UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMATICA Y MECÁNICA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL DESGRANE Y SELECCIÓN DE MAÍZ BLANCO GIGANTE PARA UNA CAPACIDAD DE 125 KG/H"

TESIS PRESENTADA POR:

Br. LENY LUDOLFO MONTESINOS BACA

Br. JOSE MIGUEL OSORIO TELLO

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

ASESOR:
Mgt. Ing. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL

CUSCO- PERU
2026

Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el **Asesor** Mgt. Mario Gabriel Castro Irrazabal quien aplica el software de detección de similitud al trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA PARA EL DESGRANE Y SELECCION DE MAIZ BLANCO GIGANTE PARA UNA CAPACIDAD DE 125 KG/H.

Presentado por: Leny Ludolfo Montesinos Boca DNI N° 46013943;
presentado por: Jose Miguel Osorio Tello DNI N°: 70002703
Para optar el título Profesional/Grado Académico de Ingeniero Mecanico.

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 1 veces, mediante el Software de Similitud, conforme al Art. 6° del ***Reglamento para Uso del Sistema Detección de Similitud en la UNSAAC*** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 7 **%.**

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y **adjunto** las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 08 de septiembre de 2026

Firma

Post firma Mario Gabiel Castro Irrazabal.
Nro. de DNI 23901002
ORCID del Asesor 0000-0002-4667-4954

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: **oid:** 27259:621703358

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL DESGRANE Y SELECCIÓN DE MAÍZ BLANCO GIGANTE PARA ...

Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega
trn:oid:::27259:621703358

Fecha de entrega
8 sep 2026, 8:36 a.m. GMT-5

Fecha de descarga
8 sep 2026, 8:41 a.m. GMT-5

Nombre del archivo
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL DESGRANE Y SELECCIÓN DE MAÍZ BLANCO....pdf

Tamaño del archivo
6.8 MB

249 páginas

37.301 palabras

200.994 caracteres

7% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Filtrado desde el informe

- Bibliografía
- Texto citado
- Texto mencionado
- Coincidencias menores (menos de 12 palabras)

Fuentes principales

5% Fuentes de Internet
2% Publicaciones
5% Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alertas de integridad para revisión

No se han detectado manipulaciones de texto sospechosas.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

PRESENTACIÓN

Señor.

Decano de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica.

Señores docentes miembros del jurado.

En cumplimiento con las disposiciones del Reglamento de Grados y Títulos vigentes regidas en nuestra casa de estudios, para optar al título de Ingeniero Mecánico, doy a conocer el trabajo de investigación intitulado: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL DESGRANE Y SELECCIÓN DE MAÍZ BLANCO GIGANTE PARA UNA CAPACIDAD DE 125 KG/H"

El presente trabajo tiene por objetivo el desarrollo tecnológico en sector agroindustrial, como aporte de la escuela profesional de Ingeniería mecánica de la Universidad de San Antonio Abad del Cusco en beneficio a la sociedad y particularmente a la región del cusco, presentamos el diseño y construcción de una máquina desgranadora de maíz con una capacidad de 125 kg/h, este trabajo beneficia a los pequeños y medianos productores de maíz.

Todo esto como parte de la investigación e innovación siguiendo el camino hacia el desarrollo de nuestra sociedad y consecuentemente del País.

Bach. Leny Ludolfo Montesinos Baca

Bach. José Miguel Osorio Tello

DEDICATORIA

A dios: Que siempre nos brinda el amor incondicional, nos cuida y nos llena de sabiduría día a día.

A mi madre. Eva Flora Baca Ramos por amor incondicional que día a día me brinda.

A Carina, por su amor y su infinita comprensión, compañera en cada paso del camino

A mi hija Loreana que ilumina mi existencia, amor eterno y motor incansable de mi alma y de mi vida

A mis hermanas Giovana y Verónica por el apoyo emocional brindado en todo momento.

A los docentes de mi querida escuela profesional Ingeniería Mecánica

A mi asesor por el apoyo incondicional para sacar adelante el trabajo de investigación

Bach. Leny Ludolfo Montesinos Baca

RESUMEN

El presente trabajo de investigación tiene como objetivo el diseño y construcción de una maquina desgranadora y seleccionadora de maíz con una capacidad de 125 kg/h, para mejorar el proceso de postcosecha.

La investigación es tipo tecnológica con enfoque cuantitativo y el diseño experimental. En la primera etapa se desarrolló el diseño conceptual de la maquina mediante la metodología VDI 2221, aplicando una matriz morfológica basada en criterios funcionales y tecnológicos para seleccionar la mejor alternativa de solución.

Posteriormente, se realizó el diseño de los principales componentes mecánicos, como el tambor de desgrane, la criba vibratoria, el eje de transmisión, la tolva y la cámara de desgrane. Así mismo se efectuó la selección de materiales y análisis de esfuerzos

Se efectuó la simulación Numérica de los componentes críticos mediante el método de elementos finitos (FEM) y el método de elemento discretos (DEM), con fin de evaluar los elementos estructurales y la interacción del material granular.

Finalmente, se construyó un prototipo funcional y se efectuaron pruebas experimentales para determinar la eficiencia del desgrane y porcentaje de daño al grano de maíz, los resultados obtenidos son indicadores es una alternativa técnica y económicamente viable.

Palabras clave: Maíz blanco gigante, Selección de granos, Elementos de máquinas, Simulación FEM y DEM

ABSTRACT

The present research work aims to design and construct a corn shelling and sorting machine with a capacity of 125 kg/h to improve the post-harvest process.

The research is technological in nature, with a quantitative approach and experimental design. In the first stage, the conceptual design of the machine was developed using the VDI 2221 methodology, applying a morphological matrix based on functional and technological criteria to select the best solution alternative.

Subsequently, the main mechanical components were designed, including the shelling drum, vibrating sieve, transmission shaft, hopper, and shelling chamber. Likewise, material selection and stress analysis were carried out.

Numerical simulations of the critical components were performed using the Finite Element Method (FEM) and the Discrete Element Method (DEM) to evaluate the structural behavior and the interaction of the granular material.

Finally, a functional prototype was built, and experimental tests were conducted to determine the shelling efficiency and the percentage of damage to corn kernels. The obtained results demonstrate that the machine represents a technically and economically viable alternative.

Keywords: Giant white corn, Grain selection, Machine elements, FEM and DEM simulation.

INTRODUCCIÓN

El maíz es uno de los cultivos más importantes en el sector agrícola, siendo fundamental en la alimentación humana y animal, así como diversas actividades productivas. Sin embargo, en muchas zonas rurales, especialmente en pequeños y medianos productores, el proceso de postcosecha-particularmente el desgrane y la selección-continúa raizándose de forma manual o mediante métodos tradicionales, lo que genera baja productividad, mayor tiempo de trabajo, perdida de grano y deterioro de su calidad.

Ante esta problemática, surge la necesidad de desarrollar soluciones tecnológicas accesibles que permitan realizar estos procesos, reduciendo el esfuerzo humano y mejorando la eficiencia operativa. En este contexto, el diseño y construcción de máquinas agrícolas de bajo costo representa una alternativa viable para incrementar la competitividad del sector agrícola y contribuir al desarrollo sostenible.

En la primera etapa, se desarrolló el diseño conceptual de la maquina utilizando la metodología VDI 2221 para poder armar una matriz morfológica, a partir de la lista de exigencias funcionales y criterio técnico. Posteriormente se realiza el diseño de los componentes mecánicos, aplicando fundamentos de diseño de elementos de máquina, incluyendo análisis de esfuerzo, fatiga, vibraciones, mecanismos. Con el fin de dimensionar los sistemas mecánicos

Se efectuó la simulación por medio de la herramienta ANSYS para los elementos más críticos de la maquina utilizando el método de elementos finitos, y un análisis de elementos discretos (DEM) con la herramienta ROCKY, con el fin de evaluar el comportamiento estructural y

la interacción del material granular durante el proceso de desgrane y selección. Finalmente, construyo un prototipo funcional y se realizan pruebas experimentales que permite validar el desempeño de la maquina bajo condiciones controladas.

El desarrollo de esta investigación busca aportar una solución eficiente, económica y técnicamente viable que contribuya a mejorar los procesos de postcosecha del maíz, beneficiando principalmente a los pequeños productores y promoviendo la incorporación de tecnología en el sector agrícola.

ÍNDICE GENERAL

PRESENTACIÓN i
DEDICATORIA ii
RESUMEN iii
ABSTRACT iv
INTRODUCCIÓN v
ÍNDICE GENERAL vii
LISTA DE CUADROS xi
LISTA DE FIGURA xiii
CAPÍTULO I 1
1 ASPECTOS GENERALIDADES 1
1.1 El problema 1
1.1.1 Planteamiento del problema 1
1.1.2 Problema general 3
1.2 Objetivos de la investigación 3
1.2.1 Objetivo general 3
1.2.2 Objetivos específicos 4
1.2.3 Justificación de la investigación 4
1.2.4 Hipótesis 5
1.3 Variables de la investigación 6
1.3.1 Variable independiente 6
1.3.2 Variable dependiente 6
1.4 Metodología de la investigación. 7
1.4.1 Enfoque de investigación 7
1.4.2 Tipo de investigación: 7
1.4.3 Nivel de investigación: 7
1.4.4 Diseño de investigación: 8
1.5 Alcances y limitaciones 8
1.5.1 Alcances 8
1.5.2 Limitaciones 9
1.6 Estado del Arte 10
1.6.1 Antecedentes Nacionales 10

1.6.2 Antecedentes Internacionales. 11
1.6.3 Antecedentes regionales. 13
CAPÍTULO II 14
2 MARCO TEÓRICO 14
2.1 El maíz 14
2.1.1 Características morfológicas del maíz 15
2.2 Máquinas desgranadoras de maíz. 18
2.2.1 Desgranador manual con manivela 18
2.2.2 Desgranador con mecanismo de cadena para desgrane 19
2.2.3 Desgranador con paletas metálicas 19
2.2.4 Desgranador con paletas de goma. 19
2.3 Conceptos mecánicos 20
2.3.1 Eje o flecha de trasmisión 20
2.3.2 Faja o banda 20
2.3.3 Vibraciones mecánicas 22
2.4 Simulación computacional 23
2.4.1 Análisis de elementos finitos 23
2.4.2 Análisis de elementos discretos 25
CAPÍTULO III 27
3 DISEÑO CONCEPTUAL 27
3.1 Comprensión de la solicitud 28
3.1.1 Estado de la tecnología 28
3.1.2 Cuadro de listas de exigencia 29
3.2 Estructura de funciones 30
3.2.1 Caja negra 30
3.2.2 Matriz morfológica 32
3.2.3 Conceptos de solución 34
3.2.4 Ponderación para determinar solución 38
3.2.5 Evaluación de valorización técnico para el concepto de solución planteado 44
3.2.6 Diagrama de proyecto preliminar optimo 46
3.2.7 Restricciones técnicas 48
3.2.8 Restricciones económicas 50
3.2.9 Restricciones ergonómicas 51

3.3 Rendimiento de la máquina. 51
CAPÍTULO IV 52
4 CALCULO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS 52
4.1 Diseño de tolva de alimentación 52
4.1.1 Cálculo punto de apoyo de tolva 55
4.1.2 Cálculo de placa de tolva de entrada 60
4.2 Diseño del sistema de desgranado 64
4.2.1 Cámara de desgrane 64
4.2.2 Velocidad angular de desgranadora 65
4.2.3 Diseño de Tambor desgranador 66
4.2.4 Potencia de accionamiento del desgranado 75
4.2.5 Diseño de estator de la recamara 78
4.3 Diseño de la criba 78
4.3.1 Diseño de bastidor de la criba 79
4.3.2 Diseño del sistema vibrador 81
4.3.3 Análisis cinemático de una biela manivela 90
4.3.4 Diseño de las suspensiones elásticas 94
4.3.5 Análisis vibratorio de la criba 98
4.3.6 Dinámica de biela manivela 105
4.4 Selección de motor 109
4.5 Selección de elementos de maquina 110
4.5.1 Transmisión de potencia del desgranador 110
4.5.2 Cálculo de eje de tambor de desgrane 119
4.5.3 Selección y cálculo de la chaveta para el tambor de desgrane. 132
1.1.1 Selección de chumacera para tambor de desgrane 134
1.1.2 Transmisión de potencia de la criba. 134
4.5.4 Cálculo de eje de criba Vibratoria 140
4.6 Selección de chumaceras 147
4.6.1 Selección de chumaceras para el tambor desgranador 147
4.6.2 Selección de chumaceras para la criba de desgrane 148
CAPITULO V 150
5 SIMULACIÓN 150
5.1 Simulación computacional por elementos finitos 150

5.1.1 Metodología de la simulación por ANSYS. 151
5.1.2 Simulación del bastidor por elementos finitos 158
5.1.3 Simulación del eje de desgrane por elementos finitos 160
5.1.4 Simulación del eje de la zaranda por elementos finitos 162
5.1.5 Simulación modal de la criba por elementos finitos 163
5.2 Simulación computacional por elementos discretos 166
5.2.1 Metodología de la simulación por ROCKY. 167
5.2.2 Simulación de desgrane de maíz por elementos discretos 172
CAPITULO VI 175
6 CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO 175
6.1 Construcción de máquina 176
6.1.1 Proceso de fabricación de los componentes 176
6.1.2 Ensamblaje general del equipo 179
6.1.3 Herramientas técnicas utilizadas 180
6.1.4 Medidas de seguridad 181
6.2 Pruebas de funcionamiento y resultados 181
6.2.1 Metodología de pruebas 181
6.2.2 Resultados del desgrane 184
6.2.3 Resultados de la selección 184
6.2.4 Análisis de fallas o ajustes 186
6.3 Plan de mantenimiento de la desgranadora 187
6.3.1 Mantenimiento del motor de combustión interna 187
6.3.2 Mantenimiento del rodamiento 189
6.4 Costos De Construcción 190
6.4.1 Costos directos 190
6.4.2 Costos indirectos 192
6.4.3 Resumen del gasto de construcción de la máquina 194
7 CONCLUSIONES 195
8 RECOMENDACIONES 198
9 BIBLIOGRAFÍA 199
10 ANEXOS 201
10.1 METODOLOGÍA 202
10.1.1 Objetivo general 202

10.1.2 Enfoque de investigación 202
10.1.3 Tipo de investigación: 202
10.1.4 Nivel de investigación: 202
10.1.5 Diseño de investigación: 202

LISTA DE CUADROS

Tabla 1.1 *Cuadro de variables independientes* 6
Tabla 1.2 *Cuadro de variables dependientes* 7
Tabla 2.1 *Parámetros morfológicos de la mazorca* 15
Tabla 2.2 *Parámetros Morfológicos del grano de maíz.* 16
Tabla 2.3 *Parámetros físicos y morfológicos de maíz blanco gigante* 16
Tabla 2.4 *Parámetros físicos y morfológicos del grano de maíz blanco gigante* 17
Tabla 2.5 *Parámetros estáticos del maíz.* 17
Tabla 2.6 *Tipos de fajas* 21
Tabla 3.1 *Lista de exigencias.* 29
Tabla 3.2 *Matriz morfológica* 33
Tabla 3.3 *Concepto de solución* 34
Tabla 3.4 *Criterios de ponderación.* 38
Tabla 3.5 *Criterios de calificación para el concepto de solución 1* 40
Tabla 3.6 *Criterios de calificación para el concepto de solución 2.* 41
Tabla 3.7 *Criterios de calificación concepto de solución 3.* 42
Tabla 3.8 *Criterios de calificación concepto de solución 4.* 43
Tabla 3.9 *Resumen Ponderación Para Selección de solución* 44
Tabla 3.10 *Evaluación técnica para el diseño* 45
Tabla 3.11 *Evaluación económica para el diseño* 46
Tabla 3.12 *Rangos de valor técnico y valor económico* 47
Tabla 4.1 *Combinación de cargas* 56
Tabla 4.2 *Coeficiente adimensional que depende el apoyo.* 61

Tabla 4.3 *Propiedades mecánicas de la goma de alta resistencia* 68

Tabla 4.4 *Energía especifica (KJ/kg) según el rpm del tambor*..... 76

Tabla 4.5 *Dimensiones de biela manivela en la zaranda.*..... 89

Tabla 4.6 *Dimensiones de biela manivela en la zaranda.*..... 95

Tabla 4.7 *Dimensiones de biela manivela en la zaranda.*..... 95

Tabla 4.8 *Tabla de datos geométricos y mecánicos de los elementos de suspensión elástica* .. 97

Tabla 4.9 *Características del motor seleccionado*..... 110

Tabla 4.10 *Condiciones de funcionamiento de la máquina*..... 111

Tabla 4.9 *Factor del ángulo "C1".* 117

Tabla 4.12 *Incremento de potencia* 118

Tabla 4.13 *Factor de desarrollo de la correa* 119

Tabla 4.14 *Tabla de factor de superficie* 125

Tabla 4.15 *Factor de Carga* 126

Tabla 4.16 *Factor de Temperatura* 127

Tabla 4.17 *Factor de confiabilidad* 127

Tabla 4.18 *Valores de factor de corrección a la fatiga* 131

Tabla 4.19 *Valores de longitud de chaveta*..... 133

Tabla 4.20 *factor de desarrollo de la correa*..... 137

Tabla 4.21 *Factor del ángulo "C1"* 139

Tabla 4.22 *Incremento de potencia* 139

Tabla 5.1 *Tipos de elementos empleados en la simulación computacional.* 153

Tabla 5.2 *Modelado tridimensional simplificado utilizando el software SpaceClaim* 153

Tabla 5.3 *Propiedades de los materiales* 154

Tabla 5.4 *Carga aplicada a la maquinaria* 154

Tabla 5.5 *Métrica del mallado computacional.* 157

Tabla 5.6 *Carga aplicada al tambor de desgrane.*..... 160

Tabla 5.7 *Carga aplicada al eje de la zaranda.*..... 162

Tabla 5.8 *porcentaje de masa participativa global de la máquina.*..... 166

Tabla 5.9 *Características del grano del maíz.* 169

Tabla 5.10 *Parámetros operativos de simulación.* 170

Tabla 5.11 *Características del modelado.* 170

Tabla 5.12 *Características del modelado.* 171

Tabla 5.13 *Propiedades físicas del maíz y componentes.* 172

Tabla 6.1 *Pruebas de desgrane de maíz.* 184

Tabla 6.2 *Resultados de las Pruebas de desgrane de maíz.* 185

Tabla 6.3 *Motor honda G120.* 187

Tabla 6.4 *Mantenimiento del motor Honda G120.* 188

Tabla 6.5 *Mantenimiento preventivo de rodamientos.* 189

Tabla 6.6 *Costos directos de materiales de construcción.* 191

Tabla 6.7 *Costo indirectos de construcción.* 193

Tabla 6.8 *Desagregado del costo de la construcción de la maquinaria.* 193

Tabla 6.9 *Resumen de costo de construcción.* 194

LISTA DE FIGURA

Figura 2.1 *Maíz amiláceo Gigante Cusco.* 15

Figura 3.1 *Fases del diseño por VDI 2221.* 28

Figura 3.2 *Abstracción de la caja negra.* 31

Figura 3.3 *Esquema de caja negra para el proceso de desgrane.* 32

Figura 3.4 *Concepto de solución 1.* 35

Figura 3.5 *Concepto de solución 2.* 36

Figura 3.6 *Concepto de solución 3.* 37

Figura 3.7 *Concepto de solución 4.* 38

Figura 3.8 *Diagrama de evaluación del proyecto preliminar.* 47

Figura 3.9 *Borrador del proyecto definitivo.* 48

Figura 4.1 *Dimensión preliminar de la tolva de entrada.* 54

Figura 4.2 *Carga distribuida en la tolva de entrada.* 56
Figura 4.3 *Diagrama de cortante y momento de la tolva.* 57
Figura 4.4 *Diagrama del centroide de los pernos.* 58
Figura 4.5 *Diagrama de cuerpo libre de la placa de la tolva.* 62
Figura 4.6 *Fuerza que impacta a la paleta.* 72
Figura 4.7 *Diagrama de momento flector y cortante de la paleta de goma.* 73
Figura 4.8 *Partes que conforman la criba.* 81
Figura 4.9 *Mecanismo biela manivela de la criba.* 82
Figura 4.10 *Posición de la criba al movimiento del mecanismo motriz.* 85
Figura 4.11 *Diagrama de cuerpo libre de una partícula de maíz.* 86
Figura 4.12 *Trayectoria teórica de una partícula.* 89
Figura 4.13 *Cálculo de la velocidad de la criba.* 90
Figura 4.14 *Diagrama de biela manivela.* 91
Figura 4.15 *Grafica desplazamiento vs tiempo de la criba.* 92
Figura 4.16 *Grafica de la velocidad vs tiempo.* 93
Figura 4.17 *Grafica de la aceleración vs tiempo.* 94
Figura 4.18 *Grafica de la aceleración vs tiempo de la criba.* 98
Figura 4.19 *Grafica de desplazamiento vs tiempo* 102
Figura 4.20 *Curva de amplificación dinámica sin amortiguamiento.* 104
Figura 4.21 *Fuerza de movimiento para mover la biela manivela.* 105
Figura 4.22 *Diagrama de cuerpo libre de manivela.* 106
Figura 4.23 *Grafica torque vs tiempo.* 108
Figura 4.24 *Catálogo de correa tipo V.* 113
Figura 4.25 *Partes de la polea.* 115
Figura 4.26 *Dimensiones de polea de transmisión de tambor de desgrane.* 120
Figura 4.27 *Diagrama de cuerpo libre del tambor de desgrane.* 122
Figura 4.28 *Diagrama de cortante y momento flector del tambor de desgrane.* 123
Figura 4.29 *Disposición de refuerzos de tambor de desgrane.* 132

Figura 4.30 *transmisión de potencia de la criba.* 136
Figura 4.31 *Dimensiones de polea de transmisión de tambor de desgrane.* 141
Figura 4.32 *Diagrama de cuerpo libre del eje de criba.* 143
Figura 4.33 *Diagrama de cuerpo libre del eje de criba en el eje y.* 144
Figura 4.34 *Diagrama de momento del eje de la criba en el eje Y.* 144
Figura 4.35 *Diagrama de cuerpo libre del eje de criba en el eje X.* 145
Figura 4.36 *Diagrama de momento del eje de la criba en el eje X:* 145
Figura 5.1 *Modelado tridimensional utilizando el software Inventor.* 152
Figura 5.2 *Modelado tridimensional simplificado utilizando el software SpaceClaim.* 153
Figura 5.3 *Mallado del dominio geométrico para la simulación computacional.* 155
Figura 5.4 *Mallado del dominio geométrico de los elementos de mayor interés.* 156
Figura 5.5 *Esfuerzos equivalentes de Von Mises en el bastidor de la máquina.* 158
Figura 5.6 *Deformación máxima en la estructura y criba de la máquina.* 159
Figura 5.7 *Esfuerzos en los ejes de desgrana de la máquina.* 161
Figura 5.8 *Deformación del eje de desgrane.* 162
Figura 5.9 *Esfuerzo del eje de la zaranda* 163
Figura 5.10 *Frecuencia natural de 9.40 Hz, desplazamiento de la criba.* 164
Figura 5.11 *Frecuencias naturales de entre 5.46 Hz y 11.47 Hz de la máquina.* 165
Figura 5.12 *Geometría empleada en Rocky para la simulación DEM.* 168
Figura 5.13 *Gradiente de velocidades de las partículas en la simulación DEM.* 173
Figura 5.14 *Gradiente de velocidades de las partículas en la simulación DEM.* 174
Figura 6.1 *Construcción del bastidor.* 177
Figura 6.2 *Eje de desgrane.* 178
Figura 6.3 *Faja tipo V.* 178
Figura 6.4 *Eje de desgrane y las uniones de las paletas.* 179
Figura 6.5 *Pruebas de desgrane.* 183
Figura 6.6 *Pruebas de desgrane y selección de maíz.* 185
Figura 6.7 *Pruebas de desgrane.* 186

NOMENCLATURA Y SIMBOLOGÍA

Símbolo	Denominación
ha	Hectáreas
T	Toneladas
kg	kilogramos
σ_a	Momentos flexionaste alternante
τ_a	Torsión alternante
c	Distancia entre poleas
I	Momento de inercia de masa
k_f	Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión
σ_m	Momentos flexionante medio
k_{fs}	Factores de concentración del esfuerzo por fatiga torsión
J	Momento polar de área
τ_m	Torsión medio
q	Presión vertical media sobre la base de la plancha
n	Factor de seguridad
t	Espesor de plancha

v	Velocidad Lineal
F	Fuerza en N
ES	Energía Especifica para el desprendimiento de granos (KJ/kg)
P	Potencia en W
T_m	Torque
r	Radio excéntrico de la biela
w	Velocidad angular
L	longitud de la manivela
At	Amplitud de vibración
$\mu_{E,c}$	Coeficiente de fricción estática-dinámica
j_{tB}	Aceleración del descenso de la criba
j_{ts}	Aceleración de Acenso de la criba
g	Aceleración de la gravedad
K	Constante de rigidez
w_n	Frecuencia natural
F_a	Factor de Amplificación

X_a	Factor de Amplificación Estática
X_{for}	Factor de Amplificación Estática
X_{for}	Factor de Amplificación Estática
S_y	Esfuerzo de fluencia del acero
S_{ut}	Esfuerzo ultimo de ruptura del acero
S_e	Limite a la resistencia a la fatiga corregida
d	Diámetro de eje calculado.

LISTA DE SIGLAS

ANSI: American National Standards Institute (Instituto Americano Nacional de Estándares).

ASTM: American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Materiales y Pruebas).

ASME: American Society of Mechanical Engineering (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).

INIA: Instituto nacional de innovación agraria

VDI: Verein Deutscher Ingenieure (Asociación Alemana de Ingenieros).

ISO: International Organization for Standardization (Organización internacional para estandarización)

FEA: Finite Element Analysis (Análisis por elementos finitos)

CAD: Computer Aided Design (Diseño Asistido por Computadora).

CAE: Significa **Computer-Aided Engineering** (Ingeniería Asistida por Computadora u Ordenador).

CAPÍTULO I

1 ASPECTOS GENERALIDADES

1.1 El problema

1.1.1 Planteamiento del problema

El maíz es una semilla originaria de América del norte, que fue difundido al sur del continente por los antiguos pobladores americanos y llegó a ser popular, siendo cultivado por todas las culturas andinas (Cultivos Tropicales, 2009). Este grano fue uno de los pilares en el desarrollo de los referidos pueblos, quienes dieron no solamente un valor utilitario en la alimentación sino también, un valor sagrado, como en las culturas precolombinas. Después de la invasión europea a las sociedades originarias de América, el maíz se difundió por el mundo, por su adaptabilidad a cualquier ambiente, motivo por el cual actualmente es el cereal más cultivado en el planeta. En el caso particular de la región Cusco, existe variedades endémicas como el maíz blanco gigante, el cual es producido en el Valle Sagrado de los Incas y tiene gran demanda internacional, por ello, es cultivado en grandes extensiones.

En la zona del valle sagrado de los Incas, el cultivo de la variedad del maíz blanco ocupa el 90% de la siembra de este grano, que asciende a unas 7 000 hectáreas, a las cuales se suman unas 1000 hectáreas más que están destinado a la producción de choclo (Willis, 2013). La producción del maíz blanco gigante está considerada dentro de aquella agricultura que está orientada a la actividad de exportación no tradicional, debido a que su cultivo ya tiene innovación tecnológica y es sembrada en áreas extensas que permite lograr hasta una exportación de 6004.18 T en el año 2021 y 70053.91 T en el año 2019 ((OTI), 2022).

La producción extensiva y en grandes cantidades de maíz en la región del Cusco exige la construcción de una máquina desgranadora y clasificadora de maíz con mayor sofisticación que logre un rendimiento de 3057 Kg/hectárea en Calca y 2971 Kg/hectárea en Urubamba, (PLAN ESTRATEGICO DEL SECTOR AGRARIO 2009-2021, 2021). En tal sentido, en el área territorial del presente estudio, en promedio se vienen produciendo unos 3000 kg/hectárea de desgranado de maíz.

El proceso de desgranado del maíz en estas zonas agrícolas continúa desarrollándose en forma manual, con métodos rudimentarios a fin de no dañar los granos de maíz al momento de realizar esta operación, a fin de garantizar su integridad para la exportación, a pesar de la existencia de métodos modernos con el uso de las máquinas desgranadoras y clasificadoras de maíz, debido a las experiencias negativas que tuvieron con el uso de estas máquinas, que al momento de la operación de desgranado y selección fueron partidos los granos de maíz, los cuales ha perjudicado al agricultor en la exportación del mencionado producto. En el desgrane y selección del maíz por el método artesanal comparando con la máquina desgranadora se generan varias ventajas: a) En cuanto a la cantidad de producción, rudimentariamente una persona solamente llega desgranar alrededor de 9 a 10 kg/h, la solución que optamos es construir una máquina desgranadora y seleccionadora de maíz blanco gigante, el cual aumenta el rendimiento de desgrane y selección del maíz por hora que beneficiara al agricultor b) Logrando que el agricultor pueda culminar su desgrane en menos días, dependiendo la extensión c) En cuanto a la salud del personal, el habitual trabajo que se expone a la intemperie, luz solar y genera daños en las manos, mientras que, con la máquina se superan estos problemas, porque

para maniobrar esta máquina es necesario dos personas y el agricultor no sufrirá daños a las manos d) En cuanto a la eficiencia de la selección del maíz, con el método artesanal es ineficiente, debido a que puede engañar a la percepción humana y la velocidad de selección es lenta, mientras que, con la máquina es más eficiente e) Siendo una máquina de fácil montaje y desmontaje garantiza su desplazamiento.

Los mencionados problemas y alternativas expresados justifican la necesidad de construir una máquina desgranadora y clasificadora de maíz, con mayor perfeccionamiento y capacidad de producción a las que se usan actualmente en el espacio territorial de la investigación. Los cuales implican la reducción en el tiempo del proceso de desgranado y selección, incluso en mayor cantidad frente a la limitada capacidad humana, sin dañar los granos de maíz; además, sumándose a las mencionadas ventajas, la realización del trabajo humano en condiciones saludables, de tal manera se contribuyan significativamente a la mejora de la calidad de vida en la referida localidad.

1.1.2 Problema general

¿Cómo diseñar y construir una máquina que permita el desgrane y la selección eficiente del maíz blanco gigante con una capacidad de 125 kg/h, minimizando perdidas y daños en el grano de maíz?

1.2 Objetivos de la investigación

1.2.1 Objetivo general

Diseñar y construir una máquina para el desgrane y selección de maíz blanco gigante para una capacidad de 125 Kg/h

1.2.2 Objetivos específicos

- Desarrollar el diseño conceptual de la máquina, en base de la lista de exigencias.
- Diseñar los componentes de la máquina para elaborar los planos de construcción.
- Simular numéricamente los componentes principales de la máquina mediante método de elementos finitos (FEM) y elementos discretos (DEM) para evaluar el diseño.
- Realizar la construcción, pruebas de funcionamiento y estimar el costo de construcción de la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz

1.2.3 Justificación de la investigación

El presente trabajo de investigación se justifica por la necesidad de mejorar el proceso de postcosecha del maíz, un cultivo de alta importancia económica y alimentaria en el Cusco. En muchas zonas productoras el desgrane y la selección de maíz aún se realiza de manual o mediante equipos poco adecuados, lo que limita la productividad, incrementa costos operativos y afecta la calidad final del producto.

Desde el punto de vista técnico el diseño y construcción de la maquina desgranadora y seleccionadora permitirá optimizar el proceso mediante la integración de ambas operaciones en un solo equipo reduciendo perdidas de grano de maíz, minimizando daños mecánicos y garantizando una mayor uniformidad en la selección. Esto representa un avance significativo a los métodos tradicionales, que suelen ser ineficientes y dependientes de la mano de obra.

En el ámbito económico la implementación de esta máquina contribuirá a disminuir los costos de producción al reducir el tiempo de procesamiento y la necesidad de mano de obra. Así mismo al mejorar la calidad de grano se incrementa su valor comercial, generando mayores ingresos para los productores.

Desde una perspectiva social el trabajo de investigación busca beneficiar directamente a los agricultores facilitando su trabajo y reduciendo el esfuerzo físico requerido en las labores de desgrane y selección. Esto también promueve la tecnificación del sector agrícola, mejorando las condiciones de trabajo y fomentando el desarrollo local.

En el aspecto académico y tecnológico, el desarrollo de esta máquina permite aplicar conocimientos de ingeniería mecánica, diseño, simulación y manufactura, contribuyendo la formación profesional y al desarrollo de soluciones adaptadas a las necesidades del entorno productivo. Además, la maquina puede servir como base para futuras investigaciones o mejoras tecnológicas.

1.2.4 Hipótesis

El diseño y construcción de una máquina desgranadora y seleccionadora de maíz blanco gigante con capacidad de 125 kg/h permitirá mejorar la eficiencia del proceso, reduciendo perdidas de grano de maíz y obtener una mejor calidad del producto en comparación con métodos tradicionales.

1.3 Variables de la investigación

1.3.1 Variable independiente

Diseño y construcción de la maquina desgranadora y selección de maíz.

Describimos la variable independiente indicando la dimensión, indicador y su respectiva unidad en la tabla 1.1

Tabla 1.1

Cuadro de variables independientes

Variable	Dimensión	Indicador	Unidad
Diseño y construcción de la maquina	Diseño de los elementos de máquina	velocidad del tambor	rpm.
Diseño y construcción de la maquina	Sistema de transmisión	potencia del motor	HP
Diseño y construcción de la maquina	Sistema de selección	frecuencia de vibración de la criba	HZ
Diseño y construcción de la maquina	Capacidad de operación	procesamiento del maíz	kg/h

1.3.2 Variable dependiente

Eficiencia del desgane y selección del maíz.

Describimos la variable dependiente indicando la dimensión, indicador y su respectiva unidad en la tabla 1.2

Tabla 1.2

Cuadro de variables dependientes

Variable	Dimensión	Indicador	Unidad
Eficiencia	Desgrane	Eficiencia de desgrane	%
Eficiencia	Calidad de grano	Porcentaje de grano dañado	%
Eficiencia	Rendimiento	Tiempo de procesamiento	Kg/h

1.4 Metodología de la investigación.

1.4.1 Enfoque de investigación

El presente trabajo de investigación presenta un enfoque cuantitativo ya que se realizaron pruebas de la capacidad de la eficiencia de desgrane del maíz y porcentaje del daño del grano de maíz.

1.4.2 Tipo de investigación:

El presente trabajo de investigación es de tipo tecnológico, debido a que estuvo orientado al diseño y construcción de una maquina desgranadora y seleccionadora de maíz blanco gigante, con la finalidad de mejorar el proceso de postcosecha.

1.4.3 Nivel de investigación:

El nivel de investigación es aplicado, ya que, los conocimientos de ingeniería mecánica y diseño de máquinas fueron utilizados para resolver el problema del sector agrícola

1.4.4 Diseño de investigación:

El diseño de investigación fue experimental, debido que se construyó la máquina desgranadora y de selección de maíz blanco y se efectuaron pruebas experimentales para evaluar el desempeño de desgrane bajo condiciones reales.

1.5 Alcances y limitaciones

1.5.1 Alcances

a) El presente proyecto comprende el desarrollo del diseño conceptual de la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz blanco gigante, considerando los requerimientos funcionales, operativos y constructivos necesarios para mejorar el proceso de postcosecha del maíz.

b) Asimismo, abarca el diseño mecánico de los principales elementos de la máquina, tales como el sistema de desgrane, sistema de selección, estructura y sistema de transmisión de potencia, incluyendo los cálculos de diseño ya elaboración de los respectivos planos de fabricación.

c) De igual manera, se contempla la realización de simulación numérica de los componentes críticos mediante el método de elementos finitos (FEM) y el método de elementos discretos (DEM), con la finalidad de verificar los esfuerzos y deformaciones del diseño mecánico, así como analizar el comportamiento del grano de maíz durante el proceso de desgrane.

d) Finalmente, la construcción de la maquina desgranadora y seleccionadora para realizar de pruebas para evaluar parámetros de desempeño como la eficiencia de desgrane, el porcentaje de daño al grano de maíz y el costo estimado de construcción de la máquina.

1.5.2 Limitaciones

a) La investigación presenta limitaciones a la disponibilidad de información técnica específica sobre las propiedades físicas y mecánicas del maíz blanco gigante, tales como módulo de elasticidad, coeficiente de restitución, coeficiente de fricción y resistencia del grano de maíz por lo que en algunos casos se emplearon valores referenciales obtenidos de bibliografía técnica y estudios similares.

b) El diseño mecánico de la maquina se limita al desarrollo y análisis de los componentes principales involucrados en el proceso de desgrane y selección, tales como el sistema de desgrane, sistema de selección, estructura y transmisión de potencia, por lo tanto, componentes secundarios o auxiliares no fueron analizados con el mismo nivel de detalle.

c) El desarrollo de la simulación numérica mediante los métodos FEM y DEM constituye una limitación en la investigación debido a la disponibilidad limitada de equipos computacionales y restricción asociada a las licencias de uso de los programas empleados, lo que restringe la complejidad de los modelados, el nivel de detalle de las simulaciones y el análisis integral de todos los componentes de la máquina.

d) La construcción de la maquina se desarrolló bajo las limitaciones de recursos económicos, disponibilidad de materiales y acceso de manufactura especializados, por lo tanto, la maquina construida corresponde a una versión experimental orientada a la validación técnica del diseño.

e) La estimación del costo de construcción de la maquina constituye una limitación, debido a que se realizara precios actuales, mano de obra y procesos de manufactura disponibles, asimismo, el estudio no incluye un análisis económico financiero, como el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR), por lo que no se evaluara la rentabilidad económica ni el retorno de inversión de la máquina.

1.6 Estado del Arte

1.6.1 Antecedentes Nacionales

a) Ricaldi Torres (2020), **"Diseño de una maquina desgranadora y clasificadora de maíz amiláceo con una capacidad de 500 kg/h para el balle del Mantaro"**, en su trabajo de investigación de tesis de pregrado titulado, Se diseño una maquina desgranadora y clasificadora de maíz amiláceo con una capacidad de 500 kg/h para el valle del Mantaro. Se empleo VDI 2221 para seleccionar los mecanismos de desgranado y clasificación, y la maquina opera con aproximadamente 15% de humedad.

b) Muro Facho, César Robinson (2020). **"Diseño de una máquina limpiadora y seleccionadora de grano de maíz (*Zea mays*) para optimizar la producción de 25 qq/h en el distrito de Mórrope",** en la Universidad Señor de Sipán, en el año 2020. El autor

realizó un ensayo experimental para determinar las propiedades mecánicas del maíz estudiado. Asimismo, elaboró una matriz morfológica para identificar las características que debía presentar la máquina y, mediante herramientas CAD, comprobó su funcionamiento y resistencia (Muro Facho, 2020).

c) Ramos Gallegos, Sebastián Rodrigo (2021) **"Diseño conceptual de un desgranador y clasificador de granos de maíz amiláceo por calibre y estado de conservación en la Pontificia Universidad Católica del Perú"**, En esta tesis, el autor desarrolla una máquina automática capaz de desgranar maíz amiláceo y clasificarlo según el tamaño del grano y su estado de conservación. El diseño contempla un sistema de desgrane mediante herramienta de corte y otro mediante rodillos con dados de impacto. Asimismo, la clasificación se realiza a través de una zaranda vibratoria y un sistema de visión por computadora basado en redes neuronales y técnicas de *deep learning.*

1.6.2 Antecedentes Internacionales.

a) Ureña Espín, Joel Froilán y Villavicencio Calle (2012) "**Diseño y construcción de una máquina para el proceso de desgranado de maíz",** desarrollaron el diseño y construcción de una máquina para el proceso de desgranado de maíz de la costa en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En este trabajo, se diseñó y fabricó una máquina desgranadora que alcanzó una eficiencia del 98%, con menos del 2% de granos dañados. Las pruebas realizadas demostraron un ahorro significativo de tiempo y mayor eficiencia en comparación con el desgranado manual

b) López Gómez, Víctor Geovanny (2015) **"Diseño y simulación de una máquina clasificadora vibratoria de granos de maíz"**, en esta investigación, se determinó la composición química y la estructura física del grano de maíz, lo que permitió identificar sus componentes y propiedades, como la densidad, un factor clave para el dimensionamiento del tamiz. Asimismo, mediante el uso de software de diseño como Autodesk Inventor y AutoCAD Mechanical, se desarrollaron prototipos en 3D, incluyendo un resorte helicoidal de compresión, lo que permitió visualizar, simular y analizar su comportamiento en condiciones cercanas a la realidad

c) Amangandi Aguilar, Jorge Washington y Lamiña Maygua, Fabián Rolando (2013). "**Diseño y construcción de una máquina clasificadora de maíz "Antecedentes Regionales",** en esta investigación, la máquina fue concebida con un diseño modular que permite su desmontaje para facilitar el mantenimiento y transporte. Asimismo, el diseño se realizó componente por componente, considerando factores de seguridad que cumplen con los requerimientos mínimos establecidos; en algunos casos, estos factores resultan elevados debido a las propiedades del material proporcionado, lo que incrementa la confiabilidad estructural del equipo

d) Al Sharifi, Aljibouri y Taher (2019), en Irak, evaluaron el efecto de la velocidad angular del cilindro desgranador en el proceso de desgrane de maíz utilizando dos tipos de máquinas desgranadoras. Los autores trabajaron con velocidades de rotación de 200, 300 y 400 rpm, concluyendo que la velocidad de 200 rpm presentó mejores resultados en eficiencia de desgrane, menor porcentaje de granos dañados y menores pérdidas.

Asimismo, determinaron que velocidades mayores incrementaban la productividad, pero ocasionaban mayor daño mecánico al grano y reducción de la calidad del desgrane.

e) Gomaa, Omar y Elsisi (2022), en Egipto, evaluaron el desempeño de una máquina desgranadora de maíz fabricada localmente, analizando el efecto de la velocidad angular, el tiempo de desgrane y la cantidad de alimentación sobre el consumo energético específico. Los autores determinaron que la menor energía específica de desgrane fue de 3.08 kJ/kg a una velocidad de 300 rpm, mientras que el valor óptimo de operación fue de 3.51 kJ/kg con una velocidad de 300 rpm, tiempo de desgrane de 30 s y alimentación de 15 kg. Asimismo, concluyeron que el incremento de la velocidad angular aumenta el consumo energético y la productividad del proceso de desgrane.

1.6.3 Antecedentes regionales.

a) Autor, A. A. (2018). "Comparativo de rendimiento de dos variedades de maíz amiláceo en dos épocas de siembra bajo condiciones de variables climáticas en Paucarpata, Quispicanchi, Cusco"

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO

2.1 El maíz

El maíz (Zea mays L.) es uno de los cereales más importantes económicamente en el mundo, ya que se utiliza para la alimentación humana, elaboración de alimentos para aves, vacunos , entre otros y como materia prima para la elaboración de productos industriales, la evidencia arqueológica de la diversificación del maíz en el territorio peruano se remota aproximadamente 7000 años, la raza más representativa identificada hasta la fecha se encuentran Proto Confite Morocho, confite choque Chavinense y Kculli, con una antigüedad de 4000 años (Oscanoa y Sevilla, 2011; MINAM, 2018), posteriormente, este proceso de diversificación se intensifico, especialmente en la región Andina , como resultado de la diversidad ecológica que caracteriza el territorio peruano.

Según Grobman, Salhuana y Sevilla ellos han estudiado el maíz Peruano, como la raza Cusco Gigante la cual tuvo una mejor evolución en los Andes Peruanos, posiblemente en el Valle Sagrado en el Cusco, en donde se ha estado cultivando hasta en la actualidad, según los autores antes mencionados el maíz tendría como origen al realizar una hibridación entre la raza Pardo de la costa y la raza Cusco Blanco o la Huancavelica, este fenómeno se ha debido a una selección artificial durante muchas generaciones de cultivos, gracias a esto se logró una variedad de maíz con los granos y mazorcas grandes con una textura harinosa y suave.

Esta variedad de maíz es el más cultivado en el valle sagrado del Cusco, teniendo una altitud de desarrollo de 2600 a 3050 m.s.n.m, posee grandes mazorcas de 8 hilera, las plantas crecen unos 2 a 3 m (FONCODES). En la figura 2.1 se muestra el maíz amiláceo Gigante

Figura 2.1

Maíz amiláceo Gigante Cusco.

***Nota**:* Elaboración propia

2.1.1 Características morfológicas del maíz

Los parámetros morfológicos del maíz gigante como largo, ancho número de hileras y numero de granos por hilera se muestran en la tabla 2.1

Tabla 2.1

Parámetros morfológicos de la mazorca

Características	Promedio	Máximo	Mínimo
Largo (cm)	16	20	12
Ancho(cm)	6,4	7	5,8
Número hileras	8	10	8
Número Granos por hileras	20	27	16

Nota: información extraída maíz blanco Urubamba (blanco Gigante Cusco). pag,30

Los parámetros del grano de maíz gigante Cusco, como el peso, largo ancho y espesor del grano de maíz se muestran en la tabla 2.2.

Tabla 2.2

Parámetros Morfológicos del grano de maíz.

Características	Promedio	Máximo	Mínimo
Peso de 100 granos	130	150	110
Largo(cm)	2	2,7	1,3
Ancho(cm)	1,7	2,1	1,3
Espesor(cm)	0,7	0,9	0,6

Nota: información extraída maíz blanco Urubamba (blanco Gigante Cusco). pag,30

El conocimiento de las propiedades físicas de los granos y semillas de cereales es importante para el diseño y optimización de equipos involucrados con las etapas de procesamiento de productos agrícolas (Mohsenin,1986)

En la tabla 2.3 se tiene las propiedades físicas del maíz gigante Cusco, como la humedad, largo, ancho, espesor, radio esférico y volumen del maíz gigante de Cusco.

Tabla 2.3

Parámetros físicos y morfológicos de maíz blanco gigante

PARÁMETROS	MAÍZ BLANCO
Contenido de Humedad (%Hbh)	12.1 ± 0.30
Largo (mm)	17.1 ± 1.02
Ancho (mm)	15.88 ± 1.3
Espesor (mm)	5.36 ± 0.77
Radio esférico (mm)	6.2
Volumen	1

Nota: Información extraída de la tesis (Diseño de un proceso tecnológico para la industrialización de mote de maíz (Zea mays, variedad blanco Urubamba)) – Chile.

También debemos que tener en cuenta las propiedades físicas del grano del maiz en la tabla 2.4 describimos la densidad, densidad en aparente dureza índice de flotación y materia seca del maíz como se aprecia en la tabla.

Tabla 2.4

Parámetros físicos y morfológicos del grano de maíz blanco gigante

PARÁMETROS	VALORES
Densidad (g/cm3)	1.017 ± 0.004
Densidad aparente (g/cm)	0.538 ± 0.007
Dureza (N*mm)	39.22 ± 13.82
Índice de flotación	100
Materia seca (%)	4.8

Nota: información extraída de la tesis (Diseño de un proceso tecnológico para la industrialización de mote de maíz (Zea mays, variedad blanco Urubamba)) – Chile.

Los parámetros físicos de una semilla de maíz donde en la tabla 2.5 se describe el ángulo de reposo, coeficiente de fricción estática y dinámica.

Tabla 2.5

Parámetros estáticos del maíz.

	Promedio	Mínimo	Máximo
Ángulo de reposo	34.803	28.720	41.010
Coeficiente Fricción estático	0.940	0.9358	0.942
Coeficiente Fricción dinámico	0.315	0.2817	0.328
Área superficial	2.595 cm^2	2.138 cm^2	3.142 cm^2

Nota: información extraída de la publicación (caracterización física de semillas de maíz (lea maíz) sembrado en Andahuaylas Perú)

2.2 Máquinas desgranadoras de maíz.

Las máquinas en las actividades productivas son de suma importancia, ya que recorta tiempos en los procesos productivos, fabricación entre otros, en la agricultura muchos de los procesos se realizan con máquinas agrícolas y el proceso de desgrane y clasificación del maíz no es la excepción, en el mercado nacional e internacional existen máquinas desgranadoras y selectora de maíz de diferentes tipos y de formas.

La máquina cuenta con una tolva de entrada para recibir e introducir la materia prima hacia el tambor de desgrane, donde el maíz sufre impacto accionado por un eje en rotación, el maíz se desgrana y cae por gravedad hacia una zaranda vibratoria, donde se clasifica el maíz y se limpia de las impurezas. El proceso de desgrane del maíz se realiza de diferentes formas pueden realizarse manualmente, máquinas manuales, máquinas eléctricas y máquinas con motores de combustión interna.

2.2.1 Desgranador manual con manivela

Las desgranadores manuales con manivela son utilizados para uso doméstico, consiste en un cilindro con dientes y una manivela accionado por un por la fuerza humana, al girar los dientes desprenden los granos de maíz, los cuales caen por una ranura y marlo es expulsado, esta desgranadora tiene una capacidad de 22-30 kg/h, el costo de fabricación es barata su funcionamiento es fácil de manipular por su tamaño pequeño, trabaja a bajas velocidades donde produce daños reducidos al maíz, recomendable para uso doméstico o pequeños productores.

2.2.2 Desgranador con mecanismo de cadena para desgrane

En este tipo de desgranadoras utiliza un mecanismo con cadenas, consiste que la cadena golpea a la mazorca, provocando el desprendimiento de los granos. Este mecanismo es accionado por un motor eléctrico o de combustión, que proporciona el movimiento, esta desgranadora tiene una capacidad de 300-900 kg/h esta capacidad depende de la velocidad que se proporciona al sistema, el costo de fabricación es accesible y fácil de ser fabricada, las cadenas mecánicas de 0.3 m de longitud rotados para golpear mazorcas de maíz, se considera un desgrane brusco, no es recomendable para maíces suaves, se recomienda usar para pequeños y medianos productores.

2.2.3 Desgranador con paletas metálicas

Los desgranadores de maíz con paletas metálicas utilizan un sistema rotatorio accionado por un motor eléctrico o de combustión interna, donde las paletas de acero entran en contacto físico con las mazorcas, desprendiendo el grano de maíz, estas paletas están sobre el eje que gira a altas velocidades, su capacidad de desgranes es de 150-900 kg/h esta depende de la velocidad y la potencia del motor. Su fabricación es accesible y con materiales que existen en el mercado nacional, este desgranadora se recomienda para maíces duros.

2.2.4 Desgranador con paletas de goma.

Es una máquina diseñada para separar granos de maíz mediante mecanismos mecánicos, en este caso el tambor compuesto de paletas de goma (jebe) como elementos de impacto, golpea a la mazorca y desprende el grano de maíz, la flexibilidad de la goma reduce el daño mecánico del grano de maíz, mejorando la eficiencia de desgrane, la capacidad de desgrane es de 100-

1500 kg/h esta capacidad depende de la velocidad y de la potencia del motor, la fabricación tiene un costo bajo, es fácil de transportar.

2.3 Conceptos mecánicos

2.3.1 Eje o flecha de trasmisión

También llamada flecha es un elemento rotatorio y por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, ruedas dentadas o catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento. (BUDYNAS & NISBETT, 2012, p.344)

Para hacer un análisis de los esfuerzos que se generan no es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; suelen encontrase en las superficies externas, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo. (BUDYNAS & NISBETT, 2012, p.344)

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. (BUDYNAS & NISBETT, 2012, pág. 344)

2.3.2 Faja o banda

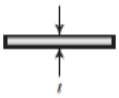
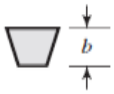
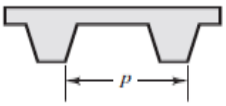
Los elementos de máquinas elásticos o flexibles como bandas, cables, cadenas y otros similares se emplean en los sistemas de transporte y para transmitir potencia a distancias comparativamente largas. Con frecuencia estos elementos se usan como reemplazos de engranes, ejes, cojinetes y otros dispositivos de transmisión de potencia relativamente rígidos.

En muchos casos su empleo simplifica el diseño de una máquina y reduce en gran medida el costo. (BUDYNAS & NISBETT, 2012)

Existen cuatro tipos principales de bandas se muestran en la tabla 2.6, con algunas de sus características.

Tabla 2.6

Tipos de fajas

Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaño	Distancia entre centros
Plana		Si	$t = \begin{cases} 0.03 a 0.20\ pulg \\ 0.75 a 5\ mm \end{cases}$	No hay límites superiores
Redonda		Si	$b = \frac{1}{8} a \frac{3}{4}\ pulg$	No hay límites superiores
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 a 0.91\ pulg \\ 8 a 19\ mm \end{cases}$	Limitadas
De sincronización		Ninguna	P=2mm y mayor	Limitadas

Nota: fuente:Sigley, p.848

En todos los casos, para que su operación resulte adecuada, los ejes de las poleas deben estar separados por una cierta distancia mínima.

Los fabricantes estandarizaron las dimensiones de la sección transversal de las bandas en V y designaron cada sección con una letra del alfabeto para los tamaños en pulgadas. Las dimensiones métricas se designan mediante números. (BUDYNAS & NISBETT, 2012)

2.3.3 Vibraciones mecánicas

El análisis vibracional es el estudio del movimiento oscilatorios de un sistema físico respecto a una posición de equilibrio, según el tipo de excitación se puede presentar como una vibración libre o vibración forzada también se puede clasificar según el amortiguamiento puede ser no amortiguada y amortiguada o por el número de grados de libertada como sistemas de un grado de libertada o "n" grados de libertad.

El análisis vibracional tiene como objetivo predecir para poder controlar daños, fatiga y fallas estructurales para bridar seguridad a estructuras, el estudio de modelos ideales como sistemas de masa-resorte-amortiguador con un grado de libertad, la ecuación que describe la dinámica del sistema con masa m, amortiguamiento c, rigidez k y fuerza externa F, es:

$$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=f \quad \ldots (2.1)$$

Se define la **frecuencia natural** como la frecuencia a la que un sistema tiende a oscilar cunado no está perturbada por fuerzas externas, la ecuación está dada por:

$$\omega=\sqrt{\frac{k}{m}} \quad \ldots (2.2)$$

El **Amortiguamiento critico** tiene se obtiene de:

$$ccr=2\sqrt{m\,k_{eq}} \quad \ldots (2.3)$$

(Macedo silva, n.d., p27)

La **relación de amortiguamiento** se obtiene de:

$$\xi = \frac{c_{eq}}{ccr} \ldots (2.4)$$

(Macedo silva, n.d., p27)

La **frecuencia natural amortiguada** se obtiene de:

$$\omega d = \omega n\sqrt{1-D^2} \ldots (2.5)$$

(Macedo silva, n.d., p.29)

La **relación de frecuencias** se obtiene de:

$$r^{\backslash} = \frac{\omega o}{\omega d} \ldots (2.6)$$

(Macedo silva, n.d., p.61)

La **amplitud de oscilación** se obtiene de:

$$A^{\backslash} = \frac{\frac{Fo}{k_{eq}}}{\sqrt{\left(1-\left(r^{\backslash}\right)^2\right)^2 + \left(2Dr^{\backslash}\right)^2}} \ldots (2.7)$$

(Macedo silva, n.d., p.76)

2.4 Simulación computacional

2.4.1 Análisis de elementos finitos

El análisis de elementos finitos **(FEA)** es un proceso que consiste en predecir el comportamiento de un elemento mecánico basándose en cálculos realizados con el método de

elementos finitos (FEM), el FEM es una técnica matemática y el FEA es la interpretación de los resultados.

El modelado de elementos finitos permite simular los elementos mecánicos sin gasto, ni pérdidas de tiempo ni el riesgo que corre al construir, se utiliza para comprobar el buen funcionamiento.

El funcionamiento de los elementos finitos primero discretiza el dominio de interés luego ensambla ecuaciones físicas para poder resolver los problemas planteados, el proceso de análisis de elementos finitos es:

Preproceso: define los fundamentos físicos y las variables del entorno real que se utiliza en el modelado

Proceso: divide el objeto en elementos finitos mediante el mallado y aplica las ecuaciones pertinentes en cada elemento.

Postproceso calcula resultados para analizar e interpretar las implicaciones en todo el componente.

Las pruebas de análisis de elementos finitos en el software de simulación multipropósitos, como el Ansys Mechanical algunos de los tipos más comunes son el análisis estático se realiza en cargas constantes, análisis dinámico se utiliza para cálculos de vibraciones en el tiempo y análisis modal analiza las frecuencias naturales para poder predecir como vibran las estructuras.

2.4.2 Análisis de elementos discretos

El análisis del método de elementos discretos (DEM), es una técnica numérica que es desarrollada para modelar el comportamiento de medios discontinuos, a diferencia del análisis de elementos finitos (FEM) que tiene el estudio del comportamiento de medios continuos, el método de elementos discretos tiene el estudio de partículas individuales que se pueden mover de forma independiente y que interaccionen con otras partículas mediante fuerzas de contacto, lo cual esto permite describir fenómenos como fracturas o segregación de partículas.

El análisis de elementos discretos se basa en la solución de las ecuaciones de movimiento de Newton, los objetos se representan como partículas individuales que pueden ser esferas, cilindros o polígonos, la interacción entre elementos discretos se consideran las fuerzas normales, fuerzas tangenciales de fricción, adherencia o cohesión entre partículas y contactos simultaneas.

Las pruebas del análisis de elementos discretos en el software de simulación multipropósitos, como el Ansys Rocky nos permite hacer las siguientes simulaciones

Modelos multifísicos: permite una simulación de la dinámica de fluidos computacionales (CFD) y Lattice Boltmann (LBM) para simular con precisión fluidos multifásicos y multicomponentes.

Modelado de partículas complejas: es el modelado de partículas en 2 dimensiones o 3 dimensiones personalizadas para poder lograr representaciones realistas

Modelo de rotura: son modelos bien establecido para rotura de partículas.

El análisis de elementos discretos tiene las ventajas de modelado preciso de los fenómenos de interacción entre partículas, capta la evolución estructural es útil para elementos altamente discontinuos, pero tiene un alto costo computacional con grandes cantidades de partículas, sensibilidad a los parámetros de contacto que no siempre son fáciles de medir.

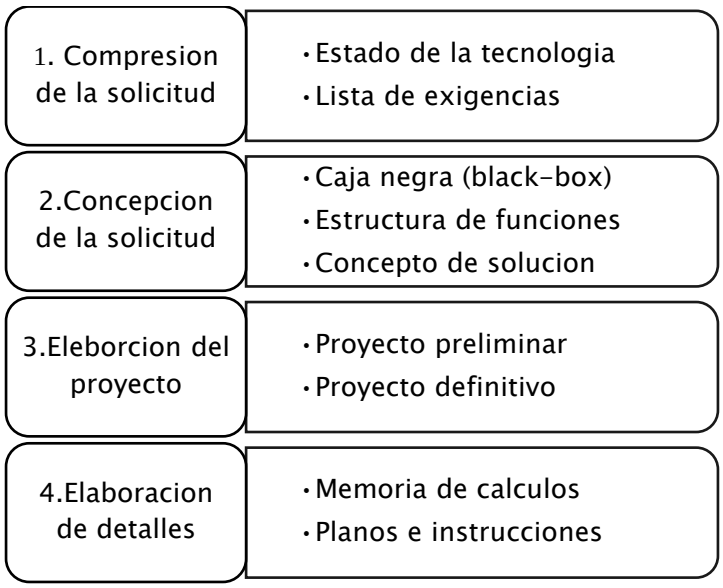
CAPÍTULO III

3 DISEÑO CONCEPTUAL

La metodología que se va a utilizar para el diseño y construcción de máquinas es la VDI2221 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE- ASOCIACIÓN ALEMANA DE INGENIEROS) fue realizada por la Asociación Alemana de Ingeniería en el 1987 donde se desarrolló las directrices para enfocar el diseño del sistema, para poder optimizar en el diseño, en este capítulo se plasmará las fases del diseño según la metodología del VDI 2221, que se muestra en la figura 3.1 se describe las fases de diseño por la metodología del VDI 2221, Primero nos solicita un cuadro de exigencias y deseos para diseñar máquinas, segundo se presenta la estructura de funciones que tiene que seguir la secuencia para funcionamiento de máquinas, tercero elegimos un concepto de solución planteado para tener la respuesta más optima en costo económico y rentabilidad según nuestros criterios y el cuarto y último paso procedemos a realizar la memoria descriptiva y planos de diseño y constructivos, para el diseño de nuestra máquina seguiremos la secuencia para el proceso de abstracción conceptual y correcto diseño.

Figura 3.1

Fases del diseño por VDI 2221.



Nota: VDI es abreviatura de Verein Deutscher Ingenieure- Asociación Alemana de Ingenieros

3.1 Comprensión de la solicitud

3.1.1 Estado de la tecnología

El departamento del Cusco tiene una alta demanda de producción de maíz amiláceo, cristalino amarillo, morocho, confite y chullpi con diferentes tamaños de granos y diferente dureza, teniendo en cuenta que los medianos productores venden su maíz desgranado y seleccionado, nace la necesidad de modificar una desgranadora de maíz, ya que este desgrane maíces blandos hasta los más duros y a la vez seleccione.

3.1.2 Cuadro de listas de exigencia

Para realizar el cuadro de exigencias "Se debe tener en cuenta los lineamientos para la elaboración de la lista de exigencias con las principales características" (Barriga,2006, p.8-I), la tabla 3.1 se presenta la tabla con exigencias requeridas por el usuario para construcción de la máquina desgranadora y de selección de maíz.

Tabla 3.1

Lista de exigencias.

Lista de Exigencias			**Fecha:** 02/03/2023
Proyecto	Diseño y fabricación de máquina desgranadora y seleccionadora de maíz amiláceo		**Revisado:** M.C.A.
Cliente	Víctor Baca Ramos		**Elaborado:** J.O.T/L.M.B.
Fecha de cambio	**Deseos o exigencias**	**Descripción**	**Responsable**
02/03/2023	E	**FUNCION PRINCIPAL.** Fabricación de una máquina desgranadora y seleccionadora de maíz amiláceo gigante, con una capacidad de producción de 125 kg/h, que selecciona el maíz por categorías de tamaño. Esta máquina no debe de dañar el producto final.	J.O.T.
02/03/2023	E	**MATERIA PRIMA** Se trabajará con maíz gigante Cusco, pero se desea que la máquina también pueda trabajar con otras semillas.	L.M.B.
02/03/2023	E	**FUERZA** La fuerza del golpeo del desgranado debe de ser la indicada para no quebrar el maíz.	J.O.T.
02/03/2023	E	**GEOMETRIA.** El tamaño de la máquina debe ser el menor posible para poder guardarlo en tiempos de baja producción.	J.O.T.
02/03/2023	E	**ENERGIA** Se activará por medio de un motor de combustión interna.	L.M.B.
02/03/2023	E	**MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN**	L.M.B.

		Se utilizará materiales de acero de bajo costo y fáciles de conseguir en la ciudad de Cusco.	
02/03/2023	E	**SEGURIDAD** Los mecanismos de desgranado y seleccionado de la máquina debe de estar protegida por medio de guardas que eviten que las personas puedan tener contacto con elementos móviles.	J.O.T.
02/03/2023	E	**FABRICACIÓN** La construcción de la máquina se desarrollará en talleres de la localidad de Cusco.	L.M.B.
02/03/2023	E	**MONTAJE** El montaje debe ser lo más sencillo posible por cualquier persona con un mínimo de capacitación, para poder realizar el mantenimiento.	L.M.B.
02/03/2023	D	**TRANSPORTE** Se debe de tener en cuenta el peso y la geometría correcta para poder transportar la máquina.	J.O.T.
02/03/2023	E	**MANTENIMIENTO** Se deberá realizar fácil acceso a los elementos críticos y también fácil montaje	J.O.T.
02/03/2023	E	**ERGONOMÍA** Debe ser cómodo para la manipulación de la máquina, como para el mantenimiento de la máquina.	J.O.T.
02/03/2023	D	**COSTO** Se busca que el costo sea el menor posible para que las personas puedan adquirir la máquina.	L.M.B.

3.2 Estructura de funciones

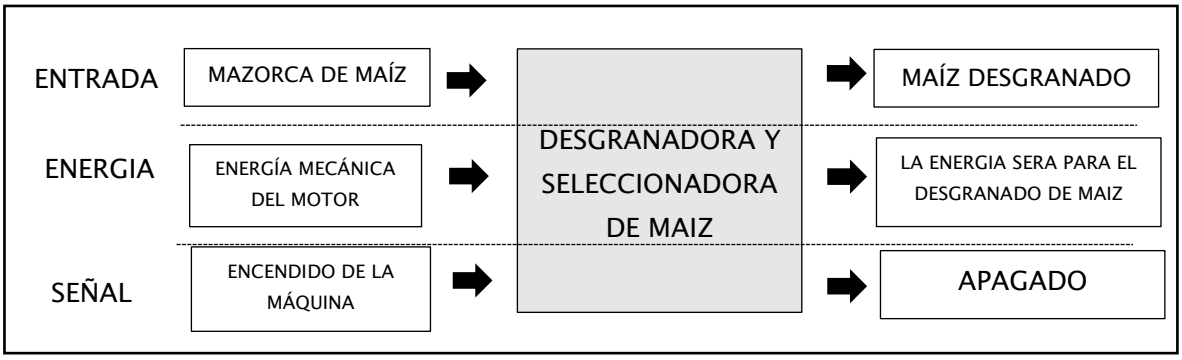
3.2.1 Caja negra

"Dentro de la caja negra ocurre un proceso técnico aún desconocido; es decir, una transformación de las propiedades de las 3 magnitudes básicas (señal, materia y energía) descritas como entrada y salida" (barriga, p.28), en la figura 3.2 se describe la abstracción de la

caja negra que se considera la entra de material prima, con que energía funciona y la señal de encendido y apagado que puede ser manual o digital, la cual se tiene el siguiente esquema:

Figura 3.2

Abstracción de la caja negra.



Entrada:

- Materia: mazorca de maíz amiláceo como materia prima
- Energía: Energía mecánica del motor como suministro principal
- Señal: encendido de máquina.

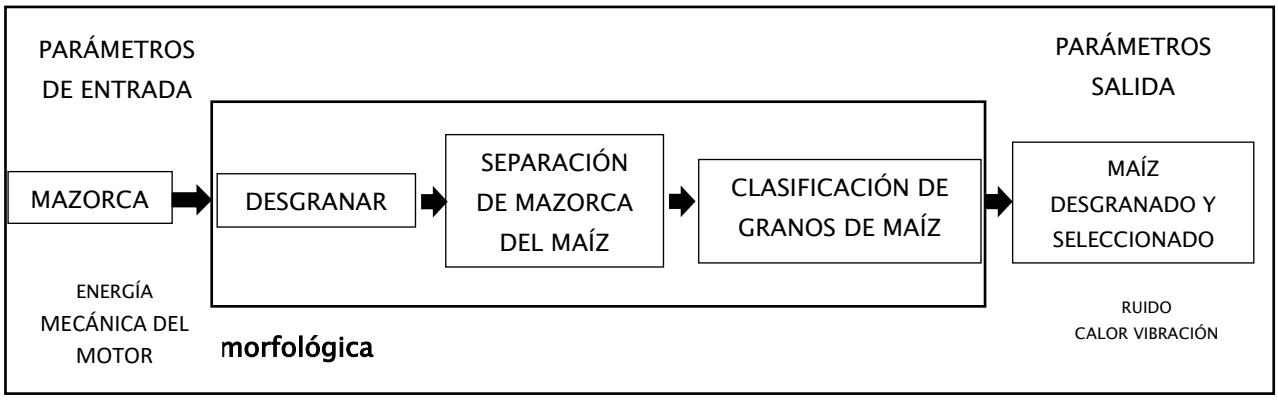
Salida:

- Materia: Maíz amiláceo desgranado y seleccionado
- Energía: la energía suministrada será utilizada en mecanismo de desgrane y el mecanismo de selección, las pérdidas de energía se verán reflejada en vibración, calor y ruido
- Señal: apagado de máquina.

"En base a principios tecnológicos, se busca todas las funciones que la máquina por diseñar debe cumplir para llevar a cabo su función principal, y esta se presenta en forma estructurada de manera talque se aprecia su contribución a la función total" (barriga, p35), en la figura 3.3 se presenta la caja negra para el proceso de desgrane y selección del maíz.

Figura 3.3

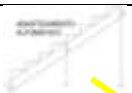
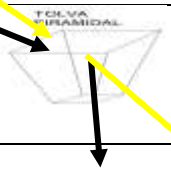
Esquema de caja negra para el proceso de desgrane.



Para la matriz morfológica de debe tener en cuenta "la estructura de funciones, a través de principios de solución para cada una de las funciones parciales en una estructura de construcción" (barriga, p.42), en la tabla 3.2 se propone las mejores propuestas de solución para la construcción de la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz.

Tabla 3.2

Matriz morfológica

Matriz morfológica				
Tema	Diseño y fabricación de máquina desgranadora y seleccionadora de maíz amiláceo			
Lugar	Cusco			
Funciones	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
Sistema receptor de Mazorcas.	Manual	 Faja transportadora		
Tolva				
Desgranado				
Accionamiento del tamiz				
Tamiz				
Accionamiento				
Transmisión				

Para realizar una secuencia de solución en la tabla 3.3 se propone cuatro soluciones, la primera solución se señala con una línea amarilla la segunda solución se señala con una línea negra la tercera solución se señala con una línea roja y cuarta solución se señala con una línea verde.

Tabla 3.3

Concepto de solución

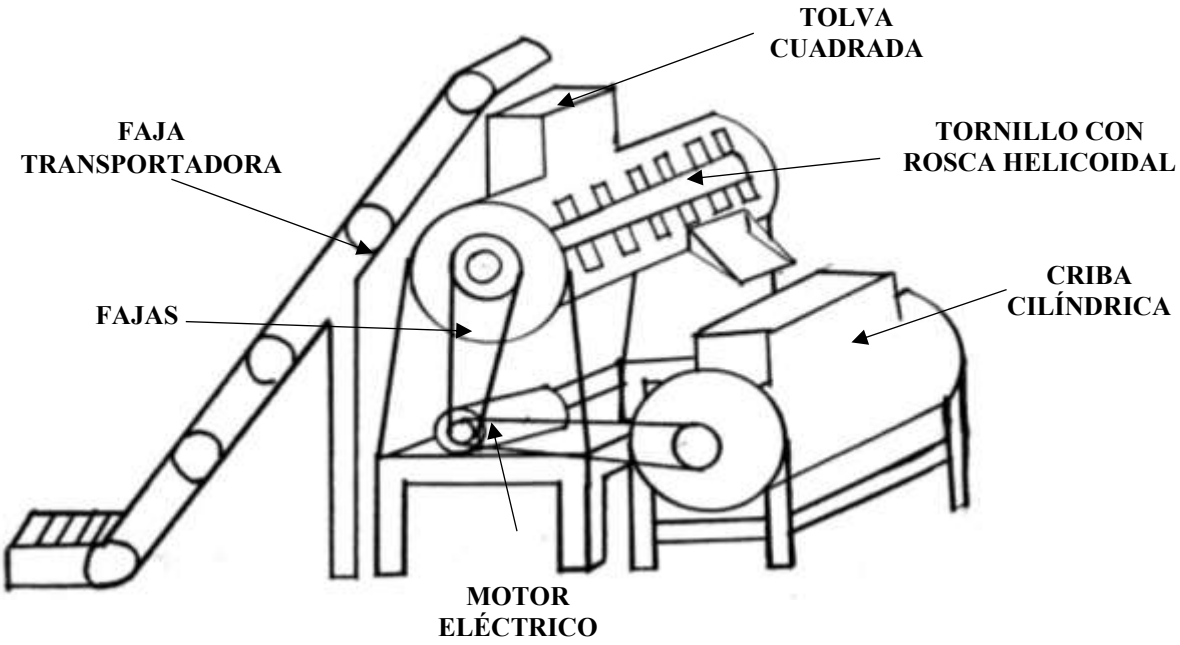
Concepto de solución
Concepto 1
Concepto 2
Concepto 3
Concepto 4

3.2.3 Conceptos de solución

Concepto de solución 1: Este concepto de solución se traza con la línea amarilla la cual se obtenido la siguiente componentes, se está considerando una faja transportadora, llega a una tolva tipo cuadrada pasando al mecanismo de desgrane que tiene la forma de un tornillo sin fin con rosca helicoidal, la selección será por un mecanismo de biela manivela pasara por una criba circular y todo esto accionado por un motor eléctrico que se trasmitirá por correas, todo esto se muestra en la figura 3.4.

Figura 3.4

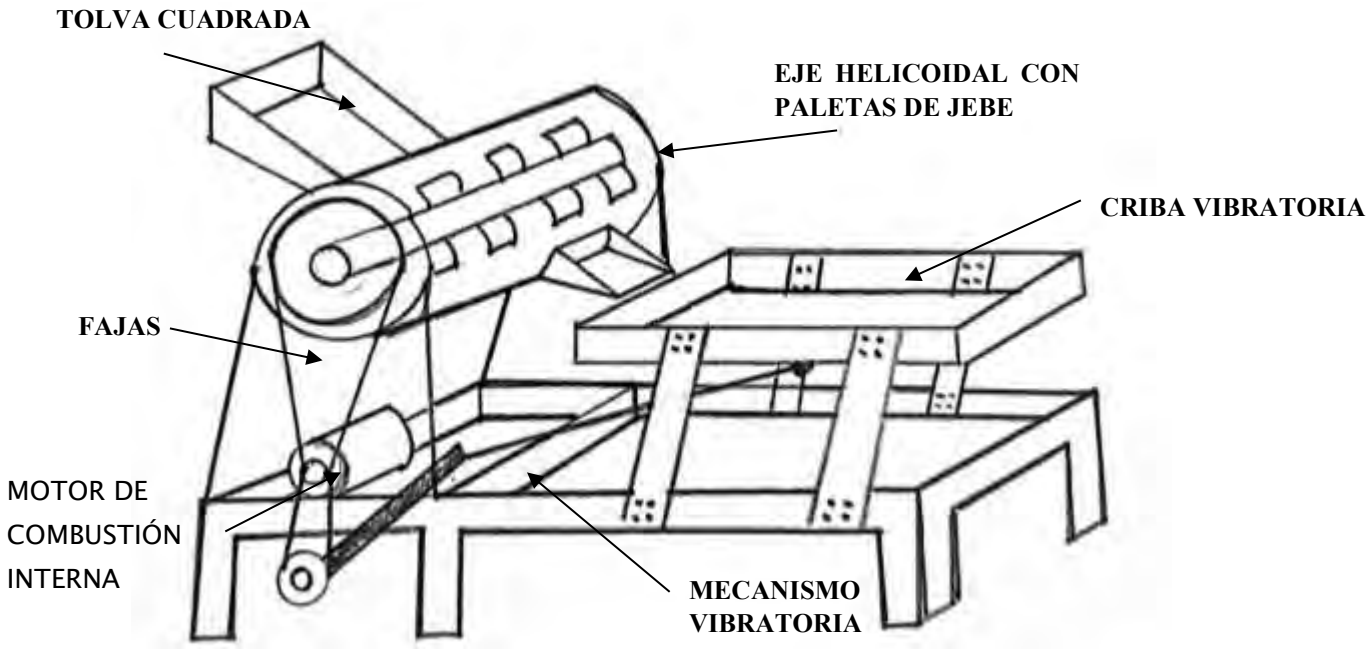
Concepto de solución 1.



Concepto de solución 2: Este concepto de solución se traza con la línea negra la cual se está considerando alimentación manual a una tolva tipo cuadrada llega a un mecanismo de desgrane de tipo cilíndrico helicoidal con paletas de goma y se realiza la limpieza con el mismo sistema helicoidal, el maíz desgranado pasa a una criba vibratoria por un sistema de biela-manivela todo el sistema será accionado por un motor de combustión interna y el sistema de accionamiento será por correas, todo esto se muestra en la figura 3.5.

Figura 3.5

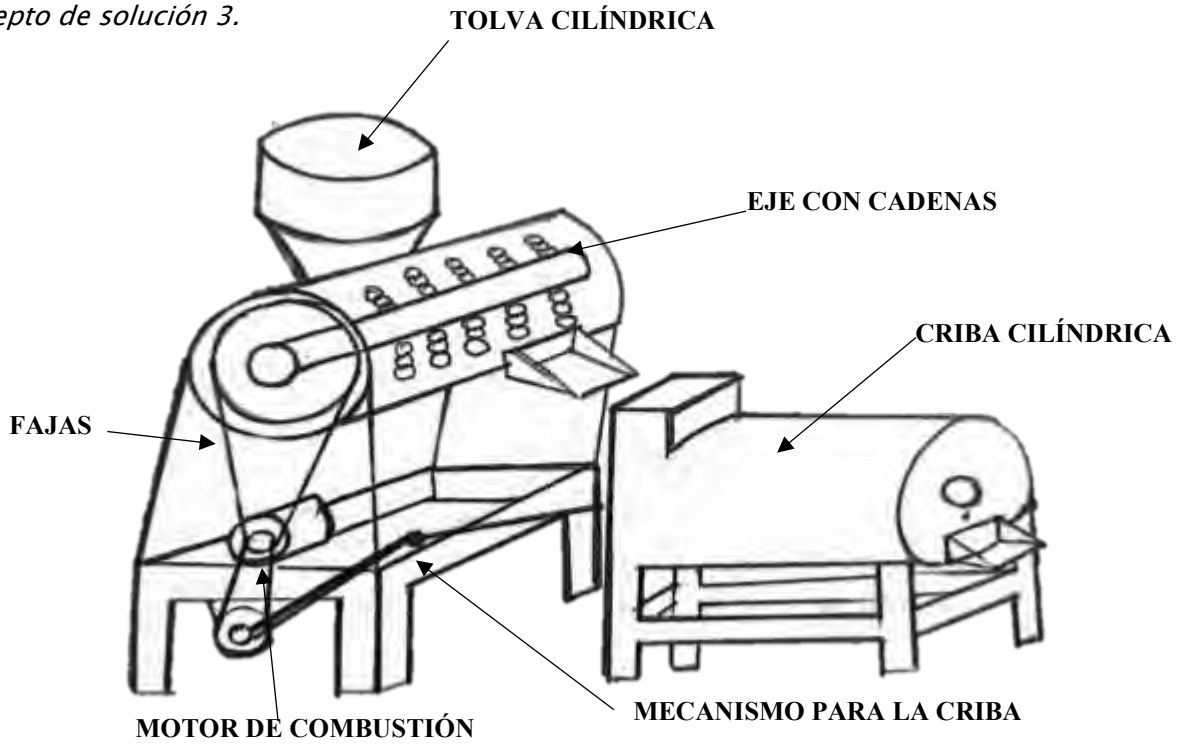
Concepto de solución 2.



Concepto de solución 3: Este concepto de solución se traza con la línea roja la cual se está considerando alimentación manual a una tolva tipo cilíndrica luego llega a un mecanismo de desgrane con eje con cadenas el maíz desgranado pasa a una criba vibratoria por un sistema de bielas todo el sistema será accionado por un motor eléctrico la energía se tramitará por correas, todo esto se muestra en la figura 3.6.

Figura 3.6

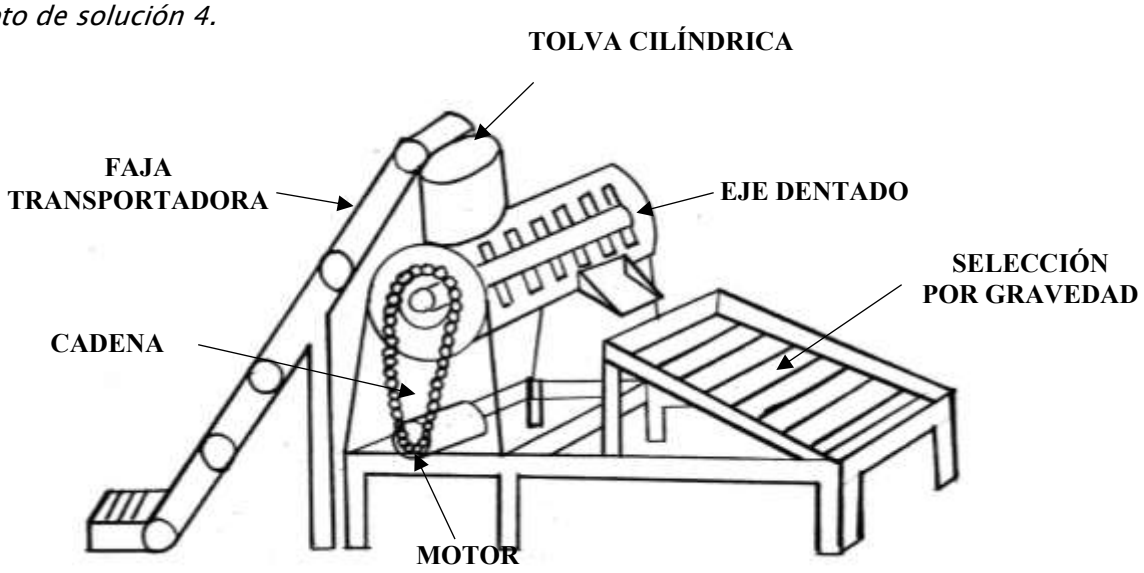
Concepto de solución 3.



Concepto de solución 4: Este concepto de solución se traza con la línea verde la cual se está considerando alimentación por faja transportadora a una tolva tipo semicónica llega a un mecanismo de desgrane de disco dentado el maíz desgranado pasa a seleccionarse por gravedad, todo el sistema será accionado por un motor de combustión interna energía se tramitará por cadenas, todo esto se muestra en la figura 3.7.

Figura 3.7

Concepto de solución 4.



3.2.4 Ponderación para determinar solución

Para la ponderación se considera "las alternativas de solución se deben evaluar, aunque todavía el grado de concretización es débil y las características de diseño del sistema ofrecen muy poco punto de referencia para la cuantificación de la mayoría de las exigencias" (barriga, p.44), en la tabla 3.4 se describe la ponderación para realizar una evaluación técnico económico y asignar puntos para determinar el cumplimiento de valores predeterminados de 0 a 4.

Tabla 3.4

Criterios de ponderación.

Ponderación	Calificación	Nivel de cumplimiento
0	No satisface	Desempeño no aceptado
1	Deficiente	Desempeño malo
2	Regular	Desempeño regular
3	Bueno	Desempeño aceptable
4	Excelente	Desempeño excelente puntaje reservado para la solución ideal)

Fuente: (barriga,2013 p.9-III).

Procedemos a realizar las fichas técnicas de calificación para cada criterio de calificación en las tablas 3.5, 3.6,3.7 y 3.8 se muestra el resultado de cada uno de los criterios de calificación según el criterio del evaluador teniendo en cuenta las propiedades técnicas como la función, la forma, el diseño, la seguridad de funcionamiento, la ergonomía fabricación, el montaje, el uso y el mantenimiento de la máquina a fabricarse:

Tabla 3.5

Criterios de calificación para el concepto de solución 1

FICHAS TÉCNICAS DE CALIFICACIÓN						
EVALUADOR:	LENY L. MONTESINOS BACA			FECHA:		
PRODUCTO:	CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1					
PROPIEDADES TÉCNICAS	NO SATISFACE (0)	DEFICIENTE (1)	REGULAR (2)	BUENA (3)	EXCELENTE (4)	PUNTAJE
Función	-	-	-	-	Tiene un buen funcionamiento ya que este accionado por un motor eléctrico y alimentado por una faja transportadora	4
Forma	-	-	Es robusta por la faja transportadora además se utilizará una fuente más de energía	-	-	2
Diseño	-	-	-	En el diseño se está considerando los principios de ingeniería, conocimientos técnicos y científicos.	-	3
Seguridad					Los elementos rotativos estarán cubiertos por un guarda	4
Ergonomía	-	Es robusta por la faja transportadora no es transportable	-	-	-	1
Fabricación	-	-	-	Todos los elementos se pueden fabricar en talleres locales	-	3
Montaje	-	-	-	-	Su montaje es sencillo de realizar	4
Uso	-	-	El uso es sencillo, solo hay que tener cuidado en riesgo eléctrico	-	-	2
Mantenimiento	-	-	-	-	Es sencillo, hay que hacer mantenimiento a los rodamientos y limpieza después del uso	4
					Puntaje	27

Tabla 3.6

Criterios de calificación para el concepto de solución 2.

FICHAS TÉCNICAS DE CALIFICACIÓN			
EVALUADOR:	LENY L. MONTESINOS BACA	FECHA:	
PRODUCTO:	CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2		

PROPIEDADES TÉCNICAS	NO SATISFACE (0)	DEFICIENTE (1)	REGULAR (2)	BUENA (3)	EXCELENTE (4)	PUNTAJE
Función	-	-	-	-	Tiene un excelente funcionamiento, este accionado por un motor a combustión interna eso hace se pueda transportar	4
Forma	-			No es tan robusto, los componentes están es accionados por un solo motor	-	3
Diseño	-	-	-	En el diseño se está considerando los principios de ingeniería, conocimientos técnicos y científicos.	-	3
Seguridad					Los elementos rotativos estarán cubiertos por un guarda	4
Ergonomía	-		-	Se adapta las necesidades del usuario.	-	3
Fabricación	-	-	-		Todos los elementos se pueden fabricar en talleres locales	4
Montaje	-	-	-	-	Su montaje es sencillo de realizar	4
Uso	-	-		El uso es sencillo, es accionado por un motor de combustión interna	-	3
Mantenimiento	-	-	-	-	Es sencillo, hay que hacer mantenimiento a los rodamientos y limpieza después del uso	4
					Puntaje	32

Tabla 3.7

Criterios de calificación concepto de solución 3.

FICHAS TÉCNICAS DE CALIFICACIÓN			
EVALUADOR:	LENY L. MONTESINOS BACA	FECHA:	
PRODUCTO:	CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3		

PROPIEDADES TÉCNICAS	NO SATISFACE (0)	DEFICIENTE (1)	REGULAR (2)	BUENA (3)	EXCELENTE (4)	PUNTAJE
Función	-	Tiene un mal funcionamiento ya que al golpear al maíz lo maltrata al maíz	-	-		1
Forma	-		Es muy robusta la criba		-	2
Diseño	-	-	-	En el diseño se está considerando los principios de ingeniería, conocimientos técnicos y científicos.	-	3
Seguridad					Los elementos rotativos estarán cubiertos por un guarda	4
Ergonomía	-	Es muy robusto no se adapta a las necesidades del usuario	-		-	1
Fabricación	-	-	-		Todos los elementos se pueden fabricar en talleres locales	4
Montaje	-	-	-	-	Su montaje es sencillo de realizar	4
Uso	-	-		El uso es sencillo, es accionado por un motor de combustión interna	-	3
Mantenimiento	-	-	-	-	Es sencillo, hay que hacer mantenimiento a los rodamientos y limpieza después del uso	4
					Puntaje	26

Tabla 3.8

Criterios de calificación concepto de solución 4.

FICHAS TÉCNICAS DE CALIFICACIÓN						
EVALUADOR:	LENY L. MONTESINOS BACA			FECHA:		
PRODUCTO:	CONCEPTO DE SOLUCIÓN 4					
PROPIEDADES TÉCNICAS	NO SATISFACE (0)	DEFICIENTE (1)	REGULAR (2)	BUENA (3)	EXCELENTE (4)	PUNTAJE
Función	-	-	-	-	Tiene un excelente funcionamiento este accionado por un motor a combustión interna.	4
Forma	-		Es robusta por la faja transportadora, se necesitará otra fuente de energía para que funcione la faja transportadora		-	2
Diseño	-	-	-	En el diseño se está considerando los principios de ingeniería, conocimientos técnicos y científicos.	-	3
Seguridad					Los elementos rotativos estarán cubiertos por un guarda	4
Ergonomía	-		Es robusta por la faja transportadora		-	2
Fabricación	-	-	-		Todos los elementos se pueden fabricar en talleres locales	4
Montaje	-	-	-	-	Su montaje es sencillo de realizar	4
Uso	-	-		El uso es sencillo, es accionado por un motor de combustión interna	-	3
Mantenimiento	-	-	-	-	Es sencillo, hay que hacer mantenimiento a los rodamientos y limpieza después del uso	4
					Puntaje	30

En la tabla 3.9 se muestra un resumen de la calificación del proceso de evaluación aplicando las diferentes alternativas de posibles soluciones al problema, esta tabla sintetiza los resultados obtenidos tras la justificación de la selección de alternativa óptima para la selección y su construcción:

Tabla 3.9

Resumen Ponderación Para Selección de solución

Propiedades técnicas	Solución 1	Solución 2	Solución 3	Solución 4
Función	4	4	1	4
Forma	2	3	2	2
Diseño	3	3	3	3
Seguridad	4	4	4	4
Ergonomía	1	3	1	2
Fabricación	3	4	4	4
Montaje	4	4	4	4
Uso	2	3	3	3
Mantenimiento	4	4	4	4
total	27	32	26	30

Fuente: Elaboración propia

3.2.5 Evaluación de valorización técnico para el concepto de solución planteado

Con la calificación de las posibles soluciones procedemos a realizar la valorización técnica plantea en manual del VDI 2221 en la tabla 3.10

Tabla 3.10

Evaluación técnica para el diseño

DISEÑO MECANICO – Evolución de proyecto Valor Técnico (Xi)												
Proyecto: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL DESGRANE Y SELECCIÓN DE MAÍZ BLANCO GIGANTE PARA UNA CAPACIDAD DE 125 KG/H"												
p: Puntaje dado con valores de 0 a 4 (Valoración según directriz VDI 2225) 0= No cumple, 1= Es deficiente, 2= Es regular, 3=Bueno, 4= Excelente (Ideal) g: Es el porcentaje ponderado (%) es en función de este criterio.												
Evaluación de los criterios tomados en la concepción del proyecto												
Criterios para realizar la evaluación			Solución 1 S1		Solución 2 S2		Solución 3 S3		Solución 4 S4		Solución Ideal	
Criterios técnicos		g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg
1	Función	4	4	16	4	16	1	4	4	16	4	16
2	Forma	4	2	8	3	12	2	8	2	8	4	16
3	Diseño	4	3	12	3	12	3	12	3	12	4	16
4	Seguridad	4	4	16	4	16	4	16	4	16	4	16
5	Ergonomía	4	1	4	3	12	1	4	2	8	4	16
6	Fabricación	3	3	9	4	12	4	12	4	12	4	12
7	Montaje	3	4	12	4	12	4	12	4	12	4	12
8	Uso	4	2	8	3	12	3	12	3	12	4	16
9	Mantenimiento	2	4	8	4	8	4	8	4	8	4	8
Total		32	27	93	32	112	26	88	30	104	36	128
				2.91		3.50		2.75		3.25		4
Valor Técnico Xi				0.73		0.88		0.69		0.81		1

Tabla 3.11

Evaluación económica para el diseño

DISEÑO MECANICO – Evolución de proyecto Valor económica (Yi)												
Proyecto: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL DESGRANE Y SELECCIÓN DE MAÍZ BLANCO GIGANTE PARA UNA CAPACIDAD DE 125 KG/H"												
p: Puntaje dado con valores de 0 a 4 (Valoración según directriz VDI 2225) 0= No cumple, 1= Es deficiente, 2= Es regular, 3=Bueno, 4= Excelente (Ideal) g: Es el porcentaje ponderado (%) es en función de este criterio.												
Evaluación de los criterios tomados en la concepción del proyecto												
Criterios para realizar la evaluación			Solución 1 S1		Solución 2 S2		Solución 3 S3		Solución 4 S4		Solución Ideal	
Criterios técnicos		g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg
1	Costo de material	4	2	8	4	16	4	16	3	12	4	16
2	Costo de fabricación	3	3	9	4	12	3	9	4	12	4	16
3	Costo de montaje	4	3	12	3	12	3	12	3	12	4	16
4	Costo de operación	3	3	9	4	12	4	12	2	6	4	16
5	Mantenimiento	2	3	6	4	8	3	6	4	8	4	16
Total		16	14	44	19	60	17	55	16	50	20	80
				2.75		3.75		3.4		3.13		5
Valor Económico Yi				0.55		0.75		0.69		0.63		1

3.2.6 Diagrama de proyecto preliminar optimo

"solo se tendrá en cuenta las alternativas que hayan alcanzado valores mayores a 0.6 que son las mejores alternativas" (barriga, 2015, p.11-IV)

Tabla 3.12

Rangos de valor técnico y valor económico

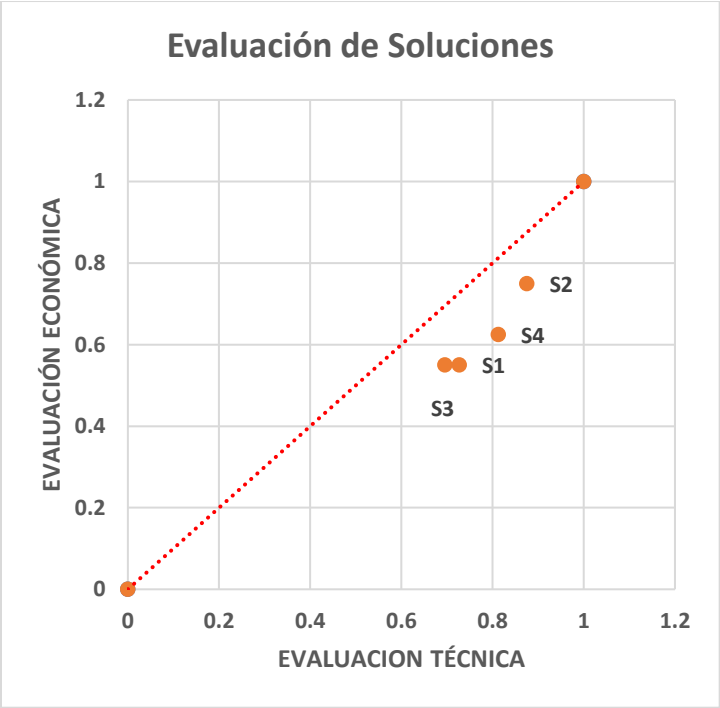
Valor técnico Xi	Valor económico Yi	Calificación
0,8	0,8	Muy buena solución
0,7	0,7	Buena solución
0,6 o menos	0,6 o menos	Solución deficiente

Fuente: (Barriga, 2015. p.11-IV)

Con los valores obtenidos en la valorización económica y la valorización técnica, se determina como concepto de solución óptima aquella que está más cerca de la recta de 45 grados, el cual la solución más cercana es la solución 2.

Figura 3.8

Diagrama de evaluación del proyecto preliminar.

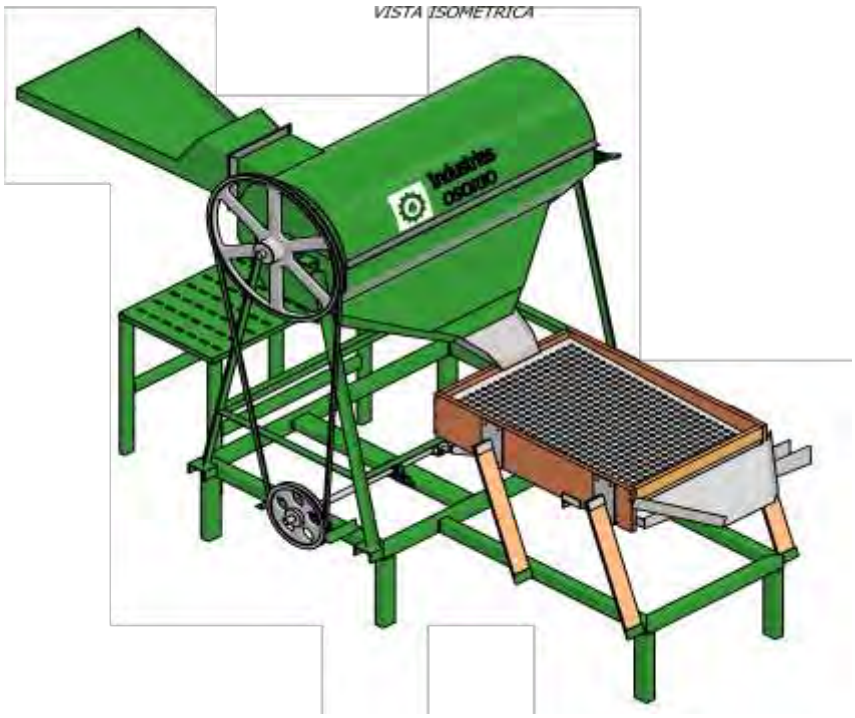


Obtención De Proyecto Definitivo:

"Aquí afirmamos el proyecto preliminar escogiendo donde se logre una completa descripción de la estructura de diseño, por su puesto aspirado que esta sea definitiva" (barriga,2016, p.3v)

Figura 3.9

Borrador del proyecto definitivo.



3.2.7 Restricciones técnicas

Función

- Los mecanismos de funcionamiento de desgrane y de selección contribuyen a que la máquina realice las funciones designadas.

Fabricación

- Para el bastidor se unirá mediante soldadura perfiles rectangulares y angulares, estos perfiles deben cumplir las normas de acuerdo con el material.

Montaje y desmontaje:

- El montaje de la estructura y los mecanismos de desgrane y selección puedan ser montados y desmontados fácilmente para su traslado

Tolerancias

- La alineación y ajuste de pernos se da según la presión de trabajo y tolerancias recomendadas.
- El alineamiento de poleas se realiza con un dispositivo electrónico de calibración.

Solicitaciones estructurales

- El espesor de las planchas debe ser seleccionadas de acuerdo con las vibraciones que genera el motor
- Los soportes de la estructura deben aportar rigidez ante las fuerzas estáticas y dinámicas.

Seguridad

- Se tuvo en cuenta el mínimo riesgo de daño al operario.
- El sistema de transmisión por fajas debe contar con una guarda de seguridad.

Confiabilidad

- El motor debe tener un variador de velocidades

Pruebas y control

- La velocidad del eje se debe medirse por dispositivos digitales.
- Las pruebas para realizar serán de usabilidad.

Otras propiedades de materiales

- Las planchas metálicas del desgranador están cubiertas con gebe para mitigar el ruido en el desgranado.

Mantenimiento

- Los componentes deben ser de fácil acceso para mantenimiento.

Peso

- El peso de la máquina no debe ser excesivo para facilitar su transporte, pero debe otorga rigidez ante el movimiento.

3.2.8 Restricciones económicas

Costos

- La adquisición de materiales, componentes y del motor a combustión interna deben ser accesibles para su compra en el mercado nacional.

Costo funcionamiento

- Se necesita sólo dos personas para la operación de la máquina desgranadora el cual una proporcione maíz a la tolva de entrada y la otra que verifique la selección del maíz.

3.2.9 Restricciones ergonómicas

- Se diseña y construye la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz adaptada a la manipulación del usuario.

3.3 Rendimiento de la máquina.

El rendimiento de la producción de maíz blanco gigante Cusco es de 10 t/h a 11 t/h, según Instituto Nacional De Innovación Agraria (INIA, julio-2013), la maquina a diseñar trabajara 8 horas al día, por lo que es necesario que la maquina pueda realizar el trabajo de desgrane y selección de maíz de manera más eficiente. En ese sentido, se propone que la maquina alcance una capacidad de procesamiento de 125 kg/h, valor recomendado por el centro poblado de Andahuaylias. Con esta capacidad, se estima que es posible procesar, como mínimo, la producción correspondiente a media hectárea de maíz por día.

$$Capacidadxhora = 125\frac{kg}{h}$$

$$Capacidadxdia = 1000\frac{kg}{h}$$

CAPÍTULO IV

4 CALCULO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

4.1 Diseño de tolva de alimentación

Se tiene una capacidad de la máquina de 125 kg/h, por lo que se procede a calcular el volumen de la tolva en función de los tamaños promedios de las mazorcas de maíz, los cuales se muestra en la tabla 2.1. En dicha tabla se presentan las dimensiones mínimas que debe tener la tolva para operar conforme a la capacidad de diseño.

Para el cálculo del volumen de la tolva de entrada de la máquina, se determinó el volumen unitario de cada mazorca, el cual se multiplico por la cantidad de mazorca necesarias para cumplir con la capacidad de la tolva.

$$Volumen\ de\ Mazorca = \frac{\pi D_m^2 . L_m}{4} \tag{4.1}$$

Donde

Lm: longitud de mazorca promedio

Dm: diámetro de mazorca

Vm: volumen de la mazorca

Remplazando en la formula (4.1) se obtiene:

$$Volumen\ de\ Mazorca = \frac{\pi D_m^2 . L_m}{4} = \frac{\pi * 0.07^2 * 0.16}{4} = 0.00065424 m^3$$

Se considera como variable la capacidad nominal de la máquina, la cual es de 125 kg/h, Asimismo, se asume que una persona pueda llenar la tolva en un tiempo de 2 minutos de funcionamiento, Con base en ello, se calcula la cantidad de mazorcas que pueden ingresar a la tolva durante dicho intervalo de tiempo. para este análisis, se considera un peso promedio de 200 g. por mazorca de maíz seco.

$$Desgranex2min = 2\ min * 125\ \frac{kg}{h} = 4.2\ kg$$

$$\#Mazorca = \frac{Desgrane * 2min}{Peso\ de\ Mazorca} = \frac{4.2kg}{0.2kg} = 21\ unidades$$

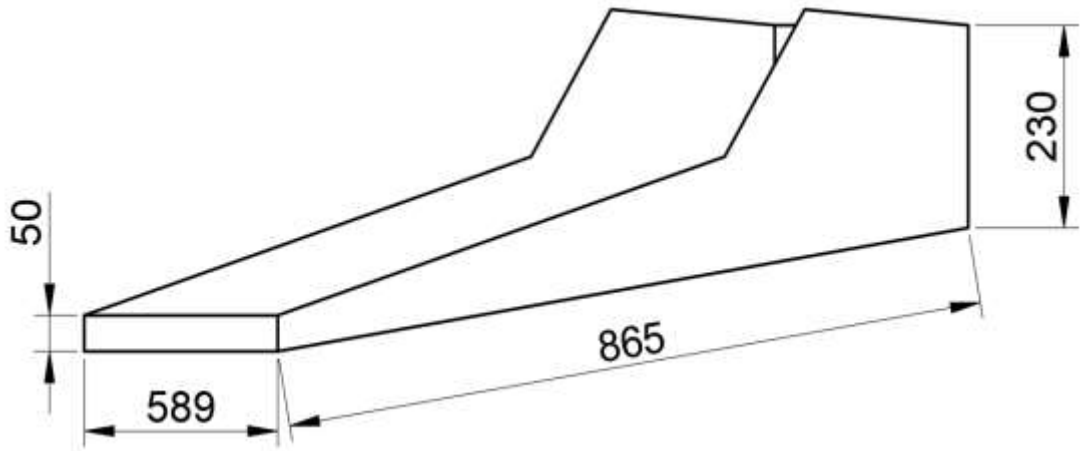
Para calcular volumen mínimo de tolva de la máquina, se calcula el volumen ocupado por el total de mazorcas durante 2 minutos de llenado. Asimismo, se considera la existencia de espacios vacíos entre las mazorcas, por lo que se aplica un factor de corrección de 1.4.

$$V_{tolva} = V_m x\#Mazorca * 1.4 = 0.0196m^3$$

El volumen de tolva de la maquina debe ser superior al volumen de Mazorcas de maíz que se generan en 2 minuto de funcionamiento. En función de ello, se dimensiona la tolva de entrada de la máquina de manera que cumpla con el volumen requerido.

Figura 4.1

Dimensión preliminar de la tolva de entrada.



Para calcular el volumen útil de la tolva se utiliza la ecuación (4.1).

$$V = \frac{(B+b)xL}{2} xH \qquad (4.2)$$

Donde:

V: volumen de la tolva

B: base mayor

b: base menor

L: longitud

H: altura útil de la tolva de entrada

Se reemplaza con los valores B=589 mm, b=250 mm, L=865 mm y H=100 mm

$$\mathrm{V} = \frac{(589+250)\ x\ 865}{2}\ x\ 100 = 0.053\ m^3$$

El volumen de la tolva es superior al volumen de las mazorcas del maíz generado en 2 minutos de funcionamiento; por ende, las dimensiones seleccionadas son válidas.

$$0.0196\, m^3 < 0.053\, m^3 \qquad OK$$

4.1.1 Cálculo punto de apoyo de tolva

Se considera la condición más crítica que pueda soportar la tolva cuando este elemento, se encuentra completamente lleno. El volumen total de la tolva es de 0.053 m^3, calculado en la ecuación (4.2). Se asume que dicho volumen está ocupado de mazorcas en la totalidad de la tolva, obteniéndose en esta condición un total de 81 unidades, con un peso estimado de 16.2 kg.

Se realiza el cálculo del punto de anclaje, el cual debe resistir los valores máximos de carga que actúan sobre la tolva de entrada, con el fin de garantizar un diseño adecuado del sistema de conexión. el peso del maíz y el peso propio de la tolva se consideran como carga muerta, cuyo centro de masa se ubica a un tercio de la longitud de la tolva, debido a la geometría adoptada. Por otro lado, el maíz que ingrese a la tolva se considera como una carga viva distribuida a lo largo de su longitud.

La tolva de entrada se anclará a la maquina mediante pernos, lo cual facilitará el montaje y desmontaje del equipo, para el dimensionamiento de la tolva, se emplea la norma E.020 – Cargas. Se considera una carga muerta correspondiente al peso propio de la tolva de 68.7 N, una carga viva de 158.3 N. Aplicando el artículo 19 de la norma E.020, se utiliza una combinación de cargas para el análisis estructural según la ecuación (4.3) y (4.4).

$$U1 = D + L \tag{4.3}$$

$$U2 = 1.2D + 1.6L \tag{4.4}$$

Tabla 4.1

Combinación de cargas

cargas	Combinaciones	
	1	2
Peso Propio	1	1.2
Muerta	1	1.2
Viva	1	1.6

Se aplica la fórmula (4.4) y se multiplica la carga viva por 1.6 y la carga muerta por un factor 1.2, la cual se muestra en la figura 4.2.

Figura 4.2

Carga distribuida en la tolva de entrada.

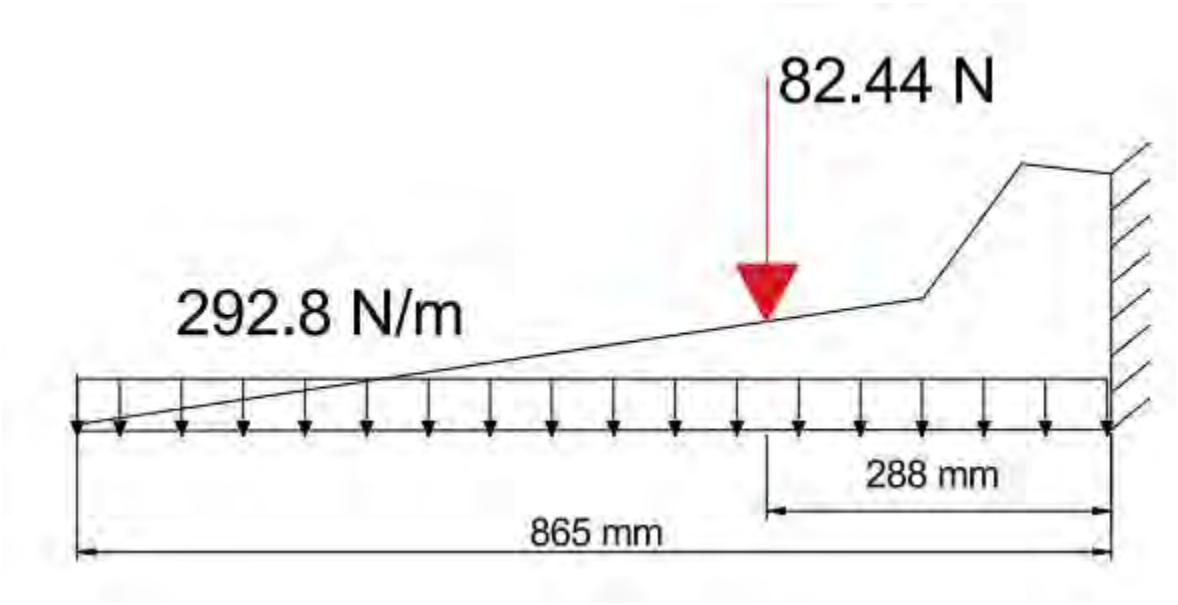
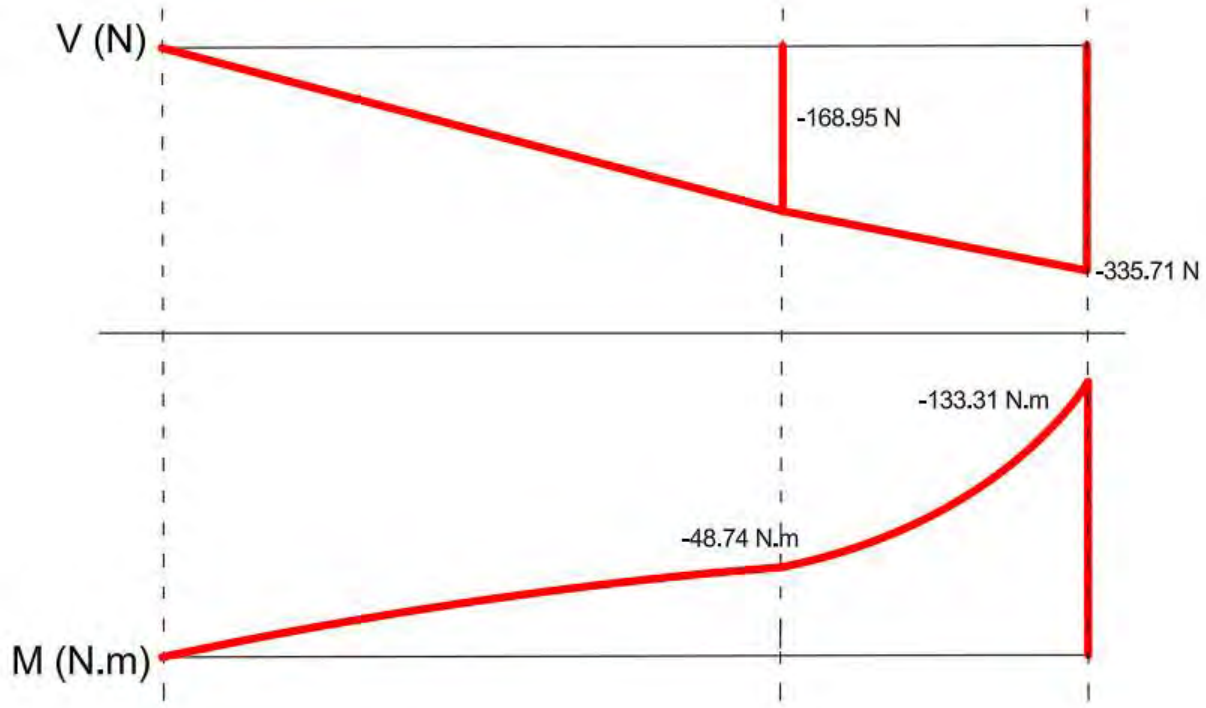


Figura 4.3

Diagrama de cortante y momento de la tolva.



En el punto de apoyo se presenta una carga cortante 335.71 N y un momento flector de 133.31 N.m, para garantizar la estabilidad de la tolva, se dispondrá cuatro pernos de anclaje.

4.1.1.1 Calculo por corte

La fuerza cortante que debe soportar cada perno se determina mediante la ecuación (4.5).

$$F_V = \frac{V}{n} \qquad (4.5)$$

V: Carga por fuerza cortante

n: número de pernos

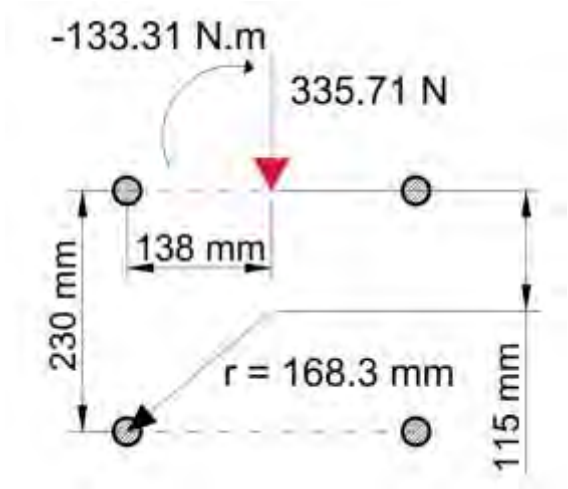
Donde el número de pernos es n = 4, por lo que la fuerza cortante por perno se determina como Fv = V/4, sustituyendo el valor de la fuerza cortante V, obteniendo la carga cortante por perno de Fy = 83.92 N.

4.1.1.2 Calculo por momento

Se calcula el centroide del sistema de los 4 pernos de anclaje, el cual se ubica en el punto medio entre ellos. las coordenadas del centroide son x = 123 mm y y = 115 mm. La distancia desde el centroide hasta cada perno se considera igual y se determina mediante la expresión $r = \sqrt{cx^2 + cy^2}$. Por lo tanto, se obtiene un valor de r = 168.3 mm

Figura 4.4

Diagrama del centroide de los pernos.



Para el cálculo de la fuerza cortante debido al momento, se utiliza la formula basada en el método de centros instantáneos, según la ecuación (4.6). Dado que las distancias desde el

centroide a cada uno de los cuatro pernos son iguales, la suma de las distancias al cuadro se expresa como:

$$\sum r_i^2 = r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 = 4.(168.3)^2 = 113416\ \mathrm{mm}^2 \qquad (4.6)$$

Se calcula la fuerza cortante debido al momento en cada perno, aplicando la ecuación (4.7) en la cual se divide al momento aplicado en la conexión entre la suma de las distancias al cuadrado respecto al centroide, obtenido en la ecuación (4.6).

$$F_m = \frac{M.r}{\sum r_i^2} = \frac{133.31\ N.m\ x\ 168.3\ mm}{113416\ \mathrm{mm}^2} = 197.8\ N \qquad (4.7)$$

Se calcula la fuerza resultante de las fuerzas cortantes mediante la ecuación (4.8), obteniéndose el valor correspondiente.

$$F_{total} = \sqrt{F_v^2 + F_m^2} = \sqrt{197.8^2 + 335.7^2} = 389.4\ N \qquad (4.8)$$

Se tiene una fuerza de corte en cada perno de 389.4 N, con esta carga se procede a seleccionar el diámetro del perno en función de su capacidad resistente. Se escoge un material de baja resistencia correspondiente a la norma ISO 898-1, grado 4.4, el cual es un acero al carbono comúnmente utilizado en pernos, con un límite elástico de 160 MPa y una resistencia a la tracción de 400 MPa.

El elemento trabajará principalmente a corte y estará sometido a condiciones de fatiga. El esfuerzo cortante admisible se estima un 60% de la resistencia a la tracción, según el criterio de Von Mises aplicado a corte de pernos, resultando en un valor 240 MPa, para simplificar los

cálculos, se adopta un factor de seguridad elevado. Finalmente, para determinar el diámetro del perno se utiliza la ecuación (4.9).

La expresión del esfuerzo cortante esta dado por:

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi . d^2}{4}}$$

Despejando el diámetro d, se obtiene *(4.9)*

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi * \tau}}$$

Sustituyendo los valores de la fuerza cortante admisible del material, en la ecuación (4.9) se determina el diámetro del perno.

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi * \tau}} = \sqrt{\frac{4 * 389\ N}{\pi * 240\ MPa}} = 1.44\ mm$$

Con en el fin de garantizar un adecuado factor de seguridad y un montaje adecuado se seleccionan pernos de anclaje con un diámetro nominal de 10 mm (M10).

4.1.2 Cálculo de placa de tolva de entrada

Se realiza el cálculo analítico de la placa inferior de la tolva de entrada. Para ello, Se considera como material acero estructural ASTM A36, el cual presenta un límite de fluencia de 250 MPa.

4.1.2.1 Presión vertical en la base

La presión vertical media sobre la base de la plancha se calcula a partir de la altura promedio de la tolva, obtenido como el promedio entre la altura mayor y la altura menor según la imagen 4.1. La altura promedio es de 140 mm.

Asimismo, el valor γ corresponde al peso específico del maíz, el cual se determina a partir de la densidad indicada en la tabla 04. por lo tanto, se tiene γ = 10.17 kN/m^3

$$q = \gamma . H \qquad (4.10)$$

$$q = \frac{10.17kN}{m^2} x\ 0.14m = 1.424\ N/m^2$$

Para el cálculo del espesor de la placa de la tolva de entrada, se considera que esta se comporta como una viga empotrada en un extremo. Para este análisis, se ha empleado como referencia la bibliografía (teoría de placas y láminas Stephen Timoshenko, tabla 8), correspondiente al caso de carga distribuida. A partir de ellos, se determina el valor del coeficiente *k*.

$$M = k . q . a^2 \qquad (4.11)$$

donde:

a: distancia entre nervios-refuerzos

k: Coeficiente adimensional que depende del tipo de apoyo

Tabla 4.2

Coeficiente adimensional que depende el apoyo.

b/a	$M_{(max)}$ γ.a.q
1.0	0.0479
1.1	0.0554

1.2	0.0627
1.3	0.0694
1.4	0.0755
1.5	0.0812
1.6	0.0862
1.7	0.0908
1.8	0.0948
1.9	0.0985
2.0	0.1017
3.0	0.1189
4.0	0.1235
5.0	0.1246
	0.125

Nota: Tabla 8 del libro "Teoría de placas y Laminas Timoshenko"

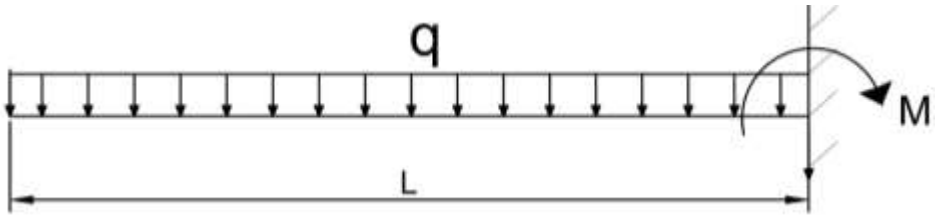
Según las dimensiones propuestas en la figura 4.1, se tiene los valores de b = 865 mm y a = 250 mm, por lo tanto, la relación entre dimensiones es:

$$\frac{b}{a} = \frac{865\,mm}{250\,mm} = 3.46$$

Con este valor, se procede a interpolar en la tabla 4.2 correspondiente para determinar el coeficiente k, obteniéndose k = 0.121.

Figura 4.5

Diagrama de cuerpo libre de la placa de la tolva.



El momento flector sometido la placa delgada se evalúa mediante la formula básica de flexión,

$$\sigma = \frac{M.c}{I} \qquad (4.12)$$

expresada en la ecuación (4.12).

donde:

M = momento flector

c = distancia desde el eje neutro o la fibra externa

I = momento de inercia de la sección transversal

Se considero que la sección de la placa es rectangular, donde la distancia al eje neutro es c = t/2, siendo b el ancho de las placas y t su espesor. El momento de inercia de la sección rectangular está dada por:

$$I = \frac{bt^3}{12}$$

Para simplificar el análisis, se adopta un ancho unitario b = 1, por lo tanto, el momento de inercia se expresa

$$I = \frac{t^3}{12}$$

Sustituyendo el valor de I y c en la ecuación (4.12), se obtiene:

$$\sigma = \frac{6.M}{t^2}$$

El esfuerzo admisible para la placa se expresa mediante la ecuación (4.13). asimismo, se sustituye en dicha expresión el valor del momento obtenido en la ecuación (4.11).

$$\frac{6M}{t^2} \leq \sigma_{adm}, \frac{6.kqa^2}{t^2} \leq \sigma_{adm} \qquad (4.13)$$

De la expresión (4.13) se despeja el valor del espesor de la placa.

$$t \geq \sqrt{\frac{6.k.q.a^2}{\sigma_{adm}}} \qquad (4.14)$$

Una vez determinando los valores k, q y a, así como el esfuerzo admisible σ_{adm}, esto se sustituye en la ecuación (4.14) para determinar el espesor mínimo de la placa.

$$t \geq \sqrt{\frac{6 \text{ x } 0.121\ x \frac{1.424N}{m^2}\ x\ (0.25m)^2}{250\ MPa}} = 0.506\ mm.$$

El espesor mínimo requerido de la placa es de 0.506 mm; por lo tanto, se selecciona una plancha comercial de 1.0 mm de espesor.

4.2 Diseño del sistema de desgranado

4.2.1 Cámara de desgrane

La cámara de desgrane es el elemento de la máquina donde las mazorcas de maíz entran en contacto con el tambor desgranador. Esta debe contar con un volumen suficiente para contener el maíz sin que se produzca atascamiento del producto.

Para ello, se considera que la cámara debe almacenar el maíz correspondiente a 20 minutos de operación. Asimismo, se establece que el volumen de la cámara debe ser, como

mínimo, el doble del volumen calculado, con el fin de permitir la correcta instalación y funcionamiento del tambor de desgranador.

$$\#Mazorca = \frac{Desgrane\ en\ 20min}{Peso\ de\ Mazorca} = \frac{41.667kg}{0.2kg} = 208\ unidades$$

$$Volumen\ de\ Mazorca = 0.00065424m^3$$

$$Volumen\ de\ maiz\ de\ en\ 20\ minutos = 0.0006542\ m^3 x\ 208\ unidades = 0.136\ m^3$$

Para la construcción de la cámara se considera las dimensiones de planchas metálicas comerciales disponibles en el mercado local, de 1.2 m de ancho x 2.4 m de largo. Se adopta una geometría cilíndrica para la cámara de desgrane.

Por criterio de diseño, se establece una longitud de arco del cilindro de 1.57 m y un ancho de cámara de 1.2 m. A partir de ello, se calcula el radio mediante la expresión r = L/ 2π, obteniendo el valor de r igual a 250 mm.

Con estas dimensiones, se determina el volumen de la cámara utilizando la expresión $V = \pi.r^2 x 1.2$ m, resultando un volumen de 0.236 m^3, el cual corresponde aproximadamente al doble del volumen requerido, lo cual garantiza un adecuado espacio de operación y evita la saturación del material durante el proceso de desgrane.

4.2.2 Velocidad angular de desgranadora

La velocidad de desgranado depende de la dureza de maíz. Se recomienda que el porcentaje de humedad del grano sea aproximadamente del 13%, diversas investigaciones

reportan velocidades de operación entre 200 rpm y 900 rpm, dependiendo del tipo de maíz y de las condiciones de ensayo.

Se ha observado que, a mayor velocidad de giro del tambor desgranador, se incrementa la producción de maíz desgranado; sin embargo, también aumenta el daño al grano. Por ello, para el diseño del desgranador, se inicia estableciendo una velocidad angular adecuada.

Para la selección de esta velocidad, la presente investigación se basa en un estudio previo *Effect of threshing machines, rotational speed and grain moisture on corn shelling* (University, 2019) donde se recomienda que la velocidad de operación del tambor desgranador se encuentre en un rango de 200 a 400 rpm, En función de este criterio, se selecciona una velocidad inicial de 385 rpm.

4.2.3 Diseño de Tambor desgranador

El tambor de desgrane es la parte móvil de la máquina, este elemento genera la energía para que los maíces se puedan desprender de la tusa, se seleccionó mediante la matriz morfológica propuesta en el capítulo III, la forma del tambor desgranador y de la forma de las paletas.

4.2.3.1 Dimensión de la paleta desgranadora

Las paletas del tambor desgranador se dimensionan en función de las dimensiones de las mazorcas, según la tabla 2. las mazorcas presentan medidas promedio de 17 cm de longitud y un diámetro de 7 cm.

En la propuesta del maquina no se consideró el uso de ventiladores para la evacuación de las tusas; por lo tanto, la distribución de las paletas desgranadoras se dispone en forma helicoidal, de manera que el funcionen como un tornillo sin fin, asegurando un flujo continuo de material y evitando la acumulación dentro de la cámara de desgrane.

Esta configuración permite el desplazamiento del material hacia la salida. Asimismo, se establece que la velocidad de salida de la tusa debe de ser baja, con el fin de no representar riesgo a los para los operarios que manipulan la máquina. En ese sentido se adopta una velocidad de fuga suele estar entre 0.5 m/s y 1.5 m/s, donde se selecciona una velocidad intermedia de 0.7 m/s

Con este valor, se procede a calcular el paso del tornillo sin fin, utilizando la ecuación de velocidad de desplazamiento indicada en la ecuación (4.15).

$$v = \frac{P.n}{60} \qquad (4.15)$$

v: la velocidad de desplazamientos del transportador, en m/s.

P: es el paso de las hélices, en m.

n: la velocidad de giro del tornillo, en r.p.m

Despejando el valor del paso de la ecuación (4.15) se calcula el valor del paso del tornillo.

$$P = v.\frac{60}{n} \;\; remplazando \;\; P = \frac{0.7x60}{385} \;\; ,P = 110\, mm$$

Para evitar el atascamiento de las tusas, se considera que la longitud de las paletas del tornillo sea tres veces el diámetro de la mazorca, según los datos de la tabla 3.14, obteniendo un valor de 150 mm.

con base a este criterio de diseño, se definen las dimensiones de las paletas, estableciendo un ancho 110 mm y una altura de 150 mm.

Las paletas que están en contacto con el producto, al encontrarse en movimiento e impacta con el maíz, estarán sometidos a desgaste, abrasión y fricción, por ello, se selecciona un material de grado alimentario, con el fin de evitar la contaminación del producto.

En el mercado existen diversos materiales de uso alimentario, como el caucho aprobado por la FDA, el polietileno de alta densidad (HDPE), y el poliuretano entre otros. para este diseño, se seleccionó un adecuado propiedades mecánicas, tales como alta resistencia a la abrasión y a la tracción.

En consecuencia, se elige material láminas de caucho natural SBR de grado alimentario (caucho estirenos-butadieno) en la tabla 4.3 se presentan las propiedades mecánicas del material seleccionado, proporcionada por el fabricante.

Tabla 4.3

Propiedades mecánicas de la goma de alta resistencia

Propiedades	Especificaciones
Material	SBR
Grosor	MAX 20 mm
Densidad	1.3 g/cm^3
Dureza	Shore 45+-5A
Alargamiento	>15 MPa
Resistencia a la temperatura	40 - 80°C
Resistencia a la tracción	>500%

En función de las condiciones de operación del sistema de desgrane, se diseñaron las paletas considerando criterios geométricos y de resistencia al desgaste. Se establecieron dimensiones de 110 mm de ancho y 150 mm de altura. En concordancia con las dimensiones promedio de las mazorcas, garantizando un adecuado contacto y transporte del material.

Asimismo, se seleccionó como material caucho tipo SBR de grado alimentario, debido a su buena resistencia a la abrasión, capacidad de absorción de impacto y disponibilidad en el mercado. Considerando las condiciones de trabajo, caracterizadas por impactos repetitivos y fricción constante, se determinó un espesor de 10 mm, el cual proporciona un equilibrio adecuado entre rigidez, durabilidad y desempeño mecánico.

En conjunto, el diseño de las paletas asegura un funcionamiento eficiente del sistema de desgrane, minimizando el daño del grano y evitando fallas prematuras del componente.

4.2.3.2 Selección del tambor del desgranador

El tambor del desgranador es el elemento que contienen todas las paletas, las cuales, según configuración adoptada, se disponen en forma helicoidal a lo largo del tambor. Este elemento trabaja como un eje, por lo que está sometido a esfuerzos de torción y a condiciones de fatiga.

En el presente apartado se realiza la selección de las dimensiones principales de este componente.

La distancia entre el chasis de la cámara y el tambor desgranador debe de ser menor que el diámetro de las mazorcas, con el fin de evitar que estas puedan quedar atrapado en dicho espacio y asegurar su adecuado desplazamiento hacia la salida.

Según la tabla 2.1, el diámetro promedio de una mazorca es aproximadamente de 70 mm, por lo tanto, se selecciona una separación entre tambor y la carcasa de 40 mm.

Las paletas desgranadoras serán ancladas sobre el tambor de desgrane en disposición helicoidal, cumpliendo la condición de que la distancia entre la cara superior de la paleta y la carcasa sea de 40 mm.

Se propone que el radio de la cámara de desgrane sea de 250 mm, En consecuencia, el radio del tambor de desgrane se determina como la diferencia entre el radio de la cámara y la separación entre la carcasa y las paletas, obteniéndose un valor de 210 mm de radio.

Considerando que la longitud de la paleta es de 150 mm, se tiene una diferencia aproximada de 60 mm para alcanzar el radio del tambor de 210 mm. Para cubrir esta diferencia, se propone utilizar un tubo de sección circular de 4”, el cual presenta un radio real exterior de 57.15 mm. La diferencia restante se compensa mediante los anclajes de las paletas de jebe.

La selección del espesor del perfil circular de 4” se desarrolla en el apartado 4.7.2.3, debido a que en esta etapa aún no se conoce la potencia requerida de la máquina.

4.2.3.3 Cálculo de anclaje de las paletas

Las paletas desgranadoras, al estar fabricando de un material no ferroso, no puede anclarse directamente al tubo de 4" mediante soldadura; por lo tanto, su fijación se realiza mediante pernos.

Para ello, se diseñan platinas con una longitud mayor o igual al ancho de las paletas, las cuales se suelda al tubo de 4". Posteriormente, se practican dos perforaciones en cada platina para permitir la unión mediante pernos con las paletas de caucho.

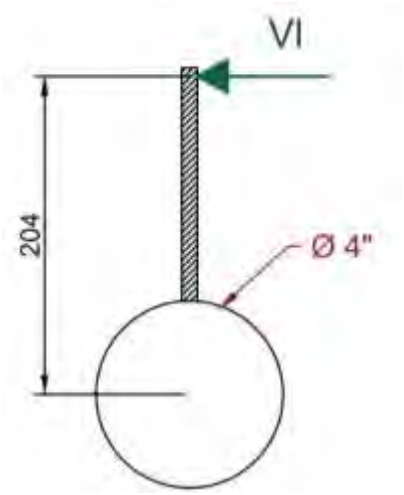
Se calcula la fuerza de impacto de una paleta desgranadora al entrar en contacto con las mazorcas. Esta fuerza permite dimensionar adecuadamente los elementos de anclaje.

La máquina opera a una velocidad de 385 rpm y el radio del tambor desgranador que es de 21 cm. Asimismo, el peso de cada paleta se determina mediante la densidad del caucho, cuyo valor es de 1.3 g/cm^3, según la tabla 4.3. Considerando las dimensiones de la paleta es V = 15 cm x 11 cm x 1 cm, se obtiene un peso aproximado de m = 0.215 kg por paleta desgranadora.

Se calcula la velocidad lineal en el punto de impacto entre el maíz y la paleta, utilizando la ecuación (4.16). Para este análisis, se considera la distancia desde el centro del tambor de desgrane hasta un punto cercano al extremo de la paleta, sin llegar a su borde final, adoptándose un valor de 204 mm.

Figura 4.6

Fuerza que impacta a la paleta.



$$v_l = w.r = 385\, rpm\, x\, 0.204\, m = 8.25\, \frac{m}{s} \qquad (4.16)$$

Se calcula la energía cinética de impacto del caucho al entrar en contacto con el maíz, utilizando la ecuación (4.17). Se considera tiempo de contacto de 5 milisegundos, A partir de este valor, se determina la fuerza de impacto en dicho intervalo, considerando la fuerza una masa des de 0.215 kg para la paleta de caucho y una velocidad lineal de 8.25 m/s, sustituyendo estos valores en la ecuación (4.17).

$$F = \frac{m.v}{\Delta t} \qquad (4.17)$$

$$F = \frac{0.215kgx8.25\frac{m}{s}}{0.005} = 354N$$

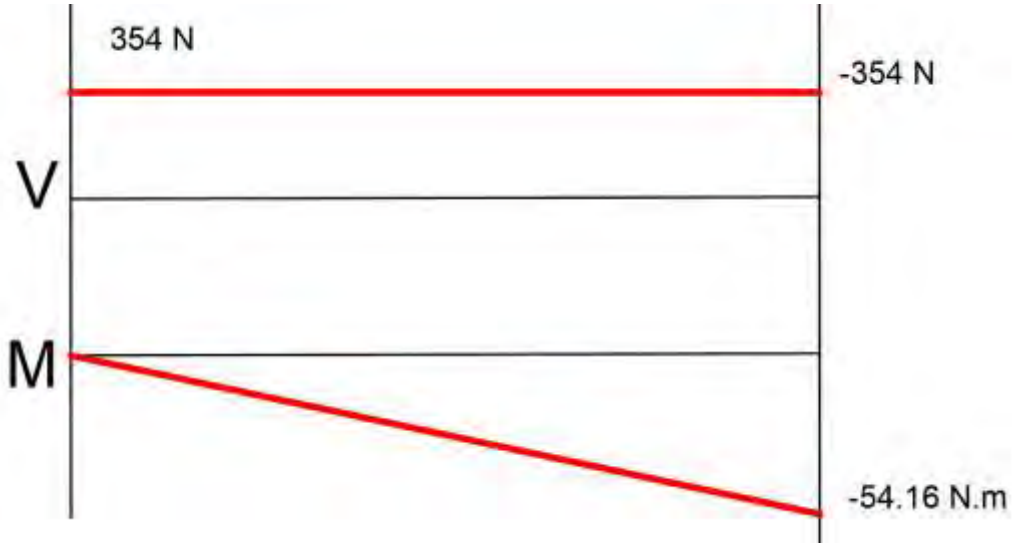
Se calcula las cargas que actúan en el punto de anclaje de la paleta del desgranador, la cual se modela como un elemento empotrado sometido a carga cíclica de 354 N, aplicado a una distancia de 153 mm.

Para el análisis, se considera la distancia máxima, correspondiente a la condición más crítica de carga que debe resistir este elemento. Dado que la maquina opera en un solo sentido de giro, la fuerza varía entre 0N a 354N en una revolución.

Con base en estas condiciones, se procede a elaborar el diagrama de momento flectores.

Figura 4.7

Diagrama de momento flector y cortante de la paleta de goma.



Se selecciona una platina con el mismo ancho que la paleta, de 110 mm ancho y un espesor de 1/8", se calcula el momento de inercia del perfil de la platina con la ecuación (4.18), Para el material de la platina se usa A 36, se tiene un esfuerzo ultimo a la tracción de 400 MPa y esfuerzo a la fluencia de 250 MPa.

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{110\ mm\ x\ (3.175\ mm)^3}{12} = 293.4\ mm^4 \qquad (4.18)$$

Se calcula el esfuerzo alternante en la platina mediante la ecuación de (4.19)

$$\sigma_f = \frac{M.c}{I} = \frac{54.16\ N.m\ x\ 1.5875\ mm}{293.4\ mm^4} = 293.044\ MPa \qquad (4.19)$$

c = mitad de la sección rectangular.

El esfuerzo alternante varia de 0 a 293.044 MPa, A partir de estos valores, se calcula el esfuerzo medio mediante la ecuación (4.20).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_f + 0}{2} = \frac{293.044\ MPa}{2} = 146.55\ MPa \qquad (4.20)$$

Se aplica una corrección del límite de fatiga usando factores de corrección.

Para el factor de corrección por acabado superficial Ka, se utiliza la ecuación (4.21).

Considerando que el material presenta un acabado mecanizado, se adopta los valores de a = 2.7 y b = -0.265.

$$K_a = a.S_{ut}^b \qquad (4.21)$$

$$K_a = 2.7x\ 400^{-0.996} = 0.552$$

- Kr = 1, para cargas rotacionales.
- kd = 1, Factores de temperatura.
- kf = 1, factor de concentración de esfuerzos, al ser recto.
- ke = 1, factor de fiabilidad.

calcula la corrección límite de fatiga.

S_e =S'. ka.kr.kd.kf.ke = 400x0.552x1x1x1x1x1

Se = 220 MPa.

$Se > \sigma_m, 220\ \text{MPa} > \ 146.55 MPa$

La sección de la platina de 110 mm x 1/8" trabaja adecuadamente, ya que este perfil soportara la fuerza de impacto generada por las paletas desgranadoras. Este elemento se anclará al tambor, constituido por un tubo de 4", mediante de soldadura.

Para ello, se dimensiona el cordón de soldadura en la zona de unión, el cual debe soportar la carga cíclica de impacto generado durante el proceso de desgrane. De acuerdo con la norma AWS D1.1, para espesores comprendido entre 3 mm y 6 mm, el tamaño mínimo de cordón de filete es de 3 mm.

Considerando que el espesor de la platina es de 1/8" ≈ 3.175 mm, se coloca 2 cordones de soldadura en ambos lados de la platina.

4.2.4 Potencia de accionamiento del desgranado

Se calcula la potencia requerida para accionar el desgranador. Esta potencia depende de la fuerza necesaria para desprender los granos de maíz y de la velocidad angular seleccionada.

Para el desarrollo de esta tesis, se toma como referencia investigaciones previas relacionada con el proceso de desgrane, las cuales proporcionan valores de eficiencia y la energía específica necesarios para separar los granos por kilogramo de maíz, (Engineering, 2022).

La ecuación (4.22) representa el consumo especifico de energía requerido para la separación el grano de la tusa.

$$Es = \frac{P}{SR} \qquad (4.22)$$

ES: Energía especifica (KJ/kg)

P: Potencia requerida

SR: Velocidad de desgranado (kg/s)

Tabla 4.4

Energía especifica (KJ/kg) según el rpm del tambor

Velocidad de desgranado		200 rpm	250 rpm	300 rpm	350 rpm
tiempo de desgranado	20 s	6.89	3.4	3.08	3.73
	30 s	5.33	4.76	4.05	4.88
	40 s	4.72	4.07	4.8	6.18

La velocidad de rotación del tambor desgranador de la maquina es de 385 rpm. Debido a que la producción consideradamente es relativamente bajas, se adopta un valor de energía especifica ligeramente mayor a 6.18 KJ/kg. En este caso, se seleccionó un valor de energía especifica de 6.3 KJ/kg

Asimismo, se considera una condición extrema en la que el usuario pueda operar la maquina a una capacidad tres veces superior al nominal. Por ello, se adopta un caudal de procesamiento de Q es de 375 kg/h.

Se calcula la potencia del desgranador mediante la ecuación (4.23)

$$P = \frac{Es.Q}{3600} \qquad (4.23)$$

ES: Energía especifica, en (KJ/kg);

Q: Caudal de alimentación, en (kg/h);

P: Potencia requerida, en kW.

Sustituyendo valores:

$$P = \frac{6.3\ \frac{KJ}{kg}.375\ kg}{3600} = 0.652\ KW$$

Se considera unas pérdidas del 20%

$$P = \frac{0.652\ KW}{0.8} = 0.82\ KW$$

Este es la potencia mínima requerida que debe de tener el desgranador para realizar el proceso de desgranar del maíz. A partir de este valor, se procede a calcula el torque correspondiente mediante la ecuación (4.24), considerando una velocidad de rotación de 385 rpm.

$$T = P/w \qquad (4.24)$$

$$T_{maiz} = \frac{P}{w} = \frac{820\ w}{385\ rpm} = 20.35\ N.m$$

4.2.4.1 Torque por fricción

Se considera un torque adicional por fricción en lo elementos móviles del sistema, por lo tanto, el torque total requerido se incrementa en un 10% respecto al torque teórico calculado. Estas pérdidas se deben principalmente a la fricción en los cojinetes y ejes, al contacto del cilindro con sus soportes, así como la resistencia generada por paletas al interactuar con el aire y materiales dentro de la cabina.

$$T_{fricción} = T_{maiz}10\ \% = 20.35\ N.m\ x\ 10\% = 2.035\ N.m$$

4.2.4.2 Torque por perdida en transmisión

Se considero un torque adicional debido a las perdidas en la transmisión mecánica originadas por el sistema de correas y posibles desalineaciones de ejes.

$$T_{perdida} = T_{maiz}\ x\ 10\ \% = 20.35\ N.m\ x\ 10\% = 2.035\ N.m$$

4.2.4.3 Torque total del tambor desgranador

El torque total del sistema se obtiene con la suma del torque requerido para el desgrane del maíz, el torque por perdidas de transmisión y torque por fricción. adicionalmente, se considera un incremento del 10% para representar el torque de arranque del tambor desgranador.

$$T_{total} = T_{maiz} + T_{perdida} + T_{friccion} + T_{arranque}$$

$$T_{total} = 20.35N.m + 2.035\ N.m + 2.035\ N.m + 2.035\ N.m = 26.455N.m$$

La potencia requerida por el desgranador se determina mediante la ecuación (4.25), considerando una velocidad de rotación de 385 rpm y un torque inicial de 26.455 N.

Se aplica un factor de seguridad de 1.5 se obtiene un torque de diseño de 40 N.m

$$P = T.w = 40\ N.m\ x\ 385\ rpm \qquad (4.25)$$

$$P = T.w = 1613\ W = 2.163\ hp$$

4.2.5 Diseño de estator de la recamara

El estator de la cámara tiene la función de evitar que los residuos del marlo se mezclen con el maíz desgranado. Este se construye a partir de perfiles circulares revestidos con mangueras, dispuesto con una separación adecuada que permite el paso de los granos de maíz, mientras que impide el paso de corontas a través de rejillas.

4.3 Diseño de la criba

La criba es un elemento mecánico fundamental para la separación de los granos de maíz desgranado y limpieza de impurezas, tales como tusas partidas, cascaras, entre otros residuos.

Se selecciona un sistema de criba plana accionada mediante un mecanismo de biela. Este elemento estará en contacto directo con el producto, por lo que es necesario garantizar que no se produzca contaminación, lo cual implica la selección de materiales adecuados para uso alimentario.

4.3.1 Diseño de bastidor de la criba.

El bastidor de la criba es un elemento estructural fundamental, encargado de soportar la superficie de cribado y transmitir el movimiento oscilatorio generado por el sistema de accionamiento. Este elemento está en contacto directo con los granos de maíz desgranado, por lo que debe cumplir con criterio de higiene y seguridad alimentaria.

Se adopta una geometría de caja rectangular, con el fin de evitar la contaminación del producto, se propone el uso de madera como material estructural. Se emplea madera de dimensiones comercial, con un ancho de 200 mm y un espesor de 20 mm.

La criba debe ser capaz almacenar una cantidad de maíz sin que se produzcan desbordes. Para ello, se considera un tiempo de almacenamiento de 15 minutos de operación, estimándose una capacidad de 30 kg de maíz.

A partir de una densidad de 750 kg/m^3 y se considera un incremento del 15% debido a los espacios vacíos entre los granos, se obtiene un volumen requerido de 0.046 m^3.

Para definir las dimensiones del bastidor, se toma como referencia equipos disponibles en el mercado, adoptándose un ancho de 650 mm y una longitud de 950 mm. Con estas

dimensiones y considerando el espesor de la madera, se obtiene un área efectiva de cribado de 610 mm x 930 mm, equivalente a 0.5673 m^2

La superficie de cribado tendrá un área de 0.5673 m^2. este elemento está expuesto a rozamiento y abrasión debido al contacto continuo con el maíz, por lo que debe ser resistente al desgaste y no contaminante. Por ello, se propone el uso de plancha de acero galvanizado, material que presenta buena resistencia a la corrosión.

Para la selección del espesor, se toma como referencia la norma INEN 1515, adoptándose un espesor de 2 mm para la plancha de cribado. Asimismo, se dispone plancha lisa adicional de 2 mm de espesor por debajo de la superficie de cribado, Con dimensiones internas del bastidor es de 610 mm x 930 mm.

En la salida de criba, se incorpora un tope de madera de 18 mm de altura y 60 mm de ancho, cuya función es permitir el paso de las tusas que logren filtrarse, evitándose su acumulación.

Adicionalmente, se diseña una tolva de salida fabricada en chapa metálica de 0.5 mm de espesor, destinada a la evacuación de residuos, Esta tolva presenta una geometría trapezoidal, con una base mayor de 610 mm, una base menor de 250 mm y una altura de 320 mm. Se dispone con una inclina de 14° con respecto al horizontal, permitiendo la evacuación del material por gravedad, Asimismo, cuenta con pestañas laterales de 64 mm, doblada a 90°, para evitar la fuga del material.

Finalmente. se incorpora una canaleta para la recolección de maíz limpio, la cual dirige el producto hacia un recipiente de almacenamiento. Esta canaleta presenta una sección rectangular, fabricada con chapa metálica de 0.5 mm de espesor, con un ancho 100 mm, una altura 65 mm, y una inclinación de 7°.

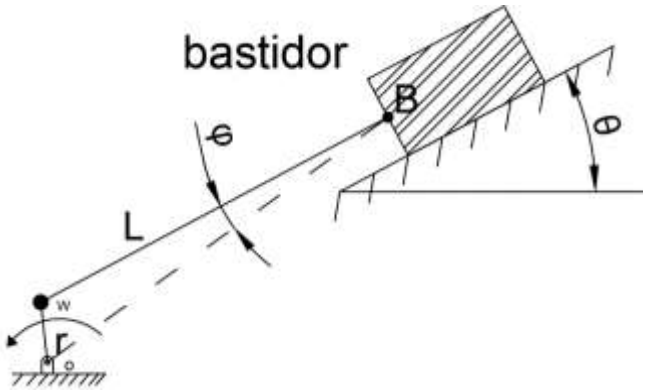
4.3.2 Diseño del sistema vibrador

El sistema vibrador se diseña en función de la matriz morfológica, mediante la cual se selecciona eje excéntrico para generar el movimiento oscilatorio al bastidor.

Este movimiento es producido por un motor transmitido mediante un mecanismo de biela-manivela.

Figura 4.8

Partes que conforman la criba.



r = Radio excéntrico de la biela;

W = velocidad angular;

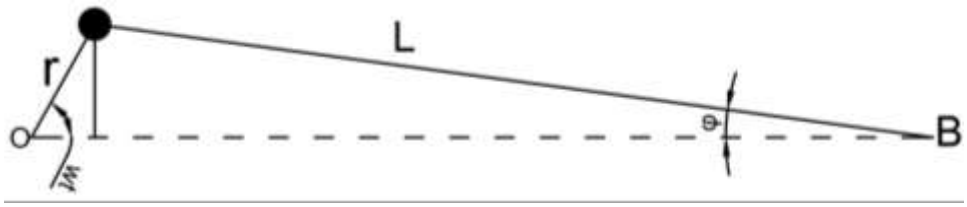
ϕ= Angulo de bastidor;

L = longitud de la manive la;

Se analiza el triángulo formado por el radio excéntrico y la longitud de la manivela, A partir de este, se descompone en dos triángulos rectángulos, lo que permite establecer una relación trigonométrica, expresada en la ecuación (4.26).

Figura 4.9

Mecanismo biela manivela de la criba.



La relación geométrica del sistema se expresa mediante la ecuación (4.26).

$$r.\mathrm{sen}(wt) = l.\mathrm{sen}(\varphi) \qquad (4.26)$$

La variable X representa la posición horizontal de la manivela respecto al punto O. esta distancia se expresa en función de wt y φ, como se mostró en la ecuación (4.27).

$$x = r.\cos(wt) + l.\cos(\varphi) \qquad (4.27)$$

En la ecuación (4.28) se presenta una relación trigonométrica derivada del triángulo asociado a la longitud de la manivela. Este triangulo se descompone en sus componentes horizontal y vertical en función del ángulo φ, aplicando el teorema de Pitágoras.

Asimismo, ecuación (4.26) se establece una relación entre los ángulos wt y φ. Esta relación se sustituye en la ecuación (4.27), con el fin de expresar el desplazamiento únicamente en función del ángulo asociado a la velocidad angular.

$$l^2 = l.\operatorname{sen}(\varphi)^2 + l.\cos(\varphi)^2 \qquad (4.28)$$

$$l^2 = (r.\sin(wt))^2 + (l.\cos(\varphi))^2 \rightarrow l.\cos(\varphi) = l\sqrt{1 - (\frac{r}{l}\sin(wt))^2}$$

En la ecuación (4.29) se expresa la posición del mecanismo biela-manivela respecto al origen O, en función del ángulo "wt", permitiendo describir el desplazamiento del sistema en función al tiempo.

$$x = r.\cos(wt) + l.\sqrt{1 - (\frac{r}{l}\sin(wt))^2} \qquad (4.29)$$

Sí se desarrolla la ecuación (4.29) mediante el uso del binomio de Newton con exponente fraccionario en su segundo término. Para simplificar el análisis, se considera únicamente los dos primeros términos del desarrollo.

Esta aproximación es válida debido a que el valor de r, al ser un radio excéntrico, es significativamente menor en comparación con l, por ello, la relación r/l, al elevarse a exponentes mayores e iguale a 3, se considera despreciable, lo cual permite obtener una expresión aproximada del movimiento con menor complejidad matemática.

En la ecuación (4.30) se presenta el desarrollo de la expresión fraccionada considerando únicamente con los dos primeros términos.

$$(1 - (\frac{r}{l}\sin(wt))^2)^{\frac{1}{2}} = 1^{0.5} - \frac{1}{2}.1^{0.5}.((\frac{r}{l}\sin(wt))^2 \qquad (4.30)$$

La identidad trigonométrica de ángulo doble se presenta en la ecuación (4.31)

$$\sin^2(wt) = \frac{1 - \cos(2wt)}{2} \qquad (4.31)$$

Al simplificar y sustituir la ecuación (4.31) en la ecuación (4.30), se obtiene el desplazamiento de la criba en función del tiempo, tal como se muestra en la ecuación (4.32).

$$X_s = X = l - \frac{r_{ext}}{4l} + r\left[\cos(wt) + \frac{r_{ext}}{4l}\cos(wt))\right] \qquad (4.32)$$

La función de velocidad de la criba, se obtiene como la primera derivada de la función de posición respecto al tiempo.

$$v_s = \dot{x} = -r\mathrm{w}\left(\sin(wt) + \frac{r}{2l}.\sin(wt)\right) \qquad (4.33)$$

La función de la aceleración de la criba se obtiene como la segunda derivada de la función de posición respecto al tiempo, tal como se muestra en la ecuación (4.34).

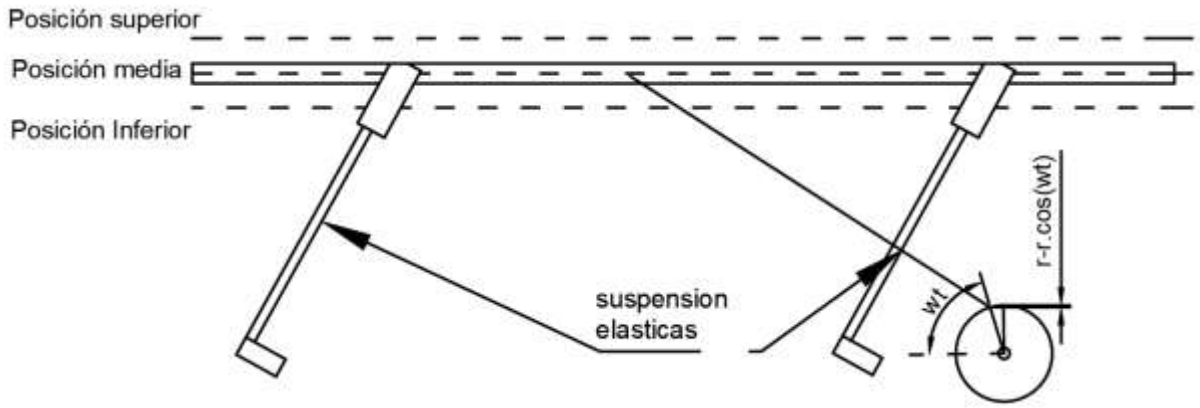
$$a_s = \ddot{x} = -r\alpha\left[\sin(wt) + \frac{r}{2l}.\sin(2wt)\right] - rw^2\left[\cos(wt) + \frac{r}{l}.\cos(2wt)\right] \qquad (4.34)$$

4.3.2.1 Generación de vibración de criba

El mecanismo de biela-manivela genera desplazamientos tanto verticales como horizontales en la criba, los cuales se traduce en vibraciones del bastidor.

Figura 4.10

Posición de la criba al movimiento del mecanismo motriz.



Se calcula la amplitud de vibración en función del tiempo t, la cual es generada por el eje exentico.

$$A_t = r - r.cos(wt) = r.(1 - cos(wt)) \tag{4.35}$$

La velocidad de vibración se obtiene como la derivada de la ecuación (4.35) respecto al tiempo.

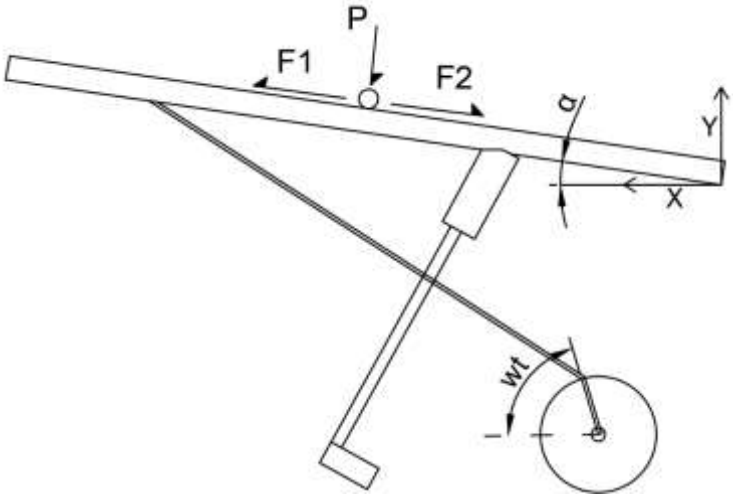
$$\dot{A}_t = V_t = r.w.sen(wt) \tag{4.36}$$

La aceleración de la vibración se obtiene como la derivada de la ecuación (4.36) respecto al tiempo.

$$\ddot{A}_t = j_t = -r.w^2.cos(wt) \tag{4.37}$$

Figura 4.11

Diagrama de cuerpo libre de una partícula de maíz.



Se calcula las componentes del ángulo de inclinación de la bandeja respecto a los ejes "x" y "y", según la ecuación (4.38).

$$x_t = A_t.\cos(\alpha) \qquad y_t = A_t.\mathrm{sen}(\alpha)$$

$$\dot{x}_t = V_t.\cos(\alpha) \qquad \dot{y}_t = V_t.\mathrm{sen}(\alpha) \qquad (4.38)$$

$$\ddot{x}_t = j_t.\cos(\alpha) \qquad \ddot{y}_t = j_t.\mathrm{sen}(\alpha)$$

Se idealiza un grano de maíz sobre la bandeja, el cual posee un peso P, se asume que la partícula no se desliza sobre la superficie.

Durante el movimiento de la criba, la partícula experimenta una mayor presión cuando la bandeja asciende; mientras que, en la fase descendiente, tiende a despegarse de la superficie.

En la ecuación (4.39) se presenta la presión ejercida durante la fase de ascenso de la criba, La cual está compuesta por el peso de la partícula y la contribución debido a la aceleración del sistema.

$$P_s = P + \frac{P}{g} * \ddot{y}_t = P + \frac{P}{g} * j_t * sen(\alpha) = \big(g + j_t * sen(\alpha)\big)m \qquad (4.39)$$

Se sustituye de la criba, calculada en la ecuación (4.38), y se expresa la relación en función de la masa de la partícula.

Siendo que P el peso de la partícula, la fuerza de adherencia entre bandeja y partícula, donde μ_E es el coeficiente de fricción estática, donde esta "F" representa la fuerza es necesaria para iniciar el movimiento de la partícula.

$$F = P\mu_E$$

Se aplica una aceleración j al sistema. Para que la partícula no se deslice sobre la superficie, se debe cumplir la siguiente condición:

$$j \leq g.\mu_E$$

Asumiendo que la partícula no se desliza, se tiene que la fuerza de adherencia es equivalente a la fuerza normal calculada en la ecuación (4.39).

La fuerza necesaria para romper la adherencia de la partícula de maíz debe ser superior al producto entre la fuerza normal y el coeficiente de fricción estático.

$$F_{1s} = P_s * \mu_E = \big(g + j_t * sen(\alpha)\big) * m\mu_E \qquad (4.40)$$

En la ecuación (4.41) se presenta la fuerza horizontal aplicada a la partícula de maíz, generada por la aceleración de la criba.

$$F_{2s} = mj_t * \cos(\alpha) \tag{4.41}$$

Dado que la partícula no se desliza, las fuerzas en equilibrio son iguales. Por lo tanto, se igualan las expresiones de la ecuación (4.40) y (4.41), obteniéndose la relación mostrada en la ecuación (4.42)

$$\big(g + j_t * sen(\alpha)\big)m * \mu_E = m * j_t * \cos(\alpha) \tag{4.42}$$

Se despeja la aceleración de la criba a partir de la ecuación (4.43)

$$j_{ts} = \frac{g\mu_E}{\cos(\alpha) - \mu_E sen(\alpha)} = \frac{g}{\frac{\cos(\alpha)}{\mu_E} - sen(\alpha)} \tag{4.43}$$

Este es el valor corresponde a la aceleración crítica; para valores superiores a este, el material comienza a deslizarse.

En el caso, la fuerza asociada a la aceleración generada por la vibración e la criba se oponen al peso de la partícula, por lo que se considera la diferencia entre en la ecuación (4.44).

$$P_b = P - \frac{P}{g} j_t * sen(\alpha) \tag{4.44}$$

Se despeja j_{tB} obteniéndose la aceleración de descenso de la criba, tal como se muestra en la ecuación (4.45)

$$j_{tB} = \frac{g}{\frac{\cos(\alpha)}{\mu_c} - sen(\alpha)} \tag{4.45}$$

Siendo μ_c el valor de la fricción dinámica, para que la partícula no se deslice, sino que realice micro saltos, debe cumplir la inecuación establecida en la ecuación (4.46). Esta condición garantiza la seleccionara de una aceleración adecuada para el funcionamiento de la criba.

$$j_{ts} > j_t > j_{tB} \tag{4.46}$$

Figura 4.12

Trayectoria teórica de una partícula.

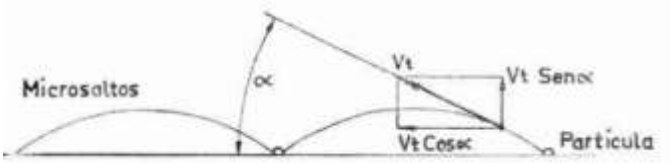


FIG. 497.—Trayectoria teórica de una partícula.

4.3.2.2 Cálculo de velocidad angular de criba

Se selecciona las dimensiones del mecanismo biela-manivela. Para ello, los valores de los coeficientes de fricción estáticos y dinámicos se toman como referencia los valores de la tabla 4.5.

Tabla 4.5

Dimensiones de biela manivela en la zaranda.

Descripción	Variable	valor	unidad
Manivela	**L1**	**0.01**	**m**
longitud de biela	L2	0.950m	m
Angulo de inclinación de criba	α	3	°
coeficiente de fricción estático	μE	0.937	
coeficiente de fricción dinámico	μc	0.276	
aceleración de la gravedad	g	9.81	m/s

Las ecuaciones de aceleración críticas en la posición superiores e inferiores de las partículas están dadas por la ecuación (4.43) y (4.45).

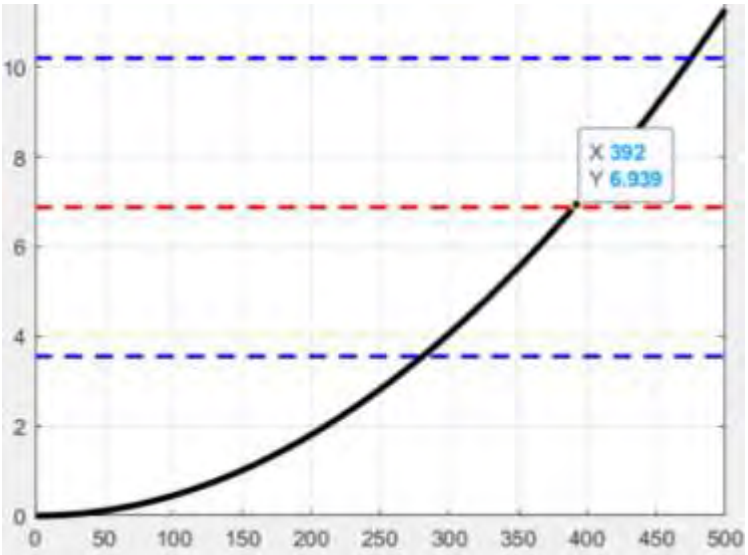
$$j_{tB} = \frac{g}{\frac{\cos(\alpha)}{\mu_c} - sen(\alpha)} = 3.555\, m/s^2$$

$$j_{ts} = \frac{g}{\frac{\cos(\alpha)}{\mu_E} - sen(\alpha)} = 10.2031\, m/s^2$$

$3.555\frac{m}{s^2} > j_t > 10.2031\frac{m}{s^2}$ se selecciona un valor intermedio de 6.87 m/s².

Figura 4.13

Cálculo de la velocidad de la criba.



Se tiene una velocidad de rotación de 392 rpm y una aceleración de 6.87 m/s².

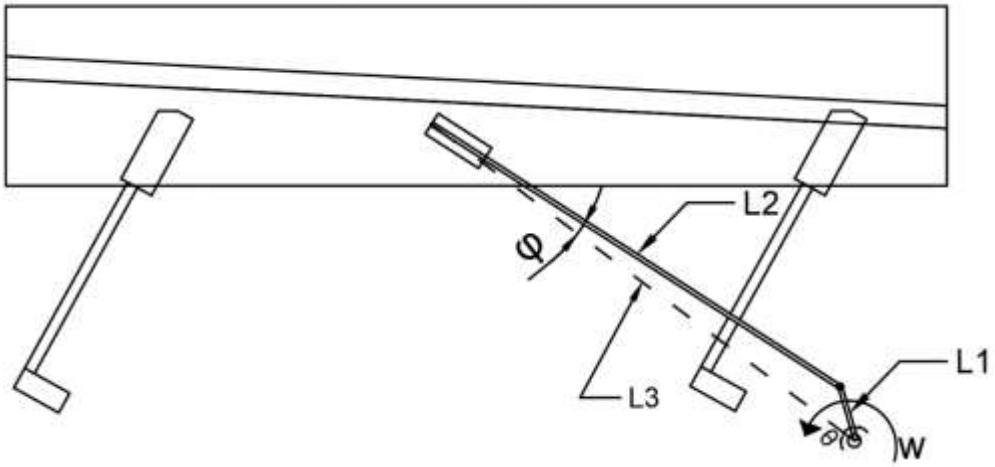
4.3.3 Análisis cinemático de una biela manivela

En el capítulo 4.5.2 se desarrolla las ecuaciones necesarias para calcular la posición, velocidad y aceleración de la criba en función al tiempo.

Con la selección de las dimensiones de los eslabones y la velocidad angular del mecanismo, definidas en el capítulo 4.5.2.2, es posible determinar los valores de posición, velocidad y aceleración de la criba en función del tiempo.

Figura 4.14

Diagrama de biela manivela.



El valor del ángulo θ se expresa como productos de la velocidad angular por el tiempo.

$$\theta = wt \tag{4.47}$$

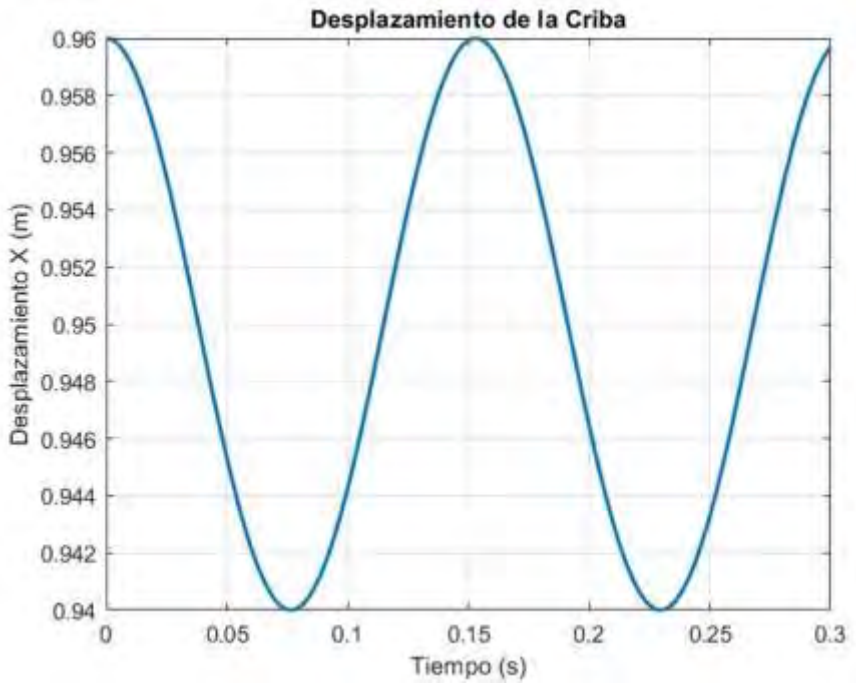
Se forma la función del desplazamiento en términos de las variables conocidas L1, L2 y θ, y se sustituye en la ecuación (4.29). De esta manera, se obtiene la expresión de la posición de la criba en función del tiempo.

$$X = L1cos(wt) + L2 * \sqrt{1 - \left(\frac{L1}{L2} * \sin(wt)\right)^2} \tag{4.48}$$

Se sustituye los valores conocidos de L1 y L2, en la expresión correspondiente, obteniéndose la relación de desplazamiento en función al tiempo. A partir de esta relación se genera la gráfica de desplazamiento respecto al tiempo. la cual se muestra en la figura (4.15)

Figura 4.15

Grafica desplazamiento vs tiempo de la criba.



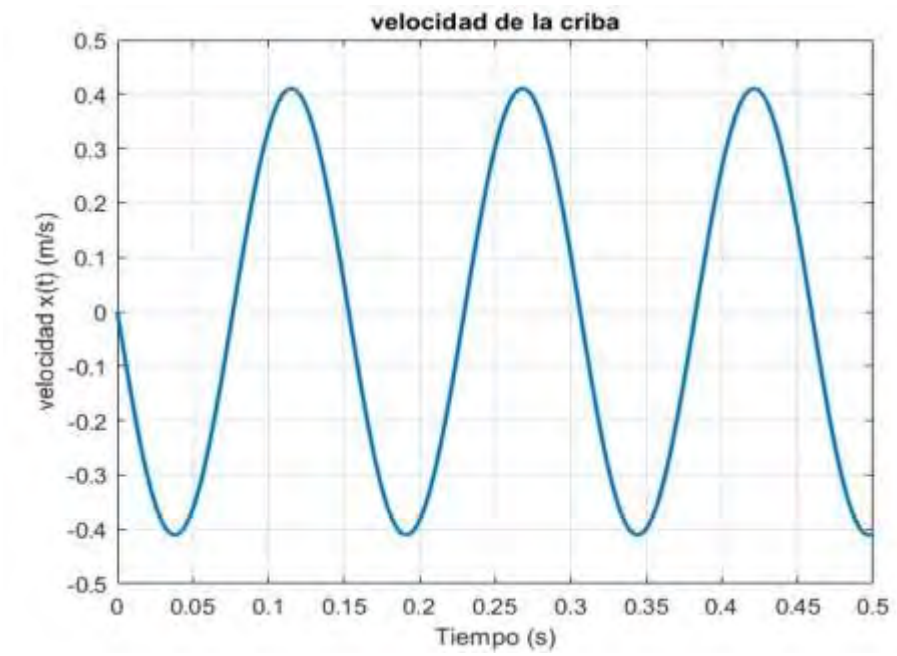
La función se deriva respecto al tiempo para que se muestre la velocidad de la criba, la ecuación (4.49) se muestra esta primera derivada respecto al tiempo.

$$\dot{x} = -L1.w.\left[\sin(wt) + \frac{L1}{2L2}\frac{\sin(2wt)}{\sqrt{1-\left(\frac{L1}{L2}\sin(wt)\right)^2}}\right] \tag{4.49}$$

Se realiza la gráfica de la ecuación (4.48), utilizando los valores de L1 y L2; la figura 4.16 muestra la variación de la velocidad de la criba con respecto al tiempo.

Figura 4.16

Grafica de la velocidad vs tiempo.

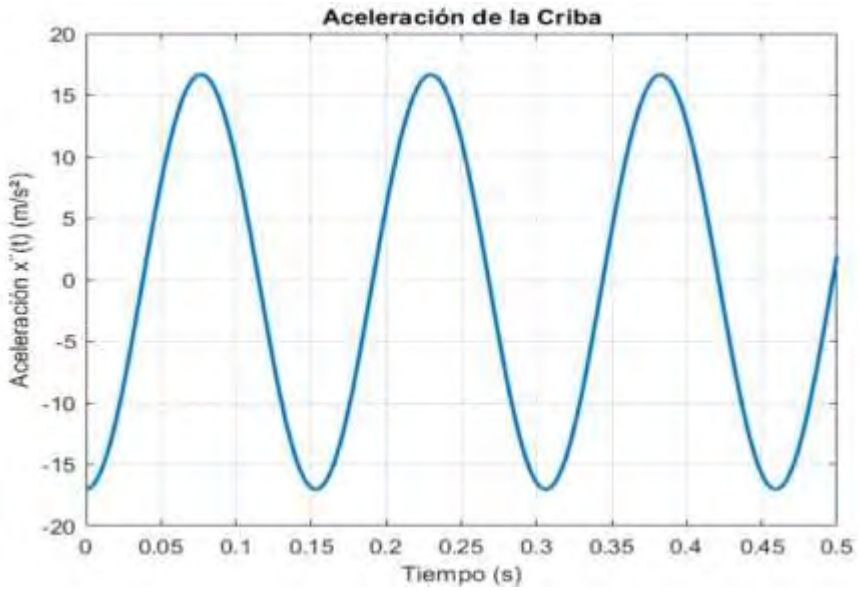


De la manera análoga, se realiza la derivación una vez más la función de la velocidad, para que esta vez se muestre la aceleración de la criba. La ecuación (4.49), que describe esta relación, se representa dicha función, se gráfica en función del tiempo, como se observa en la figura 4.17

$$\ddot{x} = -L1.w^2.\left[\cos(wt) - \frac{L1.[L2^2(1 - 2 * cos^2(wt) - L1^2.sin^2(wt)]}{(L2^2 - (L1.sen(wt))^2)^{\frac{3}{2}}}\right] \qquad (4.49)$$

Figura 4.17

Grafica de la aceleración vs tiempo.



4.3.4 Diseño de las suspensiones elásticas

los elementos de suspensión constituyen componentes flexibles que permiten el movimiento controlado de la criba, su función principal es absorber vibraciones y movimiento oscilatorios, restituyendo el sistema a su posición de equilibrio. Estos elementos, conocido comúnmente como bayetas o ballestas, presenta las siguientes ventajas:

- Soportan el peso del bastidor de la criba.
- Permite un movimiento oscilante de la criba.
- Garantizan un movimiento continuo y controlado del sistema.
- Reduce la transmisión de vibración hacia el resto de la máquina.

Las suspensiones elásticas puedan fabricarse a partir de los diversos materiales, en función de las condiciones de operación a las que estarán sometidas. Los materiales seleccionados para este estudio se presentan en el cuadro 4.6.

Tabla 4.6

Dimensiones de biela manivela en la zaranda.

tipo de suspensión	Material	uso recurrente
Ballesta de madera	eucalipto o tornillo	uso en máquinas rurales
Ballestas metálicas	acero elástico SAE 5160	en sistemas industriales
Resorte helicoidal	acero templado	las cribas modernas
Poliuretano	caucho industrial	aislación de vibración
Mecanismos flexibles	compuestos	diseños avanzados

Dado que la máquina está destinada en un entorno rural, se seleccionó el uso de ballesta de madera de eucalipto, debido a su amplia disponibilidad en zonas rurales y su bajo costo. Este material resulta adecuado para la fabricación de elementos de suspensión por sus propiedades mecánicas por sus propiedades mecánicas, las cuales se presenta en la tabla 4.7.

Tabla 4.7

Dimensiones de biela manivela en la zaranda.

Propiedad	Valor Aproximado
Densidad (al 12% de humedad)	780 – 830 kg/m³
Módulo de Elasticidad	12 GPa
Resistencia a la Flexión Estática	142 – 153 N/mm²
Compresión Paralela a la Fibra	59 – 76 N/mm²
Compresión Perpendicular a la Fibra	12,7 N/mm²
Dureza (Test de Monnin)	3,9 (madera semidura)

Las ballestas tienen la función soportar el peso de la criba; por esta razón, se emplean cuatro unidades, con el fin de garantizar la estabilidad y el equilibrio del sistema. Para su adecuado dimensionamiento, se determina el peso de la criba bajo condiciones de operación.

De acuerdo con el dimensionamiento realizado en el capítulo 4.9.2 se obtiene un peso estructural aproximado de 29 kg. Adicionalmente, se considera a una carga de maíz de 15 kg correspondiente a 7 minutos de operación. En consecuencia, la masa total del sistema asciende 44 kg.

La amplitud de vibración de la zaranda, calculada mediante la ecuación (4.35), presenta un valor máximo de r = 0.01 m (10 mm)

Considerando la distribución uniforme de la carga a las cuatro ballestas, cada elemento soporta una fuerza de 107.91 N.

$$P = \frac{44x9.81m/s}{4} = 107.91N \qquad (4.50)$$

El espesor de la madera n debe ser excesivo, bebido a que un incremento en esta dimensión genera un mayor rígides del elemento, limitando su capacidad de deformación. Considerando una amplitud máxima de vibración de 10 mm, se selecciona un un espesor de 15 mm y un ancho de 75 mm, Asimismo, se adopta una longitud de ballesta de 600 mm, con el fin de garantizar un comportamiento flexible adecuado del sistema

4.3.4.1 Cálculo de la constante de rigidez de la suspensión elástica.

En el capítulo 4.5.4 se definió el material y las geométrica de la suspensión elástica. este elemento se modela como una viga empotrada en ambos extremos sometido a una carga en el extremo libre, según la expresión (4.51).

$$K = 48\frac{E.I}{L^3} \tag{4.51}$$

donde:

K: constante de rigidez de la suspensión elástica.

E: Modulo de elasticidad de la madera de eucalipto, obtenido en la tabla 4.7

I: momento de inercia de la sección transversal de la suspensión elástica (m^4)

L: Longitud efectiva de la viga en voladizo (m).

Tabla 4.8

Tabla de datos geométricos y mecánicos de los elementos de suspensión elástica

Descripción	Variable	valor	unidad
Longitud de la viga	L	0.6	m
Ancho de perfil de viga	b	0.075	m
Espesor de perfil de viga	h	0.01	m
Módulo de elasticidad de E.	E	16.5	MPa

A partir del perfil de la viga, se determina el momento de inercia de la sección transversal, parámetros fundamentales para el cálculo de la rigidez del elemento.

$$I = \frac{b.h^3}{12} \rightarrow \frac{0.075x0.01^3}{12} = 6.25x10^{-9}m^4 \qquad (4.52)$$

El valor del momento de inercia del perfil, determinando mediante la ecuación (4.47), se reemplaza en la ecuación (4.46) con el fin de calcular la constante de la rigidez del sistema.

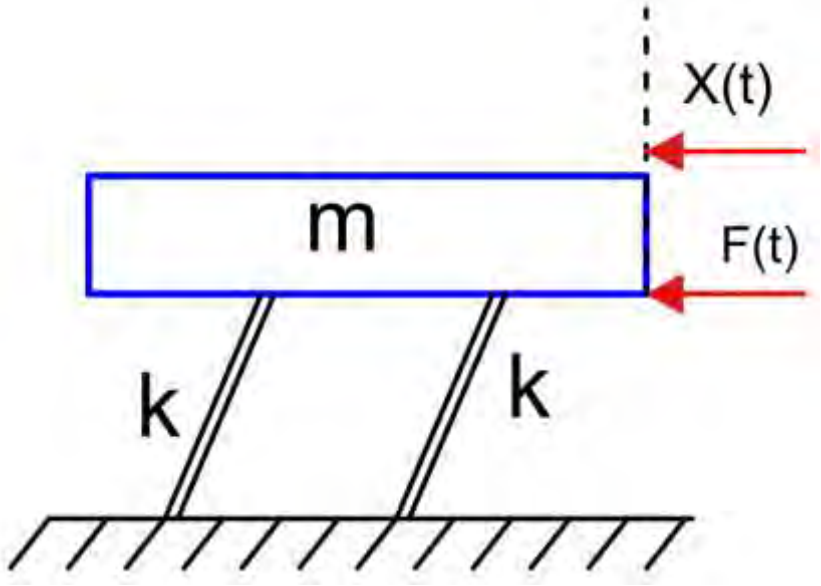
$$K = \frac{48\ x\ 12\ GPa\ x\ 6.25x10^{-9}m^4}{(0.9m)^3} = 4938\ N/m$$

4.3.5 Análisis vibratorio de la criba

La criba se modela como un sistema dinámico masa-resorte sometido a excitación armónica forzada, originado por el mecanismo de biela-manivela. Asimismo, el sistema cuenta con cuatro suspensiones elásticas que cumplen la función de elementos restauradores, equivalentes a resortes, en la figura 4.18 se representa una representación simplificada del sistema.

Figura 4.18

Grafica de la aceleración vs tiempo de la criba.



La ecuación de movimiento del sistema sometido a excitación forzada se presenta a continuación:

$$m.\ddot{X} + K.X = F(t) \tag{4.53}$$

El mecanismo biela- manivela produce un movimiento rotacional caracterizado por una velocidad angular constante, Esta relación se expresa en la ecuación (4.54), que describe la variación del ángulo de la manivela en función al tiempo.

$$\theta(t) = wt \tag{4.54}$$

La longitud de la manivela, denotada como “r”, se descomponen en sus componentes en los ejes X e Y. No obstante, pero el análisis dinámico de criba, se considera únicamente el movimiento lineal en la dirección horizontal, en este contexto (4.55) representa el desplazamiento útil del sistema.

$$x(t) = r.cos(wt) \tag{4.55}$$

A partir de la ecuación (4.55), se obtiene la velocidad mediante la primera derivada con respecto al tiempo, cuya expresión se presenta en la ecuación (4.56), De manera análoga, la segunda derivada permite determinar la aceleración del sistema, expresada en la ecuación (4.57). Esta aceleración corresponde a un movimiento oscilatorio lineal de la masa de la criba, incluido el movimiento circular de la manivela.

$$\dot{x}(t) = -r.w.sen(wt) \tag{4.56}$$

$$\ddot{x}(t) = -r.w^2.cos(wt) \tag{4.57}$$

De acuerdo con la segunda ley de Newton, la fuerza inercial del sistema se define como el producto de la masa por aceleración. En este caso, la ecuación (4.58) es: expresa como:

$$F(t) = m.\ddot{x}(t) = -m.r.w^2.cos(wt) \tag{4.58}$$

Esta expresión representa la fuerza inercial oscilatoria generada por el movimiento armónico de la masa de la criba.

De acuerdo con la segunda ley de Newton, la fuerza inercial del sistema está dada por:

$$F(t) = m.\ddot{x}(t) = -m.r.w^2.cos(wt) \tag{4.59}$$

El signo negativo indica que la fuerza tiene una dirección opuesta al desplazamiento, es decir, corresponde a la fuerza de restitución. Para el análisis, se considera que el valor absoluto de la ecuación (4.59).

Sustituyendo la expresión de la fuerza inercial (tomando el valor positivo) en la ecuación de movimiento del sistema, se obtiene la ecuación diferencial que describe el desplazamiento de la criba en función del tiempo:

$$m.\ddot{X} + K.X = m.r.w^2.cos(wt) \tag{4.60}$$

Esta ecuación representa un sistema dinámico masa-resorte sometido a excitación armónica.

La frecuencia natural del sistema es definida en la ecuación (4.61). Al despejar esta expresión, se obtiene la relación correspondiente:

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \rightarrow w_n^2 = \frac{K}{m} \tag{4.61}$$

Sustituyendo los términos de la ecuación diferencial del desplazamiento (4.60). en función de la frecuencia natural del sistema, definida en la ecuación (4.61), se obtiene la siguiente expresión.

$$\ddot{X} + \frac{K}{m}.X = r.w^2.cos(wt) \rightarrow \ddot{X} + w_n^2 X = r.w^2.cos(wt) \tag{4.62}$$

La solución de la ecuación diferencial de la ecuación (4.62) corresponde completa del sistema, compuesta por la solución homogénea y la solución particular, La constante de integración A y B se determina mediante la aplicación de condiciones iniciales: X (0) = 0, y X' (0) = 0.

$$X(t) = A.\cos(w_n t) + B.sen(w_n t) + \frac{r.w^2}{w_n^2 - w^2}.\cos(wt) \tag{4.63}$$

La frecuencia natural del sistema se calcula a partir de la ecuación (4.61). Considerando una rigidez total de K = 4938 N/m, y una masa del sistema de 44 kg, se obtiene:

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{m}} = \sqrt{\frac{4\ x\ 4938\frac{N}{m}}{44kg}} = 21.18\ rad/s$$

$$w_n = \frac{21.18\ rad/s}{2\pi} = 3.37\ Hz$$

Con los valores previamente determinado, se procede al cálculo de las constantes de integración A y B, aplicando las condiciones iniciales del sistema.

X (0) = 0
X' (0) = 0
se tiene
A = 0.01059

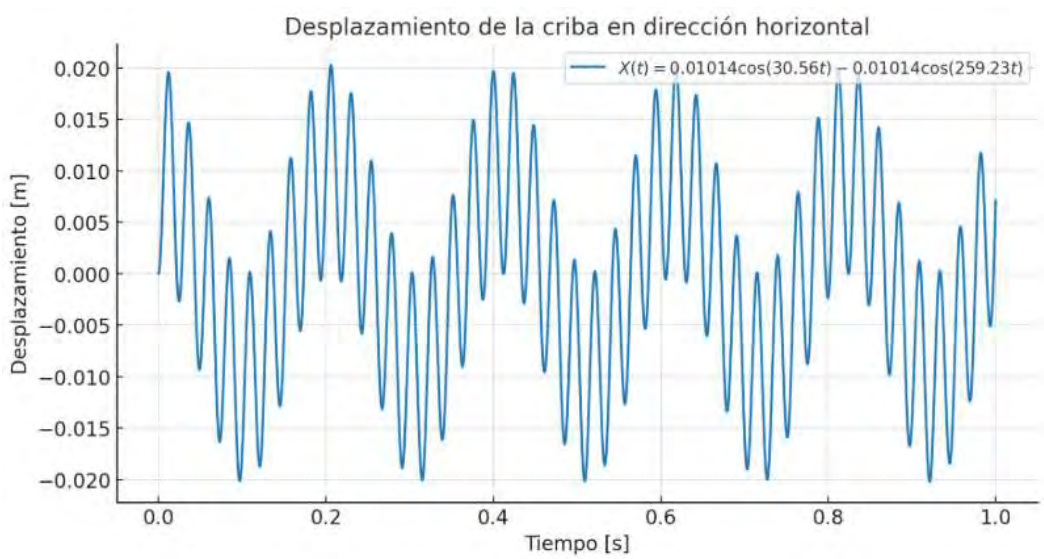
B = 0

En consecuencia, la ecuación (4.63) describe el desplazamiento de la criba en dirección horizontal.

$$X(t) = 0.01014\cos(30.56t) - 0.01014\cos(259.23t) \tag{4.64}$$

Figura 4.19

Grafica de desplazamiento vs tiempo



4.3.5.1 Factor de amplificación

El factor de amplificación, también denominado factor de magnificación dinámica se define como la relación entre la amplitud de la respuesta del sistema bajo excitación dinámica Xfor y la amplitud de la respuesta estática $X_{estatica}$. Este parámetro permite evaluar el incremento de la respuesta debido a efectos dinámicos. La ecuación (4.65) expresa esta relación.

$$F_a = \frac{X_{for}}{X_{estatica}} \tag{4.65}$$

4.3.5.1.1 Amplificación estática

La amplificación estática corresponde a la deformación del sistema cuando se aplica una fuerza máxima F_0= m.r.w^2. La deformación estática se expresa mediante la ecuación (4.66);

$$X_{estatica} = \frac{F_0}{K} = \frac{mrw^2}{K} \tag{4.66}$$

Reemplazando el valor de K y reorganizando la ecuación (4.66), se obtiene la expresión de la deformación estática en función de la velocidad angular del sistema y la frecuencia natural.

$$X_{estatica} = \frac{mw^2}{w_n^2} \tag{4.67}$$

4.3.5.1.2 Amplitud forzada

La amplitud forzada se determina a partir de la solución particular de la ecuación diferencial (4.63), que describe la respuesta del sistema en régimen permanente bajo excitación armónica.

$$X_{for} = \left| \frac{rw^2}{w_n^2 - w^2} \right| \tag{4.68}$$

4.3.5.1.3 Resultado del factor de amplificación FA

A partir de la simplificación de la ecuación (4.68), y la sustitución de la frecuencia natural del sistema junto con la frecuencia de excitación de la máquina, se determina el factor de amplificación, considerando un solo valor absoluto.

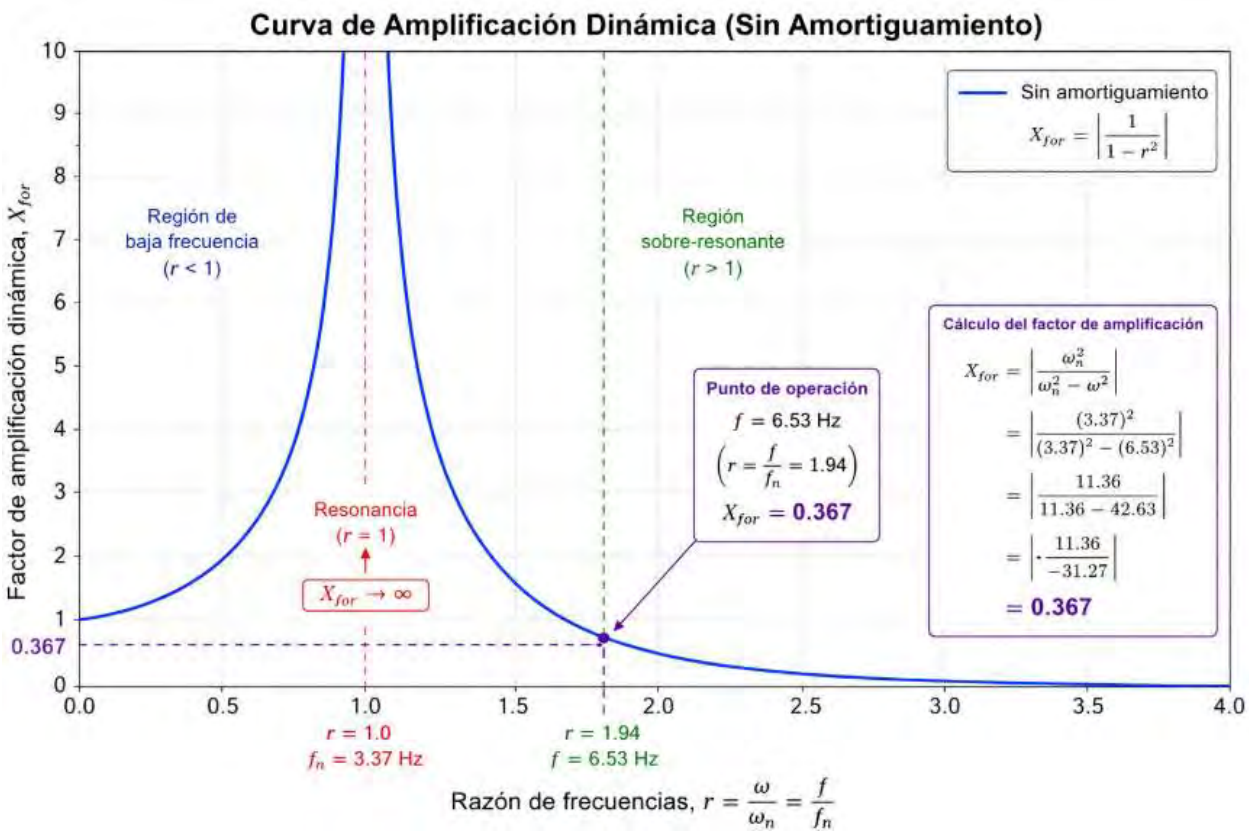
De acuerdo al grafico 4.14, la frecuencia de excitación de la maquina es de 392 rpm, lo que corresponde a 6.533 Hz.

$$X_{for} = \left|\frac{w_n^2}{w_n^2 - w^2}\right| = \left|\frac{(3.37Hz)^2}{(3.37Hz)^2 - (6.533Hz)^2}\right| = 0.367 \qquad (4.69)$$

El factor de amplificación dinámica obtenida es de 0.367, lo que indica que el sistema opera fuera de la condición de resonancia. Con el incrementar la estabilidad dinámica y reducir la sensibilidad a excitaciones externos cercanas a la frecuencia natural, se recomienda aumentar el momento de inercia del perfil rectangular seleccionado en el Capítulo 4.5.4.1, lo cual incrementa la rigidez del sistema.

Figura 4.20

Curva de amplificación dinámica sin amortiguamiento.

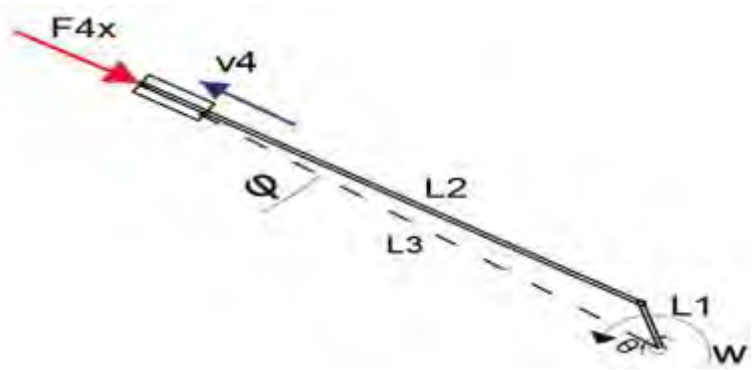


4.3.6 Dinámica de biela manivela

El mecanismo de biela-manivela encargado del accionamiento de la criba debe superar las fuerzas inerciales asociadas tanto a la masa de la criba como a la masa del maíz transportado sobre estas. Para ello, se analiza el punto 4 del mecanismo, cuya velocidad v4 fue previamente determinada en la ecuación (4.49). Con base en este análisis, se procede a calcular el torque requerido para el accionamiento del sistema, empleando la expresión indicada en la ecuación (4.70).

Figura 4.21

Fuerza de movimiento para mover la biela manivela.



$$v_4 = \frac{Tw}{F_{4x}} \tag{4.70}$$

Donde:

v_4 = velocidad lineal en el pistón.

T = Torque.

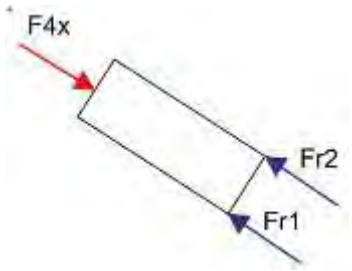
w = velocidad angular de la manivela

F_{4x} = fuerza para vencer la inercia en el punto 4

La fuerza necesaria para vencer la masa del producto y la fuerza requerida para superar la inercia del equipo se representa en la figura 4.22

Figura 4.22

Diagrama de cuerpo libre de manivela.



$$F4x = F_{r1} + F_{r2}$$

4.3.6.1 Fuerza para vencer la masa de los productos:

$$F_{r1} = \mu_{E.}W \tag{4.71}$$

Para el análisis, se considera la condición más desfavorable, en lo cual ambas bandejas se encuentran completamente cargadas. Bajo esta premisa, la masa total del producto asciende a 30 kg, lo que equivale a un peso 294 N, calculado mediante la aceleración de la gravedad (g = 9.81 m/s^2).

Adoptando un coeficiente de fricción estático del maíz almidón de μ_E = 0.94. según la tabla 4.1, se determina la fuerza de fricción ejercida por el material:

$$F_{r1} = \mu_{E.}W = 0.9377x294 = 275N$$

4.3.6.2 Fuerza inercial del equipo de separación:

La masa referencial correspondiente al de las bandejas clasificadora es 45 kg, Asimismo, la aceleración de la criba que es de 6.87 m/s², por lo que la fuerza inercial resultante es de 309 N.

$$F_{r2} = m_t * a_c = 309N \tag{472}$$

Tenemos una fuerza de F_{4x} = 309 N + 275N = 584 N

4.3.6.3 Cálculo de torque

El torque requerido por la maquina se determina a partir de la expresión (4.31). Para ello, se despeja la variable correspondiente al torque y se sustituyen los valores conocidos incluyendo la velocidad lineal en el punto 4 obtenido en la ecuación (4.73).

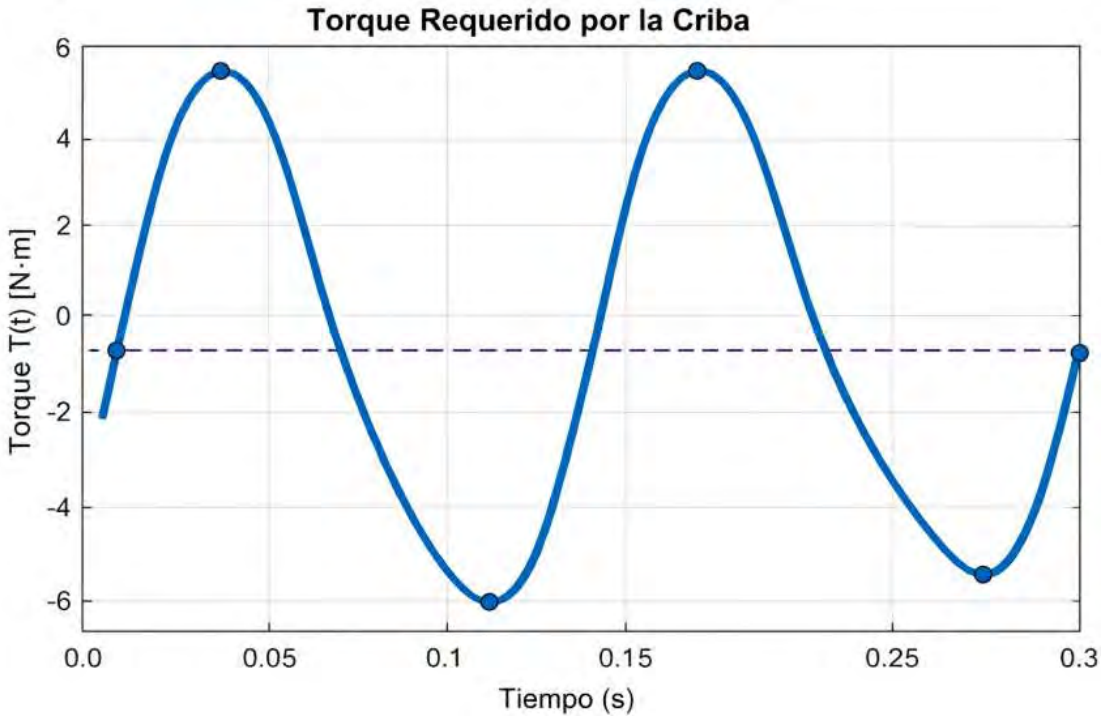
$$\frac{F_{4x}.v_4}{w} = T \tag{4.73}$$

Sustituyendo el valor de la velocidad lineal v_4, determinando la ecuación (4.49) y simplificando la expresión en términos de la de la velocidad angular, se obtiene la siguiente relación.

$$T = \frac{F_{4x}w}{w}.\left[L1.sen(\theta) + \frac{L1^2.sen(2wt)}{2.L2.\left[1-\left(\frac{L1}{L2}\right)^2.sen^2(\theta)\right]^{1/2}}\right] \tag{4.74}$$

Figura 4.23

Grafica torque vs tiempo.



$$T = F_{4x}.\left[L1.sen(wt) + \frac{L1^2.(sen(wt).\cos(wt))}{L2.\left[1-\left(\frac{L1}{L2}\right)^2.sen^2(wt)\right]^{1/2}}\right]$$

El torque máximo requerido por el sistema es de 5.84 N.m.

Asimismo, la potencia necesaria de accionamiento se determina según la expresión (4.75).

$$P_{max} = T_{max}.w_{criba} \tag{4.75}$$

$$P_{max} = T_{max}.w_{criba} = 5.84\ N.m\ x\ 392\ rpm = \ 240W = 0.321\ hp$$

4.4 Selección de motor

En el Capítulo III, mediante el desarrollo de la matriz morfológica, se seleccionó un motor de combustión interna como sistema de accionamiento del equipo, debido a su versatilidad para las aplicaciones de campo.

Considerando las potencias requeridas en el proceso de desgranado y en la criba seleccionadora, se determina la potencia mínima necesaria que debe suministrar el motor seleccionado.

- Potencia requerida por la criba: 0.265 (hp)
- Potencia de desgranadora: 1.42 (hp)

Potencia total de la maquina: Pm = 0.265 hp +1.42 hp =1.685 hp

$$Pot_w = 1.685\ hp$$

Se aplica un factor de servicio calculada en la formula (4.76)

$$P_o = P_e . k = 1.685 hp\ x\ (1.4) = 2.36\ hp \tag{4.76}$$

Se selecciona un motor de combustión interna como una potencia superior a 2.36 hp, garantizando su disponibilidad en el mercado y un margen adecuado de operación, En este contexto, se elige el motor Honda modelo 6C160H2-QX1, cuyas especificaciones técnicas se presentan en la tabla 4.9.

Tabla 4.9

Características del motor seleccionado

CARACTERÍSTICAS	símbolo
Modelos	6X160H2-QX1
Tipo de Motor	4 tiempos, Mono cilindros
Sistema de Válvula	OHV
Potencia Máxima	5.5HP/3600rpm
Potencia Nominal	4.8HP/3600 rpm
Máximo Torque	10.3HP/2500 rpm
Tipo de combustible	gasolina

4.5 Selección de elementos de maquina

4.5.1 Transmisión de potencia del desgranador.

El motor de combustión interna seleccionado suministra la potencia necesaria para el accionamiento del tambor desgrane y a la criba, mediante un sistema de transmisión por correa en V. Para la selección adecuada del tipo y dimensiones de la correa, se emplea como referencia el catálogo técnico de la marca “Optibelt”.

Tabla 4.10

Condiciones de funcionamiento de la máquina

	Ejemplos de máquinas motrices					
Ejemplos de máquinas de trabajo	Los motores de corriente alternan y trifásicos con par de arranque normal (hasta 1,8 veces el par nominal), p. ej. motores síncronos y monofásicos con fase auxiliar de arranque, motores trifásicos con arranque directo, arranque en estrella-triángulo o con anillo colector; motores de corriente continua en derivación, motores de combustión y turbinas de n > 600 min-1.			Los motores de corriente alternan y trifásicos con par de arranque elevado (superior a 1,8 veces el par nominal), p. ej. motores monofásicos con par de arranque elevado; motores de corriente continua en serie y combinación; motores de combustión y turbinas de n < = 600 min-1.		
	Factor de carga c2 para funcionamiento diario (horas)			Factor de carga c2 para funcionamiento diario (horas)		
	Hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (para material ligero), ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1.1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transmisiones medias Cizallas, prensas, transportadoras de cadenas y de cinta (para material pesado), tamices vibratorios, generadores y dinamos, amasadoras, máquinas herramienta (tornos y esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadoras de carga pesada, expulsores (transportadoras helicoidales, de placas, de cangilones, de palas), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria de elaboración de papel, bombas de pistones, bombas draga, sierras alternativas, molinos de martillos.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calandrias, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para la madera.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

De acuerdo con la tabla 4.10, correspondiente con las condiciones de operación de la máquina, se establece que el equipo trabajara menos de 10 horas diarias, Bajo estas condiciones, y según la clasificación de la máquina de trabajo, el sistema se considera como una transmisión ligera.

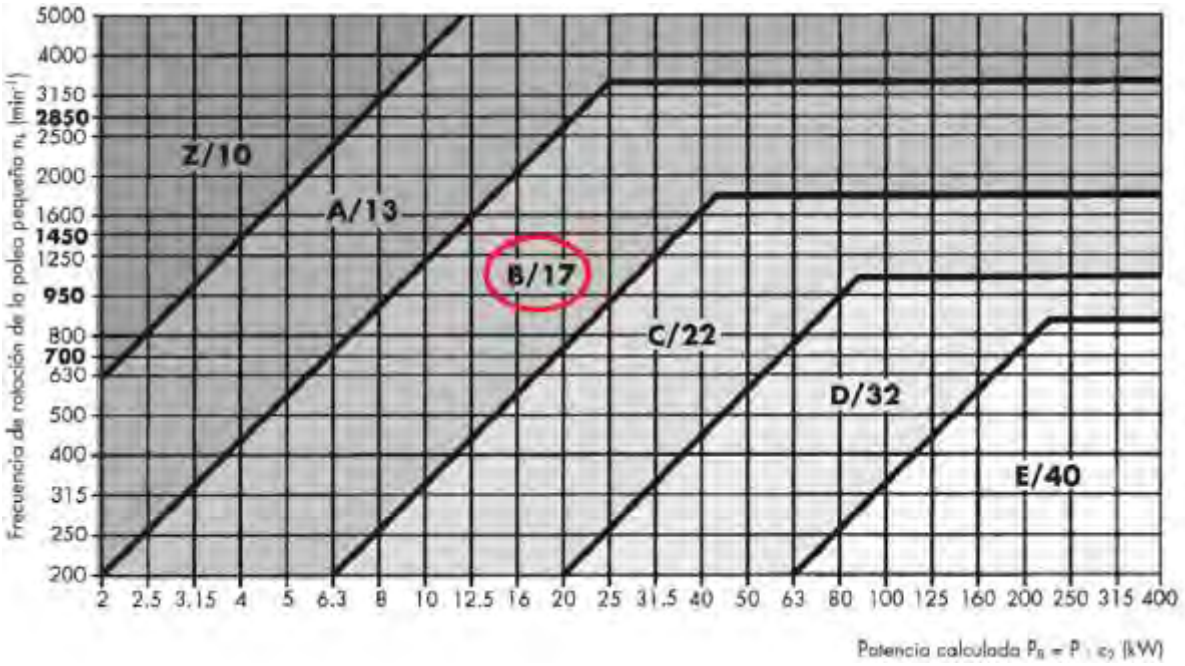
Por otro lado, el motor de combustión interna presenta un par de arranque relativamente bajo; en consecuencia, el factor de carga C_2 se determinan mediante la ecuación (4.77). Para determinar del dimensionamiento del sistema de transición, se adopta la potencia máxima del motor conforme a los criterios establecidos en la tabla 4.10.

$$P_C(KW) = P_T . c_2 = 4.8\ hp\ x\ 1.1 = 5.28\ hp \tag{4.77}$$

La selección del perfil de la correa en V, se realiza con base a la figura 4.28, en la cual el eje X representa la potencia transmitida y el eje Y la velocidad angular de la polea menor. considera que el motor de combustión interna puede regular su velocidad hasta 2000 rpm, este valor se adopta como condición de operación para el diseño del sistema de transmisión.

Figura 4.24

Catálogo de correa tipo V.



Se selecciona de una correa de sección tipo B. Si bien la sección tipo A podría satisfacer los requerimientos de potencia, se opta por una sección de mayor capacidad con el fin de incrementar la confiabilidad del sistema. Esta selección proporciona una mayor vida útil, mejora la disipación térmica y permite soportar de manera más eficiente las cargas dinámicas e impactos mecánicos.

<u>Relación de transmisión</u>

$$i = \frac{n}{N} = \frac{D}{d} \tag{4.78}$$

Donde:

i = Relación de transmisión.

n = velocidad angular de la polea motriz.

N = velocidad angular de la polea conducida.

d = diámetro de polea motriz.

D = diámetro de polea conducida.

Donde proponemos los tamaños de diámetros de polea motriz y polea conducida serán las siguientes:

$$\mathrm{i} = \frac{\mathrm{n}}{\mathrm{N}} = \frac{\mathrm{D}}{\mathrm{d}} \rightarrow \frac{2000\,rpm}{385\,rpm} = 5.195$$

Con el valor de la relación de transmisión "i" se calcula el valor da la polea conducida, el valor de la polea motriz asignada es de 120 mm de diámetro. la ecuación (4.79) describe el valor que debe tener el diámetro de la polea conducida.

$$D = d\,.\,i \tag{4.79}$$

$$D = 120mm\ x\ 5.195 = 623.4mm$$

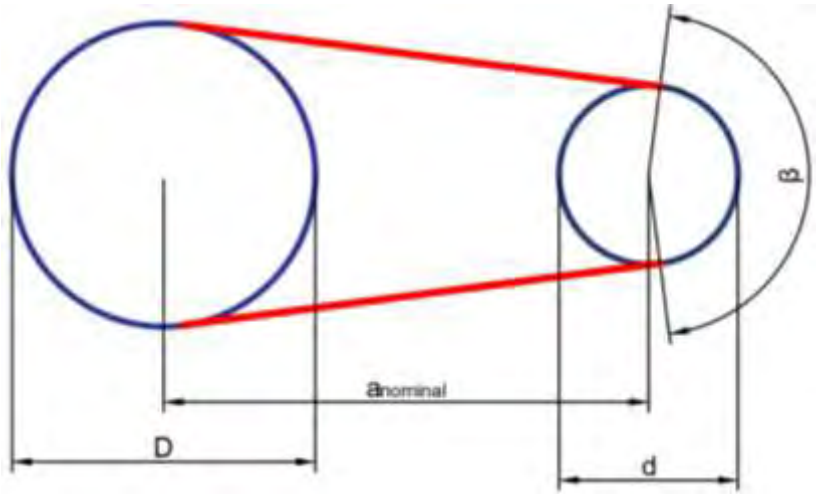
De acuerdo con la tabla 10 del catálogo técnico de la marca Optibelt, correspondiente a correas a la sección tipo B, se selecciona un diámetro de polea igual o superior al valor obtenido mediante la ecuación (4.74). En este contexto, se adopta un diámetro de poleas conducida de 630 mm, cumpliendo con los criterios de diseño establecido.

La distancia entre ejes de la polea conducida se determina utilizando la ecuación (4.79), conforme a las recomendaciones del catálogo técnico de la marca Optibelt. Para ello, se considera

los diámetros de la polea motriz d = 120 mm y de la polea conducida D = 630 mm, previamente seleccionado en el diseño.

Figura 4.25

Partes de la polea.



$$a > 0.7\ (d + D) = 0.7\ x\ (120\ mm + 630\ mm) = 525\ mm \tag{4.80}$$

$$a < 2\ (d + D) = 2\ x\ (120\ mm + 630\ mm) = 1500\ mm \tag{4.81}$$

La distancia entre centros de las poleas deba cumplir con la siguiente condición: ser mayor a 525 mm y menor a 150 mm, con el fin de garantizar un adecuado funcionamiento del sistema de transmisión por correas.

$$525mm < a < 1500mm \tag{4.82}$$

Se adopta una distancia entre los centros de las poleas de a= 800 mm, valor que cumpla con los criterios de diseño establecidos por sistema de transmisión por correa. Con la distancia,

se determina la longitud de la correa utilizando la ecuación (4.83), conforme a la formulación proporcionada en el catálogo técnico de la marca Optibelt (pag.80).

$$L_{dth} \approx 2.a + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4\ x\ a} \tag{4.83}$$

$$L_{dth} \approx 2\ x\ 800mm + 1.57(630mm + 120mm) + \frac{(630mm - 120mm)^2}{4\ x\ 800mm}$$

$$L_{dth} = 2859\ mm$$

Con base en el catálogo técnico de la marca Optibelt (Tabla 21, ver Anexo 1), se selecciona una correa con una longitud normalizada de L_{dst} = 2882 mm.

A partir de este valor, se determina la distancia entre centros de los ejes de la polea motriz y la polea conducida mediante la ecuación (4.83), obteniéndose:

Considerando el desarrollo de referencia estándar de la correa trapezoidal L_{dth} = 2859 mm y el desarrollo calculado de la correa tipo V L_{dsh} = 2882 mm, se determina la distancia nominal entre los ejes a_{nom}. Estos parámetros se obtienen a partir del ajuste del desarrollo de la correa a valores normalizados y se calcula mediante la ecuación (4.84).

$$Si\ L_{dst} > L_{dth} \rightarrow a_{nom} \approx a + \frac{L_{dst} - L_{dth}}{2} \tag{4.84}$$

$$Si\ L_{dst} < L_{dth} \rightarrow a_{nom} \approx a - \frac{L_{dth} - L_{dsh}}{2}$$

Valor exacto de a_{nom}.

$$a_{nom}(mm) = \frac{L_{dst} - \frac{\pi}{2}(D + d)}{4} + \sqrt{\left[\frac{L_{dst} - \frac{\pi}{2}.(D + d)}{4}\right]^2 - \frac{(D - d)^2}{8}} \tag{3.85}$$

$$a_{nom}(mm) = \frac{2859 - \frac{\pi}{2}(630 + 120)}{4}$$

$$+ \sqrt{\left[\frac{2859 - \frac{\pi}{2}.(630 + 120)}{4}\right]^2 - \frac{(630 - 120)^2}{8}}$$

$$a_{nom}(mm) = 883mm$$

La velocidad lineal de la correa y su frecuencia de operación se determina mediante la ecuación (4.87), de acuerdo con la recomendación del catálogo técnico de la marca Optibelt. Para el cálculo, se considera una velocidad angular del tambor de 385rpm.

$$V = \frac{d\,.w}{19100} \tag{4.86}$$

$$V\left(\frac{m}{s}\right) = \frac{120\ x\ 385}{19100} = 2.419\ m/s$$

$$f_b(s^{-1}) = \frac{2\ x\ 1000\ x\ V}{L_{dst}} \tag{4.87}$$

$$f_b(s^{-1}) = \frac{2\ x\ 1000\ x\ 2.419\ m/s}{2882\ mm} = 1.62\ s^{-1}$$

Se determina el factor corrección por ángulo de contacto C1, el cual permite ajustar la potencia nominal de la correa en función de las condiciones normales de operación. De igual manera, se calcula el ángulo de contacto β, empleando valores proporcionados en la tabla 4.11.

Tabla 4.11

Factor del ángulo "C1".

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	C_1
0.75	136°	0.97
0.8	133°	0.96
0.85	**130°**	**0.96**
0.9	**126°**	**0.96**
0.95	123°	0.95

$$\frac{D-d}{a_{nom}} = \frac{630-120}{883} = 0.885 \tag{4.88}$$

Mediante la interpolación del valor de 0.885 en la tabla 4.10, se obtiene el Angulo de contacto βy el factor de corrección C_1, necesario para el ajuste de la potencia nominal de la correa.

$$\beta = 127.2° \quad y \quad C_1 = 0.96$$

La potencia nominal de la correa trapezoidal se determina a partir de los valores proporcionando en la tabla 4.12 del catálogo técnico de la marca Optibelt.

Tabla 4.12

Incremento de potencia

N (rpm)	Diámetro de referencia de polea pequeña d (mm) 140 mm	Incremento por multiplicación (kW) por correa
1600	6.54	132
1700	6.82	1.4
1800	7.08	1.48
1900	7.34	1.57
2000	**7.54**	**1.65**

El valor de la potencia nominal se calcula a partir de los valores seleccionados en la tabla 4.12 del catálogo técnico correspondiente.

$$P_N = 7.58\ kW + 1.65\ kW = 9.23\ kW \tag{4.89}$$

El factor de desarrollo de la correa C_3 se determina a partir de la tabla 4.13, en función de la longitud de referencia seleccionada es de 2882 mm.

Tabla 4.13

Factor de desarrollo de la correa

Perfil B/17, BX/X17	
Desarrollo de referencia (mm)	C3
2280	1
2400	1.01
2590	1.03
2690	1.04
2840	**1.05**

El factor de desarrollo de la correa tiene un valor de C_3= 1.05.

A continuación, se determina el número de correas requeridas para la transmisión de potencia del tambor desgranador utilizando la ecuación (4.90), Para ello, se emplean los factores de corrección C_2 = 1.1, C_1 =0.96 y C_3 =1.05, junto con la potencia de diseño P, obtenida en la ecuación (4.88).

$$Z = \frac{P.C_2}{P_N.C_1.C_3} = \frac{3.58\ kW\ x\ 1.1}{9.23\ kW\ x\ 0.96\ x\ 1.05} = 0.423 \qquad (4.90)$$

El valor de Z es menor a 1; por lo tanto, se selecciona una sola correa trapezoidal de sección tipo B.

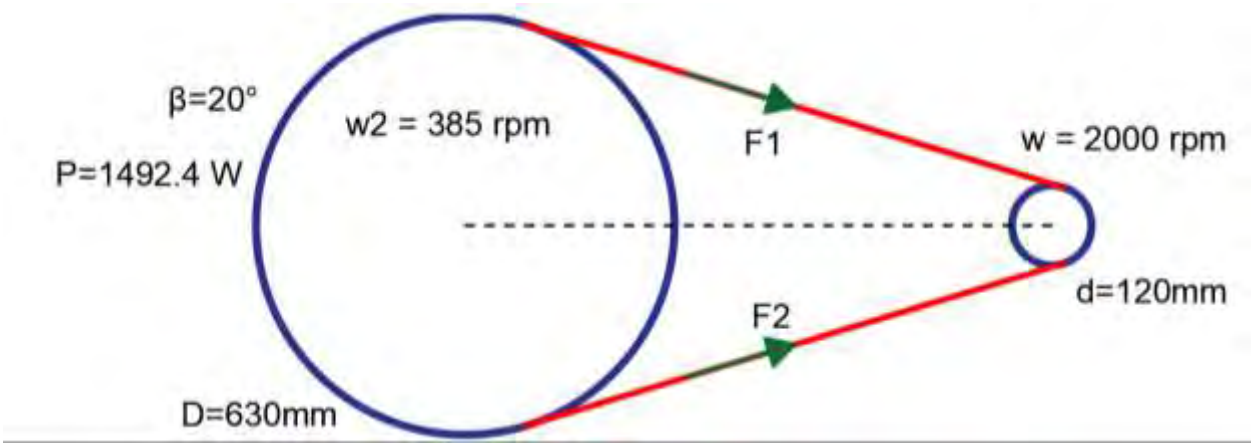
4.5.2 Cálculo de eje de tambor de desgrane

Para el dimensionamiento del eje motriz, se procede inicialmente al cálculo de las fuerzas transmitidas por el sistema de transmisión flexible. En el Capítulo 4.7.1 se define las dimensiones y distancia entre poleas, las cuales se presenta en la figura 4.26.

El ángulo βrepresenta el ángulo de contacto entre la correa trapezoidal de sección tipo B y la ranura de la polea, adoptándose un valor de 20° para el presidente análisis.

Figura 4.26

Dimensiones de polea de transmisión de tambor de desgrane.



El ángulo de envolvimiento φ depende de la geometría entre la polea motriz y la polea conducida, y se calcula utilizando la ecuación (4.91).

$$\varphi = \pi - 2.\theta \qquad (4.91).$$

Donde el valor de θ es calculado a partir de la ecuación (4.92)

$$\theta = arcsen\left(\frac{D-d}{2\ x\ a_{nom}}\right) \qquad (4.92)$$

$$\theta = arcsen\left(\frac{630mm - 120mm}{2\ x\ 883\ mm}\right) = arcsen\left(\frac{510}{1766}\right) \rightarrow \theta = 16.78°$$

Remplazamos el valor de θ en la ecuación (4.91).

$$\varphi = \pi - 2\theta \rightarrow \varphi = 146.44°$$

La ecuación (4.93) se emplea para determinar las fuerzas F1 y F2, las cuales dependen del ángulo β y φ, así como la fuerza centrípeta Fc. Esta última se calcula mediante la misma ecuación. Además, el coeficiente de fricción f entre la correa trapezoidal y la polea adopta un valor de 0.3.

$$\frac{F1 - Fc}{F2 - Fc} = e^{f\varphi/sen(\beta)} \tag{4.93}$$

La fuerza centrípeta se determina mediante la expresión (4.94). La correa de sección B presenta una densidad lineal de 0.195 kg/m y una longitud de 2882mm; por lo tanto, su masa es de 0.562 kg.

$$P_c = m(V)^2 \tag{4.94}$$

$$V = \frac{\pi dw}{60} \rightarrow \frac{\pi\ x\ 0.12m\ x\ 2000rpm}{60} = 12.57\ m/s \tag{4.95}$$

Por lo tanto, al sustituir el valor de la velocidad de la correa de la expresión (4.95), en la ecuación de la fuerza centrípeta (4.96), se determina el valor de Fc.

$$P_c = m(V)^2 \rightarrow 0.562\ kg\ x\ (12.57\ )^2 = 88.8\ N \tag{4.96}$$

Se desarrolla la ecuación (4.93), sustituyendo los valores obtenidos de la fuerza centrípeta.

$$\frac{F1 - 88.8}{F2 - 88.8} = 9.41$$

La diferencia de tensiones se determina mediante la expresión (4.97)

$$\Delta F = \frac{\frac{P_c}{N_b}}{w.\frac{d}{2}} \tag{4.97}$$

Pc: Potencia corregida.

N_b: Numero de bandas.

W: Velocidad angular.

d: Diámetro de polea motriz.

$$\Delta F = \frac{3.58\ kWx1.1}{2000\ rpm.\frac{120\ mm}{2}} = 313\ N \rightarrow F1 - F2 = 313\ N$$

Se plantea el sistema de ecuaciones (4.93) y (4.97); al resolverlo, se obtiene los valores de las fuerzas F1 y F2.

$$\frac{F1 - 88.8}{F2 - 88.8} = 9.41$$

$$F1 - F2 = 313\ N$$

$$F1 = 439.3\ N\ y\ F2 = 126\ N$$

Para el diseño del eje, se considera la suman de las fuerzas F1 y F2, adoptando así la condición crítica de carga. A esta fuerza resultante se le adiciona el peso de la polea de 630 mm, estimado en 8 kg.

$$P1 = F1 + F2 + WPolea = 439.3\ N + 126\ N + 78.5\ N = 644\ N \qquad (4.98)$$

El peso del tambor desgranador, determinado en el capítulo 4.3.3.3, es de 23.22 kg (P2 = 228 N). Asimismo, el torque se calculado en el capítulo 4.4.4.3, es de T = 40 N.m. en la figura 4.27 se presenta el esquema del eje del tambor de desgrane.

Figura 4.27

Diagrama de cuerpo libre del tambor de desgrane.

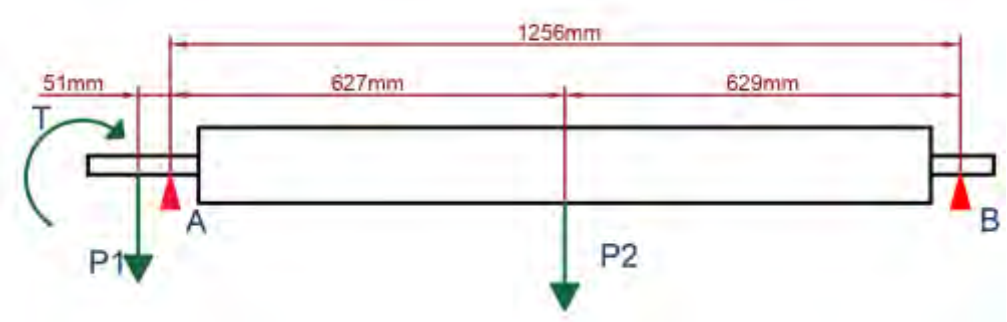
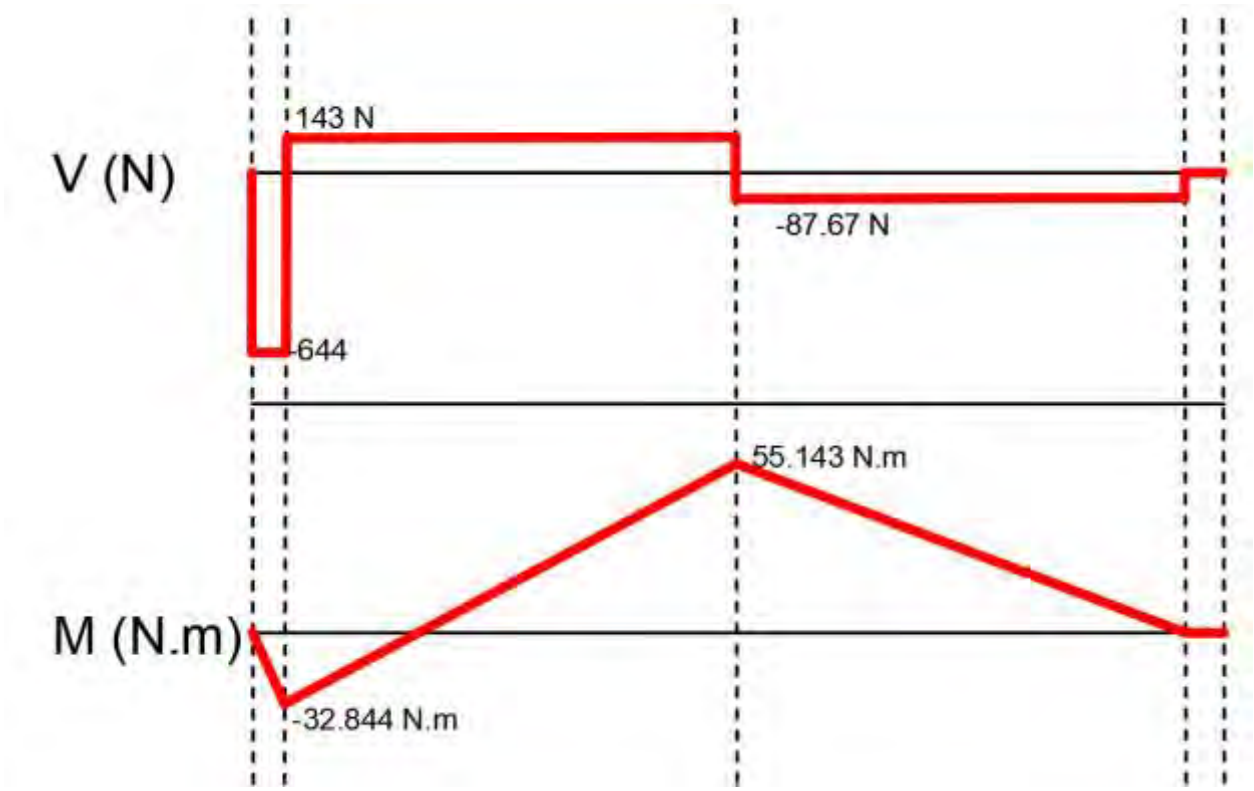


Figura 4.28

Diagrama de cortante y momento flector del tambor de desgrane.



Donde se calculó el valor de la reacción A y la reacción B

RA = 644 N

RB = 87.67 N

El torque aplicado al eje se determina mediante la ecuación (4.99), en la cual se sustituyendo los valores de la fuerza tangencial F1 y F2.

$$T = (F1 - F2).r = (439.3\ N - 126\ N).\frac{630\ mm}{2} = 98.7\ N.m \qquad (4.99)$$

4.5.2.1 Selección de perfil de eje en el punto A

Mediante la ecuación (4.95), se determina del eje en el punto A, considerando un momento flector máximo de 32.84 N.m y un torque de 55.143 N.m

$$d = \left(\frac{32Fs}{\pi Sy}\sqrt{M^2 + T^2}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{4.100}$$

Fs: Factor de seguridad.

M: factor de seguridad.

T: Torque generado por la polea conducida.

Sy: Esfuerzo a la fluencia del material.

d: diámetro.

Para el diseño del eje, Se adopta un factor de seguridad de Fs = 1.5, considerando en el punto A un momento flector de 32.844 N.m y se seleccionó como material el acero AISI 1045.

Sy = 297 MPa

Sut =395 MPa

$$d = \left(\frac{32F_s}{\pi.S_y}\sqrt{M^2 + T^2}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{32x1.5}{\pi.310}\sqrt{(-32.844)^2 + (98.7)^2}\right)^{\frac{1}{3}} = 17.2mm$$

4.5.2.2 Diseño a la fatiga del eje en el punto A

El dimensionamiento de eje realiza mediante la ecuación (4.96), basada en el criterio de Soderberg modificado, aplicable a elementos sometidos a carga cíclica.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16.n}{\pi}\left(\frac{2M}{S_e} + \frac{T}{S_y}\right)} \tag{4.101}$$

Fs: Factor de seguridad.

M: momento flector.

T: Torque generado por la polea conducida.

Se: Limite a la resistencia a la fatiga corregida.

Sy: Esfuerzo a la fluencia.

Cálculo del esfuerzo limite a la fatiga del eje

El esfuerzo limite a la fatiga del eje se determina mediante la ecuación (4.102), la cual es tomada del libro de shigley (p.295)

$$S'_e = \begin{Bmatrix} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200kpsi\ (1\,400\ Mpa) \\ 100kpsi & S_{ut} > 200\ kpsi \end{Bmatrix} \quad (4.102)$$

$S_{ut} = 395MPa$ esfuerzo límite de ruptura.

Se tiene el valor de S'e

$$S'_e = 0.5x395\ MPa = 197.5\ Mpa$$

Factor de superficie K_a:

El factor de superficie está asociada al acabado superficial del eje. Los valores de este factor se obtienen de la tabla 4.14 del libro de shigley (p. 300).

Tabla 4.14

Tabla de factor de superficie

Acabado superficial	Factor a		Exponente
	S_{ut}, kpsi	S_{ut}, MPa	b
Esmerilado	1.34	1.58	−0.085
Maquinado y laminado en frio	2.7	4.51	−0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	−0.718
Como sale de la forja	39.9	272	−0.995

El eje se realizará con un acabado superficial con maquinado o laminado en frio.

$$b = -0.265$$

$$a = 4.51$$

El valor del factor es resultado de:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 4.51x395^{-0.265} = 0.925$$

Factor de tamaño:

El valor de este factor se determina en función del diámetro del eje Para su cálculo, se utiliza una secuencia de expresiones, de la cuales se selecciona aquella correspondiente al intervalo en el que se encuentra el diámetro considerado.

$$\begin{aligned} &\left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} && 0.11 \leq d \leq 2pulg \\ &0.91-0.157 && 2 \leq d \leq 10 \\ &\left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} && 2.79 \leq d \leq 51mm \\ &\left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} && 51 \leq d \leq 254mm \end{aligned} \qquad (4.103)$$

considerando un diámetro inicial es de 17.5 mm; por lo tanto, se emplea la ecuación (4.103)

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} = 0.913$$

Factor de carga:

Este factor depende del tipo de carga al que está sometida el eje. Los valores correspondientes se obtienen de la tabla 4.15.

Tabla 4.15

Factor de Carga

K c	1	flexión
	0.85	axial
	0.59	torsión

$k_c = 0.59$

Factor de temperatura:

El valor correspondiente se obtiene del libro shigley (p. 278).

Tabla 4.16

Factor de Temperatura

Temperatura, °C	S
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.943
400	0.900
450	0.843
500	0.768
550	0.672
600	0.549

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad:

Se utiliza un factor de confiabilidad de 99.99%.

Tabla 4.17

Factor de confiabilidad

Confiabilidad %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.62

$$k_e = 0.702$$

Factor de forma:

Para esta sección se considera 1

$$k_f = 1.0$$

El valor por el factor de corrección para la fatiga, obtenido mediante la ecuación (4.104).

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_f s'_e \qquad (4.104)$$

Donde tenemos los siguientes valores de los coeficientes.

S_e: Limite de la resistencia a la fatiga en el punto más crítico del eje.

S'_e: Limite rotatorio a la fatiga.

k_a: Factor de superficie.

k_b: Factor de tamaño.

k_c: Factor de carga.

k_d: Factor de temperatura.

k_e: factor de confiabilidad.

k_f: Factor de forma.

$$S_e = 0.95x0.913x0.59x1.0x0.702x1.0x282.5Mpa \ = 101.48\ MPa$$

Al sustituir el valor de Se en la ecuación (4.101), se determina el diámetro del eje sometido a fatiga.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16.n}{\pi}\left(\frac{2M}{S_e} + \frac{T}{S_y}\right)}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16.2}{\pi}\left(\frac{2x32.844}{70.95} + \frac{98.7}{297}\right)} = 23.549mm$$

Se adopta un diámetro del eje mayor al calculado, seleccionado un eje de 34 mm, por criterio de disponibilidad comercial y seguridad.

4.5.2.3 Selección de perfil del eje en el punto intermedio

El eje del tambor desgranador presenta una configuración compuesta, constituida por tramos macizos en los extremos y un tramo tubular de la sección circular con diámetro de 4 in. Para el dimensionamiento de este último, se realiza el análisis a fatiga del elemento, con el objetivo de determinar el espesor del tubo. En dicho análisis se considera los valores máximos del momento flector obtenido de la figura 4.27, así como el torque transmitido por la polea, calculado mediante la ecuación (4.99).

T = 98.7 N.m M = 55.143 N.m

Este elemento se encuentra sometido a condiciones de fatiga; sin embargo, la formulación general esta desarrollada para ejes macizos. Por ello, se realiza la correspondiente modificación para un perfil circular hueco. La expresión resultante se presenta en la ecuación (4.100), basada en el criterio de Soderbergh.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_y} \leq \frac{1}{FS} \qquad (4.105)$$

Se define el parámetro adimensional k, el cual depende de las propiedades geométricas del tubo circular y se expresa mediante las siguientes relaciones.

- d_0: diámetro exterior del tubo.
- d_i: diámetro interior del tubo.
- k: relación entre los diámetros interior y exterior.

  Esta relación se expresa como: $d_i = d_0 . k$,

  donde el valor k está en el siguiente rango $0 < k < 1$.

En función de este parámetro, el espesor del tubo se determina mediante la ecuación (4.106).

$$t = d_0.(1-k) \tag{4.106}$$

donde J corresponda al momento de inercia polar del tubo para torsión, el cual se expresa mediante la ecuación (4.107).

$$J = \frac{\pi.(d_0^4 - d_i^4)}{32} = \frac{\pi.d_0^4}{32}(1-k^4) \tag{4.107}$$

Donde Z corresponde al módulo de resistencia a la flexión, el cual se expresa mediante la ecuación (4.108).

$$Z = \frac{\pi.(d_0^4 - d_i^4)}{32\ x\ \frac{d_0}{2}} = \frac{\pi.d_0^3}{16}(1-k^4) \tag{4.108}$$

El esfuerzo de torsión (esfuerzo medio), determina mediante la ecuación (4.109), se obtiene al sustituir el momento polar de inercia calculado en la ecuación (4.107) se tiene.

$$\tau_m = \frac{T.r_t}{J} = \frac{16T}{\pi.d_0^3(1-k^4)} \tag{4.109}$$

El esfuerzo flexión, se determina mediante la ecuación (4.110), se calcula en función del momento flector y módulo de resistencia de la sección.

$$\sigma_a = \frac{M}{Z} = \frac{32M}{\pi.d_0^3(1-k^4)} \tag{4.110}$$

Al sustituir las ecuaciones (4.105) y (4.110) en la ecuación de Soderbergh, se obtiene la ecuación (4.111), la cual se expresa como:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_y} \leq \frac{1}{FS}, \quad \rightarrow \frac{1}{\pi.d_0^3(1-k^4)} x \left(\frac{32M}{S_e} + \frac{16T}{S_y}\right) \leq \frac{1}{FS} \tag{4.111}$$

De acuerdo con el procedimiento descrito en el capítulo 4.6.2.2, se determina los factores de corrección a la fatiga. Además, se selecciona como material el acero ASTM A36.

Sy =250 MPa

Sut =400 MPa

Tenemos el valor de S'e

$$S'_e = 0.5x400MPa = 200Mpa$$

Tabla 4.18

Valores de factor de corrección a la fatiga

Símbolo	Valor
ka	0.922
kb	0.529
kc	0.59
kd	1
ke	0.897
kf	1

El límite a la resistencia a la fatiga Se se determina mediante la ecuación (4.104)

$$S_e = 0.922x0.529x0.59x1.0x0.897x1.0x200Mpa \ = 51.8\ MPa$$

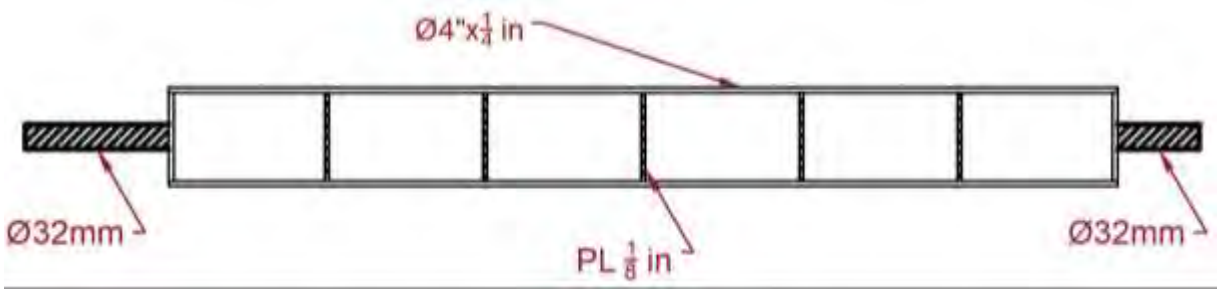
$$\frac{1}{\pi\ x\ 0.115^3(1-k^4)} x \left(\frac{32\ x\ 55.15}{51.8} + \frac{16\ x\ 98.7}{250}\right) \leq \frac{1}{1.5}$$

Al resolver la ecuación correspondiente, se obtiene un espesor del tubo de 57.38mm, el cual resulta excesivo y no compatible con dimensiones comerciales. En consecuencia, se adopta una solución de diseño basado en el refuerzo del elemento mediante la incorporación de

rigidizadores locales en las zonas críticas. Para ello, se disponen cinco planchas circulares de 1/8" de espesor, distribuidas uniformemente a lo largo del cilindro desgranador. Adicionalmente, se selecciona un espesor de tubo de ¼", garantizando así una adecuada resistencia individual.

Figura 4.29

Disposición de refuerzos de tambor de desgrane.



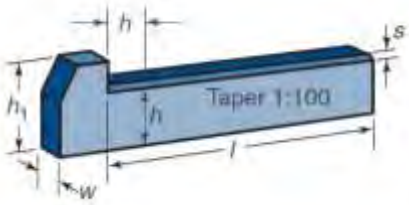
4.5.3 Selección y cálculo de la chaveta para el tambor de desgrane.

Las chavetas son elementos mecánicos, usualmente de sección rectangular o cuadrada, que se alojen en ranuras comunes entre el eje y la polea. Su función principal es transmitir el torque desde la polea hacia el eje.

La selección de la chaveta se efectúa en función del diámetro del eje, según el tamaño del eje.

Tabla 4.19

Valores de longitud de chaveta



Shaft diameter d, mm	Key width w, mm	Key thickness h, mm	Available lengths[a] l, mm	Chamfer s, mm	Gib height h_G, mm
10-12	4	4	8-45	0.16-0.25	7
12-17	5	5	10-56	0.25-0.40	8
22-30	6	6	14-70	0.25-0.40	10
30-38	8	7	18-90	0.25-0.40	11
38-44	10	8	22-110	0.40-0.60	12
44-50	12	8	28-140	0.40-0.60	12
50-58	14	9	36-160	0.40-0.60	14
58-65	16	10	45-180	0.40-0.60	16
65-75	18	11	50-200	0.40-0.60	18
75-85	20	12	56-220	0.60-0.80	20
85-95	22	14	63-250	0.60-0.80	22
95-110	25	14	70-280	0.60-0.80	22

$w = 8mm,\ \ l = [18\ -\ 90]mm \quad S = [0.25\ -\ 0.4]$

Cálculo de par torsor transmitida por la chaveta del eje del tambor de desgrane considerando la potencia de la máquina.

$$T = \frac{63025.H}{n} = \frac{63025(5.5\ hp)}{385\ rpm} = 102N.m \tag{4.112}$$

Para el cálculo de la longitud de la chaveta, se emplea en la ecuación (4.113).

$$F = \frac{T}{r} \tag{4.113}$$

Donde:

T = Par Torsor.

r = radio de eje.

F = fuerza superficie del eje.

$$F = \frac{102\ N.m}{\frac{33\ mm}{2}} = 6181\ N$$

Mediante el criterio de distorsión de la energía, se determina la resistencia al esfuerzo cortante.

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

S_y = Limite de fluencia.

$$S_{sy} = 0.577\ x\ (250\ MPa) = 144.25\ MPa$$

Se emplea la ecuación (4.108) para el calcular de la longitud de la chaveta, considerando un factor de seguridad 2 la fuerza obtenida en la ecuación (4.113).

$$L_c = \frac{F.n}{w.S_{sy}} \tag{4.114}$$

$$L_c = \frac{F.n}{w.S_{sy}} = \frac{(6181\ N)(2)}{(8\ \ mm)(144.25\ MPa)} = 11.344\ mm$$

Lc = Longitud de chaveta.

Por resistencia al aplastamiento.

$$L_c = \frac{F.n}{\frac{w}{2}.S_y} = \frac{(6181\ N)(2)}{\frac{8\ mm}{2}(250\ MPa)} = 13\ mm$$

Se adopta la mayor longitud obtenida, igual a 13mm. En consecuencia, se selecciona una chaveta de dimensiones 8 mm x 8 mm x 13 mm.

1.1.1 Selección de chumacera para tambor de desgrane

Las chumaceras trabajan sometida principalmente a cargas radial permanentes y tiene como función de reducir la fricción del eje en rotación. Los elementos en contacto con el eje están fabricados con materiales de mayor resistencia que propio eje. Considerando que la relación entre fuerza axial y la fuerza radial es nula (Fa/Fr = 0), es decir, no existe carga axial (Fa = 0), se selecciona un rodamiento de bolas.

1.1.2 Transmisión de potencia de la criba.

La potencia requerida por la accionar la criba, calculada en el capítulo 4.5.6.3, es de 0.321 hp. Para el diseño del sistema de transmisión, se sigue la metodología empleada en el capítulo 4.6.1 para la selección de la correa trapezoidal, Asimismo, utilizando la tabla 4.10 tabla

correspondiente a las condiciones de funcionamiento de la máquina, se determina un factor de seguridad carga igual a 1.1. Finalmente, la potencia máxima se calcula mediante la ecuación (4.109).

$$P_C(KW) = P_T . c_2 = 0.285\ hp\ x\ 1.1 = 0.313\ hp \qquad (4.115)$$

La máquina opera a 2000 rpm. Para aplicaciones de baja potencia se recomienda el uso de correas de perfil tipo Z; sin embargo, considerando posibles condiciones de sobrecarga por incremento de producto o la incorporación de un mayor número bandejas para la clasificación de distintos tamaños, se opta por emplear correas trapezoidales tipo A.

La relación de transmisión se determina en función de la velocidad angular del elemento motriz y la velocidad angular de la manivela. En el capítulo 4.5.2.2 se obtuvo una velocidad angular de la manivela de 392 rpm. A partir de estos valores, la relación de transmisión se calcula mediante la ecuación (4.116)

<u>Relación de transmisión</u>

$$\mathrm{i} = \frac{\mathrm{n}}{\mathrm{N}} = \frac{\mathrm{D}}{\mathrm{d}} \qquad (4.116)$$

$$\mathrm{i} = \frac{\mathrm{n}}{\mathrm{N}} = \frac{\mathrm{D}}{\mathrm{d}} \rightarrow \frac{2000\ rpm}{392\ rpm} = 5.06$$

Con el valor de la relación de transmisión i, se determina de la polea conducida, considerando que la polea motriz tiene un diámetro de 55 mm. La ecuación (4.117) permite calcular el diámetro requerido de la polea conducida.

$$D = d\ .\ i \qquad (4.117)$$

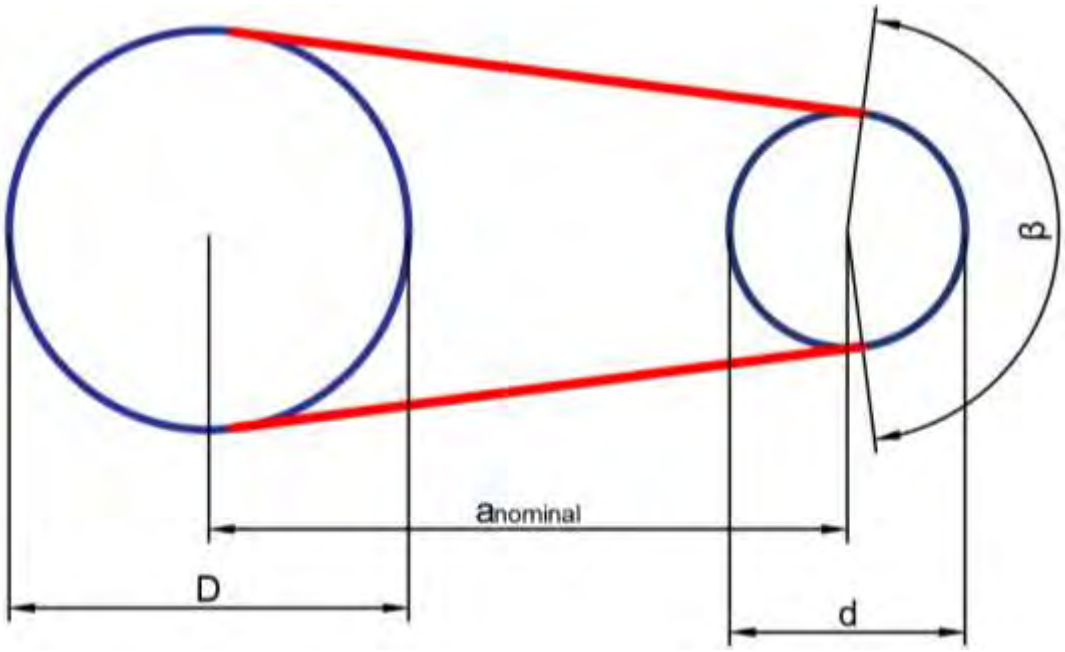
$$D = 55\ mm\ x\ 5.06 = 278\ mm$$

De acuerdo con la tabla 10 del catálogo técnico de la marca Optibelt (página 43, Anexo 2), correspondiente a la sección tipo A, se selecciona un diámetro igual o superior al valor calculado mediante la ecuación (4.117). En este caso, se adopta un diámetro de polea conducida de 280 mm.

La distancia entre ejes de la polea motriz y la polea conducida se determina utilizando las recomendaciones del catálogo técnico de la marca Optibelt, considerando un diámetro de la polea motriz d = 55 mm y un diámetro de la polea conducida de D = 280 mm.

Figura 4.30

transmisión de potencia de la criba.



$$a > 0.7\ (d + D) = 0.7\ x\ (55mm + 280mm) = 235\ mm \qquad (4.118)$$

$$a < 2\,(d + D) = 2\,x\,(120mm + 630mm) = 670\,mm \qquad (4.119)$$

La distancia entre centros de las poleas debe ser mayor a 235 mm y menor a 670 mm.

$$235\,mm < a < 670\,mm$$

Se adopta una distancia entre ejes de las poleas de a = 345 mm, con este valor, se calcula la longitud de la correa mediante la ecuación (4.114), siguiendo la expresión indicaca en el catálogo técnico de la marca Optibelt (pag.80).

$$L_{dth} \approx 2.a + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4\,x\,a} \qquad (4.120)$$

$$L_{dth} \approx 2\,x\,345\,mm + 1.57(630\,mm + 120\,mm) + \frac{(630\,mm - 120\,mm)^2}{4\,x\,345\,mm}$$

$$L_{dth} = 1253\,mm$$

Tabla 4.20

factor de desarrollo de la correa

Perfil A/13, AX/X13	
Desarrollo de referencia (mm)	**c3**
1280	0.94
1350	0.95
1430	0.96
1530	0.97
1630	0.99
1730	1.00
1830	1.01
1930	1.02
2030	1.03

Se selecciona, del catálogo técnico de la marca Optibelt, una correa con longitud de L_{dst} = 1280 mm. Asimismo, el factor de desarrollo es C3 = 0.94 (Anexo 4). Finalmente, la distancia entre ejes de la polea motriz y conducida se determina mediante la ecuación es (4.120).

Considerando Ldth = 1253 mm, correspondiente al desarrollo de referencia estándar de la correa trapezoidal, y L_{dsh} = 1280 mm, que representa el desarrollo calculado de la correa tipo V, se determina a_{nom}, el cual corresponde a la distancia nominal entre ejes obtenidas a partir del desarrollo estándar de la correa. Este cálculo se realiza mediante la ecuación (4.121).

Valor exacto de a_{nom}.

$$a_{nom}(mm) = \frac{L_{dst} - \frac{\pi}{2}(D+d)}{4} + \sqrt{\left[\frac{L_{dst} - \frac{\pi}{2}.(D+d)}{4}\right]^2 - \frac{(D-d)^2}{8}} \qquad (4.121)$$

$$a_{nom}(mm) = \frac{1280 - \frac{\pi}{2}(280+55)}{4} + \sqrt{\left[\frac{1280 - \frac{\pi}{2}.(280+55)}{4}\right]^2 - \frac{(280-55)^2}{8}}$$

$$a_{nom}(mm) = 386\ mm$$

La velocidad y frecuencia de las correas se determinan mediante las expresiones indicada en el catálogo técnico de la marca Optibelt, considerando una velocidad angular de la manivela es de 392 rpm.

$$V = \frac{d\ .w}{19100} \qquad (4.122)$$

$$V\left(\frac{m}{s}\right) = \frac{55\ x\ 385}{19100} = 1.13\ m/s$$

$$f_b(s^{-1}) = \frac{2\ x\ 1000\ x\ V}{L_{dst}} \qquad (4.123)$$

$$f_b(s^{-1}) = \frac{2\ x\ 1000\ x\ 2.419\ m/s}{1280\ mm} = 1.766\ s^{-1}$$

Se determinan el factor del ángulo C1, el cual corrige la potencia nominal de la correa en función del ángulo de contacto β, utilizando la tabla 4.21.

Tabla 4.21

Factor del ángulo "C1"

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	C_1
0.40	156°	0.97
0.45	153°	0.96
0.50	**150°**	**0.96**
0.55	**147°**	**0.96**
0.60	144°	0.95

$$\frac{D-d}{a_{nom}} = \frac{280-55}{386} = 0.583$$

Mediante la interpolación del valor de 0.885 en la tabla 4.21, se determina el ángulo de contacto βy el factor de corrección C_1.

$$\beta = 145° \quad y \quad C_1 = 0.98$$

La potencia nominal de la correa trapezoidal se determina utilizando la tabla 4.21 del catálogo técnico de la marca Optibelt.

La potencia nominal se determina a partir de los valores seleccionados de la tabla 4.22.

Tabla 4.22

Incremento de potencia

N (rpm)	Diámetro de referencia de polea pequeña d (mm) 90 mm	Incremento por multiplicación (kW) por correa
1600	2.19	132
1700	2.28	1.4
1800	2.37	1.48
1900	2.46	1.57
2000	**2.54**	**1.65**

(4.124)

$$P_N = 2.54\ kW + 0.75\ kW = 3.3\ kW$$

El factor de desarrollo de la correa "C_3" es igual a 0.94, determinado mediante la tabla 4.21, Asimismo, la longitud de referencia de la correa, obtenido en la tabla 4.20, correspondiente a 1280 mm.

finalmente, el número de número de correas de transmisión de potencia flexible de la manivela se determina mediante la ecuación (4.124), Para ello, se considera los factores C_2 = 1.1, C_1 =0.98 y C_3 =0.94, mientras que la potencia P se obtiene del resultado de la ecuación (4.125).

$$Z = \frac{P.C_2}{P_N.C_1.C_3} = \frac{0.2\ kW\ x\ 1.1}{3.3\ kW\ x\ 0.96\ x\ 0.98} = 0.071$$

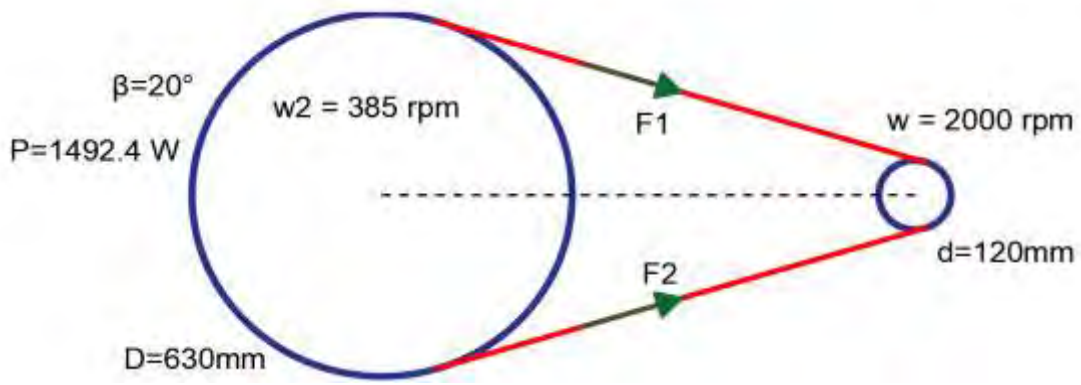
El valor de Z resulta menor que 1; por lo tanto, se adopta una sola correa trapezoidal de sección A.

4.5.4 Cálculo de eje de criba Vibratoria

Para el dimensionamiento del eje motriz, se determina previamente las fuerzas ejercidas por elementos de transmisión flexible. las dimensiones y distancia entre poleas fueron seleccionadas y se muestran en la figura 4.31, el ángulo βcorresponde al ángulo de contacto entre la ranura de la polea y la correa trapezoidal de perfil tipo B, cuyo valor es 20°.

Figura 4.31

Dimensiones de polea de transmisión de tambor de desgrane.



El ángulo de envolvimiento φ depende de la geometría entre las polea motriz y polea conducida, y se determina mediante la ecuación (4.125).

$$\theta = arcsen\left(\frac{280\ mm - 55\ mm}{2\ x\ 386\ mm}\right) = arcsen(0.291) \rightarrow \theta = 16.78°$$

Sustituyendo el valor de θ en la ecuación correspondiente, se determina el valor del ángulo de envolvimiento φ.

$$\varphi = \pi - 2\theta \rightarrow \varphi = 146.124° \qquad (4.125)$$

Las fuerzas F1 y F2 se determina mediante la ecuación (4.126), las cuales dependen el ángulo de contacto β, del ángulo de envolvimiento φ y de la fuerza centrípeta Fe. Está ultima se calcula mediante la ecuación (4.127). Asimismo, el coeficiente de fricción entre la correa trapezoidal y la polea es de f = 0.3.

$$\frac{F1 - Fc}{F2 - Fc} = e^{f\varphi/sen(\beta)} \qquad (4.126)$$

La fuerza centrípeta de la correa se determina a partir de la masa lineal. Para una correa de sección tipo A, con una densidad lineal de 0.11 kg/m y una longitud de 1280 mm, se obtiene una masa total de 0.141 kg.

$$F_c = m(V)^2$$
$$V = \frac{\pi dw}{60} \rightarrow \frac{\pi\ x\ 0.055\ x\ 2000}{60} = 5.76\ m/s \tag{4.127}$$

Por lo tanto, al sustituir el valor de la velocidad de la correa, se determina la fuerza centrípeta.

$$F_c = m(V)^2 \rightarrow 0.141\ kg\ x\ (5.76\ )^2 = 4.68\ N$$

Se desarrolla la ecuación (4.120) y se sustituye los valores correspondientes.

$$\frac{F1 - 4.68}{F2 - 4.68} = 9.36$$

La diferencia de tensiones se determina mediante la ecuación (4.128).

$$\Delta F = \frac{\frac{P_c}{N_b}}{w.\frac{d}{2}} \tag{4.128}$$

P_c: Potencia corregida

N_b: Numero de bandas

W: Velocidad angular

d: Diámetro de polea motriz.

$$\Delta F = \frac{0.2\ kWx1.1}{2000\ rpm.\frac{55\ mm}{2}} = 38.2\ N \rightarrow F1 - F2 = 38.2\ N$$

Se dispone el sistema de ecuaciones (4.120) y (4.122), el cual se resuelve de manera simultánea, obteniéndose el valor de:

$$\frac{F1 - 4.68\ N}{F2 - 4.68\ N} = 9.36$$

$$F1 - F2 = 38.2\ N$$

$$F1 = 47.45\ N \quad y \quad F2 = 9.25\ N$$

Para el diseño del eje, se considera la suma de la fuerza F1 y F2, a la cual se adiciona el peso de la polea de 280 mm, estimado en 2.5 kg.

$$P1 = F1 + F2 + WPolea = 47.45\ N + 9.25\ N = 56.7N$$

El peso estimado del eje es de 2.5 kg.

$$P2 = 24.5\ N$$

El torque, calculado en el capítulo 4.5.6.3, es de T = 5.85 N.m

El eje del tambor de desgrane se representa en la figura 4.33. La fuerza F4x calculada en el capítulo 4.5.6, se descompone en sus componentes en el eje X e Y. con estas componentes, se elabora los diagramas de momento, los cuales se presenta en la figura 4.34 y figura 4.36.

Figura 4.32

Diagrama de cuerpo libre del eje de criba.

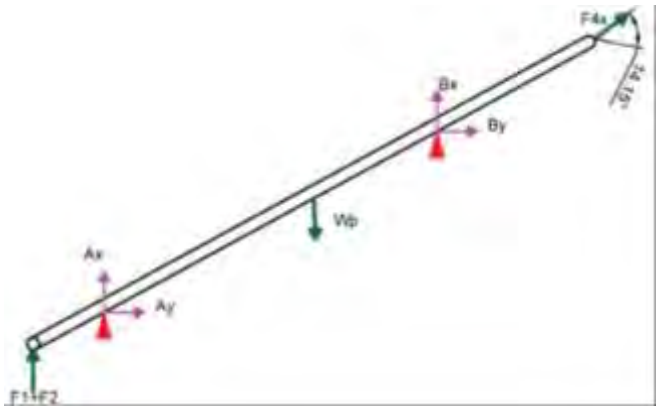


Figura 4.33

Diagrama de cuerpo libre del eje de criba en el eje y

Figura 4.34

Diagrama de momento del eje de la criba en el eje Y.

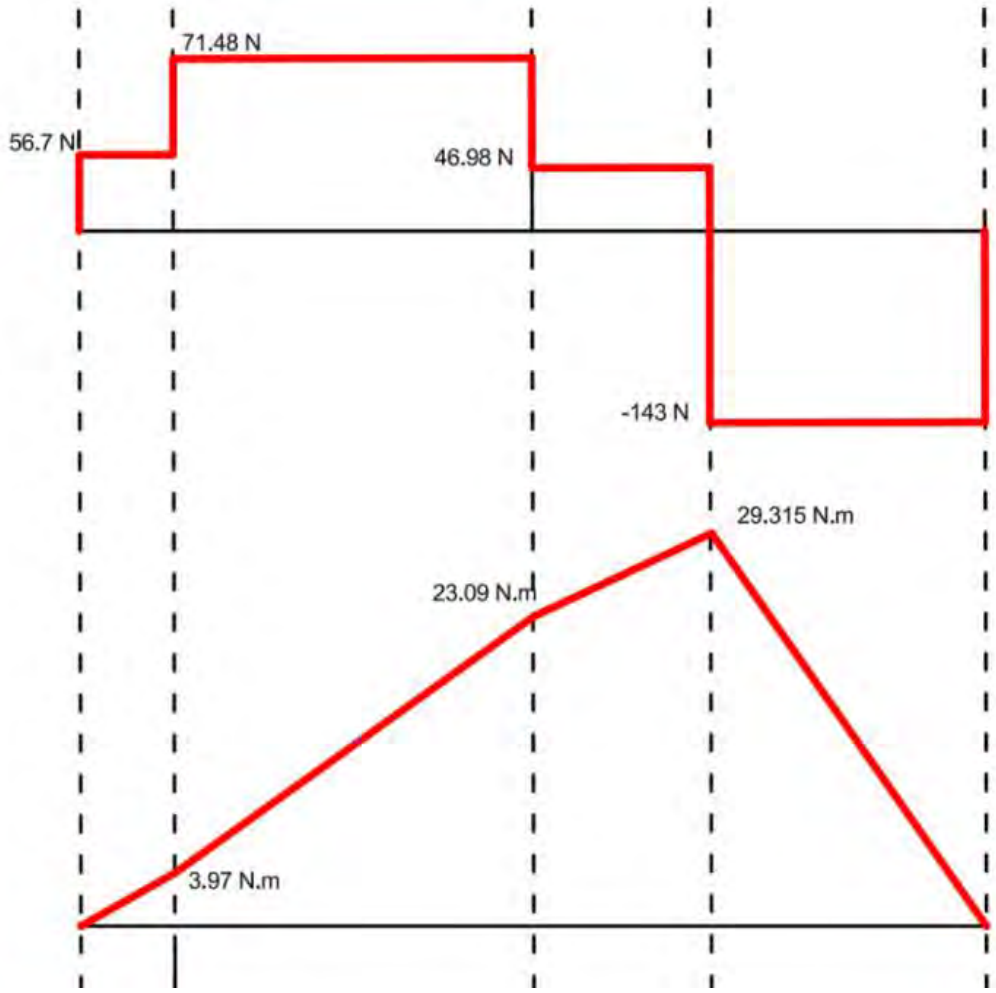
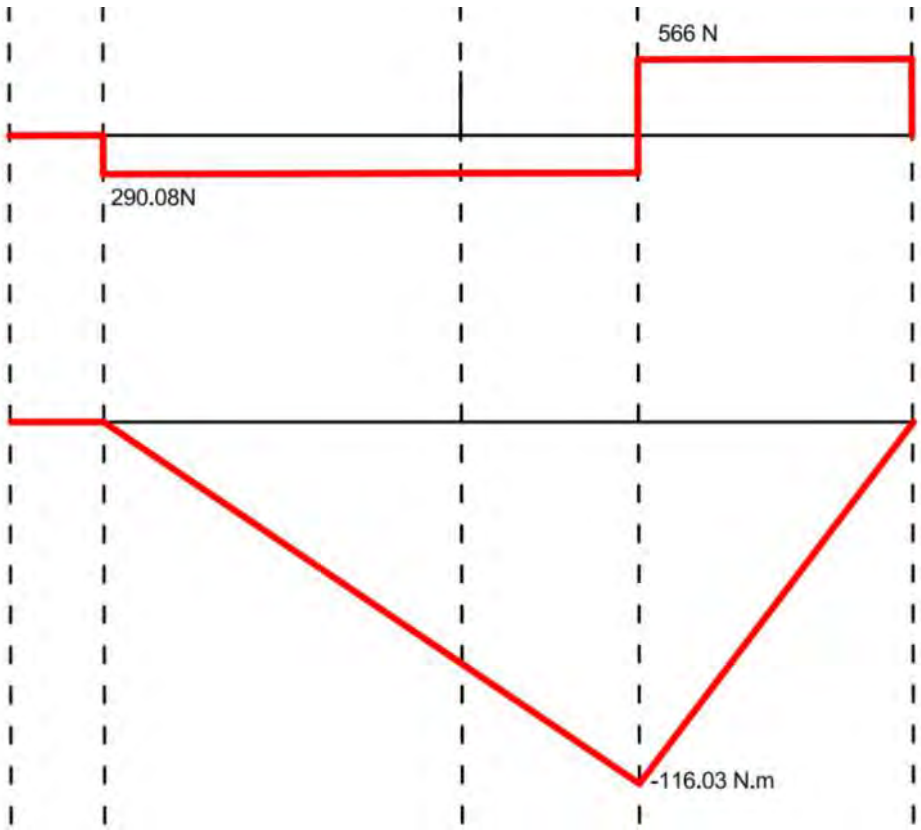


Figura 4.35

Diagrama de cuerpo libre del eje de criba en el eje X.

Figura 4.36

Diagrama de momento del eje de la criba en el eje X:



Los momentos máximos se presenta en el punto B, en la dirección X e Y; a partir de estos, se calcula el momento resultante.

$$M_{max} = \sqrt{(116)^2 + (29.3)^2} = 119.64\ N.m$$

Se aplica las fórmulas utilizadas en el capítulo 4.7.2.2 para el diseño del eje considerando criterios de fatiga.

Se utiliza un acero ANSI 1045

4.5.4.1 Diseño a la fatiga del eje del punto A

La selección del eje se realiza mediante la ecuación (4.123), correspondiente al criterio de Soderberg modificado para elementos sometidos a carga cíclica.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16.n}{\pi}\left(\frac{2M}{S_e} + \frac{T}{S_y}\right)} \qquad (4.123)$$

Cálculo de esfuerzo limite a la fatiga del eje las propiedades mecánicas del acero AISI 1045 son las siguientes:

Su = 625 MPa, Sy = 530MPa

$$S'_e = \begin{Bmatrix} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200kpsi\ (1\,400\ Mpa) \\ 100kpsi & S_{ut} > 200\ kpsi \end{Bmatrix} \qquad (4.130)$$

Tenemos el valor de S'e

$$S'_e = 0.5x625\ MPa = 282.5\ Mpa$$

Se calcula los factores de corrección utilizado en el capítulo 4.622

Factor de superficie K_a:

$$k_a = 0.8$$

Factor de tamaño: d ≈ 22mm

$$k_b = 0.85$$

Factor de carga Kc = 1

Factor de temperatura Kd = 1

Factor de confiabilidad Ke (90%) = 1

Factor de forma Kf =1

$$S_e = 282.5x0.8x0.85x1x1x1x1 = 192.1\ MPa$$

Sustituyendo el valor de Se en la ecuación (4.131), se determina el diámetro del eje sometido a fatiga.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16x2}{\pi}\left(\frac{2x119.64}{192.1} + \frac{5.85}{310}\right)} = 24\ mm \tag{4.131}$$

Se adapta un diámetro de eje mayor al calculado; en este diseño, se selecciona un eje de 25.4 mm.

4.6 Selección de chumaceras

Las chumaceras son elementos mecánicos que permiten alojar y mantener en posición un rodamiento, facilitando giro del eje de manera libre y con mínima fricción.

4.6.1 Selección de chumaceras para el tambor desgranador

El tambor desgranador estará soportado por dos chumaceras, las cuales se seleccionan a partir de los resultados obtenido en el capítulo 4.7, debido a que no exista cargas axiales, se opta por chumaceras del eje del tambor de desgrane se presenta a continuación.

D = 33 mm (diámetro de eje)

Fr = 644 N (Fuerza radial)

Fa = 0 N (Fuerza Axial)

n = 385 rpm

Se toma vida de la chumacera de L10h = 10 000

Cálculo de revoluciones requeridas

L10 = L10h x 60 x n = 10 000 x 60 x 385 = 231 000 000 Rev.

Se emplea la ecuación (4.132) para cálculo de la capacidad dinámica, En el caso de rodamientos de bolas, se adopta un valor de p = 3.

$$C = Fr\left(\frac{L_{10}}{10^6}\right)^{\frac{1}{p}} \tag{4.132}$$

$$C = 644Nx(231)^{\frac{1}{3}} = 3951\ N$$

Para la vida útil de 10 000 horas de operación, se requiere un rodamiento con capacidad dinámica superior al valor calculado. En este caso, se selecciona una chumacera P207 con un diámetro exterior de 35mm, cuya capacidad dinámica, según el fabricante, se encuentra en el rango 2500 N a 30 000 N. por lo tanto, la chumacera seleccionada presenta un margen de capacidad adecuada para la aplicación.

4.6.2 Selección de chumaceras para la criba de desgrane

El eje de la zarandada clasificadora esta por dos chumaceras, cuya selección se basa en los valores de carga obtenida en el capítulo 4.7.6. Dado que la carga axial es nula Fa = 0, mientras

que la carga radial actúa en 2 direcciones. Para su determinación se emplea la expresión (4.133), utilizando las fuerzas calculadas en el capítulo 4.7.6.

$$Fr = \sqrt{(Fx)^2 + (Fy)^2} = \sqrt{(143)^2 + (116)^2} = 184.13 \text{ N} \tag{4.133}$$

D = 25.4 mm (diámetro de eje)

Fr = 184 N (Fuerza radial)

Fa = 0 N (Fuerza Axial)

n = 392 rpm

Se toma vida de la chumacera de L10h = 10 000

Cálculo de revoluciones requeridas

L10 = L10h x 60 x n = 10 000 x 60 x 385 = 231 000 000 Rev.

Se emplea la ecuación (4.134) para cálculo de la capacidad dinámica. Para el rodamiento de bolas, el exponente p se opta igual a 3.

$$C = Fr\left(\frac{L_{10}}{10^6}\right)^{\frac{1}{p}} \tag{4.134}$$

$$C = 184Nx(231)^{\frac{1}{3}} = 1140\ N$$

Para la vida útil de 10000 de operación, se requiere un rodamiento con una capacidad dinámica superior al valor calculado. En este caso, se selecciona una chumacera P205, con un diámetro de eje de 25 mm, cuya capacidad dinámica, según el fabricante, es de aproximadamente 14 000 N. Por lo tanto, la chumacera seleccionada presenta un margen de capacidad adecuada para la aplicación.

CAPITULO V

5 SIMULACIÓN

El diseño y construcción de una máquina para el desgrane y selección de maíz blanco gigante, con una capacidad de 125 kg/h, requiere la validación de los cálculos realizados en el capítulo IV, correspondiente al diseño mecánico necesita. Esta validación tiene como objetivo asegurar la resistencia, el correcto funcionamiento y durabilidad de los componentes principales de la máquina.

En el presenta capítulo, se realiza la simulación de dichos componentes mediante el método de elementos finitos (FEM), utilizando el software ANSYS, con la finalidad de predecir su comportamiento estructural bajo condiciones de cargas realistas, orientadas a la construcción y operación del equipo.

Asimismo, se lleva a cabo una simulación del proceso de desgrane del maíz mediante el método de elementos discretos (DEM), empleando el software ROCKY. Esta simulación permite analizar la interacción entre los granos de maíz y el eje del desgranador, con el propósito de evaluar su comportamiento durante el proceso de operación.

5.1 Simulación computacional por elementos finitos

El objetivo de la simulación por elementos finitos en validar el diseño de los principales componentes de la maquina mediante el software ANSYS, realizando análisis estructural que permite verificar su comportamiento mecánico. En particular, se evalúa el eje del desgranador de maíz, considerando las condiciones de carga a las que están sometido.

5.1.1 Metodología de la simulación por ANSYS.

Para la simulación del diseño y construcción de la máquina para el desgrane y selección de maíz blanco gigante, con una capacidad de 125 kg/h, se sigue la siguiente metodología de trabajo.

- **Primero**: realizamos el modelamiento tridimensional utilizando el software inventor las cuales incluyen las partes principales de la maquina desgranadora como:
    - Bastidor
    - Eje de desgrane
    - Eje de la selección de maíz
- **Segundo**: Establecer las condiciones de frontera como cargas, restricciones y contactos
- **Tercero**: Definimos los materiales más importantes de los componentes
- **Cuarto**: Proponemos una malla adecuada y parámetros de análisis
- **Quinto**: Planteamos los criterios de evaluación como tensiones, deformaciones y factor de seguridad.

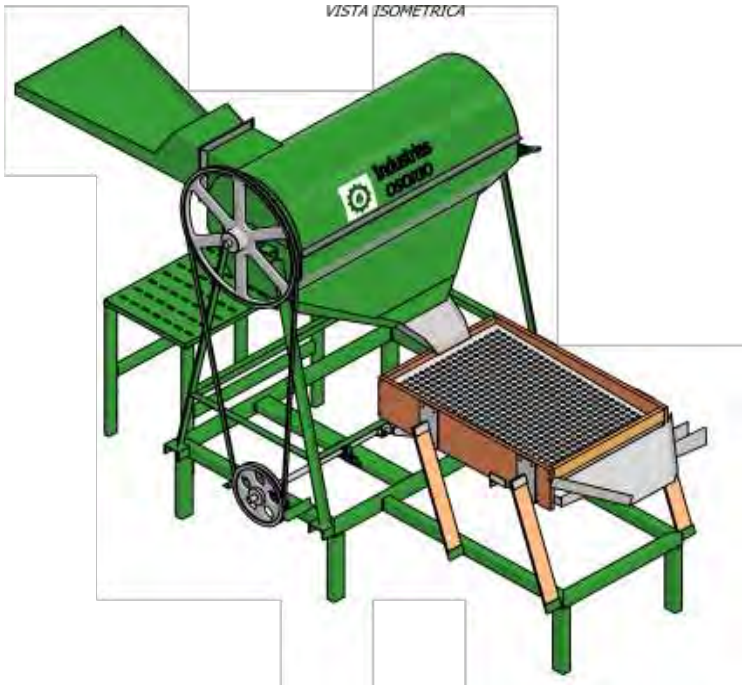
5.1.1.1 Modelado CAD

Para la realización la simulación, se desarrolló un modelo CAD tridimensional paramétrico en el software inventor, en el cual se modelaron y ensamblaron los principales componentes de la máquina como, tales como como la tolva de entrada, el eje de desgrane y de la zaranda,

tal como se muestra en la figura 5, este modelo sirve como base para el posterior análisis mediante elementos finitos.

Figura 5.1

Modelado tridimensional utilizando el software Inventor.



No obstante, la simulación computacional desarrollada en el software Ansys Versión 2024 R1, emplea simplificaciones del modelo tridimensional procesadas en el modelador SpaceClaim, donde se consideran elementos tipo sólido, superficie y línea, dada la complejidad de la geometría y el tiempo computacional necesario para la simulación detallada de todo el sistema.

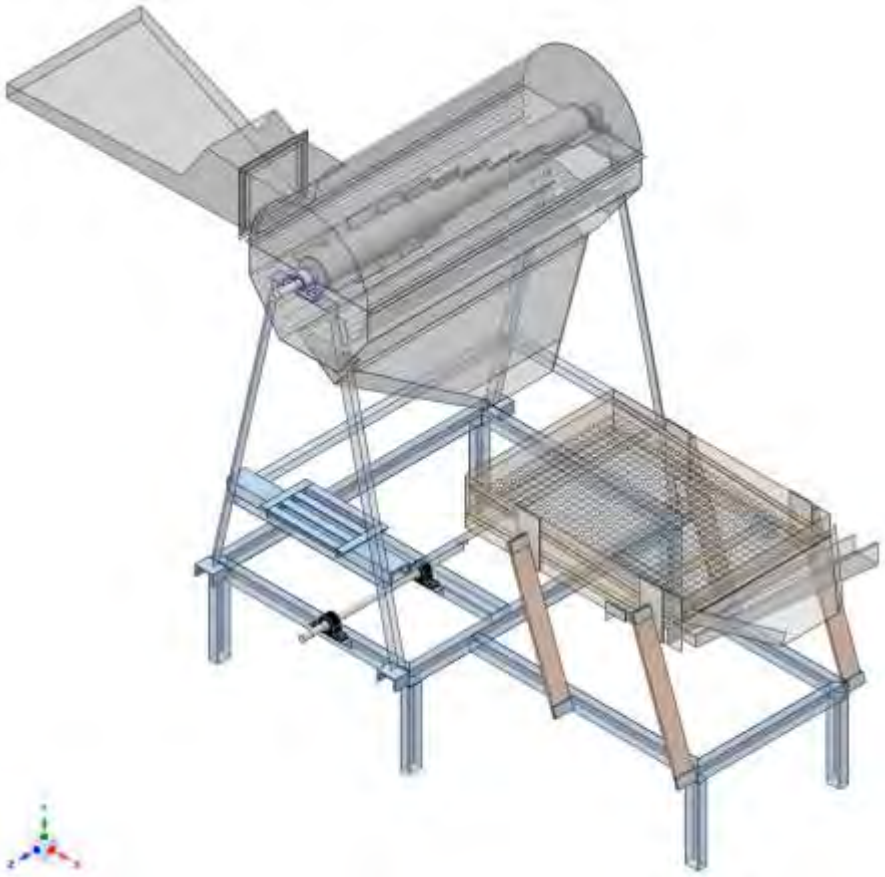
Tabla 5.1

Tipos de elementos empleados en la simulación computacional.

Componente	Elemento	Tipo
Bastidor, tolva y criba	Superficie	SHELL18
Eje 1 y 2	Volumétrico	SOLID186
Chumaceras y soporte de criba	Volumétrico	SOLID186
Rendija interna del tambor	Línea	BEAM188

Figura 5.2

Modelado tridimensional simplificado utilizando el software SpaceClaim.



5.1.1.2 Definición de los materiales

Se procede a definir los materiales de la máquina desgranadora en la tabla 5.1 indicando las principales características del material.

Tabla 5.2

Propiedades de los materiales

Componente	Material	Propiedades
Bastidor	Acero A36	E=200 GPa Y σ_u 250MPA
Eje 1	ANSI 1045	E=200 GPa Y σ_u 625 MPA
Eje 2	ANSI 1045	E=200 GPa Y σ_u 625 MPA
Tolva	ACERO A36	E=200 GPa Y σ_u 250MPA

5.1.1.3 Definición de las cargas aplicadas

En la tabla 5.3 procedemos a definir las cargas que se aplicaran a máquina para realizar la simulación:

Tabla 5.3

Carga aplicada a la maquinaria

Poción de Carga	tipo de Carga	Valor
Carga reciprocante en el motor	Fuerza	1500 N
Fuerza ejercida por la correa de Zaranda en eje Z y X	Fuerza	56.7 N
Torque aplicado al eje de la zaranda	Torque	5.84 N.m
Torque aplicado al eje del tambor desgranador	Torque	40 N.m
Fuerza ejercida por la correa del tambor de desgrane	fuerza	644 N

5.1.1.4 Generación de mallas.

La generación de mallas es un proceso crucial en el análisis de elemento finito (FEM), que significa dividir un dominio geométrico en elementos más pequeños, esta malla permite aproximar la solución de problemas complejos en este caso resistencia de materiales, para nuestra simulación proponemos un mallado tipo hexaédrico adaptado con refinamiento en las siguientes zonas:

- Uniones
- Ejes de rotación
- Zonas de carga concentrada

Tamaño de elementos estimados: entre 2.5mm y 25 mm según la región

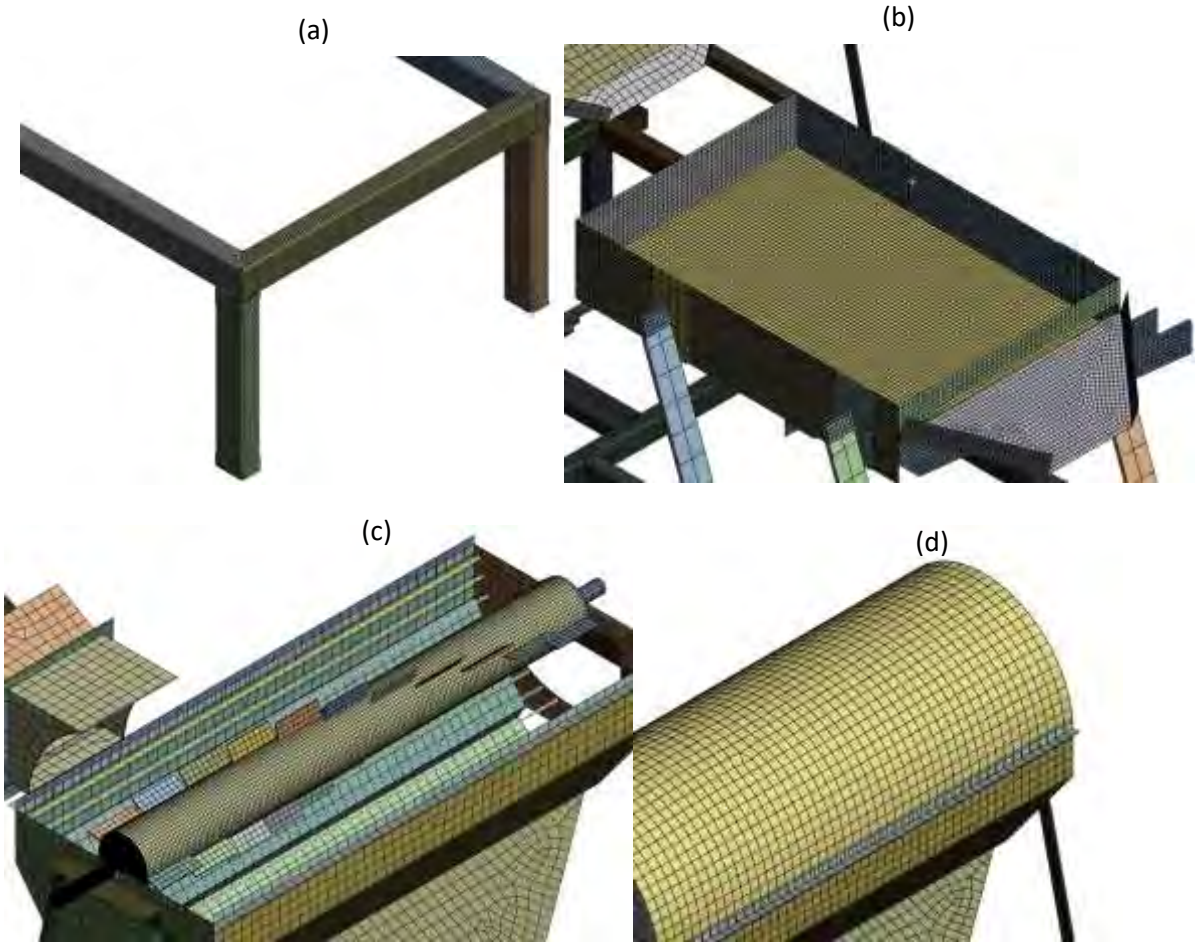
Figura 5.3

Mallado del dominio geométrico para la simulación computacional.

El mallado global presentado en la figura 5.3, posee una discretización en las distintas zonas abordado de acuerdo con las zonas de mayor interés por su relevancia estructural a nivel de esfuerzos y deformaciones que permitan evaluar y asegurar el óptimo desempeño estructural de la maquina durante la operación.

Figura 5.4

Mallado del dominio geométrico de los elementos de mayor interés.



Nota: a) mallado del bastidor, b) mallado de la criba, c) mallado de los elementos internos ubicados en el tambor y d) mallado del tambor.

Obtenido el modelo discretizado, es posible evaluar la calidad de mallad a través de la métrica de malla, la cual permite determinar que la simulación computacional se obtiene resultados adecuados con una alta proximidad al fenómeno físico evaluado a través de los esfuerzos y deformaciones operacionales.

Tabla 5.4

Métrica del mallado computacional.

Parámetro	Métrica
Nodos	420969
Elementos	267935
Calidad de Elemento	0.88839
Relación de Aspecto	1.5902
Relación Jacobiana	0.96526
Asimetría	0.14439

Los resultados obtenidos en la métrica de mallado corresponden a valores promedios de todo el modelo computacional, donde destaca la calidad de elemento, relación de aspecto y relación jacobiana próximas a la unidad y la asimetría próxima a cero, valores adecuados y aceptables para la simulación computacional.

5.1.1.5 Parámetros de análisis

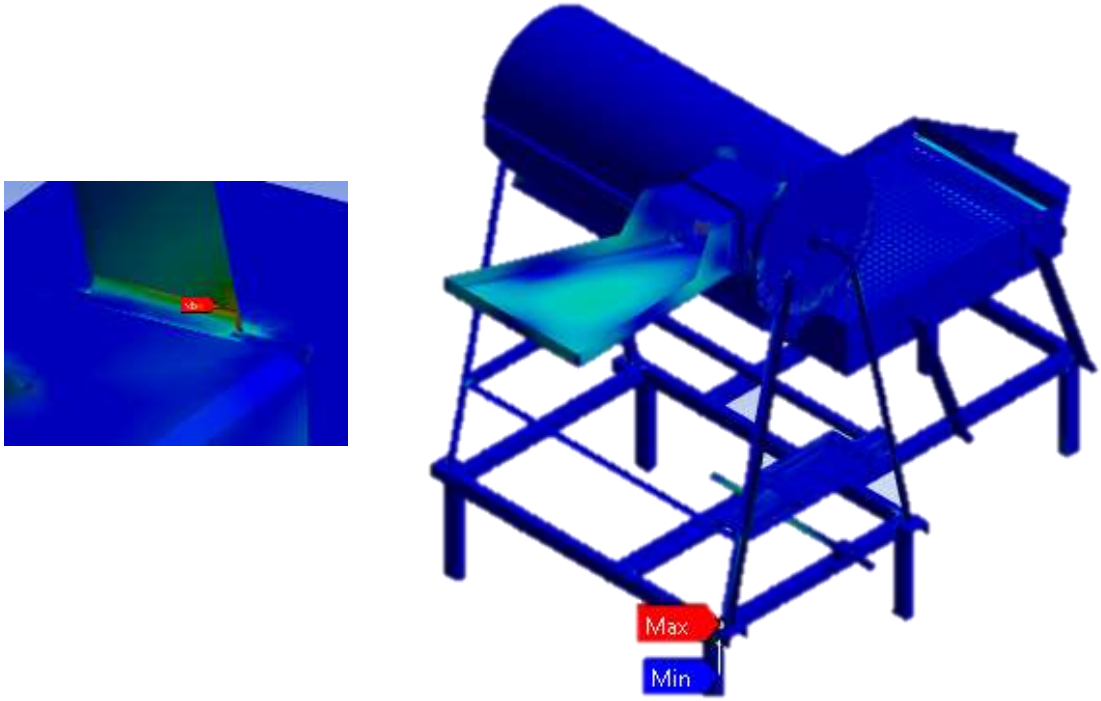
La simulación realizada en la maquina desgranadora se realizó de tipo estático lineal, los resultados de análisis serán la distribución de esfuerzos según el criterio de Von Mises, las deformaciones totales y el factor de seguridad basado en el esfuerzo ultimo.

5.1.2 Simulación del bastidor por elementos finitos

El bastidor es la estructura metálica que soporta la máquina, el cual está fabricado por perfiles metálicos como ángulos, perfiles cuadrados, platinas, estos elementos están sometidos a la carga dinámica del motor, al torque del tambor de desgrane y zaranda, se pretende validar los perfiles seleccionados con ayuda de una simulación de resistencia de materiales.

Figura 5.5

Esfuerzos equivalentes de Von Mises en el bastidor de la máquina.

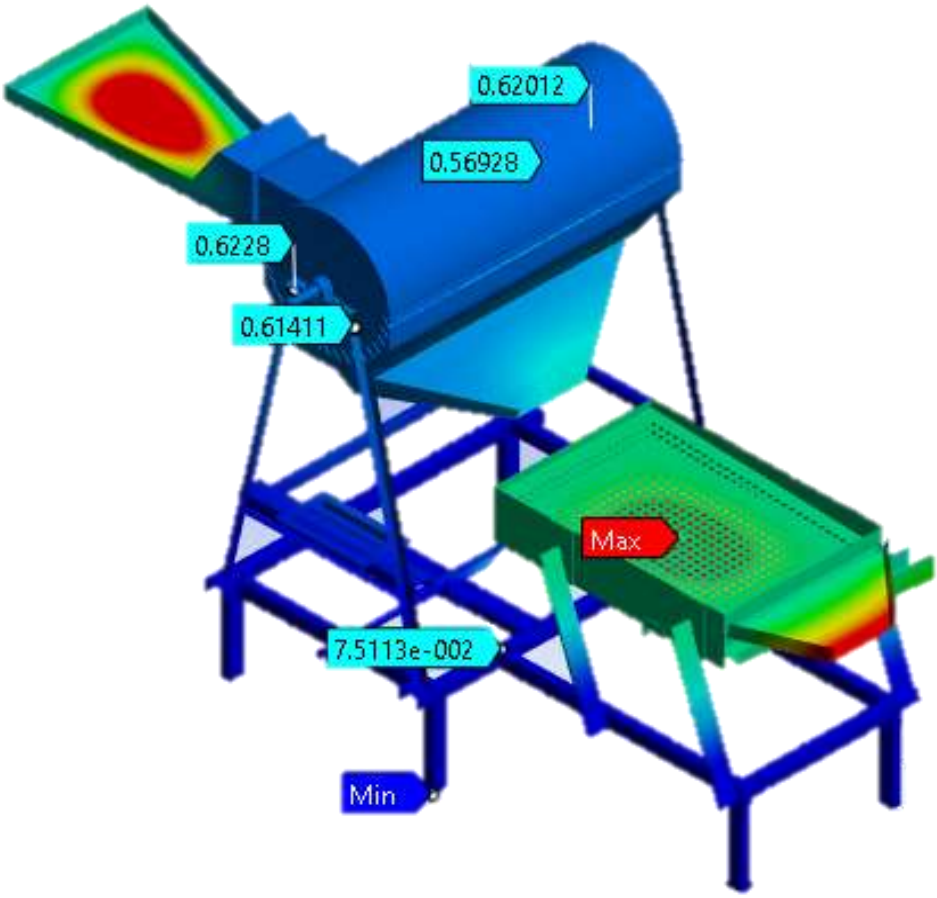


En la figura 5.5 se esquematiza los esfuerzos de Von mises que sufre el bastidor teniendo un esfuerzo máximo de 94MPa, que en comparación con el esfuerzo de fluencia del acero ASTM A36 de 250 MPa posee un factor de seguridad de 2.66 bajo las cargas detalladas previamente.

En la figura 5.6 se esquematiza la deformación del bastidor, tambor y criba sometido a las cargas propuestas, se verifica que la deformación que afecta al bastidor es mínima con valores de hasta 0.62mm, siendo la mayor parte de la deformación en las planchas de acero galvanizado correspondiente a la criba con una deformación de hasta 7.09mm dada su naturaleza de funcionamiento y flexibilidad de sus elementos de soporte.

Figura 5.6

Deformación máxima en la estructura y criba de la máquina.



5.1.3 Simulación del eje de desgrane por elementos finitos

El eje de desgrane es el elemento más importante de la máquina este realiza el proceso de desgrane accionado por el motor de combustión interna, por lo que este elemento soporta cargas dinámicas y está sometida a fatiga, es importante entonces realizar la verificación de este elemento, siendo un eje compuesto de un perfil circular compacto de 33mm de diámetro en sus extremos y un tubo redondo en el tambor de desgrane, en la tabla 5.5 definimos las cargas aplicadas al eje de desgrane.

Tabla 5.5

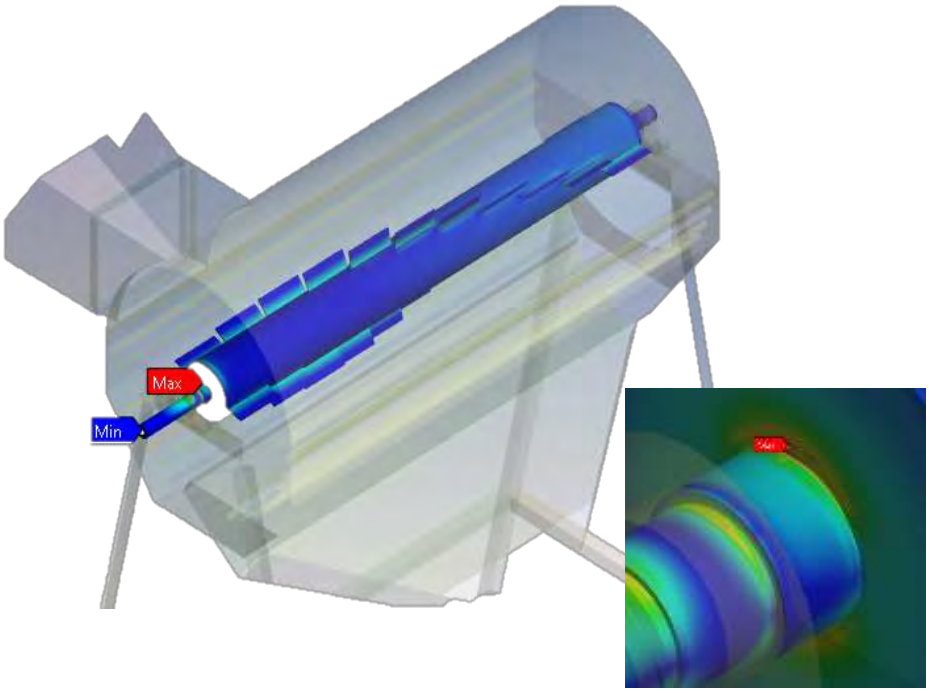
Carga aplicada al tambor de desgrane.

ítem	Poción de Carga	tipo de Carga	Valor
1	Torque aplicado al eje del tambor desgranador	Fuerza	40 N.m
2	Fuerza ejercida por la correa del tambor de desgrane	Fuerza	644 N

En la Figura 5.7 se observa el esfuerzo en MPa, por la carga aplicada, visualizando que en el cambio de geometría del elemento es donde este se acumula el mayor esfuerzo alcanzando un valor de hasta 22.17 MPa que en comparación con su esfuerzo de fluencia para el acero ANSI 1045 posee un factor de seguridad de 11.28 a carga estática.

Figura 5.7

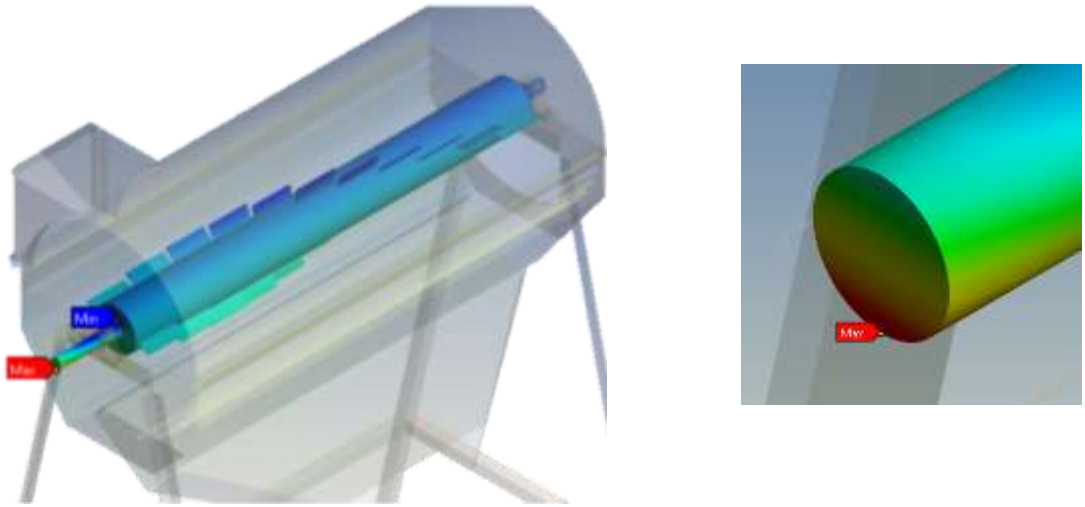
Esfuerzos en los ejes de desgrana de la máquina.



Por su parte, la Figura 5.8 muestra la deformación total del eje de desgrane, por la carga aplicada, visualizando que en el extremo con mayor longitud donde se ubica el sistema de transición de potencia el eje, alcanza una deformación de hasta 0.58 mm dada principalmente por la carga de torsión.

Figura 5.8

Deformación del eje de desgrane.



5.1.4 Simulación del eje de la zaranda por elementos finitos

El eje de la zaranda es el elemento dinámico que transfiere movimiento hacia la zaranda bridándole un movimiento repetitivo capaz de generar una vibración que tiene como fin de seleccionar el maíz, este elemento está sometida a fatiga, se realizara la simulación para validar el eje con las cargas aplicadas en la tabla 5.6 definimos las cargas aplicadas al eje de la zaranda.

Tabla 5.6

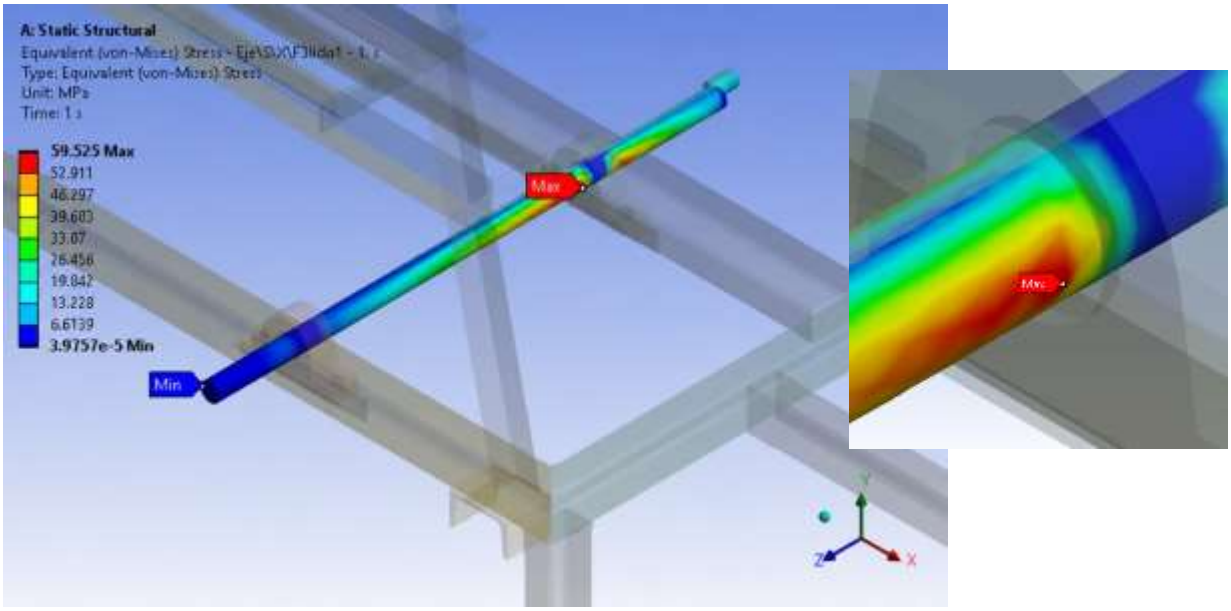
Carga aplicada al eje de la zaranda.

ítem	Poción de Carga	Tipo de carga	Valor
1	Fuerza ejercida por la correa de Zaranda en eje Z y X	Fuerza	511.67 N
2	Torque aplicado al eje de la zaranda	Torque	11.7 N.m

En la figura 5.9 se visualiza el esfuerzo máximo de 59.53 MPa ubicado en la zona cercana al rodamiento intermedio, esfuerzo que en comparación con el esfuerzo de fluencia del acero ANSI 1045 ofrece un factor de seguridad de 4.20 a carga estática

Figura 5.9

Esfuerzo del eje de la zaranda



5.1.5 Simulación modal de la criba por elementos finitos

La criba es el elemento dinámico que permite la clasificación de los granos de maíz, la característica principal de la criba es la frecuencia natural, la misma se calculó de manera analítica en el análisis vibratorio de la criba, de manera complementaria se realiza la simulación modal, obteniendo la frecuencia natural de la criba además de las frecuencias naturales del sistema.

En la figura 5.10 se distingue que el modo 5 obtenido en la simulación computacional corresponde a la frecuencia de 9.40 Hz con un modo de vibración con desplazamiento de la criba,

en comparación con la frecuencia determinada analíticamente de 9.73 Hz posee una diferencia porcentual de 3.51%, siendo esta una diferencia aceptable en el análisis.

Figura 5.10

Frecuencia natural de 9.40 Hz, desplazamiento de la criba.

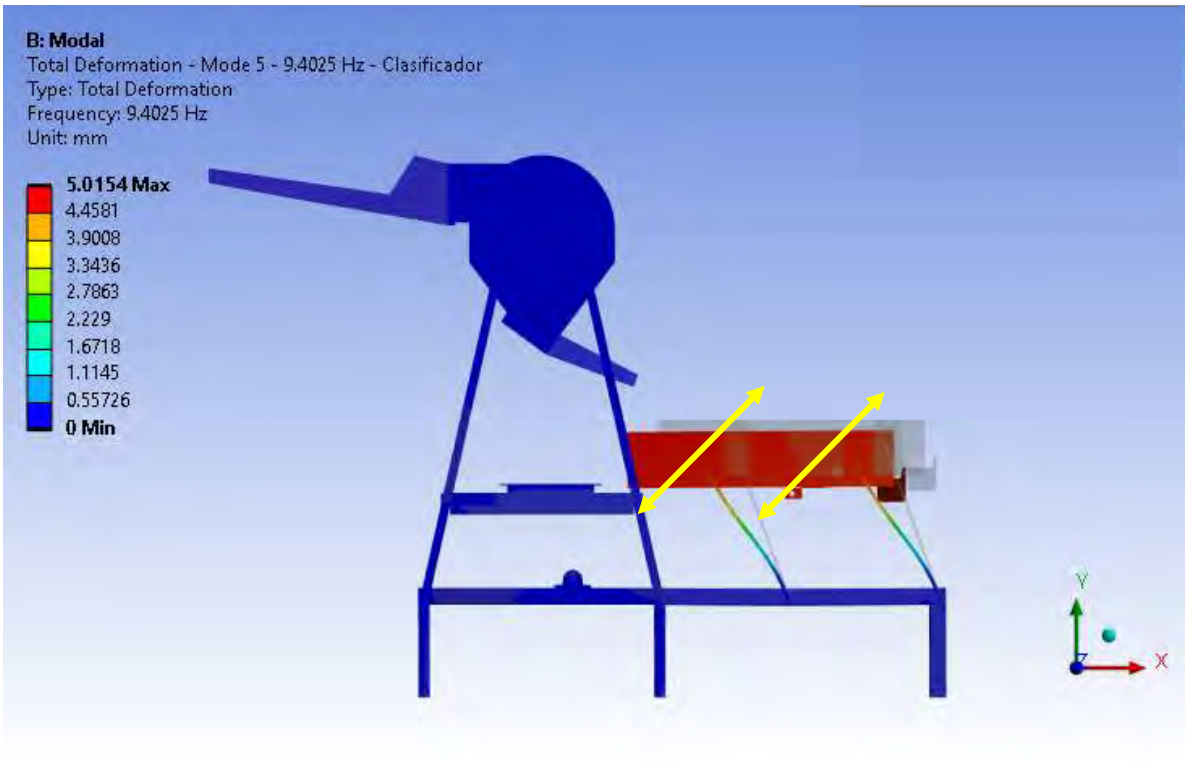
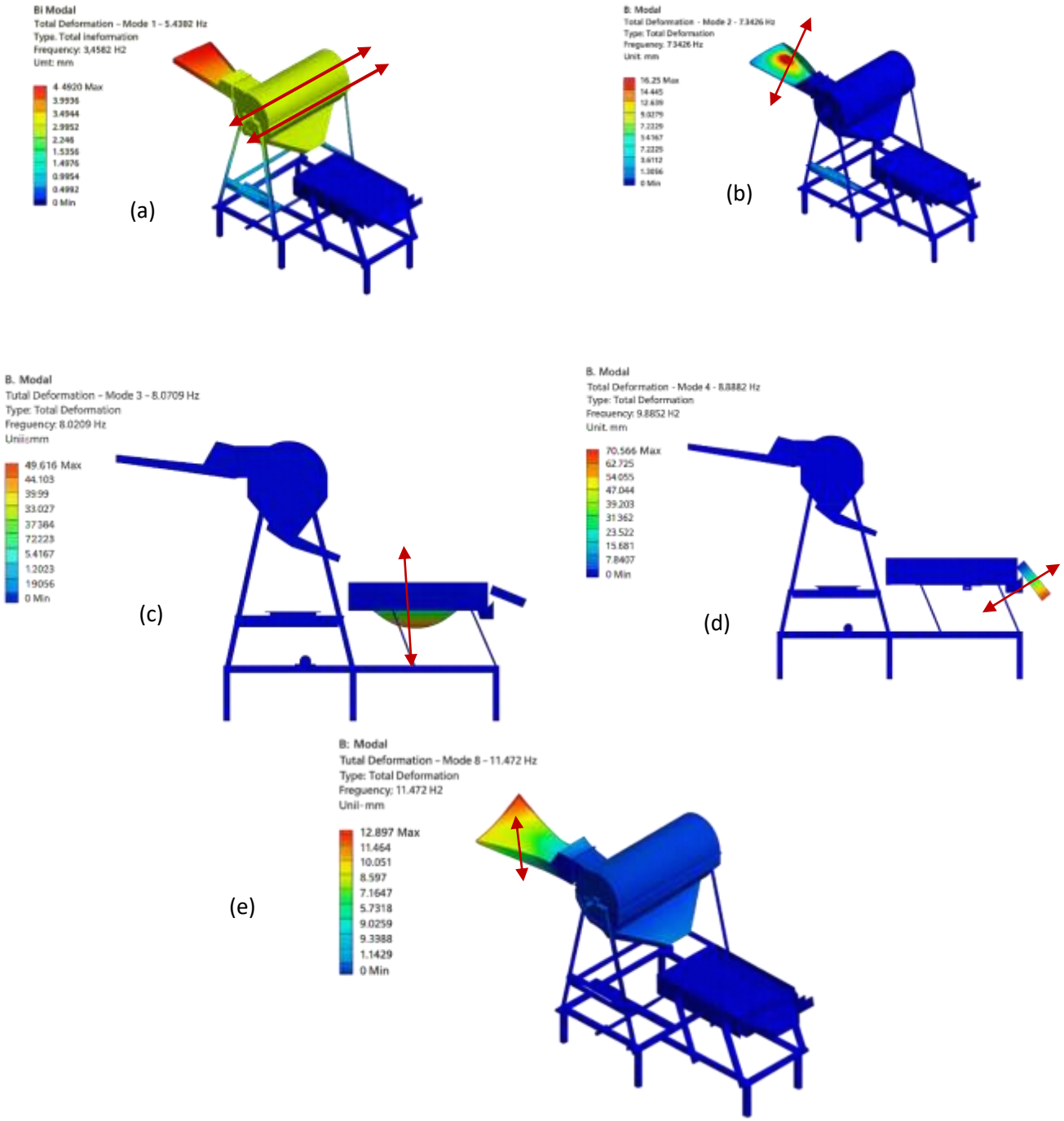


Figura 5.11

Frecuencias naturales de entre 5.46 Hz y 11.47 Hz de la máquina.



Nota: frecuencias naturales de, a) 5.46 Hz – desplazamiento lateral de tambor, b) 7.34 Hz – primera deflexión de placa de la tolva, c) 8.07 Hz – deflexión de placa de criba, d) 8.88 Hz – deflexión de placa tolva de descarga y e) 11.47 Hz segunda deflexión de placa de la tolva.

Además de la frecuencia natural de la criba, se obtuvo 5 frecuencias naturales adicionales del sistema como se presenta en la figura 5.11 donde se distinguen modos de vibración globales de todo el sistema, así como modos de vibración locales en el caso de las placas que conforman la tolva de alimentación y descarga.

Así también, la Tabla 5.7 presenta el porcentaje de masa participativa de cada modo de vibración obtenido, las denotaciones DX, DY, DZ corresponden al porcentaje de masa que se desplaza en las direcciones X, Y, Z. De manera análoga, las denotaciones RX, RY, RZ corresponden al porcentaje de masa que rota alrededor de los ejes X, Y, Z para cada modo de vibración analizado respectivamente.

Tabla 5.7

porcentaje de masa participativa global de la máquina.

Modo	Frecuencia (Hz)	DX	DY	DZ	RX	RY	RZ
1	5.46	0.0%	0.0%	55.4%	75.8%	2.9%	0.0%
2	7.34	0.1%	5.2%	0.3%	2.5%	0.2%	2.5%
3	8.07	0.9%	1.2%	0.0%	0.0%	0.0%	0.2%
4	8.88	4.4%	0.9%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
5	9.40	10.8%	0.7%	0.0%	0.0%	0.0%	0.9%
6	11.47	0.6%	0.0%	0.7%	0.1%	7.8%	0.7%

5.2 Simulación computacional por elementos discretos

El objetivo de la simulación por elementos discretos (DEM) es para comprobar el comportamiento dinámico del grano de maíz cuando entra en contacto con los componentes

mecánicos de la maquina a través del software ROCKY, se modelará individualmente los granos de maíz como partículas discretas y de esta manera podremos observar los fenómenos como flujo, colisión, fricción y segregación, por lo cual seguiremos la siguiente metodología para la simulación:

5.2.1 Metodología de la simulación por ROCKY.

Para realizar la simulación por elementos discretos (DEM) del diseño y construcción de una máquina para el desgrane y selección de maíz blanco gigante para una capacidad de 125 kg/h seguiremos la siguiente metodología de trabajo.

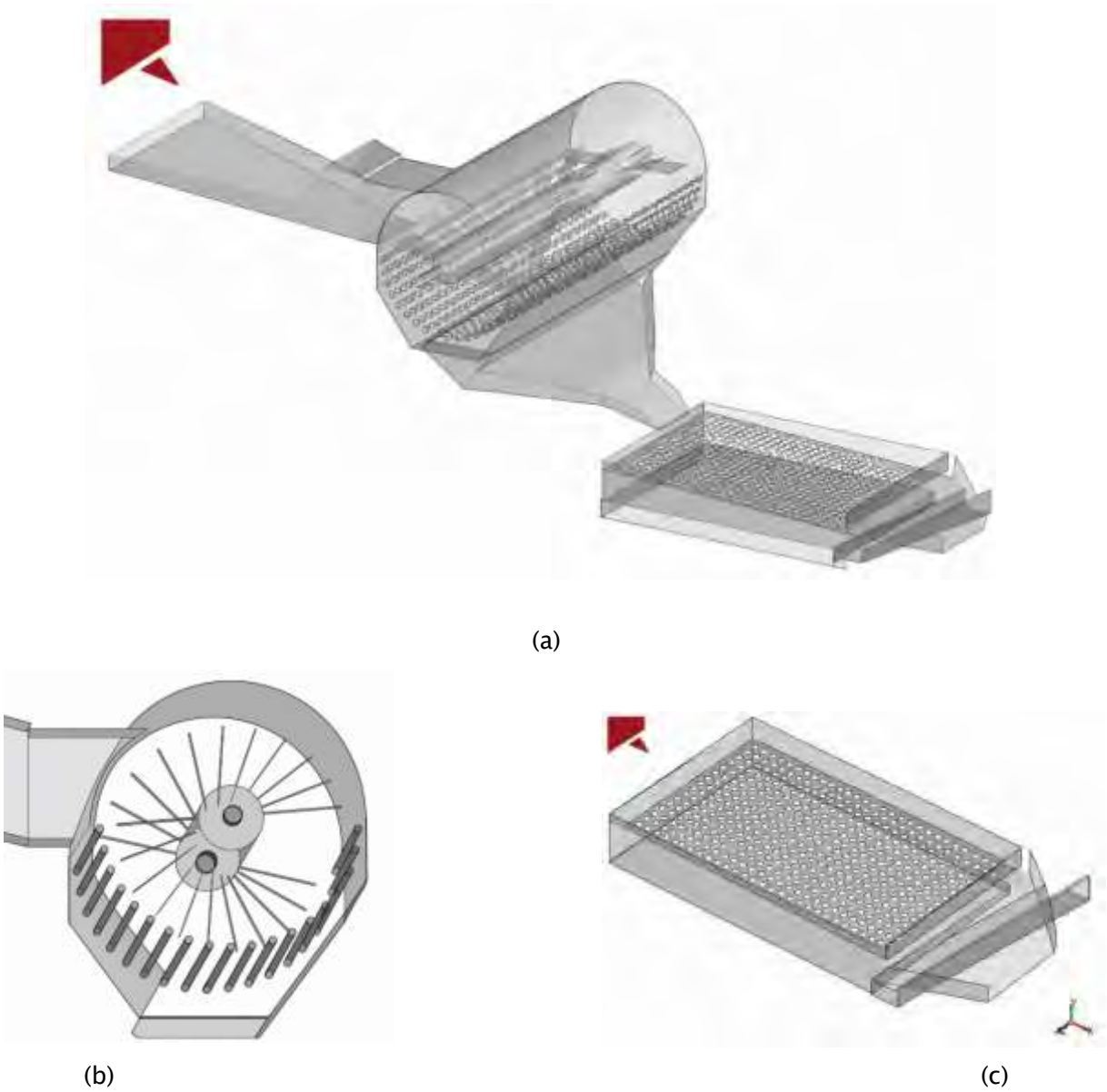
- **Primero**: realizamos el modelamiento tridimensional utilizando el software inventor las cuales incluyen las partes principales de la maquina desgranadora como:
- **Segundo:** Establecer las características del grano de maíz
- **Tercero:** Definir las condiciones de operación de la maquina desgranadora

5.2.1.1 Modelado CAD

Para poder realizar la simulación por elementos discretos (DEM) modelamos tridimensional en el software inventor para luego exportar al software ROCKY, modelando los principales componentes como la tolva de entrada, el cilindro de desgrane como se muestra en la figura 5.12.

Figura 5.12

Geometría empleada en Rocky para la simulación DEM.



Nota: a) tolva de entrada, eje de desgrane y zaranda, b) eje de desgrane con las paletas de caucho, c) la zaranda de desgrane del maíz.

5.2.1.2 características del grano de maíz

para poder simular el por elementos discretos el maíz es modelado como una partícula no esférica en la tabla 5.8. describimos las características del maíz

Tabla 5.8

Características del grano del maíz.

PARÁMETROS	VALORES
Forma de la partícula	Redonda
Longitud	50 mm
Densidad (g/cm3)	2.65 g/cm^3
Densidad aparente (g/cm)	1.60 g/cm^3
Dureza (N*mm)	39.22±13.82
Coeficiente de fricción entre granos	0.5
Coeficiente de fricción grano acero	0.3
Coeficiente de restitución	0.4
Módulo de elasticidad	2 x10^5 kg/m

5.2.1.3 Condiciones de operación

Se establecen los parámetros para realizar la simulación en la tabla 5.9 indicando la velocidad del cilindro frecuencia de la zaranda, amplitud de vibración tasa de alimentación tiempo total simulación y numero de partículas simuladas

Tabla 5.9

Parámetros operativos de simulación.

PARÁMETROS	VALORES	Unidad
Velocidad del cilindro	385	Rpm
Frecuencia de vibración	6.53	Hz
Amplitud de vibración	20	mm
Tasa de alimentación de grano	2000	Granos/min
Tiempo total simulado	30	Segundos
Numero de partículas simuladas	5000	partículas

5.2.1.4 Modelo de contacto y dinámica de colisión

Se utilizo el modelo de Hertz-Mindlin sin cohesión para la simulación entre los granos de maíz y granos de maíz y superficie indicando en la tabla 5.10 las características del modelado.3

Tabla 5.10

Características del modelado.

Aspecto del modelado	Detalle técnico
Modelo de interacción	Hertz-Mindlin sin cohesión
Tipos de colisión	Elástica y con fricción
Interacción partícula- partícula	Activada
Interacción partícula-superficie	Activada
Desgrane	No se considera en esta etapa
Deformación de partícula	Permitida según módulo de elasticidad

5.2.1.5 Flujo de entrada y salida de las partículas

Para procesar la simulación debemos de indicar la entrada y la salida de los granos de maíz en la máquina desgranadora, los granos de maíz tienen la entrada por la tolva de alimentación con una distribución de tamaño realista, la salida se definió bajo rendijas a la zaranda.

- **Entrada**: flujo contante de grano de maíz de 2000 granos/min
- **Rechazamos**: zonas laterales para materiales no separados
- **Salida**: zona inferior de recopilación del grano de maíz

5.2.1.6 Configuración del tiempo de simulación

para procesar la simulación se debe configurar el tiempo de simulación este tiempo debe ser equivalentes a un ciclo corto real de la máquina, el paso de tiempo se calculó automáticamente en función de la rigidez de la partícula y la fuerza de contacto

Tabla 5.11

Características del modelado.

Parámetros	Valor estimado	Unidad
Paso de tiempo	2x10-6	Segundos
Frecuencia de salida	0.01	Segundos
Total, de pasos simulados	2.2x106	-

5.2.2 Simulación de desgrane de maíz por elementos discretos

La simulación por elementos discretos utilizando el software ROCKY para la máquina desgranadora y selectora de maíz blanco gigante con una capacidad de 125 kg/h tiene la finalidad de reproducir con alta fidelidad el comportamiento del maíz dentro de la maquina desgranadora, la correcta definición de las propiedades del grano de maíz, la geometría del maíz y de los componentes y las condiciones de operación permite generar la simulación correcta de la maquina y información clave para el diseño, la reducción del daño del grano de maíz y la mejor eficiencia del proceso del desgrane.

En la tabla 5.8 se define las propiedades físicas del maíz y de los elementos para poder introducir a software Rocky,

Tabla 5.12

Propiedades físicas del maíz y componentes.

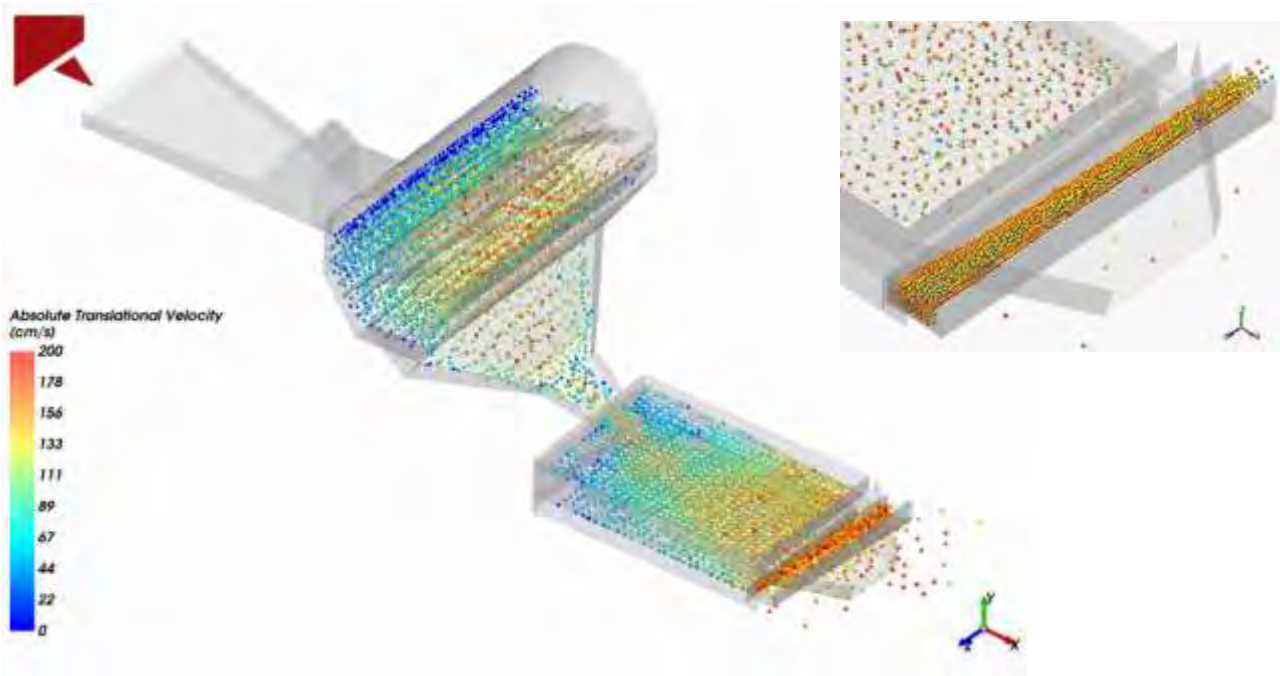
Propiedades físicas	Valor	Unidad
Densidad del maíz	1350	kg/m3
Densidad del acero	7850	kg/m3
Velocidad del eje del tambor	385	rpm
Velocidad de zaranda clasificador	392	rpm
Velocidad de biela de zaranda	0.4	m/s
Coeficiente estático del maíz	0.937	-
Coeficiente Dinámico del maíz	0.272	-

Se realiza la simulación por elementos discretos, verificamos la velocidad de la zaranda vibratoria, la velocidad del tambor de desgrane y cómo se comporta el material con los parámetros dispuestos anteriormente.

De la gradiente de velocidades, se distingue que la velocidad de salida de las partículas alcanza velocidades de hasta 200cm/s a la salida de la criba y se deslizan por la tobera principal y secundaria de acuerdo con los requerido para el diseño. Además de ello, se evidencia la capacidad de clasificación de la zaranda donde se divisa la separación de las partículas de distintos tamaños de grano.

Figura 5.13

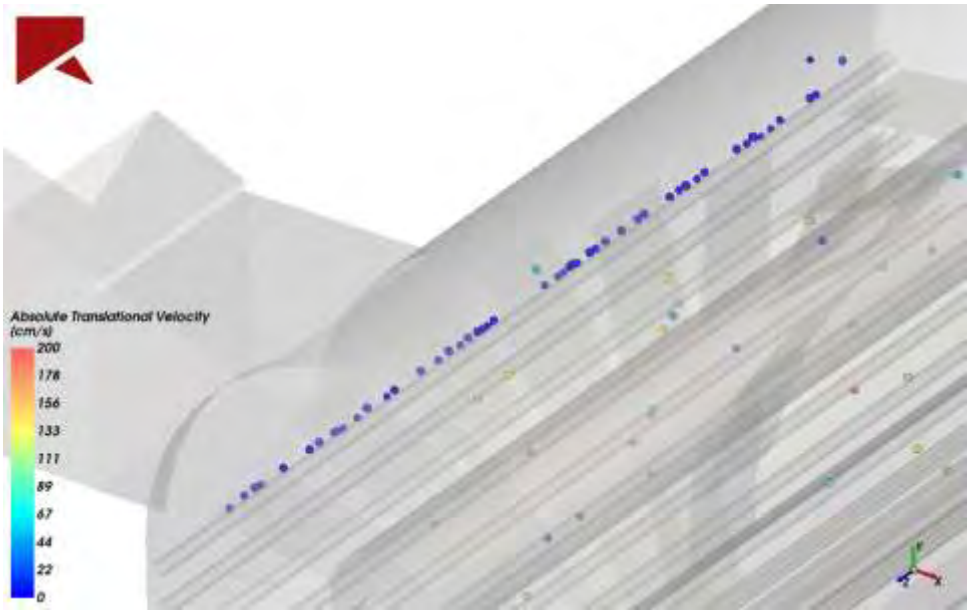
Gradiente de velocidades de las partículas en la simulación DEM.



Dada la capacidad de desgranado y los parámetros operacionales en el tambor giratorio, se distingue la presencia de partículas atoradas entre el tambor y las rendijas de este debido a la distribución de tamaño de grano considerado que en ciertas partículas coincide con el especio libre entre el tambor y rendijas como se detalla en la figura 5.14.

Figura 5.14

Gradiente de velocidades de las partículas en la simulación DEM.



Sin embargo, la cantidad de partículas atoradas en dicho sector se mantiene constantes lo cual sugiere que el atoramiento es limitado a la longitud del espacio entre el tambor y la rendija. De este modo se verifica es que la maquina desgrana el maíz de manera adecuada según las velocidades planteadas en la tesis.

CAPITULO VI

6 CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

En este capítulo describimos el proceso de construcción y las respectivas pruebas de funcionamiento de la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz con una capacidad de 125 kg/h, esta máquina está enfocada en brindar una solución eficiente al desgrane de maíz suaves a los productores donde aún se realizan métodos manuales o máquinas poco eficientes.

La construcción de la máquina se basó en diseño teórico que se realizó en el capítulo III integrando dos funciones principales el de desgranado y selección de maíz con una capacidad de 125 kg/h separando impurezas y el marlo, para ello se seleccionó cuidadosamente los materiales estructurales, componentes mecánicos y que garanticen la resistencia, durabilidad y facilite el mantenimiento de sus componentes cuidando en todo momento la seguridad del operario.

Durante la de las pruebas de funcionamiento se debe comprobar los objetitos técnicos establecidos en el diseño, estableciendo la eficiencia del desgrane, comprobar el funcionamiento adecuado de los componentes mecánicos del sistema y comprobando la facilidad de funcionamiento.

Este capítulo tiene como finalidad la validación del funcionamiento correcto de la máquina desgranadora y selectora de maíz validando experimentalmente el diseño propuesto y demostrando su viabilidad como una alternativa de solución tecnológica.

6.1 Construcción de máquina

6.1.1 Proceso de fabricación de los componentes

La construcción de la máquina desgranadora y de selección de maíz se realizó a partir del diseño conceptual y el diseño mecánico realizado en los capítulos III y IV donde se realizaron los planos desarrollados durante la etapa del diseño, los componentes principales fueron fabricados en el taller mecánico utilizando procesos de corte, soldadura, torneado y ensamble, describimos los principales componentes y el proceso de fabricación:

Bastidor

El bastidor es el elemento que soporta toda la estructura como piezas fijas y móviles, para la construcción se utilizaron los siguientes materiales como plancha de acero, tubos de perfil cuadrado y angulares de acero y para la unión de estas se utilizaron la soldadura con electrodo revestido (SWAM), procedemos a describir los materiales:

- Plancha de acero: la plancha de acero se utilizó para el contorno de del bastidor plancha laminado en caliente cuya denominación es A-36, el espesor requerido fuero de 5/32" y 3/8"
- Angulares de acero: el marco se realizó en angulares de acero A-36 de medidas 1"x1"x1/8" para darle mayor rigidez al bastidor.

En la figura 6.1 (a) se muestra el bastidor con los perfiles angulares y la plancha de acero en la figura 6.1(b) se muestra el lateral del bastidor con los perfiles angulares y la plancha unida con soldadura Smaw

Figura 6.1

Construcción del bastidor.

(a) (b)

Tolva de alimentación

La tolva de entrada fue construida con plancha de acero al caliente A-36 el espesor requerido fuero de 5/32" y reforzada con perfil angular de acero A-36 de medidas 1"x1"x1/8" para darle mayor rigidez

Sistema de desgrano

El eje de desgrane mediante los cálculos se puede determinar los diámetros mediante medidas estándares las medidas de se realizaron fueron los siguientes ejes de desgrane diámetro 1 11/2 equivalente 1253 mm el eje de la zaranda es 3/8 equivalente a 121mm el material para la fabricación fue AISI 1045 en la figura 16.2 se muestra el eje de desgrane

Figura 6.2

Eje de desgrane.

Transmisión mecánica

La transmisión que se realiza es del motor a la polea de desgrane y a la polea de zaranda cuya fabricación fuero de aluminio de 24 pulgadas y la polea de la zaranda de 12 pulgadas, la potencia es transmitida mediante jafas de tipo v cuya selección fue VA56 en la figura 6.3 se muestra la transmisión del motor a las poleas.

Figura 6.3

Faja tipo V.

Unión de componentes

Las uniones de los de los componentes se realizaron se realizaron con soldadura con electrodo revestido SMAW (Shielded Metal Arc Welding), se utilizaron para la construcción del bastidor, la unió del eje con las paletas el cual se utilizó el electrodo E6011 de 1/8" como se muestra la figura 6.4

Figura 6.4

Eje de desgrane y las uniones de las paletas.

6.1.2 Ensamblaje general del equipo

Fabricado los componentes principales de la máquina, se procede al ensamblaje general siguiendo un orden y garantizando la estabilidad y funcionamiento de los componentes del sistema procedemos con el siguiente esquema.

- Realizamos el montaje de la estructura del bastidor

- Instalamos el sistema de desgrane en el soporte o bastidor
- Realizamos el acoplamiento del motor y sistemas e transmisión
- Colocamos la tolva de alimentación
- Instalamos la zaranda selectora acoplada al motor
- Verificamos el alineamiento de los ejes y la tensión de las fajas
- Realizamos pruebas preliminares en vacío

6.1.3 Herramientas técnicas utilizadas

Durante la fabricación y el ensamble de la máquina desgranadora y selectora de maíz se emplearon herramientas manuales y eléctricas básicas de taller, las principales fueron:

- **Herramientas de corte**: para realizar cortes se utilizaron esmeril angular, tronzadora, guillotina.
- **Soldadura:** para las uniones piezas utilizamos la soldadura arco metálico protegido SMAW con electrodo E-1160 de1/8
- **Máquinas de taller** se utilizaron torno para la fabricación de los ejes, taladro para realizar los huecos de los pernos también plegadoras de laminas
- **Herramientas de medición y control:** para realizar las mediciones y que tengan una medida exacta se utilizaron flexómetros, vernier, nivel de mano, escuadras, para la medir la velocidad un tacómetro manual.
- **Equipos eléctricos:** también se utilizaron pulidoras manuales, taladro manual, entre otros

Las herramientas utilizadas se enfocan en garantizar la precisión es la fabricación y ensamble de los componentes mecánicos que tengan una correcta alineación y una soldadura resistente a las vibraciones durante el uso de la máquina desgranadora.

6.1.4 Medidas de seguridad

Durante la fabricación y su operación de la máquina, se consideró las medidas de seguridad con el fin de proteger al operador durante u funcionamiento y garantizar la confiabilidad de la máquina durante el uso.

- **Cubiertas de protección**: se instaló una guarda en la transmisión de las fajas para evitar el contacto con el operario con las partes móviles.
- **Manual de operaciones**: se elaboró un instructivo básico que acompañe al equipo para uso adecuado y el mantenimiento de los componentes

6.2 Pruebas de funcionamiento y resultados

6.2.1 Metodología de pruebas

Para realizar las pruebas de desempeño de la máquina desgranadora y selectora de maíz, se determina una metodología, las pruebas se realizarán en ambiente ventilado, nivelado y utilizando mazorcas de maíz gigante Cusco seco con una humedad del 12 al 14%

Condiciones de pruebas

- **Temperatura**: temperatura ambiente
- **Energía**: gasolina
- **Tiempo de pruebas**: una hora

- **Cantidad total procesado**: 125kg
- **Instrumentos utilizados**: tacómetro, balanzas y reloj.

Muestras utilizadas

- **Peso de pruebas:** 10 kg

Procedimiento:

1. Se cogen pruebas de 10kg por pruebas, las cuales se pesan en la balanza
2. Se procede a encender la máquina a una velocidad de 1000-2000 rpm
3. Se introduce a la tolva de entrada o alimentación
4. Se cronometra el tiempo de demora en desgranar los 10 kg de maíz
5. Se procede hacer una inspección visual del maíz buscando granos de maíz lastimados
6. Se recolectan y se procede a pesan
    - Grano limpio
    - Grano parcialmente dañados o rotos
    - Impurezas y marlo del maíz
7. Se repite el ciclo 5 veces y se procede realizar conclusiones de las pruebas

En la figura 6.5 (a) se muestra los 10kg de maíz para realizar las pruebas de desgrane y selección , (b) se muestra la velocidad de la maquina en rpm en (c) se muestra la el funcionamiento de la desgranadora de maíz (d) en la figura se muestra el maíz desgranado y seleccionado del maíz.

Figura 6.5

Pruebas de desgrane.

(a)

(b)

(a)

(b)

6.2.2 Resultados del desgrane

Al realizar las pruebas de desgrane en cinco ciclos teniendo en cuenta el peso de la prueba se sacan los siguientes datos peso de la mazorca, peso del grano desgranado, peso del grano dañado y tiempo de desgrane de 10 kg de prueba del cual sacaremos un rendimiento de desgrane todos estos datos son presentados en la tabla 6.1

Tabla 6.1

Pruebas de desgrane de maíz.

Peso de prueba (kg)	Peso de marlo (kg)	Peso del grano desgranado (kg)	Peso del maíz dañado (kg)	Peso total de maíz desgranado (kg)	Rendimiento de desgrane (%)	Tiempo de desgrane
10.00	0.800	8.900	0.020	9.720	99.78	3.10
10.00	0.700	9.200	0.080	9.980	99.13	3.30
10.00	0.750	8.950	0.060	9.760	99.33	3.2
10.00	0.650	9.200	0.050	9.900	99.46	3.3
10.00	0.830	9.100	0.040	9.970	99.56	3.25

6.2.3 Resultados de la selección

Los resultados obtenidos al realizar la prueba después de 5 ciclos muestran un desempeño de la máquina desgranadora presentamos los resultados en la siguiente tabla 6.2

Tabla 6.2

Resultados de las Pruebas de desgrane de maíz.

Peso de prueba (kg)	Peso de marlo (kg)	Peso del grano desgranado (kg)	Peso del maíz dañado (kg)	Peso total de maíz desgranado (kg)	Rendimiento de desgrane (%)	Tiempo de desgrane
10.00	0.746	9.070	0.050	9.866	99.45	3.230

Por los resultados obtenidos que por cada 10 kilogramos de maíz se obtiene 9.070 kilogramos esto representa un 99.45% de rendimiento del maíz desgranado y 50 gramos de grano dañado eso hace un 0.55% de granos dañados o rotos, lo cual al momento de desgranar 125kg en una hora aproximada mente produce 6.875 kg de maíz dañado lo cual podemos decir que la máquina es muy eficiente, en la figura 6.6 se muestra el maíz seleccionado, el marlo y los granos de maíz dañados

Figura 6.6

Pruebas de desgrane y selección de maíz.

Para seleccionar los granos de maíz dañados se realizó una inspección visual, buscando los granos de maíz maltratados no son perceptibles al ojo humano, se tuvo que buscar encontrados granos maltratados como se muestra la figura 6.7

Figura 6.7

Pruebas de desgrane.

6.2.4 Análisis de fallas o ajustes

Durante las pruebas realizadas en la máquina desgranadora de maíz podemos identificar fallas y posibles soluciones

En la tolva de entrada detectamos que los alabes de la desgranadora hace como un retorno del maíz

6.3 Plan de mantenimiento de la desgranadora

El plan de mantenimiento de máquina para el desgrane y selección de maíz blanco gigante para una capacidad de 125 kg/h, constituye una de las actividades esenciales para garantizar su operación y prolongando su vida útil, en este capítulo se detallará un plan de mantenimiento preventivo diseñado específicamente para la maquina desgranadora.

Objetivo del mantenimiento

El objetivo del todo mantenimiento es garantizar el correcto funcionamiento de la desgranadora durante las jornadas de funcionamiento, es prevenir fallas mecánicas por desgaste o mal uso o falta de limpieza y reducir los costos de operativos asociados a reparaciones.

6.3.1 Mantenimiento del motor de combustión interna

El motor seleccionado para la maquina desgranadora fue un motor Honda G120 cuyas características presentamos en la tabla 6.3 indicando las principales características

Tabla 6.3

Motor honda G120.

Motor Honda G120.	
Tipo de motor	Gasolina, 4 tiempos, mono cilindro refrigerado por aire
Cilindrada	118 cm3
Potencia	Aprox. 3.5 HP a 3600rpm
Sistema de encendido	Transistorizado
Capacidad de aceite	0.6 litros
Aceite recomendado	SAE10w30

Teniendo las siguientes características sacamos el plan de mantenimiento preventivo del motor Honda G120 en la tabla 6.4 presentamos el plan de mantenimiento del motor.

Tabla 6.4

Mantenimiento del motor Honda G120.

Actividad	Diario	Cada 25 h	Cada 50 h	Cada 100h	Cada 300 h	Anual
Revisión de nivel de aceite	si					
Cambio de aceite		si	si		si	si
Limpieza del filtro de aire (espuma)		si		si		si
Remplazo del filtro de papel				si	si	si
Limpieza de bujías /revisión de chispa			si	si		si
Ajuste de válvulas					si	si
Limpieza del depósito de combustible					si	si
Limpieza de aletas del cilindro				si	si	si

6.3.2 Mantenimiento del rodamiento

Los rodamientos seleccionados para la maquina desgranadora fueron del catálogo SKF los cuales están sometidos a cargas dinámicas y estáticas en tabla 6.5 detallamos el periodo de vida del rodamiento y su respectivo mantenimiento 1 1/4"

Tabla 6.5

Mantenimiento preventivo de rodamientos.

actividad	frecuencia	observación
Inspección visual de rodajes	Mensual	Verificación de suciedad o fujas
Limpieza externa de rodamientos	Mensual	No desmontar el rodamiento
Lubricación	Trimestral	No exceder la cantidad de lubricante, lubricantes con alto carga y temperatura
Desmontaje y limpieza profunda	Semestral	Revisar estado general de los componentes
Inspección de desgaste o daños	Semestral	Remplazar si hay juego o fisuras
Remplazo de rodamientos	Según las condiciones	Usar rodamientos originales o equivalentes

6.4 Costos De Construcción

En este capítulo presentamos un análisis del costo de construcción de la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz, se realizó la estimación detallada del costo de materiales, componentes mecánicos mano de obra calificada, herramientas utilizadas, servicios auxiliares, con la finalidad de analizar los costos directos, costo indirectos y costos de funcionamiento de la máquina desgranadora y seleccionadora basado en los precios del mercado peruano, considerando normas técnicas nacionales.

Al realizar el costo total de construcción de la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz, considerando todos los recursos para su fabricación con la finalidad de evaluar su viabilidad económica frente a la alternativa comerciales, así como su factibilidad para su producción.

6.4.1 Costos directos

El costo directo es la suma de los costos de materiales, mano de obra, equipos, herramientas, y todos los elementos requeridos para la ejecución de una obra (Salazar, 2003, pág. 15).

6.4.1.1 Costos directos de materiales:

Los costos directos de materiales se refieren a todos los costos asociados directamente con los materiales necesarios para la construcción de la máquina, estos materiales son fácilmente identificables y cuantificable durante el proceso productivo en la tabla 7.1 se muestra los materiales para la construcción de la máquina.

Tabla 6.6

Costos directos de materiales de construcción.

ITEM.	MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	P.U.	TOTAL
1	BASTIDOR DE DESGRANADORA				
1.1	Angular de 1 1/4"x1 1/4"x3/16"	Und.	3	40	120
1.2	Electrodo E6011	Kg	15	16	240
1.3	Disco de corte 14"	Und.	2	20	40
1.4	Disco de corte 7"	Und.	2	7	14
1.5	Disco de desbaste 7"	Und.	2	7	14
2	CAJA PRINCIPAL				
2.1	Plancha galvanizada 1200x2400x1mm	Und.	2	98	196
2.2	Rolado de plancha	Und.	1	30	30
2.3	Plegado de plancha	Und.	4	25	100
2.4	Plancha (costado) 1200x2400x3mm	Und.	1	150	150
3	BANDEJAS				
3.1.	Tolva de entrada				
3.1.1	Plancha	Und.	1	100	100
3.1.2	Plegados	Und.	5	5	25
3.2	Bandeja de salida				
3.2.1	Plancha 1200x2400x1mm	Und.	1	150	150
3.2.2	Plegado	Und.	8	5	40
4	EJES				
4.1.0	Eje De Desgrane				
4.1.1	Tubo ASTM A36 circular 4"x1/4"	Und.	1	178.5	178.5
4.1.1	Torneado	Und.	1	50	50
4.1.2	Chumacera de 1 1/4"	Und.	2	50	100
4.1.3	Paletas de jebe 100x300x5mm	Und.	24	10	240
4.1.4	Tornillos				
4.2.0	Eje De Zaranda				
4.2.1	Tubo ASTM A36 circular 4"x1/4"	Und.	1	178.5	178.5

4.2.2	Torneado	Und.	1	50	50
	Chumacera de 1 1/4"	Und.	2	50	100
5	**ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN**				
5.1	**Motor de combustión**	Und.	1	970	970
5.2	**FAJA**				
5.2.1	Faja tipo VA56	Und.	1	35	35
5.2.2	Faja tipo VA56	Und.	1	30	30
5.3	POLEAS				
5.3.1	Poleas de 24" de aluminio	Und.	1	300	300
5.3.2	Polea de 5 ″motor	Und.	1	30	30
5.3.3	Polea de 12" de aluminio	Und.	1	60	60
6	**GUARDA DE SEGURIDAD**				
6.1	Plancha galvanizada 1200x2400x1mm	Und.	1	100	100
7	**BASTIDOR DE LA ZARANDA**				
7.1	Tubo de 50*100*2	Und.	3	40	120
7.3	Caja de madera	Und.	1	50	50
7.4	Plancha galvanizada 1200x2400x1mm	Und.	1	98	98
7.5	Plegado	Und.	1	10	10
7.6	Corte en plasma	Und.	1	70	70
	subtotal				3989

6.4.2 Costos indirectos

Los costos indirectos son todos aquellos gastos que no se pueden asignar de manera directa a la construcción, producto o proyecto, pero son necesarios para la ejecución o su funcionamiento estos costos suelen estar con el soporte administrativo y otros recursos, en la tabla 7.2 se muestra los costos indirectos que se realizaron al construir la máquina desgranadora y selectora de maíz.

Tabla 6.7

Costo indirectos de construcción.

ITEM.	MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	P.U.	TOTAL
1	Concepción y elaboración del proyecto	días	120	60	7200
1.1	Dibujante	días	60	50	3000
1.2	simulación en software	días	30	50	1500
	Subtotal				10500

En la tabla 7.3 presentamos un desagregado del costo de construcción de la máquina desgranadora y selectora de maíz indicando los principales gastos que se realizaron en la construcción indicando los costos directos y los costos indirectos del a construcción el cual nos permitirá entender y los gastos de la construcción.

Tabla 6.8

Desagregado del costo de la construcción de la maquinaria.

CONCEPTO	DESAGREGADOS	COSTO DIRECTO	GASTOS GENERALES	TOTAL SOLES
Mano de obra	Costo de construcción-personal	1,600.00		1,600.00
Materiales	Costo de construcción-bienes	3,989.00		3,989.00
Maquinarias y equipos	Alquiler de máquinas y herramientas	1,000.00		1,000.00
Gastos generales	Costo de construcción		10,500.00	10,500.00
	Costo de construcción- servicios	100		100.00
	TOTAL	**6,689.00**	**10,500.00**	**17,189.00**

6.4.3 Resumen del gasto de construcción de la máquina

Presentamos un resumen de general del costo de construcción de la máquina desgranadora y selectora de maíz con una capacidad de 125 kg/h, el cual nos indica el costo directo y el costo general o indirecto de la construcción, la tabla 7.4 nos permite ver forma más clara el costo total del proyecto.

Tabla 6.9

Resumen de costo de construcción.

Ítem	RUBRO	COSTO
1	Costo directo	6,689.00
2	Gastos generales	10,500.00
	Costo del proyecto	**17,189.00**

Podemos concluir que el costo directo de construcción de la máquina fue de 6,689.00 soles y el costo general fu de 26,100.00 soles ya que para para futuras construcciones solo se tendrá en cuenta el costo directo de construcción.

7 CONCLUSIONES

- La revisión del estado de arte constituyo la base fundamental para el desarrollo del presente trabajo, 'permitiendo establecer los conceptos teóricos y las técnicas necesarias para el diseño de la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz blanco, La aplicación de la norma VDI 2221 facilitó el desarrollo ordenado del diseño conceptual, cálculo de los componentes y la elaboración de los planos, garantizando coherencia y rigurosidad en el proceso de diseño.
- Se realizó el diseño de los componentes de la máquina dimensionando y seleccionando los materiales para la tolva de entrada, la cámara de desgrane y el bastidor de la criba, con el fin de alcanzar una capacidad de procesamiento de 125 kg/h de maíz. Para el tambor de desgrane se propuso una velocidad de rotación de 385 rpm, con el objetivo de disminuir la fractura del grano maíz. Para las paletas desgranadoras se seleccionó un caucho alimentario, se dispuso las paletas en distribución helicoidal para la evacuación del marlo, la criba seleccionadora está impulsada por un mecanismo de biela-manivela; para calcular la velocidad de rotación de la manivela se utilizó coeficiente de rozamiento estática de 0.937 y dinámica de 0.276 resultando una velocidad de rotación de 392 rpm. Así mismo, se realizó un análisis vibratorio de la criba resultando que la zaranda no entra en resonancia. De acuerdo según el torque necesario para la criba y el tambor desgranador se seleccionó un motor de combustión de 4 hp. Para los elementos más críticos siendo los ejes del tambor de desgrane y de la criba se utilizó el criterio de Soderberg para predecir fallas por fatigas resultando la selección de un acero AISI 1045 y AISI 1020 para los ejes.

- La simulación por elementos finitos permitió comprobar el diseño estructural de la máquina, evidenciando que todos los componentes trabajan dentro de límites seguros. El bastidor presenta un factor de seguridad de 2.66, lo que garantiza su resistencia sin comprometer la estabilidad estructural. El eje de desgrane trabaja por debajo del límite de fluencia del material seleccionado. El eje de la zaranda presenta un comportamiento adecuado frente a cargas dinámicas, con un factor de seguridad de 4.20. El análisis modal de la criba muestra una buena correlación entre resultados numéricos y analíticos comprobando que el modelo analítico es el adecuado, validando el modelo dinámico. La simulación DEM permitió analizar el comportamiento dinámico del grano de maíz durante las etapas de alimentación de desgrane, evaluando la interacción entre las partículas y los componentes de la máquina, los resultados obtenidos evidenciaron entre un flujo adecuado del maíz dentro del sistema así mismo una distribución uniforme del grano de maíz sobre la zaranda, asimismo, la simulación permitió identificar zonas de contacto y acumulación de partículas, contribuyendo a optimizar el diseño de los componentes involucrados en el desgrane de maíz. De esta manera el análisis DEM permitió verificar el comportamiento del material particulado y validar el funcionamiento operativo de la máquina.
- La construcción de la máquina para el desgrane y selección de maíz blanco gigante para una capacidad de 125 Kg/h, permitió evaluar su desempeño operativo, verificando la eficiencia del proceso de desgrane y el nivel de daño al grano de maíz durante su funcionamiento, se logró un flujo continuo de operación cercano a la capacidad nominal de 125 kg/h, con un nivel de desgrane aceptable y una adecuada

eliminación de impurezas. Por cada 10 Kg de maíz procesado se obtuvo 9.070 kg de maíz desgranado y 50 gramos de maíz dañado, lo que representa un rendimiento del 99.45% y un 0.55% de granos dañados o rotos. Estos resultados demuestran que la maquina desgranadora presenta un bajo daño al grano de maíz durante el proceso de desgrane.

- Se realizó una estimación de los costos de construcción de la máquina para el desgrane y selección de maíz blanco gigante para una capacidad de 125 Kg/h. Para ello, se consideraron los costos directos de fabricación donde se consideran los materiales, equipos y mano de obra, así como los costos indirectos donde se consideran gastos administrativos, gastos de simulación, dibujo asistido por computadora CAD y concepción del proyecto. El gasto directo de la construcción fue de 6,689.00 soles mientras que el costo indirecto ascendió a 10,500.00 soles, siento el gasto total del proyecto **17,189.00 soles,** Esta estimación del costo de construcción de la maquina es económicamente viable, para la construcción a media escala, donde es posible reducir costos.

8 RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar estudios experimentales adicionales sobre las propiedades físicas y mecánicas del maíz blanco gigante, con la finalidad de obtener parámetros más precisos para las simulaciones FEM y DEM.

- Se sugiere implementar sistemas de automatización y control, tales como variadores de velocidad y sensores de monitoreo, que permitan mejorar el desempeño y la seguridad operativa de la máquina.

- Se recomienda desarrollar futuros diseños con características transportables y modulares, facilitando su desplazamiento y adaptación a diferentes condiciones de trabajo en campo.

- Se sugiere evaluar el desempeño de la máquina con diferentes variedades de maíz y distintos niveles de humedad del grano, con la finalidad de ampliar las condiciones de aplicación del equipo.

- Se recomienda realizar un análisis económico-financiero más detallado, incluyendo indicadores como VAN, TIR y periodo de recuperación de inversión, para evaluar la viabilidad económica del proyecto.

9 BIBLIOGRAFÍA

- Chopra, A. K. (2014). *Dinámica de Estructuras*.
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*.
- Alva Dávila, F. (2008). *Diseño de Elementos de Maquinas I*.
- Macedo Silva, A. (n.d.). *Introducción a las vibraciones mecánicas*.
- Barriga Gamarra, B. (2018). Métodos de Diseño en Ingeniería Mecánica. Apuntes de clase. Lima: PUCP.
- Budina, R., & Nisbett, K. (2012). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. Mc Graw
- Norton R. (2011), Diseño de Máquinas. Pearson Educación, cuarta edición, México.
- Orlov P. (1974). Ingeniería de diseño 1. Edit. Mir, Moscú. Rodríguez J. (2008).
- Resistencia de Materiales 2, Edit. Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú.
- (OTI), D. p. (2022). *MINISTERIO DE DESARROLLO AGRARIO Y RIEGO.* . Obtenido de COMERCIO EXTERIOR PARA EL AGRO V1.1: http://sistemas.midagri.gob.pe/siscex/exportaciones/comparativaIN
- AGRARIA.PE. (s.f.). *© 2022 Agencia Agraria de Noticias*. Obtenido de https://agraria.pe/noticias/el-maiz-es-el-cultivo-mas-importante-en-extension-para-el-pe-22033
- BUDYNAS, R. G., & NISBETT, J. K. (2012). *Diseño en ingenierÍa mecánica de ShigleY.* MC GRAW HILL.
- ConceptoDefinición. (30 de de enero de 2021). Obtenido de https://conceptodefinicion.de/maiz/
- Drapala, A. C. (s.f.). *Elaboración de Maiz.*
- Engineering, J. o. (2022). *Evaluation the Performance of the Locally Fabricated Maize Sheller Machine.*
- FONCODES. (s.f.). *ESTUDIO CULTURAL SOBRE EL MAIZ BLANCO GIGANTE CUZCO .* PYMAGROS.

- Grobman, A. B. (2012). *Preceramic maize from Paredones and Huaca.* Proceedings of the National Academy of Science of the USA.
- INSTITUTO NACIONAL DE INNOVACIÓN AGRARIA - INIA. (junio - 2013). *Manual Técnico MAÍZ BLANCO URUBAMBA (Blanco Gigante Cusco).* Cusco.
- Juan jose, H. A. (2002). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINA (Tablas).*
- MINAGRI. (2017). *ESTUDIO HISTORICO CULTURAL SOBRE EL MAIZ BLANCO GIGANTE CUSCO.* Cusco: publicaciones MINAGRI.
- *PLAN ESTRATEGICO DEL SECTOR AGRARIO 2009-2021.* (2021). CUSCO: GOBIERNO REGIONAL DE CUSCO - DIRECCION REGIONAL DE AGRICULTURA CUSCO.
- Quevedo, S. W. (2013). Manual Técnico MAÍZ BLANCO URUBAMBA (Blanco Giganta cusco). *INSTITUTO NACIONAL DE INNOVACION AGRARIA-INIA*.
- University, A.-Q. G. (2019). *Effect of threshing machines, rotational speed and grain moisture on corn shelling.*
- Willis, I. S. (2013). *Manual Técnico MAÍZ BLANCO URUBAMBA.* Cusco: MINISTERIO DE AGRICULTURA.
- yara Knowledge grows . (2022). *Yara Perú*. Obtenido de https://www.yara.com.pe/nutricion-vegetal/maize/produccion-mundial/.

10 ANEXOS

ANEXO 01 Matriz de consistencia

<table>
<tr><th>PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</th><th>OBJETIVOS</th><th>HIPÓTESIS</th><th colspan="3">VARIABLES</th><th>10.1 METODOLOGÍA</th></tr>
<tr><td rowspan="11">¿Cómo diseñar y construir una máquina desgranadora y seleccionadora de maíz blanco gigante con una capacidad de 125 kg/h, que permita mejorar la eficiencia del proceso minimizando las pérdidas y daños en el grano?</td><td rowspan="11">10.1.1 Objetivo general

Diseñar y construir una máquina para el desgrane y selección de maíz blanco gigante para una capacidad de 125 Kg/h
Objetivos específicos
Desarrollar el diseño conceptual de la máquina, en base de la lista de exigencias.

Diseñar los componentes de la máquina para elaborar los planos de construcción.

Simular numéricamente los componentes principales de la máquina mediante método de elementos finitos (FEM) y elementos discretos (DEM) para evaluar el diseño.

Realizar la construcción, pruebas de funcionamiento y estimar el costo de construcción de la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz</td><td rowspan="11">El diseño y construcción de una máquina desgranadora y seleccionadora de maíz blanco gigante con capacidad de 125 kg/h permitirá mejorar la eficiencia del proceso, reduciendo perdidas de grano de maíz y obtener una mejor calidad del producto en comparación con métodos tradicionales.</td><td colspan="3">Variable Independiente: Diseño y construcción de la máquina desgranadora y seleccionadora de maíz</td><td rowspan="11">10.1.2 Enfoque de investigación

El presente trabajo de investigación presenta un enfoque cuantitativo

10.1.3 Tipo de investigación:

El presente trabajo de investigación es de tipo tecnológico,

10.1.4 Nivel de investigación:
El nivel de investigación es aplicado.

10.1.5 Diseño de investigación:
El diseño de investigación fue experimental</td></tr>
<tr><td>DIMENSIÓN</td><td>INDICADOR</td><td>UNIDAD</td></tr>
<tr><td>Diseño de los elementos de máquina</td><td>Velocidad del tambor</td><td>rpm</td></tr>
<tr><td>Sistema de transmisión</td><td>Potencia del motor</td><td>HP</td></tr>
<tr><td>Sistema de selección</td><td>Frecuencia de vibración de la criba</td><td>HZ</td></tr>
<tr><td>Capacidad de operación Desgrane</td><td>Capacidad de procesamiento</td><td>Kg/h</td></tr>
<tr><td colspan="3">Variable Dependiente: Eficiencia del desgrane y selección del maíz.</td></tr>
<tr><td>DIMENSIÓN</td><td>INDICADOR</td><td>UNIDAD</td></tr>
<tr><td>Desgrane</td><td>Eficiencia de desgrane</td><td>%</td></tr>
<tr><td>Calidad del grano</td><td>Porcentaje de grano dañado</td><td>%</td></tr>
<tr><td>Rendimiento</td><td>Tiempo/capacidad de procesamiento</td><td>Kg/h</td></tr>
</table>

ANEXO 02

Perfil SPZ			Perfil SPA				Perfil SPB		Perfil SPC
Desarrollo de referencia ISO (mm) L_d			Desarrollo de referencia ISO (mm) L_d				Desarrollo de referencia ISO (mm) L_d		Desarrollo de referencia ISO (mm) L_d
630	1112	1762	832	1482	2240	4250	1600	4300	2650
637	1120	1787	850	1500	2282	4500	1700	4500	2800
662	1137	1800	857	1507	2300		1750	4560	3000
670	1162	1812	882	1532	2307		1800	4750	3150
687	1180	1837	900	1557	2332		1850	4820	3350
710	1187	1862	907	1582	2360		1900	5000	3550
722	1202	1887	932	1600	2382		2000	5070	3750
737	1212	1900	950	1607	2432		2020	5300	4000
750	1237	1937	957	1632	2482		2060	5600	4250
762	1250	1987	982	1657	2500		2120	6000	4500
772	1262	2000	1000	1682	2532		2150	6300	4750
787	1287	2037	1007	1700	2582		2180	6700	5000
800	1312	2120	1032	1707	2607		2240	7100	5300
812	1320	2137	1060	1732	2632		2280	7500	5600
825	1337	2150•	1082	1757	2650		2360	8000	6000
837	1347	2187	1107	1782	2682		2400		6300
850	1362	2240	1120	1800	2732		2500		6700
862	1387	2287	1132	1807	2782		2650		7100
875	1400	2360	1157	1832	2800		2680		7500
887	1412	2500	1180	1857	2832		2800		8000
900	1437	2540•	1207	1882	2847		2840		8500
912	1462	2650	1232	1900	[illegible]		2850		9000
925	1487	2690•	1250	1907	2932		2900		9500
937	1500	2800	1257	1932	2982		3000		10000
950	1512	2840•	1272	1957	3000		3150		10600
962	1537	3000	1282	1982	3032		3250		11200
987	1562	3150	1307	2000	3082		3350		12500
1000	1587	3350	1320	2032	3150		3450		
1012	1600	3550	1332	2057	3182		3550		
1024	1612		1357	2082	3282		3650		

ANEXO 03 Tabla de selección de fajas

Tabla 10

Correas trapeciales Perfil	Denominación ISO	–	Y	–	Z	A	B	–	C	–	D	E	Datum diameter d_d		Tolerancia de concentricidad y planitud
	DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40			
Correas trapeciales estrechas Perfil	DIN 7753 parte 1 e ISO 4184	–	–	–	SPZ	SPA	SPB	–	SPC	–	–	–	mín.	máx.	
Diámetro de referencia d_d				160	160	160	160	160	160*				160,0	162,6	
					170	170	170						170,0	172,7	
				180	180	180	180	180	180*				180,0	182,9	
					190	190	190		190*				190,0	193,0	
				200	200	200	200	200	200*				200,0	203,2	
					212	212	212		212*				212,0	215,4	0,4
					224	224	224	224	224				224,0	227,6	
						225	225		225				225,0	228,6	
						236	236		236				236,0	239,8	
					250	250	250	250	250	250			250,0	254,0	
							265		265				265,0	269,0	
					280	280	280	280	280	280			280,0	284,5	
					300	300	300		300				300,0	304,9	
					315	315	315	315	315	315			315,0	320,0	
							335		335				335,0	340,0	0,5
					355	355	355	355	355	355	355		355,0	360,7	
							375		375				375,0	380,7	
					400	400	400	400	400	400	400		400,0	406,4	
							425		425				425,0	431,4	
					450	450	450	450	450	450	450		450,0	457,2	
									475				475,0	482,2	
					500	500	500	500	500	500	500	500	500,0	508,0	0,6
					560	560	560	560	560	560	560	560	560,0	569,0	
					630	630	630	630	630	630	630	630	630,0	640,1	
					710	710	710	710	710	710	710	710	710,0	721,4	

ANEXO 04 Motor Honda G 120

GX160 H2 QAB3

5.5 HP*

POTENCIA	
Potencia Máxima (HP)	5.5 HP
Potencia Nominal (HP)	4.8 HP
Potencia (RPM)	3600 rpm
CAPACIDAD	
Capacidad de aceite (L)	0,58 L
Capacidad de tanque de combustible (L)	3,1 L
Horas continuas de operación	7h
Combustible	Gasolina de 90
SPECS DEL PRODUCTO	
Sistema de lubricación	Aire forzado
Sistema de encendido	Arranque por magneto-transistor
Tipo de Producto (compresión, accionamiento eléctrico, propulsado, etc.)	Motor Combustion Interna, 4 Tiempos, OHV
Tipo de eje	Cavetero
Huelgo de bujia (Separación de componentes que genera chispa de motor).	0,5 - 0,7 mm
Rotación del eje de la TDF (Cigúeñal)	Hacia la izquierda
MEDIDAS / PESO	
Número de Cilindros	1
Cilindrada (cm3)	163
Longitud (mm.)	304
Ancho (mm.)	362
Altura (mm.)	335
Peso Seco (kg.)	15.0

ANEXO 05 Catálogo de Perfil estructura metálica.

DENOMINACIÓN:

L A36.

DESCRIPCIÓN:

Producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto.

USOS:

En la fabricación de estructuras de acero para plantas industriales, almacenes, techados de grandes luces, industrial naval, carrocerías, torres de transmisión. También se utiliza para la fabricación de puertas, ventanas, rejas, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

- Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M y NTP 350.400
- Tolerancias Dimensionales:
- Sistema Inglés: ASTM A6 / A6M y NTP 241.105.
- Sistema Métrico: ISO 657 / V y NTP 241.105.

PRESENTACIÓN:

Se comercializa en longitudes de 6 metros. Se suministra en paquetes de 1 t.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en kg/m:

SISTEMA INGLÉS:

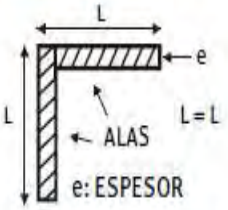
DIMENSIONES (pulg.)	PESO NOMINAL		
	lb/pie	kg/m	kg/6m
2 x 2 x 5/16	3.92	5.83	35.00
2 1/2 x 2 1/2 x 5/16	5.00	7.44	44.65
3 x 3 x 3/16	1.68	5.52	33.10
5 x 5 x 3/8	5.76	18.90	113.40
5 x 5 x 1/2	7.36	24.15	144.92
6 x 6 x 3/8	6.77	22.22	133.29
6 x 6 x 1/2	8.95	29.34	176.04

SISTEMA MÉTRICO:

DIMENSIONES (mm)	PESO NOMINAL	
	kg/m	kg/6m
20 x 20 x 2.0	0.60	3.58
20 x 20 x 2.5	0.74	4.42
20 x 20 x 3.0	0.87	5.23
25 x 25 x 2.0	0.75	4.52
25 x 25 x 2.5	0.93	5.59
25 x 25 x 3.0	1.11	6.64
25 x 25 x 4.5	1.61	9.64
30 x 30 x 2.0	0.91	5.47
30 x 30 x 2.5	1.13	6.77
30 x 30 x 3.0	1.34	8.05
30 x 30 x 4.5	1.96	11.77
38 x 38 x 2.0	1.16	6.97

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

NORMA	%C máx	%Si máx	%P máx	%S máx
ASTM A36/A36M	0.26	0.40	0.04	0.05



PROPIEDADES MECÁNICAS:

- Límite de Fluencia = 250 Mpa (2,530 kg/cm²) mínimo.
- Resistencia a la Tracción = 400 - 550 MPa (4,080 - 5,620 kg/cm²) (*).
- Alargamiento en 200 mm:

2.0 mm, 2.5 mm, 3.0 mm, 1/8", 3/32", 4.5 mm y 3/16"	= 15.0 % mínimo.
6,0 mm	= 17,0% mínimo.
1/4"	= 17,5% mínimo.
5/16", 3/8" y 1/2"	= 20,0% mínimo.

(*) Para los espesores de 2.0 mm a 2.5 mm, la resistencia a la tracción mínima es de 340 MPa.

- Soldabilidad = Buena

TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y DE FORMA:

SISTEMA INGLÉS:

NORMA TÉCNICA	DIMENS. NOMINAL	LONG. DE ALA (L-mm)	DIFER. ENTRE ALAS (AL-mm)(1)	ESPESOR (e - mm)			DESV. MÁX. DE RECTITUD (f- mm/m)	LONG. (l- mm)
				e≤3/16"	3/16"<e≤3/8"	e>3/8"		
ASTM A6/A6M-14	1.1/4, 1.1/2", 1.3/4" y 2"	±1.19	1.78	±0.25	±0.25	±0.30	4.16	+50 -0
	2.1/2"	±1.58	1.90	±0.30	±0.38	±0.38		
	3"	+3.17 -2.38	2.77	---(2)	---(2)	---(2)	2.08	
	3.1/2"							
	4"							

(1) La máxima diferencia entre alas 75%, 60% y 50% de la tolerancia total de longitud de alas, respectivamente según la dimensión del ángulo. Fuera de Escuadra entre Alas: máximo permitido +/- 1.5°.

(2) El peso métrico no deberá variar más de +3.0%/-2.5% del peso nominal.

SISTEMA MÉTRICO:

CARACTERÍSTICA DE CALIDAD	NORMA TÉCNICA NTP 241.105	GRÁFICOS
LONGITUD DE ALA (L) L hasta 50 mm inclusive	+/- 1.00 mm	

ANEXO 06 catalogo perfil rectangular

TUBO RECTANGULAR DE ACERO ASTM A500

El tubo rectangular de acero estructural laminado al caliente (LAC), presenta una soldadura interna con el sistema ERW. Son ampliamente utilizados en el mantenimiento industrial, implementos agrícolas, equipos de transporte, etc.

Especificaciones: ASTM A500, AISI A500

Fácil de soldar, cortar, dar forma y maquinar.
Longitud 6 metros.

Propiedades Mecánicas		
	Límite de Fluencia (Mpa) mín.	269
	Resistencia a la Tracción (Mpa) mín.	310
	Elongación Probeta 8"	25.0% mínimo

Tolerancias	
Espesor	+/- 10%
Longitud	+127 / -64

Dimensiones		Espesor	Peso Teórico	
mm	pulg	mm	Kg/m	Kg
20 x 40	3/4" x 1 1/2"	1.5	1.35	8.12
		2	1.70	10.20
20 x 50	3/4" x 2"	2	2.10	12.60
		1.2	1.34	8.04
25 x 50	1" x 2"	1.5	1.65	9.90
		1.8	2.07	12.42
		2	2.26	13.57
		2.5	2.98	17.87
		3	3.35	20.09
40 x 50		2	2.62	15.72
		1.2	1.82	10.92
40 x 60	1 1/2" x 1 3/4"	1.5	2.26	13.56
		2	3.03	18.20
		2.5	3.60	21.60
		3	4.25	25.50
40 x 80	1 1/2" x 3 3/16"	1.5	2.71	16.26
		1.8	3.29	19.76
		2	3.66	21.96
		2.5	4.39	26.34
		3	5.19	31.14
		4	6.92	41.52
50 x 70		2	3.58	21.48
		3	5.37	32.22
50 x 75	2" x 3"	1.8	3.25	19.52
		2.0	3.95	23.68
		2.5	4.88	29.28
		3	5.42	32.54
		4.5	7.98	47.88
		4.7	8.33	50.00
		6	10.85	65.08
50 x 100	2" x 4"	1.8	3.96	23.76
		2	4.50	27.00
		2.5	5.56	33.36
		3	6.85	41.07
		4	8.59	51.54
		4.5	9.90	59.40
		4.7	10.22	61.33
		6	13.20	79.20
50 x 125	2" x 5"	2	5.44	32.64
		2.5	6.80	40.80
		3	8.16	48.96
50 x 150	2" x 6"	2	6.18	37.10
		2.5	7.70	46.19
		3	9.17	55.04
		4	11.73	70.38
		4.5	13.76	82.56
		4.7	14.37	86.23
		6	18.26	109.56
50 x 200	2" x 8"	3	11.75	70.50
		4.5	17.45	104.70
75 x 100	3" x 4"	2	5.44	32.64
		3	8.16	48.96
		4	10.88	65.28
		4.5	12.07	72.42
		6	15.87	95.22
75 X 125	3" X 5"	6	17.96	107.75
75 x 150	3" x 6"	3	10.55	63.30
75 x 200	3" x 8"	3	12.94	77.64
		4.7	20.27	121.64
100 x 150	4" x 6"	3	11.56	69.34
		4.5	17.17	103.02
		4.7	17.00	102.00
		6	21.70	130.20
		5/16"	28.39	170.34
100 x 200	4" x 8"	3	13.91	83.48
		4	18.45	110.72
		4.5	20.70	124.22
		6	26.40	158.40
		8	34.38	206.28
		9.3	40.92	245.52
100 x 250	4" x 10"	4	21.60	129.57
		4.5	24.24	145.43
		6	31.10	186.60
150 x 200	6" x 8"	4	21.15	126.90
		4.5	23.68	142.08
		6	31.10	186.60
150x 250	6" x 10"	6	35.80	214.80
150x 300	6" x 12"	4.5	30.75	184.50

* Equivalencias de conversión son aproximadas.

* Fotos y datos referenciales. No aceptamos responsabilidad por usos incorrectos o mal interpretaciones de estos datos.

ANEXO 07 Perfil de planchas ASTM A36

PLANCHAS DE ACERO ASTM A36, ASTM A6 LAMINADA EN CALIENTE LAC

* Imagen referencial

Material: ASTM A36.
Tolerancias: ASTM A6.

Anchos de 4' (1200 mm), 5' (1500 mm) y 10' (3000 mm).
Largos de 8' (2400 mm) y 10' (3000 mm) y 20' (6000 mm).

Se mide en espesor x ancho x largo.

TOLERANCIAS EN ESPESOR ASTM A6

Espesor Especificado	Variaciones permitidas sobre el espesor especificado para anchos							
	Sobre 1200 hasta 1500, excl		Sobre 1500 hasta 1800, excl		Sobre 2400 hasta 2700, excl		Sobre 3000 hasta 3300, excl	
pulg [mm]	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
Hasta 1/4 [6], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76
1/4 [6] hasta 5/16 [8], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
5/16 [8] hasta 3/8 [9], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
3/8 [9] hasta 7/16 [11], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
7/16 [11] hasta 1/2 [12], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
1/2 [12] hasta 5/8 [16], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
5/8 [16] hasta 3/4 [19], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02	0.04	1.02
3/4 [19] hasta 1 [25], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02	0.05	1.27
1 [25] hasta 2 [50], excl	0.06	1.52	0.06	1.52	0.07	1.78	0.10	2.54
2 [50] hasta 3 [75], excl	0.09	2.29	0.09	2.29	0.11	2.79	0.13	3.30
3 [75] hasta 4 [100], excl	0.11	2.79	0.11	2.79	0.13	3.30	0.14	3.56

Variación permitida bajo el espesor especificado, 0,01 pulg.[0.25 mm]

Espesor		Ancho		Largo		Peso Teórico
mm	pulg	mm	pie	mm	pie	Kg/ plancha
1.5	1/16"	1200	4	2400	8	33.91
2.0	5/64"	1200	4	2400	8	44.05
2.5	3/32"	1200	4	2400	8	55.55
2.9	1/8"	1200	4	2400	8	67.08
3.0	1/8"	1200	4	2400	8	67.08
		1500	5	3000	10	109.2
4.4	3/16"	1200	4	2400	8	99.48
4.5	3/16"	1200	4	2400	8	100.50
		1500	5	3000	10	164.5
5.9	1/4"	1200	4	2400	8	133.39
6.0	1/4"	1200	4	2400	8	134.81
		1500	5	3000	10	212.00
		1500	5	6000	20	423.90
		3000	10	12000	40	1695.60
7.9	5/16"	1200	4	2400	8	178.34
8.0	5/16"	1200	4	2400	8	180.60
		1500	5	6000	20	565.20
		2400	8	6000	20	904.32
8.9	3/8	1200	4	2400	8	201.00
9.0	3/8"	1200	4	2400	8	203.26
		1500	5	3000	10	318.00
		1500	5	6000	20	635.85
		2400	8	6000	20	10173.36
11.9	1/2"	1200	4	2400	8	278
12.0	1/2"	1200	4	2400	8	279.90
		1500	5	3000	10	424.00
		1500	5	6000	20	847.80
		2400	8	6000	20	1356.48
		3000	10	6000	20	1695.60
16	5/8"	1200	4	2400	8	363.74
		1500	5	6000	20	1130.40
		2400	8	6000	20	1808.64
		3000	10	6000	20	2260.80
19	3/4"	1200	4	2400	8	433.60
		1500	5	3000	10	671.175
		1500	5	6000	20	1342.35
		2400	8	6000	20	2147.76
		3000	10	6000	20	2684.70
25	1"	1500	5	6000	20	1766.25
		2400	8	6000	20	2826.00
		3000	10	6000	20	3532.50
32	1 1/4"	1500	5	6000	20	2260.80
		2400	8	6000	20	3617.28
		3000	10	6000	20	4521.60
38	1 1/2"	1500	5	6000	20	2684.70
		2400	8	6000	20	4295.52
		3000	10	6000	20	5369.40
50	2"	1500	5	6000	20	3532.50
		2400	8	6000	20	5652.00
		3000	10	6000	20	7065.00

* Equivalencias de conversión son aproximadas.

*** Nota: Las dimensiones, el diseño y los materiales están sujetos a cambios sin previo aviso.**

ANEXO 08 Plancha Galvanizada

Composición Química:

NORMA TÉCNICA		PROPIEDADES MECÁNICAS		
De la plancha	Del Acero	F (Mpa)	T (Mpa)	A (%Min)
ASTM A653 / 653M	JIS G 3302 SGCC		270 min	32 %min

NORMA TÉCNICA		COMPOSICIÓN QUÍMICA (Max)			
De la plancha	Del Acero	C %	Mn %	P %	S %
ASTM A653 / 653M	JIS G 3302 SPCC SD	0,12%	0,50%	0,04%	0,05%

Recubrimiento	(Total ambas caras)	
Tipo	oz / pie²	gr / m²
G-40	40	120
G-60	60	180
G-90	90	270

DIMENSION, PESOS NOMINALES Y TOLERANCIA				
Espesor		Ancho	Largo	Peso Nominal
Pulg.	mm	mm	mm	(Kg / Plancha)
1/40"	0,45	1220	2440	10,52
1/40"	0,5	1220	2440	11,69
1/32"	0,6	1220	2440	14,02
1/32"	0,7	1220	2440	16,36
1/25"	0,9	1220	2440	21,03
1/25"	1	1220	2440	23,37
1/20"	1,1	1220	2440	25,71
1/16"	1,4	1220	2440	32,72
1/16"	1,5	1220	2440	35,06
1/32"	1,9	1220	2440	44,4
1/8"	3	1220	2440	70,11
3/16"	4	1220	2440	93,48

Producto / Mercado	Comercial, Construcción y Edificios	Industrial	Línea Blanca	Automotriz
Láminas Galvanizadas	Techos y paredes, perfilería y tubería en general, polines, soportes de cielo falso, ductos de aire, silos para almacenar granos, accesorios para construcción, cortinas metálicas, señalizaciones de carretera, estructuras, techos y soportes de establecimientos.	Aire acondicionado, ventiladores de techo y ventanas, tapas, extractores de humo, casas móviles, ductos, bisagras, recipientes, cajas eléctricas, pizarrones electrónicos, motores, lainas, etc.	Respaldo de refrigeradores, estufas y lavadoras, soportes bases, uniones, esquineros y accesorios de fijación y otras partes no expuestas, etc.	Moflers, uniones, soportes, pisos, carter, guantera, portaestéreos, cinchos y otras partes no expuestas, etc.

ANEXO 09 pintura Anticorrosiva.

CPP

ESMALTE SINTETICO PINTOR

A base de resinas alquídicas con silicona

DESCRIPCION Y VENTAJAS

- ✓ Esmalte sintético de acabado brillante.
- ✓ Proporciona una capa lisa, elástica y brillante que brinda una buena protección en ambientes normales.
- ✓ Resistente a la intemperie, humedad y abrasión.
- ✓ Fácil de aplicar y repintar.
- ✓ Se fabrica en amplia variedad de colores matizables entre sí.

USOS TIPICOS

- ✓ Acero: muebles, maquinarias y equipos.
- ✓ Madera: muebles, puertas, ventanas, zócalos, etc.
- ✓ Galvanizado: antenas, rejas, etc.
- ✓ Concreto: paredes (interiores y exteriores).

DATOS FISICOS

Acabado	: Brillante
Color	: Según cartilla
Componentes	: Uno
Sólidos en volumen	: 30% ± 3% (colores) 45% ± 1% (aluminio)
Espesor de película seca	: 1 – 1.5 mils. (25-38 micras)
Número de capas	: Dos
Rendimiento teórico	: 45 m²/gal a 1 mil seco (colores) 67 m²/gal a 1 mil seco (aluminio)
Diluyente	: Aguarrás Mineral CPP o Thinner Standard CPP

El rendimiento real depende de las condiciones de aplicación y del estado de la superficie.

PREPARACION DE LA SUPERFICIE

Superficies metálicas

- ✓ Eliminar restos de grasa, combustible u otro contaminante mediante el lavado con agua y detergente biodegradable. Luego eliminar óxido mediante lijado.

Superficies con pintura en mal estado

- ✓ Retirar con espátula la pintura mal adherida. Eliminar restos de grasa, combustible u otro contaminante mediante el lavado con agua y detergente biodegradable. Luego eliminar el óxido mediante lijado.

Superficies de concreto nuevas

- ✓ Esperar 30 días después del tarrajeo, antes de pintar. Eliminar los residuos del tarrajeo con lija de agua #80. Aplicar dos manos de "Imprimante para Muros CPP", dejar secar 4 horas entre manos y luego aplicar ESMALTE SINTETICO PINTOR.

Superficies de madera

- ✓ La madera debe estar totalmente seca, limpia y sin residuos de cepillado. Lijar con lija #180 y eliminar residuos de lijado.

METODOS DE APLICACIÓN

Brocha, rodillo o pistola.

TIEMPOS DE SECADO

Al tacto	:	1 – 2 horas a 25°C
Al tacto duro	:	8 – 12 horas a 25°C
Repintado mínimo	:	16 – 24 horas a 25°C

PROCEDIMIENTO DE APLICACIÓN

1. La superficie a pintar debe estar con la pintura base adecuada, libre de suciedad, grasa, aceite, pintura antigua, pintura mal adherida, humedad y cualquier otro material extraño.
2. La brocha, rodillo o pistola a usar para la aplicación de la pintura se deben encontrar limpias y en buen estado.
3. Destape el envase de la pintura y mediante una paleta agítela hasta homogenizarla.
4. Agregue diluyente hasta que la pintura se pueda aplicar sin defectos, use un máximo de 1 volumen de diluyente por 6 volúmenes de pintura. Se recomienda diluir solo lo que se va a usar.
5. Aplique una capa delgada y uniforme, no recargar demasiado.
6. Después de 16 horas de secado como mínimo, aplique otra capa adicional si se requiere.

IMPRIMANTES RECOMENDADOS

- ✓ *Sobre acero*: Anticorrosivo Standard CPP.
- ✓ *Sobre madera*: Oleo Mate Sintético diluido.
- ✓ *Sobre galvanizado*: Wash Primer CPP, Jet Primer Epoxi.
- ✓ *Sobre concreto*: Imprimante para Muros CPP.

ACABADOS RECOMENDADOS

- ✓ No requiere.

DATOS DE ALMACENAMIENTO

Peso por galón : 3.6 ± 0.4 Kg., según color

Se garantiza buena estabilidad en almacenamiento hasta por 12 meses, si se almacena en envases herméticamente cerrados y bajo techo a temperaturas entre 4°C a 38°C.

ANEXO 10 pintura Epoxica

PERUPAINT
Coating & Marine

UNIPRIMER EPOX 600
BASE ANTICORROSIVA EPOXY POLIAMIDA

DESCRIPCIÓN

UNIPRIMER EPOX 600, anticorrosivo para mantenimiento de alto espesor. Puede ser repintado con cualquier pintura epóxica, caucho clorado o vinílicos etc.
Excelente resistencia a la intemperie y a la mayoría de solventes, tiene buenas propiedades físicas y químicas.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Componentes	2
Acabado	Mate
Color	Verde, Verde claro y Gris
Sólidos en volumen de la mezcla	60 +/- 2%
Número de capas	1
Espesor de capa (seco)	2.0 – 4.0 mils
Vida útil de la mezcla	5 - 6 horas a 25° C
Almacenamiento bajo techo ambiente ventilado a 25°C	La vida útil del producto es de 12 meses

PROPIEDADES DE RESISTENCIA

- Adherencia - Norma ASTM D 3359-B
  - Resultado: 3B
- Flexibilidad – Norma ASTM D 522
  - Doblado 180°, Mandril ¾, Resultado: Bueno
- Dureza de lápiz – Norma ASTM D 3363
  - Resultado: 3H

RENDIMIENTO:

Espesor recomendado

1 GAL	2.0 mils	4.0 mils
	44.7 m^2	22.4 m^2

Nota: Rendimientos sin considerar porcentaje de pérdida.

USOS APROPIADOS

Para dar una buena protección al acero de estructuras en la industria manufacturera y químicas.
Para proteger exteriores de tuberías y tanques en la industria.
Excelente protección para equipos sujetos al impacto.

TIEMPOS DE SECADO A 25°C

- Secado al Tacto: 2 horas
- Secado al tacto duro: 4-5 horas
- Secado para repintar: mín. 6 horas
  - Uniprimer epox 600: máx.Ilimitado
  - Epóxico: máx.Ilimitado
  - Poliuretano: máx.1 mes
  - Alquídico: máx.1 mes
- Secado completo: 7 Días

Los tiempos de secado dependen de la temperatura ambiental, de superficie, humedad relativa del ambiente y del espesor de la película de pintura. En condiciones diferentes a lo indicado, consultar con el departamento de Asistencia Técnica.

PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE

Toda superficie debe estar completamente seca y libre de elementos contaminantes antes de proceder al pintado. Eliminar aceites y grasas con nuestro producto SCHEM SB 15 según Norma SSPC-SP1.

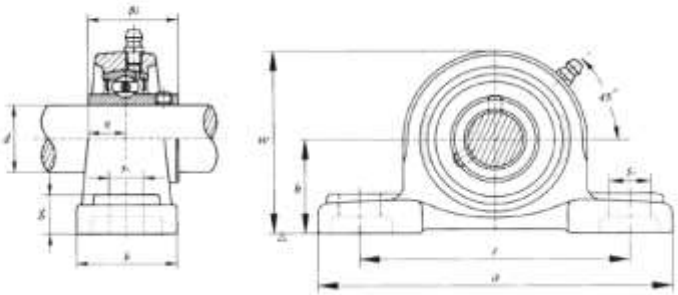
AMBIENTE	TIPO DE LIMPIEZA
Acero en ambiente normal	Limpieza con chorro abrasivo al grado comercial SSPC-SP6
Acero en ambiente agresivo	Limpieza con chorro abrasivo al grado metal blanco (SSPC-SP5) o metal cercano al blanco (SSPC-SP10).

ANEXO 11 Chumacero

立式座

Pillow Blocks

UCP 200 (normal-duty)



带座轴承代号 Bearing Unit No.	轴径 Shaft Dia. d (in.)	轴径 Shaft Dia. d (mm)	外形尺寸(毫米) Dimensions(mm) h	a	e	b	s₁	s₂	g	w	B₁	n	螺栓 Bolt Used (mm)	螺栓 Bolt Used (in.)	Bearing No.	Housing No.	重量 Weight (kg)
UCP201 201-8	1/2	12	30.2	127	96	38	19	13	15	62	31.0	12.7	M10	3/8	UCP201 201-8	P201	0.61
UCP202 202-10	5/8	15	30.2	127	96	38	19	13	15	62	31.0	12.7	M10	3/8	UCP202 202-10	P202	0.59
UCP203 203-11	11/16	17	30.2	127	96	38	19	13	15	62	31.0	12.7	M10	3/8	UCP203 203-11	P203	0.58
UCP204 204-12	3/4	20	33.3	127	96	38	19	13	15	65	31.0	12.7	M10	3/8	UCP204 204-12	P204	0.61
UCP205-14 205-15 205 205-16	7/8 15/16 1	25	36.5	140	105	38	19	13	16	70	34.1	14.3	M10	3/8	UCP205-14 205-15 205 205-16	P205	0.69
UCP206-18 206 206-19 206-20	1 1/8 1 3/16 1 1/4	30	42.9	165	121	48	21	17	18	83	38.1	15.9	M14	1/2	UCP206-18 206 206-19 206-20	P206	1.43
[illegible] 207-21 207-22 207 207-23	1 1/4 1 5/16 1 3/8 1 7/16	35	47.6	167	126	48	21	17	19	92	42.9	17.5	M14	1/2	[illegible] 207-21 207-22 207 207-23	[illegible]	1.34
UCP208-24 208-25 208	1 1/2 1 9/16	40	49.2	184	136	54	21	17	19	98	49.2	19.0	M14	1/2	UCP208-24 208-25 208	P208	1.80
UCP209-26 209-27 209-28 209	1 5/8 1 11/16 1 3/4	45	53.0	190	146	54	21	17	20	106	49.2	19.0	M14	1/2	UCP209-26 209-27 209-28 209	P209	1.96
UCP210-30 210-31 210 210-32	1 7/8 1 15/16 2	50	57.2	206	159	60	25	20	22	112	51.6	19.0	M16	5/8	UCP210-30 210-31 210 210-32	P210	2.49
UCP211-32 211-34 211 211-35	2 2 1/8 2 3/16	55	63.5	219	172	60	25	20	22	126	55.6	22.2	M16	5/8	UCP211-32 211-34 211 211-35	P211	2.91

ANEXO 12 ficha técnica de acero SAE 1045

FICHA TECNICA
SAE 1045

EUROPER

Aceros para Herramientas Maquinaria	Norma		
	SAE/AISI	W. Nr.	DIN
Barras y planchas	**1045**	**1.1730**	**Ck45**

Aplicaciones

Placas de respaldo, bases, paralelas, etc. para moldes, piezas y partes de máquinas que requieren dureza y tenacidad como ejes, manivelas, chavetas, pernos, engranajes de baja velocidad, acoplamientos, bielas, pasadores, cigüeñales. También se utiliza en la fabricación de herramientas agrícolas, mecánicas y de mano forjadas.

Composición Química (Valores promedio, %)

C	Si	Mn	P	S
0,43 – 0,5	≤ 0,4	0,6 – 0,9	≤ 0,035	≤ 0,035

Características del Acero

Acero no aleado y de medio contenido de carbono. Puede ser tratado térmicamente para endurecer su superficie, mediante tratamientos térmicos convencionales. Acero típico para el endurecimiento por inducción, pudiendo alcanzar durezas de hasta 58 HRc. Presenta una buena maquinabilidad pero baja soldabilidad.

Propiedades del Acero

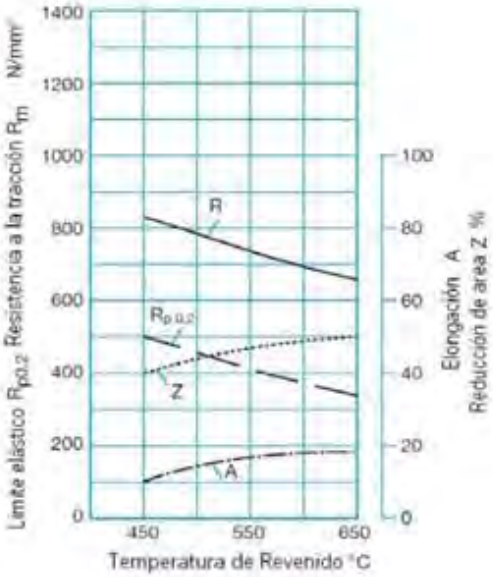
Propiedades Mecánicas.

Resistencia a la tracción, R_m	640 Mpa
Limite Elástico $R_{p\,0,2}$	340 Mpa
Reducción de área, Z	40%
Elongación, A_5	20%

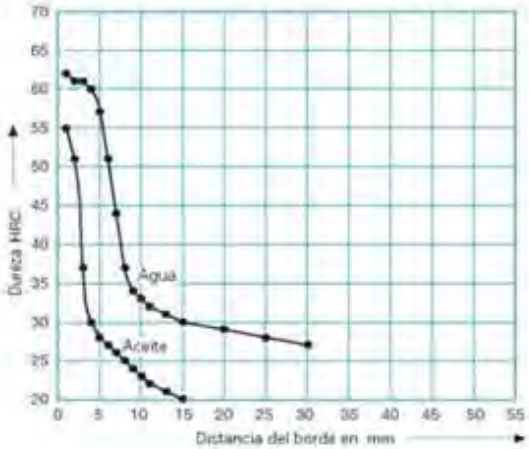
Propiedades Físicas.

Temperatura	20° C	200°C	400°C
Densidad kg/m²	7870	7820	7750
Expansión térmica (10^{-6}/°C)	-	12	13,5
Modulo de elasticidad Gpa	195	193	177
Conductividad Termica W/m· °C	-	40	41

Propiedades mecánicas en función de la temperatura



Curva de Templabilidad Jominy



ANEXO 13 ficha técnica de acero SAE 1020

PROMECOL LTDA.

SAE 1020

COMPOSICIÓN QUÍMICA	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo
	0.18/0.23	0.30/0.60	0.045	0.050	0.15/0.30			

PROPIEDADES MECÁNICAS

Estado del material	Resistencia a la tracción Kg/mm2	Límite elástico Kg/mm2	Alargamiento %	Reducción de área	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	40	31	25	41	40/180
Calibrado	55	38	15	30	180/220

TRATAMIENTO TÉRMICO

TRATAMIENTO	TEMPERATURA °C	ENFRIAMIENTO
Forja	1000-1200°C	Arena seca
Normalizado	890-920°C	Aire
Recocido Subcrítico	660-720°C	Horno
Cementación	900-930°C	Horno/Agua
Temple Capa Cementada	760-800°C	Agua
Revenido Capa Cementada	150-200°C	Aire

CARACTERÍSTICAS:

Acero estructural de bajo carbono, puede utilizarse en estado laminado en caliente, cementado o estirado en frío (calibrado) utilizado en elementos de maquinaria que requieren gran tenacidad, junto con una dureza no muy alta, posee buena ductilidad y soldabilidad.

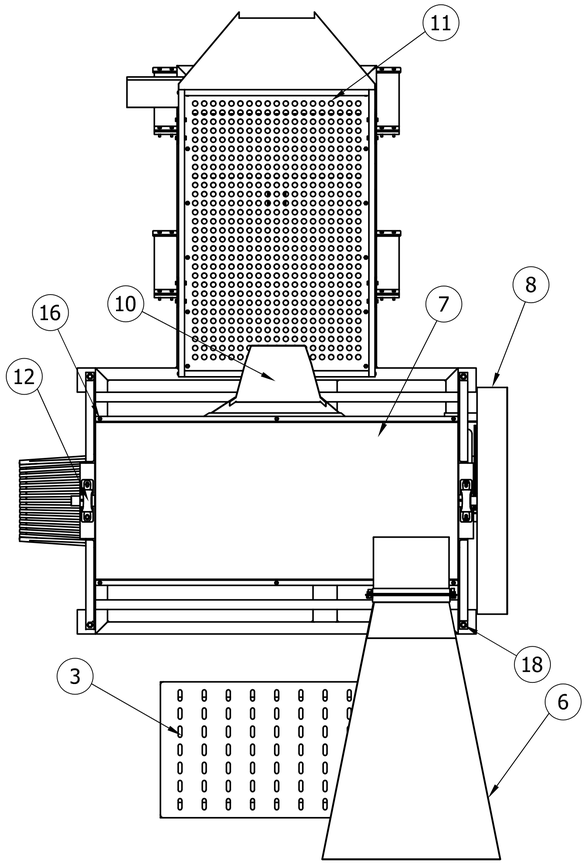
APLICACIONES:

Utilizado en partes de vehículos y maquinaria que no estén sometidos a grandes esfuerzos mecánicos.
Los más usuales son ejes, pasadores, eslabones para cadena, Bridas, Clavos de ferrocarril, tornillería grado 2 (corriente) grapas etc.

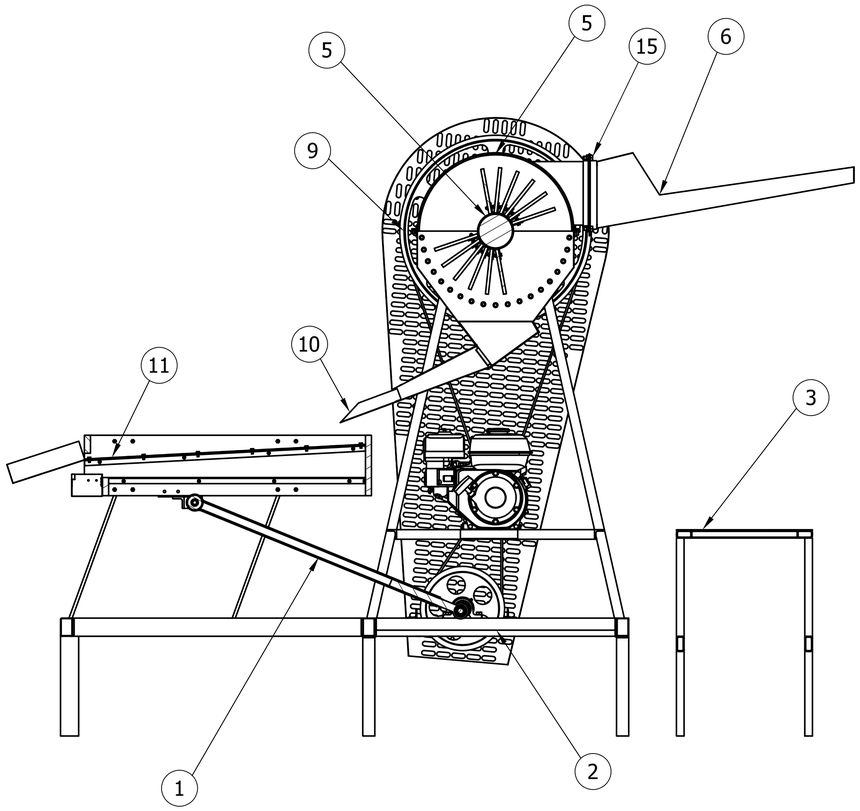
PERFILES USUALES	
●	3/32" hasta 6"
⬢	1/4" hasta 2"
■	3/16" hasta 2"
▬	3/4" X 3/16" hasta 3" X 3/4"

ANEXO 14 Especificaciones técnicas de los pernos

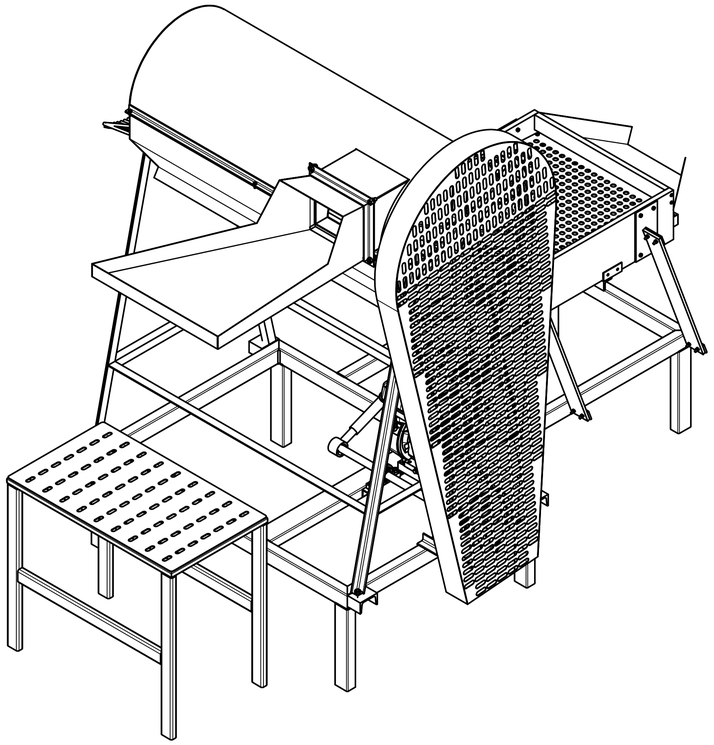
Característica	Especificación recomendada
Tipo	Perno hexagonal
Norma	ISO 4017 / DIN 933
Material	Acero al carbono
Grado de resistencia	8.8
Diámetros	M8, M10 y M12, según componente
Rosca	Rosca métrica, paso estándar
Tuerca	Hexagonal, clase 8
Arandelas	Planas y/o de presión
Resistencia a la tracción	≥ 800 MPa
Límite elástico	≥ 640 MPa
Acabado	Zincado o acero negro
Sistema de ajuste	Llave hexagonal
Aplicación	Unión de bastidor, tolva, soportes y componentes mecánicos



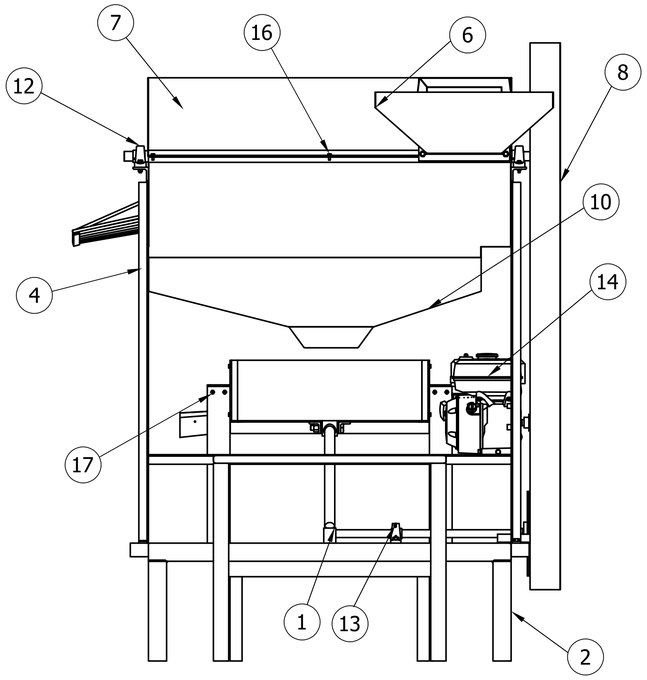
VISTA SUPERIOR



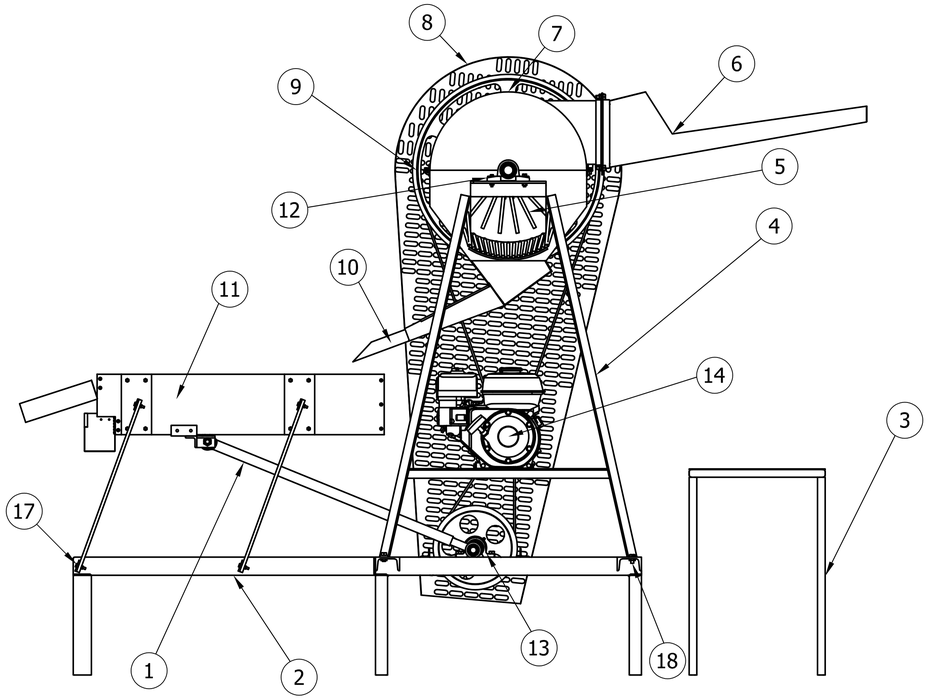
VISTA DE CORTE



VISTA ISOMETRICA



VISTA FRONTAL



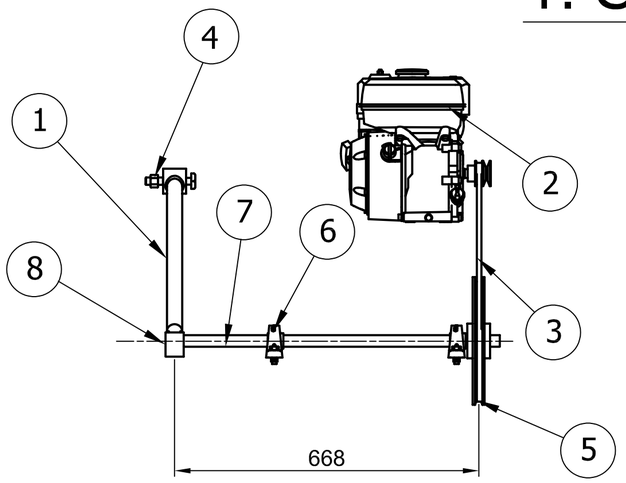
VISTA LATERAL

POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
18	4	PERNO DE CONEXION DE DESGRANADOR	ASTM A325	M10x30
17	16	PERNO DE CONEXION DE CRIBA	ASTM A325	M6x30
16	6	PERNO DE CONEXION DE CARCASA	ASTM A325	M6x16
15	4	PERNO DE CONEXION DE TOLVA	ASTM A325	M10x20
14	1	MOTOR DE COMBUSTION	HONDA	GX160
13	2	CHUMACERA DE CRIBA	P 205	SKF
12	2	CHUMACERA DE DESGRANADOR	P 207	SKF
11	1	CRIBA SELECCIONADORA		PLANO TDM - 12
10	1	TOBERA DE DESCARGA	FABRICACIÓN	PLANO TDM - 11
9	1	POLEA DEL DESGRANADOR	ALUMINIO 6082	PLANO TDM - 10
8	1	GUARDA DE SEGURIDAD	ASTM A36	PLANO TDM - 09
7	1	TAPA DE DESGRANADOR	ASTM A653	PLANO TDM - 08
6	1	TOLVA DE ENTRADA	ASTM A653	PLANO TDM - 07
5	1	TAMBOR DESGRANADOR	MAQUINADO	PLANO TDM - 06
4	1	ESTRUCTURA DE DESGRANADOR	ASTM A36	PLANO TDM - 05
3	1	BANQUITO DE DESGRANADOR	ASTM A500	PLANO TDM - 04
2	1	ESTRUCTURA BASE DE SOPORTE	ASTM A500	PLANO TDM - 03
1	1	SISTEMA DE BIELA MANIVELA	ASTM A36	PLANO TDM - 02

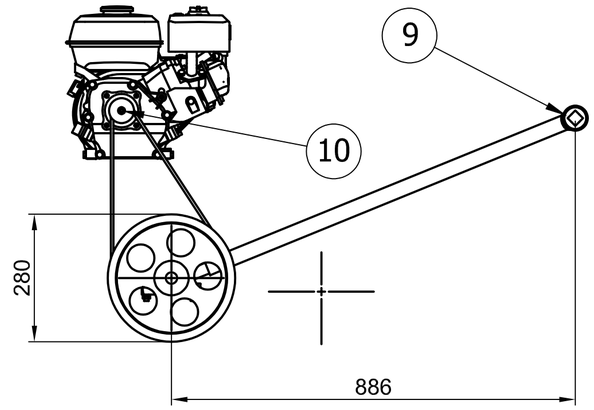
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	PLANO DE CONJUNTO GENERAL DE LA MÁQUINA DESGRANADORA Y SELECCIONADORA DE MAÍZ	ESCALA: 1/10
		FECHA: 11/06/2026
DIBUJADO POR: BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO		FORMATO: A1
REVISADO POR: ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL		HOJA: TDM-01

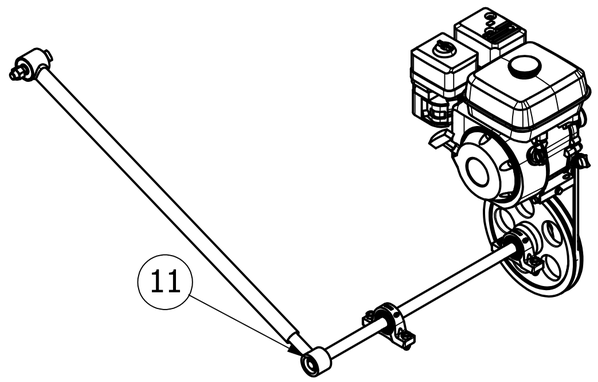
1. SISTEMA DE BIELA MANIVELA



VISTA FRONTAL

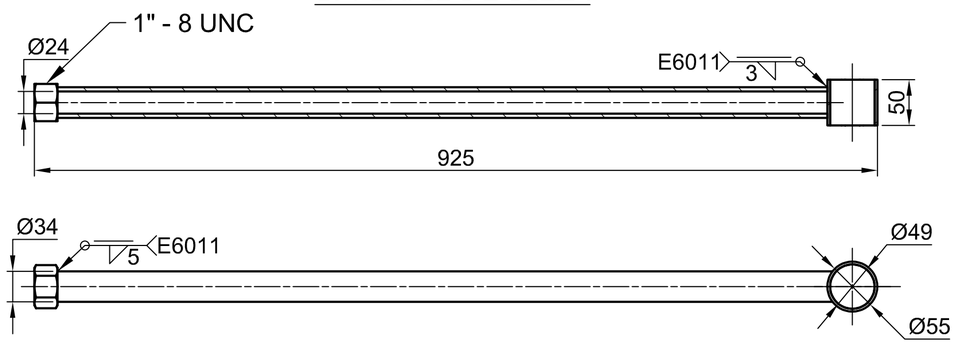


VISTA LATERAL



VISTA ISOMÉTRICA

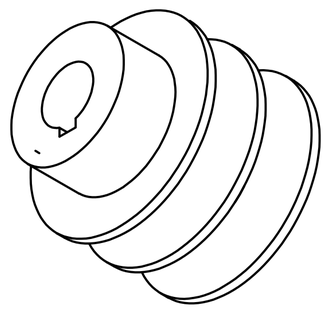
1. PERFIL DE BIELA

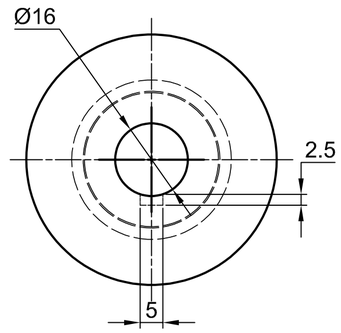


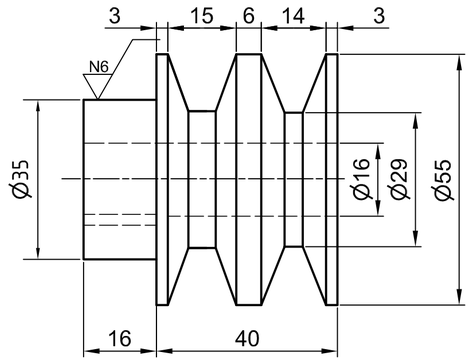
ESCALA 1:5

texto de cotas

10. ACOPLE ROSCADO DE MANIVELA

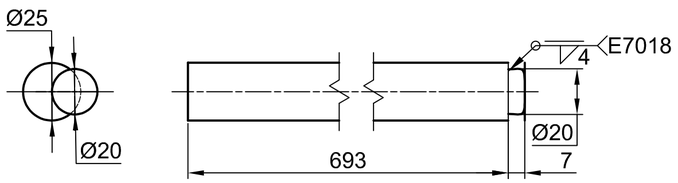






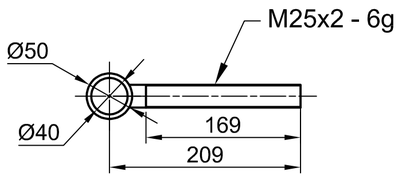
ESCALA 1:1

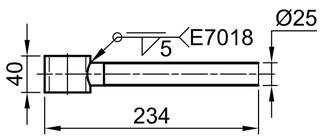
7. EJE DE CRIBA



ESCALA 1:2

8. ACOPLE ROSCADO DE MANIVELA





ESCALA 1:5

POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
11	1	RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS	16004 SKF	D2
10	2	POLEA MOTRIZ	ALUMINIO 6061-T6	C1-C4
9	2	RODAMIENTO RIGIDO DE BOLAS	6203 - 2RSL	E4
8	1	ACOPLE ROSCADO DE MANIVELA	ASTM A36	A4-A5 o B4-B5
7	1	EJE DE CRIBA	SAE 1045	B6-B8
6	2	CHUMACERA	P 205	D2
5	1	POLEA CONDUCIDA DE CRIBA	ALUMINIO 6061-T6	E5
4	1	PERNO CABEZA CUADRADA	ASTM A325 M16 X 100	F4
3	1	CORREA TRAPEZOIDAL	CAUCHO SINTÉTICO	E5
2	1	MOTOR DE COMBUSTION	GX160 HONDA	E2
1	1	PERFIL DE BIELA	ASTM A36	C5-C8

TOLERANCIA DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	mas de 0.5 hasta 3	mas de 3 hasta 6	mas de 6 hasta 30	mas de 30 hasta 120	mas de 120 hasta 400
MEDIO	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN

PLANO DE SISTEMA DE BIELA MANIVELA

ESCALA: 1/10

FECHA: 11/06/2026

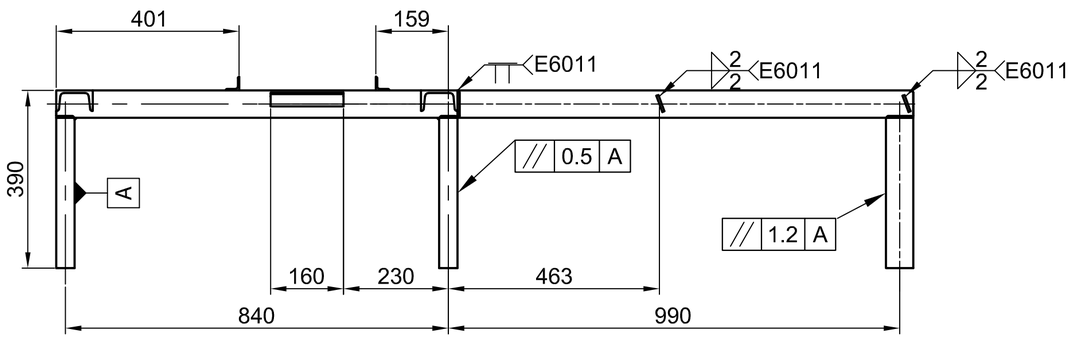
DIBUJADO POR: BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO

FORMATO: A2

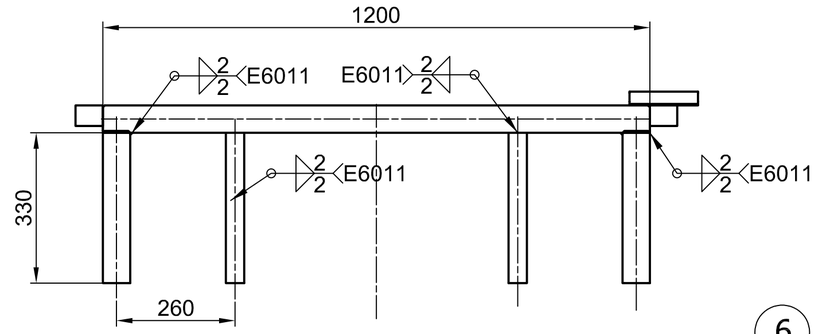
REVISADO POR: ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL

HOJA: TDM-02

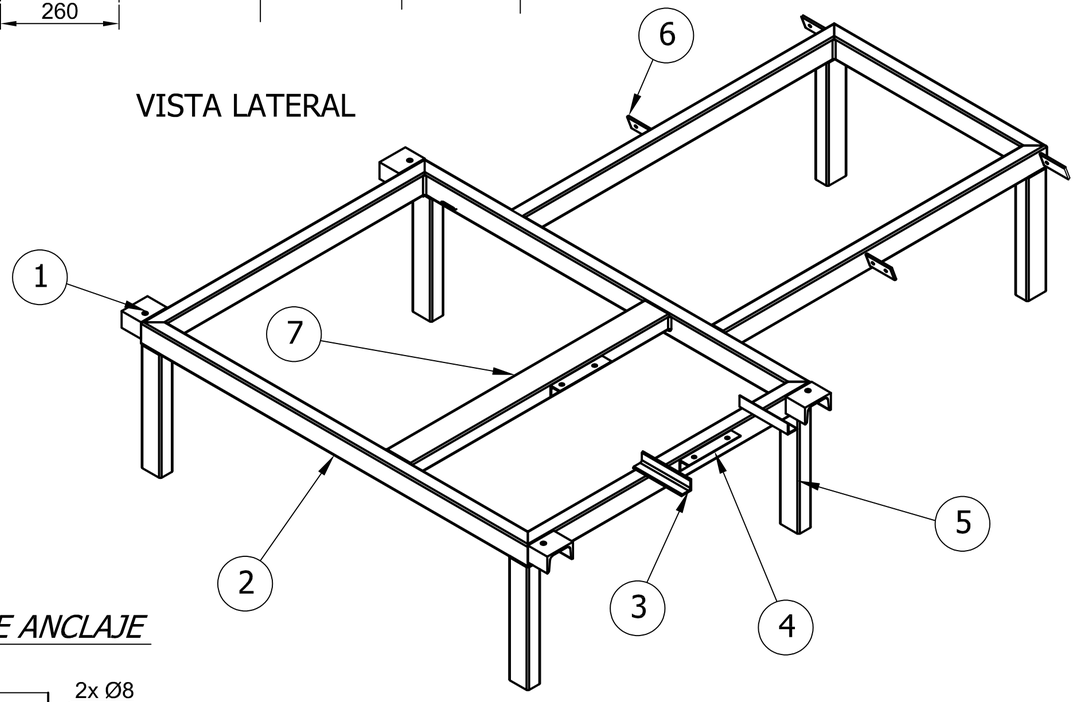
2. ESTRUCTURA BASE DE SOPORTE

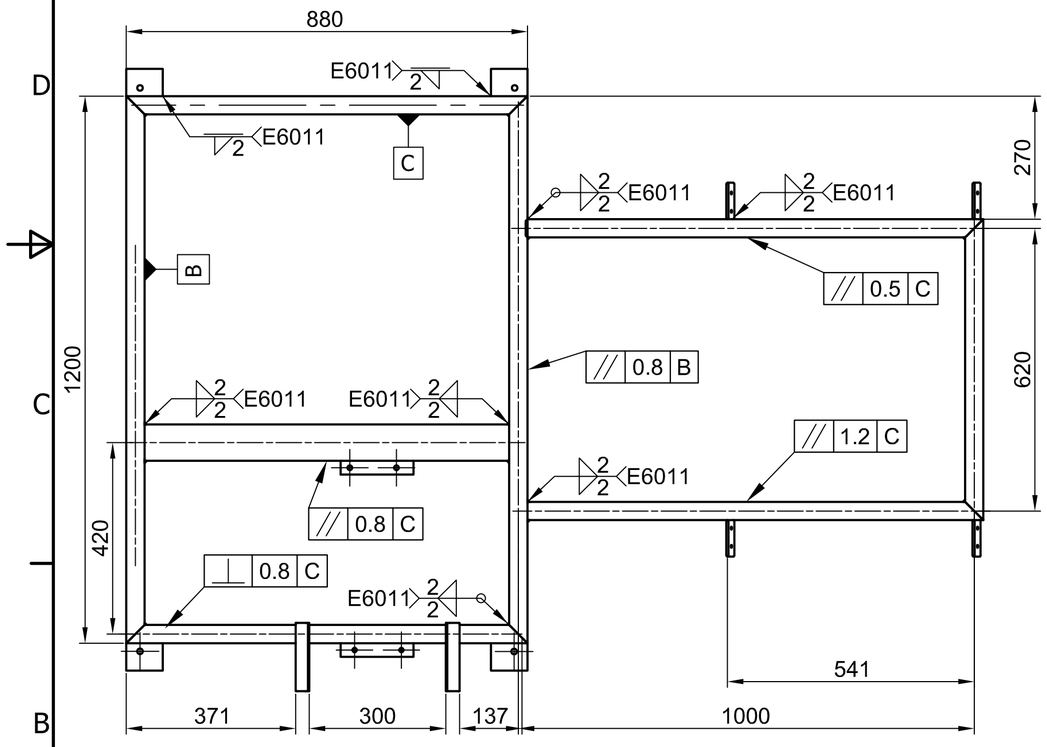


VISTA FRONTAL



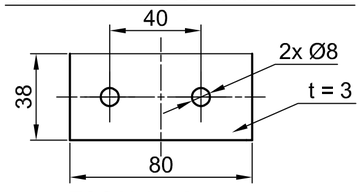
VISTA LATERAL





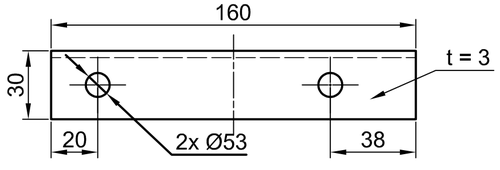
VISTA SUPERIOR

6. PLATINA DE ANCLAJE



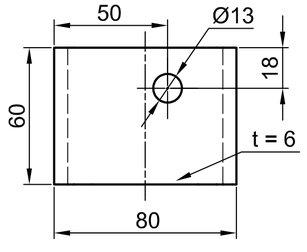
ESCALA 1:2

4. SOPORTE DE CHUMACERA



ESCALA 1:2

1. OREJA DE ANCLAJE



ESCALA 1:2

POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL		OBSERVACIONES
7	1	PERFIL RIGIDIZADOR	ASTM A36	C 80x45x6	C2
6	4	PLATINA DE ANCLAJE	ASTM A36	PL 80x38X3mm	A5
5	6	PATAS DE SOPORTE	ASTM A500	TR 60x40x2mm	B4
4	1	SOPORTE DE CHUMACERA	ASTM A36	L 30x30x3mm	E4
3	1	SOPORTE DE GUARDA	ASTM A36	L 30x30x3mm	C2
2	1	MARCO DE SOPORTE	ASTM A500	TR 60x40x2mm	B5-B8
1	4	OREJA DE ANCLAJE	ASTM A36	C 80x45x6	A3-A4

TOLERANCIA DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN

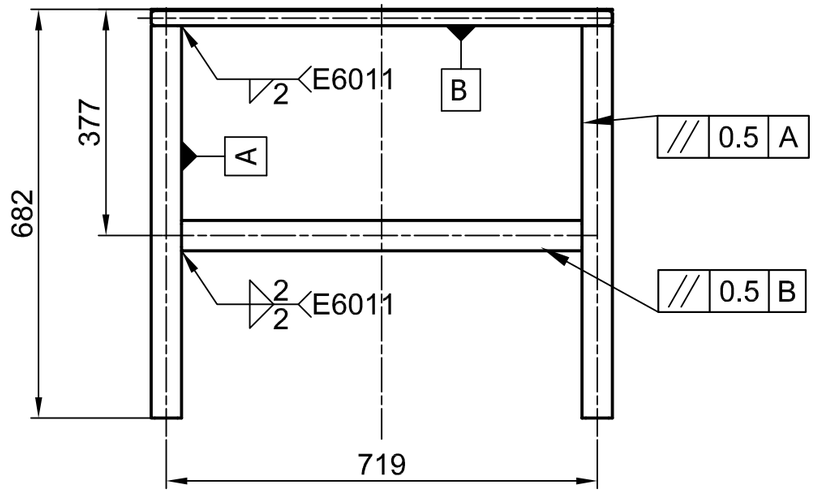
PLANO ESTRUCTURA BASE DE SOPORTE

ESCALA: 1/10
FECHA: 11/06/2026
FORMATO: A2
HOJA: TDM-03

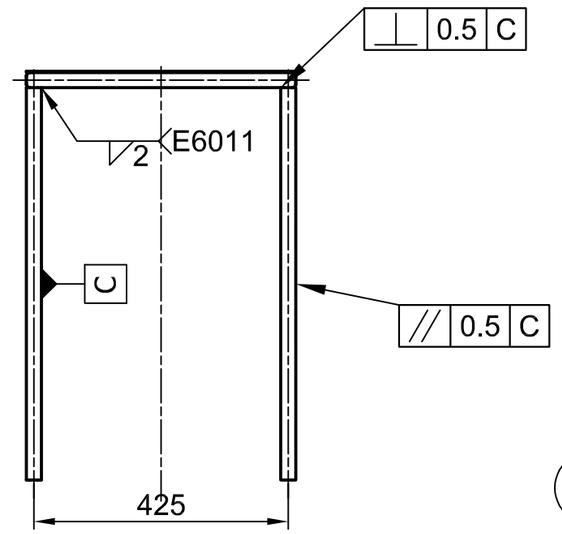
DIBUJADO POR
BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO

REVISADO POR
ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL

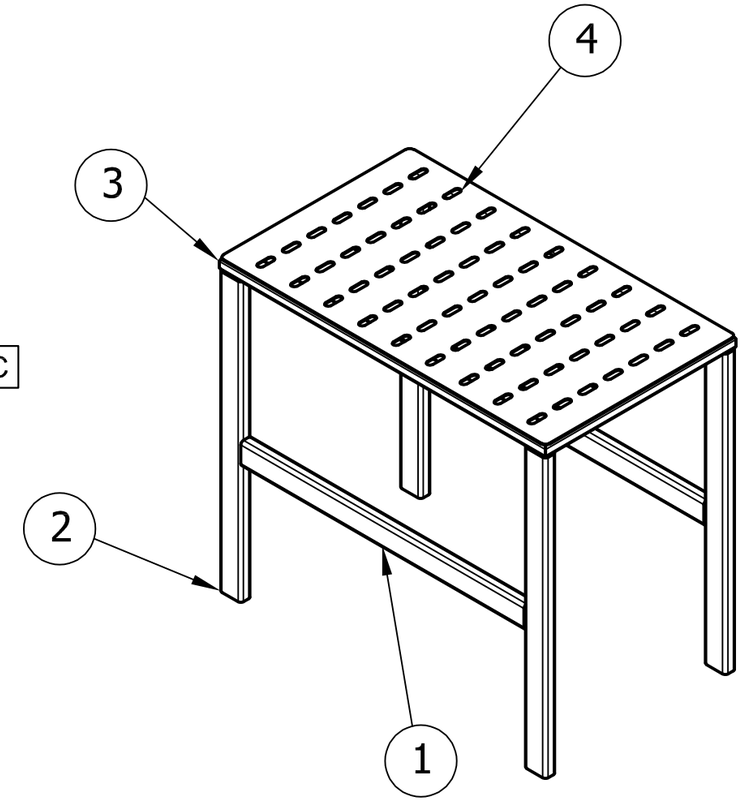
3. BANQUITO DE DESGRANADOR



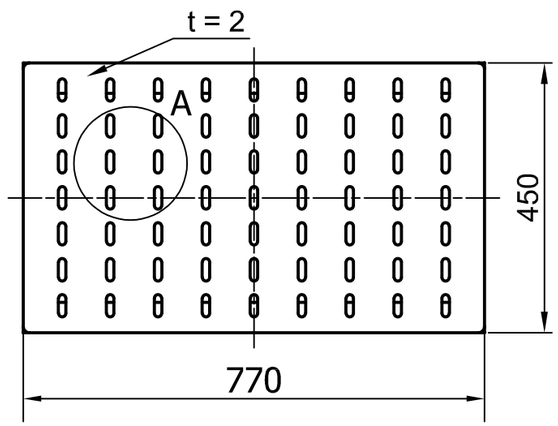
VISTA FRONTAL



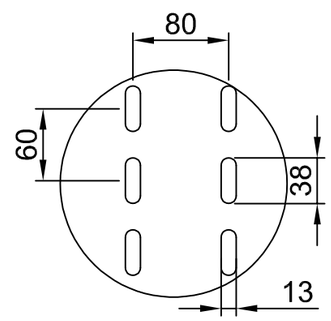
VISTA LATERAL



VISTA ISOMÉTRICA



VISTA SUPERIOR



DETALLE A
ESCALA 1:5

POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
4	1	PLANCHA PERFORADA DE ACERO	ASTM A36 PL = 2 mm	B5
3	1	MARCO DE SOPORTE	ASTM A500 TR 50x25x2mm	C5-D5
2	4	PATAS DE SOPORTE	ASTM A500 TR 50x25x2mm	D3-D4 o C3-C4
1	2	PERFIL RIGIDIZADORA	ASTM A500 TR 50x25x2mm	C2

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN

PLANO DE BANQUITODE DESGRANADOR

ESCALA: 1/10

FECHA: 11/06/2026

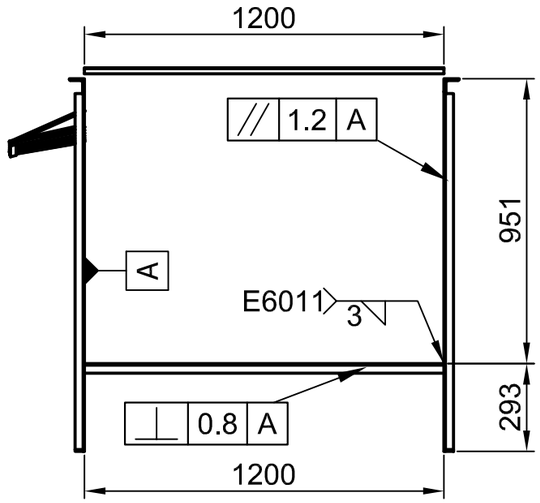
DIBUJADO POR
BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO

FORMATO: A3

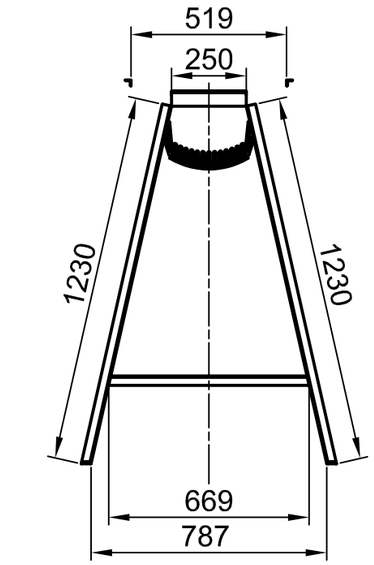
REVISADO POR
ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL

HOJA: TDM-04

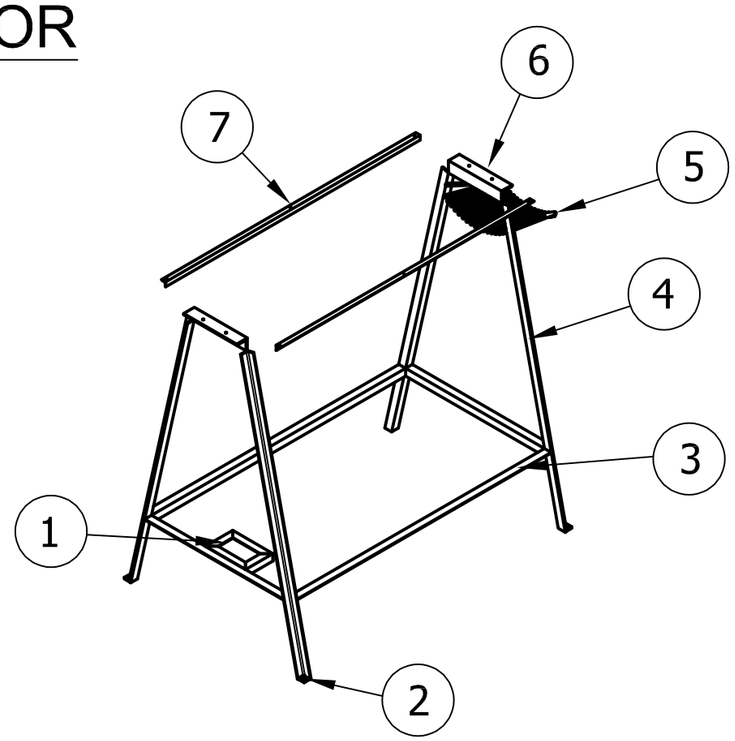
4. ESTRUCTURA DE DESGRANADOR



VISTA LATERAL

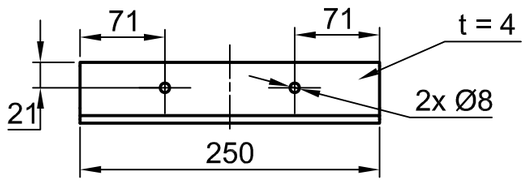


VISTA FRONTAL

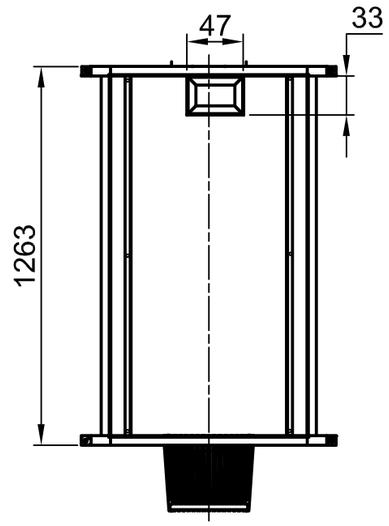


VISTA ISOMÉTRICA

6. PLATINA DE ANCLAJE

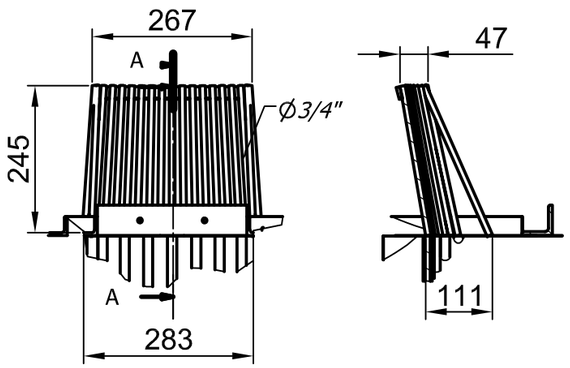


ESCALA 1:5



VISTA SUPERIOR

5. TOBERA DE SALIDA DE MARLO



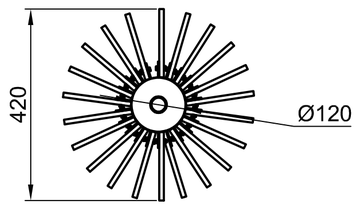
ESCALA 1:10

POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
7	2	ANGULAR DE ANCLAJE DE PLANCHA	ASTM A36 L 30x30x4mm	D2
6	2	ANGULAR DE ANCLAJE DE CHUMACERA	ASTM A36 L 50x50x4mm	B5-B6 o C5-C6
5	1	TOBERA DE SALIDA DE MARLO	ASTM A36 Ø$\frac{3}{4}$" BARRA	A5-A6 o B5-B6
4	4	PATAS DE ESTRUCTURA	ASTM A36 L 30x30x4mm	D3-D4
3	1	MARCO DE SOPORTE	ASTM A36 L 30x30x4mm	C1-C2
2	4	OREJA DE ANCLAJE	ASTM A36 L 30x30x4mm	C2
1	1	ESTRUCTURA BASE DE MOTOR	ASTM A36 L 30x30x4mm	C2

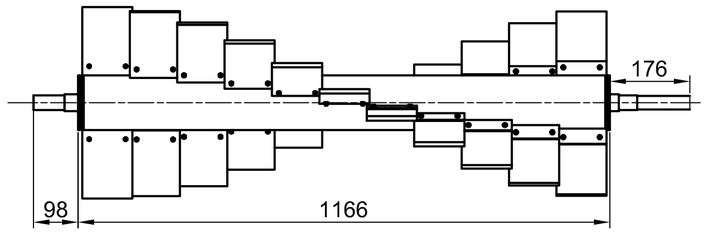
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	ESTRUCTURA DE DESGRANADOR	ESCALA: 1/20
		FECHA: 11/06/2026
DIBUJADO POR BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO		FORMATO: A3
REVISADO POR ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL		HOJA: TDM-05

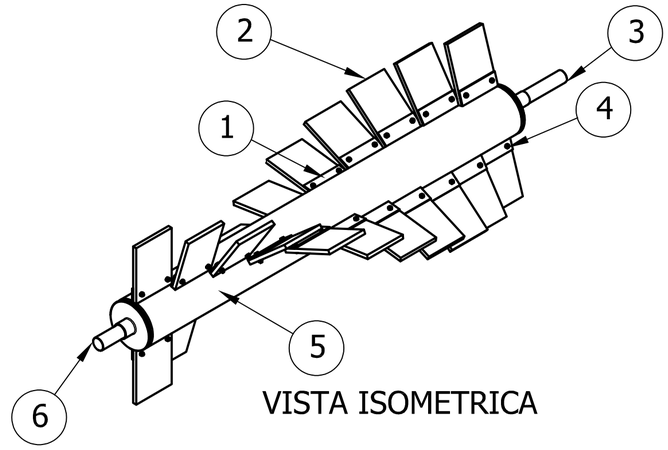
5. TAMBOR DESGRANADOR



VISTA FRONTAL

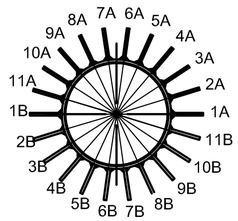


VISTA LATERAL

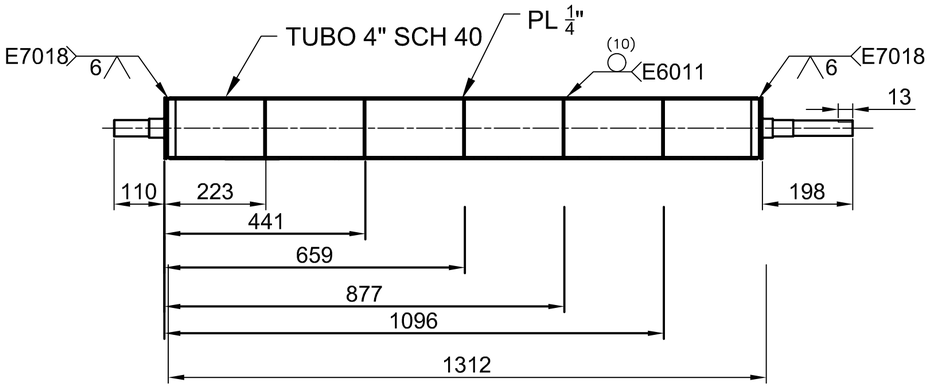


VISTA ISOMETRICA

DISPOSICIÓN DE PLACAS

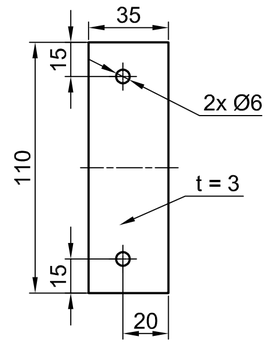


ESCALA 1:5



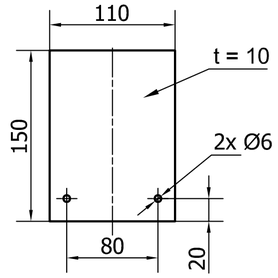
ESCALA 1:10

1. PLACA DE CONEXIÓN



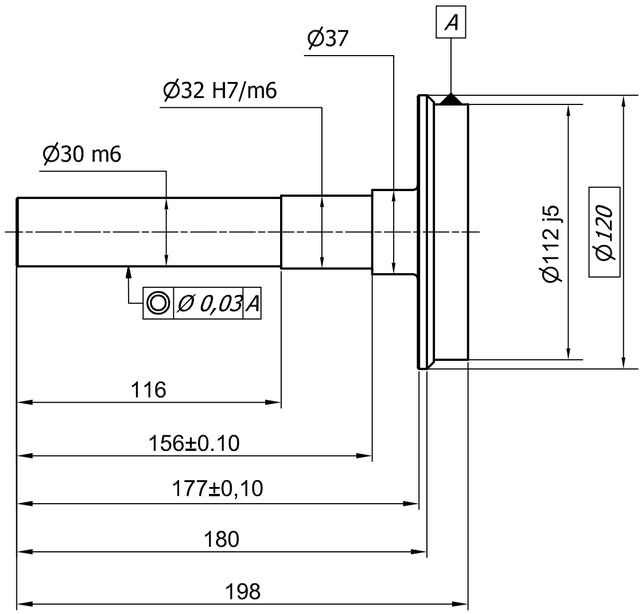
ESCALA 1:2

2. PALETA DESGRANADORA DE CAUCHO



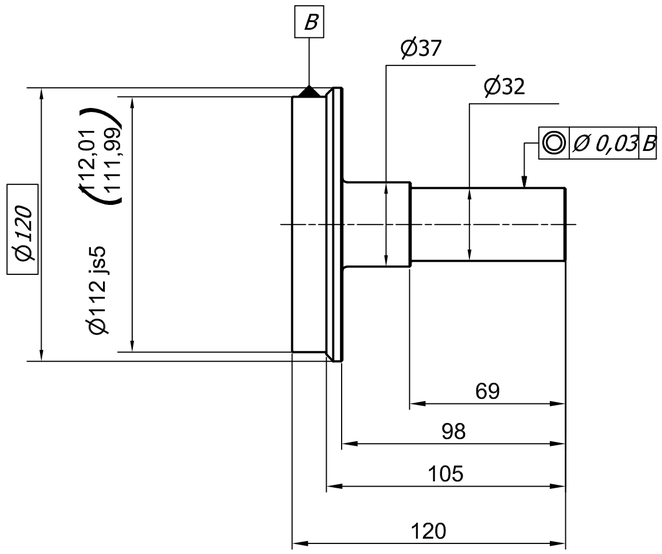
ESCALA 1:2

3 EJE DE TAMBOR 1



ESCALA 1:2

6. EJE DE TAMBOR 2



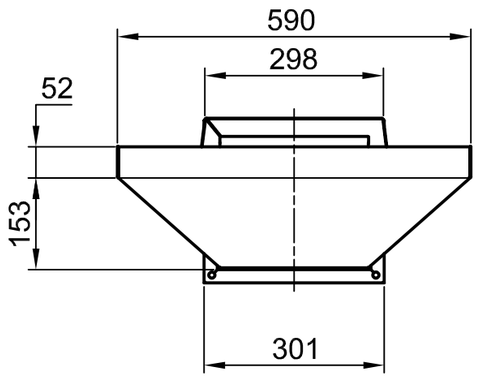
ESCALA 1:2

POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
6	1	EJE 2 DE TAMBOR	SAE 1020	B6-B7
5	1	TAMBOR DE DESGRANE	ASTM A53 GR. B TUBO 4" SCH 40	D4-D6
4	44	PERNO DE CONEXION	ASTM A325 M5x20 mm	
3	1	EJE 1 DE TAMBOR	SAE 1020	B4-B5
2	22	PALETA DESGRANADORA	CAUCHO SVR e = 10 mm	C1-D1
1	22	PLACA DE CONEXIÓN	ASTM A36 PL 110x3 mm	C2-D2

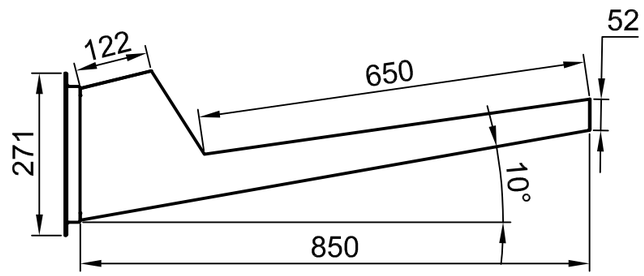
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	TAMBOR DESGRANADOR	ESCALA: 1/10
		FECHA: 11/06/2026
DIBUJADO POR BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO		FORMATO: A2
REVISADO POR ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL		HOJA: TDM-06

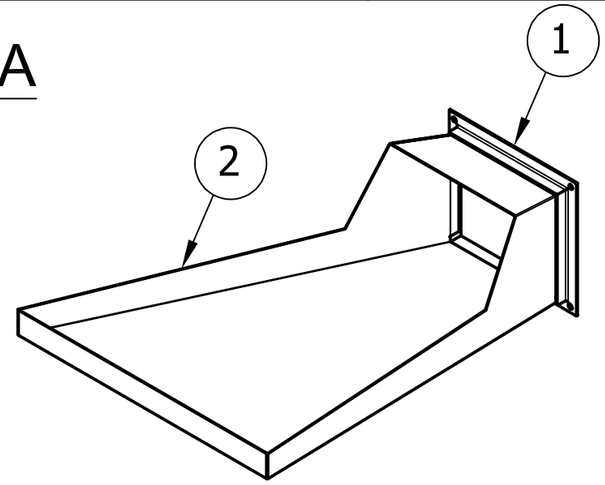
6. TOLVA DE ENTRADA



VISTA FRONTAL

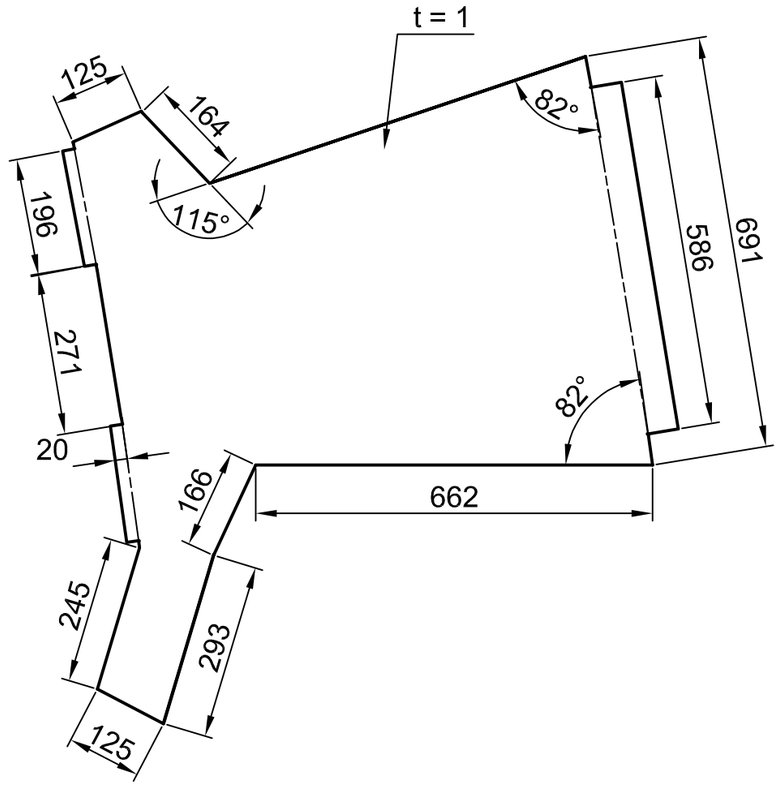


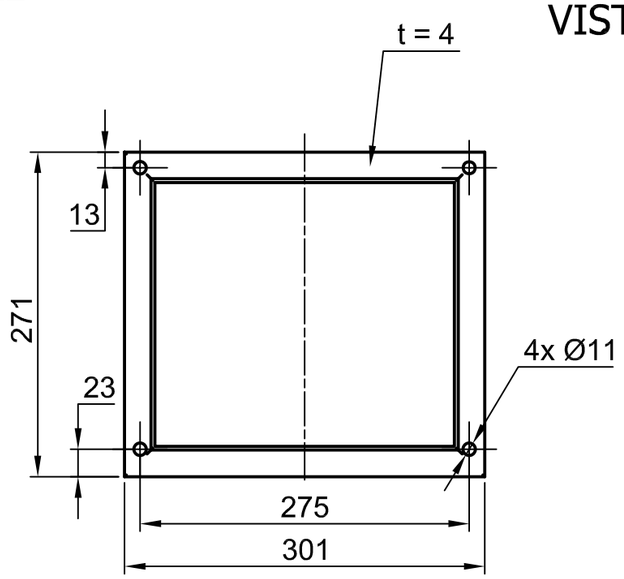
VISTA LATERAL



VISTA ISOMETRICA

VISTA DESPLEGADA





ESCALA 1:5

POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
2	1	TOLVA DE ENTRADA	ASTM A653 e = 1 mm	D4-D6
1	1	ESTRUCTURA DE ANCLAJE DE TOLVA	ASTM A36 L 50x50x4mm	B3-C3 o C2-C3

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN

TOLVA DE ENTRADA

ESCALA: 1/10

FECHA: 11/06/2026

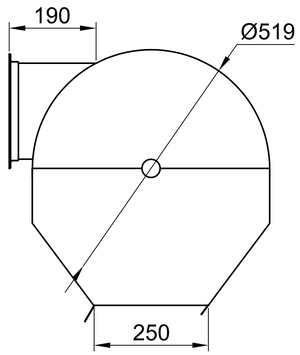
DIBUJADO POR
BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO

FORMATO: A3

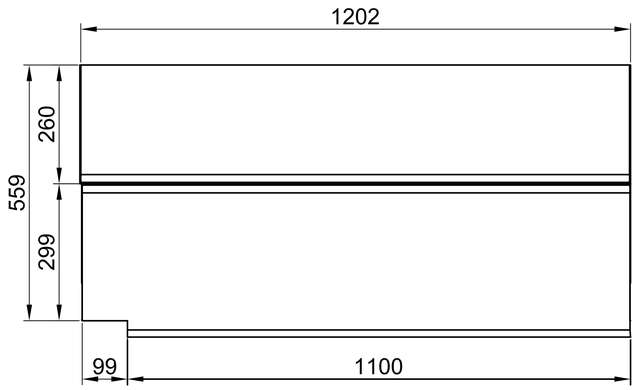
REVISADO POR
ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL

HOJA: TDM-07

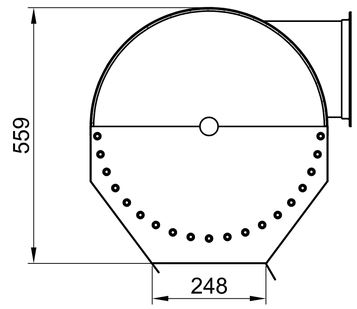
7. TAPA DE DESGRANADOR

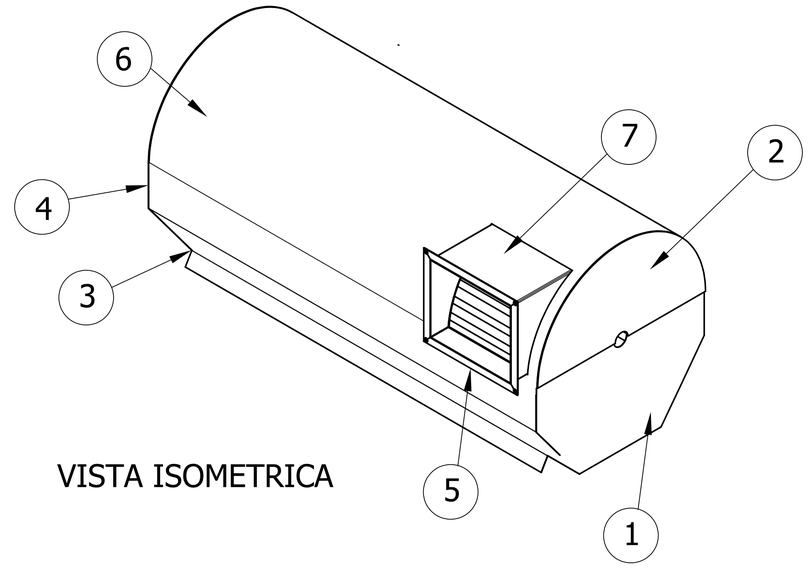


VISTA LATERAL



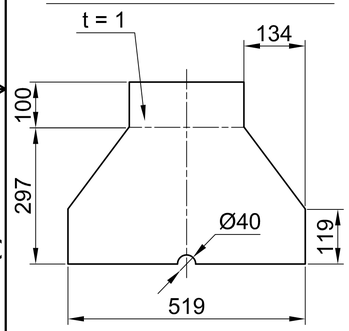
VISTA FRONTAL





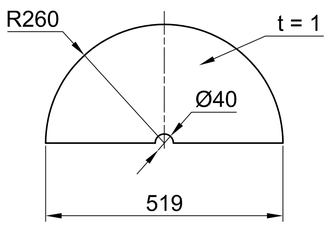
VISTA ISOMETRICA

1. TAPA INFERIOR 1



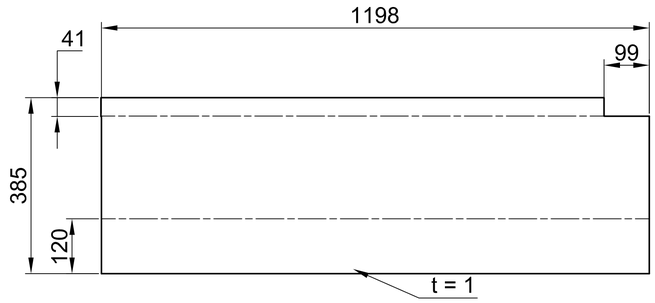
ESCALA 1:10

2. TAPA SUPERIOR



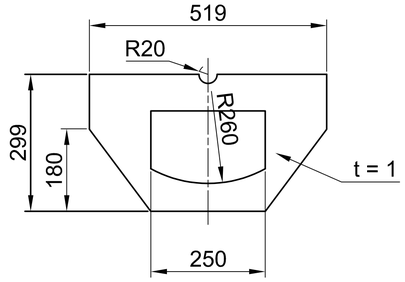
ESCALA 1:10

3. CARCASA INFERIOR



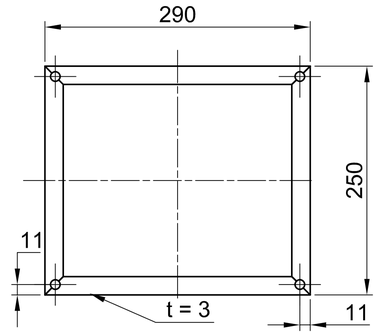
ESCALA 1:10

4. TAPA INFERIOR 2



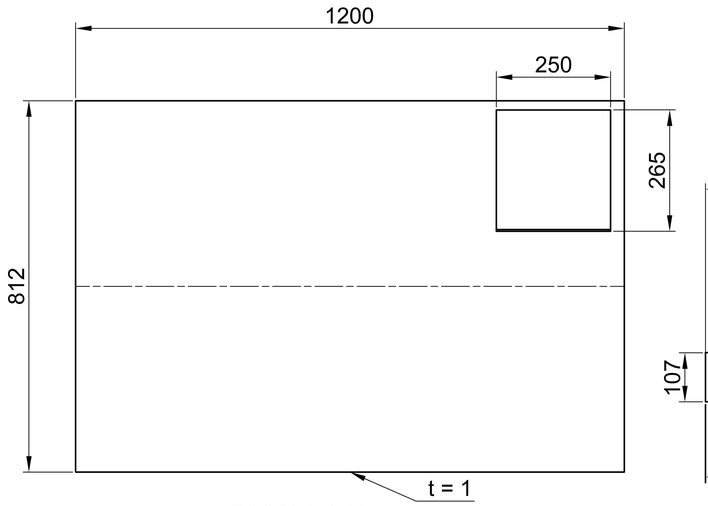
ESCALA 1:10

5. ANCLAJE DE TOLVA



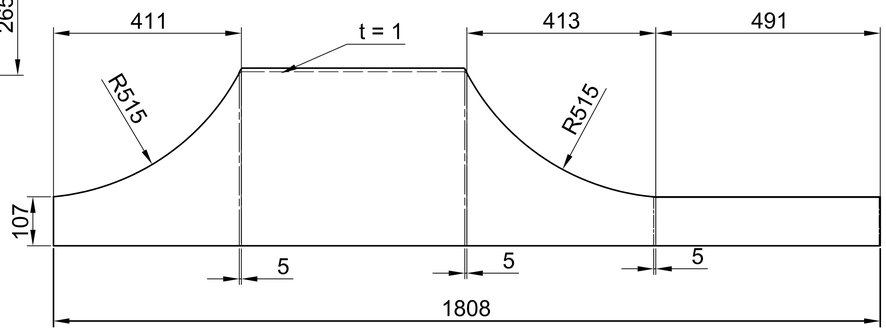
ESCALA 1:5

6. CARCASA SUPERIOR



ESCALA 1:10

7.CUELLO DE ENTRADA DE MAIZ



ESCALA 1:10

POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
7	1	CUELLO DE ENTRADA DE MAIZ	ASTM A325 PL = 1 mm	A3-A6 o B3-B6
6	1	CARCASA SUPERIOR	ASTM A325 PL = 1 mm	A6-A7 o B6-B7
5	1	ANCLAJE DE TOLVA	ASTM A36 L 25x25x3 mm	C1
4	1	TAPA INFERIOR 2	ASTM A325 M5x20 mm	C2
3	2	CARCASA INFERIOR	ASTM A653 PL = 1 mm	C5-C3
2	2	TAPA SUPERIOR	ASTM A653 PL = 1 mm	C6
1	1	TAPA INFERIOR 1	ASTM A653 PL = 1 mm	C7-D7

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN

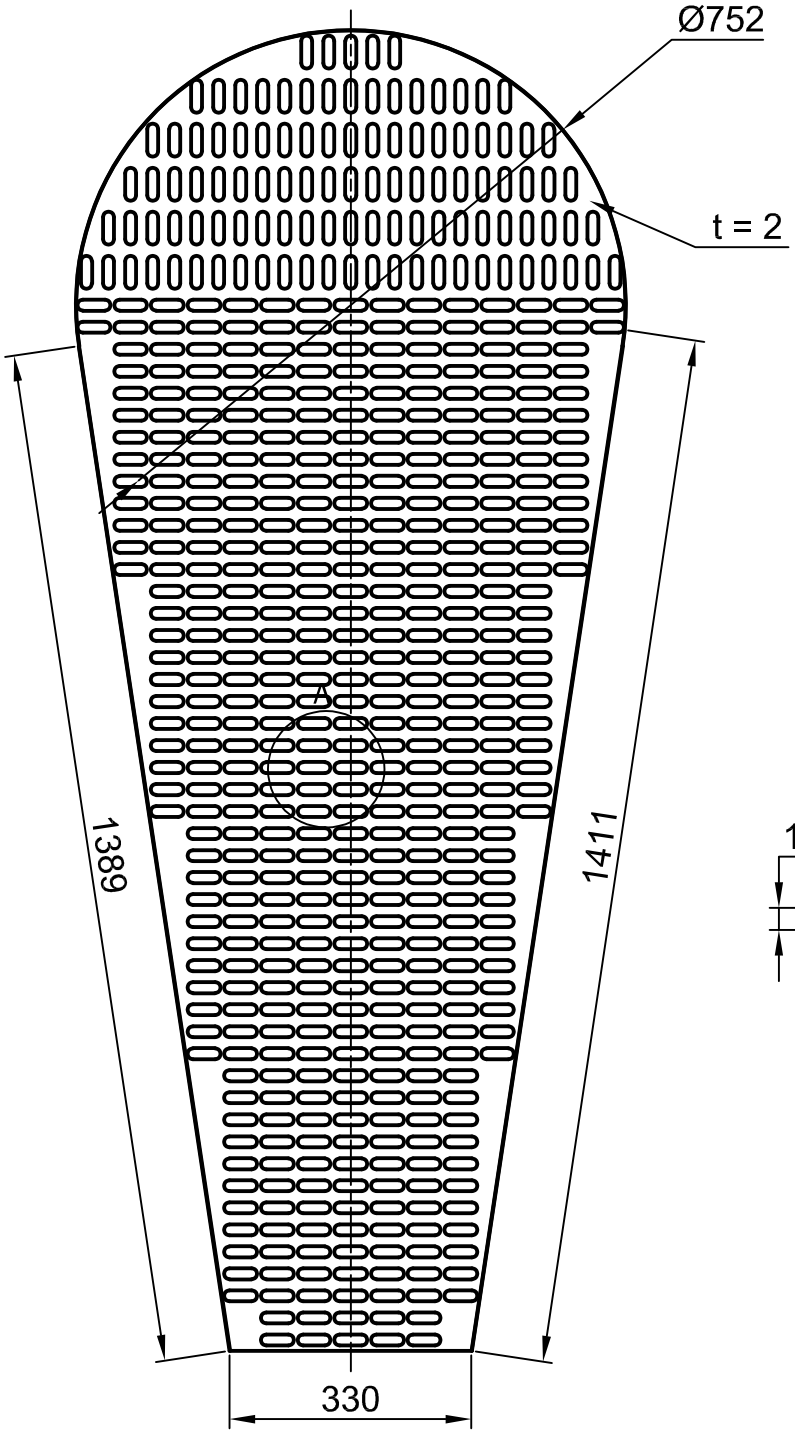
TAMBOR DESGRANADOR

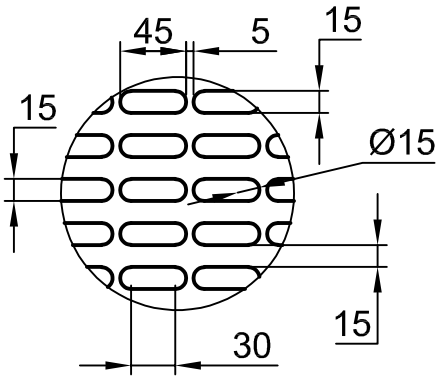
ESCALA: 1/10
FECHA: 11/06/2026
FORMATO: A2
HOJA: TDM-08

DIBUJADO POR
BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO

REVISADO POR
ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL

8. GUARDA DE SEGURIDAD



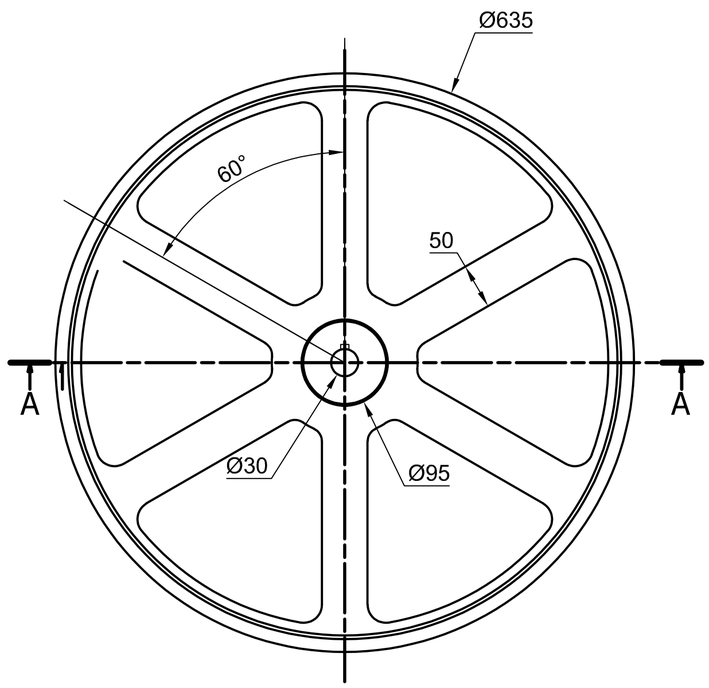


DETALLE A
ESCALA 1:5

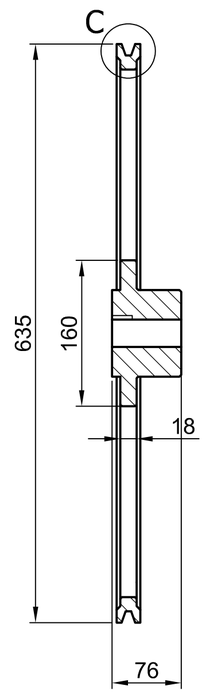
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	GUARDA DE SEGURIDAD	ESCALA: 1/10
		FECHA: 11/06/2026
DIBUJADO POR BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO		FORMATO: A4
REVISADO POR ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL		HOJA: TDM-09

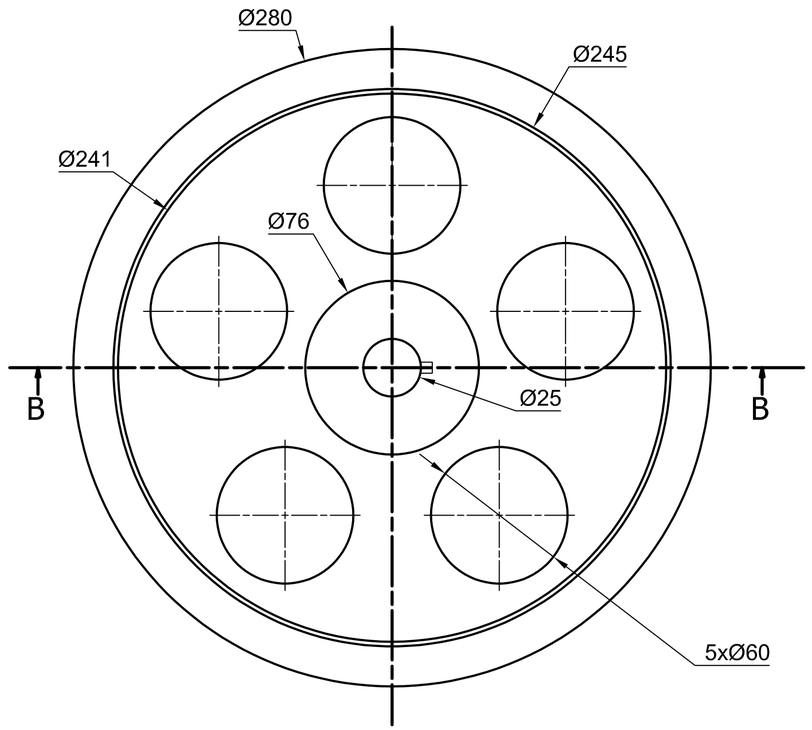
9. POLEA DE DESGRANADOR



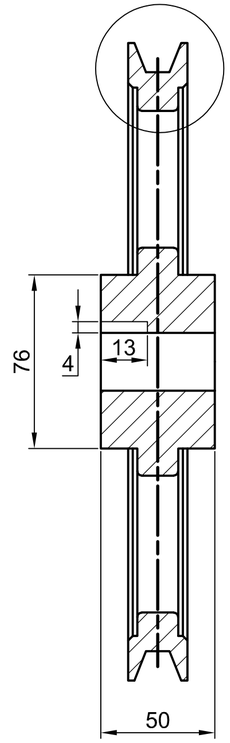
VISTA DE CORTE
A-A

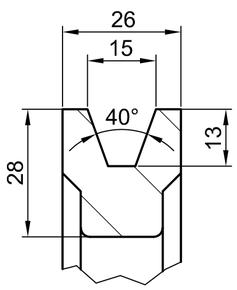


POLEA DE CRIBA

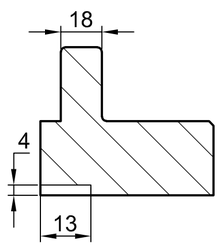


VISTA DE CORTE
B-B

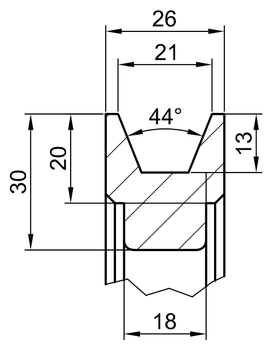




DETALLE A
ESCALA 1:1



ESCALA 1:1

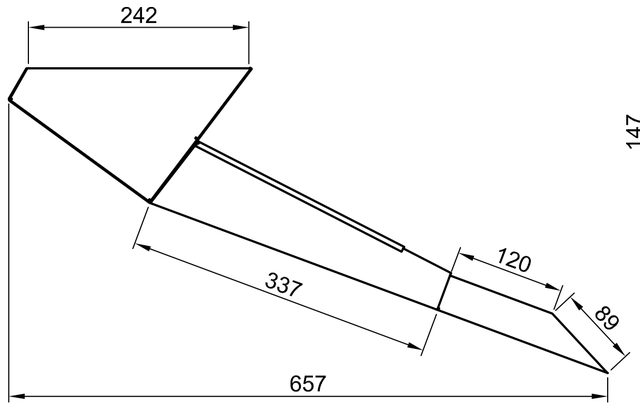


DETALLE B
ESCALA 1:1

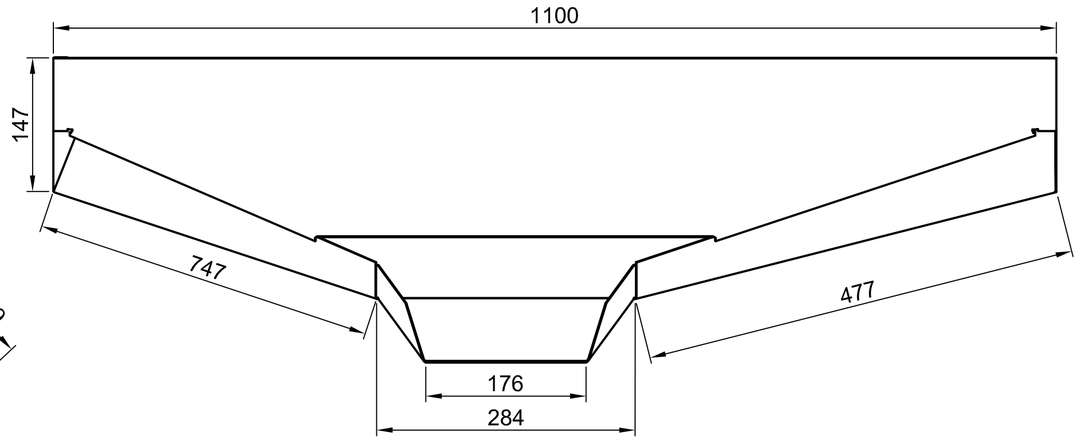
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	TAMBOR DESGRANADOR	ESCALA: 1/10
		FECHA: 11/06/2026
DIBUJADO POR: BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO		FORMATO: A2
REVISADO POR: ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL		HOJA: TDM-10

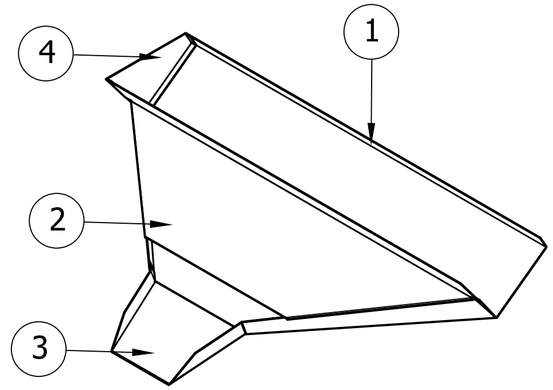
10. TOBERA DE DESCARGA



VISTA LATERAL

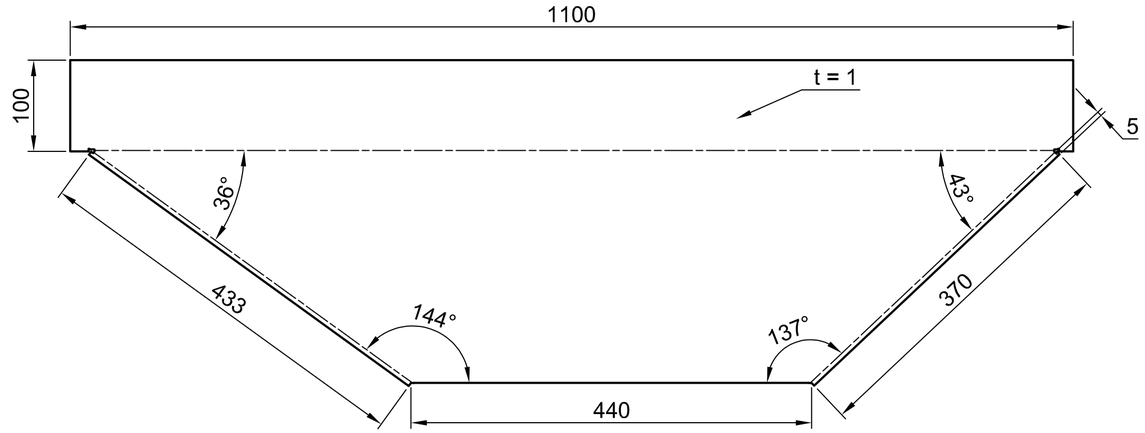


VISTA FRONTAL



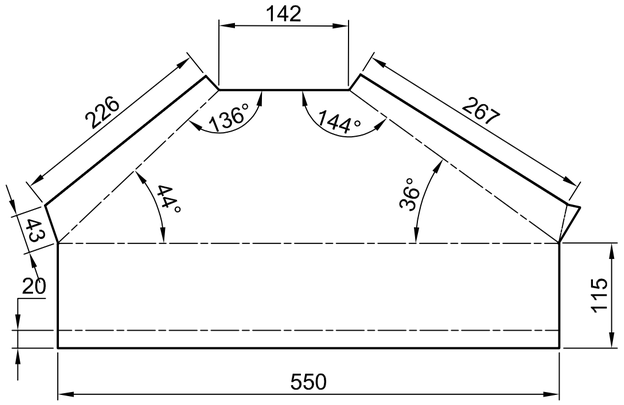
VISTA ISOMETRICA

1. CHAPA INFERIOR



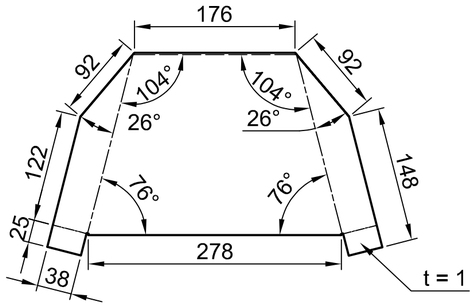
ESCALA 1:5

2. CHAPA SUPERIOR



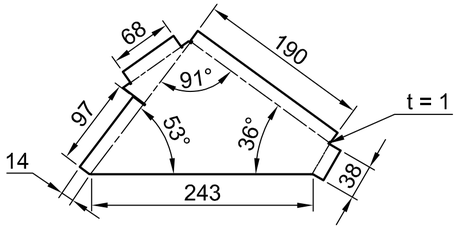
ESCALA 1:5

3. CHAPA DE SALIDA



ESCALA 1:5

4. CHAPA LATERAL



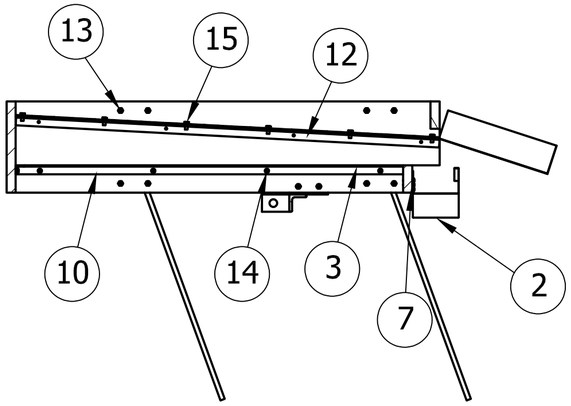
ESCALA 1:5

POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL		OBSERVACIONES
4	1	CHAPA LATERAL	ASTM A653	PL = 1 mm	C4-C7 o B4-B7
3	1	CHAPA DE SALIDA	ASTM A653	PL = 1 mm	C2-C3
2	1	CHAPA SUPERIOR	ASTM A653	PL = 1 mm	A7-B7
1	1	CHAPA INFERIOR	ASTM A653	PL = 1 mm	A5-B5

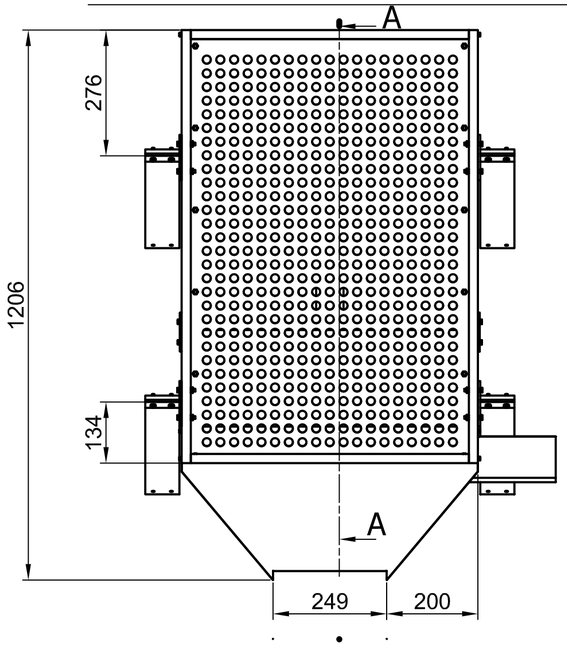
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	TOBERA DE DESCARGA	ESCALA: 1/10
		FECHA: 11/06/2026
DIBUJADO POR: BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO		FORMATO: A2
REVISADO POR: ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL		HOJA: TDM-11

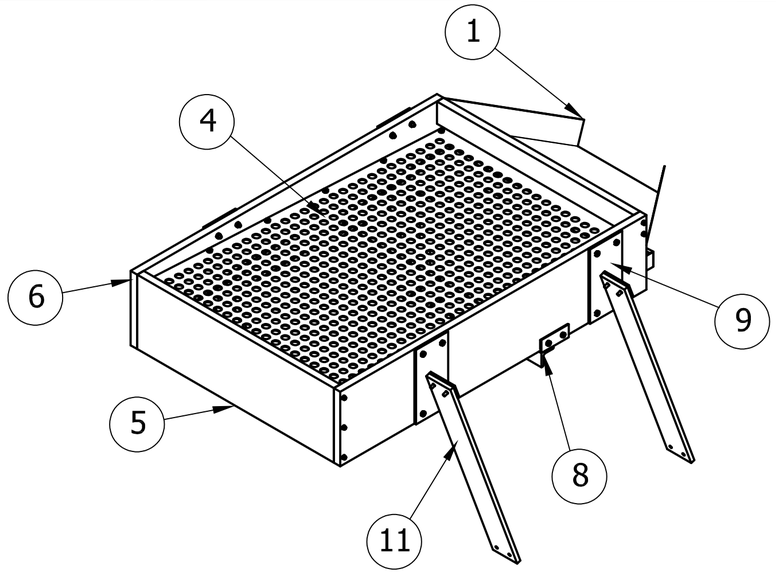
11. CRIBA SELECCIONADORA



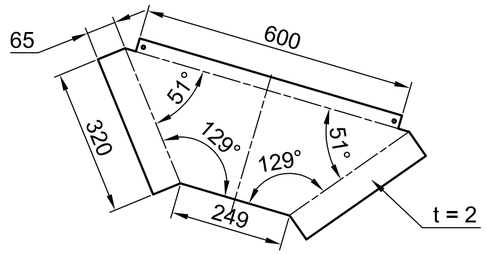
VISTA CORTE A-A



VISTA SUPERIOR

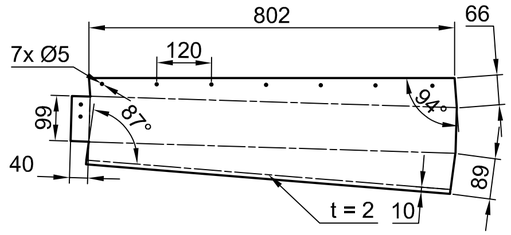


1. TOBERA

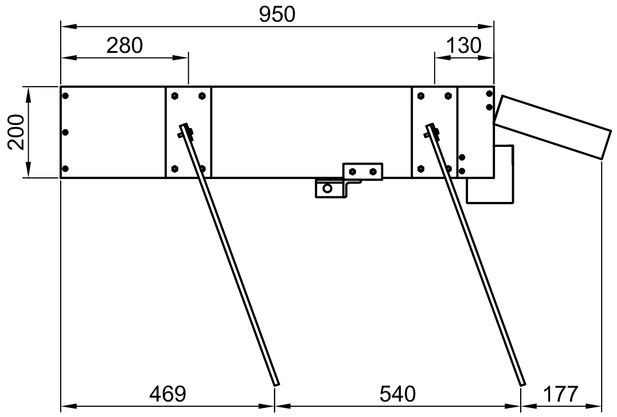


ESCALA 1:10

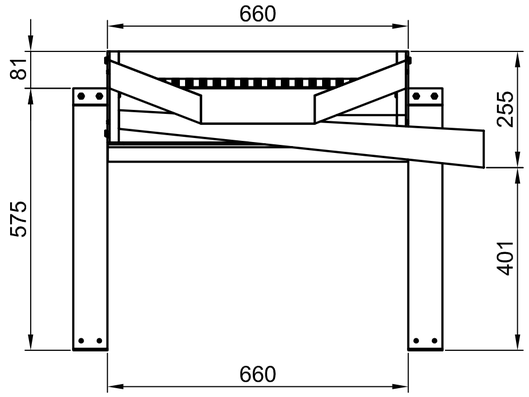
2. CANALETA



ESCALA 1:10

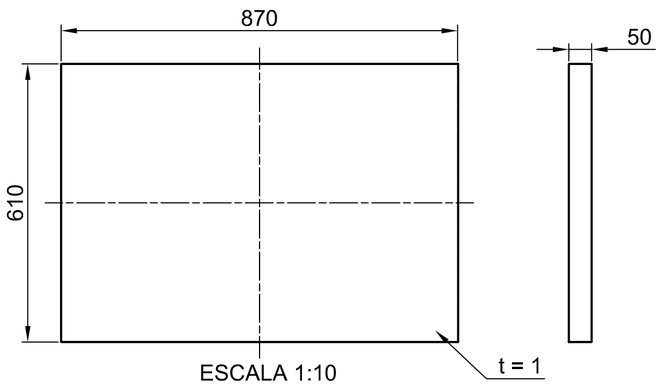


VISTA LATERAL



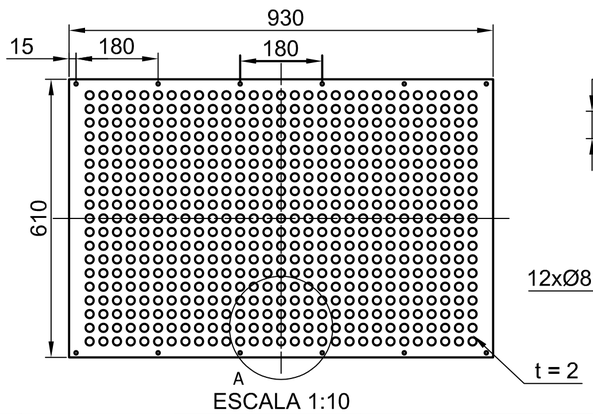
VISTA FRONTAL

3. PLANCHA INFERIOR

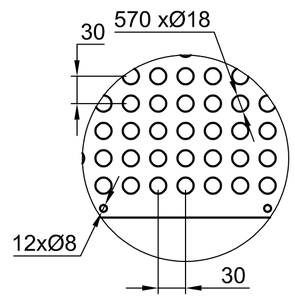


ESCALA 1:10

4. CHAPA PERFORADA



ESCALA 1:10



DETALLE A
ESCALA 1:5

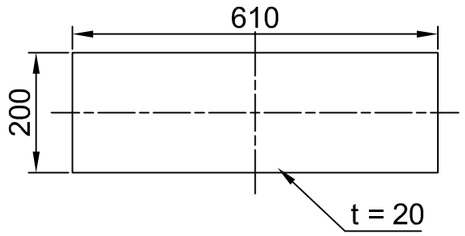
POS	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERVACIONES
15	12	PERNO DE CONEXION DE CHAPA	ASTM A325 M6 x 16	
14	40	TORNILLO AUTOPERFORANTE	SAE 1022 M10 x 1 1/2"	
13	16	PERNO DE CONEXION DE SUJETADOR	ASTM A325 M6 x 30	
12	1	ESTRUCTURA DE CHAPA 2	ASTM A36 L 20x20x3 mm	(TDM-13) A3-A6
11	4	ELEMENTO DE SUSPENCION	TORNILLO e = 10 mm	(TDM-13) B4-B5
10	1	ESTRUCTURA DE CHAPA	ASTM A36 L 20x20x3 mm	(TDM-13) B1-B2 o C1-C2
9	1	SUJETADOR DE CAJA	ASTM A36 PL = 5 mm	(TDM-13) C3-C4 o B3-B4
8	1	REFUERZO INFERIOR DE CRIBA	ASTM A36 L 35x35x4mm	(TDM-13) C4-C6
7	2	TABLA RIGIDIZADORA DELANTERA	EUCALIPTO e = 20 mm	(TDM-13) D1-D2
6	2	TABLA LATERAL	EUCALIPTO e = 20 mm	(TDM-13) D4-D3
5	1	TABLA POSTERIOR	EUCALIPTO e = 20 mm	(TDM-13) D5-D6
4	1	CHAPA PERFORADA	ASTM A653 M5x20 mm	A3-A5
3	1	PLANCHA INFERIOR	ASTM A653 PL = 1 mm	A6-A8
2	1	CANALETA	ASTM A653 PL = 1 mm	C1-C2
1	1	TOBERA	ASTM A653 PL = 1 mm	C3-D3

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	CRIBA SELECCIONADORA	ESCALA: 1/10
		FECHA: 11/06/2026
DIBUJADO POR: BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO		FORMATO: A2
REVISADO POR: ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL		HOJA: TDM-12

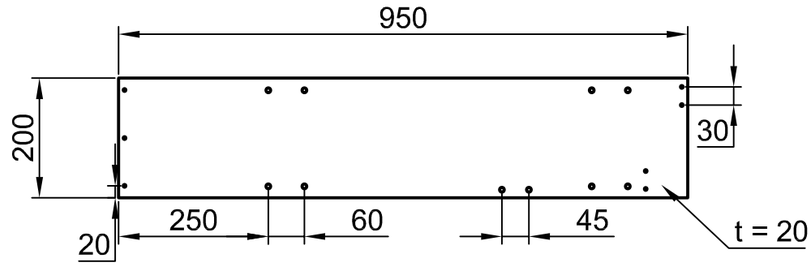
ELEMENTOS DE CRIBA

5. TABLA POSTERIOR



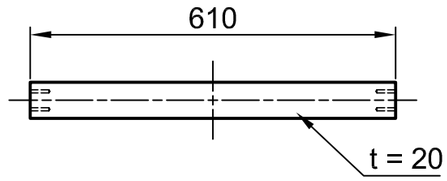
ESCALA 1:10

6. TABLA LATERAL



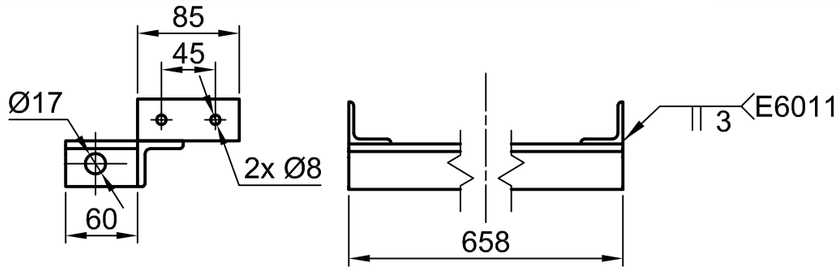
ESCALA 1:10

7. TABLA RIGIDIZADORA DELANTERA



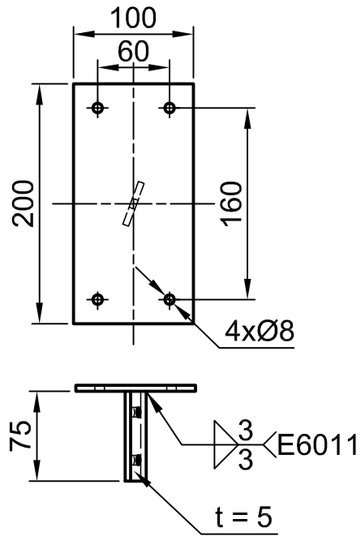
ESCALA 1:10

8. REFUERZO INFERIOR DE CRIBA



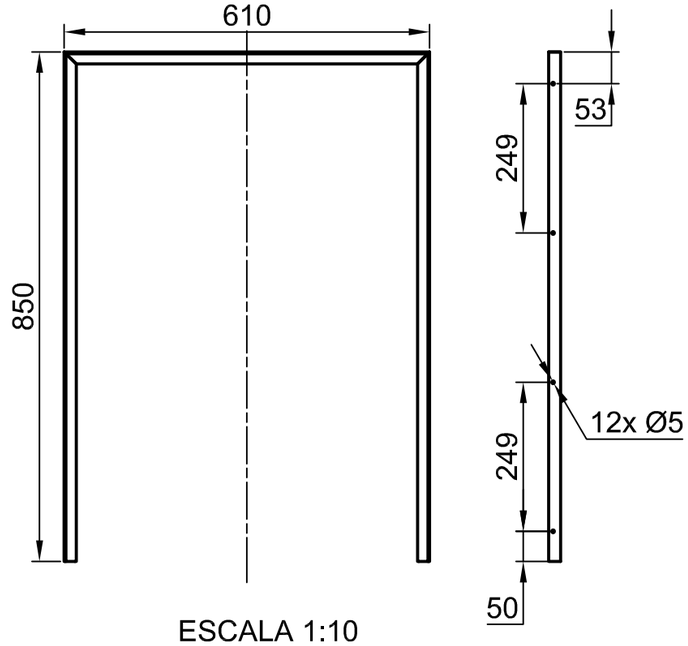
ESCALA 1:5

9. SUJETADOR DE CAJA



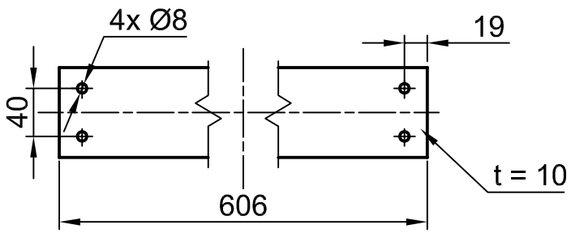
ESCALA 1:5

10. ESTRUCTURA DE CHAPA



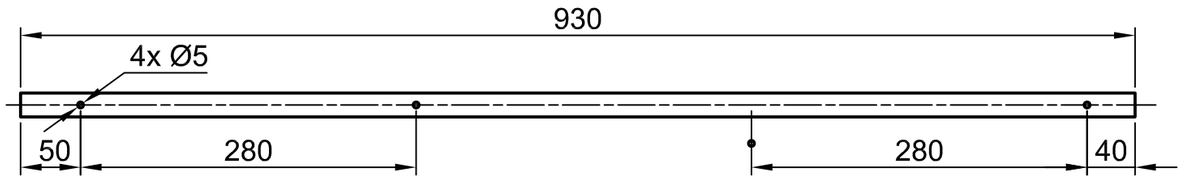
ESCALA 1:10

11. ELEMENTO DE SUSPENCIÓN



ESCALA 1:5

12. ESTRUCTURA DE CHAPA 2



ESCALA 1:5

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN	ELEMENTOS DE CRIBA	ESCALA: 1/20
		FECHA: 11/06/2026
DIBUJADO POR BACH. JOSÉ MIGUEL OSORIO TELLO		FORMATO: A3
REVISADO POR ING. MGT. MARIO GABRIEL CASTRO IRRARAZABAL		HOJA: TDM-13