de septiembre de 2024

Profesor
William Pinto Hernández
Docente Escuela de Ingeniería Mecánica
UIS

Asunto: Certificación de prácticas empresariales de Manuel Fernando Lozada Triana

Estimado profesor,

Yo, Ingeniero Óscar Quintero, me dirijo a usted en calidad de director de Ingeniería y Producción en EQUIM EQUIPOS Y MONTAJES SAS, con el propósito de certificar que el estudiante MANUEL FERNANDO LOZADA TRIANA, identificado con cédula de ciudadanía número 1098650485 de Bucaramanga y código de estudiante 2050805, ha completado satisfactoriamente sus prácticas en nuestra empresa.

Las prácticas que se llevó a cabo por el estudiante, tuvo una duración total de 5 meses, durante las cuales desempeñó tareas relacionadas con el proyecto de REDISEÑO DE UNA PRELIMPIADORA DE GRANOS SEGÚN NUESTROS REQUERIMIENTOS.

Durante su participación, MANUEL FERNANDO LOZADA TRIANA se encargó de llevar a cabo los trabajos requeridos para el rediseño de la pre limpiadora de grano, para que permitiera la independencia del dosificador de alimentación, con ajustes de velocidad para adaptarse a distintas cargas, considerando las variaciones en la cantidad de grano a procesar en diferentes situaciones. Además, rediseñó el sistema de descarga de granos.

Quedamos a su disposición para cualquier consulta o aclaración adicional. Agradecemos la oportunidad de contribuir al desarrollo profesional de MANUEL FERNANDO LOZADA TRIANA y nos despedimos cordialmente.

Atentamente,

ÓSCAR EDUARDO QUINTERO GARCIA
Director de Ingeniería y Producción
EQUIM EQUIPOS Y MONTAJES SAS

Fabrica y Oficinas

+57 304 539 7024

Calle 16 N° 10-42 Barrio Gaitán

Bucaramanga -Colombia.

www.equimsas.com