

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y
MECÁNICA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CRIBA OSCILATORIA PARA LA SELECCIÓN
DE 300KG/H DE GRANOS SECOS DE MAIZ AMILACEO POR CALIBRE**

PRESENTADO POR :

BACH. BRAULIO MAMANI VALER.

BACH. WILBER TICA QUISPE

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

Mgt. ARTURO MACEDO SILVA.

CUSCO – PERÚ

2025



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 ARTURO MACEDO SILVA quien aplica el software de detección de similitud al trabajo de investigación/tesis titulada: **DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CRIBA OSCILATORIA PARA LA SELECCIÓN DE 300KG/H DE GRANOS SECOS DE MAIZ AMILACEO POR CALIBRE**

Presentado por: MAMANI VALER BRAULIO DNI N° 45650967

Presentado por: TICA QUISPE WILBER DNI N° 43453627

Para optar el título profesional/Grado Académico de INGENIERO MECÁNICO Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2 veces, mediante el Software Antiplagio, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso de Sistema Antiplagio de la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 8 %

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 se considera plagio.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las correcciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, quien a su vez eleva el informe a la autoridad académica 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, 11 de Setiembre del 2025

Firma

Post firma Arturo Macedo Silva

Nro. de DNI 23821894

ORCID del Asesor 0000-0002-2794-949x

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema Antiplagio: _____

<https://unsaac.turnitin.com/viewer/submissions/oid:27259:496890452?locale=es-MX>

TESIS FINAL CRIBA OSCILATORIA CONCLUIDO.pdf

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::27259:496890452

Fecha de entrega

11 sep 2025, 4:26 p.m. GMT-5

Fecha de descarga

11 sep 2025, 5:01 p.m. GMT-5

Nombre del archivo

TESIS FINAL CRIBA OSCILATORIA CONCLUIDO.pdf

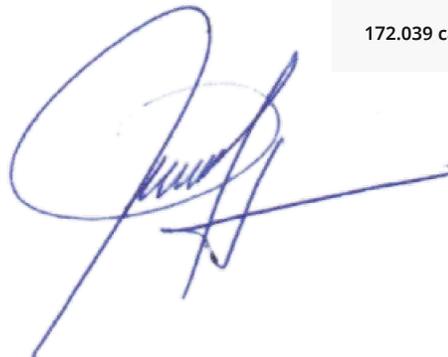
Tamaño del archivo

9.8 MB

235 páginas

32.279 palabras

172.039 caracteres



8% 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 9 palabras)
- ▶ Trabajos entregados
- ▶ Base de datos de Crossref
- ▶ Base de datos de contenido publicado de Crossref

Exclusiones

- ▶ N.º de coincidencias excluidas

Fuentes principales

- 8%  Fuentes de Internet
- 0%  Publicaciones
- 0%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión

-  **Caracteres reemplazados**
114 caracteres sospechosos en N.º de páginas
Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.

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.

DEDICATORIA

Repleto de alegría, amor y esperanza, dedico este proyecto de tesis a cada uno de mis seres queridos, quienes han sido los pilares fundamentales para seguir adelante.

Para mí es un gran placer poder dedicarles a ellos, que con dedicación, esfuerzo y trabajo arduo me lo he ganado.

A mis padres, hermanos, pareja, cuñado y sobrinos por brindarme apoyo incondicional en mi formación profesional; a pesar de las dificultades siempre estuvieron allí para mí, a toda mi familia por el apoyo emocional constante que siempre me brindaron.

BACH: MAMANI VALER, BRAULIO.

A Dios por su amor y su bondad que no tiene fin, por darme la oportunidad de tener esta vida y por darme la fuerza necesaria para seguir adelante.

A mi mamá por el apoyo incondicional y confiar en mí.

A mi abuela J.A.G y mi tío P.Q.A. que se encuentran en la gloria de Dios.

A mi pareja por la motivación personal para seguir adelante.

BACH: TICA QUISPE, WILBER.

AGRADECIMIENTO

A mis docentes de la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, mi reconocimiento y gratitud por la experiencia y el conocimiento compartido. A mi escuela profesional de Ingeniería Mecánica, por ser el motivo de muchos sueños y anhelos en mi vida.

A mi asesor, el Mgt. Arturo Macedo Silva, por su constante apoyo moral, académico, por compartir sus experiencias y por su motivación en mi desarrollo profesional.

Al Dr. Edgar A. Catacora Acevedo y al Ing. Roosbel D. Mamani Catillo, por su permanente guía en la elaboración de mi trabajo.

A mis amigos, por el compartir años en las aulas universitarias, las experiencias vividas, las cuales quedan grabadas en el recuerdo y en nuestros corazones.

- ✓ BACH: MAMANI VALER, BRAULIO.
- ✓ BACH: TICA QUISPE, WILBER.

RESUMEN

El trabajo se realiza bajo el enfoque de la Ingeniería Mecánica, considerando materias de análisis vibracional, diseño conceptual, elementos de máquina, análisis computacional y presupuestos.

El presente trabajo inicia con un marco referencial, donde se presenta los objetivos, hipótesis, los alcances y limitaciones; un marco teórico que resume parte de los cálculos numéricos a usar y luego se da a conocer la normativa VDI 2221, del cual se obtiene alternativas de solución y seleccionar el modelo final de la criba oscilatoria para luego validar cada componente empleando los cálculos matemáticos y computacionales y de la misma manera se da a conocer los costos, presupuestos y las especificaciones técnicas.

Se eligieron los materiales recomendados para la estructura y elementos de la máquina. Las dimensiones de cada componente se establecieron con recomendaciones de diseño de elementos de máquina. Mediante el uso de la simulación con ayuda de un software especializado (Solidworks 2022).

De acuerdo a los cálculos generados se generó los planos para la construcción de la criba oscilatoria el cual se detalla paso a paso el proceso constructivo y se da a conocer también las herramientas y materiales utilizados en este proceso de construcción.

Como parte final, se realizó el análisis económico obteniendo un presupuesto para la construcción de la criba oscilatoria y se determinó el VAN y el TIR.

PALABRAS CLAVE: Criba oscilatoria, granos de maíz, frecuencias, amplitudes.

ABSTRACT

This work is conducted using a mechanical engineering approach, considering subjects such as vibration analysis, conceptual design, machine elements, computational analysis, and budgets.

This work begins with a frame of reference, presenting the objectives, hypotheses, scope, and limitations. It also presents a theoretical framework that summarizes some of the numerical calculations to be used. It then presents the VDI 2221 standard, from which alternative solutions are obtained and the final model of the oscillating screen is selected. Each component is then validated using mathematical and computational calculations. Likewise, the costs, budgets, and technical specifications are disclosed.

Recommended materials were selected for the machine structure and elements. The dimensions of each component were established with machine element design recommendations, using simulation with the help of specialized software (Solidworks 2022).

Based on the calculations generated, plans were drawn up for the construction of the oscillating sieve. The construction process is detailed step by step, and the tools and materials used are also described.

Finally, an economic analysis was conducted, obtaining a budget for the construction of the oscillating sieve, and determining the NPV and IRR.

KEY WORDS: Oscillating sieve, corn kernels, frequencies, amplitudes.

INTRODUCCION

El presente trabajo de investigación consiste en el diseño y construcción de una criba oscilatoria, cuyo propósito es seleccionar los granos secos de maíz amiláceo por calibre, que está concentrado en la necesidad del sector de la agricultura, que tiene como principal finalidad minimizar los tiempos de selección de maíz. El proyecto se detalla en siete capítulos:

En el capítulo I: titulado: GENERALIDADES, se plantea el problema a solucionar, definimos los objetivos, la hipótesis, variables, justificación, alcances y limitaciones de la presente tesis.

En el capítulo II: titulado, MARCO TEÓRICO, se describe los conceptos teóricos relacionados a la estructura del grano de maíz, características de la máquina, conocimientos básicos de vibraciones y elementos que conforman la máquina.

En el Capítulo III: Titulado, DISEÑO CONCEPTUAL, se describe mediante la norma alemana VDI 2221 y 2225, el procedimiento de los conceptos solución, evaluación técnica-económica y finalmente el proyecto definitivo con sus respectivas restricciones para el diseño de la maquina seleccionadora de granos secos de maíz amiláceo.

En el Capítulo IV: titulado: DISEÑO MECANICO, en este capítulo se realiza el cálculo, diseño y selección de los diferentes componentes que conforman la criba oscilatoria, se realiza el diseño de la tolva de alimentación, bandejas porta mallas, bandejas de descarga, resortes, eje, estructura estática, selección de pernos, rodamientos.

En el Capítulo V: titulado: ANALISIS VIBRACIONAL se realiza el estudio frecuencias y amplitudes de la criba oscilatoria y de la máquina.

En el capítulo VI: ESPECIFICACIONES TECNICAS en este capítulo se desarrolla la construcción de la maquina seleccionadora de acuerdo a los planos generados.

La tesis se concluye con las conclusiones, recomendaciones, anexos y planos

En el Capítulo VII: titulado: EVALUACION ECONOMICA se realiza un metrado de los elementos de la criba oscilatoria, descritos en costos directos y costos indirectos. Y también se hace el estudio del VAN y el TIR.

INDICE

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO	iii
RESUMEN	iv
ABSTRACT.....	v
INTRODUCCION	vi
INDICE.....	viii
LISTA DE FIGURAS.....	xiii
LISTA DE TABLA.....	xviii
CAPITULO I GENERALIDADES	1
1.1. Título.....	1
1.2. Responsables.....	1
1.3. Ámbito geográfico	1
1.3.1. Ubicación	1
1.4. El Problema.....	2
1.4.1. Planteamiento del problema.	2
1.4.1. Problema general.....	4
1.4.1. Problemas específicos.	4
1.5. Objetivos	4
1.5.1. Objetivo General	4
1.5.2. Objetivos Específicos.....	4
1.6. Justificación del estudio	5
1.7. Hipótesis	5
1.7.1. Hipótesis General	5
1.7.2. Hipótesis Específicos.	5
1.8. Variables de diseño	6
1.8.1. Independientes.....	6
1.8.2. Dependientes.	6
1.9. Alcances y limitaciones	6
1.9.1. Alcances	6

1.9.2. Limitaciones	6
1.10. Metodología	7
1.10.1. Recolección de datos.....	7
1.10.2. Proceso y análisis de datos.....	7
1.11. Estado del arte.....	7
1.11.1. A nivel Internacional.	7
1.11.2. A Nivel Nacional.	9
CAPITULO II MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL.....	12
2.1. Maíz Amiláceo.....	12
2.1.1. Morfología y partes del grano de maíz amiláceo.	13
2.1.2. Composición química.....	13
2.1.3. Densidad del maíz	13
2.1.4. Razas de maíz amiláceo.	14
2.1.4.1. Raza Huancavelicano.....	14
2.1.4.2. Raza Morocho.....	15
2.1.4.2. Raza Cuzco	16
2.1.5. Características físicas de maíz.....	17
2.2. Selección del Grano.	17
2.2.1. Selección por criba tipo manual.....	18
2.2.2. Selección por criba tipo vibratorio.....	18
2.2.3. Selección por criba tipo giratorio.....	19
2.3. Características de la maquina seleccionadora.....	19
2.3.1. Criba metálica o zaranda	19
2.3.2. Aceros inoxidables	20
2.3.3 Aceros ASTM A36.	20
2.3.4. Resortes mecánicos.	20
2.3.5. Resortes helicoidales de compresión.	21
2.3.5.1. Materiales para fabricar resortes.....	21
2.4. Tipos de movimientos de la zaranda.....	23
2.4.1. Efecto de inclinación.....	23

2.5. Conocimientos básicos de vibraciones mecánicas.....	23
2.5.1. Movimiento Armónico Simple.	24
2.5.2. Modelamiento Matemático.	25
2.5.3. Vibración libre	26
2.5.4. Vibraciones Forzadas.	26
2.5.5. Factor De Amplificación Dinámica y ángulo de fase	30
2.5.6. Desbalance rotatorio.....	32
CAPITULO III DISEÑO CONCEPTUAL.....	34
3.1. Introducción	34
3.2. Comprensión De La Solicitud.....	34
3.2.1. Elaboración de la lista de exigencias	34
3.3. Concepción de la solución	35
3.3.1. Abstracción y obtención de caja negra.....	35
3.3.2. Obtención de la estructura de funciones	36
3.3.3. Elaboración de matriz morfológica.....	37
3.3.4. Desarrollo de conceptos de solución.....	38
3.4. Elaboración del Proyecto	38
3.4.1. Evaluación técnico- económica de los proyectos preliminares	43
3.4.2. Obtención de proyecto definitivo	47
CAPITULO IV DISEÑO MECANICO.....	48
4.1. Introducción	48
4.2. Diseño de los componentes de la máquina	48
4.2.1. Diseño De La Tolva De Alimentación.....	49
4.2.2. Selección de la placa perforada	64
4.2.3. Diseño de la masa excéntrica y su excentricidad.....	66
4.2.4. Cálculo para la selección de la potencia del motor.....	70
4.2.5. Cálculo Para Selección De Poleas Y Correas.....	72
4.2.6. Diseño De Los Resortes.....	75
4.2.5. Diseño Del Eje	82
4.2.6. Cálculo para la selección de Rodamientos	90

4.2.7. Calculo Y Diseño De La Chaveta.....	92
4.2.8. Diseño de soldadura en los brazos de la criba.	94
4.2.9. Análisis del cordón de soldadura en el embone y el brazo excéntrico	99
4.2.10. Análisis del cordón de soldadura en el perfil base del resorte.....	100
4.2.11. Diseño y selección de pernos.....	101
4.2.12. Diseño De La Estructura De La Máquina.....	106
4.2.13. Simulación De La Estructura Estática	109
CAPITULO V ANALISIS VIBRACIONAL	111
5.1. Modelamiento matemático de la criba vibratoria	111
5.2. Ecuación diferencial de la criba vibratoria	112
5.2.1. Relación de frecuencia en resonancia.....	113
5.2.2. Frecuencia en resonancia.....	113
5.2.3. Factor de amplificación máxima.....	113
5.2.4. Amplitud en estado estacionario.....	114
5.2.5. Angulo de fase.....	114
5.2.6. Constantes para la solución homogénea	114
5.2.7. Solución General de la Criba Oscilatoria	115
5.3. Simulación de la solución analítica en MATLAB	115
5.5. Respuesta en el tiempo de la maquina seleccionadora de granos de maiz.....	119
5.6. Análisis Cinemático	121
5.7. Análisis Dinámico.....	124
CAPITULO VI ESPECIFICACIONES TECNICAS DE MATERIALES Y EQUIPOS..	128
6.1. Herramientas y equipos.....	128
6.1.1. Elementos normalizados	129
6.2. Especificaciones técnicas de construcción.....	131
6.2.1. Bastidor.....	132
6.2.2. Criba oscilatoria.....	133
6.2.3. Tolva de alimentación.....	136
6.2.4. Resorte de compresión.....	137
6.2.5. Motor eléctrico.....	138

6.2.6. Eje de transmisión.....	139
6.2.7. Chumaceras.....	140
6.2.8. Faja y poleas	141
6.2.9. Brazo y rodamiento excentrico	142
CAPITULO VII EVALUACION ECONOMICA.....	145
7.1. Costos directos.....	145
7.2. Costos indirectos.....	146
7.3. Presupuesto del proyecto	147
7.4. Análisis de precios unitarios (A.P.U.)	149
7.5. Flujo de caja.....	157
7.5.1. Estructura del Flujo De Caja.....	157
7.5.1. Indicadores De Rentabilidad.....	157
CONCLUSIONES	163
RECOMENDACIONES.....	165
BIBLIOGRAFÍA	166
ANEXOS	171
PLANOS.....	200

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Ubicación geográfica del distrito de Tinta	2
Figura 2 Producción y rendimiento de maíz amiláceo en 6 dptos. del Perú	2
Figura 3 Variedades de Maíz Amiláceo	12
Figura 4 Partes del grano de maíz amiláceo	13
Figura 5 Composición química de las partes principales del grano (%).....	13
Figura 6 Maíz huancavelicano	15
Figura 7 Maíz raza morocho	15
Figura 8 Maíz raza Cusco	16
Figura 9 Selección manual de los granos secos de maíz.....	17
Figura 10 Método por criba manual.....	18
Figura 11 Método vibratorio.	18
Figura 12 Método giratorio	19
Figura 13 Resortes helicoidales compresión	21
Figura 14 Constante de resorte. 1) Resorte lineal. 2) Resorte a lineal.	22
Figura 15 (a) Movimiento circular inclinada, (b) Movimiento recto inclinada, (c) Movimiento elíptico horizontal, (d) Movimiento en línea recta en una zaranda horizontal.	23
Figura 16 Función Senoidal.....	24
Figura 17 Fenómeno de Resonancia.	25
Figura 18 Pasos de análisis de vibraciones de sistemas mecánicos.	26
Figura 19 Sistema sometido a una fuerza externa.	27
Figura 20 Sistema amortiguado sometido a fuerza externa	28
Figura 21 Factor de amplificación dinámica.....	30
Figura 22 Angulo fase vs relación de frecuencias.....	32
Figura 23 Desbalance rotatorio vs relación de frecuencias.....	33
Figura 24 Fases de diseño VDI 2221	34

Figura 25 Lista De Exigencias	35
Figura 26 Obtención de la caja negra	36
Figura 27 Obtención de la estructura de funciones	36
Figura 28 Matriz Morfológica	37
Figura 29 Proyecto preliminar 1	39
Figura 30 Proyecto preliminar 2	40
Figura 31 Proyecto preliminar 3	41
Figura 32 Proyecto preliminar 4	42
Figura 33 Evaluación técnica de proyectos preliminares	44
Figura 34 Evaluación económica de proyectos preliminares	45
Figura 35 Diagrama de evaluación según VDI 2225	47
Figura 36 Modelo de la tolva de alimentación	50
Figura 37 Curva ángulo inclinación de la tolva en la pared	52
Figura 38 Distribución de presiones en la tolva	56
Figura 39 Grafica de tensiones y desplazamientos	58
Figura 40 Grafica de Deformaciones unitarias y factor de seguridad	58
Figura 41 Diagrama de distribución de cargas	61
Figura 42 Relación de dimensiones placa apoyada en todo su contorno.	62
Figura 43 Análisis por MEF de la Criba porta placas.....	64
Figura 44 Características generales de tamices y placas perforadas	65
Figura 45 Masa total de la criba	66
Figura 46 Factor de amplificación vs relación de frecuencias	68
Figura 47 Masa excéntrica seleccionada	70
Figura 48 Factores de servicio para motores eléctricos	71
Figura 49 Selección de diámetros estándares para las poleas	73
Figura 50 Resorte helicoidal	76

Figura 51 Diámetros normalizados para alambres según DIN 2097	77
Figura 52 Dimensiones del resorte	81
Figura 53 Diagrama de Cuerpo Libre de fuerzas que actúan en el eje	83
Figura 54 Diagrama de fuerzas en la polea	83
Figura 55 Diagrama de fuerzas en el plano XY	85
Figura 56 Diagrama de fuerzas en el plano X-Z	86
Figura 57 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano XY	87
Figura 58 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano XZ	87
Figura 59 Factores de carga rodamientos NSK	91
Figura 60 Vida útil de rodamientos	92
Figura 61 Grafico para el diseño de la chaveta.....	93
Figura 62 Soldadura de filete.....	95
Figura 63 Cordón de soldadura	95
Figura 64 DCL en el apoyo	96
Figura 65 Perfil C soporte de la criba móvil.....	97
Figura 66 Propiedades flexionantes de soldadura de filete	97
Figura 67 Análisis de cordón de Soldadura en el brazo de la criba	99
Figura 68 Análisis de soldadura en el embone y el brazo excéntrico	100
Figura 69 Resultados de soldadura en el brazo excéntrico y embone	100
Figura 70 Análisis del cordón de soldadura en el perfil base del resorte.....	101
Figura 71 Resultados del análisis de soldadura en el perfil base	101
Figura 72 Unión de planchas por medio de pernos.....	102
Figura 73 DCL de corte directo	103
Figura 74 DCL debido al momento flector.....	104
Figura 75 Geometría de la estructura estática	107
Figura 76 Diagrama de momentos generados por las fuerzas actuantes en la estructura estática.....	108

Figura 77 Diagrama de desplazamiento de la estructura estática	109
Figura 78 Diagrama de esfuerzos en la estructura estática	110
Figura 79 Diagrama de factor de seguridad en la estructura estática.....	110
Figura 80 Modelo matemático de 1 GDL de la criba oscilatoria.....	111
Figura 81 Diagrama de un sistema subamortiguado forzado.....	112
Figura 82 Relación de frecuencia vs FAD.....	115
Figura 83 Solución Homogénea.....	116
Figura 84 Solución Particular	116
Figura 85 Solución Total	117
Figura 86 Angulo de fase del sistema	117
Figura 87 Modelo matemático de la maquina seleccionadora de granos de maíz	118
Figura 88 Diagrama de un sistema subamortiguado forzado.....	118
Figura 89 Solución homogénea de la maquina seleccionadora	119
Figura 90 Solución particular de la maquina seleccionadora	120
Figura 91 Solución General de la maquina seleccionadora	120
Figura 92 Análisis cinemático de la criba oscilatoria	121
Figura 93 Lazo vectorial del análisis cinemático.....	122
Figura 94 Diagrama de fuerzas en cada eslabón	124
Figura 95 Herramientas y Equipos utilizados en la construcción	128
Figura 96 Componentes principales de la maquina seleccionadora de granos secos de maíz	131
Figura 97 Construcción de la estructura estática de la criba vibratoria	132
Figura 98 Construcción de la criba vibratoria.....	133
Figura 99 Construcción de los brazos de soporte de la criba oscilatoria.....	134
Figura 100 Proceso de construcción y Ensamble de mallas seleccionadoras con marcos de perfil angular	135
Figura 101 Proceso de construcción y ensamble del soporte base de la criba vibratoria.....	135
Figura 102 Construcción de la tolva de alimentación	136

Figura 103 Ensamble de la tolva de alimentación y regulador de alimentación	137
Figura 104 Resorte de compresión helicoidal	137
Figura 105 Motor eléctrico de 1hp.....	138
Figura 106 Ensamble del motor eléctrico a plancha de acero y estructura estática.....	139
Figura 107 Ensamble de eje de transmisión.....	139
Figura 108 Chumaceras y pernos para anclaje a la estructura estática	140
Figura 109 Montaje de faja en las poleas.....	141
Figura 110 Ensamble de elementos mecánicos por medio del nivel laser	142
Figura 111 Fabricación de la masa excéntrica	142
Figura 112 Construcción de brazo excéntrico y ensamble de masa excéntrico	143
Figura 113 Recomendaciones para decidir el VAN.....	159
Figura 114 Recomendaciones para la selección del TIR	159

LISTA DE TABLA

Tabla 1 Densidad aparente de granos	14
Tabla 2 Principales características físicas del maíz	17
Tabla 3 Acero inoxidable y su aplicación	20
Tabla 4 Rango de valor técnico y económico	43
Tabla 5 Resultado del Rango de valor técnico y económico	46
Tabla 6 Volúmenes por cada tipo de grano.....	49
Tabla 7 Relación de diversos materiales para tolvas.....	49
Tabla 8 Presiones de llenado.....	54
Tabla 9 Diámetro de agujeros para seleccionar granos de maíz	65
Tabla 10 Valores asignados para la selección de la masa excéntrica	69
Tabla 11 Iteración de diversos valores de diámetro del resorte	80
Tabla 12 Dimensiones del soporte de la criba.....	97
Tabla 13 Valores hallados para comprobar el cordón de soldadura	98
Tabla 14 Elementos normalizados utilizados en la construcción	129
Tabla 15 Lista de insumos	145
Tabla 16 Costos indirectos.....	147
Tabla 17 Hoja de presupuesto del proyecto	147
Tabla 18 Análisis de Precios Unitarios de las partidas del Proyecto.....	149
Tabla 19 Indicadores de rentabilidad	158
Tabla 20 Periodo de trabajos para la seleccionadora de granos de maíz amiláceo	160
Tabla 21 Periodo de selección de granos de maíz amiláceo	160
Tabla 22 Costos de inversión y operativos del Modulo.....	161
Tabla 23 Costos de Inversión y Operativos del Modulo	161

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1. Título

“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CRIBA OSCILATORIA PARA LA SELECCIÓN DE 300KG/H DE GRANOS SECOS DE MAIZ AMILACEO POR CALIBRE”.

1.2. Responsables

- ✓ BACH: MAMANI VALER, BRAULIO.
- ✓ BACH: TICA QUISPE, WILBER.

1.3. Ámbito geográfico

1.3.1. Ubicación

La presente tesis se desarrolla en el distrito de Tinta, Provincia Canchis, Departamento del Cusco.

El distrito de Tinta está ubicado en la parte intermedia después del distrito de San Pedro y Combapata de la cuenca del río Vilcanota abarcando una superficie de 79.39 km² y se encuentra en las siguientes coordenadas: Latitud sur 14°08′38″S; Longitud oeste 71°24′20″ W.

El distrito de Tinta está dividido geográficamente de la siguiente manera:

Comunidades (Tinta Machacmarca, Queramarca Junttuma, Uchu, Pata Tinta)

Anexos (Utopia, Quillihuara, Pikutayoc, Llacta Machacmarca Ccaccacucho)

Según el INEI, el distrito de Tinta para el año 2017 cuenta con una población total de 5494 pobladores.

Figura 1

Ubicación geográfica del distrito de Tinta



Nota. (Google Maps, 2025)

1.4. El Problema

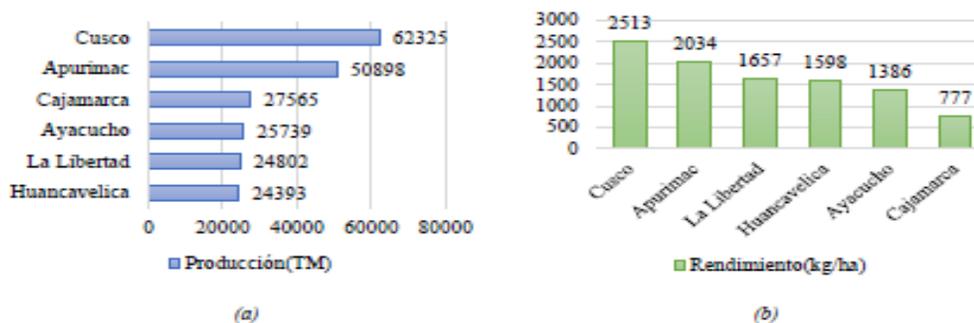
1.4.1. Planteamiento del problema.

En las zonas rurales se cultivan una gran variedad de tipos de maíz, siendo el maíz amiláceo uno de los que más se producen al año, La demanda de maíz amiláceo en el país está en constante aumento anual, debido a la tendencia de alimentación saludable (Carrasco, 2018).

El rendimiento promedio nacional de maíz amiláceo es de 1.54 tn/ha

Figura 2

Producción y rendimiento de maíz amiláceo en 6 dptos. del Perú



Nota. (MINAGRI, Anuario estadístico de la producción agrícola, 2018).

El cultivo de maíz amiláceo en Perú tiene como variedad representativa al Blanco Urubamba, exportado con la denominación de Blanco Gigante del Cusco, que pertenece a la Raza Cusco Gigante, cuyo nicho ecológico es el Valle Sagrado de los Incas (Calca y Urubamba - Cusco), Blanco Quispicanchi, es una variedad con características similares sobre todo en tamaño de grano, que se diferencia por su sabor dulce, producido con tecnología media a tradicional por encima de los 3000 msnm, para grano en los valles interandinos de Cusco (Quispicanchi), para choclo en Junín (Tarma) y Ancash, en los últimos años se viene produciendo semilla y choclo en valles de Arequipa, Pisco y Lima (Jara Calvo, 2012, pág. 4).

Para obtener un buen desgrane los granos deben contener de 13 a 14% de humedad, en el secado natural se logra de 30 a 45 días; para vender el grano seleccionado los granos de Primera se obtienen con zaranda de 15.5 mm; De Segunda con zaranda de 13.5 mm y de Tercera con zaranda de 12 a 11.5 mm..

En la actualidad, en las zonas andinas los procesos de selección que corresponden a la producción del maíz amiláceo se realizan manualmente por los agricultores; Esto genera prorroga en la producción, demanda innecesaria de mano de obra y error de selección debido al factor humano.

Según las entrevistas que se realizó a algunos agricultores en zonas rurales de la región, señalan que el rendimiento promedio de granos secos de maíz es de 1400kg/ha y que normalmente el proceso de seleccionado de 160 kg se realiza en 4 horas entre 2 personas con zarandas manuales, el cual se concluye que el rendimiento del proceso de selección de 1400 kg de maíz seco obtenidos de 1 hectárea entre dos personas sería de 40kg/h.

Como propuesta de solución al problema nace este trabajo que tiene como finalidad el diseño y construcción de una criba oscilatoria para la selección de 300kg/h de granos secos de

maíz amiláceo por calibre, con el fin de minimizar el tiempo durante la selección y que los agricultores puedan incursionar a nuevos mercados, de esa manera mejorar sus ingresos económicos y tener una calidad de vida mucho mejor.

1.4.1. Problema general.

¿Es posible mejorar la selección de los granos secos de maíz amiláceo por calibre, con el diseño y construcción de la criba oscilatoria de una capacidad de 300kg/h?

1.4.1. Problemas específicos.

- ¿Es posible aplicar el modelo conceptual para elegir la mejor alternativa de diseño y poder construir la criba?
- ¿Es posible realizar el diseño mecánico de una criba oscilatoria mecanizada para una capacidad de 300kg/h?
- ¿Es posible calcular las amplitudes y frecuencias necesarias de la criba para una selección adecuada de los granos secos de maíz amiláceo?
- ¿Es posible realizar la evaluación económica de la criba oscilatoria??

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo General

Diseñar y construir una criba oscilatoria de una capacidad de 300kg/h para mejorar la selección de los granos secos de maíz amiláceo por calibre.

1.5.2. Objetivos Específicos

- Aplicar la norma VDI para la obtención del diseño conceptual de la criba oscilatoria.
- Realizar el diseño de la criba oscilatoria aplicando la teoría de diseño mecánico para una capacidad de 300kg/h

- Determinar las amplitudes y frecuencias necesarias de la criba aplicando la teoría de vibraciones mecánicas para una selección adecuada de los granos secos de maíz amiláceo.
- Realizar la evaluación económica para conocer la rentabilidad de la inversión realizada en el diseño mecánico de la criba oscilatoria.

1.6. Justificación del estudio

En la actualidad en las zonas andinas la selección de maíz se realiza en zarandas artesanales de forma manual, que representa una cantidad notable de trabajadores para desarrollar dicha actividad y a la vez un tiempo mayor.

Por la necesidad de estas zonas rurales, se plantea diseñar y construir una criba oscilatoria para la selección de 300kg/h de granos secos de maíz amiláceo por calibre, de tal modo se logrará minimizar el tiempo de selección, economizar recursos y a la vez obtener productos de mejor calidad. El uso de la maquina seleccionadora será de forma sencilla y para la manipulación se necesitará estar capacitado de manera básica.

1.7. Hipótesis

1.7.1. Hipótesis General

El diseño y construcción de una criba oscilatoria de una capacidad de 300kg/h, permitirá mejorar la selección de los granos secos de maíz amiláceo por calibre.

1.7.2. Hipótesis Específicos.

- La aplicación de la normativa VDI permitirá la obtención del diseño conceptual de la criba oscilatoria.
- Aplicando la teoría de diseño mecánico se podrá diseñar la criba oscilatoria mecanizada para una capacidad de 300kg/h.

- Aplicando la teoría de vibraciones mecánicas se podrá determinar las amplitudes y frecuencias necesarias de la criba para una selección adecuada de los granos secos de maíz amiláceo.
- La evaluación económica permitirá conocer los costos y la rentabilidad de la construcción de la criba oscilatoria

1.8. Variables de diseño

1.8.1. Independientes.

Criba oscilatoria

1.8.2. Dependientes.

Selección de grano de maíz por calibre.

Análisis vibracional.

1.9. Alcances y limitaciones

1.9.1. Alcances

- Se realizará el análisis vibracional de la criba oscilatoria.
- Se corroborará el comportamiento vibracional y mecánico mediante software de simulación.
- Se llegará a construir la maquina seleccionadora en base a los planos.

1.9.2. Limitaciones

- La máquina será diseñada para una capacidad de 300kg/h y adecuado para el productor.
- La criba oscilatoria a sido diseñada con la ayuda del software del solid work 2022
- No se realizará el diseño de elementos mecánicos existentes en catálogos.
- No se realizará la medición de amplitudes y frecuencias en la maquina construida debido a altos costos del equipo piezoeléctrico.

- La criba oscilatoria será considerada como un sistema de un solo grado de libertad.

1.10. Metodología

Enfoque: Cuantitativo, por lo que emplea parámetros numéricos a partir del diseño conceptual

Alcance: descriptivo y explicativo por lo que describe el diseño y construcción de la criba oscilatoria y busca definir y dimensionar aspectos físicos que responde a causas y efectos

Tipo: Aplicada porque estudia una realidad de acuerdo a la información confirmada por hechos.

Diseño: Es no experimental porque no manipula la variable independiente y transeccional porque analizan los datos en un momento único (HERNANDEZ, 2014).

1.10.1. Recolección de datos.

Se entablo a entrevistas en la zona, revisión de documentos confiables como tesis, artículos, informes, sitios web.

1.10.2. Proceso y análisis de datos.

Se tendrá en cuenta los siguientes conceptos:

- Análisis vibracional.
- Elementos de máquina.
- Uso de software especializado en matriz, FEM, CAD.

1.11. Estado del arte.

1.11.1. A nivel Internacional.

Diseño y Construcción de una Máquina Clasificadora de Maíz Partido (Tesis de grado) Escuela Superior Politécnica De Chimborazo, Riobamba Ecuador, En el estudio se concluyó que, tras un análisis detallado de las diferentes alternativas mediante una matriz de decisión, la máquina

clasificadora basada en el mecanismo biela-manivela resultó ser la opción más adecuada para los objetivos planteados. El objetivo principal se cumplió al diseñar y construir una máquina clasificadora de maíz partido que responde a los parámetros funcionales y a los requerimientos operacionales establecidos desde el inicio del proyecto. Asimismo, se identificaron los parámetros y condiciones óptimas de diseño para procesar 1500 kg/h de maíz partido. La investigación de campo representó un aporte significativo para el desarrollo del trabajo, permitiendo realizar pruebas tanto en vacío como a plena carga, las cuales garantizaron el correcto funcionamiento del prototipo. Se evidenció que, en el país, especialmente en el sector agroindustrial, existe un limitado interés en el diseño y construcción de maquinaria destinada a la clasificación de productos agrícolas. Otro aspecto relevante es que la máquina clasificadora puede ser operada por cualquier trabajador de la planta, sin requerir personal altamente especializado. Finalmente, al haberse diseñado cada componente de manera individual, se logró establecer factores de seguridad que cumplen con los estándares mínimos de diseño, e incluso en algunos casos superan dichos parámetros, lo que se atribuye a la calidad del material proporcionado por la empresa (Amagandi & Lamiña, 2013).

Diseño Y Simulación De Una Máquina Clasificadora Vibratoria De Granos De Maíz Según El Tamaño. (Tesis de grado) Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito, con esta tesis llego a las conclusiones: En la investigación se determinó que la alternativa seleccionada cumplió de manera satisfactoria con el objetivo principal de diseñar una máquina clasificadora vibratoria de granos según su tamaño, con una capacidad de 1,5 toneladas por día. Como parte del estudio, se analizó la composición química y la estructura física del grano de maíz, lo que permitió identificar sus distintos componentes y establecer la densidad como un factor clave para el dimensionamiento del tamiz. El análisis de alternativas permitió comparar los distintos métodos

motrices empleados en los sistemas de clasificación, concluyéndose que la opción más adecuada fue el sistema de moto-vibradores, al demostrar mayor eficiencia en el proceso. Asimismo, se comprobó la disponibilidad y variedad de materiales en el mercado local, determinándose que el acero inoxidable 304 constituye la mejor opción, al tratarse de un material idóneo para productos alimenticios y ser utilizado tanto en el tamiz como en la bandeja de la máquina. Por otro lado, mediante el uso de los softwares Autodesk Inventor y AutoCAD Mechanical, se desarrollaron prototipos en 3D, entre ellos el resorte helicoidal de compresión, lo que permitió visualizar, simular y analizar su comportamiento en condiciones cercanas a la realidad. Esta etapa representó una ventaja significativa, ya que posibilitó la detección y corrección de errores antes de la fabricación del equipo (López, 2015).

1.11.2. A Nivel Nacional.

Diseño De Una Maquina Limpiadora Y Seleccionadora De Grano De Maíz Para Optimizar La Producción De 25qq/H En El Distrito De Mórrope (Tesis de grado), Universidad Señor De Sipán, Pimentel Perú, Con esta tesis llego a las siguientes conclusiones: La caracterización del proceso de limpieza permitió establecer una lista de requerimientos fundamentales para el diseño de la máquina. A través de ensayos experimentales se determinaron propiedades físicas como la densidad y el peso específico de la broza y otras impurezas, información que fue utilizada en el diseño del sistema de limpieza. Mediante la aplicación de la matriz morfológica y la matriz de ponderación, se seleccionó el diseño óptimo entre cinco propuestas conceptuales, tomando en cuenta los criterios de diseño y las funcionalidades requeridas. Con base en los principios de resistencia de materiales y las normas técnicas vigentes, se dimensionaron los elementos electromecánicos de la máquina seleccionadora y limpiadora de maíz, cuya potencia fue de 1 Hp. Asimismo, mediante el uso de herramientas CAD/CAE se

verificó la resistencia de los componentes mecánicos principales bajo criterios de Von Mises en el análisis estático, obteniéndose resultados satisfactorios respecto a desplazamientos, deformaciones unitarias, factores de seguridad y tensiones límite. Finalmente, se evaluó la viabilidad económica del proyecto, obteniéndose un Valor Actual Neto (VAN) de S/ 1,052,053.1 y una Tasa Interna de Retorno (TIR) de 83.93 %, lo que indica que la inversión podría recuperarse en un periodo menor a un año (Muro, 2020).

Diseño Y Construcción De Una Máquina Seleccionadora Automática Para La Región De Puno, Aplicada A La Clasificación Por Tamaños De Los Granos De Haba Seca (Tesis de grado), En la investigación se concluyó que, tras un análisis detallado de las distintas alternativas mediante una matriz de decisión, la opción más adecuada para los objetivos del proyecto fue una máquina seleccionadora basada en el mecanismo de faja transportadora con vibración. El objetivo principal se cumplió al diseñar y construir una máquina clasificadora de grano de haba seca, la cual incorporó un sistema de control automático que le permitió convertirse en un equipo capaz de variar su velocidad en función de los diferentes volúmenes de materia a procesar (Acero , 2015).

Diseño De Una Máquina Seleccionadora, Para Mejorar La Calidad Del Tamaño De Grano De Maíz En La Comunidad La Paccha-Huambos (Tesis de grado), Con esta tesis llego a las siguientes conclusiones: En la investigación se analizó la situación actual de la comunidad de Paccha – Huambos, donde se encuestó a 48 comuneros, organizados en seis grupos de ocho personas, con el propósito de mantener el orden y facilitar la interpretación de la información. El diagnóstico permitió concluir que los pobladores carecen de una máquina para el proceso de selección de grano de maíz, lo que los obliga a recurrir al uso de mano de obra, generando limitaciones que afectan directamente el valor de su producción. En relación con los requisitos de calidad, los resultados presentados en la tabla N.º 06 señalan que la masa hectolítrica fue analizada

bajo un volumen de riego de 100 litros de agua, expresado en Kg/hl para un determinado grano, estableciendo así los porcentajes máximos de granos partidos, dañados y de materias extrañas permitidas en una masa total requerida. Asimismo, se identificaron los estados de crecimiento y los requerimientos climáticos del grano de maíz, expuestos en la figura N.º 06. Con los parámetros, normas y criterios técnicos establecidos, se realizaron los cálculos correspondientes en el apartado 4.3, atendiendo a los requerimientos de la comunidad Paccha – Huambos. El diseño y la selección de los componentes presentaron resultados favorables, respaldados por referencias bibliográficas confiables. Se propuso, además, el diseño de los principales sistemas electromecánicos de la máquina seleccionadora de maíz, y mediante el uso de una matriz de selección se determinó la mejora en el volumen de la criba, considerando la variación en la dimensión de los granos. El análisis de elementos finitos aplicado mediante software especializado permitió obtener datos técnicos precisos. Se realizaron simulaciones de las cribas, la bandeja y el soporte para los tres tamaños de grano, aplicando las cargas correspondientes. Este proceso confirmó la factibilidad técnica del proyecto, que resultó también viable desde el punto de vista económico. Finalmente, la evaluación económico-financiera determinó que el proyecto es rentable, al obtenerse una Tasa Interna de Retorno Económica (TIRE) de 0,23 (Vidarte, 2020).

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL

2.1. Maíz Amiláceo.

El maíz amiláceo (*Zea mays*), es una gramínea cuya composición interna se caracteriza por su alto contenido de 80% de almidón, 9% de proteína, pequeñas cantidades de aceite y grasas de minerales. (Agro Rural, 2018).

En el Perú se siembra maíz amiláceo desde el nivel del mar hasta los 3,800 m de altitud; La mayor parte de la producción de maíz amiláceo se lleva a cabo por campesinos que habitan en las sierras andinas, El maíz amiláceo es uno de los principales alimentos de los habitantes de la sierra del Perú y uno de los cultivos de mayor importancia económica después de la papa; su producción se consume como en grano verde bajo las formas de choclo, y como grano seco bajo las formas de cancha, mote, harina precocida, y bebidas, entre otras formas de uso; Asimismo, la producción de maíz para consumo en forma de choclo y cancha, son las más importantes fuentes de ingresos para los productores de este tipo de maíz en la sierra del país (Dirección de Información Agraria, 2012).

Figura 3

Variedades de Maíz Amiláceo



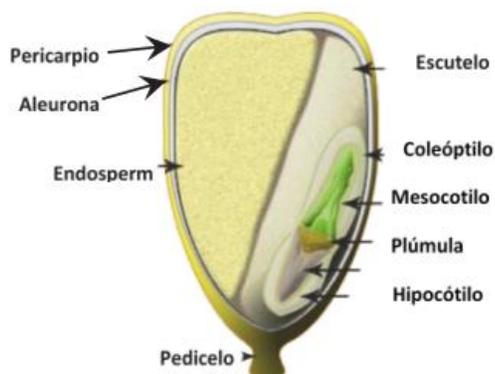
Nota. (Dirección de Información Agraria, 2012)

2.1.1. Morfología y partes del grano de maíz amiláceo.

Los granos son frutos independientes que se insertan en la mazorca y están compuestos por el embrión, el endospermo y el pericarpio.

Figura 4

Partes del grano de maíz amiláceo



Nota. (MINAGRI, Manual Técnico del Cultivo de Maiz Amarillo Duro, 2020)

2.1.2. Composición química.

Figura 5

Composición química de las partes principales del grano (%)

Componente químico	Pericarpio	Endospermo	Germen
Proteínas	3,7	8,0	18,4
Extracto etéreo	1,0	0,8	33,2
Fibra cruda	86,7	2,7	8,8
Cenizas	0,8	0,3	10,5
Almidón	7,3	87,6	8,3
Azúcar	0,34	0,62	10,8

Nota. (García, Martínez, Rubio, & García, 2018)

2.1.3. Densidad del maíz

En la tabla 1 se indica la densidad aparente de algunos granos

Tabla 1*Densidad aparente de granos*

PRODUCTOS AGRICOLAS SOLIDOS	DENSIDAD kg/m ³
Maíz, grano amarillo	760
Maíz, grano blanco	800
Maíz, grano jaeno	740
Maíz, grano morocho	750

Nota. (Lubin, 1993)**2.1.4. Razas de maíz amiláceo.**

En el Perú existen diversas variedades de maíz denominadas razas, identificándose un total de 55 razas organizadas en cinco grupos según su proceso evolutivo: primitivas, derivadas de las primitivas, de segunda derivación, introducidas e incipientes (Salhuana, 2003).

De este total de razas, 26 corresponden a la sierra siendo la raza San Gerónimo Huancavelicano, raza Cuzco y raza Morocho, las más cultivadas en esta región del Perú (Dirección de Información Agraria, 2012).

2.1.4.1. Raza Huancavelicano.

Las mazorcas de la raza San Gerónimo Huancavelicano, mostradas en la Figura 6, son producidas en los departamentos de Junín, Huancavelica y Apurímac, En forma, son cónicas globulosas y en tamaño pequeñas con 10 cm de largo y 6 cm de diámetro en promedio; Asimismo, presentan 12 hileras regulares de granos, los cuales son largos y gruesos; Por otro lado, presentan un endospermo (parte interna del grano) blanco y harinoso, y una cubierta externa que puede ser incolora, roja, marrón o variada (de varios colores); La tusa de esta raza de maíz puede ser incolora, de color rojo, marrón o variegada (Salhuana, 2003).

Figura 6

Maíz huancavelicano



Nota: Diversidad y descripción de las razas de maíz del Perú (Salhuana, 2003, pág. 14)

2.1.4.2. Raza Morocho

El maíz de la raza Morocho, mostrado en la Figura 7, es cultivado en los departamentos de Ayacucho, Huancavelica y Apurímac; Son delgadas y de forma cónica, de 15 cm de largo y 10 hileras irregulares en promedio, Sus granos poseen una forma redondeada con endospermo de color amarillo en el exterior y harinoso en el interior, mientras que su pericarpio o cubierta externa es incoloro, La tusa de esta raza es generalmente de color blanco (Salhuana, 2003).

Figura 7

Maíz raza morocho



Nota: Diversidad y descripción de las razas de maíz del Perú (Salhuana, 2003, pág. 13)

2.1.4.2. Raza Cuzco

Esta variedad de maíz, mostrada en la Figura 8, se cultiva en los departamentos de Cuzco, Cajamarca, Huancavelica, Áncash y las zonas bajas de Junín, Las mazorcas de esta raza se caracterizan por tener forma cilíndrica ovoidal con 15 cm de largo y 5 cm de diámetro en promedio; Además, estas poseen 8 hileras regulares de granos, los cuales son grandes y circulares, con un endospermo blanco harinoso y un pericarpio incoloro blanco por lo general (Salhuana, 2003).

Esta variedad de maíz amiláceo es la de mayor producción en el Perú y la de mayor exportación a países tales como España, Japón y Estados Unidos) (Dirección de Información Agraria, 2012).

Figura 8

Maíz raza Cusco



Nota Diversidad y descripción de las razas de maíz del Perú (Salhuana, 2003, pág. 16).

2.1.5. Características físicas de maíz.

Tabla 2

Principales características físicas del maíz

	Característica	M. San Gerónimo Huancavelicano	M. Morocho	M. Cuzco
Mazorca	Dimensiones LxA (cm)	8.10 x 4.70	12.15 x 4.25	12.80 x 4.17
	Diámetro base (cm)	5.20	3.73	4.60
	Diámetro punta (cm)	4.10	3.05	3.77
	Numero de hileras	11.12	10.75	8.30
Granos	Dimensiones LxA (mm)	16.10 x 11.60	11.71 x 9.76	15.40 x 13.20
	Grosor (mm)	5.50	5.65	5.40
	Dureza	1.93	1.90	2.25

Nota. (Grobman, Salhuana, Sevilla, & Mangelsdorf, 1961).

2.2. Selección del Grano.

Selección manual.

El método de clasificación manual se realiza colocando los granos de maíz en una superficie plana de manera que el personal que realice la clasificación pueda observar la característica por la cual desea separar, ya sea por el tamaño del grano de maíz o contextura (Ricaldi Torres, 2020, pág. 33).

Figura 9

Selección manual de los granos secos de maíz



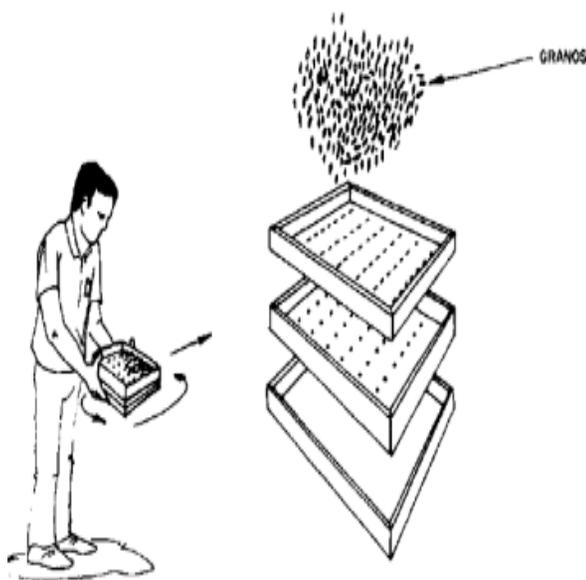
Nota. Elaboración propia.

2.2.1. Selección por criba tipo manual.

Los agricultores pueden fabricar estas herramientas simples, que son muy comunes, porque tienen la capacidad de limpiar pequeñas cantidades de maíz. La capacidad de limpieza de la pantalla manual oscila entre 50 y 70 kg por hora. La poca capacidad de rendimiento y el hecho de que los operadores deben tener mucha fuerza y habilidad son algunas de sus desventajas.

Figura 10

Método por criba manual.



Nota: (FAO, 2015)

2.2.2. Selección por criba tipo vibratorio.

Se utilizan para grandes volúmenes. La vibración se transmite a la criba a través de la leva del volante excéntrico y desequilibrado. El tamiz puede tener uno, dos o tres tamices en serie.

Figura 11

Método vibratorio.



Nota. (FAMACIN, 2022)

2.2.3. Selección por criba tipo giratorio.

El motor eléctrico transmite el movimiento a través de las fajas y las polos y después se dirige hacia la Criba Cilíndrica horizontal, que es la responsable de seleccionar el Grano.

Figura 12

Método giratorio



Nota. (INDUSTRY, 2025)

2.3. Características de la maquina seleccionadora

2.3.1. Criba metálica o zaranda

Se trata de una parte rígida e inalterable, hecha de una lámina metálica, dotada de orificios distribuidos regularmente, la cual se encuentra instalada en un marco que está fijado a la Criba.

2.3.2. Aceros inoxidables

Las aleaciones Fe-Cr que contienen como mínimo un 11 % de Cr forman los aceros inoxidables. Al añadir más componentes a la aleación, se produce una amplia gama de materiales que son conocidos como familia de los aceros inoxidables.

Tabla 3

Acero inoxidable y su aplicación

Tipo de acero inoxidable	Aplicación
Austenítico (Resistente a la corrosión)	Equipos para industria petroquímica, alimenticia y farmacéutica Construcción civil Vajillas y utensilios domésticos Electrodomésticos
Ferrítico (Resistente a la corrosión. Mas barato)	Mostradores frigoríficos Monedas Industria automovilística Cubiertos
Martensítico (Dureza elevada)	Cuchillería Instrumentos quirúrgicos Cuchillos de corte

Nota: Elaboración Propia.

2.3.3 Aceros ASTM A36.

La mayor parte de aceros estructurales reciben la designación de los números ASTM, Un grado frecuente es el ASTM (American Society for Testing and Materials) A36, que tiene un punto de fluencia mínimo de 36000 psi (248 MPa) y es muy dúctil, En resumen, es un acero con bajo carbón y laminado en caliente, disponible en láminas, placas, barras y perfiles estructurales (MOTT, 2006, pág. 54).

2.3.4. Resortes mecánicos.

El resorte trabaja como eslabón mecánico, se considerará como un elemento con masa y amortiguamiento insignificante; el cual presenta un alargamiento cuando recibe una fuerza de tensión F , y en contraste a esta fuerza, se genera una fuerza de recuperación, que trata de regresar al resorte a su posición inicial.

Los resortes se diseñan para:

- Empujar
- Tirar
- Torcer

2.3.5. Resortes helicoidales de compresión.

Los resortes o muelles helicoidales son elementos mecánicos que se montan entre dos partes mecánicas de una máquina, con el fin de amortiguar impactos, Las diferentes formas de resortes para este tipo de elemento presentan un amplio rango de carga y proporcionan rangos de empuje y realizan grandes deflexiones; la aplicación común de este tipo es como de resortes de retorno para valvular de motores, resortes para troqueles, prensas etc. (López, 2015, pág. 10).

Figura 13

Resortes helicoidales compresión



Nota: (NORTON, 2011)

2.3.5.1. Materiales para fabricar resortes.

El proceso de fabricación es en frío o en caliente, lo cual depende del tamaño del índice del resorte (C) y de las propiedades deseadas, Existen numerosos materiales que se pueden utilizar

para fabricar resortes, como aleaciones a base de carbono, que contengan aluminio y sean resistentes a la corrosión.

2.3.5.2. Constante del resorte.

Si la pendiente es cte podría definirse como:

$$K = \frac{F}{Y}$$

Donde:

K = Cte del resorte. (N/mm)

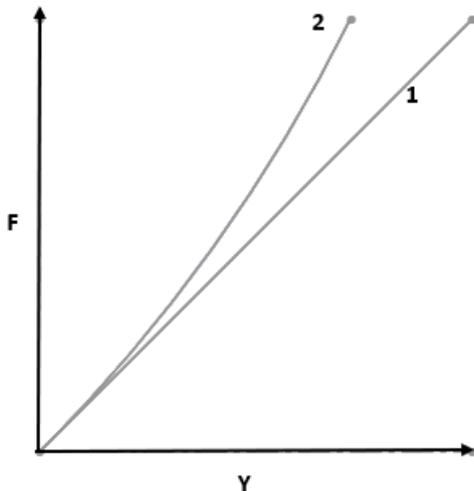
F = Fuerza. (N)

Y = Deflexión. (mm)

La cte del resorte podría ser un valor constante (resorte lineal) o variar con la deflexión (Resorte a lineal), cómo se observa en la fig. 14:

Figura 14

Constante de resorte. 1) Resorte lineal. 2) Resorte a lineal.



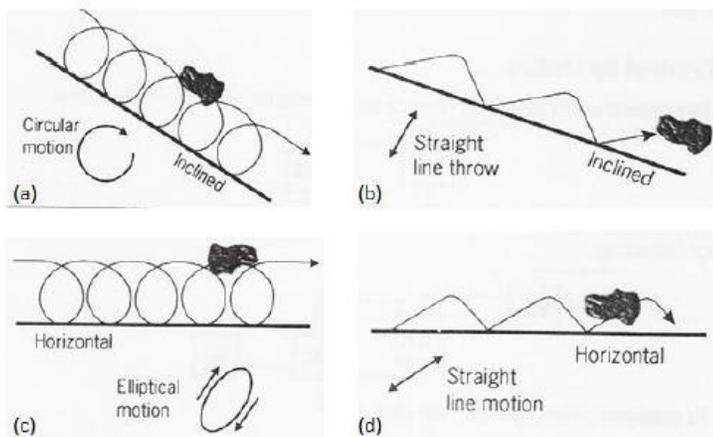
Nota: Elaboración Propia

2.4. Tipos de movimientos de la zaranda

Se pueden presentar movimientos circulares, elípticos y en línea recta.

Figura 15

(a) *Movimiento circular inclinada*, (b) *Movimiento recto inclinada*, (c) *Movimiento elíptico horizontal*, (d) *Movimiento en línea recta en una zaranda horizontal*.



Nota: (Correia, 2010)

2.4.1. Efecto de inclinación

Es muy importante para el rendimiento y la capacidad del zarandeo, normalmente el ángulo recomendado de operación varía entre 5° a 20° (Leon Paro, 2019, pág. 7).

2.5. Conocimientos básicos de vibraciones mecánicas.

Cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo se llama vibración u oscilación. El vaivén de un péndulo y el movimiento de una cuerda pulsada son ejemplos comunes de vibración

Un sistema vibratorio incluye un medio para almacenar energía potencial (resorte), un medio para conservar energía cinética (masa o inercia) y un medio por el cual la energía se pierde gradualmente (amortiguador)

La vibración de un sistema implica la transformación de su energía potencial en energía cinética y de esta en energía potencial, de manera alterna. (RAO, 2012).

Los componentes mecánicos que nos permiten simular un sistema mecánico y generar vibraciones son:

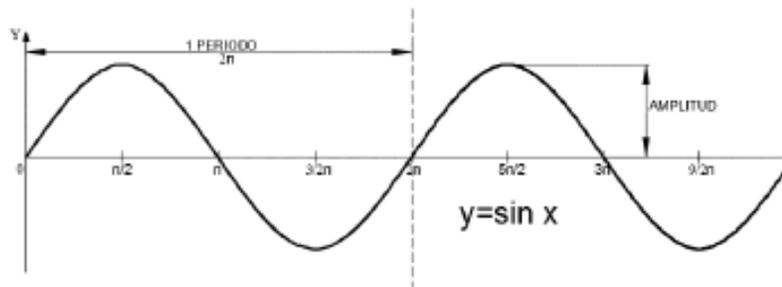
- Masa (Elemento de inercia)
- Resorte (Elemento de rigidez)

2.5.1. Movimiento Armónico Simple.

Si el movimiento se repite después de un intervalo de tiempo iguales, se llama movimiento periódico, el desplazamiento x puede escribirse como: $x = A \sin \omega t$ (THOMSON, 1983).

Figura 16

Función Senoidal



Nota: Elaboración Propia

- **Ciclo:** definida como una oscilación completa, es decir, si un sistema mecánico masa-resorte es perturbado por una fuerza, el cual tiene un movimiento de ida y vuelta pasando por su punto de equilibrio.
- **Frecuencia natural:** La frecuencia que oscila sin la influencia de fuerzas externas se conoce como frecuencia propia.

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

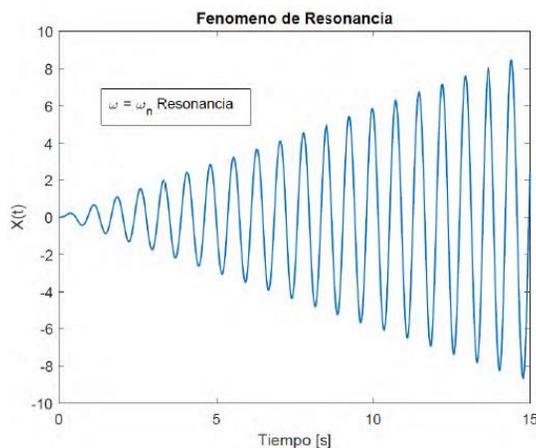
- **Amplitud:** La amplitud de oscilación es la máxima desviación que tiene un cuerpo oscilante desde su posición de equilibrio.
- **Periodo de oscilación:** es el tiempo que necesita para finalizar un ciclo de movimiento:

$$T = \frac{2\pi}{w_n}$$

- **Frecuencia de excitación:** Es la frecuencia de la fuerza que excita el sistema.
- **Resonancia:** Cuando la frecuencia de excitación y la frecuencia propia del sistema coinciden, se produce este fenómeno. Como resultado, el sistema recibe una cantidad infinita de energía o genera amplitudes muy altas. El fenómeno de resonancia equivale a una destrucción de sistemas mecánicos, ya sea a corto o largo plazo.

Figura 17

Fenómeno de Resonancia.



Nota. Elaboración Propia

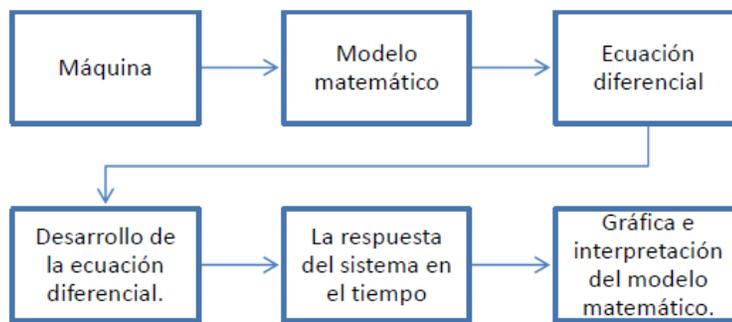
2.5.2. Modelamiento Matemático.

Un sistema mecánico puede ser representado por una ecuación diferencial, para esto es importante modelar el sistema matemáticamente con el apoyo de tres elementos básicos: masa,

resorte y amortiguador, a través de la ecuación diferencial podemos conseguir la respuesta en el tiempo y comprobar si responde a nuestro sistema.

Figura 18

Pasos de análisis de vibraciones de sistemas mecánicos.



Nota: Elaboración Propia

- **Vibración lineal.**

Si los elementos básicos de un sistema vibratorio, (resorte, masa y amortiguador), tienen un comportamiento lineal, la vibración resultante se conoce como vibración rectilínea.

- **Vibración no lineal.**

Si cualquiera de los elementos básicos se comporta de manera no lineal, la vibración se denomina como no lineal.

2.5.3. Vibración libre

Cuando se permite que un sistema vibre de manera libre tras una perturbación sin la acción de una fuerza externa.

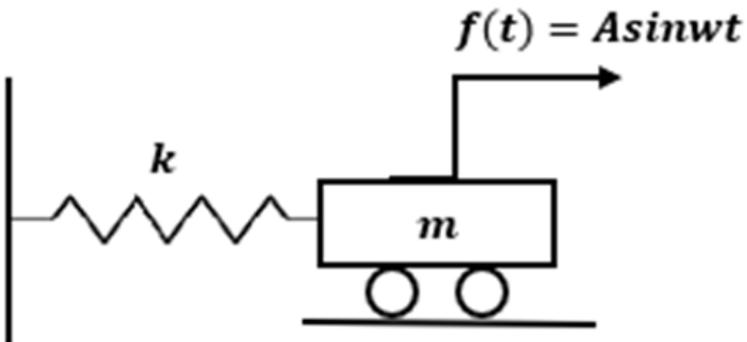
2.5.4. Vibraciones Forzadas.

Lo principal que los caracteriza estos sistemas es que presentan fuerzas de excitación; que tienen un comportamiento senoidal o se repiten cada intervalo de tiempo; y este dado por:

$$f(t) = A \sin wt .$$

Figura 19

Sistema sometido a una fuerza externa.



Nota: Elaboración Propia.

- **Sistema No Amortiguado**

La ecuación que representa el movimiento es:

$$m\ddot{x} + kx = f_0 \sin(\omega t)$$

Donde: $F_0 = f_0 \sin(\omega t)$, es periódica, la solución general de la ecuación está dada por: la solución general más la particular

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t)$$

Donde:

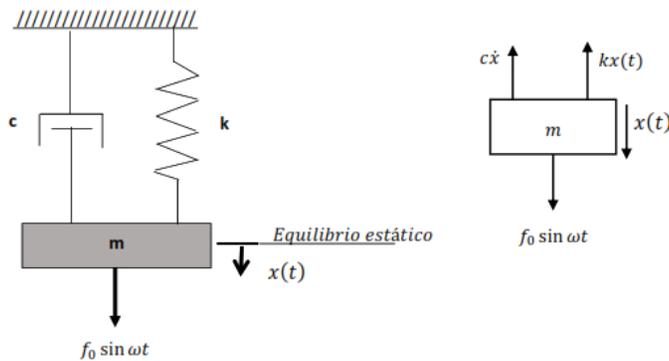
$x_h(t)$: Solución de la ecuación homogénea ($F_0 = 0$)

$x_p(t)$: Solución de la ecuación particular

- **Sistema Amortiguado.**

Figura 20

Sistema amortiguado sometido a fuerza externa



Nota: Elaboración Propia.

Considerando que la fuerza es de tipo periódico

$F_0 = f_0 \sin(\omega t)$ es:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f_0 \sin(\omega t).$$

Sabiendo que:

$$\varepsilon = \frac{c}{c_c} ; c_c = 2m\omega_n$$

Entonces la ecuación se escribe de la siguiente manera:

$$\ddot{x} + 2\varepsilon\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{f_0}{m} \sin \omega t$$

La solución general se define de la siguiente forma:

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t)$$

Donde:

$x_h(t)$: Solución homogénea ($F_0 = 0$)

$x_p(t)$: Solución particular

La solución $x_h(t)$, depende del factor de ε , el cual define si es un caso:

- Sub-amortiguado: $0 < \varepsilon < 1$
- Amortiguado crítico: $\varepsilon = 1$
- Sobre amortiguado: $\varepsilon > 1$

CASO I: Sub-amortiguado : $0 < \varepsilon < 1$

$$x_h(t) = e^{-\varepsilon w_n t} (A_1 \cos w_d t + B_1 \sin w_d t)$$

Siendo:

$$A_1 = x(0) + A \sin \phi$$

$$B_1 = \frac{\dot{x}(0) + \varepsilon w_n (x(0) + A \sin \phi) - w \cos \phi}{w_d}$$

CASO II : Amortiguado critico $\varepsilon = 1$

$$x_h(t) = A_1 e^{-\varepsilon w_n t} + B_1 t e^{-\varepsilon w_n t}$$

Siendo:

$$A_1 = x(0) + A \sin \phi$$

$$B_1 = \dot{x}(0) + \varepsilon w_n (x(0) + A \sin \phi) - w \cos \phi$$

CASO III: Sobre amortiguado $\varepsilon > 1$

$$x_h(t) = A_1 e^{s_1 t} + B_1 e^{s_2 t}$$

Siendo:

$$s_1 = -\varepsilon w_n + w_n \sqrt{\varepsilon^2 - 1} < 0$$

$$s_2 = -\varepsilon w_n - w_n \sqrt{\varepsilon^2 - 1} < 0$$

La solución particular es:

$$x_p = A \sin(\omega t - \theta)$$

Donde:

A : Amplitud de la solución particular

ω : Frecuencia de excitación

θ : Angulo fase

$$\text{tg} \theta = \frac{c \omega}{k - m \omega^2}$$

2.5.5. Factor De Amplificación Dinámica y ángulo de fase

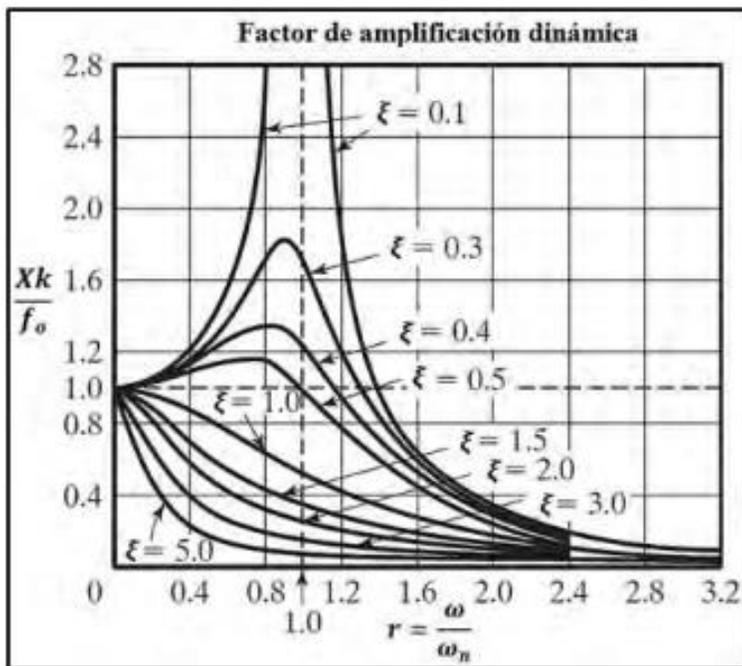
El FAD, nos muestra el nivel de vibración del sistema, es decir, cuánto es la vibración y esto se debe al factor de amortiguamiento que es muy predominante y a la relación de frecuencias

La relación de amplitudes FAD está dado por la formula:

$$\frac{XK}{f_0} = \frac{(r)^2}{\sqrt{(1 - (r)^2)^2 + (2\epsilon r)^2}}$$

Figura 21

Factor de amplificación dinámica



Nota: (RAO, 2012)

Algunas características del FAD:

- Para un sistema no amortiguado, $\xi = 0$, el factor de amplificación tiende, FAD al infinito a medida que la relación de frecuencias tiende a la unidad

- Cualquier cantidad de amortiguamiento $\xi > 0$, reduce el factor de amplificación con todos los valores de la frecuencia forzada
- Para cualquier valor especificado de r , un valor de amortiguamiento reduce el valor del factor de amplificación. $r > 1$
- Si el valor de $r = 0$ el factor de amplificación es 1
- El factor de amplificación se incrementa significativamente cerca de la resonancia, es decir, la resonancia se produce cuando $r = 1$
- El factor de amplificación dinámica, FAD, tiende a cero a medida que la relación frecuencias tiende al infinito, $Xk / f_0 \rightarrow 0$; $r \rightarrow \infty$, esto quiere decir que la amplitud de vibración forzada se reduce con valores crecientes de la frecuencia forzada
- Para $0 < \xi < 1/\sqrt{2}$, el valor máximo del amplificador dinámico Xk / f_0 ocurre cuando $r = \sqrt{1 - 2 * \xi^2}$ o $w = w_n * \sqrt{1 - 2 * \xi^2}$

(RAO, 2012, pág. 253)

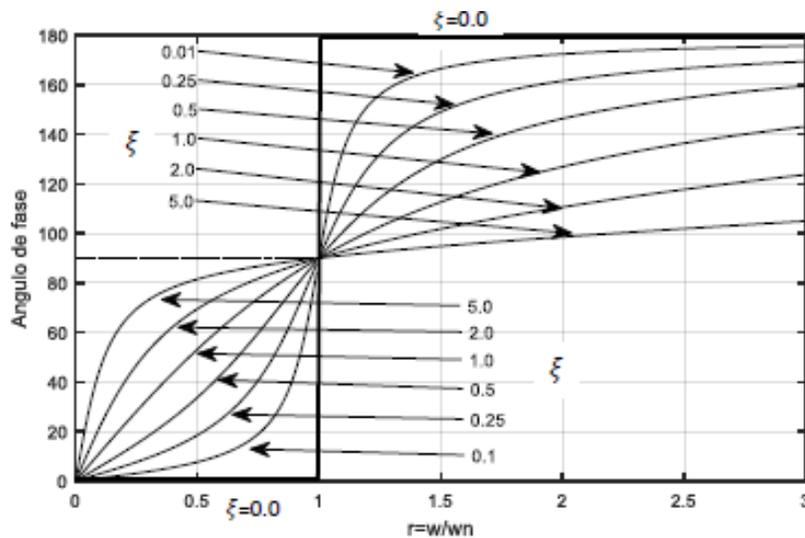
Algunas características del ángulo de fase:

- Para un sistema no amortiguado $\xi=0$, el ángulo de fase se representa en dos opciones:
 - El ángulo de fase es cero cuando $0 < r < 1$ esto implica que la excitación y la respuesta están en fase
 - El ángulo de fase es 180° cuando $r > 1$, es decir la excitación y la respuesta están desfasadas
- Para $\xi > 0$ y la relación de frecuencias está entre $0 < r < 1$ el ángulo de fase se encuentra entre $0 < \phi < 90^\circ$ lo que implica que la respuesta se retrasa con respecto a la excitación

- Para $\xi > 0$ y $r > 1$ en ángulo de fase es $90^\circ < \phi < 180^\circ$ lo que implica que la respuesta se adelanta a la excitación
- Para $\xi > 0$ y $r = 1$ el ángulo de fase es 90° lo que implica que la diferencia de fase entre la excitación y la respuesta es de 90°
- Para $\xi > 0$ y valores grandes de r , el ángulo de fase se aproxima a 180° , lo que implica que la respuesta y la excitación están desfasadas (MACEDO, 2014).

Figura 22

Angulo fase vs relación de frecuencias



Nota. (RAO, 2012)

2.5.6. Desbalance rotatorio

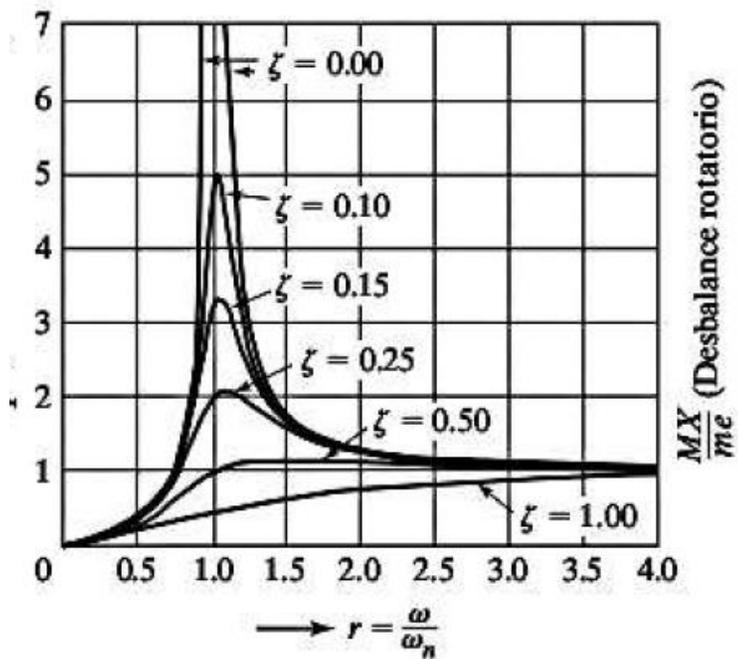
El desequilibrio genera una fuerza que actúa sobre la masa M del sistema, Esta fuerza, a su vez, se transmite por medio del resorte y el amortiguador hasta la base fija, el desequilibrio se modela como una masa m que gira con velocidad angular ω o gira con rpm, dicha masa se ubica a una distancia e del centro de rotación llamada excentricidad (RAO, 2012)

La fórmula es :

$$\frac{MX}{me} = \frac{\left(\frac{w}{w_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta \frac{w}{w_n}\right)^2}}$$

Figura 23

Desbalance rotatorio vs relación de frecuencias



Nota: (RAO, 2012).

Donde:

$\frac{MX}{me}$ = relación de amplificación y es adimensional

CAPITULO III

DISEÑO CONCEPTUAL.

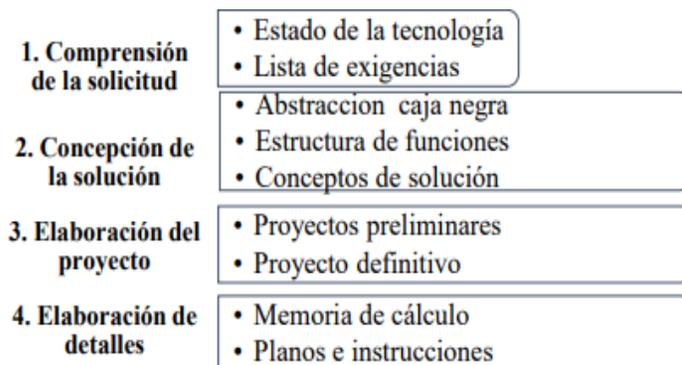
3.1. Introducción

En este capítulo se utiliza un criterio de diseño conceptual de la criba oscilatoria siguiendo la norma alemana 2221 y 2225, para conseguir la mejor disposición y seleccionar la maquina correcta.

En esta sección se desarrolla las tres etapas de la figura 24, siendo la última fase la elaboración de detalles

Figura 24

Fases de diseño VDI 2221



Nota: (Barriga, 2013)

3.2. Comprensión De La Solicitud

3.2.1. Elaboración de la lista de exigencias

En la figura 25 se presenta la lista de exigencias, característica y la descripción de cada una de ellas, para poder comprender de mejor manera el problema que queremos solucionar, antes de avanzar es fundamental analizar el problema de forma crítica teniendo presente que nuestra necesidad principal es seleccionar los granos secos de maíz amiláceo a razón de 300 kg/h.

Figura 25*Lista De Exigencias*

PROYECTO:	DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CRIBA OSCILATORIA PARA LA SELECCIÓN DE 300KG/H DE GRANOS SECOS DE MAIZ AMILACEO POR CALIBRE		Fecha:10/07/21
			Revisado:A.M.S
CLIENTE:	Productores de granos secos de maiz		Elaborado: W.T.Q y B.M.V
Deseo o Exigencia	Caracteristica	Descripcion	
E	Funcion Principal	Selección de granos secos de maiz amilaceo por calibre para una capacidad de 300kg/h	
E	Materia Prima	Granos secos de maiz amilaceo	
E	Geometria	La máquina ocupará un espacio no mayor a 1 x 0.8 x 1.6 m (Largox Ancho x Alto).	
E	Energia	Usara un motor eléctrico con alimentación monofásica de 220 V	
E	Seguridad	La criba oscilatoria tiene que ser diseñada de modo que no aya peligros para el personal que trabaje con el modulo.	
E	Ergonomia	Las dimensiones principales de la criba oscilatoria deben ser adecuadas para trabajar con comodidad.	
E	Fabricacion	Procesos de fabricacion de acuerdo a normas y manuales	
E	Montaje	Debe ser versatil, de facil montaje, instalacion.	
E	Costos	Los costos de fabricación y materiales deben ser bajos.	
E	Mantenimiento	Equipos, componentes y accesorios de facil acceso para mantenimiento.	
E	Uso	La manipulación de la máquina estará dirigido al campesino agricultor.	

Nota: Elaboración Propia

3.3. Concepción de la solución

3.3.1. Abstracción y obtención de caja negra

Es la representación más sencilla de cualquier máquina donde se puede distinguir las principales entradas y salidas de la criba oscilatoria. Las entradas y salidas de la caja negra son energía, materia y señal.

Figura 26*Obtención de la caja negra**Nota: Elaboración Propia***Entradas:**

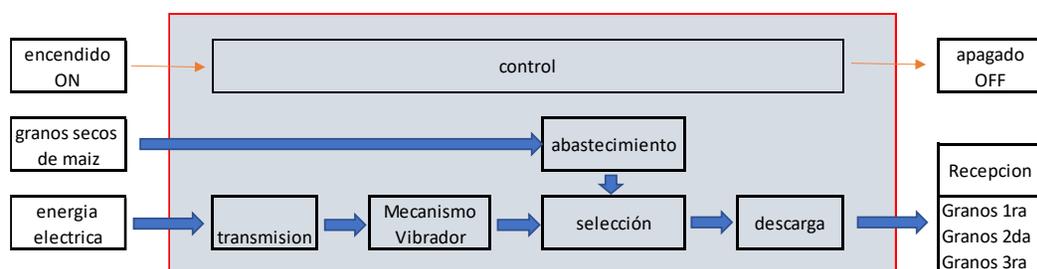
- **Materia:** Ingreso de granos secos de maíz
- **Energía:** Para accionar el motor y generar Vibración
- **Señal:** visual de abastecimiento de granos secos de maíz

Salidas:

- **Materia:** Granos secos de maíz seleccionados de 1ra, 2da y 3ra
- **Energía:** vibración del sistema, ruido y calor
- **Señal:** Señal visual de salida de granos de maíz seleccionados, visual y sonora

3.3.2. Obtención de la estructura de funciones

La manera más adecuada de representar la estructura de funciones es mediante bloques, tal como se muestra en la fig. 27:

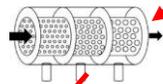
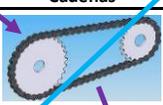
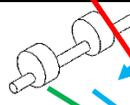
Figura 27*Obtención de la estructura de funciones*

3.3.3. Elaboración de matriz morfológica

La fig. 28 se observa la matriz morfológica donde se aprecian cuatro soluciones diferentes para las funciones principales que se describieron anteriormente. La figura nos permite comparar las diferentes alternativas de solución que puedan cumplir con las exigencias planteadas para la maquina seleccionadora y que nos permita identificar la solución óptima.

Figura 28

Matriz Morfológica

FUNCIONES PRINCIPALES	PORTADORES DE FUNCIONES		
	Características o principios de solución		
	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
ABASTECIMIENTO	Manual 	Tolva de alimentacion 	Automatica 
SELECCIÓN	Criba Cilindrica 	Criba oscilatoria 	
DESCARGA	Costal 	Recipientes 	Faja transportadora 
ENERGIA	Motor electrico 	Motor combustion 	MotoVibrador 
TRANSMISION	Fajas 	Cadenas 	Engranajes 
MECANISMO VIBRADOR	Masa Exceéntricas 	Leva 	Biela-manivela 
CONTROL	Control Automatico 	Control Manual 	

LEYENDA	Descripcion	Caracteristica
	solucion 1	
	solucion 2	
	solucion 3	
	solucion 4	

Nota: Elaboración Propia

3.3.4. Desarrollo de conceptos de solución

Se hizo uso primeramente de la matriz morfológica donde se menciona las funciones principales y las alternativas de solución para seleccionar el mejor diseño de la maquina seleccionadora.

A partir de la matriz morfológica se tiene 4 conceptos de solución:

Solución 1

Tolva de alimentación + criba giratoria + costal + motor eléctrico + transmisión por fajas + control manual.

Solución 2

Tolva de alimentación + recipientes + motor vibrador + masa excéntrica + control manual

Solución 3

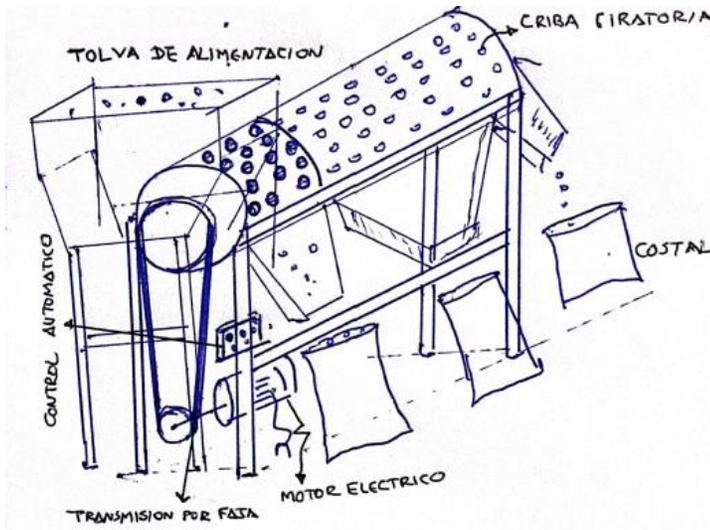
Tolva de alimentación + criba vibratoria + saco + motor eléctrico + transmisión por faja + masa excéntrica + control manual

Solución 4

Automática + criba oscilatoria + recipientes + motor eléctrico + transmisión por cadenas + leva + control automático

3.4. Elaboración del Proyecto

En base a las alternativas que se emplearon en la matriz morfológica, se procede a elaborar cuatro conceptos de solución para la máquina seleccionadora de granos de maíz, los cuales posteriormente serán sometidos a una evaluación técnica y económica a partir del cual se logrará el proyecto preliminar óptimo, con el cual se desarrollará el proyecto final para la maquina seleccionadora.

Figura 29*Proyecto preliminar 1**Nota: Elaboración Propia*

El mecanismo de poleas y bandas, es accionado por un motor eléctrico el mismo que transmite el movimiento a la criba cilíndrica horizontal que al rotar selecciona el grano por tamaño, como se muestra en la figura 29.

. Ventajas.

- Trabaja de forma continua.
- La selección se realiza en un tiempo menor.
- La zaranda proporciona un volumen elevado, lo que incrementa la capacidad del producto.
- Construcción y montaje de forma sencilla.

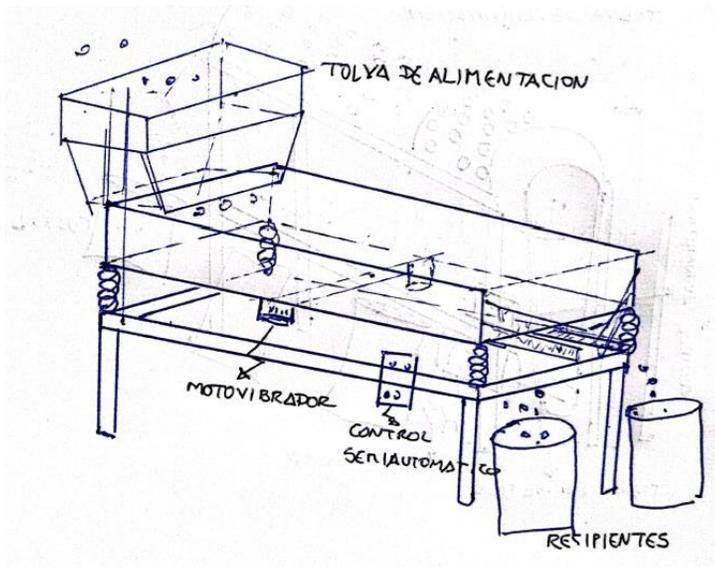
Desventajas.

- La construcción de la criba es complicada porque el tamiz es de forma cilíndrica
- La fabricación es robusto y por ello será incómodo de trasladar de un lugar a otro.
- Requiere mayor espacio físico.

- Hay un alto grado de maltrato del producto.
- El producto tiene un acceso complicado a la criba.

Figura 30

Proyecto preliminar 2



Nota: Elaboración Propia.

Dos moto-vibradores eléctricos producen el movimiento, y la fuerza centrífuga resultante se transmite al bastidor de la máquina. En este bastidor están la bandeja y la criba, que generan un movimiento horizontal unidireccional de vibración del grano, lo que resulta en su selección tal como se muestra en la figura 30.

Ventajas.

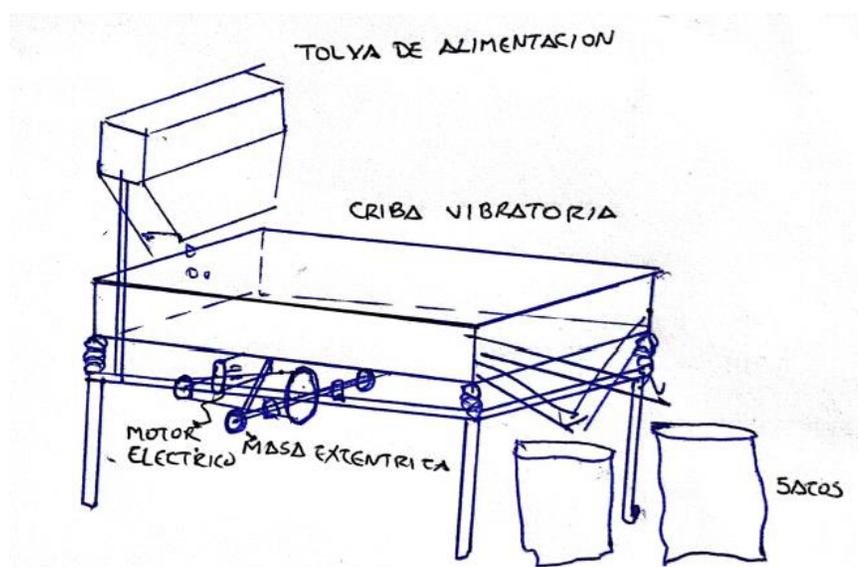
- Disminuye el tiempo de trabajo y reduce los esfuerzos del operador
- Su mantenimiento y operación es sencilla.
- El tipo de selección no causa daños al producto
- El ruido que se genera no es elevado a causa del resorte.
- La selección es confiable debido a que el proceso de vibración se puede regular.

Desventajas.

- Elevado costo del moto vibrador
- Tiene un mecanismo complejo.
- El mantenimiento es realizado por un especialista.

Figura 31

Proyecto preliminar 3



Nota: Elaboración Propia

La biela-manivela es accionado por un motor eléctrico el cual nos produce movimiento de vibración en la criba para seleccionar los granos por tamaño, tal como se observa en la figura 31.

Ventajas.

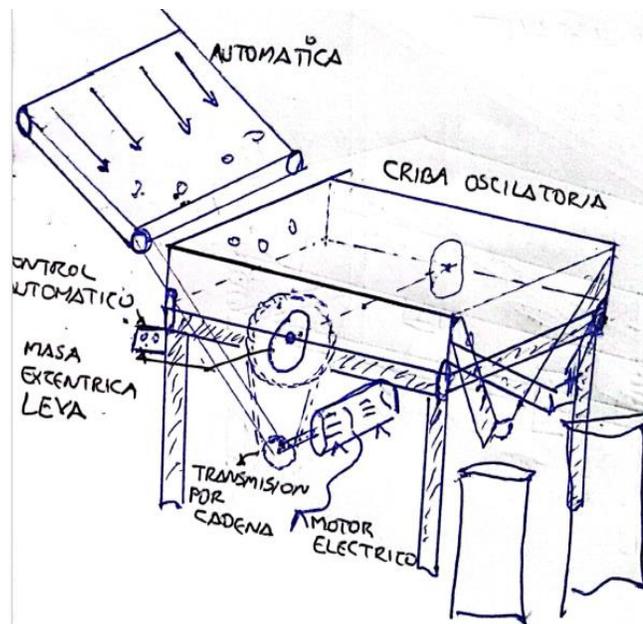
- Mantenimiento sencillo y bajo costo.
- Bajo costo de construcción.
- Facilita la recolección del grano seleccionado.
- Porta placas intercambiables
- Requiere de un ángulo de inclinación para el flujo del grano.

Desventajas.

- Existen posibilidades de atascamiento del grano en su flujo a través de la criba.
- El sistema de biela-manivela genera ruido moderado.
- Se requiere de anclajes en el piso.

Figura 32

Proyecto preliminar 4



Nota. Elaboración Propia

Es accionado por un motor eléctrico, y el movimiento es transmitida mediante una cadena a través de una rueda dentada que tiene la trayectoria de una leva, tal como se muestra en la figura 32.

Ventajas.

- Reduce el tiempo de trabajo
- Disminuye el esfuerzo humano
- Su mantenimiento es de forma regular

- Operación de forma sencilla
- El tipo de selección no causa daños al producto

Desventajas.

- Requiere mayor espacio físico
- El mantenimiento de la cadena requiere de lubricación regular.
- El contacto metal con metal genera desgaste de los componentes

3.4.1. Evaluación técnico- económica de los proyectos preliminares

En base a los 4 proyectos preliminares se realiza el análisis técnico y económico, cada criterio de evaluación tiene un peso ponderado debido a un distinto nivel de relevancia en el proyecto.

Tabla 4

Rango de valor técnico y 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

Nota: (Barriga, 2013)

Evaluación técnica

Figura 33

Evaluación técnica de proyectos preliminares

DISEÑO MECANICO – EVALUACION DE PROYECTOS												UNSAAC	
VALOR TECNICO (Xi)													
DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CRIBA OSCILATORIA PARA LA SELECCIÓN DE 300 KG /H DE GRANOS SECOS DE MAIZ AMILACEO POR CALIBRE													
p: Puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)													
0=No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien													
g: Peso ponderado y se da en función a la importancia de los criterios de evaluación													
Criterios de evaluación para diseños en la fase de conceptos o proyectos													
Variantes de Concepto/Proyecto			Solución N°1		Solución N°2		Solución N°3		Solución N°4		Solución Ideal		
N°	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	FUNCION PRINCIPAL	4	3	12	3	12	4	16	3	12	4	16	
2	MATERIA PRIMA	3	3	9	3	9	4	12	3	9	4	12	
3	GEOMETRIA	3	1	3	3	9	4	12	3	9	4	12	
4	CINEMATICA	2	3	6	3	6	3	6	3	6	4	8	
5	FUERZAS	3	3	9	2	6	3	9	3	9	4	12	
6	ENERGIA	4	3	12	2	8	3	12	3	12	4	16	
7	SEÑALES	2	2	4	3	6	3	6	3	6	4	8	
8	SEGURIDAD	4	2	8	3	12	4	16	3	12	4	16	
9	ERGONOMIA	3	2	6	3	9	3	9	2	6	4	12	
10	FABRICACION	3	3	9	3	9	3	9	3	9	4	12	
11	MONTAJE	3	3	9	2	6	3	9	3	9	4	12	
12	USO	3	3	9	3	9	4	12	3	9	4	12	
13	MATENIMIENTO	3	2	6	2	6	3	9	3	9	4	12	
PUNTAJE MAXIMO $\sum gp$		40		102		107		137		117		160	
VALOR TECNICO Xi				0.64		0.67		0.86		0.73		1.00	

Nota: Elaboración Propia

En la figura 33 se tiene las ponderaciones de cada solución, de las cuales el valor técnico que se aproxima a la solución ideal es 0.86, los cuales se calcularon con la siguiente formula:

$$Xi = \frac{g_1p_1+g_2p_2+g_3p_3+g_4p_4+g_5p_5}{(g_1+g_2+g_3+g_4+g_5)P_{max}} \leq 1$$

Evaluación económica

Figura 34

Evaluación económica de proyectos preliminares

DISEÑO MECANICO – EVALUACION DE PROYECTOS												UNSAAC	
VALOR ECONOMICO (Yi)													
DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA CRIBA OSCILATORIA PARA LA SELECCIÓN DE 300 KG /H DE GRANOS SECOS DE MAIZ AMILACEO POR CALIBRE													
p: Puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)													
0=No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien(ideal)													
g: Peso ponderado y se da en función a la importancia de los criterios de evaluación													
Criterios de evaluación para diseños en la fase de conceptos o proyectos													
Variantes de Concepto/Proyecto			Preliminar N°1		Preliminar N°2		Preliminar N°3		Preliminar N°4		Ideal		
N°	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	COSTO DE MATERIAL	3	3	9	2	6	4	12	3	9	4	12	
2	COSTO DE FABRICACION	3	3	9	3	9	4	12	3	9	4	12	
3	COSTO DE MONTAJE	4	2	8	2	8	3	12	2	8	4	16	
4	FACIL MANTENIMIENTO	3	2	6	2	6	3	9	2	6	4	12	
5	COSTO DE DISEÑO	3	3	9	3	9	4	12	2	6	4	12	
7	COSTO DE ENERGIA	4	3	12	2	8	3	12	3	12	4	16	
8	CANTIDAD DE COMPONENTES	4	3	12	2	8	3	12	3	12	4	16	
PUNTAJE MAXIMO $\sum gp$		24		65		54		81		62		96	
VALOR ECONOMICO Yi			0.68		0.56		0.84		0.65		1.00		

Nota: Elaboración Propia

En la figura 34 se tiene las ponderaciones de cada solución, de las cuales el valor económico que se aproxima a la solución ideal es 0.84, los cuales se calcularon con la siguiente formula:

$$Y_i = \frac{g_1 p_1 + g_2 p_2 + g_3 p_3 + g_4 p_4 + g_5 p_5}{(g_1 + g_2 + g_3 + g_4 + g_5) P_{max}} \leq 1$$

Tabla 5*Resultado del Rango de valor técnico y económico*

Rango de valor técnico y económico	S1	S2	S3	S4	S (ideal)
V. TECNICO X_i	0.64	0.67	0.86	0.73	1
V. ECONOMICO Y_i	0.68	0.56	0.84	0.65	1

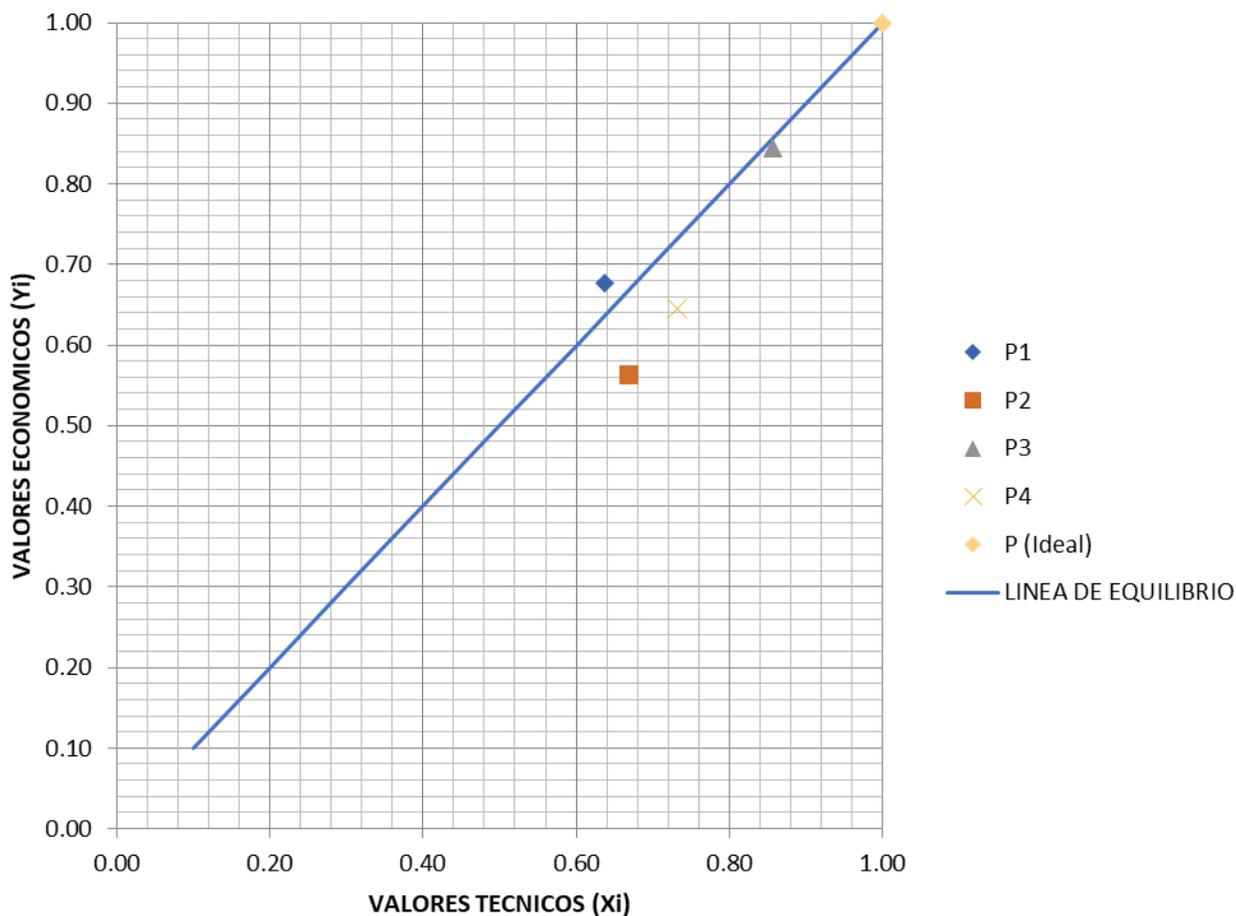
Nota: Elaboración Propia.

De la tabla 5 se observa que el $X_i = 0.86$; $Y_i = 0.84$

Se realiza una gráfica en el plano cartesiano tal como se muestra en la figura 35 en la que se ubican los 4 proyectos preliminares con coordenadas de las valoraciones técnicas y económicas.

Figura 35

Diagrama de evaluación según VDI 2225



Nota: Elaboración Propia

La solución más cercana a la línea de equilibrio con pendiente de 45 según el gráfico es el proyecto preliminar 3 y se elige como la solución óptima.

3.4.2. Obtención de proyecto definitivo

El proyecto que satisface con los requisitos técnicos y económicos es el proyecto preliminar 3 que pertenece a "criba oscilatoria con mecanismo biela -manivela" por ser la que más se acerca a la línea de solución óptima.

CAPITULO IV

DISEÑO MECANICO

4.1. Introducción

Para un correcto diseño se debe cumplir los requerimientos funcionales, Entre los principales se tiene:

- ✓ La seleccionadora debe ser de operación sencilla, montaje, desmontaje y que el mantenimiento de los componentes de la maquina pueda realizarse con comodidad.
- ✓ La máquina deberá cumplir los requerimientos del agricultor, proponiéndose llegar a la capacidad de 300 [kg/h].

4.2. Diseño de los componentes de la máquina

La capacidad de la seleccionadora de granos secos de maíz sería un primer parámetro para el diseño de sus componentes

La capacidad de producción en 1 hora es:

$$m = \frac{300\text{kg}}{h} * 1h$$

$$\mathbf{m = 300kg}$$

Capacidad De Trabajo:

Los datos de la densidad aparente de los granos de maíz son extraídos de la tabla 1 del capítulo II, donde se tiene:

- Densidad de grano amarillo $\rho_{Ga} = 760 \text{ kg/m}^3$
- Densidad de grano jaeno $\rho_{Gj} = 800 \text{ kg/m}^3$
- Densidad de grano blanco $\rho_{Gb} = 740 \text{ kg/m}^3$
- Densidad de grano morocho $\rho_{Gm} = 750 \text{ kg/m}^3$

Se sabe que:

$$V = \frac{m}{\rho}$$

Entonces en la tabla 6 se tiene el volumen de los granos de maíz anteriormente mencionados

Tabla 6

Volúmenes por cada tipo de grano

$V_{\text{Grano amarillo}} : V_{\text{Ga}} \text{ (m}^3\text{)}$	$V_{\text{Grano jaeno}} : V_{\text{Gj}} \text{ (m}^3\text{)}$	$V_{\text{Grano blanco}} : V_{\text{Gb}} \text{ (m}^3\text{)}$	$V_{\text{Grano morocho}} : V_{\text{Gm}} \text{ (m}^3\text{)}$
0.395	0.375	0.400	0.398

Nota. Elaboración Propia

Aproximadamente para procesar 300 kg/h, se deberá depositar en la tolva 0.4 m³ de maíz amiláceo.

4.2.1. Diseño De La Tolva De Alimentación

La tolva de la máquina seleccionadora de granos secos de maíz es un contenedor de mediano tamaño que se ubica en la parte superior que se utiliza para acopiar los granos de maíz amiláceo, la tolva va incluir una compuerta que se utilizara para controlar la velocidad de entrada de los granos de maíz en la máquina seleccionadora.

4.2.1.1. Diversos materiales para tolvas de alimentación

Tabla 7

Relación de diversos materiales para tolvas

	Acero A36	AISI 304	ALUMINIO T6	Acero galvanizado
Resistencia a la fluencia	250MPa	276MPa	169MPa	370MPa
Densidad	6.8 g/cm ³	7.8 g/cm ³	2.7 g/cm ³	7.84 g/cm ³
Resistencia a la corrosión	Baja	Alta	Media	Media
Costos	Baja	Alta	Alta	Media
Limpieza	Regular	Excelente	Excelente	Regular
Toxicidad	Regular	Baja	Baja	Regular

Nota: Elaboración Propia.

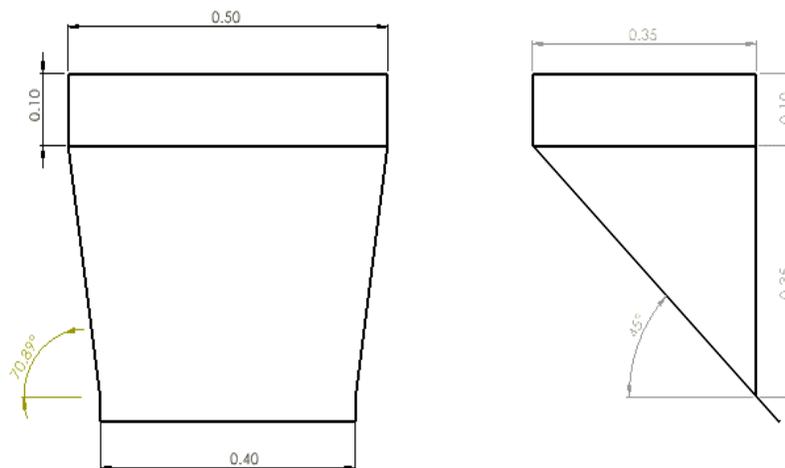
Para el diseño de la tolva de alimentación se selecciona el material de acuerdo con las consideraciones antes planteadas. Después de realizar este análisis para la elección del material se escogió el acero galvanizado como mejor alternativa debido a sus propiedades son adecuadas para el tipo de aplicación que va a trabajar y que el costo de producción es apropiado.

Con la finalidad de conseguir una máquina en el que su costo de construcción no sea alto, es necesario diseñarla de modo que su tamaño no sea muy grande y tampoco requiera de una potencia elevada, con estas condiciones se considerara llenar a la tolva cada 7.5 min 37.5 kg de maíz amiláceo, con estas condiciones iniciales se diseñara la tolva de alimentación el cual nos permitirá seleccionar 300kg de maíz en 60 minutos.

A continuación, se realiza un esquema de la geometría de la tolva de alimentación y de esta manera calcular las presiones que resiste.

Figura 36

Modelo de la tolva de alimentación



Nota: Elaboración Propia

4.2.1.1. Cálculo del volumen de la tolva

Para hallar el volumen utilizamos la siguiente formula.

$$V_{\text{prisma}} = a * b * c$$

Reemplazando datos se tiene:

$$V_{\text{prisma}} = a * b * c = 0.5 * 0.35 * 0.1 = 0.0175 \text{ m}^3$$

También se conoce el Volumen de un tronco pirámide

$$V_{\text{tronco}} = \frac{h}{3}(A_{\text{BM}} + A_{\text{Bm}} + \sqrt{A_{\text{BM}} * A_{\text{Bm}}})$$

Donde:

V_{tronco} : volumen del tronco

h: altura

A_{BM} : área base mayor

A_{Bm} : área base menor

Reemplazando se tiene:

$$V_{\text{tronco}} = \frac{0.35}{3}(0.175 + 0.008 + \sqrt{0.175 * 0.008}) = 0.0325 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{total}} = V_{\text{prisma}} + V_{\text{tronco}} = 0.0175 + 0.0325 = 0.05 \text{ m}^3$$

4.2.1.2. Cálculo de espesor de la tolva

Analizamos la teoría del diseño de silos y tolvas que está en: (AENOR, 1998), ANEXO A; en el que se determinan las presiones máximas en las paredes para luego obtener el espesor adecuado de la tolva de alimentación.

Volumen de la tolva : $V_{\text{tolva}} = 0.05 \text{ m}^3$

Densidad promedio del grano de maíz blanco : $\rho_{\text{Gb}} = 740 \text{ kg/m}^3$

Peso de maíz cargado en la tolva : $W_{\text{mt}} = 37.5 \text{ kg}$

Para calcular los factores de carga de los granos secos de maíz, estos se obtienen a partir de la tabla 7.1 del ANEXO A). Las características de almacenamiento de los granos de maíz que se emplearán en el cálculo de diseño de la tolva son:

$$\rho_{Gb} = 740 \text{ kg/m}^3$$

$$K_{s,m} = 0.50$$

$$\mu_m = 0.30$$

$$\phi_w = \arctg \mu_m = 17^\circ$$

$$C_0 = 1.4$$

Donde:

K_s : Valor de relación de presión horizontal y vertical.

μ_m : Valor medio del coeficiente

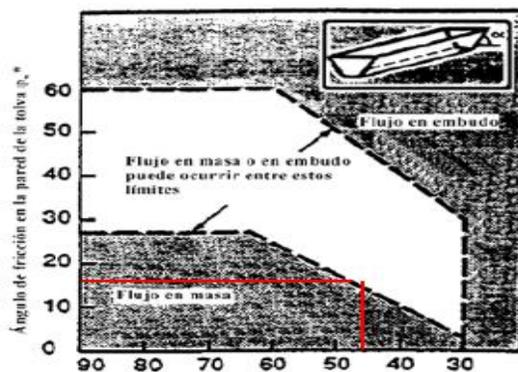
C_0 : Máx.coef. de mayoración de la presión de paredes verticales.

ϕ_w : Angulo de fricción

Con los datos anteriores calculamos el ángulo de inclinación de la pared de la tolva α :

Figura 37

Curva ángulo inclinación de la tolva en la pared



Nota: (AENOR, 1998)

De la figura 37 consideramos que $\alpha_1 = 45^\circ$ en el que el valor obtenido está dentro de la zona de flujo de masa, el cual nos permitirá reducir el flujo del área de ingreso de material.

Nota El Plano de la tolva de alimentación de la seleccionadora, las dimensiones se determinaron aproximando al ángulo requerido y al volumen que se calculó anteriormente.

4.2.1.3. Presiones de llenado.

En las paredes verticales la presión horizontal se obtiene a partir de la ecuación 5.3 ANEXO

A.

$$P_{hf} = \frac{\delta A}{\mu U} C_z(z)$$

Donde:

$$C_z(z) = 1 - e^{\left(-\frac{z}{z_0}\right)}$$

$$z_0 = \frac{A}{K_S \mu U}$$

$U = 5.18 \text{ m}$, Perímetro desplegado

$A = 0.66 \text{ m}^2$, Área interior

$\mu = 0.36$

$K_S = 0.53$

Entonces:

$$z_0 = \frac{A}{K_S \mu U} = \frac{1.49}{0.53 * 0.36 * 5.18} = 1.507 \text{ m}$$

Luego:

Tabla 8*Presiones de llenado*

z	$C_z(z)$	P_{hf}
0	0	0
0.1	0.155	36.12
0.25	0.343	80.10

Nota. Elaboración propia.

La distribución de presiones es triangular, y es 80.10 kg/m² en la arista de parte inferior de las paredes verticales.

De acuerdo a la disposición de la tolva, se elige la excentricidad de 0.15 m, el factor de excentricidad de la tolva llenado es:

$$\beta = 1 + 4 \frac{e_i}{d_c} ; \beta : \text{coeficiente de mayoración de presión local}$$

Donde:

$e_i = 0.15$, (distancia del eje referencial al centro del volumen de maíz)

$d_c = 0.4$, (abertura de descarga mas larga de la tolva de alimentacion)

$$\beta = 1 + 4 \frac{0.15}{0.4} = 2$$

La presión horizontal incrementado, por el método simplificado de llenado y vaciado es:

$$P_{hf,s} = P_{hf}(1 + 0.2 \beta)$$

$$P_{hf,s} = 80.10 * (1 + 0.2 * 2)$$

$$P_{hf,s} = 112.150 \text{ Kg/m}^2$$

La presión horizontal resultante del cálculo de cargas sobre la sección de la pared vertical es triangular distribuida de manera uniforme con un valor de 112.150 Kg/m².

4.2.1.4. Sobrecarga de uso en la tolva.

Puesto que $\alpha = 45^\circ$ en la pared inclinada de la tolva calculamos la presión perpendicular

(p_n) de la siguiente manera:

$$p_n = p_{n3} + p_{n2} + (p_{n1} - p_{n2}) \frac{x}{I_h}$$

$$p_{n1} = p_{v0}(c_b(\cos\alpha)^2 + (\text{sen}\alpha)^2)$$

$$p_{n2} = p_{v0}c_b(\cos\alpha)^2$$

$$p_{n3} = 3 \frac{A\delta K_s}{U\sqrt{\mu}} (\text{sen}\alpha)^2$$

Dónde:

x : longitud entre O y I_h

p_{n1} , p_{n2} : presión debido al llenado de la tolva

p_{n3} : presión vertical sobre el material almacenado

$c_b = 1.2$: coeficiente de mayoración de la presión en el fondo.

p_{v0} : presión vertical actuante en la transición.

$$p_{v0} = \frac{\delta A}{K_s \mu U} C_z(z), \text{ para una altura de } 0.45 \text{ m se tiene:}$$

$$p_{v0} = 233.77 \text{ kg/m}^2$$

Reemplazando se obtiene:

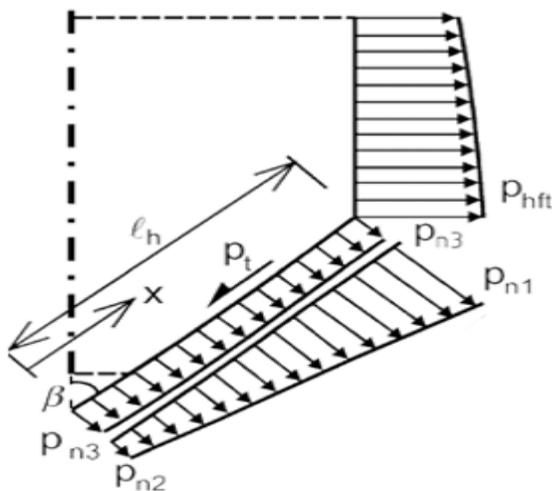
$$p_{n1} = 257.07 \text{ kg/m}^2$$

$$p_{n2} = 140.21 \text{ kg/m}^2$$

$$p_{n3} = 111.35 \text{ kg/m}^2$$

Figura 38

Distribución de presiones en la tolva



Nota. (AENOR, 1998).

La presión perpendicular cambia a lo largo del lateral de la tolva, como se observa en la fig. 38.

- En la zona de transición:

$$p_t = p_{n3} + p_{n1} = 360.42 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 3535 \text{Pa}$$

- En el vértice de la tolva:

$$p_{ve} = p_{n3} + p_{n2} = 151.56 \text{ kg/m}^2$$

Los datos necesarios para calcular la expresión en la boca de la tolva son los siguientes:

$l_{ve} = 0.4$, (largo de la tolva de descarga)

$l_b = 0.03$, (ancho de la tolva de la descarga)

La presión en la boca de la tolva se obtiene por semejanza de triángulos de la siguiente forma:

$$p_b = p_{ve} + p_x$$

$$p_x = \frac{(p_{n1} - p_{n2})(l_{ve} - l_b)}{l_{ve}}$$

$$p_x = 3.5 \text{ kg/m}^2$$

$$p_b = 155.06 \text{ kg/m}^2$$

Con el valor de la carga en la boca de la tolva de alimentación y en la zona de transición queda determinada la carga superficial trapezoidal que actúa sobre la cara de la tolva.

Para hallar el espesor de la lámina de acero a emplearse en la tolva de alimentación, se usará el acero galvanizado.

$$e = \frac{p_t * P}{\sigma_{\text{max}} * 20}$$

e = espesor de la lámina de acero

p_t = presión máx. producida en las paredes de la tolva

σ_{adm} : esfuerzo admisible

P = Perímetro de la sección del lado inclinado

Por lo tanto:

$$fs = \frac{S_y}{\sigma_{\text{max}}}$$

Donde:

fs: (1.5 factor de seguridad)

S_y : (370 MPa Acero galvanizado)

Esfuerzo normal básico:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{S_y}{fs} = \frac{370 \text{ Mpa}}{1.5} = 246.7 \text{ Mpa}$$

Reemplazando se tiene:

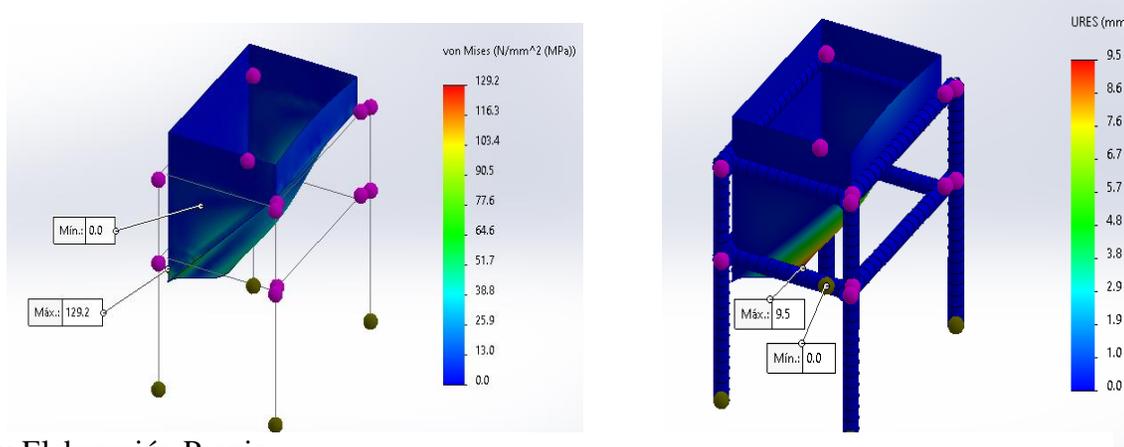
$$e = 0.28 \text{ mm}$$

El espesor es pequeño y no se adecua a un espesor comercial. Este valor no es apropiado para una selección adecuada del espesor de la lámina metálica. Para dicha selección se tomará el catálogo de aceros Arequipa tal como se indica en el ANEXO B en el que se selecciona un espesor comercial de 0.85mm.

Realizamos el respectivo análisis de la tolva de alimentación mediante el software de elementos finitos (Solid work 2022), donde se evalúa el espesor calculado y el material establecido.

Figura 39

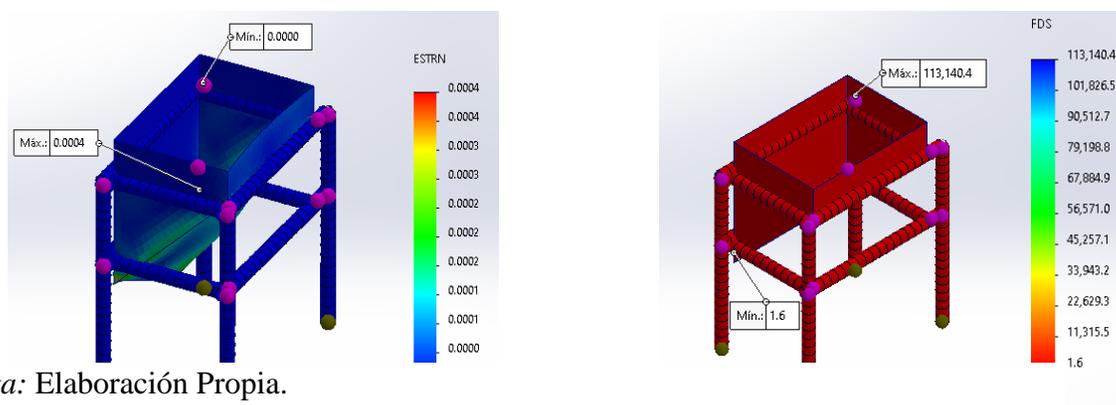
Grafica de tensiones y desplazamientos



Nota: Elaboración Propia.

Figura 40

Grafica de Deformaciones unitarias y factor de seguridad



Nota: Elaboración Propia.

Con los resultados conseguidos en la simulación se puede concluir que el espesor seleccionado cumple con los exigencias para el conformado de la tolva de alimentación con las Presiones máx. establecidas en esta, ya que el peso de los granos de maíz no genera mayores Presiones dentro de la tolva, el factor de seguridad para este espesor de 0.85.mm es de 1.6 y que el esfuerzo máximo generado es de 129.2 Mpa menor a 370 Mpa del material seleccionado ,dando un rango amplio para diversos tipos de granos y semillas.

4.2.1.5. Dimensionado De La Bandeja y la Criba

Determinaremos las dimensiones de las bandejas de selección donde caerán los granos y que en cada una de ellas caerá 1/3 del volumen de carga por hora aproximadamente.

4.2.1.6. Predimensionado de la criba

Se considerará 3 bandejas de descarga para la selección

$$V_c = \frac{V_{cc}}{3}$$

$$V_c = \frac{0.4}{3} = 0.133 \text{ m}^3$$

Donde:

V_c : Volumen de la criba

V_{cc} : Volumen de carga

La criba tendrá una altura de 240 mm, los tamices estarán separados a cada 80 mm con estos datos se puede calcular el área de la criba con la fórmula que será:

$$A = \frac{V_c}{h}$$

Reemplazando datos se tiene:

$$A = \frac{0.133 \text{ m}^3}{0.24 \text{ m}}$$

$$A = 0.55 \text{ m}^2$$

Donde:

A: Área de la bandeja de la criba: (m²).

h: Altura de la criba: (m).

Entonces: $A = a * l$

Donde:

a: ancho de la criba (m).

l: largo de la criba: (m).

En este caso consideraremos un ancho estándar del modelo de máquinas seleccionadoras que se encuentran en el mercado, el cual tienen un ancho estándar de trabajo de 0.55m

$$l = \frac{A}{a}$$

$$l = \frac{0.55}{0.55}$$

$$l = 1 \text{ m}$$

4.2.1.7. Dimensiones De La Criba:

$$h_c = 24 \text{ cm}$$

$$w_c = 55 \text{ cm}$$

$$l_c = 100 \text{ cm}$$

Entonces, las dimensiones que se requiere de la criba es: 24 cm de alto, 100cm de largo y 55cm de ancho.

4.2.1.8. Cálculo de cargas existentes en la criba

Determinamos la carga distribuida en la bandeja de la criba de la siguiente manera:

$$q = \frac{m}{A}$$

Donde

q: Carga distribuida.

A =Area

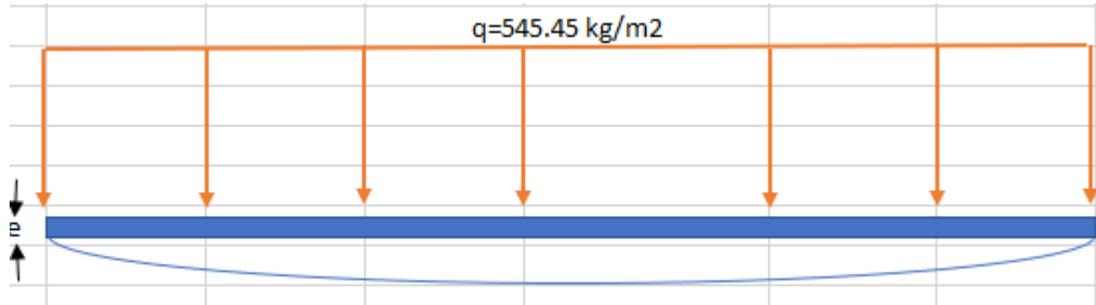
$$q = \frac{m}{A}$$

$$q = \frac{300}{0.55*1}$$

$$q = 545.45 \text{ kg/m}^2$$

Figura 41

Diagrama de distribución de cargas



Nota. Elaboración Propia

4.2.1.9. Factor de seguridad de la criba

El factor de seguridad adecuado para una máquina que selecciona granos es igual a 1.5, porque las cargas aplicadas son bajas, repetitivas y la vibración es controlada por resortes, para nuestro caso utilizaremos un acero AISI 304 con resistencia a la fluencia de 276 Mpa.

4.2.1.10. Esfuerzo admisible en la criba

$$\sigma_y = \frac{\text{Resistencia a la fluencia}}{\text{factor de seguridad}}$$

$$\sigma_y = \frac{S_y}{f.s}$$

Reemplazando se tiene:

$$\sigma_y = \frac{276 \text{ MPa}}{1.5}$$

$$\sigma_y = 18.4 \text{ kg/mm}^2$$

4.2.1.11. Cálculo del espesor de la Criba.

η : relación entre dimensiones principales (adimensional)

l_c : Largo de la criba

w_c : Ancho de la criba

$$\eta = \frac{l_c}{w_c}$$

$$\eta = \frac{100}{55}$$

$$\eta = 1.82$$

Para el diseño se considera que la criba oscilatoria reposa sobre los resortes mediante los brazos instalados en los laterales de la criba oscilatoria.

Figura 42

Relación de dimensiones placa apoyada en todo su contorno.

η	φ_x	φ_y	ψ	k
1	1,15	1,15	0,71	0,26
1,5	1,20	1,95	1,35	0,34
2	1,11	2,44	1,77	0,37
3	0,97	2,85	2,14	0,37
4	0,92	2,96	2,24	0,38
∞	0,90	3,00	2,28	0,38

Nota: (Arrizabalaga, 2001, pág. 225)

La figura 42 nos ilustra valores determinados con una relación de 1.82 y procedemos:

$$\varphi_y = ?$$

$$\varphi_{y1} = 1.95$$

$$\varphi_{y2} = 2.44$$

$$n_1 = 1.5$$

$$\eta = 1.82$$

$$n_2 = 2$$

Reemplazamos en la Ecuacion de interpolacion lineal

$$\varphi_y = \varphi_{y1} + \left(\frac{\varphi_{y2} - \varphi_{y1}}{n_2 - n_1} \right) (\eta - n_1)$$

$$\varphi_y = 2.1$$

Con estos datos determinaremos el espesor de la plancha:

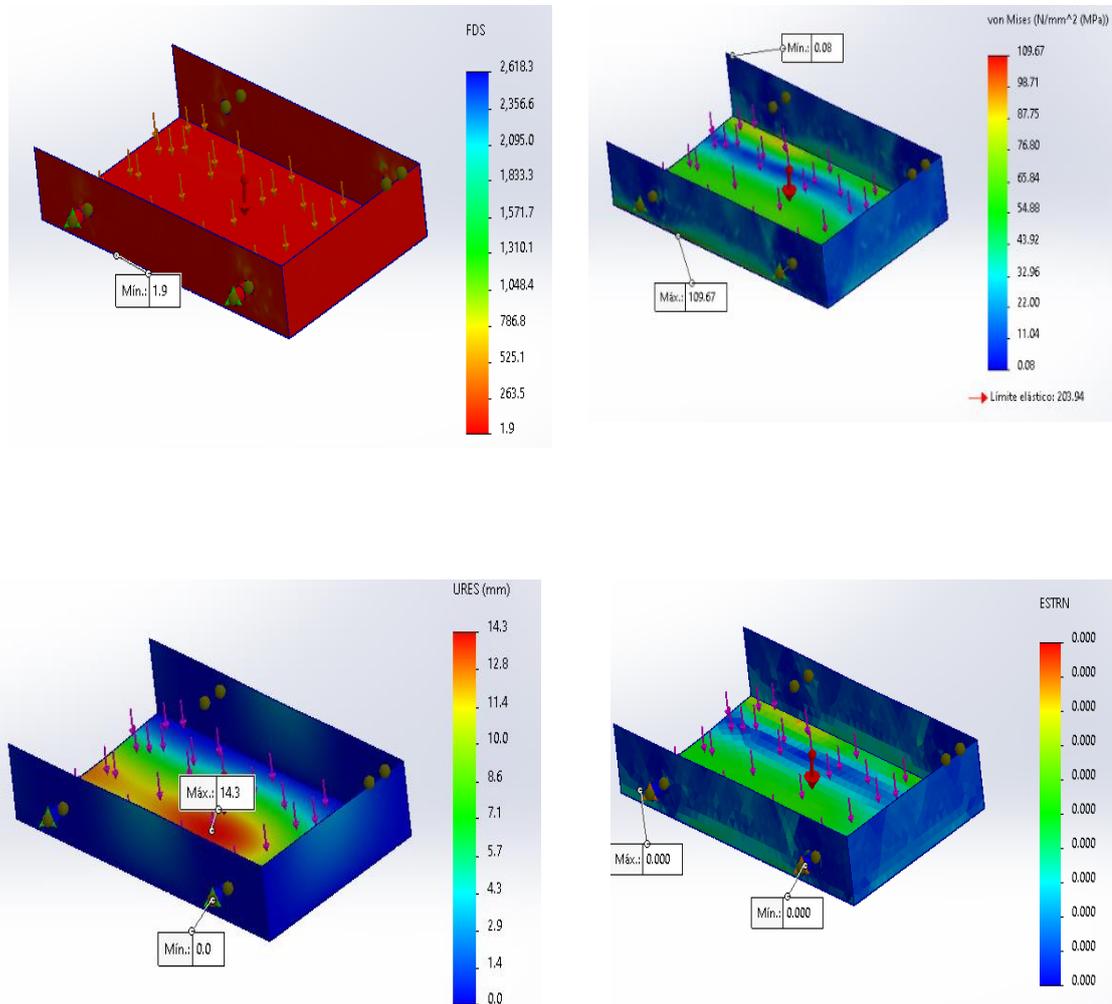
$$e = \sqrt{\frac{\varphi_y * q * \left(\frac{W_c}{2}\right)^2}{\sigma_y}}$$

$$e = 0.46 \text{ mm}$$

Se selecciono el acero inoxidable AISI 304 comercial de 1mm del ANEXO C.

Se realizo las simulaciones de la bandeja, aplicando las cargas correspondientes.

Mediante un software de análisis de elementos finitos. (SolidWorks, 2022), en el que se observa que se tiene un factor de seguridad de 1.9 y el esfuerzo maximo de 109.67 Mpa y el desplazamiento maximo es de 14.3 mm ; cuando estan sometidos a la carga de 300kg en el caso critico, en nuestro caso la carga sera de 37.5 kg a cada 7.5 min ; en el que se concluye que esta dentro de los parametros de nuestro diseño.

Figura 43*Análisis por MEF de la Criba porta placas*

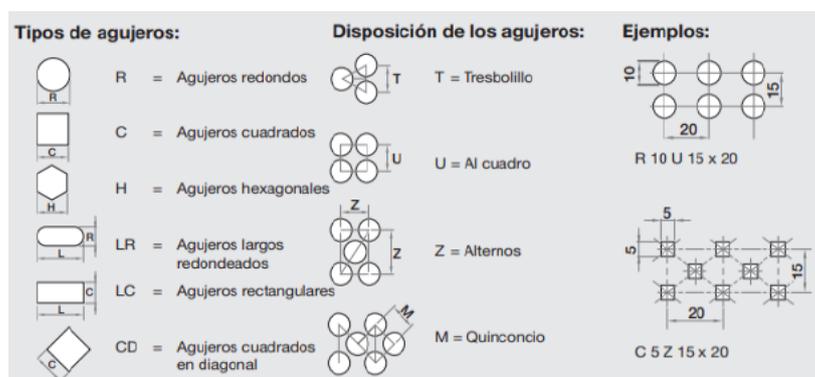
Nota. Elaboración Propia.

4.2.2. Selección de la placa perforada

El método para calcular las distancias entre agujeros se realiza según la normativa ISO 7806, no presenta las formas y disposición de agujeros más comunes y dimensiones tanto para mallas como para placas perforadas.

Figura 44

Características generales de tamices y placas perforadas



Nota. (INEN 1515, 1987)

Según el ámbito geográfico del distrito de Tinta se tiene granos de maíz de diámetros 22 mm como máximo y por los cuales se seleccionó el tamiz N° 16 y N° 11.5, tal como se detalla en el anexo D.

Tabla 9

Diámetro de agujeros para seleccionar granos de maíz

Descripción	Diámetros de granos de maíz para comercializar (mm)	D (mm) Abertura de agujero	e (mm) espesor de la plancha perforada
Grano primero	≥ 16	16	0.85
Grano segundo	≥ 11.5	11.5	0.85
Grano tercero	Ultimo grano	bandeja	

Nota. Elaboración Propia

4.2.2.1. Angulo de inclinación

El 20% de las zarandas vibratorias son horizontales y el 80% son inclinadas:

- Menor ángulo--- mejor eficiencia.
- Mayor ángulo---- mayor capacidad.
- Para trabajos con mallas de agujeros grandes, una mayor inclinación

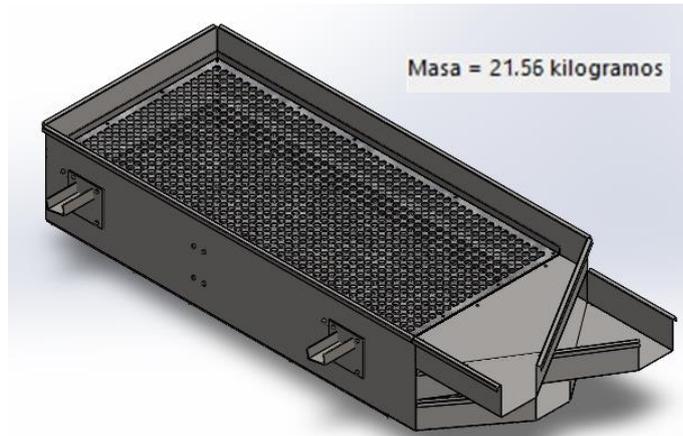
Para nuestro trabajo se consideró un Angulo de 10°

4.2.2.2. Peso de la criba oscilatoria.

Se determino el peso de la criba vibratoria con la ayuda del SolidWorks

Figura 45

Masa total de la criba



Nota. Elaboración Propia

4.2.2.3. Peso de la criba oscilatoria con carga

$$P_T = (m_1 + m_2) \times 9.81 \text{ (N)}$$

$$m_c = 21.56 \text{ kg, (masa de la criba vibratoria)}$$

$$m_g = 37.5 \text{ kg, (masa de granos de maiz)}$$

$$P_T = 578.82 \text{ (N)}$$

4.2.3. Diseño de la masa excéntrica y su excentricidad

Teniendo en cuenta la fórmula de la masa desbalanceada, mostrada en el capítulo II se tiene.

$$\frac{MX}{me} = \frac{\left(\frac{W}{W_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{W}{W_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\varepsilon \frac{W}{W_n}\right)^2}}$$

Considerando que el amortiguamiento del sistema es insignificante, la formula queda reducida de la siguiente manera:

$$X = \frac{\left(\frac{w}{w_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\varepsilon \frac{w}{w_n}\right)^2}} \frac{me}{M}$$

Donde:

X = Amplitud [mm] = 13mm (propuesto)

M = 21.56 kg, (Masa de la criba oscilatoria)

m = Masa de la excéntrica [kg]

e = Distancia de excentricidad [mm]

w = Frecuencia de excitación [rad/s]

w_n = Frecuencia natural del sistema [rad/s]

ε = Factor de amortiguamiento

4.2.3.1. Diseño de la masa excéntrica.

Se toman como constantes, los términos M , m y e, obteniendo la amplitud de vibración:

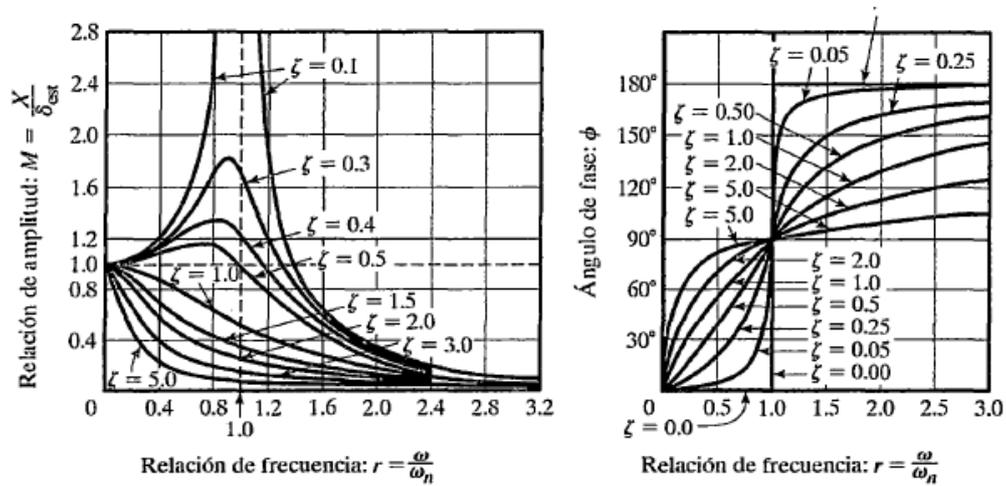
$$X = \frac{(r)^2}{\sqrt{(1 - (r)^2)^2 + (2\varepsilon r)^2}}$$

Donde:

r = $\frac{w}{w_n}$; relación de frecuencias

Figura 46

Factor de amplificación vs relación de frecuencias



Nota. Factor de amplificación y relación de frecuencias.

De la fig. 46 se determina $r = 2.8$ para que el sistema se mantenga con una amplitud vibratoria estable, de este modo los resortes pueden ser más pequeños y la excéntrica puede ser más ligera.

Para nuestro trabajo de investigación se tiene un motor eléctrico monofásico con una velocidad de 1740 RPM la cual transfiere una velocidad al eje de 1000 RPM

Entonces:

$$w = \frac{1000 \text{ rev}}{\text{min}} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 104.72 \text{ rad/seg}$$

Como se tiene:

$$r = \frac{w}{w_n} = 2.8$$

$$w_n = \frac{w}{r}$$

Reemplazando se tiene:

$$w_n = \frac{104.72}{2.8}$$

$$w_n = 37.4 \text{ rad/seg}$$

Con el valor esperado de la masa desbalanceada “me” se iteran para una probable excentricidad y la masa, para conseguir las dimensiones adecuadas para el diseño de nuestra máquina seleccionadora, ver Tabla 10, en base a los parámetros:

- Geometría masa excéntrica: circular
- Material: Acero A36, ($\rho = \frac{7850\text{kg}}{\text{m}^3}$)
- Diámetro: 50 mm

$$me = XM \frac{\sqrt{(1-(r)^2)^2 + (2\epsilon r)^2}}{(r)^2} \quad ; \text{ el valor de } \epsilon \text{ es muy pequeño.}$$

Reemplazando datos se tiene:

$$me = 9.37 \text{ Kg} * \text{mm}$$

Tabla 10

Valores asignados para la selección de la masa excéntrica

excentricidad (mm)	masa excéntrica (Kg)	volumen (m3)	espesor (mm)
1	9.37	0.001193631	46.93050929
2	4.685	0.000596815	23.46525464
3	3.123333333	0.000397877	15.6435031
4	2.3425	0.000298408	11.73262732
5	1.874	0.000238726	9.386101858
6	1.561666667	0.000198938	7.821751548
7	1.338571429	0.000170519	6.70435847
8	1.17125	0.000149204	5.866313661
9	1.041111111	0.000132626	5.214501032
10	0.937	0.000119363	4.693050929
11	0.851818182	0.000108512	4.266409935
12	0.780833333	9.94692E-05	3.910875774
13	0.720769231	9.18177E-05	3.610039176

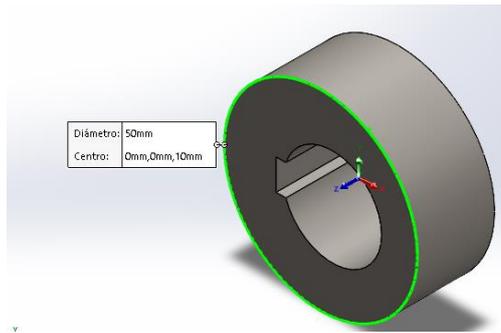
Nota: Elaboración Propia.

En la tabla 10 se iteran valores de excentricidad desde 1mm hasta 13mm; para nuestro diseño se requiere masas excéntricas de peso regular y excentricidad mínima; en la tabla se observa que a mayor excentricidad menor masa.

Para nuestro proyecto se considerará 2 masas excéntricas con una excentricidad a 3 mm y una masa de 1.56 kg, diámetro interno de 30 mm y esta pieza debe tener un espesor de 15.64 mm., tal como se aprecia en la tabla 10.

Figura 47

Masa excéntrica seleccionada



Nota. Elaboración Propia

4.2.4. Cálculo para la selección de la potencia del motor

La potencia se calcula por el torque generado por la masa excéntrica, el cual se encargará de hacer vibrar la parte móvil de la criba oscilatoria y la carga de granos secos de maíz.

$$P_m = T * w$$

P_m : Potencia del motor de la maquina seleccionadora (HP)

w : velocidad angular ($\frac{\text{rad}}{\text{s}}$)

$$P_m = \frac{0.937 \text{ kg. cm} * 104.7 \text{ rad/s}}{100 \text{ cm/m}}$$

$$P_m = 26.94 \frac{\text{kg. m}}{\text{s}}$$

$$1 \text{ HP} = 76 \frac{\text{kg. m}}{\text{s}}$$

Entonces se tiene:

$$P_m = 26.74038 \frac{\text{kg.m}}{\text{s}} * \frac{1 \text{ HP}}{76 \frac{\text{kg.m}}{\text{s}}}$$

$$P_m = 0.36 \text{ HP}$$

Se considera un factor de servicio de 1.15 de acuerdo a la fig.48

Figura 48

Factores de servicio para motores eléctricos

Hp	Service Factor					
	Synchronous Speed, Rpm					
	3600	1800	1200	900	720	600
1/20	1.4	1.4	1.4	1.4
1/12	1.4	1.4	1.4	1.4
1/8	1.4	1.4	1.4	1.4
1/6	1.35	1.35	1.35	1.35
1/4	1.35	1.35	1.35	1.35
1/3	1.35	1.35	1.35	1.35
1/2	1.25	1.25	1.25	1.15*
3/4	1.25	1.25	1.15*	1.15*
1	1.25	1.15*	1.15*	1.15*
1-1/2-125	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
150	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
200	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	...
250	1.0	1.15*	1.15*	1.15*

Nota. (NEMA MG-1, 2015)

$$P_{ms} = P_m * f_s$$

P_{ms} : Potencia del motor seleccionado

f_s : Factor de servicio

$$P_{ms} = 0.36 \text{ HP} * 1.15$$

$$P_{ms} = 0.41 \text{ HP}$$

PARAMETROS DEL MOTOR SELECCIONADO:

- 1HP
- 1740RPM
- Peso=17.5kg
- $f_s=1.15$
- $V=220 \text{ v}$
- $f = 60 \text{ hz}$

4.2.5. Cálculo Para Selección De Poleas Y Correas

4.2.5.1. Selección de transmisión por fajas en V

Se usará una correa trapezoidal en V, por lo que su forma permite un buen acoplamiento con la polea, con lo que disminuye el deslizamiento que se puede ocasionar debido a la vibración de la máquina seleccionadora. (ALVA DAVILA, 2008, pág. 89).

4.2.5.2. Potencia de diseño:

De acuerdo al libro de diseño mecánico I Fortunato Alva Dávila se tiene la formula:

$$HP_d = f_s * P_m$$

Donde

HP_d : Potencia de diseño

f_s : Factor de servicio

P_m : Potencia del motor = 1 HP

El $f_s = 1.2$,ver Tabla 1 del ANEXO F

Reemplazando se obtiene:

$$HP_d = 1.2 * 1 \text{ HP}$$

$$HP_d = 1.2 \text{ HP}$$

4.2.5.3. Selección de la faja

De la figura 1 del anexo F, (1 HP y 1740 RPM), determinamos la sección de banda es de tipo A

4.2.5.4. Relación de transmisión

Se calcula mediante la formula

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_p}{d_p}$$

Donde:

i: Relacion de transmision

$N_1 = 1740$ RPM (Velocidad de motor)

$N_2 = 1000$ RPM (Velocidad de eje)

D_p : Diametro de polea mayor

d_p : Diametro de polea menor

Reemplazando se tiene:

$$i = \frac{1740}{1000} = 1.74$$

4.2.5.5. Selección de los diámetros de paso de las poleas

En la figura 49, para las fajas con sección A se tiene los diámetros estándares en base a la relación de transmisión buscamos el diámetro estándar de la polea mayor es $D=7''$

Figura 49

Selección de diámetros estándares para las poleas

d	3	3.2	3.4	3.6	3.8	4	4.2	4.4	4.6	4.8	5	5.2	5.4	5.6	5.8	6
D	5.2	5.56	5.91	6.26	6.61	6.9	7.30	7.65	8.00	8.35		9.04	9.39	9.74	10.0	10.4
i	1.7	1.74	1.74	1.74	1.74	1.74	1.74	1.74	1.74	1.74	1.7	1.74	1.74	1.74	1.74	1.74

Nota. Elaboración Propia

De la tabla 4 del ANEXO F, se selecciona los diámetros estándar manteniendo la relación de transmisión, Finalmente adoptamos:

$d = 4'' \phi$ STD

$D = 7'' \phi$ STD

4.2.5.6. Selección de la longitud STD de la faja.

Teniendo en cuenta las ecuaciones de restricción se procede a determinar la selección de la faja.

La restricción para los centros se calcula con la ecuación:

$$C \geq \frac{D + 3 * d}{2}$$

$$C \geq D$$

Reemplazando datos se tiene:

$$C \geq \frac{7 + 3 * 4}{2} = 9.5''$$

$$C \geq 9.5''$$

Por restricción: $C \leq 15''$

Entonces la restricción es $9.5'' \leq C \leq 15''$

Long. Aprox. de la faja es:

$$L = 2 * C + 1.65 * (D + d)$$

$$L = 2 * 15 + 1.65 * (7 + 4)$$

$$L = 48.15''$$

De la Tabla 7 ANEXO F: seleccionaremos una longitud std por debajo de este resultado, para que $C \leq 15''$. los datos obtenidos son:

$L = 47.3''$, que pertenece a una faja A 46.

La distancia de centros correcta es:

$$L = 2 * C + \frac{\pi}{2} * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * C}$$

Reemplazando en la formula se tiene:

$$47.3'' = 2 * C + \frac{\pi}{2} * (7 + 4) + \frac{(7 - 4)^2}{4 * C}$$

$$C_1 = 14.94''$$

$$C_2 = 0.0753''$$

De las restricciones asumimos que $C = 14.94''$

4.2.5.7. Potencia por faja

La potencia por faja se obtiene con la ecuación:

$$\frac{HP}{FAJA} = [(HP/FAJA)_{\text{tabla}} + HP_{\text{adicional}}] * K_{\theta} * K_1$$

Donde:

K_{θ} : factor correccion por angulo

K_1 : factor correccion por longitud de faja

Factor corrección por ángulo de contacto se obtiene con la ecuación:

$$\frac{D - d}{C} = \frac{7 - 4}{14.94} = 0.2$$

Con este dato obtenido se va a la tabla 5 del ANEXO F, donde $K_{\theta} = 0.97$

Factor corrección por longitud es: $K_1 = 0.96$, el cual se obtiene con la longitud real de la faja: tabla 7 del ANEXO F

La potencia por faja se obtiene de la tabla 8 ANEXO F

HP/Faja = 2.52 (dato tabulado); el cual se obtiene con la intersección de la velocidad del eje motriz más rápido y el diámetro de la polea menor (1740 RPM Y d=4")

Con la relación de transmisión y sección de faja: tabla 6 ANEXO F se selecciona el valor de 0.01439

$$\text{HP adicional} = \frac{0.01439 * 1740}{100}$$

$$\text{HP adicional} = 0.250386$$

Luego reemplazamos los datos calculados:

$$\frac{\text{HP}}{\text{FAJA}} = [2.52 + 0.250386] * 0.96 * 0.97$$

$$\frac{\text{HP}}{\text{FAJA}} = 2.57 \text{ HP}$$

Número de fajas:

$$N = \frac{\text{HP}_d}{\text{HP/FAJA}}$$

$$N = \frac{1.2}{2.57}$$

$$N = 0.47$$

Por lo tanto, N= 1 faja

Conclusión.

Para este proyecto se Usará 1 faja A 46

poleas de 7" ϕ y 4" ϕ

$$C = 14.94"$$

4.2.6. Diseño De Los Resortes

Para nuestro prototipo se usarán 4 resortes distribuidos en la Criba oscilatoria de la misma forma servirá de apoyo sobre el bastidor de la máquina.

Se considerarán los siguientes aspectos:

- Espacio físico que tiene adoptar y operar.
- Precision, confiabilidad.
- Tipo helicoidal.

El análisis se realiza en uno de los resortes, ya que los cuatro resortes trabajan en compresión, la carga muerta distribuida en cada uno es:

$$P_{1R} = 578.79 / 4(\text{N})$$

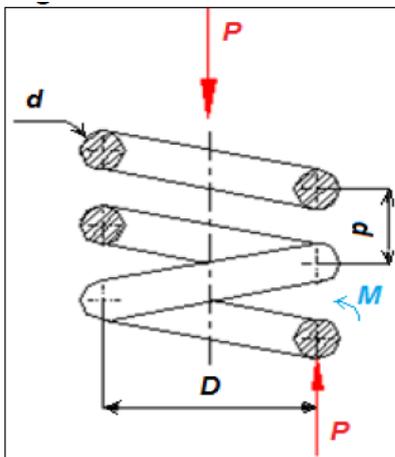
$$P_{1R} = 144.69(\text{N})$$

Donde:

P_{1R} : Carga en un resorte

Figura 50

Resorte helicoidal



Nota. (BUDYNAS, 2008)

Donde:

D: diámetro medio

d: diámetro de alambre

p: paso

N: número de espiras

4.2.6.1. Selección de características de resortes:

- Material: ASTM 227.
- Extremos: rebajados a escuadra.
- Long max.: $L < 4$ veces el diámetro del resorte.

Se determina el diámetro de alambre (d), viendo que cumpla las características requeridas, Figura 51. Los extremos serán rebajados a escuadra de esta forma se asegura una mejor estabilidad y es bueno la transferencia de carga hacia el resorte. La longitud máxima va en función del diámetro, para evitar llegar a las condiciones de pandeo

Figura 51

Diámetros normalizados para alambres según DIN 2097

0.1	0.2	0.6	1.4	3.5	7.5	11.5
0.1	0.3	0.6	1.6	4.0	8.0	12.0
0.1	0.3	0.7	1.8	4.5	8.5	13.0
0.1	0.3	0.7	2.0	5.0	9.0	14.0
0.1	0.4	0.8	2.3	5.5	9.5	16.0
0.2	0.4	0.9	2.6	6.0	10.0	

Nota. (NORTON, 2011)

Tomando valores del "d", de acuerdo a los valores normalizados, se determina C :

$$C = \frac{D}{d}$$

Donde:

Se determina el factor de multiplicación del esfuerzo cortante (K_s):

$$K_s = 1 + \frac{1}{2 * C}$$

Luego se calcula la carga máxima a la que el resorte está sometido:

$$P_{\max} = \frac{\tau_{\text{adm}} * \pi * d^3}{8 * D * K_s}$$

Donde:

P_{\max} : Carga axial máxima [N]

τ_{adm} : Esfuerzo cortante admisible [N]

Para establecer el valor de (τ_{\max}) es importante determinar el valor de (S_{ut}).

$$S_{\text{ut}} = \frac{A}{d^m}$$

Donde:

S_{ut} : Resistencia ultima a la tensión [MPa]

A : [MPa]

m: Constante

de la Tabla 10-4 (ANEXO G) se selecciona el material: alambre estirado duro.

Donde A y m son constantes para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes.

$$A = 1783 \text{ MPa}$$

$$m=0.190$$

$$d = 0.7 -12.7 \text{ mm}$$

la relación entre la resistencia de fluencia y la resistencia última a la tensión está dada por:

$$S_y = 0.75 * S_{\text{ut}}$$

Se tiene que:

$$S_{\text{sy}} = 0.577 * S_{\text{ut}}$$

$$S_{\text{sy}} = \tau_{\text{adm}}$$

S_{sy} : Resistencia de fluencia a la torsión [MPa]

De la deflexión del resorte se tiene:

$$y = \frac{P_{\max}}{K} \dots \dots \dots (a)$$

De la constante del resorte se tiene:

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N} \dots \dots \dots (b)$$

Dónde:

G: módulo de rigidez

De la tabla 10-5 (ANEXO G) se obtiene los valores de:

E=196500 Mpa

G =78600 Mpa, se espera que $d > 0.125$ "

Igualando las ecuaciones (a) y (b) despejando $\frac{y}{N}$ se obtiene:

$$\frac{y}{N} = \frac{8P_{\max} D^3}{d^4 G}$$

Para determinar $K \cdot N$ se usa la ecuación (a):

$$K * N = \frac{P_{\max}}{\frac{y}{N}}$$

Una vez determinado este valor se encuentra "N"

Ya que "K" es conocido. Para resistir la criba oscilatoria se utilizará 4 resortes, por lo que el total es dividido en cuatro:

$$K_v = \frac{30.07}{4} = 7.52 \text{ N/mm, (dato obtenido en función de la } w_n \text{ y la masa de la criba).}$$

Ya que los extremos del resorte han sido considerado rebajados a escuadra por tanto (N_t):

$$N_t = N_a + 2$$

$$p = (L_0 - 2d) N_a$$

$$L = (N_a * p) * 2d$$

Con estas fórmulas se procede a tabular la Tabla 11, en la que se iteran valores conocidos, de (D) y (p) y se esta manera calcular las demás dimensiones.

Conociendo las relaciones y propiedades del material, se recomienda las siguientes condiciones de diseño:

- $4 \leq C \leq 12$
- $3 \leq N \leq 15$
- $f_s \geq 1.2$

Tabla 11

Iteración de diversos valores de diámetro del resorte

d	C	K_s	S_{ut} (Mpa)	S_y (Mpa)	S_{sy} (Mpa)	P_{max} N	y/N mm	K*N N/mm	N	NT	L (mm)	f.s
2	22.5	1.02	1560.82	1170.62	652.03	44.51	25.57	1.74	0.23	2.23	7.01	0.3
2.5	18.0	1.03	1495.36	1121.52	624.69	82.83	19.49	4.25	0.57	2.57	12.35	0.55
3	15.0	1.03	1443.92	1082.94	603.20	137.47	15.60	8.81	1.17	3.17	21.23	0.9
3.5	12.9	1.04	1401.81	1051.36	585.61	210.80	12.91	16.32	2.17	4.17	35.22	1.37
4	11.3	1.04	1366.33	1024.75	570.78	305.07	10.95	27.85	3.70	5.70	56.14	1.97
4.5	10.0	1.05	1335.78	1001.83	558.02	422.40	9.47	44.61	5.93	7.93	86.11	2.70
5	9.0	1.06	1309.03	981.77	546.85	564.84	8.31	67.99	9.04	11.04	127.53	3.58
5.5	8.2	1.06	1285.29	963.97	536.93	734.30	7.38	99.54	13.24	15.24	183.08	4.61
6	7.5	1.07	1264.00	948.00	528.04	932.64	6.62	140.98	18.75	20.75	255.71	5.80
6.5	6.9	1.07	1244.72	933.54	519.98	1161.64	5.98	194.18	25.82	27.82	348.68	7.16
7	6.4	1.08	1227.14	920.35	512.64	1422.99	5.45	261.18	34.73	36.73	465.51	8.69
7.5	6.0	1.08	1210.99	908.24	505.89	1718.32	4.99	344.18	45.77	47.77	610.00	10.39
8	5.6	1.09	1196.07	897.06	499.66	2049.22	4.60	445.56	59.25	61.25	786.25	12.27
8.5	5.3	1.09	1182.23	886.67	493.88	2417.18	4.26	567.83	75.51	77.51	998.63	14.34
9	5.0	1.10	1169.33	877.00	488.49	2823.68	3.96	713.70	94.91	96.91	1251.79	16.59

Nota: Elaboración Propia

En la la tabla 11 se calculan los parámetros en función del diámetro del alambre del resorte que están dados desde 2mm-9mm, se observa que las partes resaltadas en rojo son las que no cumplen con las condiciones de diseño que se planteó, por lo que se selecciona un resorte con las medidas adecuadas para nuestro trabajo tal como se aprecia en la figura 52.

Figura 52*Dimensiones del resorte*

Nota: Elaboración Propia.

$$d=5 \text{ mm}$$

$$D=45 \text{ mm}$$

$$L=127.53 \text{ mm}$$

$$p=12.5 \text{ mm}$$

$$N_t = 11$$

4.2.6.2. Análisis de Pandeo

Se presenta pandeo, cuando $L > 4D$

En este caso se tiene:

$$127.53 \text{ mm} < 4 * 45 \text{ mm} = 180 \text{ mm}$$

Por tanto, el resorte no presenta pandeo.

Como ya se determinó las dimensiones del resorte, podemos calcular la constante de rigidez del resorte:

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N_t}$$

$$K = \frac{5^4 * 78.6 * 10^9}{8 * 45^3 * 11} * 10^{-3}$$

$$K = 6126.075 \text{ N/m}$$

4.2.6.3. Análisis de resonancia

Se origina cuando la frecuencia natural es igual a la frecuencia a la que actúa la carga aplicada

La frecuencia natural de una espiral de acero se expresa como:

$$f_n = \frac{14100 * d}{D * N}$$

Donde:

f_n : frecuencia natural de la espira (ciclos/s)

d : diametro del alambre (plg) = 5 mm = 0.1968"

D : diametro del resorte (plg) = 45mm = 1.77"

N : Numero de espiras activas = 9.04

$$f_n = 174.19 \text{ ciclos/s}$$

La frecuencia de la fuerza perturbadora es:

$$f_p = 1000\text{rpm} = 16.7 \text{ ciclos/s}$$

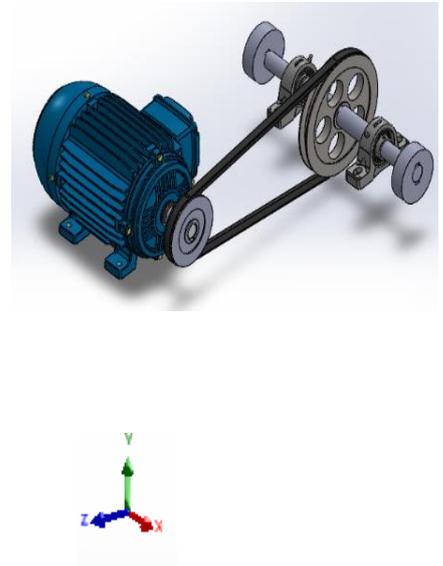
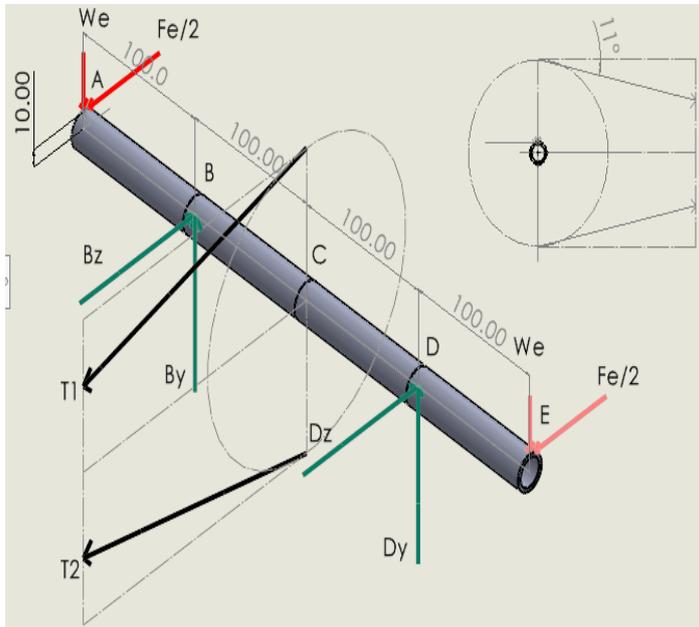
$$f_n \neq f_p$$

Las frecuencias no coinciden, por tanto, el resorte está libre de la zona llamada resonancia

4.2.5. Diseño Del Eje

Figura 53

Diagrama de Cuerpo Libre de fuerzas que actúan en el eje

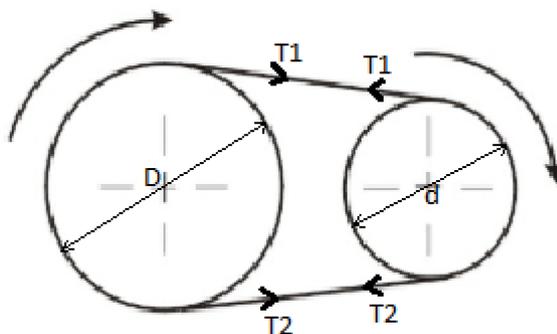


Nota. Elaboración Propia

- Calcularemos las fuerzas en las poleas

Figura 54

Diagrama de fuerzas en la polea



Nota. Elaboración Propia

$$P_m = T * w$$

$$T = \frac{P_m(\text{Hp})}{w(\text{rad/s})} \text{ [kg - m]}$$

Donde:

T: Torque generado por el motor

P_m : Potencia del motor (seleccionado)

w: Velocidad angular del eje

Reemplazando se tiene:

$$T = \frac{1 * 76}{104.7} = 0.72 \text{ kg} - \text{m} = 7.12 \text{ N} - \text{m}$$

Sabemos que:

$$T = (T_1 - T_2) * D_p$$

T_1 y T_2 : Tensiones en la faja en V

D_p : Diametro de la polea

$$T = (T_1 - T_2) * 0.1778 \text{ m} = 7.12 \text{ N} - \text{m}$$

$$T_1 - T_2 = 4.08 \text{ kg} = 40 \text{ N}$$

Una faja en V tiene tensión en ambos lados, por lo general está dado por la siguiente relación:

$$T_1 = 5 * T_2 \text{ (NORTON, 2011, pág. 576)}$$

Por lo tanto:

$$5 * T_2 - T_2 = 40$$

Reemplazando se tiene:

$T_2 = 10 \text{ N}$;(el cual este compuesto por 2 fuerzas en el plano “z” y en el plano “y”)

De la figura se tiene:

$$T_{2z} = 10 * \cos(11^\circ) \text{ N} = 9.81 \text{ N}$$

$$T_{2y} = 10 * \text{sen}(11^\circ) \text{ N} = 1.91 \text{ N}$$

$T_1 = 50 \text{ N}$ ((el cual este compuesto por 2 fuerzas en z- y”))

$$T_{1z} = 50 * \cos(11^\circ) \text{ N} = 49.08 \text{ N}$$

$$T_{1y} = 50 * \text{sen}(11^\circ) \text{ N} = 9.54 \text{ N}$$

La fuerza generada por la masa excéntrica F_e y el peso W_e , actúan sobre dicho eje, se calcula con las fórmulas:

$$F_e = m * e * w^2$$

$$F_e = 0.078 * 104.7^2$$

$$F_e = 855.04 \text{ N}$$

$$W_e = m * g$$

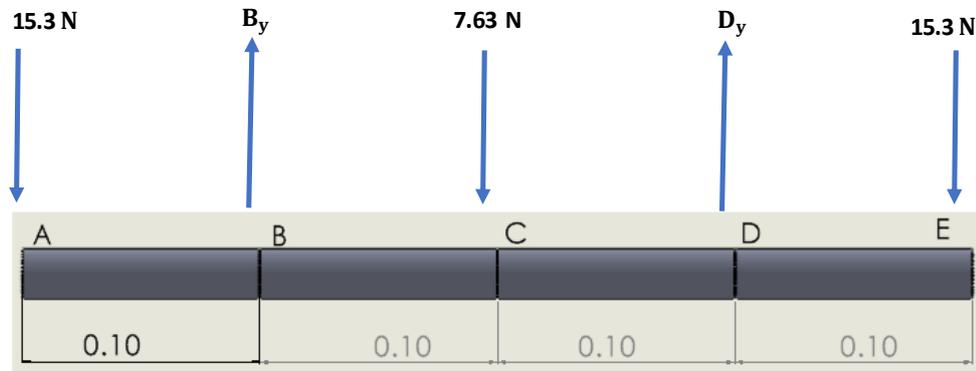
$$W_e = 3.12 * 9.81$$

$$W_e = 30.6 \text{ N}$$

Se procede a calcular las reacciones B_y y D_y

Figura 55

Diagrama de fuerzas en el plano XY



Nota. Elaboración Propia

Se procede a calcular las fuerzas de las reacciones:

$$\Sigma F_y = 0 \text{ ; plano xy}$$

$$-15.3 - B_y - 7.63 + D_y - 15.3 = 0$$

$$B_y + D_y = 38.23 \text{ N}$$

$$\Sigma M_B = 0 \text{ ; plano xy}$$

$$15.3 * 0.1 - 7.63 * 0.1 + D_y * 0.2 - 15.3 * 0.3 = 0$$

$$D_y = 19.115 \text{ N}$$

Reemplazando se obtiene:

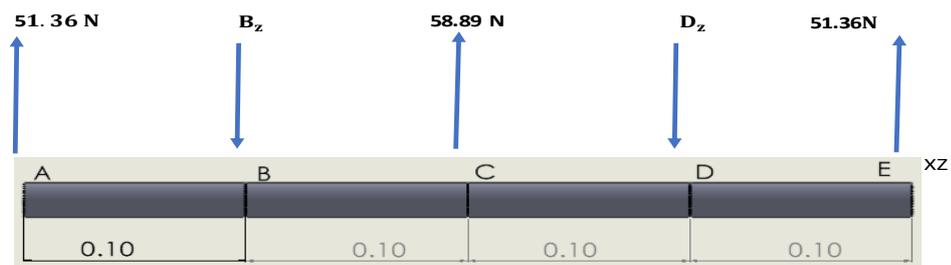
$$B_y = 19.115 \text{ N}$$

Se procede a calcular las reacciones B_z y D_z ; de la figura 56

$$\Sigma F_z = 0 \text{ ; plano xz}$$

Figura 56

Diagrama de fuerzas en el plano X-Z



Nota. Elaboración Propia

$$\Sigma F_z = 0 \text{ ; plano xz}$$

$$51.36 - B_z + 58.89 - D_z + 51.36 = 0$$

$$B_z + D_z = 161.61 \text{ N}$$

$$\Sigma M_D = 0 \text{ ; plano x-z}$$

$$-51.36 \cdot 0.3 + B_z \cdot 0.2 - 58.89 \cdot 0.1 + 51.36 \cdot 0.1 = 0$$

$$B_z = 80.8 \text{ N}$$

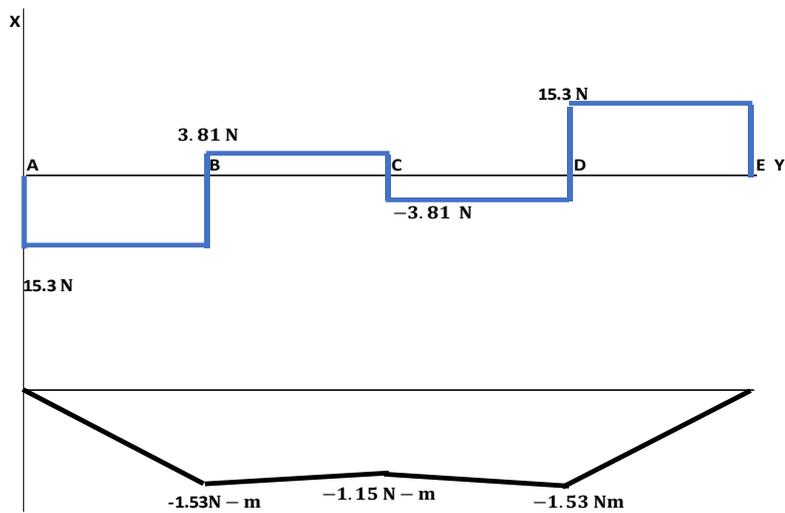
Reemplazando se tiene:

$$D_z = 80.81 \text{ N}$$

Con los valores obtenidos y las fuerzas actuantes se realiza el DCL

Figura 57

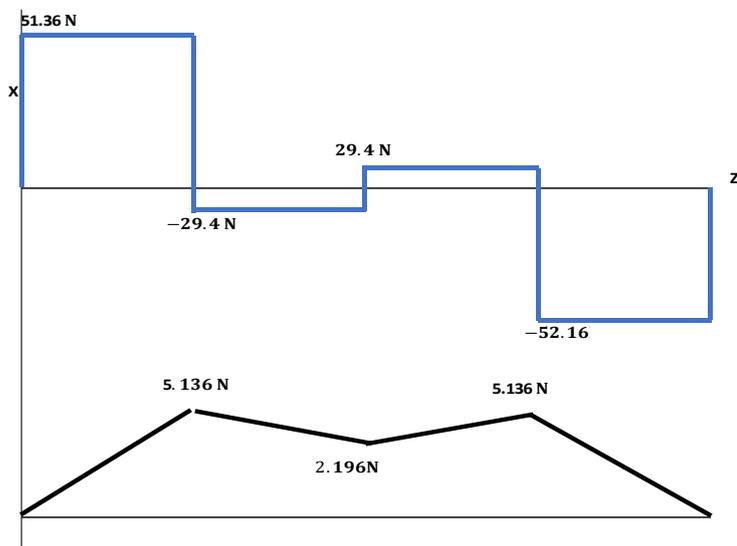
Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano XY



Nota. Elaboración Propia

Figura 58

Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano XZ



Nota. Elaboración Propia

Del diagrama obtenemos un momento máximo resultante de 5.35 N-m

Para el acero SAE-1020 CD (Laminado en Frio), ANEXO H Tabla A-20, se tiene:

$$S_y = 390 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 470 \text{ Mpa}$$

Para determinar la resistencia a la fatiga, se tiene que:

$$S'_e = 0.5 * S_u ; \text{ Para } S_u \leq 1400 \text{ Mpa} ; \text{ ANEXO H (EC 6-8)}$$

$$S'_e = 0.5 * 470 \text{ Mpa}$$

$$S'_e = 235 \text{ Mpa}$$

Para disminuir la resistencia a la fatiga se usa la ecuación de Marín:

$$S_e = S'_e * k_{\text{carga}} * k_{\text{tamaño}} * k_{\text{superficie}} * k_{\text{temperatura}} * k_{\text{confiabilidad}} ;$$

ANEXO H (EC. 6-18)

Los factores se obtienen del ANEXO H

$$k_{\text{carga}} = 1 ; \text{ la carga es a flexion y torsion};$$

$$k_{\text{tamaño}} = 1.24 * d_e^{-0.107} = 0.87 \text{ (asumiendo } d_e = 25 \text{ mm)}; \text{ cuando } 2.79 \leq d_e \leq 51 \text{ mm}$$

$$k_{\text{superficie}} = 0.79; \text{ es una pieza mecanizada}$$

$$k_{\text{temperatura}} = 1; \text{ para una temperatura } \leq 450^\circ \text{ C}$$

$$k_{\text{confiabilidad}} = 1; \text{ suponiendo una confiabilidad del 50\%}$$

Con estos datos se reemplaza en la ecuación .

$$S_e = 235 \text{ Mpa} * 1 * 0.87 * 0.79 * 1 * 1$$

$$S_e = 161.51 \text{ Mpa.}$$

Para determinar el factor de concentración de esfuerzos por fatiga, para vida infinita se usa la siguiente formula: EC. 6-32 ANEXO H

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

Donde:

q :Índice de sensibilidad

k_t :Factor de concentración de esfuerzos en discontinuidades

En el punto B se encuentra el M_{max} , no existe discontinuidad, por lo tanto, $q = 0$, entonces:

$$k_t = 1 ;$$

Luego se utiliza la fórmula para hallar el diámetro mínimo requerido, según el método ASME , EC.27 ANEXO H:

$$d = \left\{ \frac{32 * N}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Reemplazando los datos se tiene:

$$d = \left\{ \frac{32 * 1.5}{\pi} \left[\left(1 * \frac{5.35 N - m}{161.51 * 10^6 Pa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{7.12 N - m}{390 * 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.028314 \text{ m} = 28.314 \text{ mm}$$

Como el $k_{\text{tamaño}}$ fue calculado asumiendo $d_e = 25 \text{ mm}$, se determina de nuevo

los parámetros: $d_e = 28.314 \text{ mm}$

$$k_{\text{tamaño}} = 1.24 * d_e^{-0.107} = 1.24 * 28.314^{-0.107}$$

$$k_{\text{tamaño}} = 0.867$$

$$S_e = 235 \text{ Mpa} * 1 * 0.867 * 0.79 * 1 * 1$$

$$S_e = 160.97 \text{ Mpa}$$

Y con estos resultados se recalcula el diámetro mediante la formula:

$$d = \left\{ \frac{32 * 1.5}{\pi} \left[\left(1 * \frac{5.35 N - m}{160.97 * 10^6 Pa} \right)^2 + \left(\frac{3}{4} * \frac{7.12 N - m}{390 * 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 28.452 \text{ mm}$$

Estandarizando el diámetro, se obtiene:

$$d_e = 30 \text{ mm}$$

4.2.6. Cálculo para la selección de Rodamientos

Se tiene en cuenta los valores:

$$F_{\text{radial maxima}} = 457.30 \text{ N}$$

Los rodamientos con frecuencia están sometidos a cargas radiales y axiales simultáneamente. la carga dinámica equivalente P se determina con la formula:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Donde:

P = Carga dinamica equivalente (KN)

X = Factor de carga radial del rodamiento

Y = Factor de carga axial del rodamiento

F_r = Carga radial real del rodamiento (KN)

F_a = Carga axial real del rodamiento (KN)

la carga axial en el eje es cero, entonces se tiene:

$$P = X * F_r$$

Figura 59

Factores de carga rodamientos NSK

Carga Dinámica Equivalente		NSK			
$P = XF_r + YF_a$					
$\frac{f_0 F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1	0	0.56	2.30
0.345	0.22	1	0	0.56	1.99
0.689	0.26	1	0	0.56	1.71
1.03	0.28	1	0	0.56	1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34	1	0	0.56	1.31
3.45	0.38	1	0	0.56	1.15
5.17	0.42	1	0	0.56	1.04
6.89	0.44	1	0	0.56	1.00

Carga Estática Equivalente	
$\frac{F_a}{F_r} > 0.8, P_0 = 0.6F_r + 0.5F_a$	
$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8, P_0 = F_r$	

Nota: Catalogo (NSK, 2005, pág. 169)

De la figura 59 se tiene que:

$$X=1$$

$$\left(\frac{F_a}{F_r} \leq 1\right);$$

$$F_r = 83.029 \text{ N}$$

Reemplazando se tiene:

$$P=1*83.029$$

$$P = 83.029 \text{ N}$$

Una vez determinada la carga dinámica equivalente, se procede a calcular, C (N)

mediante la formula:

$$L_h = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Donde:

L_h = duracion nominal en horas de servicio

n = velocidad constante de rotacion = 1000RPM

C = Capacidad de carga dinamica

P = Carga dinamica sobre el rodamiento

p = exponente de la formula de duracion , siendo p =

3 para los rodamientos de bolas

Figura 60

Vida útil de rodamientos

Valores Orientativos de Vida Especifica (SKF)	
Tipo de Máquina	Horas de Funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico.	300 ... 3000
Máquinas para trabajar de alta fiabilidad de funcionamiento durante breves períodos de tiempo o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8.000 ... 12.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas a su capacidad máxima: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias.	10.000 ... 25.000

Nota: (Vida útil y capacidad de carga de los rodamientos, 2014)

De la figura 60, Se toma un valor de $L_h = 15\ 000$ horas, para el caso de máquinas de 8 horas de trabajo, no totalmente utilizadas.

$$C = P * \sqrt[3]{\frac{60 * n * L_h}{1000000}}$$

$$C = 83.029 * \sqrt[3]{\frac{60 * 1000 * 15000}{1000000}}$$

$$C = 4415.18\ \text{N}$$

Del catálogo SKF Del Anexo I se selecciona el rodamiento NSK 6806

d=30 mm

C=4700 N

Del ANEXO I se selecciona: soporte de fundición SN -507.

4.2.7. Calculo Y Diseño De La Chaveta

Parámetros de la Chaveta

- Material: Acero A36
- Resistencia a la fluencia $S_y = 2350 \text{ kg/cm}^2$
- Momento torsor $M_t = 7.12 \text{ N} - \text{m} = 725.79 \text{ kg} - \text{mm}$
- Factor de seguridad = 2.8
- Diámetro de eje = 30 mm

FUERZA DE CORTE:

$$F_c = \frac{2 * M_t}{d_e}$$

$$F_c = \frac{2 * 725.79}{30}$$

$$F_c = 48.38 \text{ kg}$$

ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE:

$$\tau_{adm} = \frac{0.577 * S_y}{F_s}$$

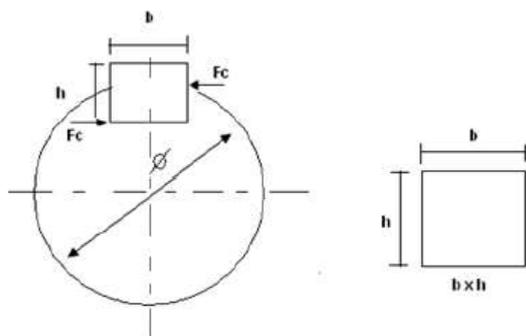
$$\tau_{adm} = \frac{0.577 * 2350}{2.8}$$

$$\tau_{adm} = 484.27 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{adm} = \frac{F_c}{L * b}$$

Figura 61

Grafico para el diseño de la chaveta



Nota. (BUDYNAS, 2008)

Para un diámetro de

eje de 30 mm, que se halla en el rango de 22 mm a 30 mm ver ANEXO J, se selecciona:

$$b = 8\text{mm}$$

$$h = 5\text{mm}$$

CALCULO DE LA LONGITUD DE LA CHAVETA

$$484.27 \text{ kg/cm}^2 = \frac{48.38 \text{ kg}}{L * 0.8\text{cm}}$$

$$L = 1.24 \text{ mm}$$

Ya que la longitud L es muy pequeña se cambia a L= 20 mm

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{F_c}{L * b}$$

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{48.38}{2 * 0.8}$$

$$\tau_{\text{adm}} = 28.8 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{0.577 * S_y}{F_s}$$

$$F_s = \frac{0.577 * 2350}{28.8}$$

$$F_s = 4.7$$

Por lo tanto, la chaveta será:

$$L= 20 \text{ mm}$$

$$b=8\text{mm}$$

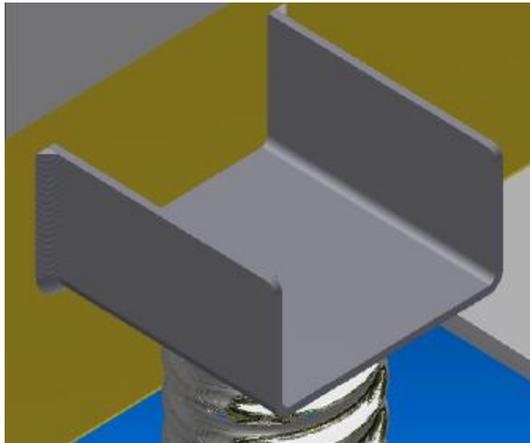
$$h=5\text{mm}$$

4.2.8. Diseño de soldadura en los brazos de la criba.

El apoyo se considera en el brazo de la criba mediante soldadura a filete a una placa base y este a la vez empernada al lateral de la criba como se muestra en la figura 62.

Figura 62

Soldadura de filete



Nota: Elaboración Propia

En la figura 63, se ilustra una vista frontal a detalle de cómo se llevara la soldadura en filete puesto que es el más frecuente en estas juntas posiblemente representa el 80% de todas las uniones soldadas por arco eléctrico.

Figura 63

Cordón de soldadura



Nota: Elaboración Propia

La carga que soporta cada soporte del resorte es de 170.38 N tal como se aprecia en la figura

Figura 64

DCL en el apoyo



Nota. Elaboración Propia

Se utilizan los Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión (BUDYNAS, 2008, pág. 465)

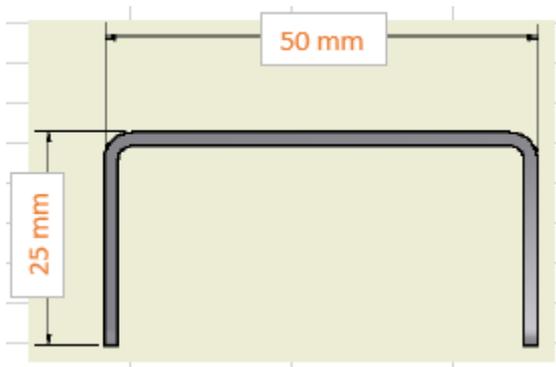
$$\text{Esfuerzo cortante principal: } \tau' = \frac{V}{A}$$

$$\text{Esfuerzo cortante secundario: } \tau'' = \frac{Mc}{I}$$

Se tiene que: $F=170.38 \text{ N}$ y $M= 5.35 \text{ N-m}$

Identificación de dimensiones:

Se estableció un perfil C 50x25x2 mm, con una longitud de 80 mm para el apoyo del Bastidor móvil.

Figura 65*Perfil C soporte de la criba móvil**Nota:* Elaboración Propia.

En la fig. 66 se muestra las características de una soldadura en todo su contorno, donde se encuentra el área de la garganta (A), la ubicación del centroide o grupo de soldaduras (G) y el segundo momento unitario del área (Iu).

Figura 66*Propiedades flexionantes de soldadura de filete*

Bending Properties of Fillet Welds*

Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

Nota: (BUDYNAS, 2008, pág. 466)**Tabla 12***Dimensiones del soporte de la criba*

Altura del perfil d(mm)	Luz del perfil b(mm)	Garganta de la soldadura h(mm)
25	50	5

Nota: Elaboración Propia

Se sabe que el segundo momento de área es: $I = 0,707 \text{ hIu}$.

Al aplicar las fórmulas de la fig. 66, se determina los valores que se resumen en la tabla

13

Tabla 13

Valores hallados para comprobar el cordón de soldadura

A(m ²)	\bar{y} (m)	Iu(m ³)	I(m ⁴)
0.0003535	0.00625	0.00000651	0.000000023

Nota: Elaboración Propia

Aplicando las fórmulas del esfuerzo cortante principal y secundario, se determina los siguientes valores:

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{265.65}{0.0003535} = 0.75 \text{ Mpa}$$

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{13.2825 \times 0.00625}{2.3 \times 10^{-8}} = 3.61 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\text{resultante}} = 3.687 \text{ Mpa}$$

Este esfuerzo se compara con el esfuerzo admisible de soldadura. (Ver anexo K).

Dónde:

$$S_y = 345 \text{ (Mpa)}$$

$$S_{ut} = 427 \text{ (Mpa)}$$

Entonces:

$$[\tau] = 0,30 S_{ut}$$

$$S_{ut} = 0,40 S_y$$

Reemplazando datos se tiene:

$$[\tau] = 41.4 \text{ Mpa}$$

Con los datos obtenidos se determina el factor de seguridad:

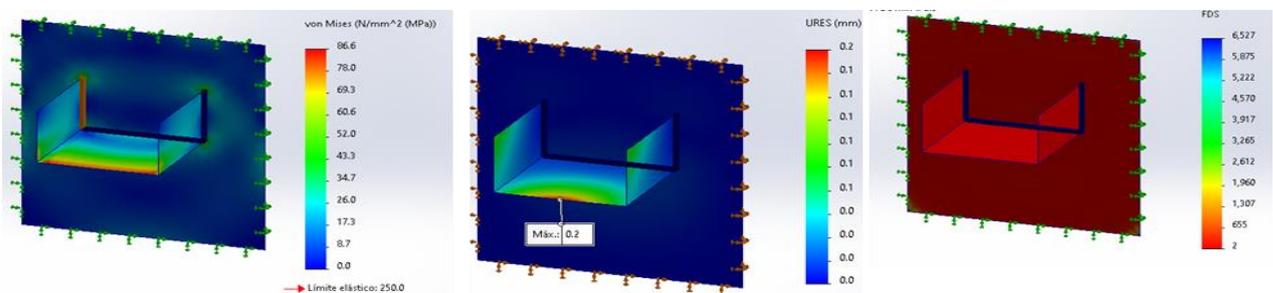
$$f. s = \frac{41.4}{3.687} = 11.22$$

Los resultados se pueden corroborar con el análisis de la soldadura en el software SolidWorks 2022, teniendo como factor de seguridad que es óptimo al cordón de soldadura que se trabajó, y que el desplazamiento del perfil debido a la carga es mínimo de acuerdo a las gráficas mostradas. En los cálculos se trabajó con E6011, soldadura a filete con 5mm de garganta.

En la fig. 67 se observa las tensiones generadas en los brazos de la criba debido a la carga de 170.38N, el cual está sometido a soldadura de filete de 5mm de garganta en el que podemos apreciar que se tiene una tensión de 34.7 Mpa , un desplazamiento de 0.2 mm y un factor de seguridad de 2 como mínimo; el cual nos señala que la soldadura asignada es el correcto para nuestro trabajo.

Figura 67

Análisis de cordón de Soldadura en el brazo de la criba



Nota Elaboración Propia

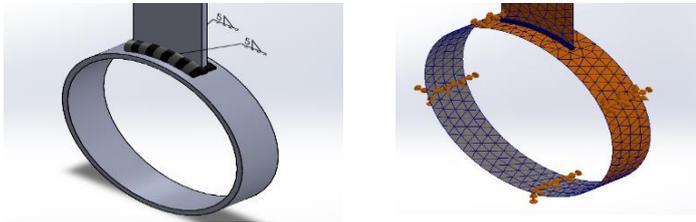
4.2.9. Análisis del cordón de soldadura en el embone y el brazo excéntrico

Se realiza el análisis del cordón de soldadura por el MEF en el brazo excéntrico y embone del rodamiento, en el que sabemos que la fuerza de la excéntrica es de 102.71 N

En la seleccionadora existen dos brazos excéntricos en que están unidos mediante cordón de soldadura al embone de 5mm en el que se utilizó el E6011

Figura 68

Análisis de soldadura en el embone y el brazo excéntrico

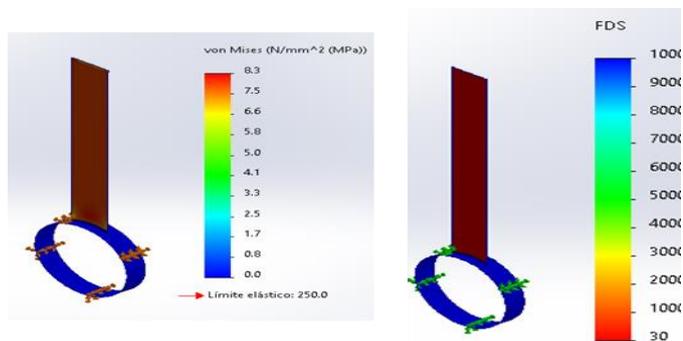


Nota. Elaboración Propia

En la fig. 69 se tiene la tensión máxima de 3.3 Mpa y un factor de seguridad de 30, en el que nos indica que el cordón de soldadura aplicada en el brazo excéntrico y el embone es el correcto para las fuerzas aplicadas de 102.71 N.

Figura 69

Resultados de soldadura en el brazo excéntrico y embone



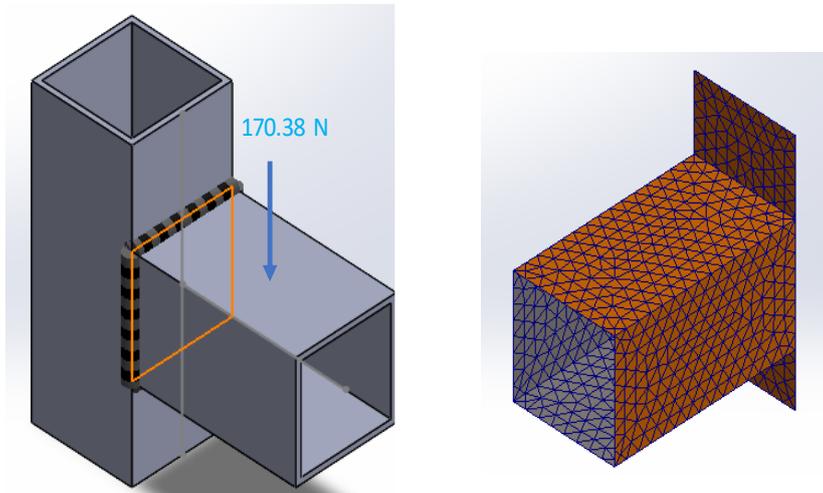
Nota. Elaboración Propia

4.2.10. Análisis del cordón de soldadura en el perfil base del resorte

En este perfil base se realizó el análisis de soldadura con la ayuda del software SolidWorks 2022, en el que en uno de los brazos la fuerza actuante es de 170.38N tal como se observa en la figura 70

Figura 70

Análisis del cordón de soldadura en el perfil base del resorte

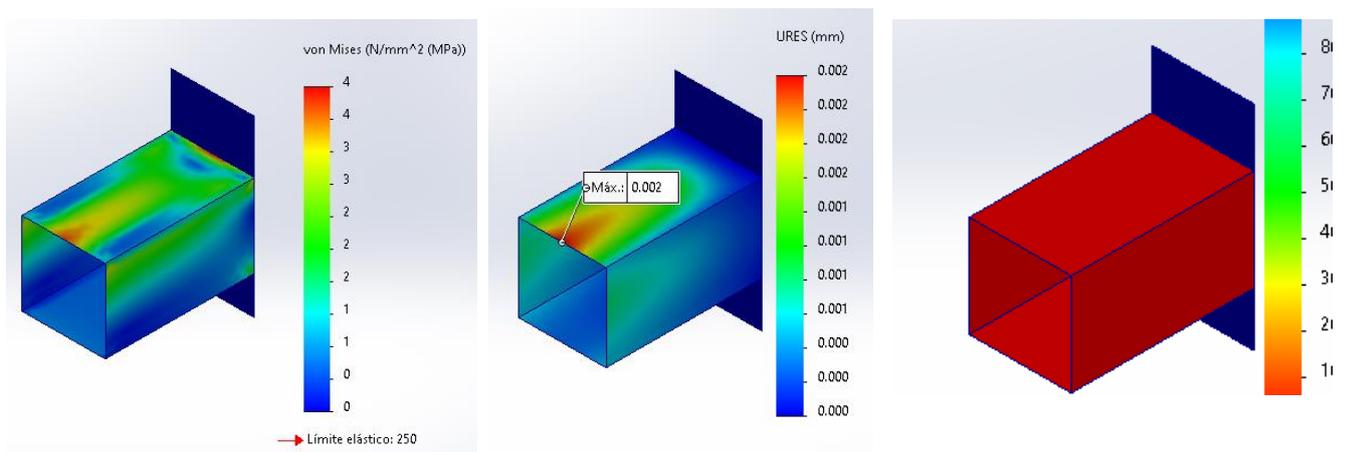


Nota. Elaboración propia.

En la fig. 71 se puede observar que se tiene una tensión máxima de 1Mpa , un desplazamiento de 0.002mm y un factor de seguridad de 3mm , cuando esta aplicado una fuerza de 170.38N , el cordón de soldadura es de 5mm de garganta con E6011; el cual la selección del electrodo es el correcto.

Figura 71

Resultados del análisis de soldadura en el perfil base



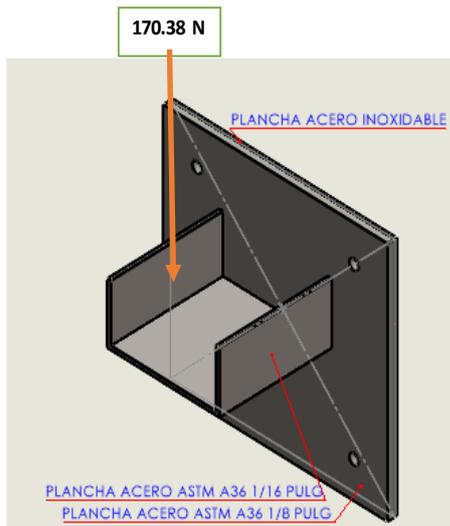
Nota. Elaboración Propia.

4.2.11. Diseño y selección de pernos.

El brazo de soporte de la criba vibratoria está unido por medio de una plancha base y este a la vez a la parte lateral de la criba por medio de pernos, como se muestra en la figura 72:

Figura 72

Unión de planchas por medio de pernos



Nota. Elaboración Propia

- **Carga de corte directo:**

Se toma en cuenta la fórmula que se encuentra en el libro del autor (ALVA DAVILA, 2008, pág. 23).

$$F_s = \frac{W}{n}$$

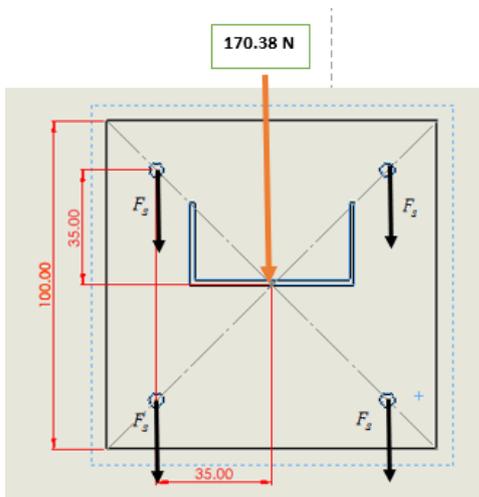
Donde:

F_s = Carga de corte en el perno

W = Carga de corte actuante

n = Número de pernos

Para el análisis se realiza el DCL.

Figura 73*DCL de corte directo**Nota.* Elaboración Propia

Reemplazando los datos en la formula se tiene:

$$F_s = \frac{170.38}{4}$$

$$F_s = 42.59 \text{ N}$$

Por lo que se tiene una fuerza de corte resultante de 42.59 N

- **Tracción en los pernos producido por la carga de momento flector**

Se utilizará la formula siguiente:

$$F_{ti} = \frac{M \cdot C_i}{\sum C_j^2}$$

Siendo:

F_{ti} = Carga de tracción en el perno (i)

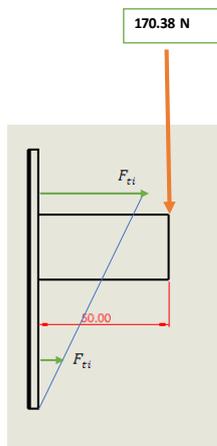
M = Momento flector actuante

C_i = Distancia entre el eje de pivote y el perno (i).

C_j = Distancia entre el eje de pivote y un perno cualquiera.

Figura 74

DCL debido al momento flector



Reemplazando los datos en la formula se tiene:

$$F_{ti} = \frac{M \cdot C_i}{\sum C_j^2}$$

$$F_{ti} = \frac{0.05 \times 170.38 \times 0.085}{2 \times (0.015^2 + 0.085^2)}$$

$$F_{ti} = 41.27 \text{ N}$$

La tracción resultante máxima se produce en la parte superior de la placa que es de 41.27 N

- **Evaluación de cargas y esfuerzos**

Para el caso general en que sobre la unión actúan las cargas de tracción, \$F_t\$, y de corte, \$F_s\$, los pernos pueden calcularse por cualquiera de estos dos métodos. (ALVA DAVILA, 2008, pág. 24).

Para un ajuste adecuado:

$$F_e \geq F_t + \frac{F_s}{\mu} \text{ y que: } F_e \leq 0.6S_yA_s$$

Donde:

\$\mu\$ = Factor de fricción entre las superficies en contacto, se puede tomar: 0,2 a 0,35

\$F_e\$ = Fuerza de tracción en el perno para que éste no tome la carga de corte.

S_y = Esfuerzo de fluencia del material del perno

A_s = Área del esfuerzo del perno

Reemplazando se tiene:

$$F_e \geq 41.27 + \frac{42.59}{0.25}$$

$$F_e \geq 185.95 \text{ N}$$

Para el cálculo del área de esfuerzo del perno las especificaciones métricas para pernos clase SAE (mm) 5.8 que es un material de acero de bajo carbono. Ver tabla N°5 ANEXO L. Donde:

$$S_y = 420 \text{ Mpa}$$

Despejando la formula se tiene

$$A_s \geq \frac{F_e}{0.6S_y}$$

Reemplazando se tiene:

$$A_s \geq \frac{185.95\text{N}}{0.6 \times 420\text{Mpa}}$$

$$A_s \geq 0.74\text{mm}^2$$

De la tabla N°2 ANEXO L, se selecciona el perno M5x0.8 con un

$$A_s = 13.99 \text{ mm}^2$$

El perno se fijará con un ajuste inicial de:

$$F_i \leq 0.8S_yA_s$$

$$F_i \leq 0.8 \times 420 \times 13.99$$

$$F_i \leq 4700\text{N}$$

Para un ajuste inadecuado:

De acuerdo al criterio de máximo esfuerzo cortante:

$$F_e = \sqrt{F_t^2 + 4F_s^2}$$

Reemplazando se tiene:

$$F_e = \sqrt{41.27 + 4 \times 42.59^2}$$

$$F_e = 83.28 N$$

Se toma en cuenta la fuerza de tracción crítica que es 185.95N, y que el perno a seleccionar es M5x0.8 SAE (mm) 5.8

Torque de ajuste:

$$T = 0.20 * F_i * d_p \text{ ;(para pernos no lubricados)}$$

$$T = 0.20 * 2906.4 * 0.005$$

$$T = 2.9 \text{ N} - \text{m}$$

4.2.12. Diseño De La Estructura De La Máquina.

Para el diseño se realizará la selección del perfil donde reposarán los resortes de amortiguamiento.

Las cargas que actúan sobre la estructura son las que actúan sobre cada resorte, cuyo valor es la suma de los pesos del bastidor móvil y de la fuerza centrífuga generados por la masa excéntrica

Peso de la criba más peso de los granos de maíz

$$P_T = 578.82 \text{ N}$$

Fuerza centrífuga ejercida por la excéntrica es:

$$F_e = 855.04 \text{ N}$$

Las fuerzas serán transmitidas a la estructura estática por medio de los resortes en el que las fuerzas serán la cuarta parte de las fuerzas actuantes

$$F_r = P_T + F_e$$

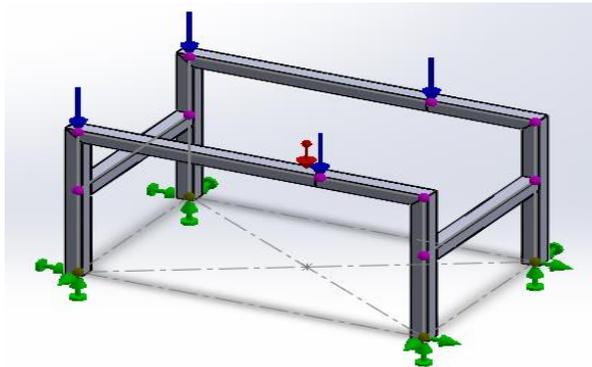
$$F_r = 1433.86 \text{ N}$$

Selección del perfil adecuado.

se considera que la fuerza transmitida de la estructura móvil a la estática es por medio de los resortes

Figura 75

Geometría de la estructura estática



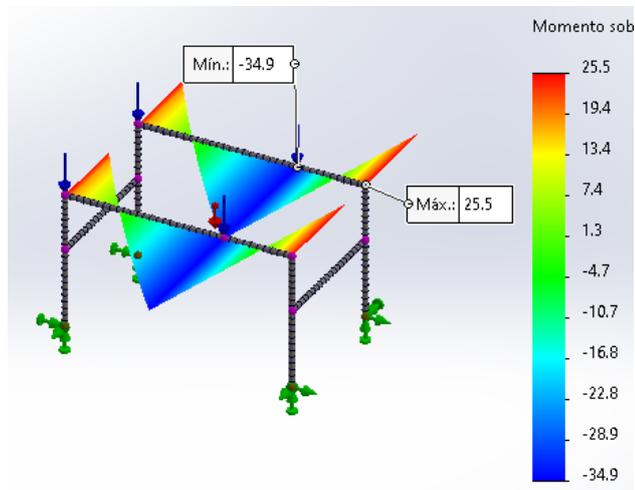
Nota: Elaboración Propia.

La fuerza total es distribuida en los puntos de contacto de manera uniforme, el cual resulta: $F_r = 1433.86 \text{ N}$ (Fuerza en los resortes).

De acuerdo a la fig. 75 donde se consideran las fuerzas, se obtiene los diagramas de momentos, tal como se aprecia en la figura 76, el cual se desarrolla con la ayuda de MEF (solidwork 2022)

Figura 76

Diagrama de momentos generados por las fuerzas actuantes en la estructura estática



Nota: Elaboración Propia.

De la fig. 76 se tiene que el esfuerzo máximo generado por las fuerzas actuantes es de 34.9 N

Se conoce que:

$$S_{\text{requerido}} = \frac{M_{\text{max}}}{F_b}$$

M_{max} : momento maximo

F_b : esfuerzo permisible

$$F_b = 0.6 * S_y$$

En este caso se usará el acero A 36 con $S_y = 250 \text{ Mpa}$; entonces se tiene:

$$F_b = 0.6 * 250 \text{ Mpa}$$

$$F_b = 150 \text{ Mpa}$$

Reemplazando en la ecuación se tiene:

$$S_{\text{requerido}} = \frac{M_{\text{max}}}{F_b} = \frac{34.9}{150} = 2.32 \text{ cm}^3$$

El $S_{\text{requerido}}$ se seleccionará del catálogo estructural DIPAC (ANEXO M) con las siguientes características:

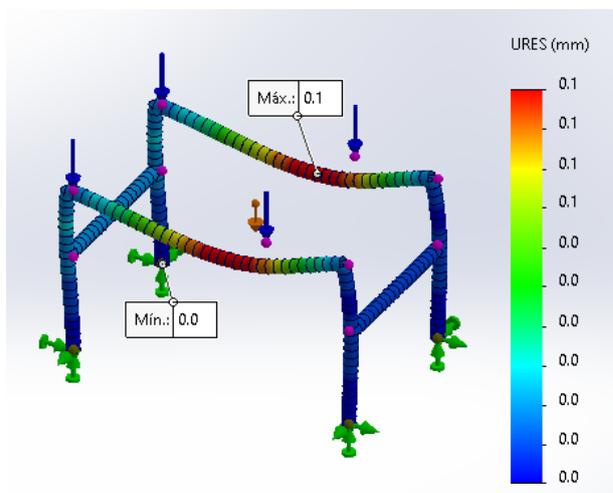
$S_{xx} = 3.46 \text{ cm}^3$; que corresponde a un tubo cuadrado de 40 x 40 x 2.0mm

4.2.13. Simulación De La Estructura Estática

Por el MEF se tiene que el desplazamiento de la estructura no sufrirá ninguna deflexión tal como se muestra en la figura 77, el cual se puede concluir que es un desplazamiento insignificante.

Figura 77

Diagrama de desplazamiento de la estructura estática

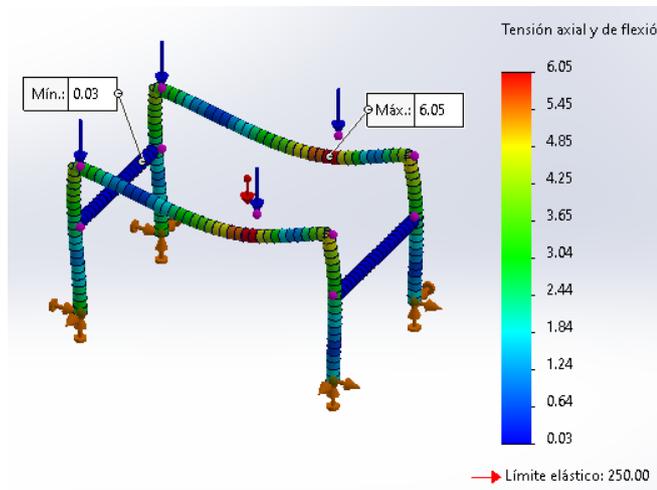


Nota: Elaboración Propia.

En la fig. 78 se encuentra el listado de los esfuerzos, que están entre los -0.03 Mpa a 6.05 Mpa, la resistencia a la fluencia del acero A-36 es de 250 Mpa, que comparado los valores se pueden señalar que no se tiene ningún problema con los esfuerzos que ejercen, por lo tanto, que la estructura elegida es aceptable.

Figura 78

Diagrama de esfuerzos en la estructura estática

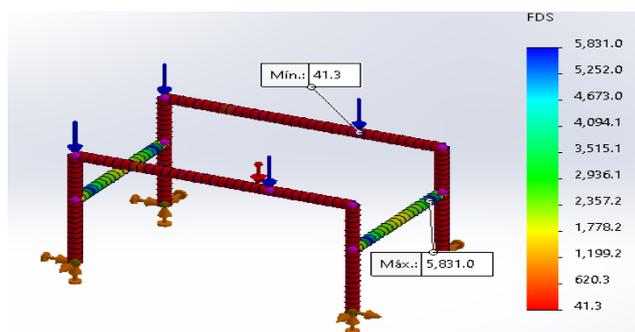


Nota: Elaboración Propia

El factor de seguridad. se puede visualizar en la fig. 79 considerando que el material es acero estructural A-36 por lo que se tiene un valor mínimo de 41.3, en el que se puede concluir que la estructura se puede someter a más carga y que no fallara.

Figura 79

Diagrama de factor de seguridad en la estructura estática



Nota: Elaboración Propia.

Finalmente podemos concluir que el tubo cuadrado 40x40x2 mm es el adecuado para resistir las cargas establecidas en la maquina seleccionadora de granos de maíz.

CAPITULO V

ANALISIS VIBRACIONAL

En el presente capítulo se da a conocer el modelo matemático de la criba oscilatoria, del cual se deduce su ecuación diferencial para los cálculos de los parámetros como: frecuencia natural, amplitud, relación de frecuencias, factor de amplificación dinámica y factor de amortiguamiento y de esta manera analizar los gráficos que se determinaron con la ayuda del Matlab.

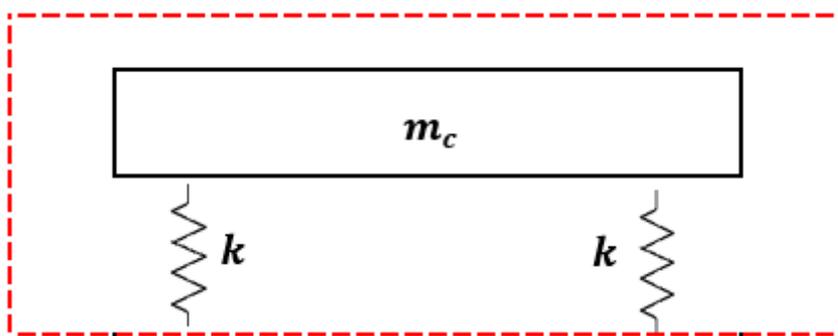
Y también se determina la respuesta en el tiempo del sistema mediante la solución homogénea en la zona transitoria y la solución particular en la zona estable.

5.1. Modelamiento matemático de la criba vibratoria

La finalidad del modelado matemático es representar todos los detalles importantes del sistema con el propósito de derivar las ecuaciones diferenciales y de esta manera determinar la respuesta en el tiempo e interpretar los resultados que rigen el comportamiento de la criba oscilatoria.

Figura 80

Modelo matemático de 1 GDL de la criba oscilatoria



Nota: Elaboración Propia.

En la fig. 80 se puede visualizar el modelo matemático de 1GDL de la criba oscilatoria, en el que intervienen la masa de la criba oscilatoria y la constante de rigidez del resorte.

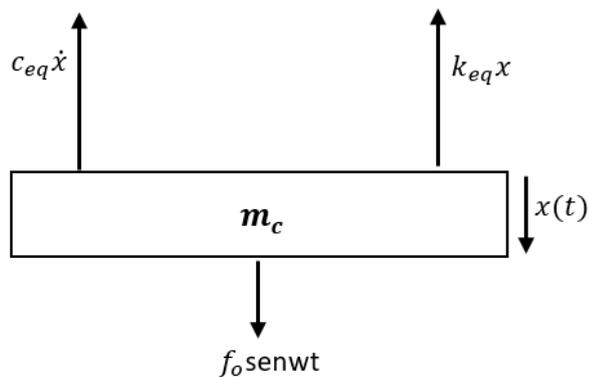
Todos los sistemas vibratorios están sometidos a cierto grado de amortiguamiento puesto que la energía se disipa por fricción y otras resistencias. (THOMSON, 1983, pág. 2).

5.2. Ecuación diferencial de la criba vibratoria

Teniendo el modelo matemático podemos deducir la ecuación diferencial que caracteriza a la criba oscilatoria, sabiendo que nos encontramos en un caso de un sistema sub amortiguado ($0 < \varepsilon < 1$). Nuestro sistema se adapta al siguiente modelo:

Figura 81

Diagrama de un sistema subamortiguado forzado



Nota. Elaboración Propia

La ecuación diferencial para este caso es:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f_0 \sin(\omega t). \quad o$$

$$\ddot{x} + 2\varepsilon\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{f_0}{m} \sin \omega t$$

La solución general se define de la siguiente forma:

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t)$$

$$x(t) = e^{-\varepsilon\omega_n t}(A_1 \cos\omega_d t + B_1 \text{sen}\omega_d t) + X \text{sen}(\omega t - \phi)$$

Donde:

$x_h(t)$: Solución homogénea ($F_0 = 0$)

$x_p(t)$: Solución particular

La solución $x_h(t)$, depende del factor de ε .

Cuando $0 < \varepsilon < 1/\sqrt{2}$; se determina los siguientes valores:

Para el análisis se tiene como datos:

$w_n = 37.4$ rad/s; Frecuencia natural

$w = 104.7$ rad/s; Frecuencia de excitación

$m_c=59$ Kg; Masa de la criba oscilatoria

$m_e=39.5$ Kg; Masa de la estructura estática

$m_t=.91.5$ Kg; Masa total

$k= 6126.075$ N/m; Constante de rigidez del resorte

$f_o=855.04$ N; Fuerza externa de excitación

$\varepsilon=0.001$; Factor de amortiguamiento

5.2.1. Relación de frecuencia en resonancia

$$r_r = \sqrt{1 - 2 * \varepsilon^2}$$

$$r_r = \sqrt{1 - 2 * 0.001^2}$$

$$r_r = 0.99$$

5.2.2. Frecuencia en resonancia

$$w_d = w_n * \sqrt{1 - 2 * \varepsilon^2}$$

$$w_d = 37.4 * \sqrt{1 - 2 * 0.001^2}$$

$$w_d = 37.3\text{rad/s}$$

5.2.3. Factor de amplificación máxima

$$\left(\frac{XK}{f_o}\right)_{\max} = \frac{1}{2 * \varepsilon * \sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

$$\left(\frac{XK}{f_o}\right)_{\max} = \frac{1}{2 * 0.001 * \sqrt{1 - 0.001^2}}$$

$$\left(\frac{XK}{f_o}\right)_{\max} = 500$$

5.2.4. Amplitud en estado estacionario

$$X = \frac{\left(\frac{f_0}{K}\right)}{\sqrt{(1 - (r)^2)^2 + (2\varepsilon r)^2}}$$

$$X = \frac{\left(\frac{855.04}{6126.075}\right)}{\sqrt{(1 - (2.8)^2)^2 + (2 * 0.001 * 2.8)^2}}$$

$$X = 0.0204 \text{ m} = 20.4 \text{ mm}$$

5.2.5. Angulo de fase

$$\phi = \text{arctg}\left(\frac{2 * \varepsilon * r}{1 - r^2}\right)$$

$$\phi = 179.95^\circ = 3.1408 \text{ rad}$$

Sabemos que:

$$x_p(t) = X \text{sen}(wt - \phi)$$

$$x_p(t) = 0.0204 \cdot \text{sen}(104.7 * t - 179.95^\circ)$$

5.2.6. Constantes para la solución homogénea

$$x_h(t) = e^{-\varepsilon w_n t} (A_1 \cos w_d t + B_1 \text{sen} w_d t)$$

$$X = A$$

$$x(t) = e^{-\varepsilon w_n t} (A_1 \cos w_d t + B_1 \text{sen} w_d t) + X \text{sen}(wt - \phi)$$

Con $t=0$

$$x(0) = A_1 - A \text{sen} \phi$$

$$A_1 = x(0) + A \text{sen} \phi$$

$$\dot{x}(0) = w_d B_1 - \varepsilon w_n A_1 + w A \cos \phi$$

$$B_1 = \frac{\dot{x}(0) + \varepsilon w_n (x(0) + A \text{sen} \phi) - w A \cos \phi}{w_d}$$

Reemplazando se tiene:

$$x(0) = 0$$

$$\dot{x}(0) = 0$$

$$A_1 = x(0) + A \sin \phi$$

$$A_1 = 0 + 0.0204 * \sin 179.95^\circ$$

$$A_1 = 0.000011$$

$$B_1 = \frac{0 + 0.04 * 37.4 * (0 + 0.0204 * \sin 179.95^\circ) - 104.7 * 0.0204 * \cos 179.95^\circ}{37.4}$$

$$B_1 = 0.0635$$

5.2.7. Solución General de la Criba Oscilatoria

$$x(t) = e^{-\varepsilon \omega_n t} (0.000011 * \cos 37.4 * t + 0.0635 * \sin 37.4 * t) + 0.0204 * \sin(104.7 * t - 179.95^\circ)$$

5.3. Simulación de la solución analítica en MATLAB

Con la ayuda del Matlab se visualiza los siguientes gráficos:

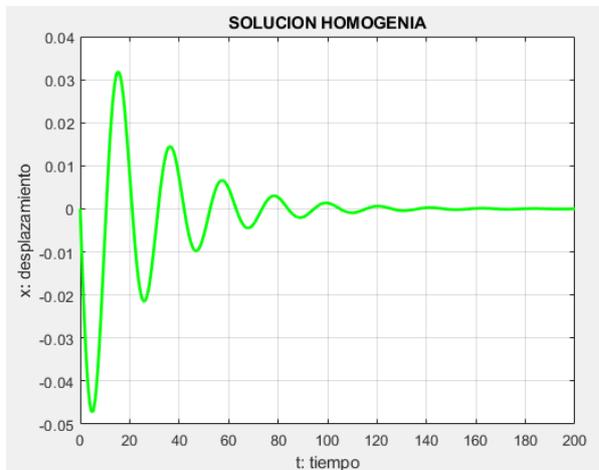
Figura 82

Relación de frecuencia vs FAD



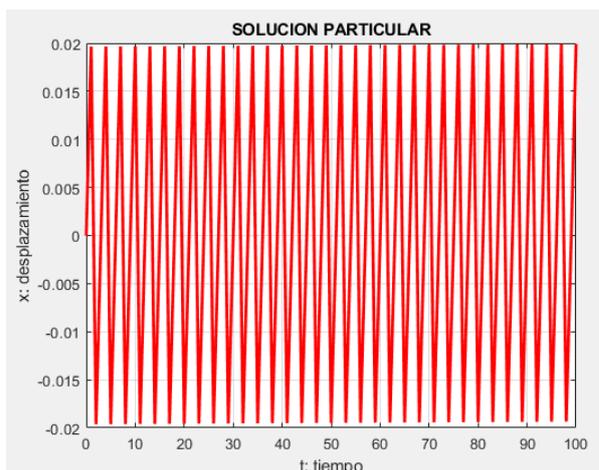
*Nota.*Elaboración Propia.

- En la fig. 82 se observa que para $r = 2.8$ se tiene un $FAD=0.1462$ y el $(FAD)_{max} = 500$ cuando $r_r = 1$
- Para $r > 1$, el valor de FAD se reduce.
- si $r = 0$; el valor del $FAD=1$
- El FAD tiende a cero a medida que la relación de frecuencias tiende al infinito.

Figura 83*Solución Homogénea*

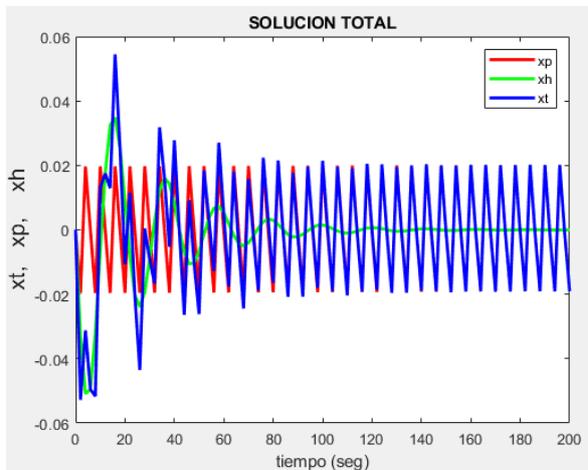
Nota. Elaboración Propia

En la fig. 83 se observa el comportamiento de la solución Homogénea, en la zona transitoria, Se puede apreciar que al inicio tiene amplitudes grandes el cual va desapareciendo en el transcurso del tiempo.

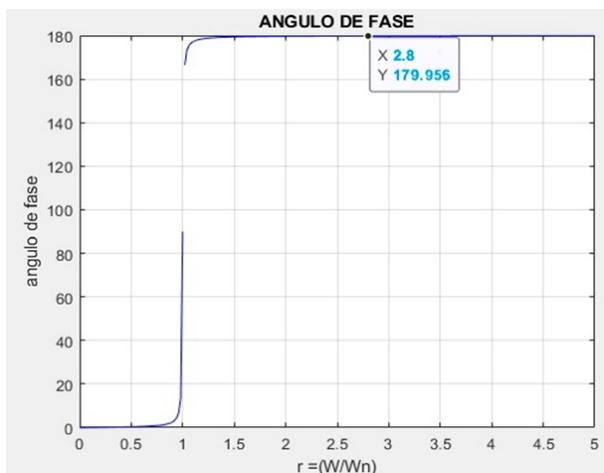
Figura 84*Solución Particular*

Nota. Elaboración Propia

En la fig.84 se observa el comportamiento de la solución Particular, en la zona estable, ya que este perdura en el tiempo y este es la más importante y la que nos interesa para mantener constante las amplitudes de nuestra criba oscilatoria.

Figura 85*Solución Total**Nota. Elaboración Propia*

En la fig. 85 se observa el comportamiento del sistema en la zona transitoria y zona estable, en la que podemos apreciar el comportamiento de la solución homogénea y la solución particular; en el que se logra alcanzar una amplitud de 20.4 mm ya que esta amplitud se mantiene en el tiempo y es la que nos interesa para el trabajo que realiza la criba oscilatoria.

Figura 86*Angulo de fase del sistema**Nota. Elaboración Propia*

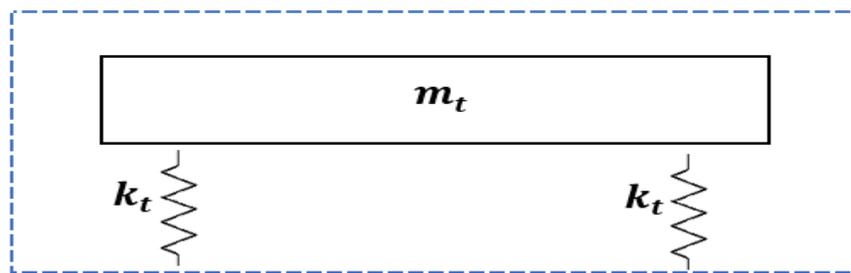
En la fig. 86 se tiene las características del ángulo de fase:

- Para $\xi > 0$ y $0 < r < 1$ entonces $0 < \phi < 90^\circ$.
- Para $\xi > 0$ y $r > 1$ entonces $90^\circ < \phi < 180^\circ$.
- Para $\xi > 0$ y valores grandes de r , el ángulo de fase se aproxima a 180° .

5.4. Modelamiento matemático de la maquina seleccionadora

Figura 87

Modelo matemático de la maquina seleccionadora de granos de maíz



Nota. Elaboración Propia

En la fig. 87 se puede observar el modelo matemático de la maquina seleccionadora de granos de maíz donde: $m_t = m_c + m_e$;

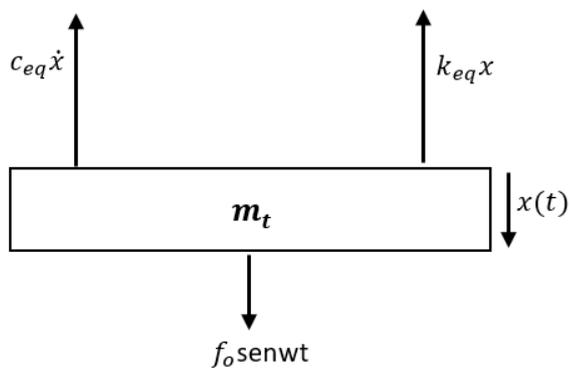
m_c : Masa de la criba oscilatoria

m_e : Masa de la estructura estática

De la misma manera se puede deducir su ecuación diferencial:

Figura 88

Diagrama de un sistema subamortiguado forzado



Nota. Diagrama de un sistema subamortiguado forzado

$$\ddot{x} + 2\varepsilon\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{f_0}{m} \sin \omega t$$

5.5. Respuesta en el tiempo de la maquina seleccionadora de granos de maiz

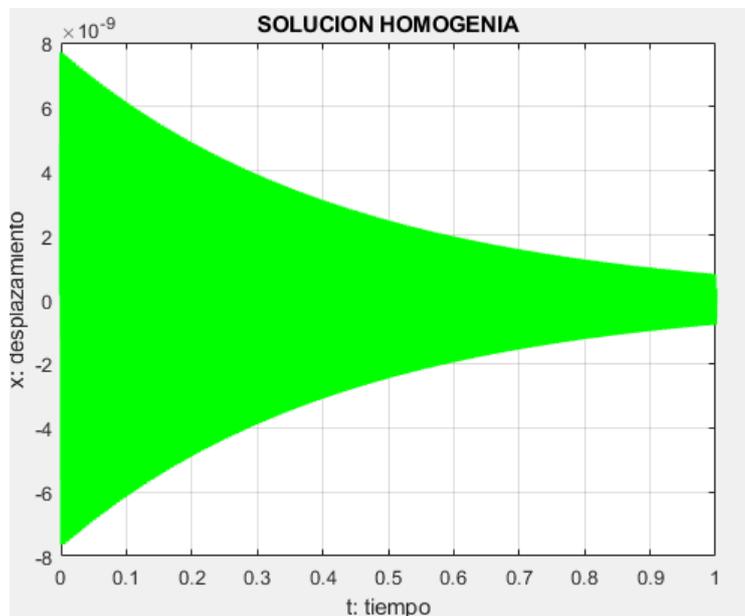
Se determino la respuesta en el tiempo de la maquina seleccionadora de granos de maíz con la ayuda del programa Matlab:

$$X(t) = e^{-\varepsilon*228.7t}(1.68x10^{-7} * \cos228 * t + 7.71x10^{-9} * \sen228 * t) + 1.68x10^{-7} * \sen(104.7 * t - 180^\circ)$$

A continuación, se visualiza los gráficos siguientes:

Figura 89

Solución homogénea de la maquina seleccionadora



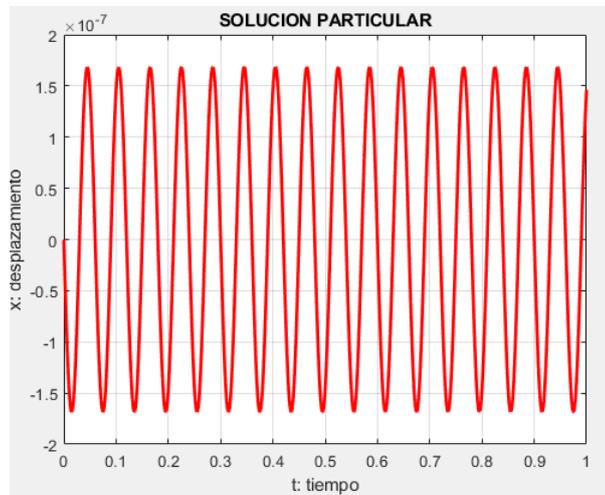
Nota: Elaboración Propia

En el fig.89 se visualiza la solución homogénea de la maquina seleccionadora de granos de maíz que actúa en la base, el cual desaparece en el tiempo y está dado por la ecuación:

$$x(h) = e^{-\varepsilon*228.7t}(1.68x10^{-7} * \cos228 * t + 7.71x10^{-9} * \sen228 * t)$$

Figura 90

Solución particular de la maquina seleccionadora



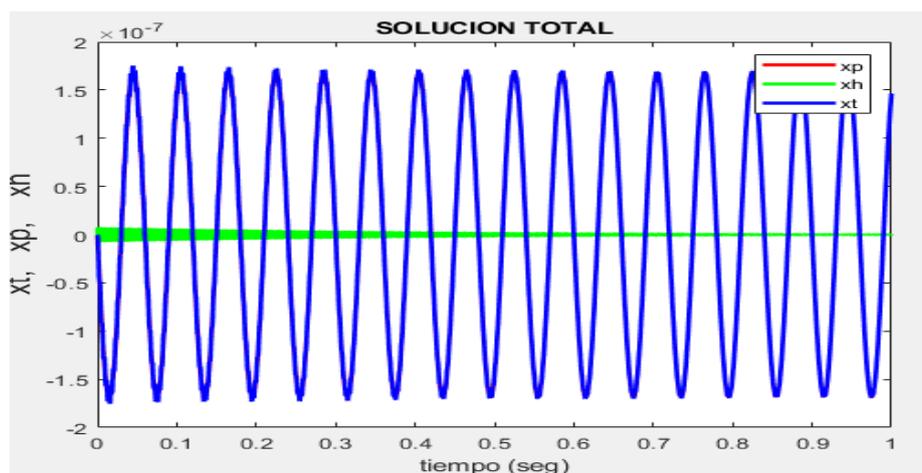
Nota: Elaboración Propia

En la fig. 90 se aprecia la solución particular de la maquina seleccionadora de granos de maíz en el que se tiene una amplitud de 1.68×10^{-7} mm en la base, el cual es mínima y perdurara en el tiempo, la ecuación viene dado por:

$$x(p) = +1.68 \times 10^{-7} * \text{sen}(104.7 * t - 180^\circ)$$

Figura 91

Solución General de la maquina seleccionadora



Nota: Elaboración Propia

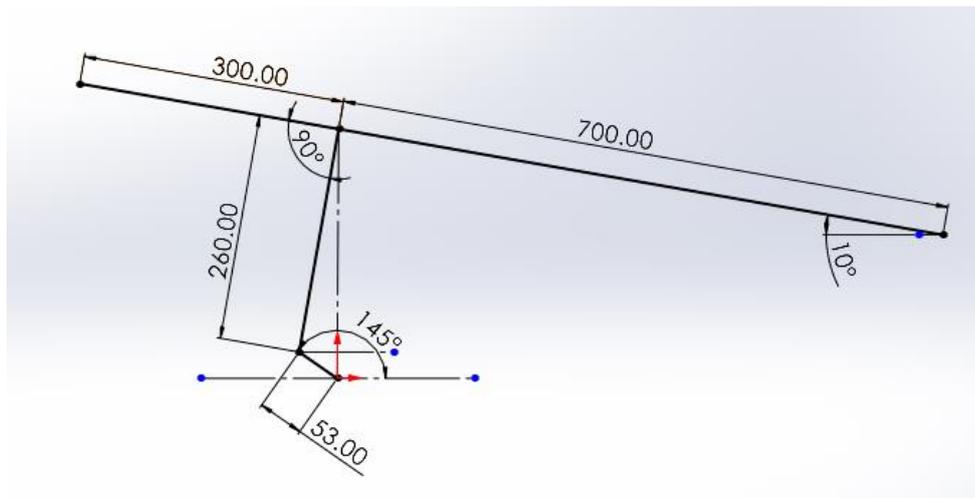
En la fig. 91 se visualiza la solución general de la maquina seleccionadora de granos de maíz en el que actúan la solución homogénea y la solución particular, donde se

visualiza como va desapareciendo la solución homogénea a medida que pasa el tiempo y perdurara la solución particular.

5.6. Análisis Cinemático

Figura 92

Análisis cinemático de la criba oscilatoria

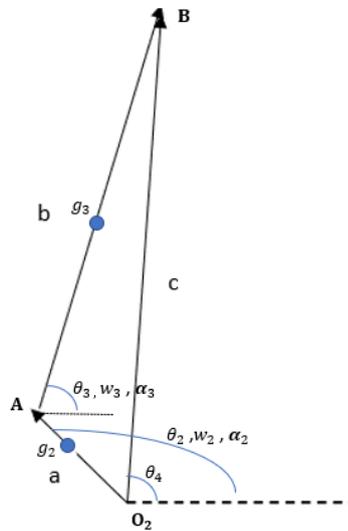


Nota: Elaboración Propia

En la figura 92 se observa el comportamiento de la criba accionado por un mecanismo biela manivela

Figura 93

Lazo vectorial del análisis cinemático



Nota: Elaboración Propia

En la figura 93 se observa el lazo vectorial del mecanismo biela manivela.

Ecuación del Lazo vectorial

$$a+b-c=0$$

Ecuación de posicionamiento:

Para resolver la ecuación introducimos la ecuación de Euler

$$ae^{i\theta_2} + be^{i\theta_3} - ce^{i\theta_4} = 0$$

Separamos la parte real e imaginaria:

$$f_1 = a\cos\theta_2 + b\cos\theta_3 - c\cos\theta_4 = 0$$

$$f_2 = a\sin\theta_2 + b\sin\theta_3 - c\sin\theta_4 = 0$$

Se forma la matriz el cual será resuelto por métodos numéricos

$$\begin{bmatrix} -b\sin\theta_3 & 0 \\ b\cos\theta_3 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_3 \\ c \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} a\cos\theta_2 + b\cos\theta_3 \\ a\sin\theta_2 + b\sin\theta_3 \end{bmatrix}$$

Se conoce que:

$$a = 0.053\text{m} \quad \theta_2 = 145^\circ$$

$$b = 0.26\text{m} \quad \theta_3 \cong 80^\circ$$

$$c \cong 0.28\text{m} \quad \theta_4 = 90^\circ$$

Por el método de Newton Raphson iteramos las incógnitas desconocidas:

Reemplazando datos se tiene:

$$\theta_3 = 80.38^\circ$$

$$c = 0.287 \text{ m}$$

Ecuación de velocidad:

$$iaw_2e^{i\theta_2} + ibw_3e^{i\theta_3} - \dot{c}e^{i\theta_4} = 0$$

$$R: -aw_2\text{sen}\theta_2 - bw_3\text{sen}\theta_3 = 0$$

$$I: iaw_2\text{cos}\theta_2 + ibw_3\text{cos}\theta_3 - \dot{c} = 0$$

$$\begin{bmatrix} -b\text{sen}\theta_3 & 0 \\ b\text{cos}\theta_3 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_3 \\ \dot{c} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} aw_2\text{sen}\theta_2 \\ -aw_2\text{cos}\theta_2 \end{bmatrix}$$

Hallamos los valores de

$$w_3 = 12.41 \text{ rad/s}$$

$$\dot{c} = 5.08 \text{ m/s}$$

Ecuación de aceleración:

$$-aw_2^2e^{i\theta_2} + ia\alpha_2e^{i\theta_2} - bw_3^2e^{i\theta_3} + ib\alpha_3e^{i\theta_3} - \ddot{c}e^{i\theta_4} = 0$$

$$r: -aw_2^2 \text{cos}\theta_2 - a\alpha_2\text{sen}\theta_2 - bw_3^2 \text{cos}\theta_3 - b\alpha_3\text{sen}\theta_3 = 0$$

$$i: -iaw_2^2 \text{sen}\theta_2 + ia\alpha_2\text{cos}\theta_2 - ibw_3^2 \text{sen}\theta_3 + ib\alpha_3\text{cos}\theta_3 - \ddot{c} = 0$$

$$\begin{bmatrix} -b\text{sen}\theta_3 & 0 \\ b\text{cos}\theta_3 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_3 \\ \ddot{c} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a\alpha_2\text{sen}\theta_2 + aw_2^2 \text{cos}\theta_2 + bw_3^2 \text{cos}\theta_3 \\ -a\alpha_2\text{cos}\theta_2 + aw_2^2 \text{sen}\theta_2 + bw_3^2 \text{sen}\theta_3 \end{bmatrix}$$

Reemplazando se tiene:

$$\alpha_3 = 1830.46 \text{ rad/seg}^2$$

$$\ddot{c} = 293.18 \text{ m/seg}^2$$

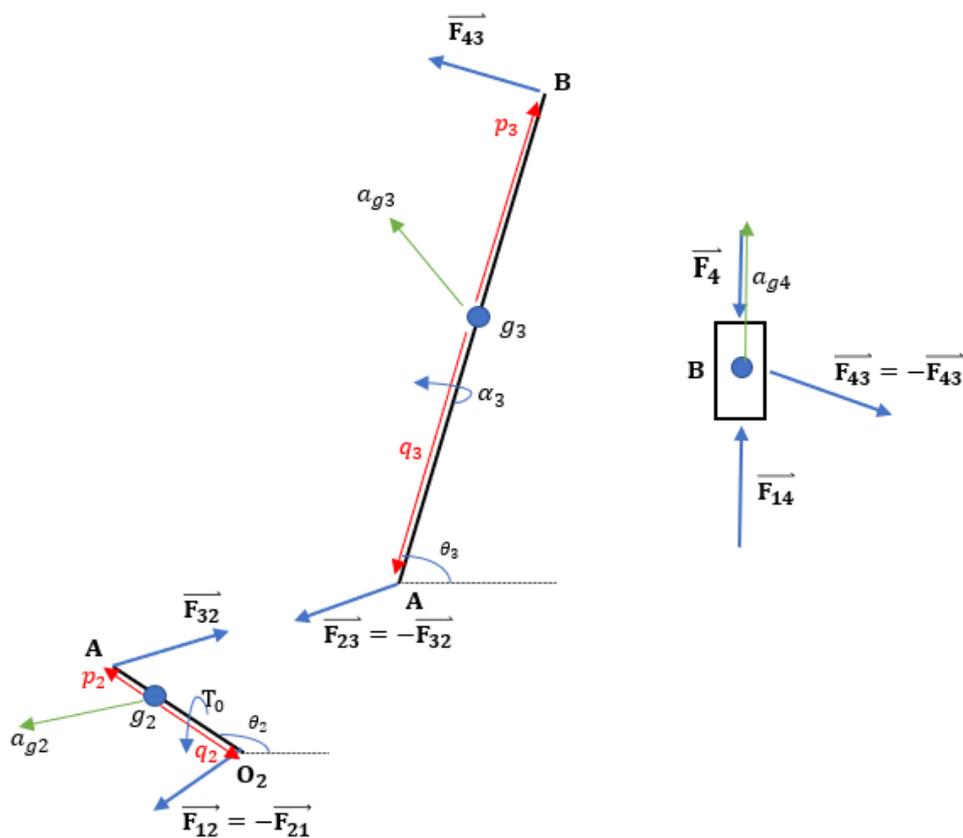
5.7. Análisis Dinámico

En el mecanismo biela manivela se conocen los datos geométricos, junto a la masa y los momentos de inercia de cada eslabón.

También son conocidas las aceleraciones de los eslabones y sus centros de gravedad y el valor de la fuerza F_4 que actúa sobre el pistón. Se desean obtener las reacciones en los enlaces y el par motor T_0 .

Figura 94

Diagrama de fuerzas en cada eslabón



Nota: Elaboración Propia

En la figura 94 se muestra el diagrama de fuerzas y centros de masa de cada eslabón

Eslabón 2:

$$f_{32x} - f_{21x} = m_2 a_{g2x}$$

$$f_{32y} - f_{21y} = m_2 a_{g2x}$$

$$p_{2x} * f_{32y} - p_{2y} * f_{32x} - q_{2y} * f_{21y} + q_{2y} * f_{21x} + T_0 = I_3 \alpha_3$$

Eslabón 3

$$f_{43x} - f_{32x} = m_3 a_{g3x}$$

$$f_{43y} - f_{32y} = m_3 a_{g3y}$$

$$p_{3x} * f_{43y} - p_{3y} * f_{43x} - q_{3x} * f_{32y} + q_{3y} * f_{32x} = I_3 \alpha_3$$

Eslabón 4

$$f_{14x} - f_{43x} = m_4 a_{g4x} - F_{4x}$$

$$f_{14y} - f_{43y} = m_4 a_{g4y} - F_{4y}$$

En estas dos últimas ecuaciones se conoce que:

$$f_{14x} = F_{4y} = a_{g4y} = 0$$

Los componentes q_x, p_x, q_y, p_y se calculan a partir de distancias conocidas y del ángulo θ de cada eslabón.

$$q_{2x} = O_2 g_2 * \cos (\theta_2 + 180^\circ) = 0.032 \text{ m}$$

$$q_{2y} = O_2 g_2 * \sin (\theta_2 + 180^\circ) = -0.022 \text{ m}$$

$$p_{2x} = A g_2 * \cos (\theta_2) = -0.011 \text{ m}$$

$$p_{2y} = A g_2 * \sin (\theta_2) = 0.008 \text{ m}$$

$$q_{3x} = A g_3 * \cos (\theta_3 - 180^\circ) = -0.022 \text{ m}$$

$$q_{3y} = A g_3 * \sin (\theta_3 - 180^\circ) = -0.128 \text{ m}$$

$$p_{3x} = B g_3 * \cos (\theta_3) = 0.167 \text{ m}$$

$$p_{3y} = B g_3 * \sin (\theta_3) = 0.128 \text{ m}$$

Donde:

$$\alpha_2 = 0$$

$$I_2 = 0.0888 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

$$\alpha_3 = 1830.46 \text{ rad/seg}^2$$

$$I_3 = 0.0486 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

$$a_{g2x} = g_2 * \alpha_2 * \text{sen}(\theta_2) - g_2 * w_2^2 * \text{cos}(\theta_2)$$

$$a_{g2y} = g_2 * \alpha_2 * \text{cos}(\theta_2) - g_2 * w_2^2 * \text{sen}(\theta_2)$$

$$a_{g3x} = -g_2 * \alpha_2 * \text{sen}(\theta_2) - g_2 * w_2^2 * \text{cos}(\theta_2) - g_3 * \alpha_3 * \text{sen}(\theta_3) - g_3 * w_3^2 * \text{cos}(\theta_3)$$

$$a_{g3y} = -g_2 * \alpha_2 * \text{cos}(\theta_2) - g_2 * w_2^2 * \text{sen}(\theta_2) - g_3 * \alpha_3 * \text{cos}(\theta_3) - g_3 * w_3^2 * \text{sen}(\theta_3)$$

Reemplazando se tiene:

$$a_{g2x} = -245.22 \text{ m/s}^2$$

$$a_{g3y} = -231.97 \text{ m/s}^2$$

$$a_{g2y} = -350.2 \text{ m/s}^2$$

$$a_{g3} = 301.6 \text{ m/s}^2$$

$$a_{g2} = 427.52 \text{ m/s}^2$$

$$a_{g4y} = 293.18 \text{ m/s}^2$$

$$a_{g3x} = 192.78 \text{ m/s}^2$$

Nos quedan ocho ecuaciones con las siguientes incógnitas: f_{21x} , f_{21y} , f_{32x} , f_{32y} , f_{43x} , f_{43y} ,

f_{14y} , T_0 ; por lo tanto, podemos hallar el valor de las mismas.

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ q_{2y} & -q_{2x} & -p_{2y} & p_{2x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_{3y} & -q_{3x} & -p_{3y} & p_{3x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{21x} \\ f_{21y} \\ f_{32x} \\ f_{32y} \\ f_{43x} \\ f_{43y} \\ f_{14y} \\ T_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{g2x} \\ m_2 a_{g2y} \\ I_2 \alpha_2 \\ m_3 a_{g3x} \\ m_3 a_{g3y} \\ I_3 \alpha_3 \\ m_4 a_{g4y} - F_{4y} \\ 0 \end{bmatrix}$$

Resolviendo la matriz se tiene:

$$\begin{bmatrix} f_{21x} \\ f_{21y} \\ f_{32x} \\ f_{32y} \\ f_{43x} \\ f_{43y} \\ f_{14y} \\ T_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -149.0279 \text{ N} \\ -835.0399 \text{ N} \\ 150.6827 \text{ N} \\ 832.8615 \text{ N} \\ -163.9799 \text{ N} \\ 823.5507 \text{ N} \\ 823.5507 \text{ N} \\ 5.17 \text{ Nm} \end{bmatrix}$$

$$F_{21} = 848.2341 \text{ N}$$

$$F_{32} = 846.3826 \text{ N}$$

$$F_{43} = 839.7173 \text{ N}$$

De la matriz se obtiene las fuerzas en cada eslabón, donde la fuerza de excitación hacia la criba es de 823.5507 N; esta fuerza es suficiente para levantar al peso de la criba incluido la carga de maíz.

CAPITULO VI

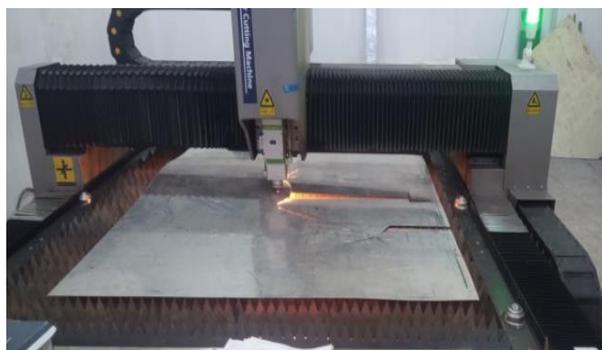
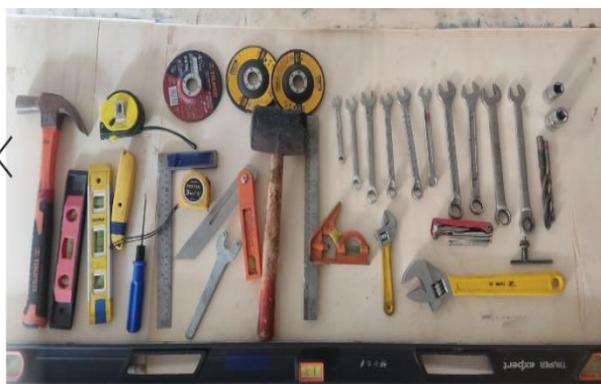
ESPECIFICACIONES TECNICAS DE MATERIALES Y EQUIPOS

La construcción de la máquina seleccionadora se realizó en un taller de soldadura, en donde existen todos los equipos necesarios para la construcción de dicha criba oscilatoria en el cual se desarrolló en base a los planos generados en esta tesis.

6.1. Herramientas y equipos

Figura 95

Herramientas y Equipos utilizados en la construcción



Nota. Elaboración Propia.

6.1.1. Elementos normalizados

Tabla 14

Elementos normalizados utilizados en la construcción

EQUIPOS Y MATERIALES	DESCRIPCION
<p>1.- MOTOR ELÉCTRICO 1 Hp 1740 rpm 60hz 220V Fabricados bajo Estándar: NEMA</p>	
<p>2.- POLEAS D = 7" d = 4" Material: Aluminio Fundido Canal : 01 en V ISO-4183-1989</p>	
<p>2.- FAJA EN V Marca Dayton Material Caucho Dimensiones del producto 48"l. x 0,5" Estilo de cinturón ISO 4183 y 4184</p>	

3.- RODAMIENTOS

N° Rodamiento 6010 SKF

d = 50 mm

D=80mm

e= 16m

Peso=261g

Rodamiento utilizado en la masa excéntrica



4.- CHUMACERAS SN 507 SKF

Material del cuerpo de la unidad: Hierro fundido

d= 30 mm

Clasificación de carga básica, clasificación estática: 11300N



RODAMIENTO: NSK 6806

5.- EJE

Material : Acero SAE-1020 LAF

d = 30mm



6.- RESORTES

Material: ASTM 227.

D = 45 mm

d = 5mm



7.- MASAS EXCENTRICAS

Material ASTM A36

D =50 mm

e = 3mm



8.- PERNOS

M5-0.8x25.4

M8-1.25x38

M12-1.75x50.8

M16-2x88.7

Según norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978



9.- PERFIL 40 x 40 x 2.0mm

Material ASTM A36

**10.- PLANCHAS**

ACERO INOX AISI 304 1x1200 x2400mm

ACERO GALVANIZADO 0.85x1200x2400mm.



Nota. Elaboración propia.

6.2. Especificaciones técnicas de construcción

En la figura 94 se detalla los componentes de la maquina seleccionadora de granos secos de maíz.

Figura 96

Componentes principales de la maquina seleccionadora de granos secos de maíz



Nota Elaboración Propia.

COMPONENTES

- 1: Alimentación
- 2: Selección
- 3: Transmisión Mecánica.
- 4: Eléctrico
- 5: Descarga

Figura 97

Construcción de la estructura estática de la criba vibratoria



Nota. Elaboración Propia

6.2.1. Bastidor

DESCRIPCION:

Es el componente que servirá de base para ensamblar los demás componentes el cual debe ser lo suficientemente resistente para garantizar la integridad de la máquina. El bastidor está fabricado de tubos de sección cuadrada; angular estructural y plancha base.

MATERIALES:

- Tubos de sección cuadrada 40x40x2mm: Cumple la norma ASTM A36
- Angular estructural 38x38x2.0mm: Cumple la norma ASTM A36

- Plancha base: 3/16 pulgada (45x80) con agujeros de 5/8” .Cumple la norma ASTM A36
- Soldadura: AWS E- 6011

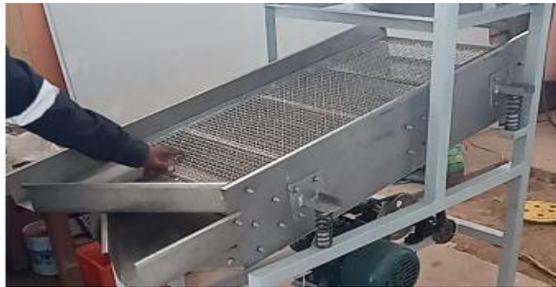
ENSAMBLAJE:

El proceso de ensamblaje del bastidor será enteramente por soldadura la cual se detalla en los planos de fabricación, la soldadura se realizará por proceso SMAW con electrodos 6011.

6.2.2. Criba oscilatoria

Figura 98

Construcción de la criba vibratoria



Nota. Elaboración Propia

Descripción:

Es el componente que recibe toda la carga a seleccionar por ende debe ser lo suficientemente resistente para garantizar la integridad de la máquina. La criba oscilatoria está construida de plancha de acero inoxidable, malla de acero galvanizado con perforaciones circulares

de 16mm y 11.5mm de diámetro respectivamente que descansan sobre un perfil angular estructural de 20x20x2.0mm.

Figura 99

Construcción de los brazos de soporte de la criba oscilatoria



Nota. Elaboración Propia.

También se cuenta con 04 brazos de soporte de perfil tipo C que están anclados en los laterales de la criba oscilatoria, el cual esta apoyado sobre los resortes. Este perfil cuenta con plancha base de 100x100x3mm que se encuentra unido mediante soldadura como se ilustra en la figura 100.

La plancha base está anclado mediante pernos a los laterales de la criba.

MATERIALES:

- Plancha acero inoxidable ANSI 304 e=1mm,
- Perfil C: 50x25x2mm. Cumplirá la norma ASTM A-36
- Malla de acero galvanizado: Cumplirá la norma ASTM A653
- Angular estructural:20x20x2mm ASTM A36
- Soldadura: AWS E- 6011
- Pernos M5-0.8x25.4

ENSAMBLAJE:

El proceso de ensamblaje de la malla tamiz será mediante puntos de soldadura a un marco angular instalados en el borde de la bandeja. La bandeja tamizadora presenta perforaciones circulares y tienen espaciamiento vertical de 80mm.

Los soportes de la bandeja tamiz son angulares que están anclados a los laterales de la criba por medio de pernos en el que descansa la bandeja tamiz.

Se ensambla 03 bandejas de descarga que están empernadas en la parte frontal de la criba.

Figura 100

Proceso de construcción y Ensamble de mallas seleccionadoras con marcos de perfil angular



Nota. Elaboración Propia

El soporte de la criba oscilatoria está construido en base a platinas de (3/16" x 5/8") y (3/16"x2"), el cual estará en contacto con el brazo de la masa excéntrica por medio del cual se transmitirá la fuerza para hacer vibrar la criba oscilatoria.

Figura 101

Proceso de construcción y ensamble del soporte base de la criba vibratoria



Nota. Elaboración Propia

6.2.3. Tolva de alimentación

Figura 102

Construcción de la tolva de alimentación



Nota. Elaboración Propia

DESCRIPCION:

Es el componente que sirve para almacenar el producto a seleccionar por ende debe ser lo suficientemente resistente para garantizar la integridad de la máquina. La tolva de alimentación está construida de plancha de acero galvanizado

MATERIALES:

- Plancha: acero galvanizado 0.85x1200x2400mm, cumple la norma ASTM A36
- Soldadura: se aplicó soldadura E6011 para el empalme del plegado de la tolva
- Pernos M5-0.8x25.4, norma ANSI B1.1-1974, para ensamble al perfil angular

ENSAMBLAJE:

El proceso de ensamblaje de la tolva de alimentación será enteramente por pernos M5x0.8 a la estructura estática, en el cual la tolva está apoyada al perfil angular de 38x38x2mm y asegurada por dicho perno.

Figura 103

Ensamble de la tolva de alimentación y regulador de alimentación



Nota. Elaboración Propia

En la fig. 100 también se visualiza el ensamble del regulador de alimentación de granos secos de maíz, el cual cumplirá la función de regular el caudal de maíz.

6.2.4. Resorte de compresión

Figura 104

Resorte de compresión helicoidal



Nota: Elaboración Propia

DESCRIPCION:

En la maquina se ensambló 04 resortes de compresión con diámetro exterior 45 mm, diámetro de alambre 5 mm, longitud sin carga 127.53 mm sobre el cual se montará entre el bastidor y la criba oscilatoria y amortiguarán la oscilación de la generada por el brazo de la masa excéntrica.

MATERIALES:

- Resorte: Alambre estirado duro ASTM 227

ENSAMBLAJE:

Los resortes de compresión se ensamblarán primero en un soporte que embone 20mm y que ingresara en el diámetro interior del resorte, de igual forma en la parte superior de resorte un embone de 20mm de longitud.

6.2.5. Motor eléctrico**Figura 105**

Motor eléctrico de 1hp

**DESCRIPCION:**

En el bastidor se montó un motor eléctrico monofásico de 1 hp para generar una transmisión de 1000rpm al eje .

MATERIALES Y EQUIPOS:

- Motor eléctrico monofásico de 1 hp en baja(1740rpm), 220v, 60 hz

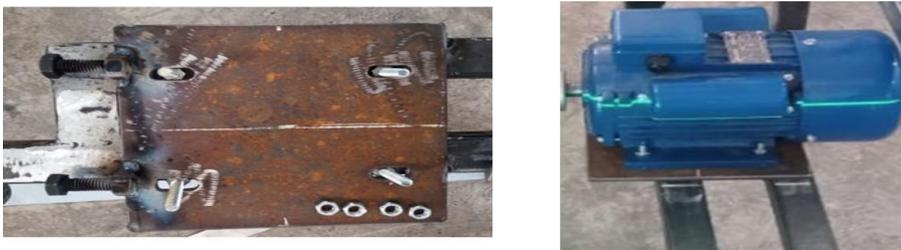
- plancha base de 200x200x6.3mm
- Pernos M12-1.75x50.8 (trabaja para tensar la faja)
- Pernos M8-1.25x38 (anclaje en la base del motor eléctrico)

ENSAMBLAJE:

El motor eléctrico se asienta en una base de acero cuadrangular de 200x200x6.3mm, el cual cuenta con agujeros de ojo chino de 9.5mmx20mm. Esta base de acero cuenta con dos pernos de M12-1.75x50.8 el cual nos sirve para tensar las fajas que están conectadas por medio de poleas. La base de acero se encuentra unida a la estructura estática por medio de soldadura E6011.

Figura 106

Ensamble del motor eléctrico a plancha de acero y estructura estática

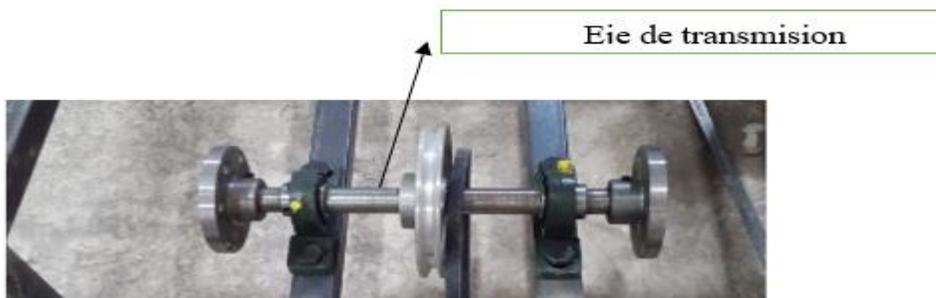


Nota. Elaboración Propia.

6.2.6. Eje de transmisión

Figura 107

Ensamble de eje de transmisión



Nota: Elaboración Propia

DESCRIPCION:

Su función principal es transmitir movimiento y potencia hacia los brazos excéntricos de la criba. Los ejes se fabrican de aceros al carbono de alta calidad, poseen carbono entre el 0.32% y el 0.6%. lo que les da buena tenacidad, resistencia mecánica y maquinabilidad.

MATERIALES:

- Acero SAE-1020 (d=30mm)

ENSAMBLAJE:

El ensamblaje de este eje va apoyado en chumaceras sobre el bastidor

6.2.7. Chumaceras**Figura 108**

Chumaceras y pernos para anclaje a la estructura estática



Nota. Elaboración Propia

DESCRIPCION:

Sirven para soportar las cargas estáticas y dinámicas, que en este caso actúan en el eje

MATERIALES:

- Chumaceras SN 507
- Rodamientos NSK 6806
- Pernos de acero de M16-2x88.7

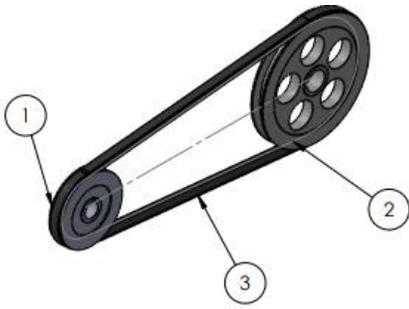
ENSAMBLAJE:

Las chumaceras están sujetas con pernos de diámetro M16x2 y volandas de presión

6.2.8. Faja y poleas

Figura 109

Montaje de faja en las poleas



Nota: Elaboración Propia

1: polea menor

2: polea mayor

3: faja

DESCRIPCION:

El movimiento de la polea motriz transmite a la polea conducida mediante una faja en V

A46

- **POLEA:** es un mecanismo circular giratorio y de borde acanalado por el que se desliza una faja.
- **FAJA:** es un elemento mecánico en V A46 que se utilizan para transmitir la potencia de un motor a un eje.

MATERIALES:

- La faja que se va utilizar es A 46.
- Polea menor de $d=4''$ estándar

- Polea mayor de $d=7''$ estándar
- las poleas son de aluminio fundido.

ENSAMBLAJE:

El ensamblaje de la faja va en la polea acanalada y de forma alineada.

En la figura 107 se muestra el ensamble del eje, poleas, fajas y chumaceras en la estructura estática, para la alineación se utilizó el nivel laser, el cual nos da la precisión exacta para asentar los elementos mecánicos.

Figura 110

Ensamble de elementos mecánicos por medio del nivel laser



Nota: Elaboración Propia

6.2.9. Brazo y rodapieto excentrico

Figura 111

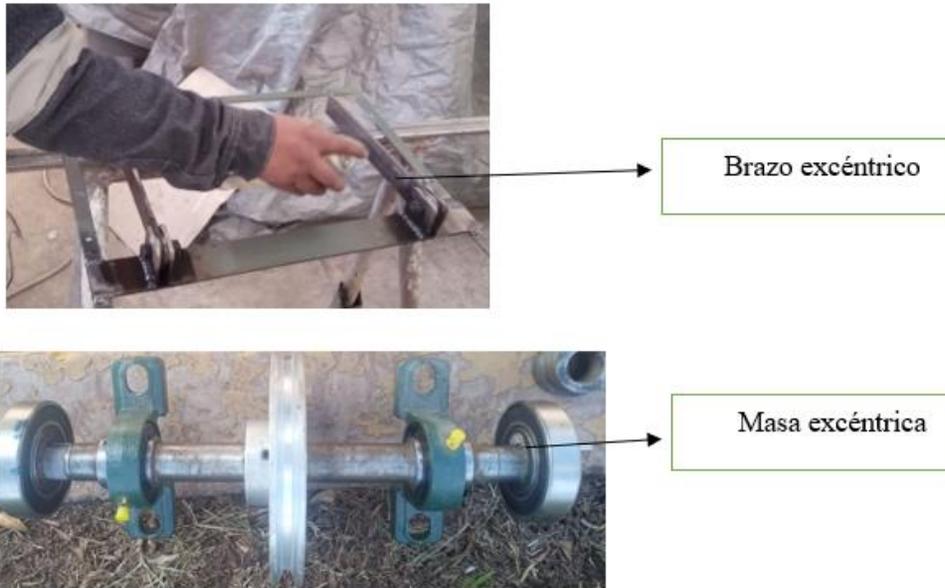
Fabricación de la masa excéntrica



Nota Elaboración Propia

Figura 112

Construcción de brazo excéntrico y ensamble de masa excéntrica



Nota. Elaboración Propia

DESCRIPCION:

ELEMENTO EXCENTRICO: Se caracterizan por tener el eje descentrado.

BRAZO EXCENTRICO: Este brazo excéntrico va conectado entre el elemento excéntrico y la criba oscilatoria para así generar vibración.

MATERIALES:

- Platina 3/16"x 1 1/2": cumple la norma ASTM A36
- Rodamiento con d=50mm SNK 6010
- Elemento excéntrico con excentricidad de 3mm y espesor de 15.64 mm. ASTM A36
- Perno M12-1.75x50.8

ENSAMBLAJE:

El ensamblaje de este elemento excéntrico va conectado al borde del eje de $d=30\text{mm}$ y el brazo excéntrico va ensamblado entre el elemento excéntrico y la criba oscilatoria por medio de pernos con longitud de 50.8mm .

CAPITULO VII

EVALUACION ECONOMICA

En este capítulo se detallan los costos directos (costos de materiales, mano de obra, equipos y herramientas) y costos indirectos (gastos generales) de construcción de la criba oscilatoria que incluyen el metrado de materiales estructurales y accesorios.

Asimismo, se detallan el análisis de precios unitarios y lista de insumos de las partidas del presupuesto de la maquina seleccionadora de granos de maíz. De la misma manera se desarrolla el análisis del VAN y el TIR, para poder conocer la viabilidad del proyecto.

7.1. Costos directos

Son los costos en la que se incluyen principalmente la mano de obra directa, los materiales necesarios , el equipo y maquinaria utilizados directamente en la construcción de la maquina seleccionadora.

Tabla 15

Lista de insumos

Descripción	Und.	Cantidad	Costo S/.	Total, S/.
MANO DE OBRA				407.49
Ayudante Mecánico	hh	7.2135	14.85	107.12
Operario Mecánico	hh	14.9438	20.1	300.37
MATERIALES				2272.83
Tubo cuadrado de 40x40x1.5mm	m	8.05	10	80.5
Electrodo 6011 d=1/8"	kg	2.85	15	42.75
Disco de corte	und	10.5	10	105
Disco de desbaste	und	5.25	10	52.5
Eje diam 30mmm x 400mm, ASTM1020	und	1	60	60
Angular 20x20x2mm	m	8	5	40
Plancha galvanizada e=0.85	und	1.3554	100	135.54
Polea d=4"	und	1	20	20
Chumacera SN507 rodamiento 6806	gbl	2	80	160
Masa excéntrica e=15.6mm	und	2	15	30
Interruptor termomagnético de 2x30A	und	1	40	40
Motor eléctrico 1hp 1740rpm monofásico	und	1	700	700
Plancha de acero A36 45x80 e=3/16"	gbl	4	2	8

Polea d=7"	und	1	45	45
Perno M5x0.8x25.4mm	und	75	0.5	37.5
Perno M16x2x88.7mm	und	4	7	28
Plancha de acero A36 e=1/4"	gbl	1	35	35
Platina de acero 3/16"x5/8" x 6 m.	m	5.6	7.5	42
Perfil L 38x38x2mm	m	4.2963	8	34.37
Plancha de acero inox AISI304	und	0.7192	360	258.91
Faja en V A46	und	1	20	20
Perno M16x2x88.7	und	4	3	12
Resorte de compresión d=5.0mm	gbl	4	50	200
Perfil C 50x25x2mm	m ²	0.3203	33.59	10.76
Pintura anticorrosiva	gln	1	60	60
Thiner	gln	1	15	15
EQUIPO				444.68
Soldadora elect. Monof. Alterna 225 amp.	hm	4.5533	12	54.64
Compresora neumática 125-175 pcm, 76hp	gbl	1	12	12
Amoladora	hm	3.65	5	18.25
Plegadora de planchas de acero	hm	1.952	60	117.12
Torno	hm	2	60	120
Taladro	hm	0.24	20	4.8
Cortadora laser	gbl	1.95	50	97.5
Herramientas	%mo	4.9989	407.49	20.37
			TOTAL:	3125

Nota: Elaboración Propia

En la tabla 15 se tiene los costos directos (mano de obra, materiales y equipos) que se utilizaron para la construcción de la maquina seleccionadora el cual asciende a un monto de S/. 3125.

7.2. Costos indirectos

No están directamente asignados a una partida específica, los cuales son fundamentales para el proceso de la construcción de la máquina, estos gastos son los costos de diseño y supervisión.

Tabla 16*Costos indirectos*

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio S/	Parcial S/
1	Diseño	hh	50	50	2500
2	Supervisión	hh	10	60	600
TOTAL					3100

Nota. Elaboración Propia

En la tabla 16 se tiene los costos indirectos (diseño y supervisión) que se verifico durante el proceso de diseño y construcción el cual asciende a un monto de S/. 3100.

7.3. Presupuesto del proyecto

El presupuesto total del proyecto para la construcción, se considera los costos directos más indirectos. En la tabla 17 se detalla la hoja de presupuesto de la maquina seleccionadora de granos de maíz.

Tabla 17*Hoja de presupuesto del proyecto*

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio S/.	Parcial S/.	Sub Total S/.
1	<u>PRESUPUESTO</u>	-	-	-	-	<u>3125</u>
1.1	ESTRUCTURA ESTATICA					365
1.1.1	Tubo cuadrado 40x40x2.0mm	und	1	205.95	205.95	
1.1.2	Plancha A36 e=3/16"	und	4	20.06	80.24	
1.1.3	Angular 38x38x2mm	und	1	78.81	78.81	
1.2	TOLVA DE ALIMENTACION					195.61
1.2.1	Tolva plancha galv. E=0.85mm	und	1	178.3	178.3	
1.2.2	Perno M5-0.8x25.4mm	gbl	1	5	5	
1.2.3	Compuerta de control	und	1	12.31	12.31	
1.3	CRIBA VIBRATORIO					1107.19
1.3.1	Marco de angular A-36, 20x20x2mm	und	2	55.65	111.3	
1.3.2	Plancha galv. Perforada 1m x 0.5m	und	2	71.86	143.72	
1.3.3	Bandeja porta mallas inox e=1mm	und	1	174.25	174.25	

1.3.4	Bandeja de salida de plancha inox. e=1mm derecho	und	1	89.99	89.99	
1.3.5	Bandeja de salida de plancha inox. e=1mm izquierdo	und	1	89.99	89.99	
1.3.6	Bandeja de salida de plancha inox. e=1mm central	und	1	77.82	77.82	
1.3.7	Platina soporte de la criba 1mx0.5m	und	1	71.42	71.42	
1.3.8	Resorte de compresión, diam.50mm, diam. de alambre 5.5mm, long.125mm	gbl	4	50	200	
1.3.9	Perfil C Para Descanso en Resorte	und	4	29.05	116.2	
1.3.10	Perno M5-0.8x25.4mm	gbl	1	32.5	32.5	
1.4	EJE PRINCIPAL					64.22
1.4.1	Barra de sección circular diam. 30mm, ASTM 1020	und	1	64.22	64.22	
1.5	FAJAS Y POLEAS					85
1.5.1	Polea menor diámetro=4"	gbl	1	20	20	
1.5.2	Polea mayor diámetro=7"	gbl	1	45	45	
1.5.3	Faja En V A46	gbl	1	20	20	
1.6	CHUMACERAS					188
1.6.1	Chumacera SN507 Rodamiento NSK6806	gbl	2	80	160	
1.6.2	Perno M16-2x88.7mm	gbl	1	28	28	
1.7	MASAS EXCENRICAS					258.7
1.7.1	Masa excéntrica A36 d=50mm	und	2	96.11	192.22	
1.7.2	Brazo excéntrico	und	2	30.24	60.48	
1.7.3	Perno M12-1.75x50.8mm	gbl	1	6	6	
1.8	MOTOR ELECTRICO					741
1.8.1	Motor eléctrico	gbl	1	700	700	
1.8.2	Plancha de acero A36 e=1/4"	gbl	1	35	35	
1.8.3	Perno M12-1.75x50.8mm	gbl	1	6	6	
1.8.4	Perno M8-1.25x38mm	gbl	1	4	4	
1.9	TABLERO DE CONTROL SEMIAUTOMATICO					45.28
1.9.1	Tablero de control eléctrico	gbl	1	45.28	45.28	
1.1	PINTURA					75
1.10.1	Pintura anticorrosiva	gbl	1	60	60	
1.10.2	Tinher	gbl	1	15	15	
	Costo Directo					3125
	Costo Indirecto					3100
	TOTAL:					6225

Nota: Elaboración Propia

En la tabla 17 se aprecia que el costo directo es S/ 3125 y el costo indirecto de S/ 3100, en el que el presupuesto total para la construcción de la maquina seleccionadora de granos secos de maíz amiláceo es de S/ 6225.

7.4. Análisis de precios unitarios (A.P.U.)

Es un procedimiento detallado que desglosa los costos de cada partida de la maquina seleccionadora para determinar su precio individual. El análisis se realiza mediante la identificación de los recursos necesarios para cada partida (materiales, mano de obra y equipos). En la tabla 18 se puede apreciar el análisis de precios unitarios de las partidas que conforman la maquina seleccionadora, el costo esta dado en soles.

Tabla 18

Análisis de Precios Unitarios de las partidas del Proyecto

				Rend:8 und/Día			
Partida: 1.1.1 Tubo cuadrado 40x40x2 mm				cu por und			S/.205.95
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MANO DE OBRA						34.95	
470010003	Ayudante mecánico	hh	1	1	14.85	14.85	
470010001	Operario mecanico	hh	1	1	20.1	20.1	
MATERIALES						134.25	
510010001	Tubo Cuadrado De 40x40x2mm	m	-	8.05	10	80.5	
300020031	Electrodo 6011 D=1/8"	kg	-	0.25	15	3.75	
560010001	Disco de corte	und	-	2	10	20	
560010003	Disco de desbaste	und	-	3	10	30	
EQUIPO						36.75	
480020034	Soldadora elect. Monof. Alterna 225 amp.	hm	1.5	1.5	12	18	
480010003	Compresora neumatica 125-175 pcm, 76hp	gbl	0	1	12	12	
480010005	Amoladora	hm	1	1	5	5	
370010001	Herramientas	%mo	-	5	34.95	1.75	
				Rend:20 und/Día			
Partida: 1.1.2 Plancha A36 e=3/16"				cu por und			S/.20.06
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MANO DE OBRA						13.98	

470010001	Operario mecánico	hh	1	0.4	20.1	8.04
470010003	Ayudante mecánico	hh	1	0.4	14.85	5.94
MATERIALES						3.5
560010004	Plancha de acero astm a36 45x80 ,e=3/16"	gbl	-	1	2	2
300020031	Electrodo 6011 d=1/8"	kg	-	0.1	15	1.5
EQUIPO						2.58
370010001	Herramientas	%mo	-	5	13.98	0.7
480020034	Soldadora elect. Monof. Alterna 225 amp.	hm	0.1	0.04	12	0.48
480010005	Amoladora	hm	0.1	0.04	5	0.2
480010006	Taladro	hm	0.15	0.06	20	1.2

Rend:15 und/Día

Partida: 1.1.3 Angular 38x38x2mm

Cu por und

S/.78.81

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						14.68
470010001	Operario mecanico	hh	1	0.5333	20.1	10.72
470010003	Ayudante mecanico	hh	0.5	0.2667	14.85	3.96
MATERIALES						58.87
300020031	Electrodo 6011 d=1/8"	kg	-	0.3	15	4.5
560010001	Disco de corte	und	-	1	10	10
560010003	Disco de desbaste	und	-	1	10	10
510010005	Perfil l 38x38x2mm	m	-	4.296	8	34.37
EQUIPO						5.26
370010001	Herramientas	%mo	-	5	14.68	0.73
480020034	Soldadora elect. Monof. Alterna 225 amp.	hm	0.5	0.2667	12	3.2
480010005	Amoladora	hm	0.5	0.2667	5	1.33

Rend:4 und/Día

Partida: 1.2.1 Tolva de plancha galvanizada e=0.85mm

Cu por und

S/.178.3

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						69.9
470010001	Operario mecanico	hh	1	2	20.1	40.2
470010003	Ayudante mecanico	hh	1	2	14.85	29.7
MATERIALES						66.5
300020031	Electrodo 6011 d=1/8"	kg	-	0.1	15	1.5
560020001	Plancha galvanizada e=0.85	und	-	0.65	100	65
EQUIPO						41.9
370010001	Herramientas	%mo	-	5	69.9	3.5
480020034	Soldadora elect. Monof. Alterna 225 amp.	hm	0.1	0.2	12	2.4
480010010	Plegadora de planchas de acero	hm	0.3	0.6	60	36

Partida: 1.2.2 Perno M5-0.8x25.4mm

Rend: gbl

				Cu por gbl		S/.5
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MATERIALES						5
20010002	Perno M5-0.8x25.4mm	und	-	10	0.5	5
Partida: 1.2.3 Compuerta De Control				Rend:50 und/Día		
				Cu por und		S/.12.31
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						4.41
470010001	Operario mecánico	hh	1	0.16	20.1	3.22
470010003	Ayudante mecanico	hh	0.5	0.08	14.85	1.19
MATERIALES						S/.3.36
560020001	Plancha galvanizada e=0.85	und	-	0.0336	100	3.36
EQUIPO						4.54
370010001	Herramientas	%mo	-	5	4.41	0.22
480010010	Plegadora de planchas de acero	hm	0.45	0.072	60	4.32
Partida: 1.3.1 Marco de angular A-36, 20x20x2mm				Rend:10 und/Día		
				Cu por und		S/.55.65
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						19.05
470010001	Operario mecanico	hh	1	0.8	20.1	16.08
470010003	Ayudante mecanico	hh	0.25	0.2	14.85	2.97
MATERIALES						32.25
510010003	Perfil L 20x20x2mm	m	-	4	5	20
560010001	Disco de corte	und	-	0.5	10	5
560010003	Disco de desbaste	und	-	0.5	10	5
300020031	Electrodo 6011 d=1/8"	kg	-	0.15	15	2.25
EQUIPO						4.35
370010001	Herramientas	%mo	-	5	19.05	0.95
480020034	Soldadora elect. Monof. Alterna 225 amp.	hm	0.25	0.2	12	2.4
480010005	Amoladora	hm	0.25	0.2	5	1
Partida: 1.3.2 Plancha galvanizada perforada1m x 0.5m				Rend:20 und/Día		
				Cu por und		S/.71.86
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						11.01
470010001	Operario mecánico	hh	1	0.4	20.1	8.04
470010003	Ayudante mecanico	hh	0.5	0.2	14.85	2.97
MATERIALES						34.34

560020001	Plancha galvanizada e=0.85	und	-	0.3359	100	33.59
300020031	Electrodo 6011 d=1/8"	kg	-	0.05	15	0.75
EQUIPO						26.51
370010001	Herramientas	%mo	-	5	11.01	0.55
490010005	Cortadora laser	gbl	0	0.5	50	25
480020034	Soldadora elect. Monof. Alterna 225 amp.	hm	0.2	0.08	12	0.96

Rend:15 und/Día

Partida: 1.3.3 Bandeja portamallas inox e=1mm

Cu por und

S/.174.25

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						14.68
470010001	Operario mecanico	hh	1	0.5333	20.1	10.72
470010003	Ayudante mecanico	hh	0.5	0.2667	14.85	3.96
MATERIALES						132.84
570010001	Plancha de acero inox aisi 304	und	-	0.369	360	132.84
EQUIPO						26.73
370010001	Herramientas	%mo	-	5	14.68	0.73
480010010	Plegadora de planchas de acero	hm	0.5	0.2667	60	16
490010005	Cortadora laser	gbl	0	0.2	50	10

Rend:15 und/Día

Partida: 1.3.4 Bandeja de salida de plancha inox. e=1mm derecho

Cu por und

S/.89.99

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						14.68
470010001	Operario mecanico	hh	1	0.5333	20.1	10.72
470010003	Ayudante mecanico	hh	0.5	0.2667	14.85	3.96
MATERIALES						46.08
570010001	Plancha de acero inox AISI 304	und	-	0.128	360	46.08
EQUIPO						29.23
370010001	Herramientas	%mo	-	5	14.68	0.73
480010010	Plegadora de planchas de acero	hm	0.5	0.2667	60	16
490010005	Cortadora laser	gbl	0	0.25	50	12.5

Rend:15 und/Día

Partida: 1.3.5 Bandeja de salida de plancha inox. e=1mm izquierdo

Cu por und

S/.89.99

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						14.68
470010001	Operario mecanico	hh	1	0.5333	20.1	10.72
470010003	Ayudante mecanico	hh	0.5	0.2667	14.85	3.96
MATERIALES						46.08

570010001	Plancha de acero inox AISI 304	und	-	0.128	360	46.08
EQUIPO						29.23
370010001	Herramientas	%mo	-	5	14.68	0.73
480010010	Plegadora de planchas de acero	hm	0.5	0.2667	60	16
490010005	Cortadora laser	gbl	0	0.25	50	12.5

Rend:15 und/Día

Partida: 1.3.6 Bandeja de salida de plancha inox. e=1mm central Cu por und **S/.77.82**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						S/.14.68

470010001	Operario mecanico	hh	1	0.5333	20.1	10.72
470010003	Ayudante mecanico	hh	0.5	0.2667	14.85	3.96

MATERIALES						S/.33.91
-------------------	--	--	--	--	--	-----------------

570010001	Plancha de acero inox AISI 304	und	-	0.0942	360	33.91
-----------	-----------------------------------	-----	---	--------	-----	-------

EQUIPO						S/.29.23
---------------	--	--	--	--	--	-----------------

370010001	Herramientas	%mo	-	5	14.68	0.73
-----------	--------------	-----	---	---	-------	------

480010010	Plegadora de planchas de acero	hm	0.5	0.2667	60	16
-----------	-----------------------------------	----	-----	--------	----	----

490010005	Cortadora laser	gbl	0	0.25	50	12.5
-----------	-----------------	-----	---	------	----	------

Rend:10 und/Día

Partida: 1.3.7 Platina soporte de la criba 1mx0.5m Cu por und **S/.71.42**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						22.02

470010001	Operario mecanico	hh	1	0.8	20.1	16.08
-----------	-------------------	----	---	-----	------	-------

470010003	Ayudante mecanico	hh	0.5	0.4	14.85	5.94
-----------	-------------------	----	-----	-----	-------	------

MATERIALES						40.5
-------------------	--	--	--	--	--	-------------

510020033	Platina de acero 3/16"x5/8" x 6 m.	m	-	4	7.5	30
-----------	---------------------------------------	---	---	---	-----	----

300020031	Electrodo 6011 d=1/8"	kg	-	0.2	15	3
-----------	-----------------------	----	---	-----	----	---

560010001	Disco de corte	und	-	0.5	10	5
-----------	----------------	-----	---	-----	----	---

560010003	Disco de desbaste	und	-	0.25	10	2.5
-----------	-------------------	-----	---	------	----	-----

EQUIPO						8.9
---------------	--	--	--	--	--	------------

370010001	Herramientas	%mo	-	5	22.02	1.1
-----------	--------------	-----	---	---	-------	-----

480020034	Soldadora elect. Monof. Alterna 225 amp.	hm	0.5	0.4	12	4.8
-----------	---	----	-----	-----	----	-----

480010005	Amoladora	hm	0.75	0.6	5	3
-----------	-----------	----	------	-----	---	---

Rend: gbl

Partida: 1.3.8 Resorte de compresion, diam.50mm, diam. De alambre
5.5mm, long.125mm Cu por gbl **S/.50**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MATERIALES						50

20010004	Resorte de compresión d=5.5mm	gbl	-	1	50	50
			Rend:30 und/Día			
Partida:	1.3.9 Perfil C para descanso en resorte		Cu por und		S/.29.05	
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						5.36
470010001	Operario mecanico	hh	1	0.2667	20.1	5.36
MATERIALES						15.69
510010002	Perfil C 50x25x2mm	m ²	-	0.08	33.59	2.69
300020031	Electrodo 6011 d=1/8"	kg	-	0.2	15	3
560010001	Disco de corte	und	-	1	10	10
EQUIPO						S/.8
480010005	Amoladora	hm	1	0.2667	5	1.33
480020034	Soldadora elect. Monof. Altern 225 amp.	hm	1	0.2667	12	3.2
370010001	Herramientas	%mo	-	5	5.36	0.27
480010010	Plegadora de planchas de acero	hm	0.2	0.0533	60	3.2
			Rend: gbl			
Partida:	1.3.10 Perno M5x0.8mm		Cu por gbl		S/.32.5	
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MATERIALES						32.5
20010002	Perno M5-0.8x25.4mm	und	-	65	0.5	32.5
			Rend:20 und/Día			
Partida:	1.4.1 Barra de seccion circular diam. 30mm, ASTM 1020		Cu por und		S/.64.22	
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						4.02
470010001	Operario mecánico	hh	0.5	0.2	20.1	4.02
MATERIALES						60
20010003	Eje diam 30mm x 400mm, ASTM 1020	und	-	1	60	60
EQUIPO						0.2
370010001	Herramientas	%mo	-	5	4.02	0.2
			Rend: gbl			
Partida:	1.5.1 Polea menor diámetro=4"		Cu por gbl		S/.20	
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MATERIALES						20
560010006	Polea d=4"	und	-	1	20	20

Partida: 1.5.2 Polea mayor diámetro=7"			Rend: gbl				
			Cu por gbl				S/.45
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MATERIALES							45
570010005	Polea d=7"	und	-	1	45	45	
Partida: 1.5.3 Faja en VA46			Rend: gbl				
			Cu por gbl				S/.20
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MATERIALES							20
490010006	Faja en V A46	und	-	1	20	20	
Partida: 1.6.1 Chumacera SN507 rodamiento NSK6806			Rend: gbl				
			Cu por gbl				S/.80
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MATERIALES							80
710010001	Chumacera SN507 rodamiento NSK6806	gbl	-	1	80	80	
Partida: 1.6.2 Perno M16-2x88.7mm			Rend: gbl				
			Cu. por gbl				S/.28
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MATERIALES							28
20010005	Perno M16-2x88.7mm	und	-	4	7	28	
Partida: 1.7.1 Masa excéntrica A36 D=50mm			Rend:8 und/Día				
			Cu. por und				S/.96.11
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MANO DE OBRA							20.1
470010001	Operario mecánico	hh	1	1	20.1	20.1	
MATERIALES							15
570010004	Masa excéntrica e=15.6mm	und	-	1	15	15	
EQUIPO							61.01
370010001	Herramientas	%mo	-	5	20.1	1.01	
480010008	Torno	hm	1	1	60	60	
Partida: 1.7.2 Brazo excéntrico			Rend:20 und/Día				
			Cu. por und				S/.30.24
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	

MANO DE OBRA							8.04
470010001	Operario mecánico	hh	1	0.4	20.1	8.04	
MATERIALES							19
510020033	Platina de acero 3/16" x 2" x 6 M.	m	-	0.8	7.5	6	
300020031	Electrodo 6011 d=1/8"	kg	-	0.2	15	3	
560010001	Disco de corte	und	-	1	10	10	
EQUIPO							3.2
370010001	Herramientas	%mo	-	5	8.04	0.4	
480020034	Soldadora elect. Monof. Alterna 225 amp.	hm	0.5	0.2	12	2.4	
480010005	Amoladora	hm	0.2	0.08	5	0.4	
Partida: 1.7.3 Perno M12-2x50.8mm			Rend: gbl				
			Cu. por gbl				S/.6
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MATERIALES							6
20010006	Perno M12-2x50.8mm	und	-	2	3	6	
Partida: 1.8.1 Motor eléctrico			Rend: gbl				
			Cu. por gbl				S/.700
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MATERIALES							700
480010009	Motor eléctrico 1hp 1740rpm monofásico	und	-	1	700	700	
Partida: 1.8.2 Plancha de acero A36 e=1/4"			Rend: gbl				
			Cu. por gbl				S/.35
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MATERIALES							35
570010006	Plancha de acero A36 e=1/4"	gbl	-	1	35	35	
Partida: 1.8.3 Perno M12-1.75x50.8mm			Rend.: gbl				
			Cu. por gbl				S/.6
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	
MATERIALES							6
20010006	Perno M12-1.75x50.8mm	und	-	2	3	6	
Partida: 1.9.1 Tablero de control eléctrico			Rend.: gbl				
			Cu. por gbl				S/.45.28
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial	

MANO DE OBRA						5.03
470010001	Operario mecánico	hh	-	0.25	20.1	5.03
MATERIALES						40
120020087	Interruptor termomagnético de 2x30A	und	-	1	40	40
EQUIPO						0.25
370010001	Herramientas	%mo	-	5	5.03	0.25
Rend: gbl						
Partida:	1.10.1	Pintura anticorrosiva	Cu. por gbl			S/.60
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MATERIALES						60
540020064	Pintura anticorrosiva	gln	-	1	60	60
Rend: gbl						
Partida:	1.10.2	Tinher	Cu. por gbl			S/.15
Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MATERIALES						15
530020001	Thiner	gln	-	1	15	15

Nota: Elaboración Propia.

7.5. Flujo de caja.

Para la evaluación se utilizan estas previsiones de entradas y salidas realizadas para construir el flujo de caja y de esta manera determinar la rentabilidad que se podría alcanzar en la inversión.

7.5.1. Estructura del Flujo De Caja

Es la forma de asociar los diferentes componentes en el que deben tenerse en cuenta:

- Los egresos iniciales: corresponden al total de la inversión inicial.
- Los ingresos y egresos operativos: constituyen las entradas y salidas reales de caja.

7.5.1. Indicadores De Rentabilidad

Nos permite comparar y ponderar las alternativas de inversión

Principales indicadores de rentabilidad:

Tabla 19*Indicadores de rentabilidad*

NOMBRE DE INDICADOR	ABREVIATURA
Valor Actual Neto	VAN
Tasa Interno De Retorno	TIR
Plazo De Recuperación De La Inversión	PR

Nota. Elaboración Propia.

Valor actual neto (VAN)

Es una herramienta que nos permite conocer cuánto se va a ganar o perder en esta inversión.

VAN = Valor actual de ingresos – Valor actual de egresos

El VAN se calcula con la siguiente formula:

$$VAN = -I_0 + FCN1/(1 + i)^1 + FCN2/(1 + i)^2 + FCNn/(1 + i)^n$$

Donde:

I_0 : Inversión inicial

i : Tasa de descuento

n : Periodo

Criterios de elección

Figura 113*Recomendaciones para decidir el VAN*

$VAN > 0$	Es recomendable realizar la inversión. Indica que se obtendrá una ganancia respecto a la mejor alternativa de inversión.
$VAN = 0$	Es indiferente que se elija la inversión propuesta o se invierta en la mejor alternativa. Es decir, la rentabilidad que proporciona es la misma.
$VAN < 0$	No es conveniente realizar el proyecto. El valor indica lo que el inversionista está dejando de ganar respecto a su mejor alternativa

Nota: (Velayos, 2020)

Tasa Interna De Retorno (TIR)

Se usa para saber si un proyecto es viable y si se generarán las ganancias suficientes para justificar la inversión inicial.

La TIR hace que el VAN es igual a cero

$$0 = -I_0 + FCN1/(1 + TIR)^1 + FCN2/(1 + TIR)^2 + \dots + FCNn/(1 + TIR)^n$$

Criterios de decisión:**Figura 114***Recomendaciones para la selección del TIR*

$TIR > COK$	Es recomendable realizar la inversión. La rentabilidad que proporciona el proyecto es superior a la rentabilidad que proporciona la mejor alternativa de inversión.
$TIR = COK$	Es indiferente que se elija el proyecto o se invierta en la mejor alternativa. Es decir, la rentabilidad que proporciona es la misma.
$TIR < COK$	No es conveniente realizar el proyecto. La rentabilidad del proyecto es menor que la mejor alternativa de inversión.

Nota. (Sevilla, 2025)

Los trabajos que realizara la máquina seleccionadora serán en un plazo de recuperación de seis meses, en los periodos de marzo a agosto, por ser la época de cosecha de maíz, la actividad de

la cosecha ira incrementándose hasta llegar a su mayor producción en los meses de junio y julio. El costo hm implementado será de S./ 20.00 y la cantidad de hm trabajados por día en cada mes será de acuerdo que se presenta en la Tabla 20.

Tabla 20

Periodo de trabajos para la seleccionadora de granos de maíz amiláceo

MES	DIAS	HM x Dia	COSTO HM	INGRESOS
MARZO	20	4	20	1600
ABRIL	20	5	20	2000
MAYO	25	5	20	2500
JUNIO	25	8	20	4000
JULIO	25	8	20	4000
AGOSTO	20	4	20	1600

Nota. Elaboración Propia

El análisis de flujo se realiza de la forma siguiente:

Tabla 21

Periodo de selección de granos de maíz amiláceo

PERIODO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO
	0	1	2	3	4	5
INGRESOS SIN IGV	1312.00	1640.00	2050.00	3280.00	3280.00	1312.00
INGRESOS CON IGV	1600	2000	2500	4000	4000	1600

Nota. Elaboración Propia

En la tabla 21 se muestra los ingresos mensuales que trabajara la maquina seleccionadora con IGV y sin IGV.

En la tabla 22 se observa los costos de inversión y operación que se toman en cuenta para el flujo de caja, en el que se muestra la mano de obra y costo de mantenimiento para los seis meses de trabajo de la maquina seleccionadora.

Tabla 22*Costos de inversión y operativos del Modulo*

COSTO DE INVERSION Y OPERATIVOS							
PERIODO	0	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.	AGO.
		1	2	3	4	5	6
COSTO DE INVERSION	-6225						
COSTO DE OPERACIÓN							
Mano de obra (operación)		480	600	750	1200	1200	480
Costos de mantenimiento		100	100	100	100	100	100
GASTOS ADMINISTRATIVOS		200	200	200	200	200	200
TOTAL, GASTOS		780	900	1050	1500	1500	780

Nota. Elaboración Propia**FLUJO DE CAJA**

En la tabla 23 se muestra los ingresos y salidas detalladas por los seis meses el cual determina el flujo de caja de manera mensual.

Tabla 23*Costos de Inversión y Operativos del Modulo*

COSTO DE INVERSION Y OPERATIVOS							
PERIODO	0	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.	AGO.
		1	2	3	4	5	6
INGRESOS	0	1600	2000	2500	4000	4000	1600
COSTO DE INVERSION	-6225						
COSTO DE OPERACIÓN		-580	-700	-850	-1300	-1300	-580
GASTOS ADMINISTRATIVOS		-200	-200	-200	-200	-200	-200
FLUJO DE CAJA (FCN)	-6225	820	1100	1450	2500	2500	820

Nota. Elaboración Propia.

El valor actual neto VAN es:

$$VAN = -6225 + \frac{820}{(1+0.1)^1} + \frac{1100}{(1+0.1)^2} + \frac{1450}{(1+0.1)^3} + \frac{2500}{(1+0.1)^4} + \frac{2500}{(1+0.1)^5} + \frac{820}{(1+0.1)^6}$$

$$VAN = -7325 + 745.75 + 909.09 + 1089.41 + 1707.53 + 1552.30 + 462.86$$

$$VAN = 241.94$$

$VAN > 0$. Es recomendable realizar la inversión.

La tasa interna de retorno (TIR) determinado es:

$$0 = -6225 + \frac{820}{(1+TIR)^1} + \frac{1100}{(1+TIR)^2} + \frac{1450}{(1+TIR)^3} + \frac{2500}{(1+TIR)^4} + \frac{2500}{(1+TIR)^5} + \frac{820}{(1+TIR)^6}$$

$$T.I.R = 11.18 \%$$

$TIR > COK$ Es recomendable realizar la inversión.

CONCLUSIONES

- Se diseñó un prototipo de la máquina seleccionadora de granos secos de maíz amiláceo por calibre para una capacidad de 300kg/h, el diseño fue posible aplicando la norma VDI2221, la teoría de diseño de elementos de máquinas, análisis vibracional y el uso del software SolidWorks 2022; esta máquina cumple los requerimientos que se desarrollaron mediante la lista de exigencia, el prototipo fue fabricado y probado satisfactoriamente en condiciones reales.
- Mediante la aplicación de la norma VDI 2221 y 2225 se planteó el diseño conceptual de nuestro prototipo, es así que de los 4 posibles conceptos de solución se ha elegido la solución N°3 donde se tomó en cuenta los aspectos técnicos y económicos $X_i = 0.86$ $Y_i = 0.84$ el cuál es la más óptima y cuyas ventajas son de fácil montaje, desmontaje y su bajo costo de mantenimiento.
- Aplicando la teoría y los conceptos de elementos de máquinas se diseñó la seleccionadora de granos secos de maíz amiláceo para una capacidad de 300kg/h cuyos componentes son: tolva de alimentación, transmisión, selección y descarga. El eje conducido gira a 1000 rpm mediante un mecanismo biela manivela que produce una fuerza de excitación de 823.55N a la criba oscilatoria, del cual se obtuvieron granos de maíz primera, segunda y tercera con placas perforadas de calibre I y II ≥ 16 y 11.5 mm respectivamente.
- Se planteó el modelo discreto para la máquina, en el que se formuló la ecuación diferencial para determinar la solución homogénea, particular y total obteniendo amplitudes de 19.7 mm en la criba y 1.68×10^{-7} mm en la base de la máquina. La solución particular es la que perdura en el tiempo con una frecuencia de excitación de 104.7 rad/s y frecuencia natural 37.4 rad/s en la criba.

- Mediante el análisis cinemático y dinámico de la biela-manivela se obtuvieron amplitud de 0.053m , velocidad de 5.08 m/s² y aceleración de 293.18 m/s² y fuerzas actuantes de $F_{21} = 848.2341 \text{ N}$, $F_{32} = 846.3826 \text{ N}$, $F_{43} = 839.7173 \text{ N}$ y una fuerza de excitación hacia la criba de $f_{14y} = 823.5507 \text{ N}$; que es suficiente para vencer el peso de la criba y los granos de maíz.
- Para la construcción de la maquina seleccionadora de granos de maíz, se hizo una inversión inicial de S./ 6225.00, en el que los costos directos son de S./ 3125.00 y costo indirecto de S./ 3100.00, se proyecta recuperar el monto invertido en un periodo de 06 meses, el análisis económico fue realizado haciendo uso de los indicadores de rentabilidad (VAN y TIR) así como el uso del software Delphin xpress. Por lo que el VAN y la TIR nos resultó positivo, por el que nos da a entender que el proyecto es rentable.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar las pruebas para diferentes variedades de maíz para la obtención de la capacidad requerida con placas perforadas intercambiables de acuerdo a los diámetros de maíz de cada zona.
- Se recomienda en las próximas investigaciones medir las amplitudes y frecuencias en la maquina construida con un piezoeléctrico.
- Realizar el análisis modal operacional de la estructura a las fuerzas ambientales y operativas.

BIBLIOGRAFÍA

- Acero , C. (2015). *Diseño y construcción de una máquina seleccionadora automática para la región de puno, aplicada a la clasificación por tamaños de los granos de haba seca*. Universidad Andina Nestor Caceres Velasquez, Puno. Obtenido de <https://core.ac.uk/outputs/249337761/>
- AENOR. (1998). *Eurocodigo I Bases de proyecto y acciones en estructuras*. Obtenido de Parte :Acciones en silos y depositos.
- Agro Rural. (2018). *Manual de Abonamiento con Guano de las Islas*. Obtenido de <https://repositorio.midagri.gob.pe>
- ALVA DAVILA, F. (2008). Texto Universitario. *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINA I*. Universidad Nacional de Ingeniería, LIMA.
- Amagandi , J., & Lamiña, F. (2013). *Diseño y Construcción de una Máquina Clasificadora de Maíz Partido*. Escuela Superior Politecnica de Chimborazo, Riobamba. Obtenido de <https://dspace.esoch.edu.ec/handle/123456789/2699>
- Arrizabalaga, N. (2001). *Prontuario de Maquinas*. Madrid.
- Barriga, B. (2013). *Metodo de diseño en ingeniería Mecánica*. Obtenido de <https://www.studocu.com/pe/document/pontificia-universidad-catolica-del-peru/proyecto-de-ingenieria-mecanica-1/>
- BUDYNAS, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de SHIGLEY*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Carrasco, J. C. (28 de Abril de 2018). *Exportaciones peruanas de maíz amiláceo*. Obtenido de <https://agraria.pe/noticias/produccion-nacional-de-maiz-amilaceo-alcanzo-las-772-mil-ton-27743>

Correia, C. (2010). *Classificação e peneiramento*. Rio de Janeiro. Obtenido de Tratamento de Minérios.

Dirección de Información Agraria. (2012). *Maiz Amilaceo*. Obtenido de https://www.academia.edu/35157280/Cadena_agroproductiva_del_MA%C3%8DZ_AMIL%C3%81CEO_Maiz_Amil%C3%A1ceo_Cadena_Agroproductiva

FAMACIN. (2022). *Seleccionadora de granos*. Obtenido de <https://corporacionfamacin.com/portfolio/seleccionadora-de-granos/>

FAO. (2015). *Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura*. Obtenido de [ww.fao.org](http://www.fao.org)

Garcia, J., Martinez, G., Rubio, R., & Garcia, H. (26 de Julio de 2018). *Evaluación de la calidad de grano de 15 híbridos comerciales de maíz amarillo mediante el equipo Instalab 700 de Dickey John*. Obtenido de https://www.engormix.com/agricultura/genetica-maiz/evaluacion-calidad-grano-hibridos_a42122/

Google Maps. (2025). *Ubicación Geográfica del distrito de Tinta*. Obtenido de <https://bit.ly/3UZ1tbW>

Grobman, A., Salhuana, W., Sevilla, R., & Mangelsdorf, P. (1961). *Races Of Maize in Peru*. Obtenido de https://www.ars.usda.gov/ARUserFiles/50301000/Races_of_Maize/RoM_Peru_0_Book.pdf

HERNANDEZ, S. R. (2014). *Metodología de la Investigación*. Mexico: McGraw Hill.

INDUSTRY. (2025). *Direct industry*. Obtenido de <https://www.directindustry.es/prod/erga/product-222434-2342391.html>

- INEN 1515. (1987). *Cribas Metalicas, Zarandas o Tamices*. Obtenido de <https://studylib.es/doc/6271671/nte-inen-1515--granos-y-cereales.-cribas-met%C3%A1licas>
- Jara Calvo, W. (2012). Manejo de Maiz Amilaceo INIA 618 - Blanco Quispicanchi. *INIA*, 24.
- Leon Paro, L. I. (2019). Tesis Pregrado. *Diseño de un Modulo educativo a escala de una zaranda vibratoria*. PUCP, LIMA.
- López, V. (2015). *Diseño y Simulacion de una Maquina Clasificadora Vibratoria de granos de maiz Segun el Tamaño*. Universidad Politecnica Salesiana, Quito. Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/7518>
- Lubin, D. (1993). *El maiz en la nutricion humana*. Obtenido de Recuperado el 31 de 07 de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentacion: <http://www.fao.org/docrep/t0395s/t0395s00.htm>
- MINAGRI. (2018). *Anuario estadistico de la produccion agricola*. Obtenido de https://siea.midagri.gob.pe/portal/phocadownload/datos_estadisticas/anuarios/agricola/agricola_2018.pdf
- MINAGRI. (2020). *Manual Tecnico del Cultivo de Maiz Amarillo Duro*. Obtenido de https://www.google.com/url?sa=t&source=web&rct=j&opi=89978449&url=https://repositorio.midagri.gob.pe/bitstream/20.500.13036/1209/1/Manual%20T%20C3%20A9cnic%20del%20Cultivo%20de%20Ma%20C3%20ADz%20Amarillo%20Duro.pdf&ved=2ahUKEwjI_OmozLyPAxVR
- MOTT, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Maquina*. Mexico: Pearson Educacion.

- Muro, C. (2020). *Diseño de una maquina limpiadora y seleccionadora de grano de maiz (ZEA MAYS) para optimizar la produccion de 25qq/h en el distrito de Morrope*. Universidad Señor de Sipan, Pimentel. Obtenido de <https://hdl.handle.net/20.500.12802/7802>
- NEMA MG-1. (2015). *Factor de servicio*. Obtenido de <https://pdfcoffee.com/el-factor-de-servicio-pdf-free.html>
- NORTON, R. L. (2011). *Diseño de Maquinas*. Mexico: PEARSON.
- NSK. (2005). *Catalogo de Rodamientos NSK(CAT N° E1102c)*. Obtenido de <https://www.rodacastalia.es/ficheros/Catalogo%20General%20NSK%20Rodamientos.pdf>
- RAO, S. (2012). *VIBRACIONES MECANICAS* (Quinta Edicion ed.). Mexico: PEARSON.
- Ricaldi Torres, J. A. (2020). Tesis Pregrado. *Diseño de máquina desgranadora y clasificadora de granos secos de maiz amilaceo con capacidad de 500kg/h para el valle del Mantaro*. Universidad Continental, Huancayo.
- Rodamientos, V. d. (s.f.). *Catalogo Online SKF*. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/222794337/Vida-de-Los-Rodamientos>
- Salhuana, W. (2003). *Diversidad y Descripcion de las razas de Maiz del Peru*. Obtenido de https://www.ars.usda.gov/ARUserFiles/50301000/Races_of_Maize/Diversidad%20y%20Orazas%20de%20maiz%20en%20Peru.pdf
- Sevilla, A. (2025). *Economipedia*. Obtenido de Tasa Interna de Retorno: <https://economipedia.com/definiciones/tasa-interna-de-retorno-tir.html>
- Thomson, W. T. (1983). *Teoria de Vibraciones-Aplicaciones*. Santa Barbara, California: Prentice/Hall.
- Velayos, M. (2020). *Economipedia*. Obtenido de Valor Actual Neto: <https://economipedia.com/definiciones/valor-actual-neto.html>

Vida útil y capacidad de carga de los rodamientos. (14 de Octubre de 2014). *Catalogo Online SKF*.

Obtenido de Disponible en: (<http://www.skf.com/co/products>

Vidarte, W. (2020). *Diseño de una máquina seleccionadora, para mejorar la calidad del tamaño de grano de maíz en la comunidad la Paccha -Huambos*. Universidad Cesar Vallejo, Chiclayo.

ANEXOS

ANEXO A: DISEÑO DE TOLVA DE ALIMENTACION

ENV 1991-4:1995

- 24 -

5.2.1.3 Tolvas

(1)P Cuando $\alpha > 20^\circ$ (véase figura 5.3) la presión perpendicular a la pared inclinada de la tolva (p_n) se calcula como sigue:

$$p_n = p_{n3} + p_{n2} + (p_{n1} - p_{n2}) \frac{x}{I_h} \quad (5.15)$$

$$p_{n1} = p_{v0} (C_b \cos^2 \alpha + \text{sen}^2 \alpha) \quad (5.16)$$

$$p_{n2} = C_b p_{v0} \cos^2 \alpha \quad (5.17)$$

$$p_{n3} = 3,0 \frac{A}{U} \frac{\gamma K_s}{\sqrt{\mu}} \text{sen}^2 \alpha \quad (5.18)$$

donde

x es la longitud entre 0 y I_h (véase figura 5.3);

p_{n1}, p_{n2} es la presión debida al llenado de la tolva;

p_{n3} es la presión debida a la presión vertical sobre el material almacenado directamente por encima de la transición;

C_b es el coeficiente de mayoración de la presión sobre el fondo, tomado de la expresión (5.14);

p_{v0} es la presión vertical actuante en la transición, calculada por medio de la expresión (5.4).

(2)P El valor de la presión de rozamiento sobre la pared p_t se obtiene mediante:

$$p_t = p_n \mu \quad (5.19)$$

donde

p_n se calcula por medio de la expresión (5.15).

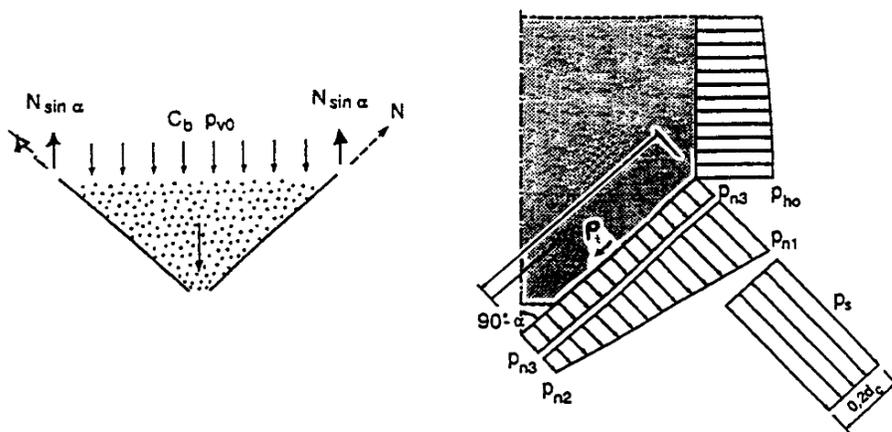


Fig. 5.3 – Cargas en la tolva y fuerzas de tracción en la parte superior de la tolva

Tabla 7.1
Propiedades de los materiales granulados

Material granular	Densidad ³⁾ γ [kN/m ³]	Relación de presiones ($K_{s,m}$)	Coeficiente de rozamiento de la pared μ_m		Máximo coeficiente de mayoración de la presión C_0
			Acero ⁴⁾	Hormigón	
cebada ¹⁾	8,5	0,55	0,35	0,45	1,35
cemento	16,0	0,50	0,40	0,50	1,40
<i>clinker</i> de cemento	18,0	0,45	0,45	0,55	1,40
arena seca ²⁾	16,0	0,45	0,40	0,50	1,40
harina ¹⁾	7,0	0,40	0,30	0,40	1,45
ceniza volante ²⁾	14,0	0,45	0,45	0,55	1,45
maíz ¹⁾	8,5	0,50	0,30	0,40	1,40
azúcar ¹⁾	9,5	0,50	0,45	0,55	1,40
trigo ¹⁾	9,0	0,55	0,30	0,40	1,30
carbón ^{1), 2)}	10,0	0,50	0,45	0,55	1,45

1) Este material puede provocar explosiones de polvo.

2) Se debe tener cuidado por la posible variación en las propiedades del material.

3) Las densidades se dan para el cálculo de presiones, y no deben emplearse para el cálculo de volúmenes. Las densidades dadas en el capítulo 2 "Densidades de materiales de construcción y de materiales almacenados" de la ENV 1991-2-1 se pueden emplear para el cálculo de volúmenes.

4) No aplicable en paredes corrugadas.

7.3 Ensayo de materiales granulares

- (1)P Los ensayos se deben realizar sobre muestras representativas del material granular. Se deben determinar los valores medios para cada propiedad del material, teniendo en cuenta las adecuadas variaciones de algunos parámetros secundarios tales como la composición, la granulometría, el contenido de humedad, la temperatura, la edad, la carga eléctrica debida a la manipulación y los métodos de producción.
- (2)P Los valores medios de los ensayos se deben ajustar por medio de factores de conversión para obtener valores extremos. Los factores de conversión se deben seleccionar para tener en cuenta la variación de las propiedades del material a lo largo de la vida del silo, así como las imprecisiones de la muestra.
- (3)P Los factores de conversión para una propiedad del material se deben ajustar si el efecto de uno de los parámetros secundarios representa más del 75% del margen introducido para dicha propiedad del material mediante los factores de conversión.

7.3.1 Peso específico γ

- (1) El peso específico se debe determinar con un nivel de tensión correspondiente a la máxima presión vertical en el silo. La presión vertical $p_{v,t}$ en el silo se puede obtener empleando la expresión (5.4).
- (2) En el anexo B se describe un método de ensayo para la medida del peso específico.
- (3) El factor de conversión no será menor de 1,15.

ANEXO B:SELECCIÓN DE PLANCHAS DE ACERO GALVANIZADO

Planchas y Bobinas Zincadas



NORMAS TÉCNICAS

JISG 3302 o equivalente ASTM A653 / A 653M.



PROPIEDADES MECÁNICAS

Calidad comercial:
 Límite de Fluencia mínimo = 205 - 380 Mpa (2,110-3,860 kg/cm²) mín.
 Alargamiento en 50 mm = 20.0% mín.
 Revestimiento de Zinc:
 G40 = Mínimo 120 g/m² (total de ambas caras)
 G60 = Mínimo 180 g/m² (total de ambas caras)
 Doblado a 180°: Diámetro de Pin = 4e.



USOS

En la fabricación de paneles, coberturas, carrocerías, instalaciones para la avicultura, ductos, silos, etc.



PRESENTACIÓN

Las planchas vienen en paquetes de 2,5 a 3 tm aproximadamente. Las bobinas vienen con peso mínimo de 4 tm.

DIMENSIONES NOMINALES

PLANCHAS (PZL-JIS G3302)	BOBINAS (BZLI JIS G3302)
0.30 x 914 x 1800 mm	0.30 x 914 mm
0.30 x 1200 x 2400 mm	0.30 x 1200 mm
0.40 x 914 x 1800 mm	0.40 x 914 mm
0.40 x 1200 x 2400 mm	0.40 x 1200 mm
0.45 x 1200 x 2400 mm	0.45 x 1200 mm
0.50 x 1200 x 2400 mm	0.50 x 1200 mm
0.55 x 1200 x 2400 mm	0.60 x 1200 mm
0.60 x 1200 x 2400 mm	0.75 x 1200 mm
0.75 x 1200 x 2400 mm	0.80 x 1200 mm
0.80 x 1200 x 2400 mm	0.85 x 1200 mm
0.85 x 1200 x 2400 mm	0.90 x 1200 mm
0.90 x 1200 x 2400 mm	1.15 x 1200 mm
0.95 x 1200 x 2400 mm	1.20 x 1200 mm
1.00 x 1200 x 2400 mm	1.45 x 1200 mm
1.15 x 1200 x 2400 mm	1.50 x 1200 mm
1.20 x 1200 x 2400 mm	1.90 x 1200 mm
1.45 x 1200 x 2400 mm	
1.50 x 1200 x 2400 mm	
1.90 x 1200 x 2400 mm	



Nota 2. Nota Aceros Arequipa

ANEXO C:SELECCIÓN DE PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE 304

PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE ASTM A240, ASTM A480 CALIDAD 304 ACABADO N1



* Imagen referencial

Material: ASTM A240 304,
Tolerancias: ASTM A480.

Anchos de 4' (1200 mm) y 5' (1500 mm).
Largos de 8' (2400 mm) y 10' (3000 mm).

Se mide en espesor x ancho x largo.

Nº1 Laminado en caliente, recogido y
decapado. Conocido como acabado INDUSTRIAL.

TOLERANCIAS EN ESPESOR ASTM A480

Espesor especifico	Variaciones permitidas por encima y por debajo	
	inch	mm
Plancha 0.0015 (0.13)	0.001	0.03
Seteas 0.0025 (0.15) hasta 0.007 (0.18), excl	0.0015	0.04
Seteas 0.007 (0.18) hasta 0.016 (0.41), excl	0.002	0.05
Seteas 0.016 (0.41) hasta 0.026 (0.66), excl	0.003	0.08
Seteas 0.026 (0.66) hasta 0.040 (1.02), excl	0.004	0.10
Seteas 0.040 (1.02) hasta 0.070 (1.78), excl	0.005	0.13
Seteas 0.070 (1.78) hasta 0.072 (1.83), excl	0.006	0.15
Seteas 0.072 (1.83) hasta 0.083 (2.11), excl	0.007	0.18
Seteas 0.083 (2.11) hasta 0.090 (2.29), excl	0.008	0.20
Seteas 0.090 (2.29) hasta 0.114 (2.90), excl	0.009	0.23
Seteas 0.114 (2.90) hasta 0.130 (3.30), excl	0.010	0.25
Seteas 0.130 (3.30) hasta 0.145 (3.68), excl	0.012	0.30
Seteas 0.145 (3.68) hasta 0.1875 (4.73)	0.014	0.36

Excepciones de hasta 10 pulgadas (254,0 mm), excluidas, la tolerancia bajo el
espesor especificado es de 0.010 pulgadas (0.25 mm).

* Nota: Las dimensiones, el diseño y los materiales están sujetos a cambios sin previo aviso.

Espesor		Peso Teórico (Kg)	
pulg	mm	4' x 8'	5' x 10'
	0.3	7.14	11.15
1/64	0.4	9.53	14.86
1/54	0.45	10.72	16.72
1/46	0.50	11.91	18.58
	0.55	13.09	20.44
1/40	0.6	14.29	22.30
	0.7	16.67	26.01
1/32	0.8	19.05	29.73
1/27	0.9	21.43	33.45
1/20	1.0	28.58	44.59
1/16	1.5	35.72	55.74
5/64	2.0	47.57	74.32
3/32	2.5	59.45	92.90
1/8	3.0	71.35	111.48
	3.5	83.24	130.26
5/32	4.0	95.13	148.64
3/16	4.76	113.21	176.89
1/4	6.35	151.02	235.97
3/8	9.53	226.65	354.15
1/2	12.70	302.05	471.95
5/8	15.88	356.75	557.42
	18.00	428.10	668.90
3/4	19.05	453.07	707.92
1	25.40	604.09	943.89
1 1/4	31.75	755.12	1179.87
1 1/2	38.10	906.14	1415.84
2	50.80	1208.19	1887.79



Calle Omicron 215, Callao, Perú
(51-1) 319 6160 +51 923 082 331
ventas_son@fiorellarepre.com.pe

Calle Emilio Isart del Solar 181-185, Santa Anita, Lima, Perú
(51-1) 417 7070 ventas_sa@fiorellarepre.com.pe

www.fiorellarepre.com.pe

ANEXO D:SELECCIÓN DE PLACAS PERFORADAS

TABLA 3. Características de las cribas metálicas. Tamaño nominal de las aberturas circulares Medidas preferenciales					
TAMAÑO NOMINAL mm	Variación permisible tamaño nominal mm	Distancia entre centros mm	Límites permisibles para la distancia entre centros mm	Espesor de la plancha mm	Límites permis. para el espesor de la plancha mm
*125	±1,0	160	144 a 184	3,4	2,5 a 4,0
105	±0,9	135	122 a 155	3,4	2,5 a 4,0
*90	±0,8	111	100 a 128	2,7	2,5 a 4,0
75	±0,7	95	86 a 109	2,7	2,5 a 4,0
*63	±0,6	80	72 a 92	2,7	2,5 a 4,0
53	±0,6	68	61 a 78	2,7	2,5 a 4,0
*45	±0,5	57	51 a 65	1,9	1,5 a 2,5
37,5	±0,4	48	43 a 55	1,9	1,5 a 2,5
*31,5	±0,4	41	37 a 47	1,9	1,5 a 2,5
26,5	±0,4	35	31 a 40	1,9	1,5 a 2,5
*22,4	±0,3	29	26 a 33	1,5	1,5 a 2,5
20,4	±0,3	25	22 a 29	1,5	1,0 a 2,0
*19,0	±0,27	21	19 a 24	1,5	1,0 a 2,0
18,5	±0,25	18	16 a 20	1,5	1,0 a 2,0
*17,2	±0,23	15	13 a 17	1,5	1,0 a 2,0
16,0	±0,20	13	11,3 a 14,9	0,8	0,8 a 1,5
*13,2	±0,19	11	9,5 a 12,6	0,8	0,8 a 1,5
11,5	±0,17	9,9	8,3 a 11,4	0,8	0,8 a 1,5
*8,6	±0,15	8,7	7,2 a 10,0	0,8	0,8 a 1,5
6,75	±0,14	6,8	5,8 a 7,8	0,8	0,8 a 1,5
*5,00	±0,13	5,9	5,0 a 6,8	0,8	0,8 a 1,5
4,35	±0,12	4,9	4,2 a 5,7	0,8	0,8 a 1,5
*3,80	±0,11	4,4	3,7 a 5,1	0,8	0,8 a 1,5
2,36	±0,10	3,8	3,2 a 4,4	0,8	0,4 a 0,8
*2,00	±0,09	3,3	2,8 a 3,8	0,8	0,4 a 0,8
1,70	±0,08	2,9	2,5 a 3,3	0,8	0,4 a 0,8
*1,40	±0,08	2,6	2,2 a 3,0	0,8	0,4 a 0,8
1,18	±0,07	2,2	1,9 a 2,5	0,8	0,4 a 0,8
*1,00	±0,07	2,0	1,7 a 2,3	0,8	0,4 a 0,8

ANEXO E: DIMENSIONES DE ANGULOS ESTRUCTURALES

Ángulos Estructurales

CALIDAD: ASTM A36

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:**

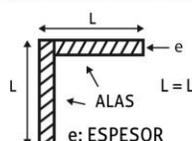
DIMENSIONES (pulg.)	PESO NOMINAL		
	lb/pie	kg/m	kg/6m
2 x 2 x 5/16	3.92	5.83	35.00
2 1/2 x 2 1/2 x 5/16	5.00	7.44	44.65
3 x 3 x 3/16	1.68	5.52	33.10
5 x 5 x 3/8	5.76	18.90	113.40
5 x 5 x 1/2	7.36	24.15	144.92
6 x 6 x 3/8	6.77	22.22	133.29
6 x 6 x 1/2	8.95	29.34	176.04

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 (ΔL-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	---	(?)	---			(?)
	3.1/2"								

(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	

QCQA01-F103/02/ABR 20

Previo acuerdo se comercializa en otras medidas.

ANEXO F:SELECCIÓN DE POLEAS Y FAJAS EN V

Ing. Fortunato Alva Dávila

57

TABLA N° 1

FACTORES DE SERVICIO PARA TRANSMISION POR FAJAS EN V

MAQUINAS MOVIDAS	CLASE 1	CLASE 2
Agitadores de líquidos:	1,1	1,2
Agitadores de semilíquidos	1,2	1,3
Batidoras en la industria papelera	1,3	1,5
Bombas centrifugas	1,1	1,2
Bombas reciprocantes	1,3	1,5
Bombas rotativas de desplazamiento positivo	1,2	1,3
Chancadoras de mandibula de rodillos giratorios	1,4	1,6
Compresoras centrifugas	1,1	1,2
Compresoras reciprocantes	1,3	1,5
Cribas giratorias	1,3	1,5
Elevadores de cangilones	1,3	1,5
Excitadores	1,3	1,5
Extractores	1,1	1,2
Generadores	1,2	1,3
Líneas de ejes (ejes de transmisión)	1,2	1,3
Maquinaria de imprenta	1,2	1,3
Maquinarias de lavandería	1,2	1,3
Maquinaria para aserraderos	1,3	1,5
Maquinaria para fabricación de ladrillos	1,3	1,5
Maquinaria para fabricación de cauchos:		
calandrias, mezcladoras, estrusores	1,4	1,6
Maquinaria textil	1,3	1,5
Máquinas herramientas	1,2	1,3
Mezcladoras de masa en la industria panificadoras	1,2	1,3
Molino de barras, de bolas, de tubos	1,4	1,6
Molinos de martillos	1,3	1,5
Prensas punzadoras	1,2	1,3
Pulverizadores	1,3	1,5
Sopladores	1,1	1,2
Sopladores de desplazamiento positivo	1,3	1,5
Transportadores de artesas, de paletas, de tornillo	1,3	1,5
Transportadores de fajas para arenas granos, etc	1,2	1,3
Transportadores para trabajos livianos	1,1	1,2
Ventiladores hasta 10 HP	1,1	1,2
Ventiladores mayores de 10 HP	1,2	1,3
Winches, montacargas, elevadores	1,4	1,6
Zarandas vibratorias	1,2	1,3

TRANSMISIONES

TABLA N° 2

**DIAMETRO EXTERIOR MÍNIMO RECOMENDADO DE POLEAS PARA
FAJAS EN V A UTILIZAR EN MOTORES ELECTRICOS**

HP MOTOR	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
0,5	2,5	2,5	2,2			
0,75	3,0	2,5	2,4	2,2		
1	3,0	2,5	2,4	2,4	2,2	
1,5	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4	2,2
2	3,6	3,0	3,0	2,4	2,4	2,4
3	4,5	3,6	3,0	3,0	2,4	2,4
5	4,5	4,5	3,8	3,0	3,0	2,4
7,5	5,3	4,5	4,4	3,8	3,0	3,0
10	6,0	5,3	4,4	4,4	3,8	3,0
15	6,9	6,0	5,2	4,4	4,4	3,8
20	8,0	6,9	6,0	5,2	4,4	4,4
25	9,0	8,0	6,8	6,0	4,4	4,4
30	10,0	9,0	6,8	6,8	5,2	
40	10,0	10,0	8,2	6,8	6,0	
50	11,0	10,0	8,4	8,2	6,8	
60	12,0	11,0	10,4	8,0	7,4	
75	14,0	13,0	10,0	10,0	8,6	
100	18,0	15,0	12,0	10,0	8,6	
125	20,0	18,0		12,0	10,5	
150	22,0	20,0			10,5	
200	22,0	22,0			13,2	

NOTA: Los valores indicados en la parte superior de la línea divisoria están basados en motores bajo estandarización de NEMA MG1-14.43a. Los valores inferiores a la línea son en base a fabricantes de motores.

Los valores dados en la presente tabla son generalmente conservadores, se pueden usar diámetros más pequeños de poleas instalados en motores según el diseño específico de ellos.

TABLA N° 3

SECCIONES ESTANDARES DE FAJAS Y DIAMETROS DE PASO MÍNIMOS DE LA FAJAS

SECCION	ANCHO MM	ALTURA MM	DIAMETROS DE PASO DE POLEAS,MM	
			RECOMENDADO	MÍNIMO
A	12,7	7,9	76 A 127	66
B	16,7	10,3	137 A 190	117
C	22,2	13,5	229 A 305	178
D	31,8	19,0	330 A 508	305
E	38,1	23,0	533 A 711	457

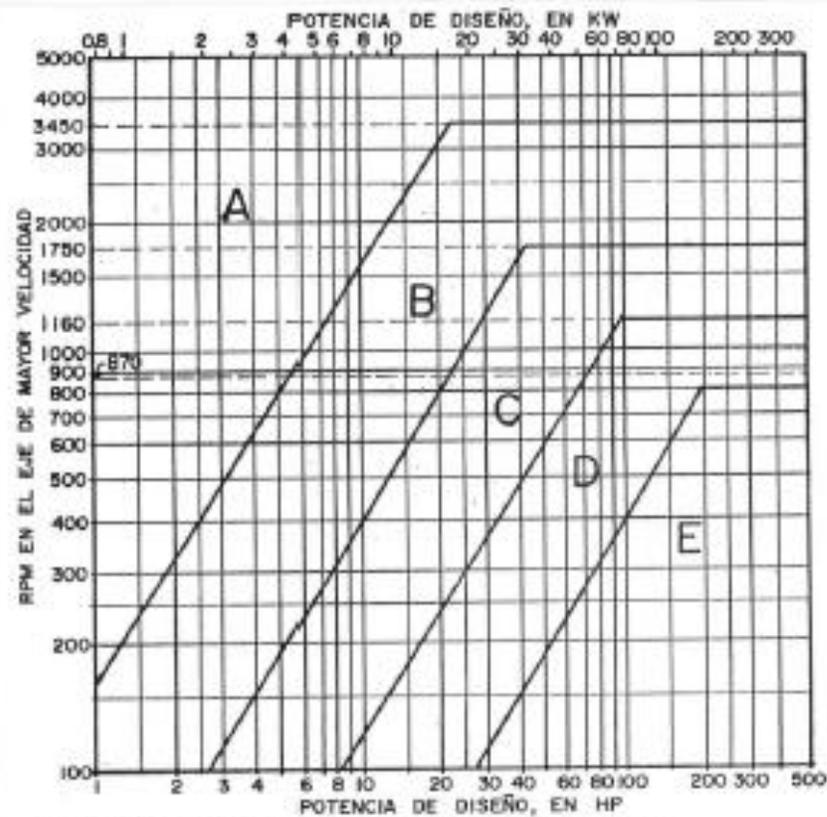


TABLA N° 4
POLEAS ESTANDARES PARA FAJAS EN "V"
 (En Pulgs.)

SECCION A		SECCION B		SECCION C		SECCION D		SECC E
3,0	6,2	4,6	9,4	7,0	14,0	12,0	27,0	21,0
3,2	6,4	4,8	11,0	7,5	16,0	13,0	33,0	21,6
3,4	7,0	5,0	12,4	8,0	18,0	13,4	40,0	22,0
3,6	7,6	5,2	13,6	8,5	20,0	13,5	48,0	22,8
3,8	8,2	5,4	15,4	9,0	24,0	14,0	58,0	23,2
4,0	9,0	5,6	18,4	9,4	30,0	14,2		24,0
4,2	10,6	5,8	20,0	9,5	36,0	14,5		27,0
4,4	12,0	6,0	25,0	9,6	44,0	14,6		31,0
4,6	13,0	6,2	30,0	9,8	50,0	15,0		35,0
4,8	18,0	6,4	38,0	10,0		15,4		40,0
5,0	19,6	6,6		10,2		15,5		46,0
5,2	24,6	6,8		10,5		16,0		52,0
5,4	29,6	7,0		10,6		18,0		58,0
5,6	37,6	7,4		11,0		18,4		66,0
5,8		8,0		12,0		20,0		74,0
6,0		8,6		13,0		22,0		84,0

TABLA N° 5
FACTOR POR ANGULO DE CONTACTO

$\frac{D-d}{C}$	θ	K_a	$\frac{D-d}{C}$	θ	K_a
0,00	180°	1,00	0,80	133	0,87
0,10	174	0,99	0,90	127	0,85
0,20	169	0,97	1,00	120	0,82
0,30	163	0,96	1,10	113	0,80
0,40	157	0,94	1,20	106	0,77
0,50	151	0,93	1,30	99	0,73
0,60	145	0,91	1,40	91	0,70
0,70	139	0,89	1,50	83	0,65

TABLA N° 6
POTENCIA ADICIONAL POR RELACION DE TRANSMISION

RELACION DE TRANSMISION	SECCION DE FAJA				
	A	B	C	D	E
0,00 a 1,01	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
1,02 a 1,04	0,00180	0,00472	0,0131	0,0466	0,0890
1,05 a 1,08	0,00360	0,00944	0,0263	0,0931	0,1780
1,09 a 1,12	0,00539	0,01413	0,0394	0,1397	0,2670
1,13 a 1,18	0,00719	0,01887	0,0525	0,1863	0,3560
1,19 a 1,24	0,00899	0,02359	0,0656	0,2329	0,4450
1,25 a 1,34	0,01079	0,02831	0,0788	0,2794	0,5340
1,35 a 1,51	0,01259	0,03303	0,0919	0,3260	0,6230
1,52 a 1,99	0,01439	0,03774	0,1050	0,3726	0,7120
2,00 o más	0,01618	0,04246	0,1182	0,4191	0,8010

NOTA: Los valores de la tabla multiplicarlo por: $\#RPM/100$

TABLA N° 7
LONGITUD DE FAJA Y FACTOR POR LONGITUD DE FAJA

SECCION A			SECCION B			SECCION C		
FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K_L	FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K_L	FAJA N°	LONG. PASO PULG.	K_L
A26	27,3	0,81	B35	36,8	0,81	C51	53,9	0,80
A31	32,3	0,84	B38	39,8	0,83	C60	62,7	0,82
A33	34,3	0,85	B42	43,8	0,85	C68	70,9	0,85
A35	36,3	0,87	B46	47,8	0,87	C75	77,9	0,87
A36	37,3	0,87	B51	52,8	0,89	C81	83,9	0,89
A38	39,3	0,88	B53	54,8	0,89	C85	87,9	0,90
A40	41,3	0,89	B55	56,8	0,90	C90	92,9	0,91
A42	43,3	0,90	B58	59,8	0,91	C96	98,9	0,92
A43	44,3	0,90	B60	61,8	0,92	C100	102,9	0,92
A46	47,3	0,92	B62	63,8	0,92	C105	107,9	0,94
A48	49,3	0,93	B64	65,8	0,93	C112	114,9	0,95
A51	52,3	0,94	B66	67,8	0,93	C120	122,9	0,97
A53	54,3	0,95	B68	69,8	0,95	C124	126,9	0,97
A55	56,3	0,96	B71	72,8	0,95	C128	130,9	0,98
A58	59,3	0,97	B75	76,8	0,97	C136	138,9	0,99
A60	61,3	0,98	B78	79,8	0,97	C144	146,9	1,00
A62	63,3	0,98	B81	82,8	0,98	C158	160,9	1,02
A64	65,3	0,99	B83	84,8	0,98	C162	164,9	1,03
A66	67,3	0,99	B85	86,8	0,99	C173	175,9	1,04
A68	69,3	1,00	B90	91,8	1,00	C180	182,9	1,05
A71	72,3	1,01	B93	94,8	1,01	C195	197,9	1,07
A73	76,3	1,02	B97	98,8	1,02	C210	212,9	1,08
A78	79,3	1,03	B103	104,8	1,03	C225	225,9	1,10
A80	81,3	1,04	B105	106,8	1,04	C240	240,9	1,11
A83	84,3	1,05	B112	113,8	1,05	C255	255,9	1,12
A90	91,3	1,06	B120	121,8	1,07	C270	270,9	1,14
A96	97,3	1,08	B128	129,8	1,08	C300	300,9	1,16
A105	106,3	1,10	B136	137,8	1,09	C330	330,9	1,19
A112	113,3	1,11	B144	145,8	1,11	C360	360,9	1,21
A120	121,3	1,13	B158	159,8	1,13	C390	390,9	1,23
A128	129,3	1,14	B173	174,8	1,15	C420	420,9	1,24
			B180	181,8	1,16			
			B195	196,8	1,18			
			B210	211,8	1,19			
			B240	240,8	1,22			
			B270	270,3	1,25			
			B300	300,3	1,27			

TABLA N° 8
POTENCIA QUE PUEDEN TRANSMITIR LAS FAJAS SECCION "A"

RPM DEL RAPIDO	HP POR FAJA REFERIDO A LA POLEA DE DIAMETRO MENOR DE								
	2,6"	2,8"	3,0"	3,2"	3,4"	3,6"	3,8"	4,0"	4,2"
1160	0,74	0,90	1,06	1,22	1,37	1,53	1,68	1,83	1,98
1750	0,98	1,21	1,44	1,66	1,88	2,10	2,32	2,53	2,74
3450	1,41	1,80	2,19	2,56	2,92	3,27	3,61	3,94	4,25
200	0,20	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,39	0,42	0,45
400	0,34	0,40	0,46	0,52	0,58	0,64	0,70	0,76	0,82
600	0,46	0,55	0,64	0,72	0,81	0,90	0,98	1,07	1,15
800	0,57	0,68	0,80	0,91	1,02	1,13	1,24	1,35	1,46
1000	0,67	0,81	0,95	1,08	1,22	1,36	1,49	1,63	1,76
1200	0,76	0,93	1,09	1,25	1,41	1,57	1,73	1,88	2,04
1400	0,85	1,04	1,22	1,41	1,59	1,77	1,95	2,13	2,31
1600	0,93	1,14	1,35	1,55	1,76	1,96	2,16	2,36	2,56
1800	1,00	1,23	1,47	1,69	1,92	2,15	2,37	2,59	2,80
2000	1,07	1,33	1,58	1,83	2,07	2,32	2,56	2,80	3,03
2200	1,13	1,41	1,68	1,95	2,22	2,48	2,74	2,99	3,25
2400	1,19	1,49	1,78	2,07	2,35	2,63	2,91	3,18	3,45
2600	1,24	1,56	1,87	2,18	2,48	2,78	3,07	3,35	3,63
2800	1,29	1,63	1,96	2,28	2,60	2,91	3,21	3,51	3,80
3000	1,34	1,69	2,04	2,38	2,71	3,03	3,35	3,66	3,96
3300	1,37	1,74	2,11	2,46	2,81	3,14	3,47	3,79	4,10
3400	1,41	1,79	2,17	2,54	2,90	3,24	3,58	3,91	4,22
3600	1,44	1,84	2,23	2,61	2,98	3,33	3,68	4,01	4,33
3800	1,46	1,87	2,28	2,67	3,04	3,41	3,76	4,10	4,42
4000	1,47	1,90	2,32	2,72	3,10	3,47	3,83	4,17	4,49
4300	1,49	1,93	2,35	2,76	3,15	3,52	3,88	4,22	4,54
4400	1,49	1,94	2,38	2,79	3,19	3,56	3,92	4,25	4,56
4600	1,49	1,95	2,39	2,81	3,21	3,59	3,94	4,27	4,57
4800	1,49	1,95	2,40	2,82	3,22	3,60	3,94	4,27	4,56
5000	1,47	1,95	2,40	2,82	3,22	3,59	3,93	4,24	4,52
5300	1,45	1,94	2,39	2,81	3,21	3,57	3,90	4,20	4,46
5400	1,43	1,91	2,37	2,79	3,18	3,54	3,85	4,13	4,38
5600	1,40	1,89	2,34	2,76	3,14	3,48	3,79	4,05	4,27
5800	1,36	1,85	2,30	2,71	3,09	3,42	3,70	3,94	4,13
6000	1,31	1,80	2,25	2,65	3,02	3,33	3,59	3,81	
6300	1,26	1,75	2,19	2,58	2,93	3,23	3,47	3,65	
6400	1,20	1,68	2,12	2,50	2,83	3,10	3,32		
6600	1,14	1,61	2,04	2,40	2,72	2,96			
6800	1,06	1,53	1,94	2,29	2,58	2,81			
7000	0,98	1,44	1,84	2,17	2,43				
7300	0,89	1,34	1,72	2,03	2,27				
7400	0,79	1,23	1,59	1,88					
7600	0,68	1,10	1,45	1,71					

ANEXO G: DISEÑO Y SELECCIÓN DE RESORTES

106 Materiales para resortes 503

Tabla 10-4

Constantes A y m de $S_{ut} = A d^m$ para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes.
(Fuente: De Design Handbook, 1987, p. 19, Cortesía de Associated Spring.)

Material	ASTM nóm.	Exponente m	Diámetro, pulg.	A , kpsi · pulg ^{m}	Diámetro, mm	A , Mpa · mm ^{m}	Costo relativo del alambre
Alambre de piano [*]	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite [†]	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro [‡]	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo- vanadio [§]	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo- silicio [¶]	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302 ^{**}	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado ^{***}	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

^{*} La superficie es lisa, sin defectos y tiene un acabado brillante y lustroso.

[†] Tiene escamas ligeras debido al tratamiento térmico, que se deben remover antes del galvanizado.

[‡] La superficie es lisa y brillante sin marcas visibles.

[§] Alambre revenido de calidad aeronáutica; también se obtiene recocido.

[¶] Revenido a Rockwell C40, pero se puede obtener sin revenir.

^{**} Acero inoxidable tipo 302.

^{***} Temple CA510.

Tabla 10-5

Propiedades mecánicas de algunos alambres para resorte

Material	Límite elástico, porcentaje de S_{ut} , tensión, torsión		Diámetro d , pulg.	E		G	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6

(continúa)

ANEXO H: DISEÑO Y SELECCIÓN DE EJES

En el caso de los aceros, al simplificar la observación de la figura 6-17, se estimará el límite de resistencia como

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (6-8)$$

donde S_{ut} es la resistencia a la tensión *mínima*. El símbolo de prima en S'_e en esta ecuación se refiere a la propia *muestra de viga rotativa*. Se desea reservar el símbolo sin prima S_e para el y 0.40 para la forma aditiva. Por lo tanto, la ecuación de Marin se escribe

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (6-18)$$

donde

- k_a = factor de modificación por la condición superficial
- k_b = factor de modificación por el tamaño
- k_c = factor de modificación por la carga
- k_d = factor de modificación por la temperatura
- k_e = factor de confiabilidad¹³
- k_f = factor de modificación por efectos varios
- S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Factor de modificación de carga k_c
 Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} .

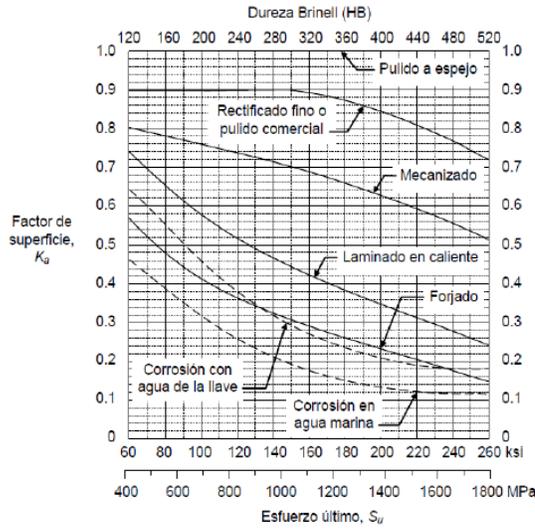
$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Cuando la torsión está combinada con otros esfuerzos como la flexión $k_c = 1$, si es torsión pura $k_c = 0.577$.

Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos.¹⁵ Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$



Nota 3.VANEGAS USECHE, Libardo. Pág. 15.

Tabla 6-4

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.*
 (S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación, S_{GT} = resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \approx \bar{\sigma} \approx 0.110$)

Temperatura, °C	S_T/S_{GT}	Temperatura, °F	S_T/S_{GT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

* Fuente: Figura 2-9.

Tabla 6-5

Factores de confiabilidad k_f correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación α_σ	Factor de confiabilidad k_f
50	0	1.000
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	0.620

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (6-19)$$

donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la tabla 6-2.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{o bien} \quad K_{ft} = 1 + q_{\text{constante}}(K_{tt} - 1) \quad (6-32)$$

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 27}$$

$$N = \frac{\pi d^3}{32} \left[\left(K_f \frac{M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{-1/2} \quad \text{Ec. 28}$$

Las condiciones a cumplir son las siguientes:

- Par de torsión constante: $T = Tm$ y $Ta = 0$ ($S_{ms} = Tc/l$ y $S_{as} = 0$)
- Flexión completamente invertida: $M = Mm$ y $Ma = 0$ ($S_m = 0$ y $S_a = Mc/l$)
- Material dúctil
- Sección transversal circular sólida
- No existe fuerza axial ni otro tipo de carga diferente de torsión y flexión

Tabla A-20

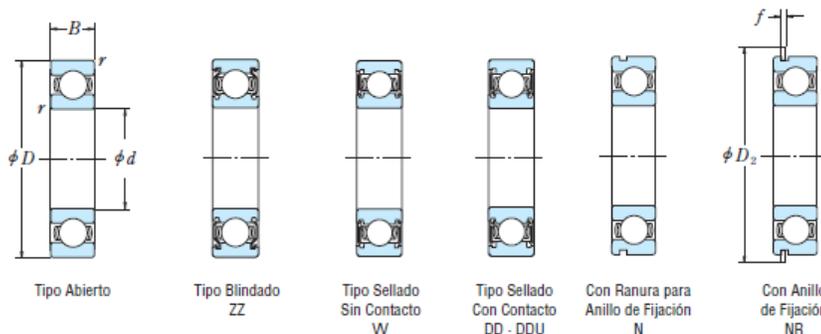
Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD). [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg.). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación.] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Proce- samiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

ANEXO I: SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y CHUMACERAS

RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA DE UNA SOLA HILERA

Diámetro Interior 25–45 mm

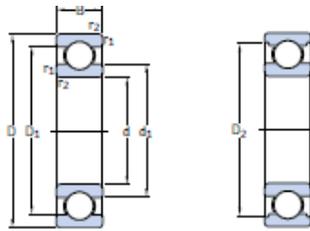


Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica (N)		Índices de Carga Básica (kgf)		Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento							
	d	D	B	r min.		C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	Grasa	Aceite	Abierto	Blindado	Sellado		
25	37	7	0.3		4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0.3		7 050	4 550	715	460	15.4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	8	0.3		8 850	5 600	905	570	15.1	15 000	—	18 000	16005	—	—	—
	47	12	0.6		10 100	5 850	1 030	595	14.5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV	DDU
	52	15	1		14 000	7 850	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU
28	62	17	1.1		20 600	11 200	2 100	1 150	13.2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV	DDU
	52	12	0.6		12 500	7 400	1 270	755	14.5	14 000	8 500	16 000	60/28	ZZ	VV	DDU
	58	16	1		16 600	9 500	1 700	970	13.9	12 000	8 000	14 000	62/28	ZZ	VV	DDU
	68	18	1.1		26 700	14 000	2 730	1 430	12.4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV	DDU
	42	7	0.3		4 700	3 650	480	370	16.4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV	DD
30	47	9	0.3		7 250	5 000	740	510	15.8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV	DDU
	55	9	0.3		11 200	7 350	1 150	750	15.2	13 000	—	15 000	16006	—	—	—
	55	13	1		13 200	8 300	1 350	845	14.7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV	DDU
	62	16	1		19 500	11 300	1 980	1 150	13.8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV	DDU
	72	19	1.1		26 700	15 000	2 720	1 530	13.3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV	DDU
32	58	13	1		15 100	9 150	1 530	935	14.5	12 000	7 500	14 000	60/32	ZZ	VV	DDU
	65	17	1		20 700	11 600	2 120	1 190	13.6	10 000	7 100	12 000	62/32	ZZ	VV	DDU
	75	20	1.1		29 900	17 000	3 050	1 730	13.2	9 000	6 300	11 000	63/32	ZZ	VV	DDU
	47	7	0.3		4 900	4 100	500	420	16.7	14 000	7 500	16 000	6807	ZZ	VV	DD
	55	10	0.6		10 600	7 250	1 080	740	15.5	12 000	7 500	15 000	6907	ZZ	VV	DDU
35	62	9	0.3		11 700	8 200	1 190	835	15.6	11 000	—	13 000	16007	—	—	—
	62	14	1		16 000	10 300	1 630	1 050	14.8	11 000	6 700	13 000	6007	ZZ	VV	DDU
	72	17	1.1		25 700	15 300	2 620	1 560	13.8	9 500	6 300	11 000	6207	ZZ	VV	DDU
	80	21	1.5		33 500	19 200	3 400	1 960	13.2	8 500	6 000	10 000	6307	ZZ	VV	DDU
	52	7	0.3		6 350	5 550	650	565	17.0	12 000	6 700	14 000	6808	ZZ	VV	DD
40	62	12	0.6		13 700	10 000	1 390	1 020	15.7	11 000	6 300	13 000	6908	ZZ	VV	DDU
	68	9	0.3		12 600	9 650	1 290	985	16.0	10 000	—	12 000	16008	—	—	—
	68	15	1		16 800	11 500	1 710	1 180	15.3	10 000	6 000	12 000	6008	ZZ	VV	DDU
	80	18	1.1		29 100	17 900	2 970	1 820	14.0	8 500	5 600	10 000	6208	ZZ	VV	DDU
	90	23	1.5		40 500	24 000	4 150	2 450	13.2	7 500	5 300	9 000	6308	ZZ	VV	DDU
45	58	7	0.3		6 600	6 150	670	625	17.2	11 000	6 000	13 000	6809	ZZ	VV	DD
	68	12	0.6		14 100	10 900	1 440	1 110	15.9	9 500	5 600	12 000	6909	ZZ	VV	DDU
	75	10	0.6		14 900	11 400	1 520	1 160	15.9	9 000	—	11 000	16009	—	—	—
	75	16	1		20 900	15 200	2 140	1 550	15.3	9 000	5 300	11 000	6009	ZZ	VV	DDU
	85	19	1.1		31 500	20 400	3 200	2 080	14.4	7 500	5 300	9 000	6209	ZZ	VV	DDU
100	25	1.5		53 000	32 000	5 400	3 250	13.1	6 700	4 800	8 000	6309	ZZ	VV	DDU	

Notas (1) Para tolerancias dimensionales de las ranuras y de los anillos de fijación, consulte las Páginas A50 a A53.
 (2) Cuando se aplican cargas axiales pesadas, aumente d_2 y disminuya D_2 respecto a los valores indicados.

B 10

Fuente I: Catálogo NSK No. E1102c.



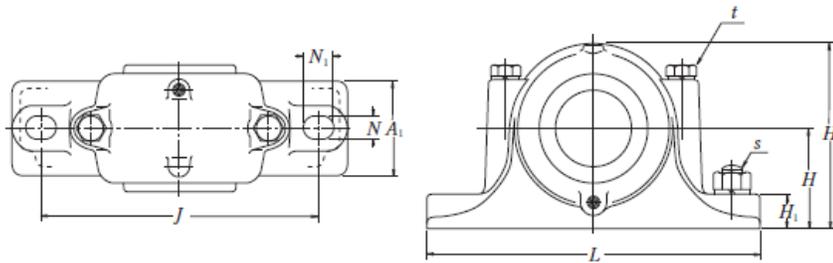
Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	básica dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	lg	-	
40	52	7	4,94	3,45	0,19	26000	16000	0,034	61808
	62	12	13,8	10	0,43	24000	14000	0,12	61908
	68	9	13,8	9,15	0,44	22000	14000	0,13	*16008
	68	15	17,8	11,6	0,49	22000	14000	0,19	*6008
	80	18	32,5	19	0,80	18000	11000	0,37	*6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18000	11000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17000	11000	0,63	*6308
110	27	63,7	36,5	1,53	14000	9000	1,25	6408	
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22000	14000	0,040	61809
	68	12	14	10,8	0,47	20000	13000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20000	12000	0,17	*16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20000	12000	0,25	*6009
	85	19	35,1	21,6	0,92	17000	11000	0,41	*6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15000	9500	0,83	*6309
	120	29	76,1	45	1,90	13000	8500	1,55	6409
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20000	13000	0,052	61810
	72	12	14,6	11,8	0,50	19000	12000	0,14	61910
	80	10	16,8	11,4	0,56	18000	11000	0,18	*16010
	80	16	22,9	16	0,71	18000	11000	0,26	*6010
	90	20	37,1	23,2	0,98	15000	10000	0,46	*6210
	110	27	65	38	1,6	13000	8500	1,05	*6310
	130	31	87,1	52	2,2	12000	7500	1,9	6410
55	72	9	9,04	8,8	0,38	19000	12000	0,083	61811
	80	13	16,5	14	0,60	17000	11000	0,19	61911
	90	11	20,3	14	0,70	16000	10000	0,26	*16011
	90	18	29,6	21,2	0,90	16000	10000	0,39	*6011
	100	21	46,2	29	1,25	14000	9000	0,61	*6211
	120	29	74,1	45	1,90	12000	8000	1,35	*6311
	140	33	99,5	62	2,60	11000	7000	2,3	6411
60	78	10	11,9	11,4	0,49	17000	11000	0,11	61812
	85	13	16,5	14,3	0,60	16000	10000	0,20	61912
	95	11	20,8	15	0,74	15000	9500	0,28	*16012
	95	18	30,7	23,2	0,98	15000	9500	0,42	*6012
	110	22	55,3	36	1,53	13000	8000	0,78	*6212
	130	31	85,2	52	2,20	11000	7000	1,7	*6312
	150	35	108	69,5	2,90	10000	6300	2,75	6412

* Rodamiento SKF Explorer

SOPORTES DE FUNDICION DE TIPO ESTÁNDAR

Tipos SN 5 y SN 6

Diámetro del Eje 20–55 mm



Diám. del Eje (mm) d_1	Números de Soportes para Rod. (¹)	Dimensiones (mm)													Masa (kg) aprox.
		D H8	H h13	J	N	N_1	A	L	A_1	H_1	H_2	g H13	t nominal	s nominal	
20	SN 505	52	40	130	15	20	67	165	46	22	75	25	M 8	M 12	1.1
	SN 605	62	50	150	15	20	80	185	52	22	90	34	M 8	M 12	1.6
25	SN 506	62	50	150	15	20	77	185	52	22	90	30	M 8	M 12	1.7
	SN 606	72	50	150	15	20	82	185	52	22	95	37	M 10	M 12	1.8
30	SN 507	72	50	150	15	20	82	185	52	22	95	33	M 10	M 12	1.9
	SN 607	80	60	170	15	20	90	205	60	25	110	41	M 10	M 12	2.6
35	SN 508	80	60	170	15	20	85	205	60	25	110	33	M 10	M 12	2.6
	SN 608	90	60	170	15	20	95	205	60	25	115	43	M 10	M 12	2.9
40	SN 509	85	60	170	15	20	85	205	60	25	112	31	M 10	M 12	2.8
	SN 609	100	70	210	18	23	105	255	70	28	130	46	M 12	M 16	4.1
45	SN 510	90	60	170	15	20	90	205	60	25	115	33	M 10	M 12	3.0
	SN 610	110	70	210	18	23	115	255	70	30	135	50	M 12	M 16	4.7
50	SN 511	100	70	210	18	23	95	255	70	28	130	33	M 12	M 16	4.5
	SN 611	120	80	230	18	23	120	275	80	30	150	53	M 12	M 16	5.8
55	SN 512	110	70	210	18	23	105	255	70	30	135	38	M 12	M 16	5.0
	SN 612	130	80	230	18	23	125	280	80	30	155	56	M 12	M 16	6.5

Nota (¹) Incluye el retén de aceite.

Para realizar un pedido de una unidad completa, especifique "Soporte partido + rodamiento + adaptador+anillo de fijación".

Observaciones Las roscas para los tapones son R 1/8.

B 302

Fuente 2: Catálogo NSK No. E1102c.

ANEXO K: PROPIEDADES MÍNIMAS DEL METAL DE APORTE Y ESFUERZOS PERMISIBLES DEL CÓDIGO AISC PARA METAL DE APORTE.

Tabla 9-3
Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

* Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. Este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura y la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Tabla 9-4
Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible
Tensión	A tope	$0.60S_y$
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_y$

* El factor de seguridad a ser empleado mediante la teoría de la tensión de distorsión.
 † El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_y$ del metal base.

Fuente 3: Fuente: (Budynas, 2008, pág. 468)

ANEXO L: SELECCIÓN DE PERNOS

TABLA N° 2

ÁREAS DE ESFUERZOS DE ROSCAS METRICAS PREFERIBLES						
PASO BASTO			PASO MEDIO		PASO FINO	
DESIGNACION	PASO mm	A ₂ mm ²	DESIGNACION Dia X paso	A ₂ mm ²	DESIGNACION Dia X paso	A ₂ mm ²
M4	0,7	8,65	M4	8,65	M4 x 0,5	9,69
M5	0,8	13,99	M5	13,99	M5 x 0,5	16,00
M6	1,0	19,84	M6	19,84	M6 x 0,5	23,87
M8	1,25	36,13	M8	36,13	M8 x 1,0	38,77
M10	1,5	57,26	M10	57,26	M10 x 1,0	63,98
M12	1,75	83,24	M12	83,24	M12 x 1,5	87,23
M16	2,0	155,1	M16	155,1	M16 x 1,5	166,0
M20	2,5	242,3	M20 x 2	255,9	M20 x 1,5	269,9
M24	3,0	348,9	M24 x 2	381,9	M24 x 1,5	399,0
M30	3,5	555,3	M30 x 2	618,0	M30 x 1,5	639,7
M36	4,0	555,3	M36 x 3	859,3	M36 x 1,5	936,9
M42	4,5	1111	M42 x 3	1199	M42 x 1,5	1291
M48	5,0	1462	M48 x 3	1596	M48 x 1,5	1701
			M56 x 4	2132	M56 x 2,0	2295
			M64 x 4	2837	M64 x 2,0	3024
			M72 x 4	3643	M72 x 2,0	3854
			M80 x 4	4549	M80 x 2,0	4785
			M90 x 4	5823	M90 x 2,0	6089
			M100 x 4	7254	M100 x 2,0	7551

TABLA N° 5
ESPECIFICACIONES MÉTRICAS PARA PERNOS Y TORNILLOS

CLASE SAE (mm)	TAMAÑO	Carga de Prueba S_p (MPa)	Límite de Fluencia S_y (MPa)	Límite de Rotura S_u (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	Acero de mediano o bajo carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Acero de mediano o bajo carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	Acero de mediano o bajo carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	Acero de aleación, T y R

ANEXO M: DIMENSIONES DE TUBOS DE ACERO

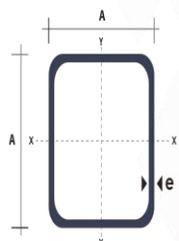
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales:

Norma:	NTE INEN 2415
Calidad:	SAE J 403 1008
Acabado:	Acero negro o Galvanizado
Largo Normal:	6.00m y medidas especiales
Dimensiones:	Desde 20mm a 100mm
Espesores:	Desde 1,20mm a 5,00mm



TUBERIA



Dimensiones			Área		Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm ²	i cm ³
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77	
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74	
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72	
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97	
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95	
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92	
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18	
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15	
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13	
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25	
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56	
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54	
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52	
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97	
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94	
50	3.0	4.48	5.61	21.20	4.48	1.91	
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39	
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34	
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97	
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.92	
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87	
100	2.0	6.17	7.74	122.99	24.60	3.99	
100	3.0	9.17	11.41	176.95	35.39	3.94	
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89	
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84	



ANEXO N: CODIGOS MATLAB

```

% VIBRACION FORZADA CON AMORTIGUAMIENTO
clc, clear
M=91.5; %KG
w=104.72;%rad/seg
wn=37.4;%rad/seg
r=2.8;
f0=552; %N
EE=0.001;
x0=0;
v0=0;
k= 6126.075; %cte de rigidez del resorte
t=0:0.001:1; % tiempo

r=w/wn;%RELACION DE FRECUENCIAS

%CONDICION QUE rmax=sqrt(1-2*EE^2)
Xmax=(f0/k)/(2*EE*sqrt(1-EE^2))
rmax=sqrt(1-2*EE^2)

%AMPLITUD EN ESTADO ESTACIONARIO
X=(f0/k)/sqrt(((1-r^2)^2)+(2*EE*r)^2) %amplitud m

FAD=(1)/(2*EE*sqrt(1-EE^2))% FAD maximo

FADD=(1)/sqrt(((1-r^2)^2)+(2*EE*r)^2) %FAD EN ESTADO ESTACIONARIO

disp(' Angulo de fase')
fhi=atan(2*EE*r/(1-r^2))
if r>1
    fhi=pi+fhi

else
fhi=pi*0.5 + fhi
end

wd=wn*sqrt(1-2*EE^2)

A1=x0+X*sin(fhi)
B1=(v0+EE*wn*(x0+X*sin(fhi))-w*X*cos(fhi))/wd

%SOLUCION PARTICULAR
xp=X*(sin(w*t-fhi));
%SOLUCION HOMOGENEA
xh=(exp(-EE*wn*t).*(A1*cos(wd*t)+B1*sin(wd*t)));
%SOLUCION TOTAL( xt=xh+xp)
xt=(exp(-EE*wn*t).*(A1*cos(wd*t)+B1*sin(wd*t)))+X*(sin(w*t-fhi));

r=0:0.02:5;
figure(1)
plot(t,xp,'r',t,xh,'g',t,xt,'b','LineWidth',2)
title('SOLUCION TOTAL')

```

```

xlabel('tiempo (seg)')
ylabel('xt, xp, xh','fontsize',15)
legend('xp','xh','xt')

figure(2)
plot(t,xp,'r','LineWidth',2);
title('SOLUCION PARTICULAR')
xlabel('t: tiempo')
ylabel('x: desplazamiento');
grid on

figure(3)
plot(t,xh,'g','LineWidth',2);
title('SOLUCION HOMOGENIA')
xlabel('t: tiempo')
ylabel('x: desplazamiento');
grid on

figure(4)
plot(t,xt,'b','LineWidth',2);
title('HOMOGENIA + PARTICULAR')
xlabel('t: tiempo')
ylabel('x: desplazamiento');
grid on

figure(5)
FAD=(1./sqrt(((1-r.^2).^2)+(2.*EE.*r).^2));
plot(r,FAD);
title('Relacion de frecuencias vs FAD')
xlabel('Relacion de frecuencias "r"')
ylabel('FAD')
grid on

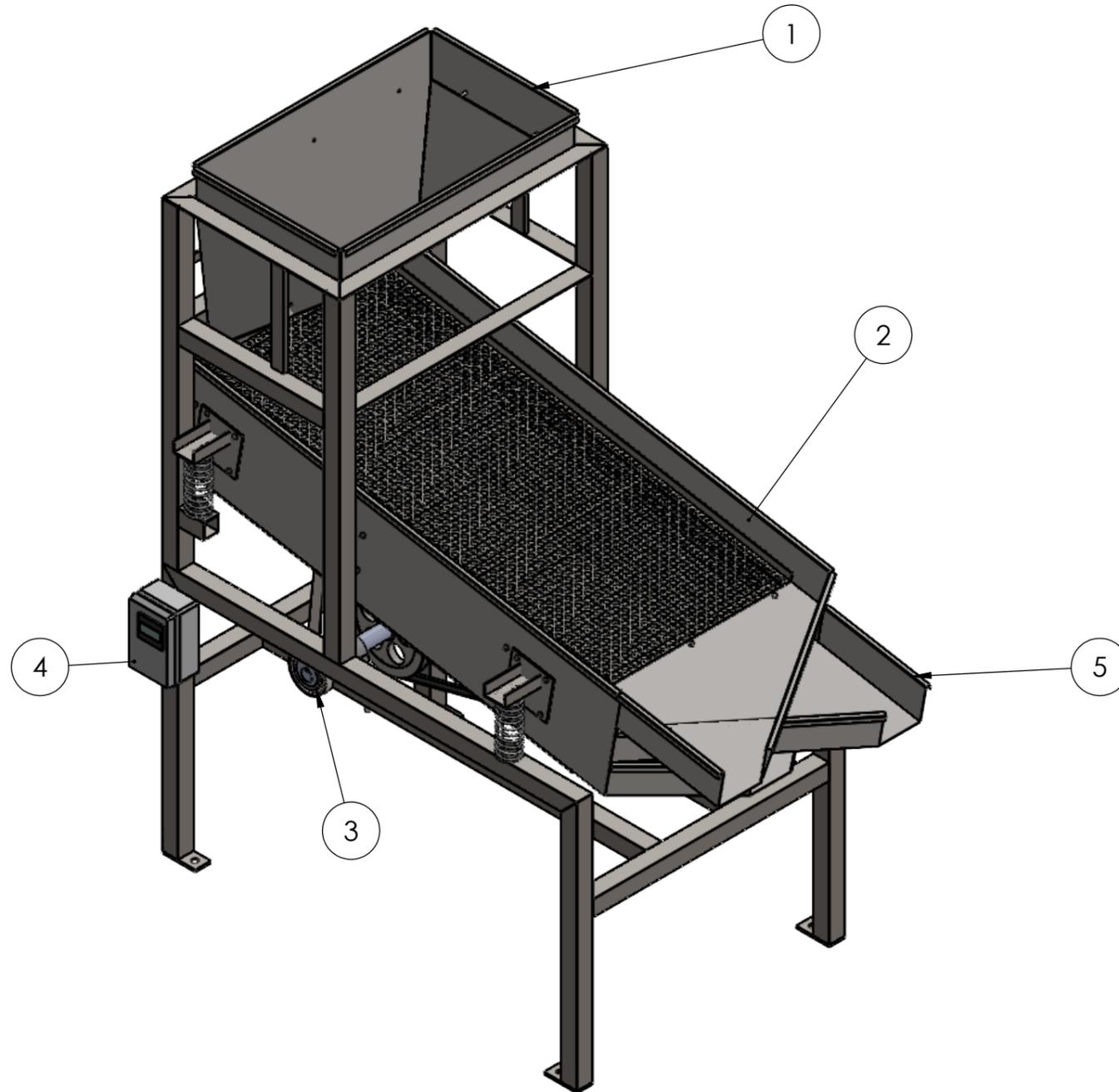
r=0:0.02:10.;
fhi=(atan(2*EE.*r./(1-r.^2))).*180/pi;
figure (6)
plot(r,fhi,'b');
title('ANGULO DE FASE')
xlabel('r = (W/Wn)')
ylabel('angulo de fase')

```

ANEXO O: MATRIZ DE CONSISTENCIA

DEFINICION DEL PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPOTESIS	VARIABLES	METODOLOGIA
Problema General	Objetivo General	Hipotesis General	V. Dependiente	Enfoque
¿Es posible mejorar la selección de los granos secos de maíz amiláceo por calibre, con el diseño y construcción de la criba oscilatoria de una capacidad de 300kg/h?	Diseñar y construir una criba oscilatoria de una capacidad de 300kg/h para mejorar la selección de los granos secos de maíz amiláceo por calibre.	El diseño y construcción de una criba oscilatoria de una capacidad de 300kg/h, permitirá mejorar la selección de los granos secos de maíz amiláceo por calibre.	Selección de grano de maíz por calibre. Análisis vibracional.	Cuantitativo
Problema Especifico	Objetivos Especificos	Hipotesis Especifico	V. Independiente	Alcance
a) ¿Es posible aplicar el modelo conceptual para elegir la mejor alternativa de diseño y poder construir la criba ?	a) Aplicar la norma VDI para la obtención del diseño conceptual de la criba oscilatoria.	a)La aplicación de la normativa VDI permitirá la obtención del diseño conceptual de la criba oscilatoria..	Criba oscilatoria.	Descriptivo y Explicativo
b) ¿Es posible realizar el diseño mecanico de una criba oscilatoria mecanizada para una capacidad de 300kg/h?	b) Realizar el diseño de la criba oscilatoria aplicando la teoria de diseño mecanico para una capacidad de 300kg/h	b)Aplicando la teoria de diseño mecanico se podra diseñar la criba oscilatoria mecanizada para una capacidad de 300kg/h		Tipo
c) ¿Es posible calcular las amplitudes y frecuencias necesarias de la criba para una selección adecuada de los granos secos de maíz amiláceo?	c) Determinar las amplitudes y frecuencias necesarias de la criba aplicando la teoria de vibraciones mecanicas para una selección adecuada de los granos secos de maíz amiláceo.	c)Aplicando la teoria de vibraciones mecanicas se podra determinar las amplitudes y frecuencias necesarias de la criba para una selección adecuada de los granos secos de maíz		Aplicada
d)¿Es posible realizar la evaluacion economica de la criba oscilatoria?	d) Realizar la evaluacion económica para conocer la rentabilidad de la inversión realizada en el diseño mecánico de la criba oscilatoria.	d)La evaluacion economica permitira conocer los costos y la rentabilidad de la construccion de la criba oscilatoria		

PLANOS



ITEM	DESCRIPCION
1	SISTEMA ALIMENTACION
2	SISTEMA DE SELECCION
3	SISTEMA DE TRANSMISION MECANICA
4	SISTEMA ELECTRTICO
5	SISTEMA DESCARGA

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



COMPONENTES DE LA MAQUINA
 SELECCIONADORA

ESCALA

1:20

DIBUJADO POR

BACH. WILBER TICA QUISPE
 BACH. BRAULIO MAMANI VALER

FECHA
 26/01/2024

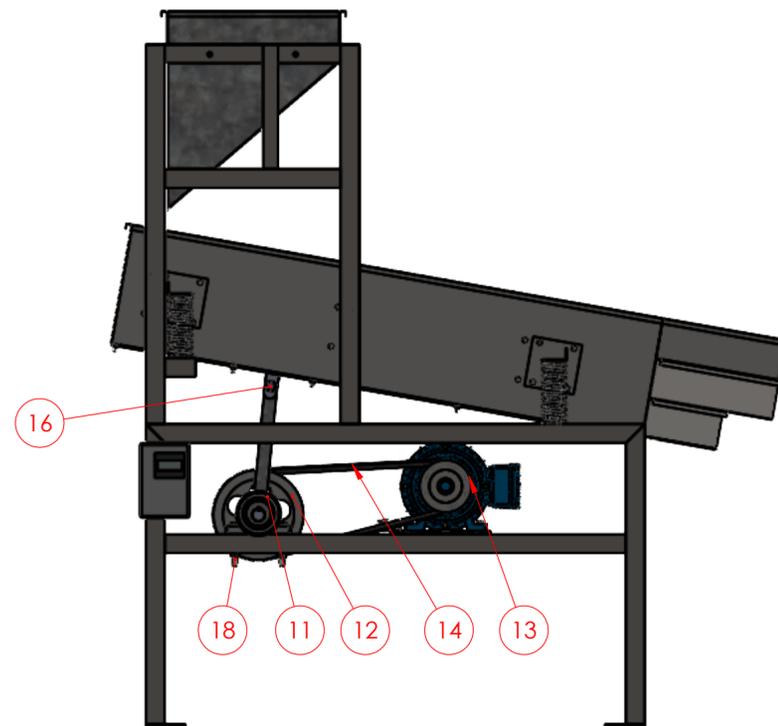
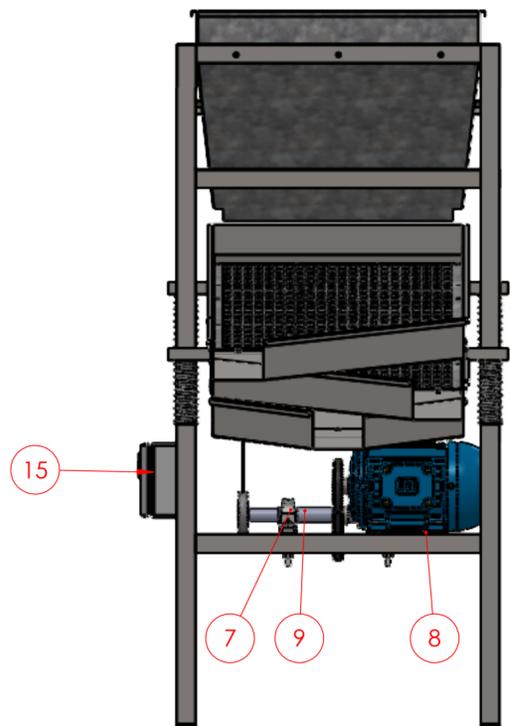
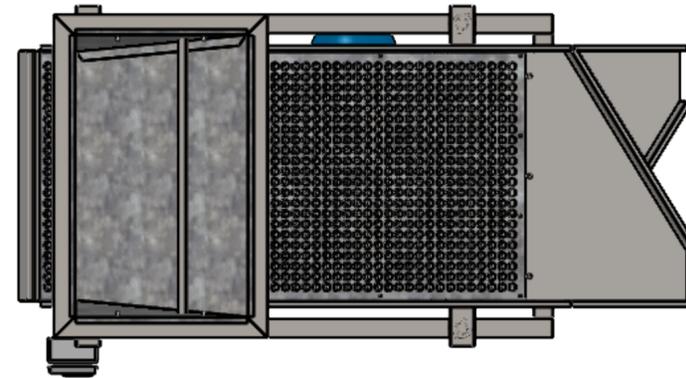
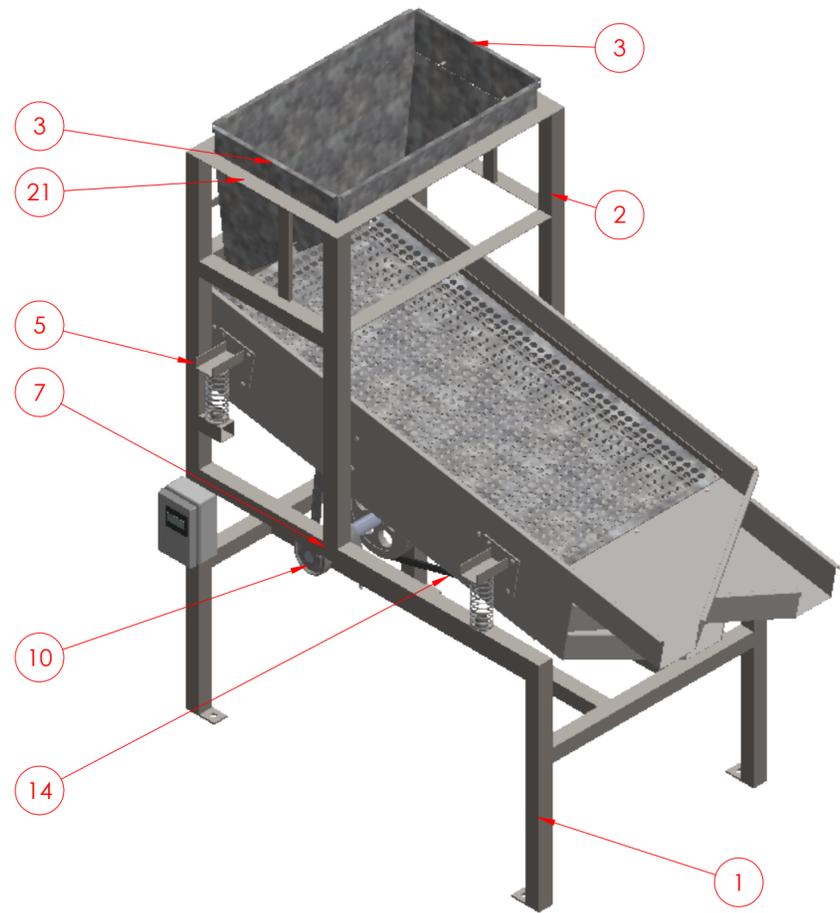
FORMATO
 A3

REVISADO POR

ING. ARTURO MACEDO SILVA

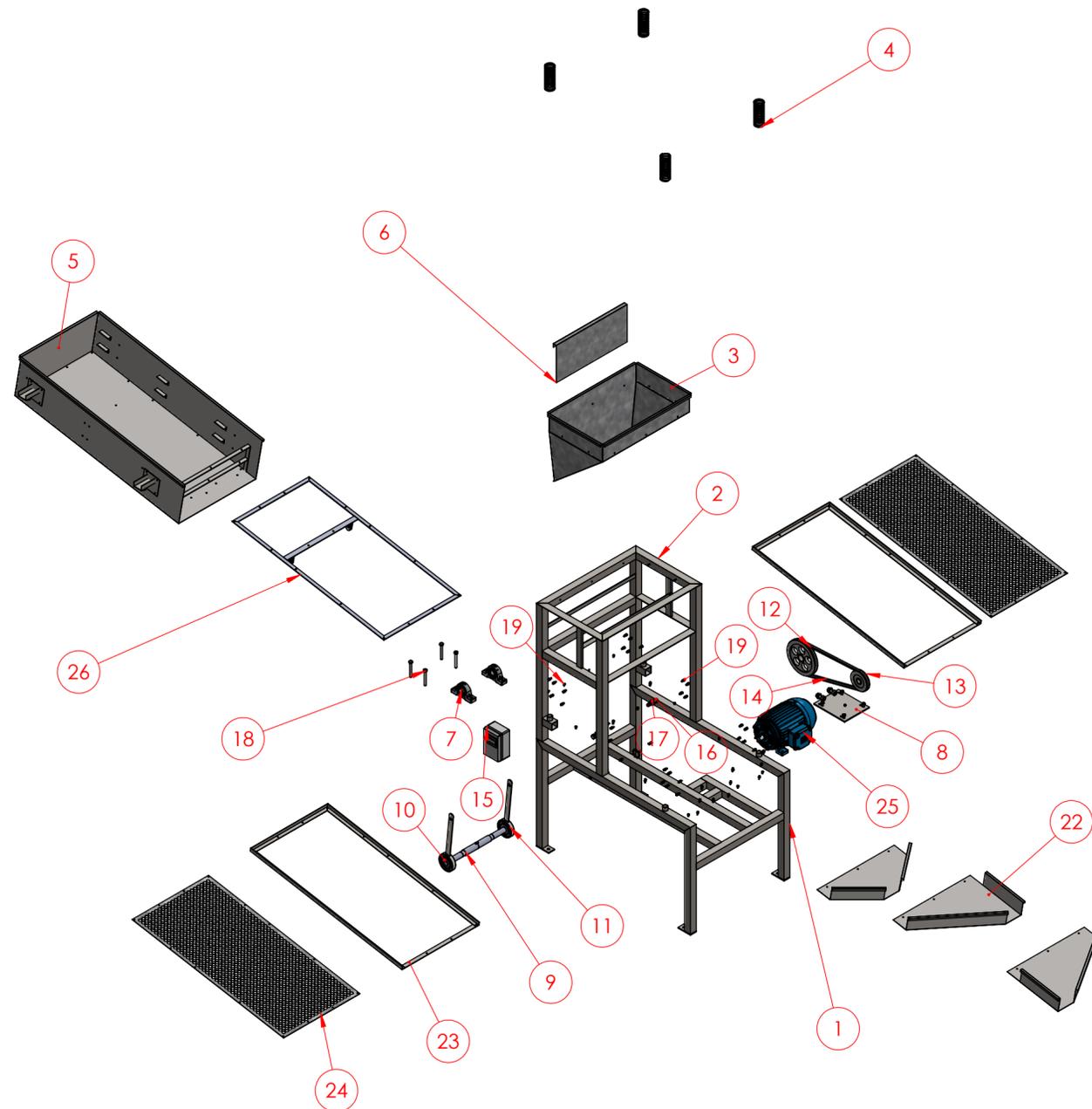
FECHA DE REVISION

HOJA IM-01



N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCION	CANTIDAD
1	ESTRUCTURA ESTATICA	1
2	SOPORTE CAJA ALIMENTACION	1
3	TOLVA DE ALIMENTACION	1
4	RESORTES DE COMPRESION	4
5	CRIBA VIBRATORIA	1
6	REGULADOR DE TOLVA	1
7	CHUMACERAS SN 507	2
8	ENSAMBLE PLACA RECTANGULAR + MOTOR	1
9	ENSAMBLE EJE+CUÑA	1
10	M.EXCENTRICA	2
11	RODAMIENTO Nº6010	2
12	POLEA MAYOR	1
13	POLEA MENOR	1
14	FAJAS	1
15	TABLERO ELECTRICO	1
16	PERNO M12-1.75X50.8	2
17	TUERCA PARA PERNO DE M12X1.75	2
18	PERNO M16X2	4

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION	ELEMENTOS DE LA SELECCIONADORA DE GRANOS DE MAIZ	ESCALA 1:10	
DIBUJADO POR		BACH. WILBER TICA QUISPE BACH. BRAULIO MAMANI VALER	FECHA 26/01/2024
REVISADO POR	ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA REVISION 10/06/2024	FORMATO A2 HOJA IM-02



VISTA EXPLOSIONADA DE LA MAQUINA SELECCIONADORA DE GRANOS DE MAIZ

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCION	MATERIAL
1	ESTRUCTURA ESTATICA	ACERO ASTM A36
2	SOPORTE CAJA ALIMENTACION	ACERO ASTM A36
3	TOLVA DE ALIMENTACION	ACERO GALVANIZADO
4	RESORTES DE COMPRESION	MATERIAL ASTM A 227
5	BANDEJA CRIBA VIBRATORIA	ACERO INOX. ANSI 304
6	REGULADOR DE TOLVA	ACERO GALVANIZADO
7	CHUMACERAS SN 507	HIERRO FUNDIDO
8	PLACA BASE DE MOTOR	ACERO ASTM A36
9	EJE	ACERO LAF 1020
10	M.EXCENTRICA	ACERO ASTM A36
11	RODAMIENTO N°6010	
12	POLEA MAYOR	ALUMINIO FUNDIDO
13	POLEA MENOR	ALUMINIO FUNDIDO
14	FAJAS	CAUCHO
15	TABLERO ELECTRICO	
16	PERNO M12-1.75x50.8	A307
17	TUERCA PARA PERNO DE M12x1.75	A307
18	PERNO M16X2	A307
19	PERNO M5X0.7	A307
20	TUERCA M6	A307
22	BANDEJAS DE DESCARGA	ACERO INOX. ANSI 304
23	ANGULAR L 20x20x2 MM	ACERO ASTM A36
24	MALLA PERFORADA	ACERO GALVANIZADO
25	MOTOR ELECTRICO	
26	PLATINA SOPORTE DE CRIBA VIBRATORIA	ACERO ASTM A36

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



VISTA EXPLOSIONADA DE LA MAQUINA SELECCIONADORA DE GRANOS DE MAIZ

ESCALA

1:50

DIBUJADO POR

BACH. WILBER TICA QUISPE
BACH. BRAULIO MAMANI VALER

FECHA

26/01/2024

FORMATO

A2

REVISADO POR

ING. ARTURO MACEDO SILVA

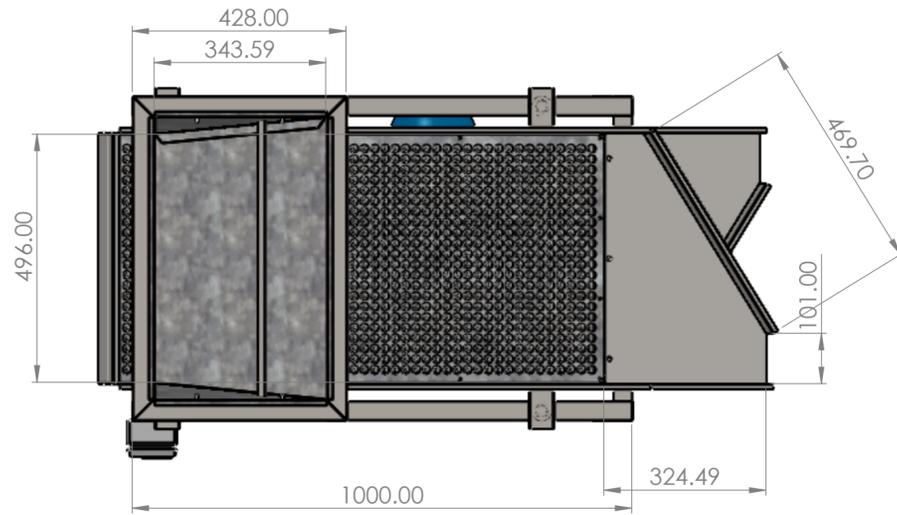
FECHA REVISION

10/06/2024

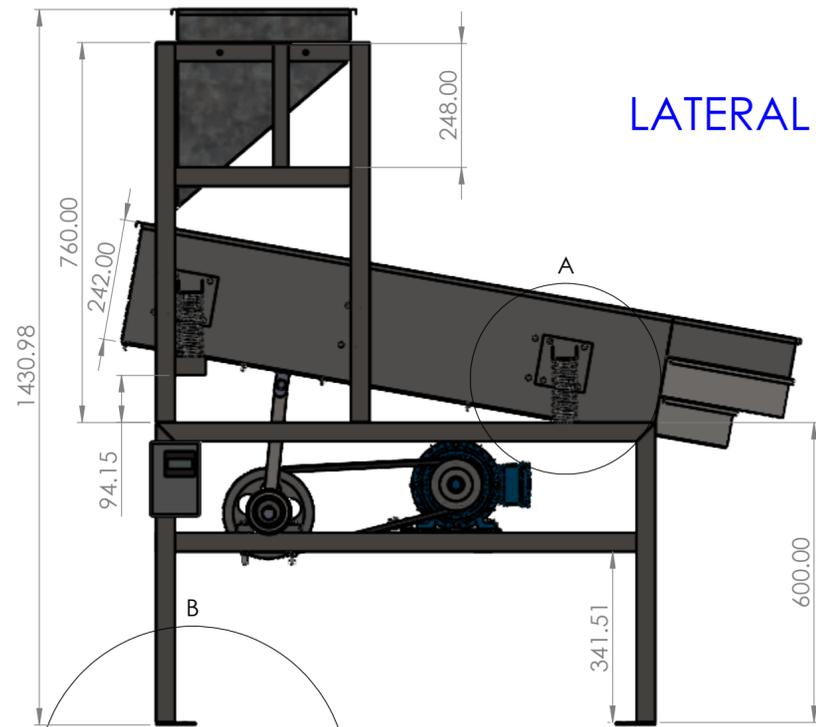
HOJA

IM-03

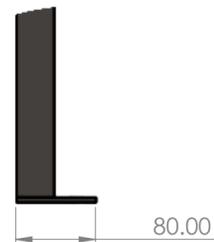
SUPERIOR



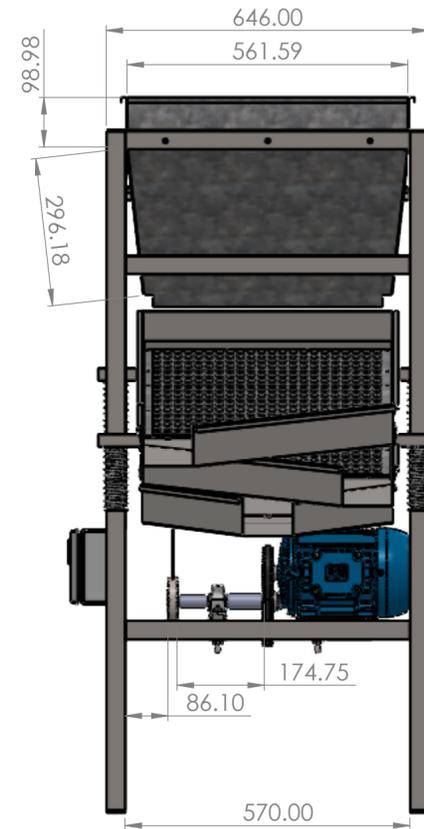
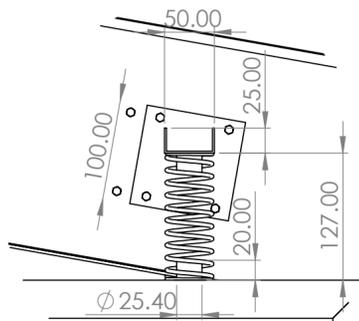
LATERAL



DETALLE B
ESCALA 1 : 5



DETALLE A
ESCALA 1 : 5



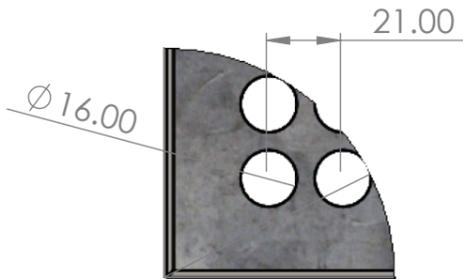
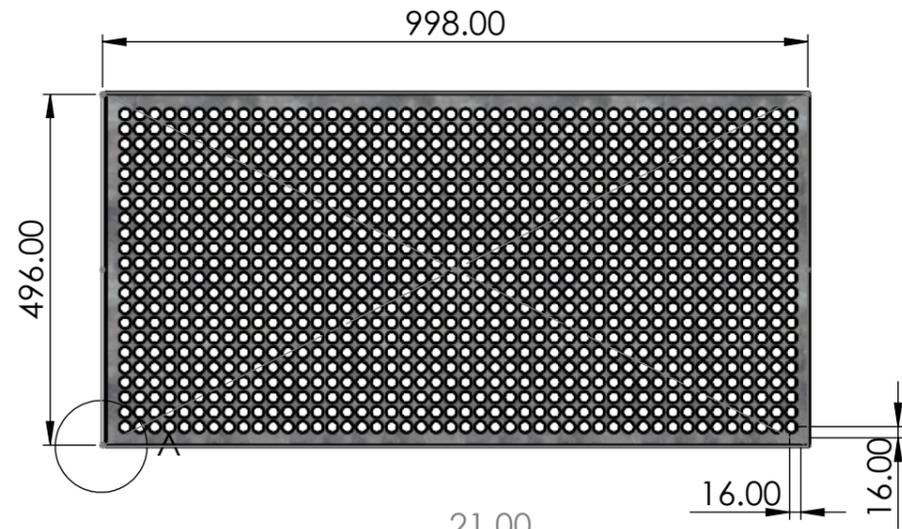
POSTERIOR



ISOMETRICO

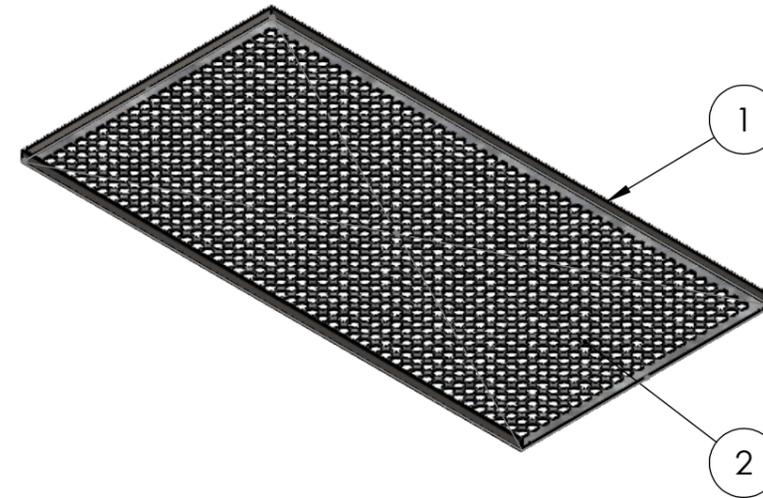
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION	DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA MAQUINA SELECCIONADORA DE GRANOS DE MAIZ	ESCALA 1:10	
DIBUJADO POR	BACH. WILBER TICA QUISPE BACH. BRAULIO MAMANI VALER	FECHA 26/01/2024	FORMATO A3
REVISADO POR	ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA REVISION 10/06/2024	HOJA IM-04

SUPERIOR

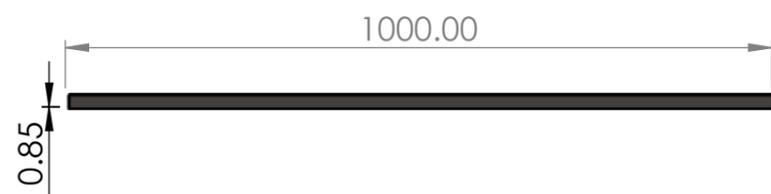


DETALLE A
ESCALA 1 : 2

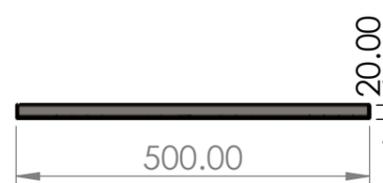
ISOMETRICO



N° DE ELEMENTO	DESCRIPCION	MATERIAL
1	ANGULAR L2 20X20X2MM	ASTM A36
2	PLANCHA PERFORADA	ACERO GALVANIZADO



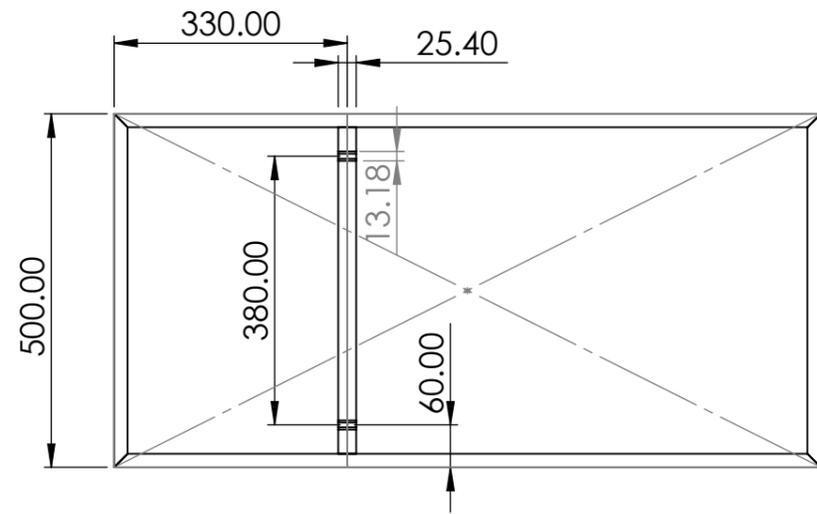
LATERAL



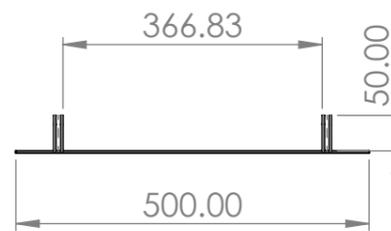
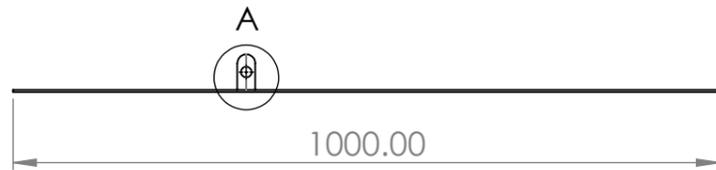
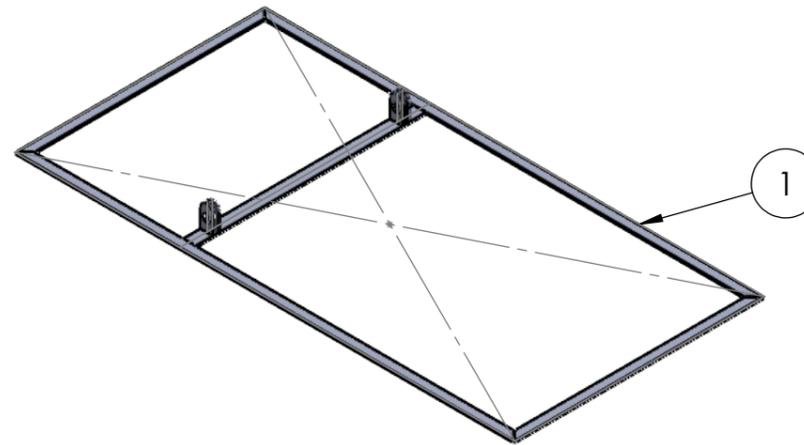
FRONTAL

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION 	ENSAMBLE ANGULAR + PLANCHA PERFORADA		ESCALA 1:10
DIBUJADO POR	BACH. WILBER TICA QUISPE BACH. BRAULIO MAMANI VALER	FECHA 26/01/2024	FORMATO A3
REVISADO POR	ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA DE REVISION	HOJA IM-05

SUPERIOR

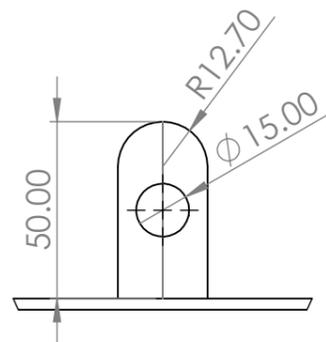


ISOMETRICO



N° ELEMENTO	DESCRIPCION	MATERIAL	CANTIDAD
1	PLATINA DE ACERO 3/16"x5/8"	ASTM A36	1

LATERAL



DETALLE A
ESCALA 1 : 2

FRONTAL

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



PLATINA SOPORTE DE LA
CRIBA VIBRATORIA

ESCALA
1:10

DIBUJADO POR

BACH. WILBER TICA QUISPE
BACH. BRAULIO MAMANI VALER

FECHA
26/01/2024

FORMATO
A3

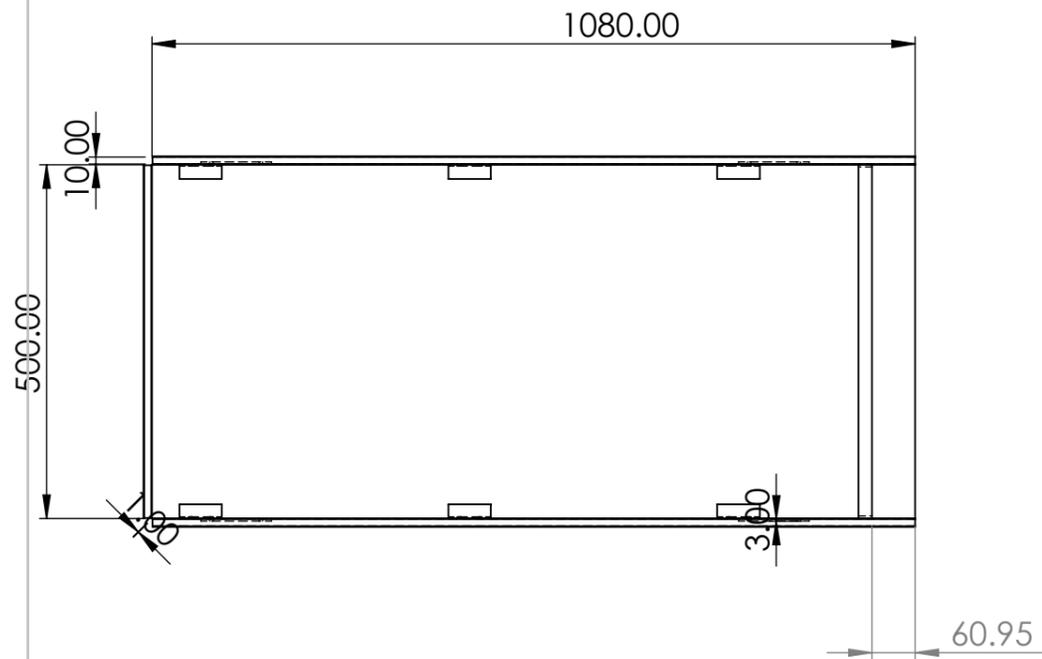
REVISADO POR

ING. ARTURO MACEDO SILVA

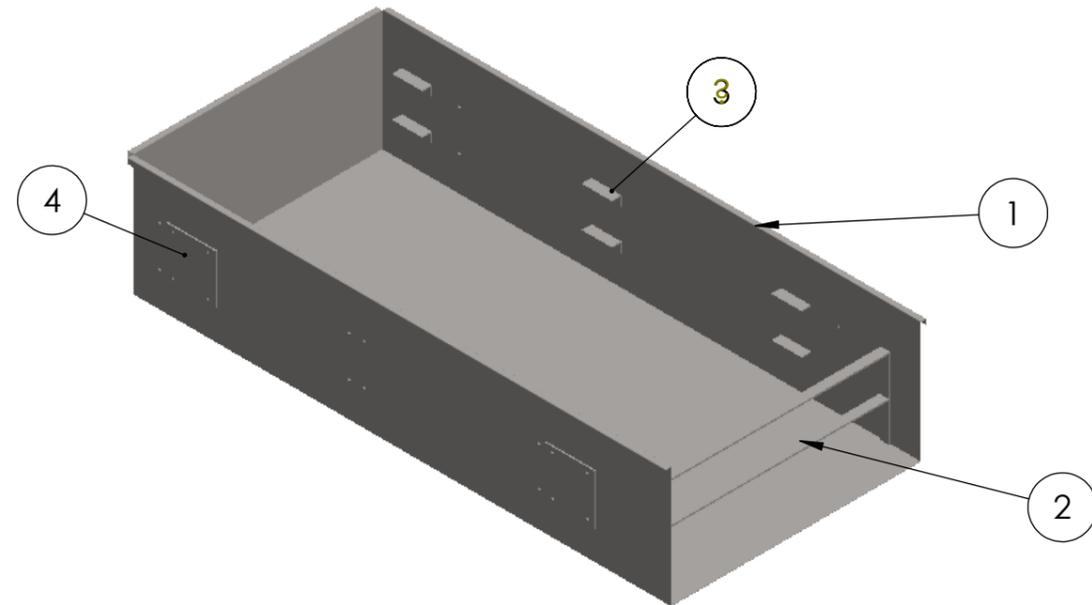
FECHA DE REVISION

HOJA IM-06

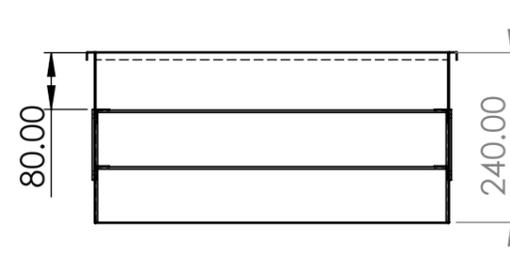
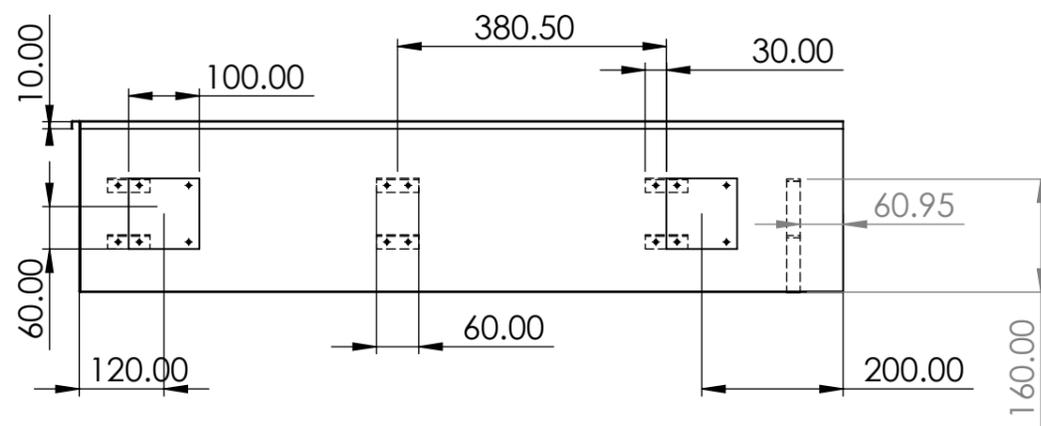
SUPERIOR



ISOMETRICO



N° ELEMENTO	DESCRIPCION	MATERIAL
1	BANDEJA PORTAMALLAS	ACERO INOX.304
2	PLATINA 3/16"x5/8"	ASTM A36
3	PERFIL L 20X20X2	ASTM A36
4	PLANCHA BASE	ASTM A36



FRONTAL

LATERAL

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



BANDEJA PORTAMALLAS

ESCALA
 1:10

DIBUJADO POR

BACH. WILBER TICA QUISPE
 BACH. BRAULIO MAMANI VALER

FECHA
 26/01/2024

FORMATO
 A3

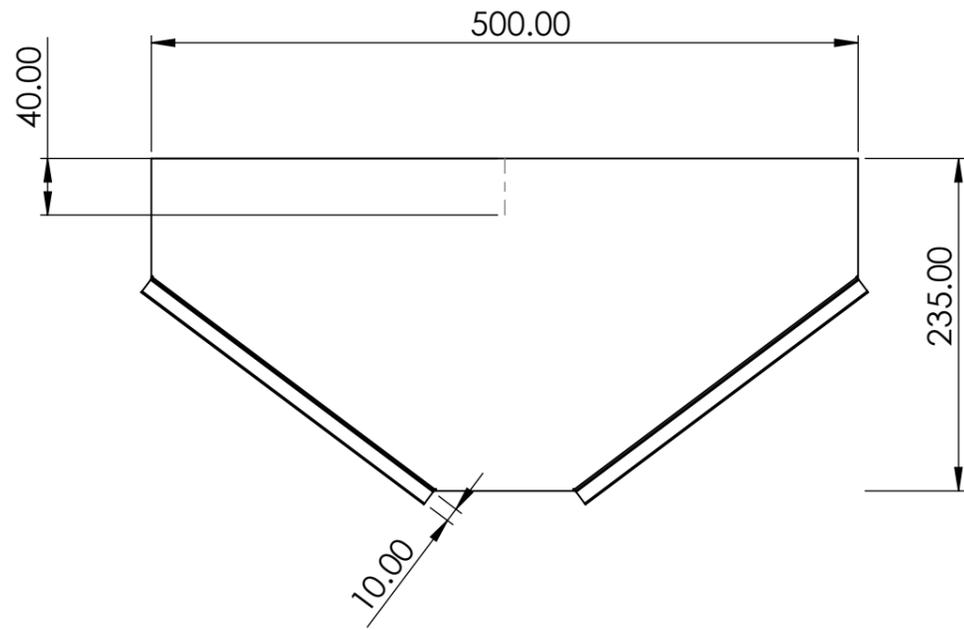
REVISADO POR

ING. ARTURO MACEDO SILVA

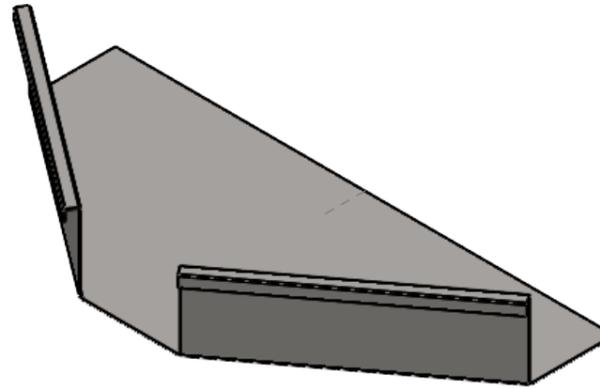
FECHA DE REVISION

HOJA IM-07

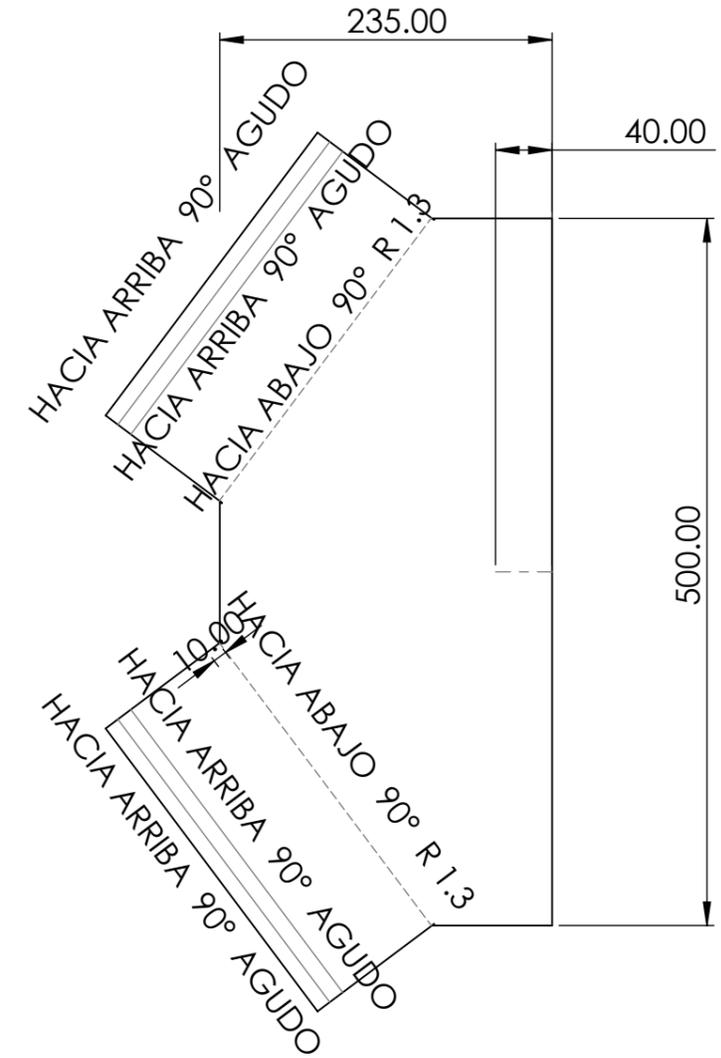
SUPERIOR



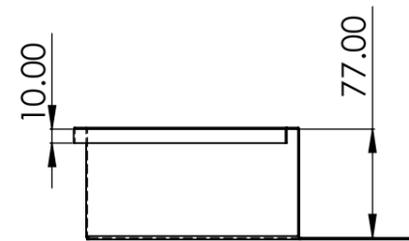
ISOMETRICO



CHAPA DESPLEGADA



FRONTAL



LATERAL

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



**BANDEJA DESCARGA
 CENTRAL**

ESCALA
1:5

DIBUJADO POR

BACH. WILBER TICA QUISPE
 BACH. BRAULIO MAMANI VALER

FECHA
 26/01/2024

FORMATO **A3**

REVISADO POR

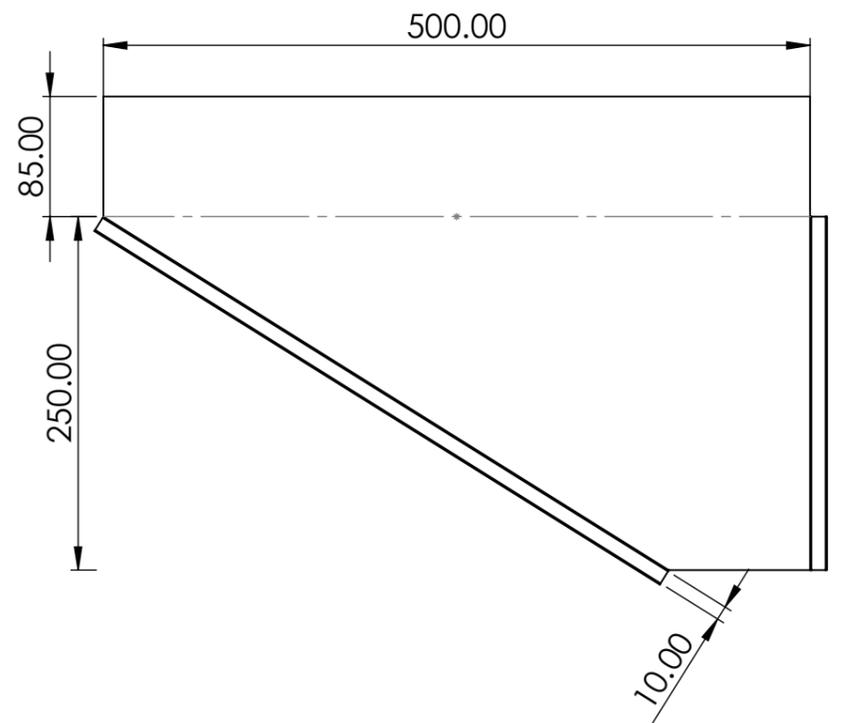
ING. ARTURO MACEDO SILVA

FECHA DE REVISION

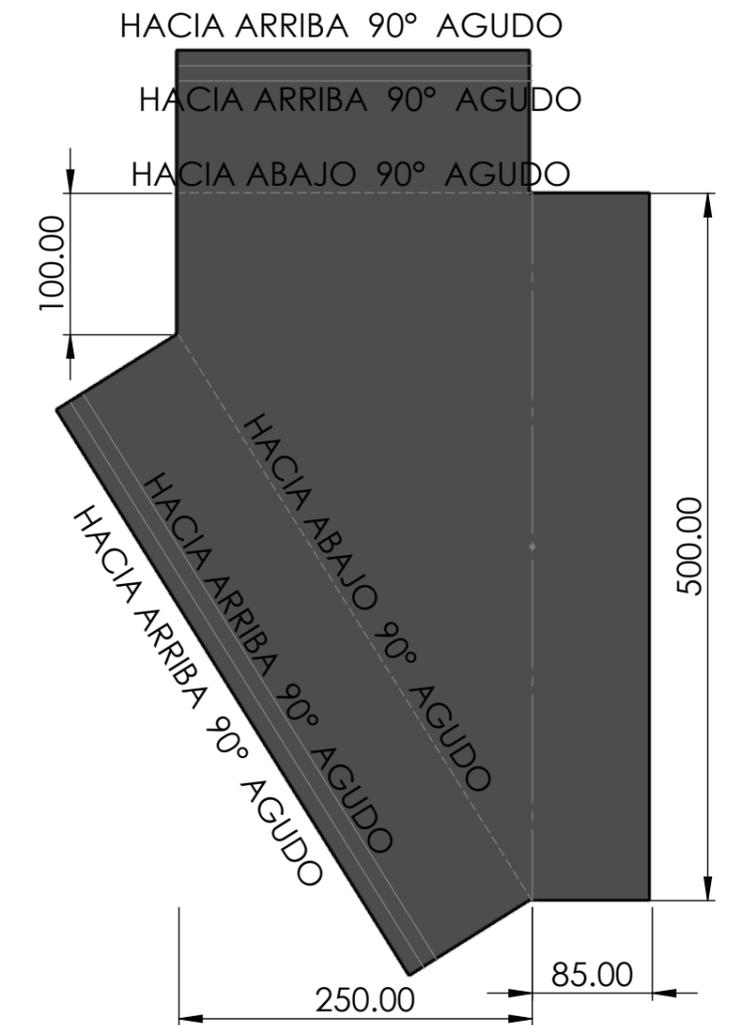
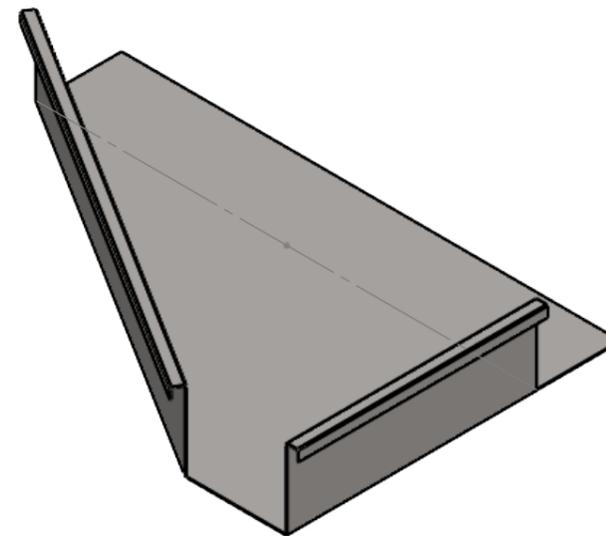
HOJA **IM-08**

CHAPA DESPLEGADA

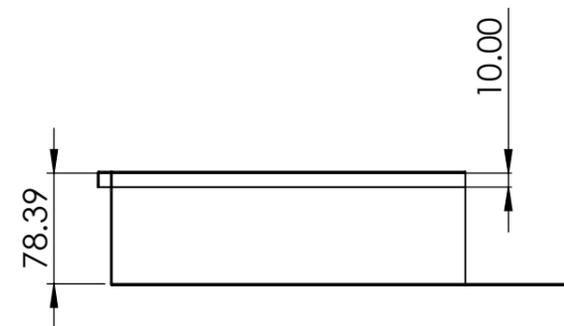
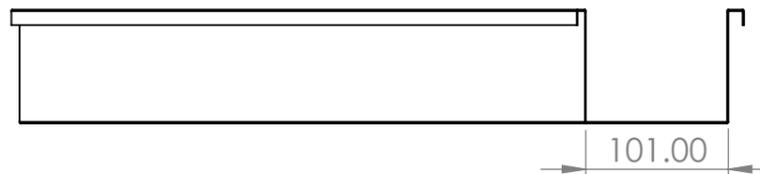
SUPERIOR



ISOMETRICO



FRONTAL



LATERAL

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



BANDEJA DE DESCARGA DERECHA

ESCALA

1:5

DIBUJADO POR

BACH. WILBER TICA QUISPE
BACH. BRAULIO MAMANI VALER

FECHA
26/01/2024

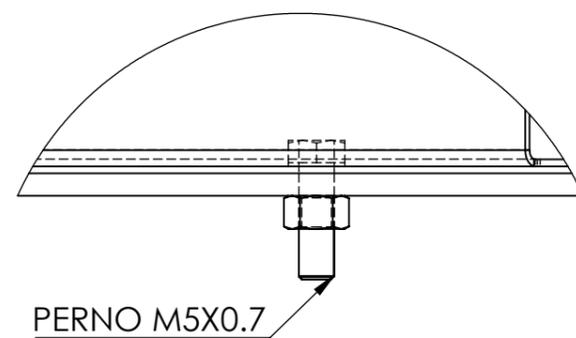
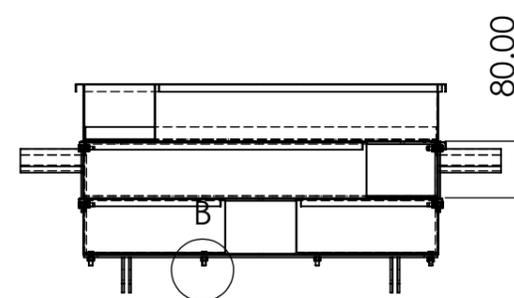
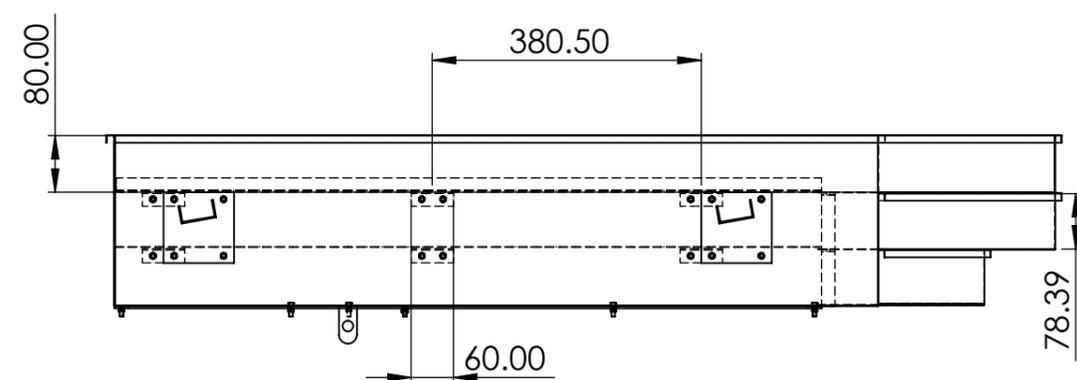
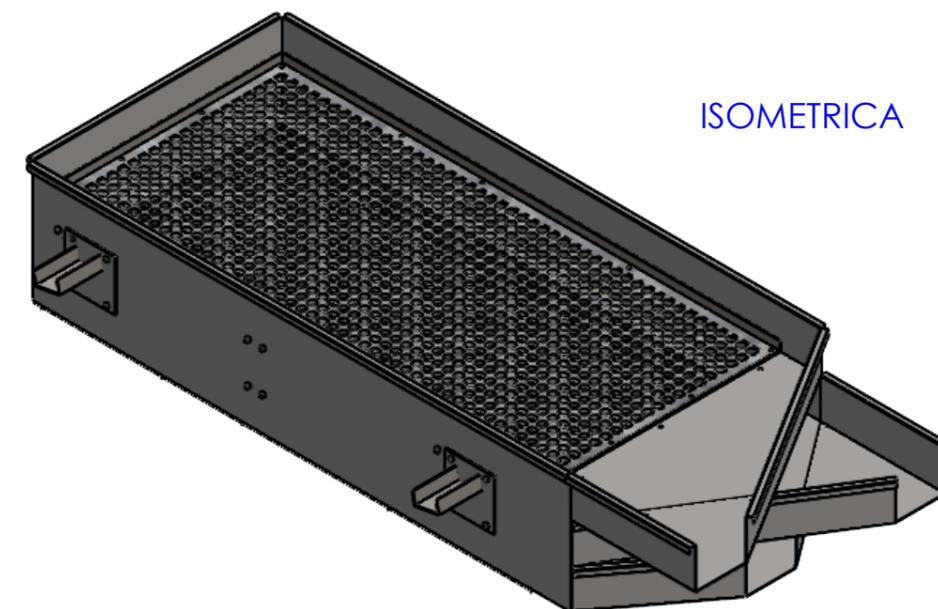
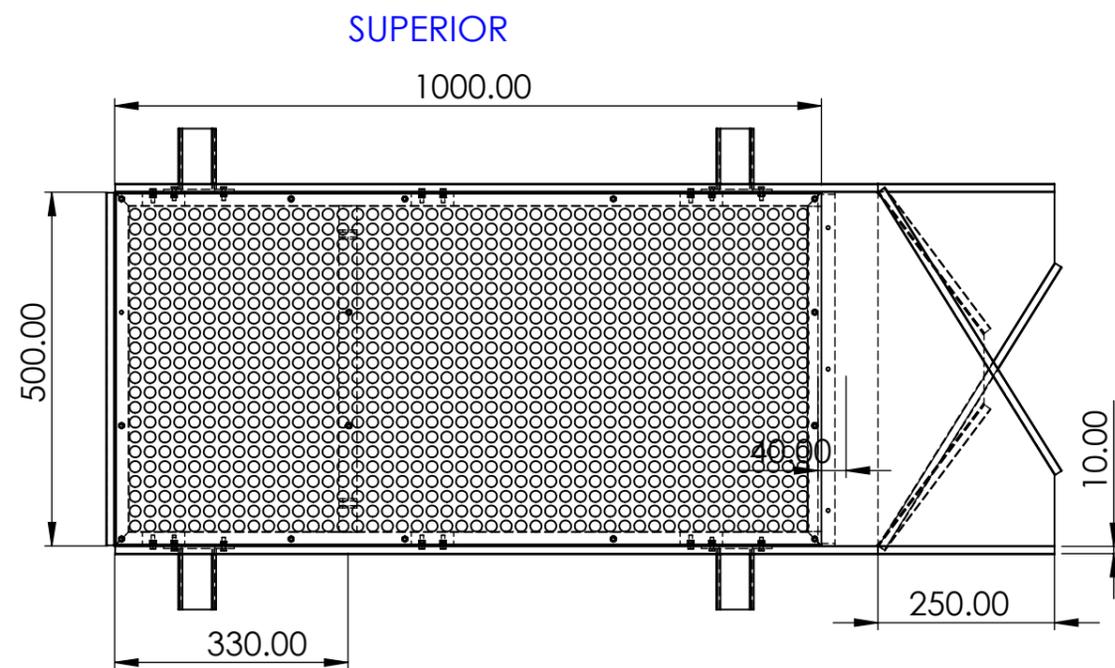
FORMATO **A3**

REVISADO POR

ING. ARTURO MACEDO SILVA

FECHA DE REVISION

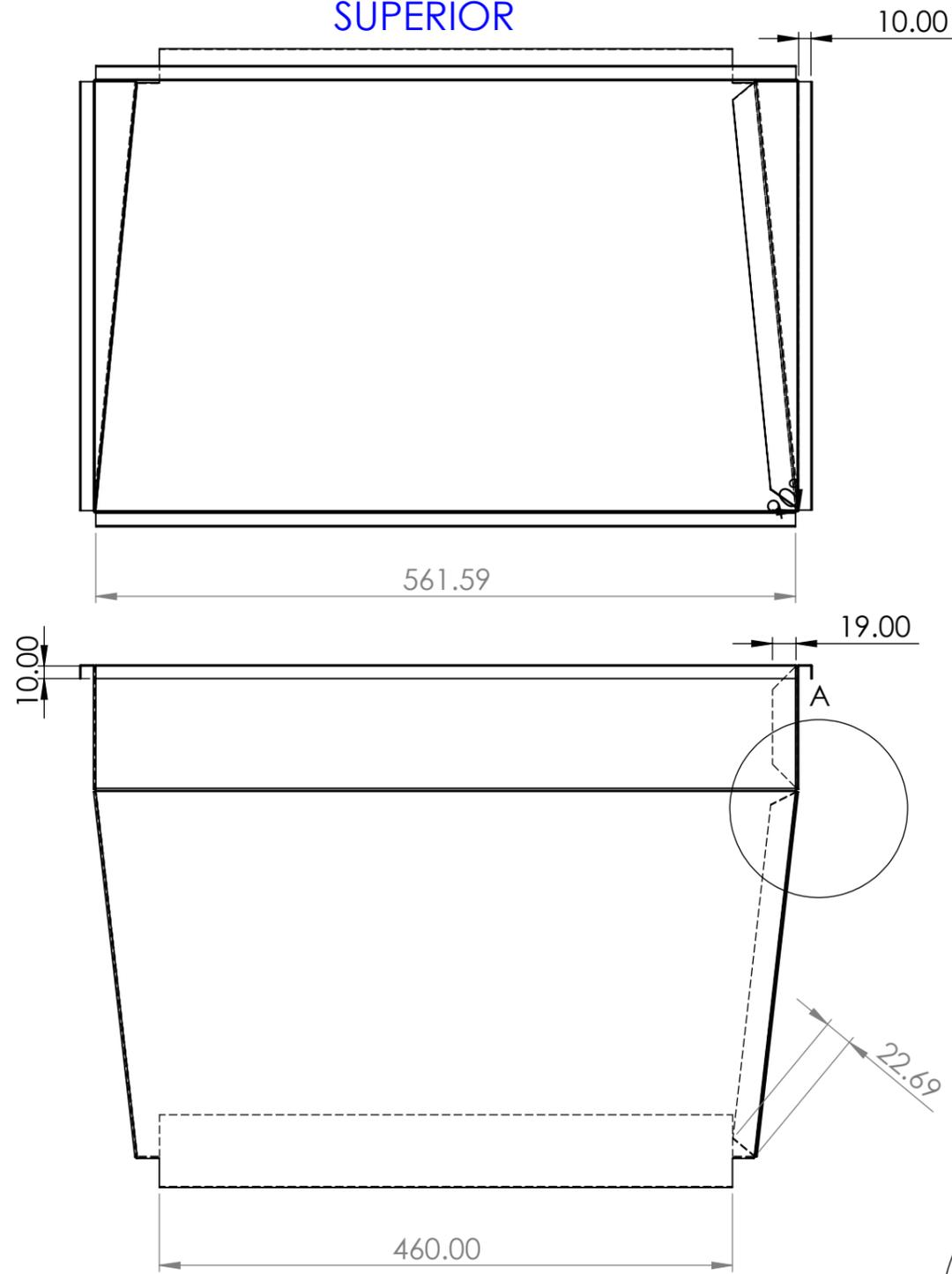
HOJA **IM-09**



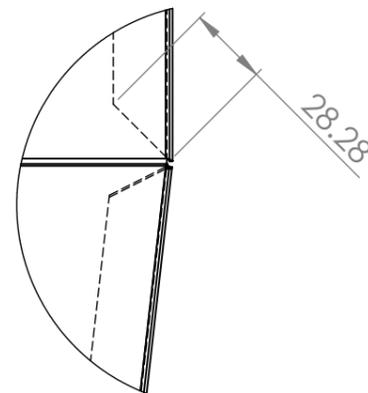
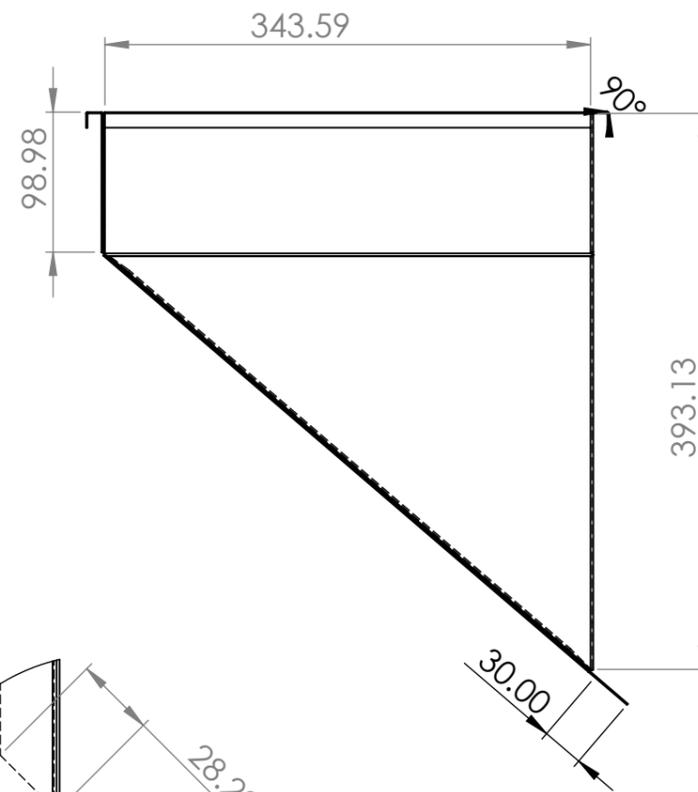
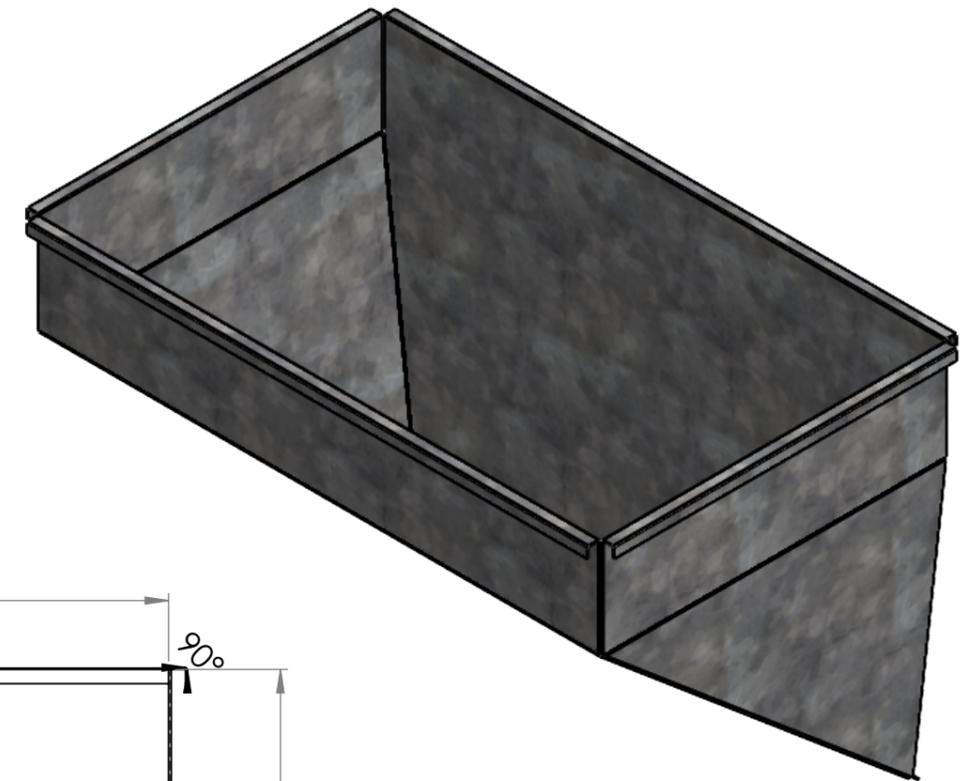
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION	10. ENSAMBLE DE CRIBA VIBRATORIA		ESCALA 1:10
DIBUJADO POR	BACH. WILBER TICA QUISPE BACH. BRAULIO MAMANI VALER	FECHA 26/01/2024	FORMATO A3
REVISADO POR	ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA DE REVISION	HOJA IM-10

SUPERIOR

ISOMETRICO



FRONTAL



DETALLE A
ESCALA 1 : 2.5

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



TOLVA DE ALIMENTACION

ESCALA

1:5

DIBUJADO POR

BACH. WILBER TICA QUISPE
BACH. BRAULIO MAMANI VALER

FECHA
26/01/2024

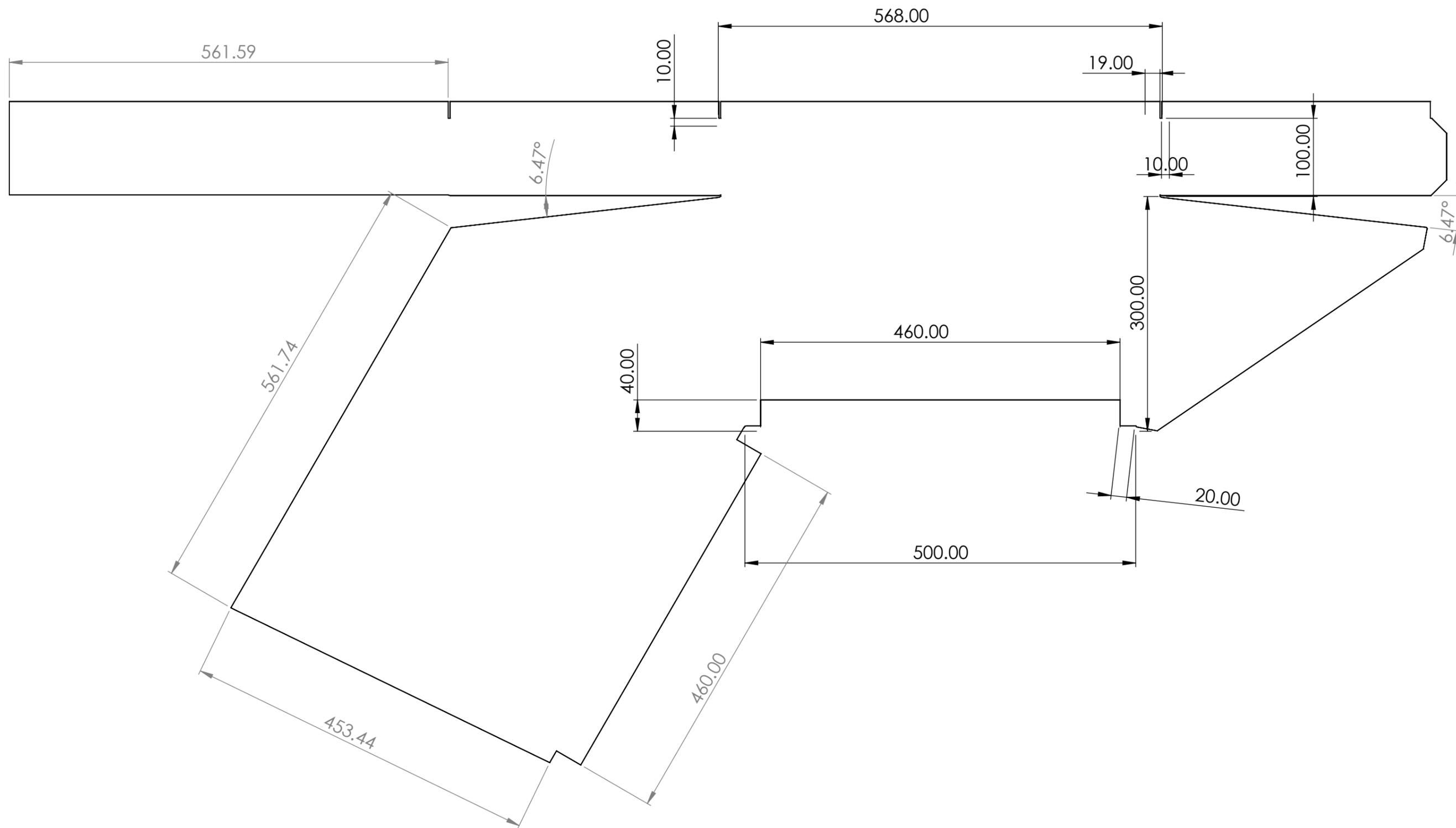
FORMATO
A3

REVISADO POR

ING. ARTURO MACEDO SILVA

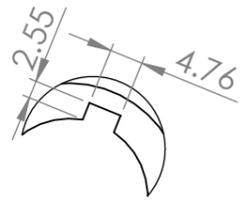
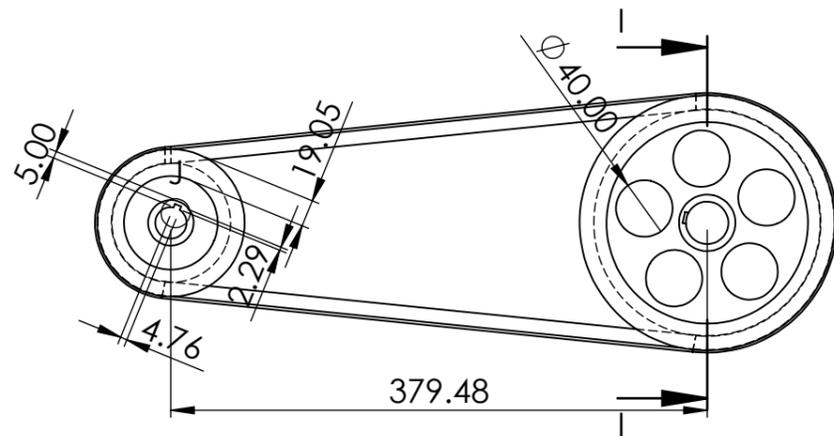
FECHA DE REVISION

HOJA IM-11

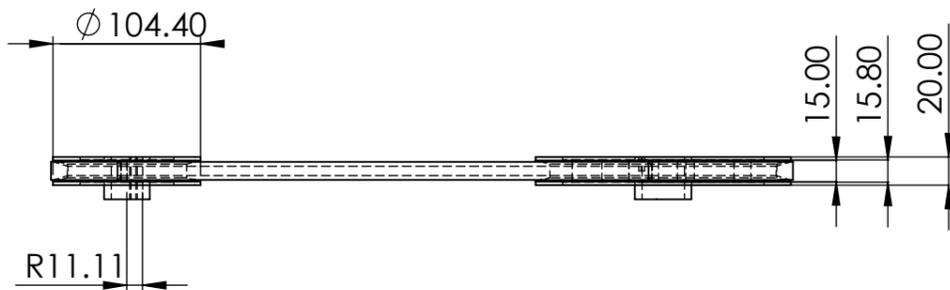


UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION 	CHAPA DESPLEGADA TOLVA DE ALIMENTACION	ESCALA 1:10	
DIBUJADO POR	BACH. WILBER TICA QUISPE BACH. BRAULIO MAMANI VALER	FECHA 26/01/2024	FORMATO A3
REVISADO POR	ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA DE REVISION	HOJA IM-12

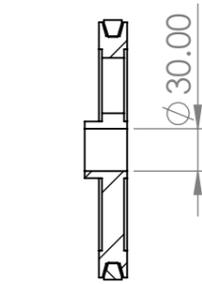
FRONTAL



DETALLE J
ESCALA 1 : 1

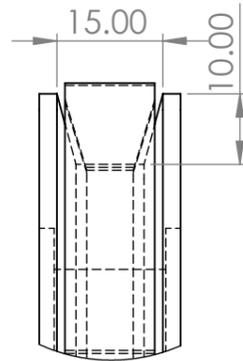
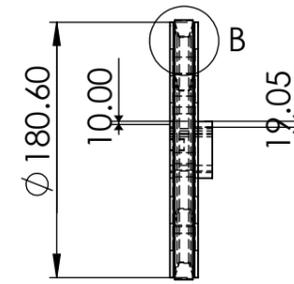


SUPERIOR



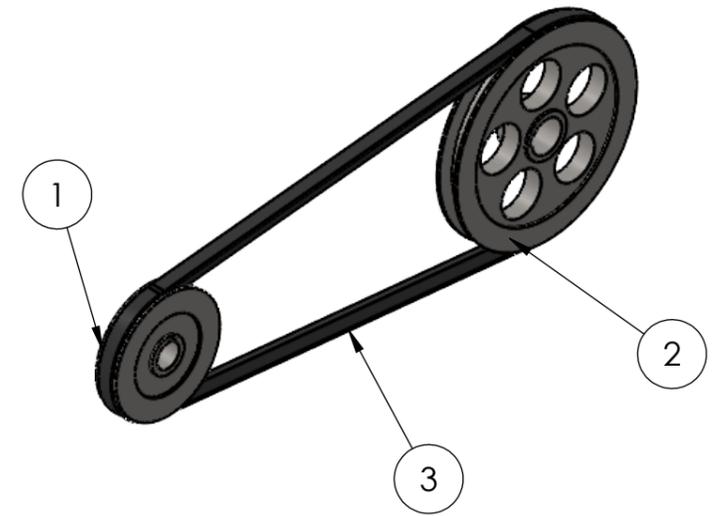
SECCIÓN I-I

LATERAL



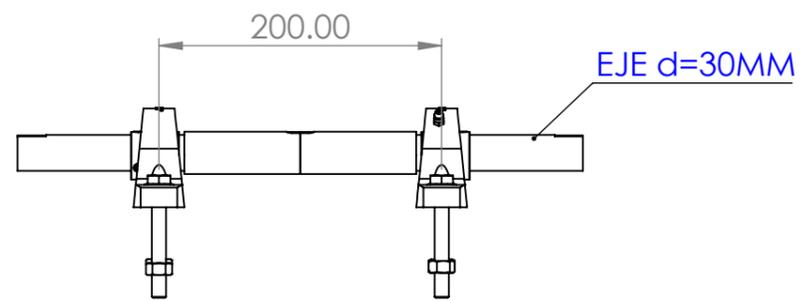
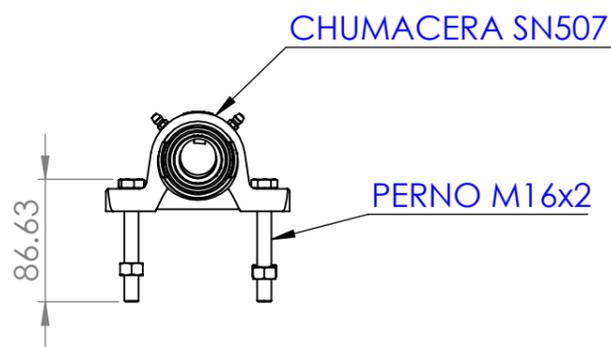
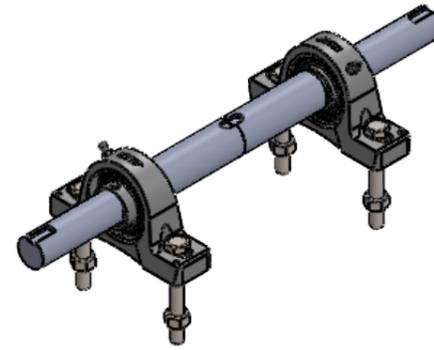
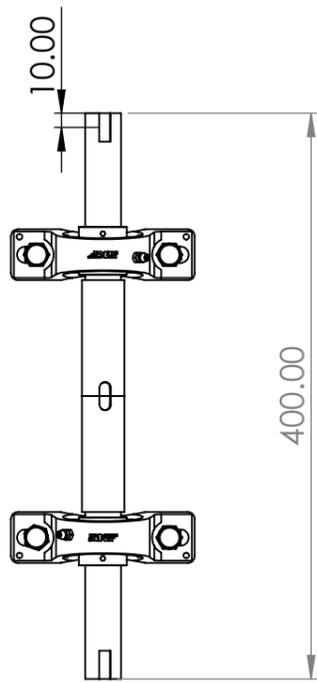
DETALLE B
ESCALA 1 : 1

ISOMETRICA

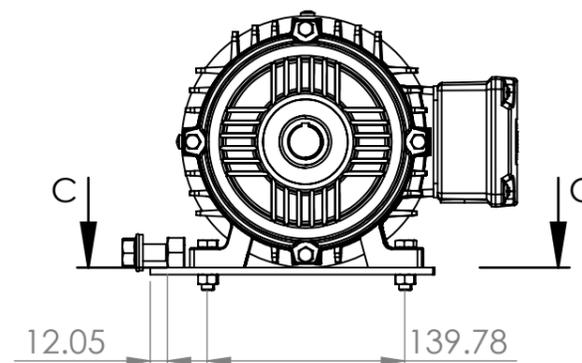
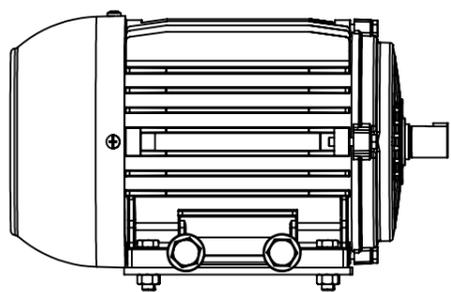
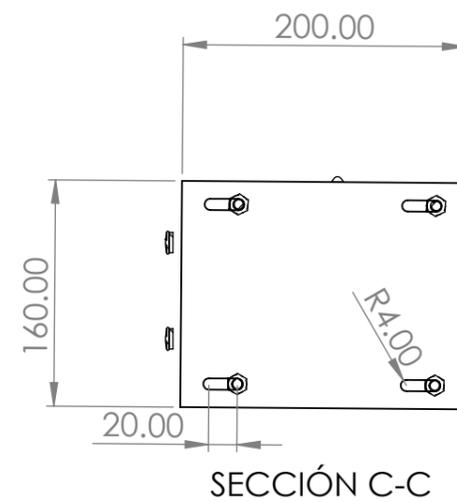
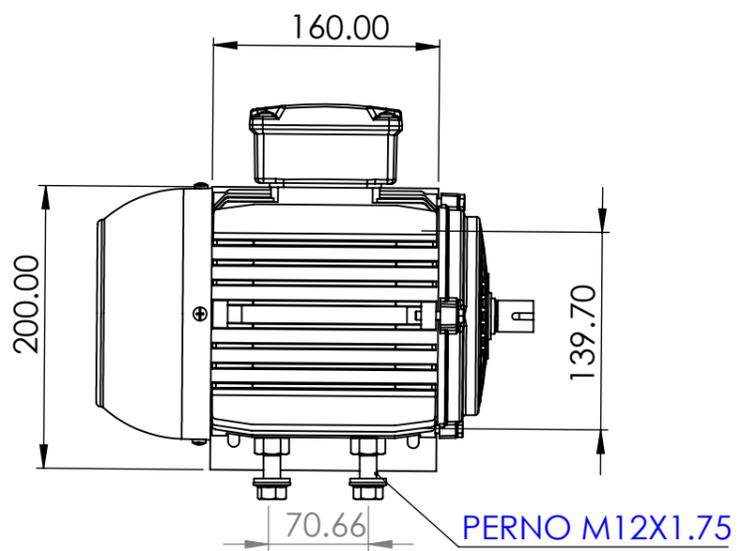


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	POLEA MENOR	ALUMINIO FUNDIDO	1
2	POLEA MAYOR	ALUMINIO FUNDIDO	1
3	FAJAS	CAUCHO	1

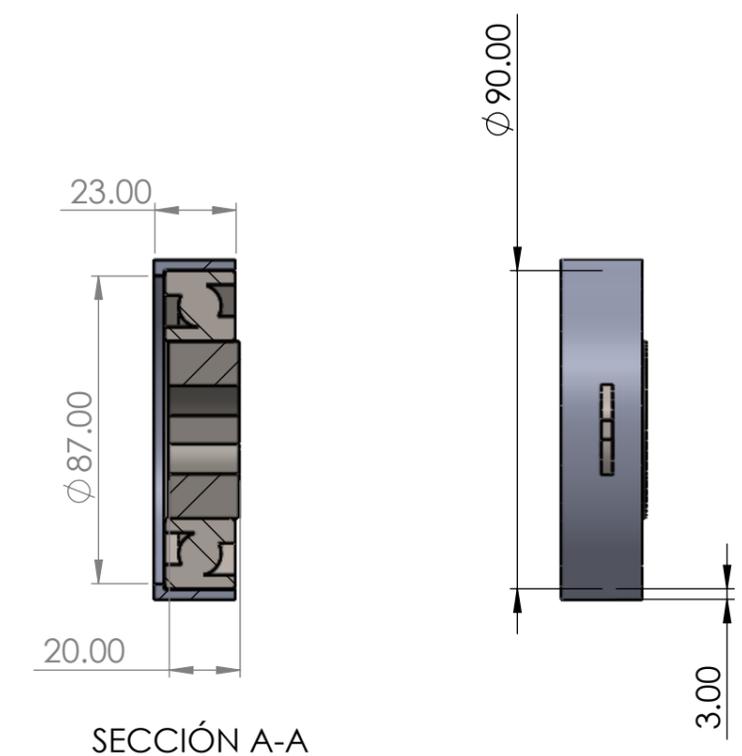
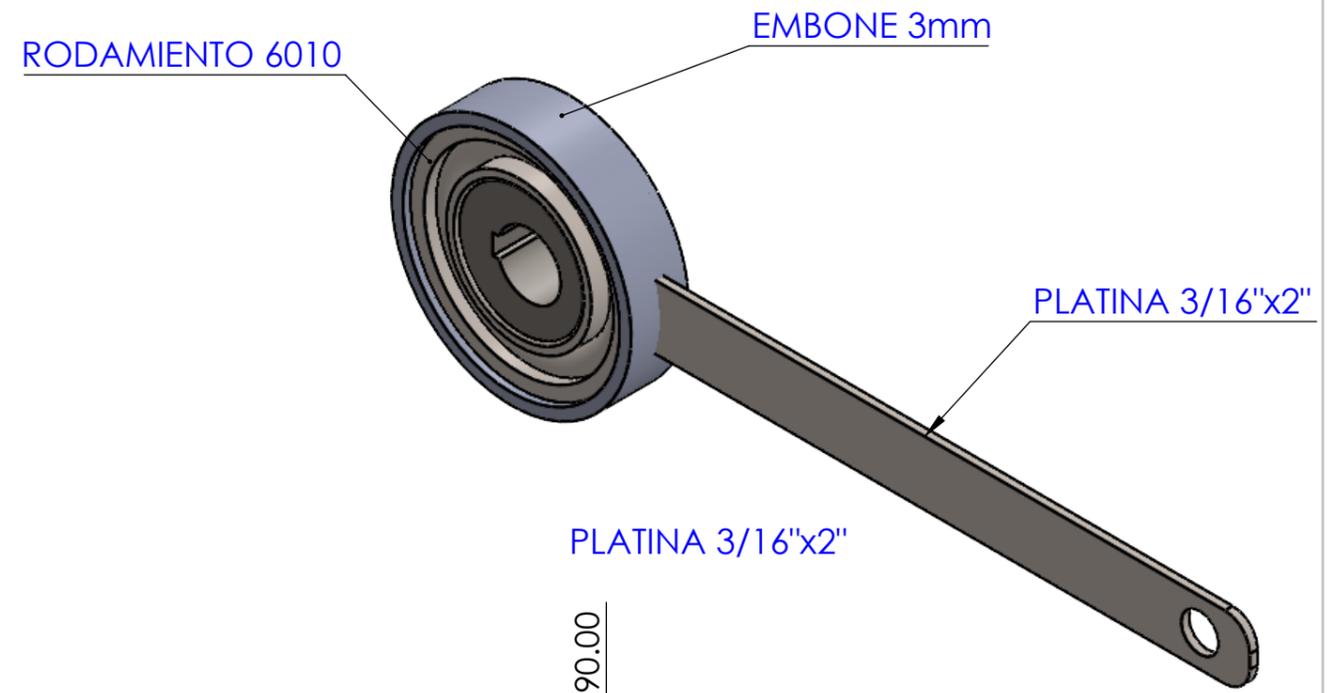
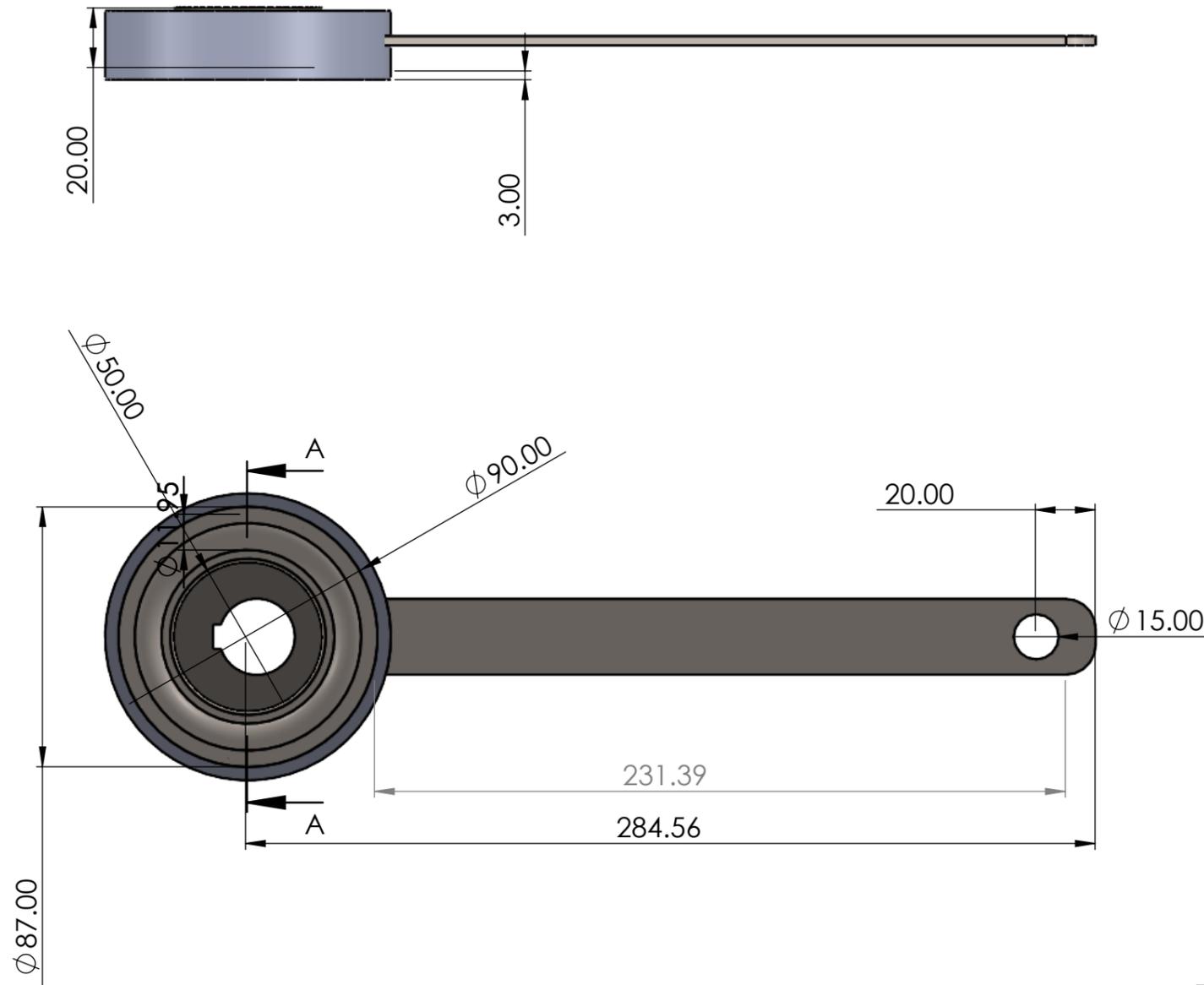
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION	ENSAMBLE POLEAS Y FAJAS		ESCALA 1:5
DIBUJADO POR	BACH. WILBER TICA QUISPE BACH. BRAULIO MAMANI VALER	FECHA 26/01/2024	FORMATO A3
REVISADO POR	ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA DE REVISION 03/03/2024	HOJA IM-13



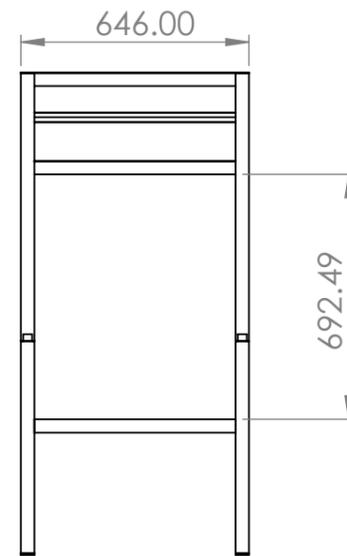
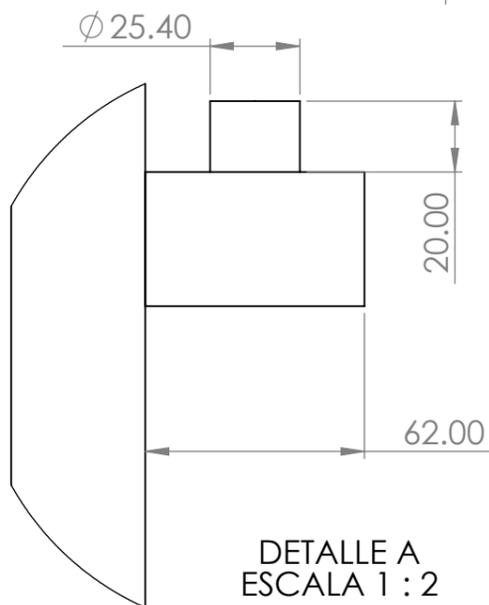
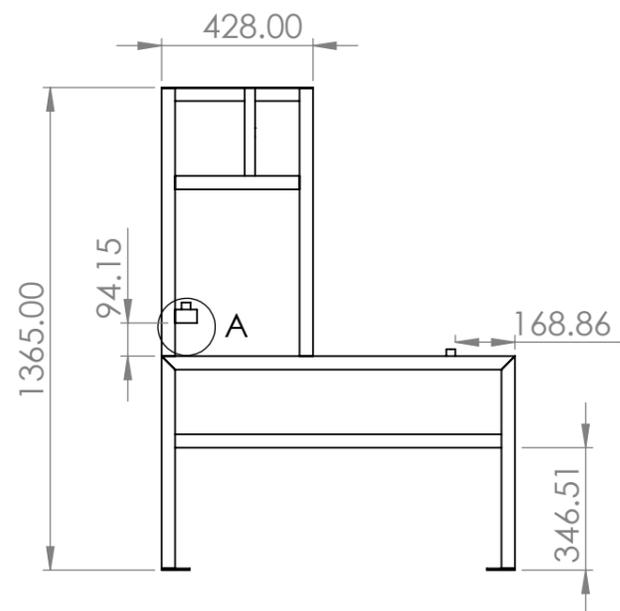
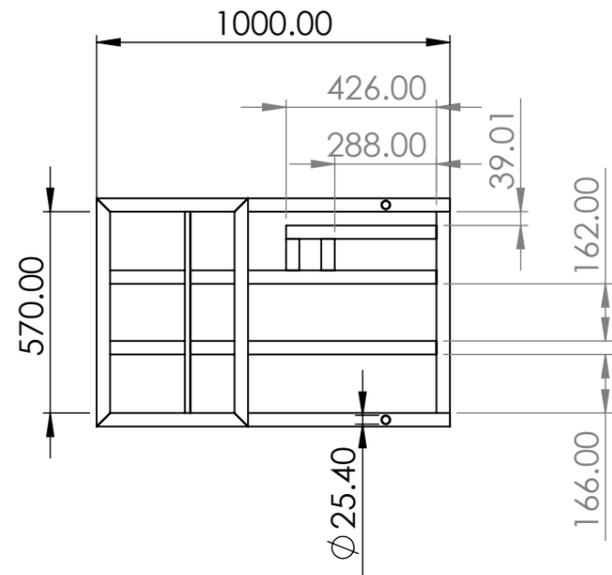
UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION 	EJE , CHUMACERAS Y PERNOS		ESCALA 1:5
DIBUJADO POR	BACH. WILBER TICA QUISPE BACH. BRAULIO MAMANI VALER	FECHA 26/01/2024	FORMATO A3
REVISADO POR	ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA DE REVISION	HOJA IM-14



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION	ENSAMBLE PLACA BASE +MOTOR ELECTRICO		ESCALA 1:5
DIBUJADO POR	BACH. WILBER TICA QUISPE BACH. BRAULIO MAMANI VALER	FECHA 26/01/2024	FORMATO A3
REVISADO POR	ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA DE REVISION	HOJA IM-15

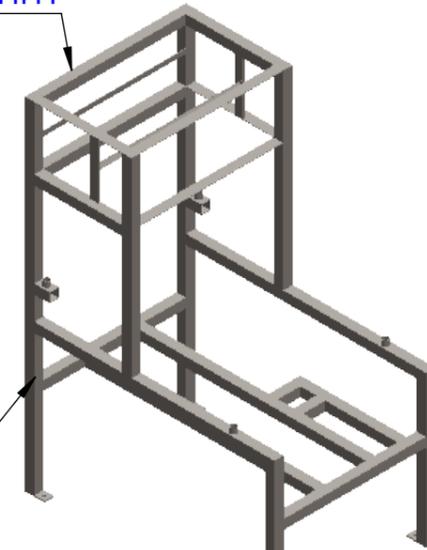


UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA			
METODO DE PROYECCION	ENSAMBLE MASA EXCENTRICA , RODAMIENTO , EMBONE Y PLATINA		ESCALA 1:2
DIBUJADO POR	BACH. WILBER TICA QUISPE BACH. BRAULIO MAMANI VALER	FECHA 26/01/2024	FORMATO A3
REVISADO POR	ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA DE REVISION	HOJA IM-16



PERFIL L 38x38x2mm

TC 40x40x2mm



PLANCHA ASTM e=3/16"

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

METODO DE PROYECCION



ESTRUCTURA ESTATICA

ESCALA
1:20

DIBUJADO POR

BACH. WILBER TICA QUISPE
BACH. BRAULIO MAMANI VALER

FECHA
26/01/2024

FORMATO
A3

REVISADO POR

ING. ARTURO MACEDO SILVA

FECHA DE REVISION

HOJA IM-17