



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA
DESVAINADORA Y DOSIFICADORA DE ARVEJA MEDIANTE
SISTEMAS DE RODILLOS PARA LOS PEQUEÑOS
PRODUCTORES DE CHIMBORAZO”**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTOR:

MARCO VINICIO LLUMAN MARCATOMA

Riobamba - Ecuador

2023



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA
DESVAINADORA Y DOSIFICADORA DE ARVEJA MEDIANTE
SISTEMAS DE RODILLOS PARA LOS PEQUEÑOS
PRODUCTORES DE CHIMBORAZO”**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO MECÁNICO

AUTOR: MARCO VINICIO LLUMÁN MARCATOMA

DIRECTOR: ING. JOHN GERMÁN VERA LUZURIAGA MSc

Riobamba - Ecuador

2023

© 2023, Marco Vinicio Lluman Marcatoma

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el derecho de Autor.

Yo, Marco Vinicio Lluman Marcatoma, declaro que el presente Trabajo de Integración Curricular es de mi autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Integración Curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 14 de junio de 2023

A handwritten signature in blue ink, consisting of several overlapping loops and a long horizontal stroke extending to the right.

Marco Vinicio Lluman Marcatoma

060418089-3

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto Técnico, **DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA DESVAINADORA Y DOSIFICADORA DE ARVEJA MEDIANTE SISTEMAS DE RODILLOS PARA LOS PEQUEÑOS PRODUCTORES DE CHIMBORAZO**, realizado por el señor: **MARCO VINICIO LLUMÁN MARCATOMA**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez Ph. D PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2023-06-14
Ing. John Germán Vera Luzuriaga MSc DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2023-06-14
Ing. Sócrates Miguel Aquino Arroba MSc ASESOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2023-06-14

DEDICATORIA

A mis padres, Marcos y Dolores quienes con su amor y apoyo incondicional han arraigado en mí los valores, principios e ideales que me han permitido afrontar y superar con éxito cada una de las vicisitudes que se presentaron en este camino, a mis hermanos Priscila, Jairo e Ismael quienes en multitud de ocasiones antepusieron mis necesidades a las suyas convirtiendo así su amor en apoyo realmente incondicional, de la misma manera a mi novia Nathaly quien supo alentarme y sacar la mejor versión de mí mismo incluso en los momentos de flaqueza. A toda mi familia, amistades y personas que a lo largo de este trayecto me han impulsado y motivado hasta lograr culminarlo.

Marco

AGRADECIMIENTO

A mis amados padres, Marcos y Dolores, su amor incondicional, apoyo constante y aliento inquebrantable han sido la base de mi fortaleza y perseverancia durante este arduo proceso. Su sacrificio y dedicación para brindarme una educación sólida han sido fundamentales para mi crecimiento académico y personal. Agradezco de corazón su constante motivación y por estar siempre a mi lado, brindándome su apoyo incondicional en cada paso del camino. A mis queridos hermanos, Priscila e Ismael, su cariño, comprensión y paciencia han sido un pilar fundamental en mi vida. Su aliento y respaldo me han dado fuerzas para superar los desafíos y alcanzar mis metas académicas. Aprecio profundamente el tiempo y los momentos compartidos juntos, así como su eterna confianza en mis capacidades. A mis estimados tutores de tesis, ingeniero John Vera e ingeniero Miguel Aquino, su guía, conocimiento y experiencia fueron cruciales para el desarrollo y éxito de mi investigación. Su dedicación y compromiso con mi formación académica han sido excepcionales. Agradezco su paciencia, asesoramiento y la confianza depositada en mí durante todo el proceso de elaboración de esta tesis.

Marco

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xiv
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	xix
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xxiii
RESUMEN.....	xxiv
SUMMARY.....	xxv
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA	2
1.1. Antecedentes	2
1.2. Justificación	3
1.2.1. <i>Justificación Técnica</i>	3
1.2.2. <i>Justificación Económica</i>	3
1.2.3. <i>Justificación Social</i>	3
1.2.4. <i>Justificación Ecológica</i>	3
1.3. Formulación del problema	4
1.4. Objetivos	4
1.4.1. <i>Objetivo General</i>	4
1.4.2. <i>Objetivos Específicos</i>	4
1.5. Alcance	4

CAPITULO II

2. Marco Teórico	6
2.1. Marco conceptual	6
2.2. Marco referencial	6
2.2.1. <i>Condiciones de operación</i>	7

2.2.1.1.	<i>Velocidad de rodillos</i>	7
2.2.1.2.	<i>Fuerza de sujeción</i>	8
2.2.1.3.	<i>Adherencia</i>	8
2.2.1.4.	<i>Disposición y transporte</i>	10
2.2.2.	<i>Propiedades físicas y organolépticas</i>	11
2.2.2.1.	<i>Impurezas</i>	11
2.2.2.2.	<i>Aspecto</i>	12
2.2.2.3.	<i>Dosificador</i>	13
2.2.2.4.	<i>Componentes</i>	14
2.2.3.	<i>Modelo</i>	16

CAPITULO III

3.	MARCO METODOLÓGICO	17
3.1.	Definición del producto	17
3.2.	Metodología de diseño	18
3.3.	Análisis Q.F.D	18
3.3.1.	<i>Solicitudes de los usuarios</i>	19
3.3.1.1.	<i>Voz del usuario</i>	19
3.3.2.	<i>Solicitudes técnicas</i>	20
3.3.2.1.	<i>Voz ingenieril</i>	20
3.3.3.	<i>Correlaciones</i>	21
3.3.4.	<i>Análisis de competitividad</i>	21
3.3.5.	<i>Evaluación Técnica</i>	22
3.3.6.	<i>Relaciones entre parámetros técnicos</i>	22
3.3.7.	<i>Análisis de la competencia</i>	23
3.3.7.1.	<i>Competencia 1</i>	23
3.3.7.2.	<i>Competencia 2</i>	23
3.3.8.	<i>Despliegue de la función de calidad (QFD)</i>	24
3.4.	Análisis funcional	25

3.4.1.	<i>Nivel 0</i>	25
3.4.2.	<i>Nivel 1</i>	25
3.4.3.	<i>Descripción de módulos</i>	26
3.4.3.1.	<i>Módulo 1</i>	26
3.4.3.2.	<i>Módulo 2</i>	26
3.4.3.3.	<i>Módulo 3</i>	26
3.5.	Matriz morfológica	27
3.5.1.	<i>Alternativa 1</i>	28
3.5.1.1.	<i>Ventajas</i>	28
3.5.1.2.	<i>Desventajas</i>	28
3.5.2.	<i>Alternativa 2</i>	28
3.5.2.1.	<i>Ventajas</i>	29
3.5.2.2.	<i>Desventajas</i>	29
3.5.3.	<i>Alternativa 3</i>	29
3.5.3.1.	<i>Ventajas</i>	29
3.5.3.2.	<i>Desventajas</i>	29
3.6.	Evaluación del peso específico de cada criterio	30
3.7.	Diseño mecánico	33
3.7.1.	<i>Parámetros iniciales</i>	33
3.7.1.1.	<i>Propiedades de la arveja</i>	33
3.7.1.2.	<i>Geometría del vibrador</i>	33
3.7.1.3.	<i>Rodillos</i>	37
3.7.2.	<i>Diseño de sistema regulador de presión</i>	40
3.7.2.1.	<i>Geometría del tornillo</i>	42
3.7.2.2.	<i>Cálculo de torque de subida y bajada</i>	42
3.7.2.3.	<i>Verificación de autobloqueo</i>	44
3.7.2.4.	<i>Cálculo de esfuerzos</i>	44
3.7.2.5.	<i>Aplicación del criterio de Soderberg</i>	47
3.7.3.	<i>Cálculo de la palanca</i>	49

3.7.4. Diseño de la tuerca	51
3.7.5. Selección de motor	52
3.7.6. Diseño del sistema de transmisión de potencia	53
3.7.6.1. Parámetros iniciales:	53
3.7.6.2. Diseño de la etapa 1	55
3.7.6.3. Cálculo de tensiones de la etapa 1	60
3.7.6.4. Diseño de la etapa 2	62
3.7.6.5. Cálculo de tensiones de la etapa 1	68
3.7.7. Selección de poleas	70
3.7.8. Diseño del árbol excéntrico	71
3.7.8.1. Análisis de fuerzas en cada punto de análisis	71
3.7.8.2. Identificación del punto crítico	76
3.7.8.3. Cálculo de diámetro	78
3.7.8.4. Diseño por rigidez del árbol excéntrico	86
3.7.9. Análisis de resonancia del árbol excéntrico	87
3.7.10. Diseño del árbol de rodillo	89
3.7.10.1. Análisis de fuerzas en cada punto de análisis	89
3.7.10.2. Identificación del punto crítico	91
3.7.10.3. Cálculo de diámetro	93
3.7.10.4. Diseño por rigidez del árbol excéntrico	97
3.7.11. Análisis de resonancia del árbol de rodillo	99
3.7.12. Selección de rodamientos	100
3.7.12.1. Selección de rodamientos árbol excéntrico	100
3.7.12.2. Selección de rodamientos del rodillo	106
3.7.13. Selección de chavetas	112
3.7.13.1. Chavetas árbol excéntrico	112
3.7.13.2. Chavetas del árbol del rodillo	114
3.7.14. Selección del moto-vibrador	115
3.7.14.1. Selección del método de vibración	115

3.7.14.2. <i>Cálculo del momento estático mínimo requerido</i>	117
3.7.14.3. <i>Verificación de la selección</i>	120
3.7.15. <i>Diseño del sistema tamizador</i>	121
3.7.16. <i>Selección de sistema anti vibratorio de alimentación</i>	123
3.7.16.1. <i>Cálculo de carga soportada por anti vibrador</i>	123
3.7.16.2. <i>Selección del tipo de anti vibrador</i>	125
3.7.16.3. <i>Selección del anti vibrador</i>	126
3.7.17. <i>Geometría de la estructura</i>	127
3.7.18. <i>Selección de rodamiento de extremo de varilla</i>	128
3.7.19. <i>Selección forma de unión</i>	129
3.7.19.1. <i>Unión permanente</i>	129
3.7.19.2. <i>Unión no permanente</i>	131
3.7.20. <i>Dimensionamiento de resguardos de seguridad de elementos móviles</i>	132
3.7.21. <i>Diseño del sistema dosificador</i>	135
3.7.21.1. <i>Configuración del sistema de seteo</i>	136
3.7.21.2. <i>Configuración del arreglo de servos</i>	137
3.7.21.3. <i>Configuración de la balanza</i>	141
3.7.21.4. <i>Configuración del LCD</i>	143

CAPITULO IV

4. RESULTADOS	144
4.1. Análisis de la estructura	144
4.1.1. <i>Condición inicial</i>	144
4.1.2. <i>Razón de esfuerzo</i>	145
4.1.3. <i>Deflexiones</i>	146
4.2. Construcción del prototipo	147
4.2.1. <i>Equipos y componentes</i>	147
4.2.2. <i>Tiempo de construcción</i>	149
4.2.3. <i>Procedimiento de ensamblaje</i>	151

4.3.	Margen de error de sistema dosificador	153
4.3.1.	Calibración	153
4.3.2.	Pruebas de funcionamiento	155
4.4.	Pruebas de funcionamiento del prototipo	156
4.5.	Análisis ergonómico	160
4.5.1.	Determinación del ciclo de trabajo	160
4.5.2.	Toma de ángulos requerido.	161
4.5.3.	Puntuación del grupo A	162
4.5.3.1.	Puntuación del tronco	162
4.5.3.2.	Puntuación del cuello	162
4.5.3.3.	Puntuación de las piernas	163
4.5.4.	Puntuación del grupo B	163
4.5.4.1.	Puntuación del brazo	163
4.5.4.2.	Puntuación del antebrazo	163
4.5.4.3.	Puntuación de la muñeca	164
4.5.4.4.	Puntuaciones globales	164
4.5.5.	Puntuaciones parciales	164
4.5.6.	Puntuación global	165
4.6.	Costos y Mantenimiento	166
4.6.1.	Análisis de costos del prototipo	166
4.6.1.1.	Costos directos	166
4.6.1.2.	Costos indirectos	168
4.6.1.3.	Costo total	169
4.6.2.	Manual de mantenimiento	169
4.7.	Manual de funcionamiento	171
4.7.1.	Instrucciones de seguridad	172
4.7.2.	Precauciones de instalación y uso	172
4.7.3.	Procedimiento	175
4.7.3.1.	Puesta en marcha	175

4.7.3.2. Encerado de la balanza	176
4.7.3.3. Operación normal.....	177
4.7.4. Problemas y soluciones	178
CONCLUSIONES.....	179
RECOMENDACIONES.....	180

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2: Propiedades físicas de recubrimientos de caucho.....	10
Tabla 2-2: Tamaño de semillas de arveja	12
Tabla 3-2: Propiedades de HX711	14
Tabla 4-2: Propiedades de las herramientas de prototipado.....	16
Tabla 1-3: Voz del usuario.....	20
Tabla 2-3: Voz del ingeniero.....	20
Tabla 3-3: Factor de incidencia.....	21
Tabla 4-3: Análisis de competitividad.....	21
Tabla 5-3: Evaluación técnica.	22
Tabla 6-3: Correlaciones internas en la voz del ingeniero.	23
Tabla 7-3: Matriz morfológica.	27
Tabla 8-3: Rutas de las alternativas.....	28
Tabla 9-3: Evaluación del peso específico de cada criterio.	30
Tabla 10-3: Evaluación del peso específico del costo.	30
Tabla 11-3: Evaluación del peso específico de la capacidad.	31
Tabla 12-3: Evaluación del peso específico de la facilidad de operación.	31
Tabla 13-3: Evaluación del peso específico del tamizado.	31
Tabla 14-3: Evaluación del peso específico de la ubicación de la arveja.	31
Tabla 15-3: Tabla de conclusiones de las alternativas.....	31
Tabla 16-3: Resumen de propiedades de la arveja.	33
Tabla 17-3: Propiedades físicas y químicas del caucho NBR.....	37
Tabla 18-3: Estados de operación.	42
Tabla 19-3: Geometría asumida del tornillo.....	42
Tabla 20-3: Coeficiente de fricción entre tornillo-tuerca.....	42
Tabla 21-3: Coeficiente de fricción del collarin.	43
Tabla 22-3: Cálculo de parámetros geométricos del tornillo de potencia.	43
Tabla 23-3: Resumen de esfuerzos en el tornillo de potencia.....	47

Tabla 24-3: Selección del material del tornillo.....	48
Tabla 25-3: Factor Kf para tornillos.....	49
Tabla 26-3: Valores del IMC y su relación con la fuerza media de las manos.	50
Tabla 27-3: Parámetros de selección de motor.....	52
Tabla 28-3: Revoluciones del sistema.....	54
Tabla 29-3: Factor de servicio correas trapezoidales SKF.....	56
Tabla 30-3: Sugerencia de diámetros de polea conductora.....	57
Tabla 31-3: Sugerencia de diámetros de polea conducida.....	57
Tabla 32-3: Correas SKF sección Z en función de Ld.....	58
Tabla 33-3: Parámetros para la potencia básica de la correa.....	59
Tabla 34-3: Parámetro C1.....	59
Tabla 35-3: Parámetro C3.....	60
Tabla 36-3: Factor de servicio correas trapezoidales SKF.....	63
Tabla 37-3: Sugerencia de diámetros de polea conductora.....	64
Tabla 38-3: Sugerencia de diámetros de polea conducida.....	65
Tabla 39-3: Correas SKF sección Z en función de Ld.....	66
Tabla 40-3: Parámetros para la potencia básica de la correa.....	67
Tabla 41-3: Poleas existentes.....	70
Tabla 42-3: Poleas garganta Z.....	70
Tabla 43-3: Poleas seleccionadas.....	71
Tabla 44-3: Solicitaciones en el punto crítico del árbol excéntrico.....	79
Tabla 45-3: Factores a y b para Ka.....	81
Tabla 46-3: Factor de confiabilidad.....	82
Tabla 47-3: Factor de temperatura.....	82
Tabla 48-3: Coeficientes de Marin recalculados.....	82
Tabla 49-3: Deflexión máxima en el árbol excéntrico.....	86
Tabla 50-3: Solicitaciones en el punto crítico del árbol excéntrico.....	94
Tabla 51-3: Coeficientes de Marin recalculados.....	96
Tabla 52-3: Deflexión máxima en el árbol excéntrico.....	98

Tabla 53-3: Confiabilidad de rodamientos.	101
Tabla 54-3: Selección de rodamiento C árbol excéntrico.	102
Tabla 55-3: Geometría de rodamiento en el punto C del eje 1.	103
Tabla 56-3: Selección de rodamiento E árbol excéntrico.	105
Tabla 57-3: Geometría de rodamiento en el punto E del eje 1.....	106
Tabla 58-3: Chumacera seleccionada-rodillo motriz.	106
Tabla 59-3: Selección de rodamiento D del rodillo.	108
Tabla 60-3: Selección de rodamiento X de rodillos.	110
Tabla 61-3: Geometría de rodamiento en el punto X del rodillo.	111
Tabla 62-3: Chumacera seleccionada-rodillo motriz.	112
Tabla 63-3: Rodamientos requeridos.....	112
Tabla 64-3: Geometría de chaveta de la polea A.....	113
Tabla 65-3: Geometría de chaveta de la polea B.....	114
Tabla 66-3: Geometría de la chaveta de la polea C.	115
Tabla 67-3: Simbología del catálogo.....	115
Tabla 68-3: Angulo de incidencia según su aplicación.....	117
Tabla 69-3: Clasificación de Zonas EN 60079.....	118
Tabla 70-3: Zonas de uso para preselección.....	119
Tabla 71-3: Resumen de parámetros para la selección.	119
Tabla 72-3: Selección de motor Mt.	119
Tabla 73-3: Geometría del moto-vibrador seleccionado.	120
Tabla 74-3: Sugerencias de selección del tipo de antivibrador.....	125
Tabla 75-3: Distribución de pesos en el antivibrador.	125
Tabla 76-3: Propiedades del tipo de antivibrador seleccionado.....	126
Tabla 77-3: Resumen de valores obtenidos de las curvas características.	127
Tabla 78-3: Selección de perfil estructural.	128
Tabla 79-3: Modelos de rótulas.....	128
Tabla 80-3: Parámetros de selección de método de soldadura.	129
Tabla 81-3: Selección del método.	130

Tabla 82-3: Metales de aportación para soldar aceros inoxidable austeníticos.	131
Tabla 83-3: Recomendaciones de soldadura acero estructural.	131
Tabla 84-3: Elementos del sistema de control.	135
Tabla 85-3: Conversión análogo-digital.	137
Tabla 86-3: Propiedades del potenciómetro.	137
Tabla 87-3: Conexiones de la celda de carga y modulo HX711.	142
Tabla 88-3: Conexión Arduino -I2C.	143
Tabla 1-4: Cargas en la estructura.	144
Tabla 2-4: Equipos.	147
Tabla 3-4: Elementos de la máquina.	148
Tabla 4-4: Tiempos de construcción de los sistemas.	149
Tabla 5-4: Simbología de diagrama de ensamblaje.	151
Tabla 6-4: Tiempo de ensamble estimado.	152
Tabla 7-4: Exactitud de calibración.	153
Tabla 8-4: Precisión de calibración.	154
Tabla 9-4: Exactitud de dosificación.	155
Tabla 10-4: Precisión de dosificación.	156
Tabla 11-4: Valores obtenidos mediante experimentación.	157
Tabla 12-4: Cantidad de granos desvainados y dañados.	157
Tabla 13-4: Porcentaje de desechos de vaina.	159
Tabla 14-4: Cantidad de granos que representa el peso de los desechos.	159
Tabla 15-4: Ángulos de extremidades-.	162
Tabla 16-4: Puntuación del tronco.	162
Tabla 17-4: Puntuación del cuello.	162
Tabla 18-4: Puntuación de las piernas.	163
Tabla 19-4: Puntuación del brazo.	163
Tabla 20-4: Puntuación del antebrazo.	163
Tabla 21-4: Puntuación de la muñeca.	164
Tabla 22-4: Puntuaciones global grupo A.	164

Tabla 23-4: Puntuación global grupo B.....	164
Tabla 24-4: Incremento de puntuación del grupo A por fuerza de agarre.....	165
Tabla 25-4: Incremento del grupo B por tipo de agarre.....	165
Tabla 26-4: Puntuación global.	165
Tabla 27-4: Evaluación de riesgo.....	166
Tabla 28-4: Costos directos.....	166
Tabla 29-4: Costo de mano de obra.....	167
Tabla 30-4: Costo de equipos y herramientas.....	168
Tabla 31-4: Costo directo total.	168
Tabla 32-4: Costos indirectos.....	168
Tabla 33-4: Costo total del prototipo.....	169
Tabla 34-4: Costo total considerando el IVA.....	169
Tabla 35-4: Plan de mantenimiento.....	170
Tabla 36-4: Simbología del manual de uso.	172
Tabla 37-4: Notas de precaución de instalación.	172
Tabla 38-4: Nota de cimentación.	173
Tabla 39-4: Nomenclatura de elementos.	173
Tabla 40-4: Denominación de elementos del panel.....	174
Tabla 41-4: Nota de precaución de puesta en marcha.	175
Tabla 42-4: Nota de puesta en marcha.	176
Tabla 43-4: Nota de encerado de la balanza.	176
Tabla 44-4: Nota de operación normal del sistema.	177
Tabla 45-4: Problemas y soluciones del sistema.	178

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1-2: Llave dinamométrica.....	8
Ilustración 2-2: Rodillos moleteados	9
Ilustración 3-2: Rodillo de nylon.....	9
Ilustración 4-2: Mecanismo de rodillos lisos	10
Ilustración 5-2: Criba para minería.	11
Ilustración 6-2: Malla de acero inoxidable.	12
Ilustración 7-2: Vaina óptima para la cosecha y procesado.	12
Ilustración 8-2: Sistemas de control	13
Ilustración 9-2: Lazo cerrado.....	14
Ilustración 10-2: Lazo Abierto	14
Ilustración 11-2: Aplicación típica del HX711.	15
Ilustración 12-2: Célula de carga basado en galgas extensiométricas.	15
Ilustración 13-2: Interfaz ANSYS.	16
Ilustración 1-3: Procedimiento de análisis para el diseño	18
Ilustración 2-3: Encuesta al usuario.....	19
Ilustración 3-3: Casa de la calidad.....	24
Ilustración 4-3: Nivel 0 del análisis funcional	25
Ilustración 5-3: Nivel 1 de análisis funcional	25
Ilustración 6-3: Módulos del análisis funcional.	26
Ilustración 7-3: Diagrama de barras de la ponderación acumulada.....	32
Ilustración 8-3: Modelo 3D de la alternativa ganadora.....	32
Ilustración 9-3: Perspectiva de los ángulos de 90, 120 y 60 grados.	34
Ilustración 10-3: Disposición geométrica la arveja.....	34
Ilustración 11-3: Vista del perfil de la bandeja.	35
Ilustración 12-3: Geometría final de la bandeja.	35
Ilustración 13-3: Vista isométrica de la bandeja.	36
Ilustración 14-3: Geometría de la bandeja base.	36

Ilustración 15-3: Configuración de ambas bandejas.	36
Ilustración 16-3: Configuración del sistema regulador.	41
Ilustración 17-3: Sistema de regulación completo	41
Ilustración 18-3: Análisis de esfuerzos axiales.	45
Ilustración 19-3: Análisis de esfuerzos torsionales.	46
Ilustración 20-3: Longitud de la palanca.	50
Ilustración 21-3: Búsqueda de alternativas de motor monofásico.	53
Ilustración 22-3: Alternativa seleccionada.	53
Ilustración 23-3: CC de la etapa 1.	54
Ilustración 24-3: CC de la etapa 2.	55
Ilustración 25-3: Recomendación del tipo de sección de correa SKF.	56
Ilustración 26-3: Etapa 1.	61
Ilustración 27-3: Recomendación del tipo de sección de correa SKF.	64
Ilustración 28-3: Etapa 2.	68
Ilustración 29-3: Elementos y su disposición de árbol excéntrico.	71
Ilustración 30-3: DCL polea A.	72
Ilustración 31-3: DCL polea B.	72
Ilustración 32-3: Peso de la zaranda a desplazar.	73
Ilustración 33-3: Ubicación del sistema local de referencia.	74
Ilustración 34-3: Locación del centro de gravedad.	74
Ilustración 35-3: Locación del punto a trasladar.	74
Ilustración 36-3: Diagrama de cuerpo libre del árbol excéntrico.	75
Ilustración 37-3: Análisis plano YX.	76
Ilustración 38-3: Análisis plano YZ.	76
Ilustración 39-3: Diagrama de momento flector y cortante, plano XY.	77
Ilustración 40-3: Diagrama de momento flector y cortante, plano XZ.	78
Ilustración 41-3: Sensibilidad de la muesca a flexión.	83
Ilustración 42-3: Sensibilidad de la muesca a flexión.	84
Ilustración 43-3: Kt a flexión.	84

Ilustración 44-3: Kfs a cortante.	85
Ilustración 45-3: Perfil escalonado del árbol excéntrico.	86
Ilustración 46-3: Deflexión en el árbol excéntrico.	86
Ilustración 47-3: Límites de resonancia árbol excéntrico.	88
Ilustración 48-3: Elementos y su disposición en el rodillo.	89
Ilustración 49-3: DCL polea C.	89
Ilustración 50-3: Diagrama de cuerpo libre del rodillo.	90
Ilustración 51-3: Análisis plano XY.	91
Ilustración 52-3: Análisis plano YZ.	91
Ilustración 53-3: Diagrama de momento flector y cortante, plano XY.	92
Ilustración 54-3: Diagrama de momento flector y cortante, plano XZ.	92
Ilustración 55-3: Perfil escalonado del árbol del rodillo.	97
Ilustración 56-3: Deflexión en el árbol excéntrico.	98
Ilustración 57-3: Límites de resonancia del rodillo.	100
Ilustración 58-3: Ubicación de rodamientos en el árbol excéntrico.	100
Ilustración 59-3: Ubicación de rodamientos en el árbol excéntrico.	107
Ilustración 60-3: Geométrica de la chaveta.	113
Ilustración 61-3: Selección de método de vibración.	116
Ilustración 62-3: Representación de método unidireccional.	116
Ilustración 63-3: Peso del sistema de alimentación.	118
Ilustración 64-3: Configuración del sistema tamizador.	121
Ilustración 65-3: Geometría de la excentricidad.	121
Ilustración 66-3: Configuración de la velocidad de rotación.	122
Ilustración 67-3: Geometría de la zaranda en SAM.	122
Ilustración 69-3: Peso del sistema de alimentación.	124
Ilustración 70-3: Diagrama de cuerpo libre del sistema.	124
Ilustración 71-3: Curvas características de cada antivibrador.	126
Ilustración 72-3: Geometría de la estructura.	127
Ilustración 73-3: Preparación de juntas.	131

Ilustración 74-3: Unión no permanente.	132
Ilustración 75-3: Diagrama para la selección de guardas NTP 552.....	133
Ilustración 76-3: Guarda de rodillos.	133
Ilustración 77-3: Geometría de guardas para dedos de manos.	134
Ilustración 78-3: Geometría de guardas para dedos de pies.	134
Ilustración 79-3: Guarda del sistema de transmisión.	135
Ilustración 80-3: Sistema de control.	135
Ilustración 81-3: Esquema-Sistema dosificador.	138
Ilustración 82-3: Diagrama de flujo de funcionamiento para 500g.....	138
Ilustración 83-3: Código de control.	139
Ilustración 84-3: Mecanismo del sistema dosificador.	139
Ilustración 85-3: Vista lateral del sistema dosificador.	140
Ilustración 86-3: Conexiones del servo 996R.....	140
Ilustración 87-3: Configuración interna del servomotor.....	141
Ilustración 88-3: Configuración de la celda de carga.....	141
Ilustración 1-4: Geometría de la estructura en SAP.....	144
Ilustración 2-4: Configuración de análisis en SAP 2000.	145
Ilustración 3-4: Razón demanda-capacidad de la estructura.	146
Ilustración 4-4: Deflexión de la estructura.....	146
Ilustración 5-4: Diagrama de ensamble.	152
Ilustración 6-4: Carta U entre W_g y W_{gd}	158
Ilustración 7-4: Carta U del sistema tamizador.....	160
Ilustración 8-4: Postura para el análisis ergonómico.....	161
Ilustración 9-4: Ángulo de flexión del brazo.	161
Ilustración 10-4: Lubricación de elementos móviles.	171
Ilustración 11-4: Desvainadora diseñada.	171
Ilustración 12-4: Cimentación del sistema recomendado.....	173
Ilustración 13-4: Panel de control.....	174
Ilustración 14-4: Forma adecuada de depositar la arveja tierna.	177

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: SOCIALIZACIÓN DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN - CANTÓN GUAMOTE

ANEXO B: ENCEUSTAS PARA OBTENCIÓN DE LA VOZ DEL USUARIO

ANEXO C: CURVA CARACTERÍSTICA DEL MOTOVIVIBRADOR

ANEXO D: SELECCIÓN DE ANTIVIBRADORES

ANEXO E: DATA SHEET DEL MOTOR SELECCIONADO

ANEXO F: CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA Y SISTEMA DE RODILLOS

ANEXO G: ACOUPLE DEL SISTEMA DE POTENCIA Y SISTEMA TAMIZADOR

ANEXO H: ACABADOS DEL SISTEMA

ANEXO I: PRUEBAS DEL SISTEMA DOSIFICADOR

ANEXO J: MONTAJE DEL CUADRO DE CONTROL ELÉCTRICO

ANEXO K: PROTOTIPO CULMINADO

RESUMEN

Los pequeños y medianos productores de arveja buscan agregar valor, realizando su desvaine manualmente, lo que resulta ineficiente, a más de ello el realizar esta acción de forma cíclica y prolongada en el tiempo acarrea una gran variedad de afecciones y a su vez genera riesgo de contaminación del grano es por ello que el presente proyecto técnico busca el diseño y validación mediante prototipado, de una máquina desvainadora de arveja tierna. Para esto se realizó una revisión bibliográfica exhaustiva, donde se tomó como parámetros fundamentales la capacidad de producción estimada para la máquina, estableciéndose este en 100Kg/h, para satisfacer esto se estableció un diámetro de rodillos de 32mm ligado a la velocidad de giro de estos. En búsqueda de la obtención de un sistema que cumpla con las necesidades del entorno se implementó el método de diseño concurrente mediante despliegue de la función de la calidad (QFD), el mismo que nos permitió identificar las necesidades de los usuarios, analizar a la competencia y establecer las características de operación que ha de poseer el sistema. En el diseño se definió que la fuerza máxima previo al daño de los granos, para su sujeción, es de 728.4 N, al igual que se seleccionó caucho sintético NBR como recubrimiento de los rodillos. Tras esto se seleccionó una configuración de motovibradores unidireccional asegurando que la alimentación del sistema en sea de 8.3 cm/s, conjuntamente se diseñó el sistema de tamizado dotado de oscilación gracias a un eje excéntrico y manivela que mejoró la precisión del dosificado realizado mediante un lazo cerrado. El correcto funcionamiento se verificó mediante la construcción de un modelo a escala 1:2 con una capacidad de 52 Kg/h. Se recomienda la implementación del sistema real diseñado empleando los elementos seleccionados y parámetros de construcción detallados en el presente documento.

Palabras clave: <MÁQUINA DESVAINADORA> <DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE LA CALIDAD (QFD)> <SISTEMA DE RODILLOS> <TAMIZADOR VIBRATORIO> <SISTEMA DOSIFICADOR>.

1246-DBRA-UPT-2023

ESPOCH - DBRAI
PROCESOS TÉCNICOS Y ANÁLISIS
BIBLIOGRÁFICO Y DOCUMENTAL



22 JUN 2023

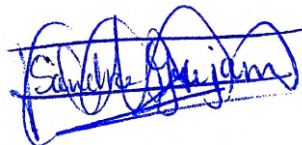
REVISIÓN DE RESUMEN Y BIBLIOGRAFÍA

Por: Donat Hora: 15:02

SUMMARY

Small and medium-sized pea producers seek to add value by manually shelling their peas, which could be more efficient. Additionally, carrying out this action cyclically and over a prolonged period leads to various health issues and poses a risk of grain contamination. Therefore, this technical project aims to design and validate, through prototyping, a machine for shelling tender peas. To achieve this, an exhaustive literature review was conducted, taking into account the fundamental parameter of the estimated production capacity for the machine, which was set at 100 kg/h. To meet this requirement, a roller diameter of 32 mm was established, linked to the rotational speed of the rollers. To obtain a system that meets the environment's needs, the concurrent design method was implemented using Quality Function Deployment (QFD), which allowed for identifying user needs, analyzing the competition, and establishing the operational characteristics that the system must possess. In the design, it was determined that the maximum force before grain damage for securing them is 728.4 N, and synthetic NBR rubber was selected as the coating for the rollers. Subsequently, a unidirectional motor-vibrator configuration was chosen to ensure a system feed rate of 8.3 cm/s. A sieving system was also designed, incorporating oscillation through an eccentric shaft and crank to improve the dosing precision achieved through closed-loop control. The proper functioning was verified by constructing a 1:2 scale model with a 52 kg/h capacity. Implementing the designed system using this document's selected components and detailed construction parameters is recommended.

Keywords:< PEA SHELLER MACHINE > < QUALITY FUNCTION DEPLOYMENT (QFD) >
> < ROLLER SYSTEM > < VIBRATING SIEVE > < DOSING SYSTEM >.



Lic. Sandra Leticia Guijarro Paguay

C.I.: 0603366113

INTRODUCCIÓN

En la región pese a que el sector productivo predominante es la agricultura, resulta prácticamente nula la inversión en esta por parte de las entidades encargadas, así como de los productores directos, ocasionando así que los mismos empleen técnicas obsoletas y poco eficientes para el desarrollo de sus actividades, esto en parte de las restricciones políticas que ocasionan un elevado costo para la adquisición de estos equipos y a su vez afecta al desarrollo tecnológico de la región.

El tiempo de desgranado promedio se estima en 4 minutos por cada libra de arveja, el cual tiende a elevarse en condiciones adversas como lo es el invierno el cual ocasiona humedad en las vainas e inclusive entumecimiento de las extremidades, lo que hace mas demandante la labor de desgranar, es por esto que en ocasiones la alta demanda de arveja obliga en ocasiones a contratar personal en demasía enfocados netamente en esa labor, ocasionando así un descenso en las utilidades del empresario debido a que pese a que el contratar mayor personal requiere de mayor recursos, el valor del producto en si no es susceptible a cambios significativos con el objeto de mantener su competitividad.

Con la definición de una configuración adecuada, acompañado de un diseño robusto y factible, se pretende mejorar los tiempos de producción, así como disminuir el grado de contaminación del grano procesado inherente al desgrane manual, y a la par disminuir las afecciones a la salud de las personas que se dedicaren a dicha actividad.

Para esto se propone el diseño y validación de una desgranadora con capacidad mínima de 100 Kg/h, capaz de separar las vainas del grano tras el proceso de desgrane, así como el dosificado del producto ya procesado, permitiendo así una mejora en la productividad del sector de interés.

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes

Con el objeto de determinar la calidad del grano tras el proceso en cuestión, FENALCE determinó que las vainas de esta leguminosa se encuentran conformadas de 3 a 10 semillas como máximo y en función de la locación de la vaina en la planta, su longitud oscilara entre 4 a 12cm mientras que su ancho está comprendido entre 1 a 2 cm, a la par determinó que una vaina en su estado propicio de madurez posee de un 85 a un 88% de agua y su peso oscila de los 4 a los 6 g por cada una, permitiendo identificar si la calidad del desvainado se vio afectado por la materia prima o por la configuración del sistema, a más de ello se ha de asegurar la carencia de imperfecciones en la superficie del grano (Suasnabar et al., 2021, p. 24).

El sistema de rodillos obtuvo su patente en 1939 donde las arvejas eran fácilmente pinzadas por los rodillos los cuales al girar generaran presión en un extremo de la vaina la cual deberá ingresar de forma perpendicular al sistema, ocasionando la apertura del extremo opuesto por donde se producirá la extracción del grano, en este sistema de la misma manera que el anterior se corre riesgo de dañar el grano debido a la robustez de esta (Hawkins, 1939, p. 1).

Khilendra Kumar Sonboier, en su investigación "*Design and Development of Green Pea Depodding Machine*", publicado en *International Journal of Current Microbiology and Applied Sciences*, diseñó una desgranadora de arveja tierna, simple con un sistema de rodillos de caucho, con una transmisión de potencia directa, con capacidad de 15 kg/h con una pérdida de granos en el proceso de aproximadamente el 14%, obteniendo una máquina que tiene una longitud total de 1015 mm, una altura de 880 mm y una anchura de 400 mm (Kumar Sonboier et al., 2018, p. 2363).

Roger Steven Quiñones Orjuela de la Universidad Católica de Colombia, propuso un prototipo de desgranadora de alverja mediante rodillos de nylon acanalados, donde se centra en el control del sistema de potencia, obteniendo una producción de 2 lb en 15 min, y un control de nivel de grano producido mediante ultrasonido (Orjuela, 2018, p. 76).

Sergio Israel Yamberla Machado de la Universidad Técnica del Norte propone un prototipo de desgranadora de arveja que consta de rodillos de nylon lisos, este dispositivo opera de forma satisfactoriamente con vainas de una longitud máxima de 4 cm, el sistema esta soportado por una

estructura en acero A36 de 5x5cm de perfil, siendo capaz de desvainar 1lb/min de arveja tierna (Machado, 2017, pp. 103-110).

A nivel local en la ciudad de Riobamba, así como en la provincia de Chimborazo, e inclusive en el país no se encuentra en desarrollo un dispositivo semiautomático enfocado a un área más industrial, buscando abastecer un mayor nicho de mercado, únicamente se presentan prototipos a pequeña escala, con prestaciones básicas y capacidades de producción reducidas.

1.2. Justificación

1.2.1. Justificación Técnica

Se diseña una máquina que permita mejorar la capacidad productiva de los pequeños y medianos productores, siendo mandatorio su robustez, maniobrabilidad y sencillez de mantenimiento, esto mediante la aplicación de mecanismos netamente mecánicos.

1.2.2. Justificación Económica

El poseer un diseño local, con materiales de fácil adquisición en la región se asegura una máquina con alta factibilidad de construcción en el país, ocasionando un costo accesible y competitivo del equipo en sí, a su vez asegura un mayor margen de utilidad a los productores, disminuyendo la cantidad de mano de obra, así como los tiempos de procesado de la leguminosa.

1.2.3. Justificación Social

El diseño de la desgranadora de arveja abre un nuevo nicho de mercado a los productores locales de la provincia de Chimborazo, permitiéndoles llegar y abastecer a nuevos y demandantes consumidores del grano desvainado, que mediante procesos adyacentes al desvaine se es posible asentar y fundar una marca competitiva de arveja desvainada y congelada.

A más de la apertura de nuevos nichos de mercado, el diseño de una máquina robusta y competente permite disminuir notoriamente las afecciones médicas presentes en las articulaciones de manos, así como el deterioro físico de estas, debido a que se someten de forma continuada en el tiempo a un maltrato ocasionado por el desvaine manual.

1.2.4. Justificación Ecológica

El diseño de esta desgranadora considerando el índice de producción estimado, permitirá al productor el reutilizar el desperdicio del proceso, siendo este las vainas, ya sea para la producción de abono o alimento para diferentes especies ganaderas de la región.

1.3. Formulación del problema.

De forma frecuente en los mercados de las diferentes regiones del país se encuentran presentes los pequeños y medianos productores, los cuales con objeto de obtener una mayor retribución por su producto buscan otorgarle valor agregado a este, realizando su desvaine manualmente, lo que acarrea una gran inversión de tiempo disminuyendo la eficiencia del proceso a más de ello el realizar esta acción de forma cíclica y prolongada en el tiempo acarrea una gran variedad de afecciones y a su vez genera riesgo de contaminación del grano, es por ello que se busca la implementación de un sistema de desgrane semiautomatizado, que permita la obtención de los granos de dicha leguminosa de forma rápida, uniforme y de buena calidad.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Diseñar una máquina desgranadora y dosificadora de arveja semiautomática mediante sistema de rodillos para los pequeños productores de Chimborazo.

1.4.2. Objetivos Específicos

- Definir la fuerza de sujeción adecuada para la obtención de granos libres de desechos.
- Diseñar el sistema de rodillos de tal forma que se asegure un aspecto adecuado del grano tras el proceso de desvaine.
- Determinar el sistema vibratorio para la disposición adecuada de la vaina para una correcta calidad de desvaine.
- Diseñar un sistema tamizador para evitar la presencia de desechos y asegurar un dosificado adecuado.
- Construir un modelo a escala para verificar el diseño de la máquina y sus propiedades.

1.5. Alcance

En el presente proyecto se identificará la configuración óptima para el desvaine de arvejas *Pisum Sativum L.* con un peso de 4 a 6g y dimensiones de 4 a 10 cm de longitud con un ancho de 1.5 a

2 cm, así como la selección y configuración adecuada para satisfacer una capacidad de 100 Kg/h, obteniendo un sistema robusto, confiable y verificable mediante el desarrollo de un prototipo a escala en conjunto con el uso de software como NX12 y SAP 2000 para análisis de flexión , resistencia en la estructura. El sistema dosificador se desarrollará mediante el microcontrolador Arduino para el caso del modelo, así como sensores e instrumentación acorde al microprocesador mencionado. El prototipo se estima a una capacidad de 52 Kg/h, con un sistema dosificador de compuerta con una precisión de $\pm 2\%$, La construcción e instalación del sistema no son contemplados en el presente proyecto.

CAPITULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Marco conceptual

Adherencia: Se entiende como adherencia a la oposición tangencial presente en la superficie de contacto entre dos cuerpos al tratar de deslizarse uno sobre otro (ASALE, 2014).

Organolépticas: Son aquella característica de los diferentes materiales las cuales son percibidas de forma directa por los sentidos, como puede ser el aroma, sabor, color o inclusive temperatura (Eugenia, 2018, p. 5).

Proceso de desgranado: Este proceso consiste en extraer de la vaina el grano, mediante diferentes técnicas ya sea de forma manual o mediante equipos, obteniendo como desecho las valvas de la leguminosa en cuestión (Alajo, 2020, p. 1).

Valvas: Elemento característico de las vainas en las leguminosas, recubren el fruto de estas, se presentan por pares simétricos (Verónica y Madruñero., 2019, p. 24).

Pisum Sativum L: La arveja forma parte de las leguminosas, comúnmente llamada guisante o chícharo sin embargo su nombre botánico es *Pisum Sativum L.* esta posee el cuarto lugar en cuanto a producción a nivel global se refiere, siendo superado únicamente por el frejol, el maní y la soja, siendo una hortaliza muy consumida debido a sus propiedades, como lo son la cantidad de proteína que aportan, así como aminoácidos esenciales, carotenos y vitaminas (Barrios, Osorio y Cerón, 2016, p. 227).

Dosificador: Sistema o mecanismo empleado para suministrar cantidades exactas y definidas por el usuario, mediante el control de diferentes variables de interés en función del tipo de elemento o sustrato a dosificar.

2.2. Marco referencial

En Ecuador según INIAP la arveja es la tercera leguminosa con mayor producción y área cultivada, siendo superada por el frejol y el haba, las principales provincias productoras de esta se encuentran en la región andina, siendo destacados Chimborazo, Imbabura, Tungurahua,

Cotopaxi entre otras, llegando a cultivarse un total de 5793 hectáreas dando estas una producción de 8522 toneladas métricas (Camino et al., 2012, p. 2).

Por ello con objeto de definir los parámetros fundamentales del dispositivo, así como el resultado esperado del mismo se definen las condiciones de operación y las propiedades físicas y organolépticas del grano.

2.2.1. Condiciones de operación

Como parámetro principal del sistema, se tiene la velocidad de los rodillos dado que de esto dependerá la producción, así como el diámetro de los rodillos, el mismo que deberá estar acorde con la resistencia de este, en función de las solicitaciones de carga.

2.2.1.1. Velocidad de rodillos

Los rodillos forman parte fundamental del sistema de desgrane entrando en contacto directo con la vaina de arveja fresca, de tal forma que estos deberán poseer un ancho muy próximo al de la boca de alimentación del sistema, asegurando así la sujeción de todas las que llegaren a este punto (Alajo, 2020, p. 11).

Par este tipo de sistemas se emplea pares de rodillos, en ciertas configuraciones de desgranadoras poseen varios de estos pares, su enfoque es el grano en estado seco, caso contrario a lo que sucede con el caso de estudio, es por ello que con el objeto de preservar la integridad física del granose sugiere el uso de un par de rodillos (Kumar Sonboier et al., 2018, p. 3).

Para lograr determinar el diámetro de los rodillos y con ello regular la velocidad requerida para los mismos, Israel Yamberla propone el cálculo de la superficie de contacto requerido para el desgrane de una vaina de arveja por cada vuelta del rodillo de tal forma que el diámetro de este se pudiese definir con la longitud promedio máxima de la vaina y la siguiente expresión (Machado, 2017, p. 64).

$$C = 2 \cdot \pi \cdot r$$

Donde C resulta ser equivalente a la longitud promedio de la vaina, una vez definido esto se es necesario definir la fuerza entre rodillos requerida para la correcta sujeción de las vainas.

2.2.1.2. Fuerza de sujeción

Para definir la fuerza requerida para el desgrane de las vainas se es posible realizar extrapolando la fuerza ejercida por el hombre para la acción de desvainar, siendo esta de aproximadamente 154 lbft de tal forma que la potencia requerida para generar este torque se pudiere definir mediante la siguiente expresión (Alajo, 2020, p. 43).

$$Pot = T \cdot \frac{rpm}{5252}$$

Otra manera de determinar esto es en función de n número de alverjas mediante experimentación con un dinamómetro, definiendo el torque requerido para el correcto deslizamiento y sujeción, mediante un dinamómetro se pudiere emplear dos rodillos aleatorios de tal forma que se pueda medir el torque requerido para el paso de n número de vainas mediante el uso de una llave dinamométrica o similares (UNIOR, 2014, p. 2).



Ilustración 1-2: Llave dinamométrica

Fuente: (UNIOR, 2014, p. 2)

En caso de no poseer estas herramientas se es posible medir mediante un dinamómetro la fuerza requerida y en función del diámetro del rodillo determinar el torque requerido, empleando este método se estableció que para 18 vainas se requiere como mínimo 5,69N (Machado, 2017, p. 64).

Se ha de asegurar una correcta adherencia entre los rodillos y las vainas de tal forma que se eviten deslizamientos entre estos y las vainas.

2.2.1.3. Adherencia

Rodillos moleteados: Este mecanismo deriva del tradicional molino de rodillos moleteado, el cual se adapta de tal manera que las vainas de la arveja sean fácilmente pinzadas por los rodillos los cuales al girar generaran presión en un extremo de la vaina, la cual deberá ingresar de forma

perpendicular al sistema, ocasionando la apertura del extremo opuesto por donde se producirá la extracción del grano, en este sistema de la misma manera que el anterior se corre riesgo de dañar el grano debido a la robustez de esta (Alajo, 2020, p. 11).

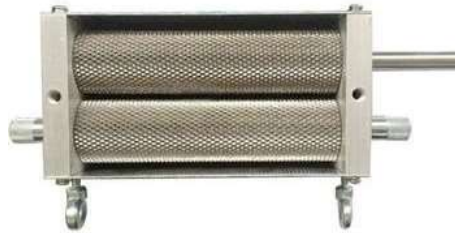


Ilustración 2-1: Rodillos moleteados

Fuente:(Bier, 2022)

Rodillos de nylon: Este material resulta fácil de maquinar a más de ello sus propiedades elásticas permiten no dañar de forma notoria los granos de arveja. Su capacidad de adherencia a la vaina es superior a la del acero por lo que en si no requiere de moleteado, sin embargo, en épocas de invierno las vainas presentan humedad superficial por lo que para asegurar una correcta adherencia se labran canales de forma longitudinal sobre los cilindros (Alajo, 2020, p. 11).



Ilustración 3-2: Rodillo de nylon

Fuente:(Machines, 2018)

Rodillos lisos: Emplea un proceso de desgrane similar al descrito en el de rodillos moleteados sin embargo presenta una ventaja respecto a este que es la facilidad de limpieza, dado que al no poseer el moleteado fino la suciedad y desechos de las vainas se desprenden con facilidad de su superficie, facilitando así su limpieza y mantenimiento, en cuanto a desventajas, de la misma manera genera cierto daño en el grano (Alajo, 2020, p. 11).



Ilustración 4-2: Mecanismo de rodillos lisos

Fuente:(Orjuela, 2018, p. 19)

Rodillos con recubrimiento de caucho: Se pudiere emplear rodillos recubiertos de caucho grado alimenticio, en función de la disponibilidad y propiedades físicas y químicas que posean.

Tabla 1-2: Propiedades físicas de recubrimientos de caucho.

Resistencia Mecánica	SBR	Neopreno	Nitrilo	EPCM	Hyalon	Silicón	Hule Natural
Rango de Dureza	70bA	70bA	20,30,40,50,60	60		40, 70	40, 60
Resistencia a la tensión (PS)	1200 - 2500	1100 - 2200	400 - 1500	>2000	1700	>1200	>3000
Resistencia a la tensión	Excelente	Excelente	Muy bueno	Muy bueno	Muy bueno	Regular	Excelente
Gravedad específica	1.07 - 1.31	1.13 - 1.37	1.12 - 1.26	0.96 - 1.30	1.49	1.14 - 2.05	1.09 - 1.4
Resistencia al desgaste (PS)	80-270	200-300	34-170	-	230	-	-
Resistencia al desgaste	Muy bueno	Bueno	Regular	Regular	Bueno	Malo	Bueno
Resistencia al corte	Regular	Bueno	Regular	Regular	Malo	Malo	Bueno
Temperatura Max (°C)	250/121	200/93	275/135	300/149	250/121	400/204	215/100
Resistencia al ozono	Bueno	Regular	Malo	Excelente	Excelente	Excelente	Malo
Compresión	Excelente	Bueno	Regular	Bueno	Regular	Excelente	Regular
Resistencia a la abrasión	Muy bueno	Excelente	Regular	Regular	Bueno	Malo	Excelente
Acumulación de calor	Regular	Excelente	Malo	Regular	Pobre	Excelente	Excelente

Fuente:(Rubber, 2021, p. 2)

Una vez definido las condiciones básicas para el sistema, una condición fundamental para el correcto desgrane es la disposición de entrada de las vainas al sistema desgranador.

2.2.1.4. Disposición y transporte

Para la correcta ubicación y transporte de las vainas, se es posible emplear el principio empleado en las cribas vibratorias, presentes de forma frecuente en el ámbito minero para clasificación de los minerales extraídos (Chinduamba, 2019, p. 18).

La vibración en este tipo de cribas se induce de forma vertical mediante la rotación de un elemento reciprocante mecánica (motor), cuya rotación se transmite a una masa desbalanceada que incide de forma directa sobre la criba, generando así la vibración, estas pudieren poseer más de una superficie tamizadora, clasificando diferentes diámetros de elementos (Chinduamba, 2019, p. 18).

Estas cribas operan con pendientes reducidas y precisan de poca altura de paso, a su vez requieren de altas frecuencias y con un recorrido bajo (Chinduamba, 2019, p. 18).



Ilustración 5-2: Criba para minería.

Fuente:(SoloStocks, 2018)

Una vez definidos los elementos fundamentales del equipo, resulta necesario la definición de los parámetros mínimos de calidad o propiedades que han de poseer los granos tras el proceso para considerarlos aptos para el consumo.

2.2.2. Propiedades físicas y organolépticas

Es importante el conocer las propiedades y aspecto que caracterizan al producto a tratar, permitiéndonos esto poder definir la calidad o estado de los granos, verificando la funcionalidad de la máquina.

2.2.2.1. Impurezas

Buscando la disminuir la cantidad de impurezas que se pudieren mezclar con el grano ya procesado, se emplea mallas o rejillas, consistente en una plancha de acero inoxidable , AISI 304 grado alimenticio, perforado con el diámetro máximo de las rejas desgranadas (González y Yanchaliquin, 2016, p. 20)



Ilustración 6-2: Malla de acero inoxidable.

Fuente:(Grudisa, 2021)

Para lograr una separación dinámica y de mayor eficiencia se es posible conectar a la malla perforada con un sistema de eje excéntrico que ocasione oscilaciones en esta, ayudando al paso del grano y excluyendo de mejor manera las impurezas., tras esto se podrá evaluar de mejor manera el aspecto del producto final.

2.2.2.2. Aspecto

Se ha de garantizar que las vainas verdes a procesar estén exentas de plagas o enfermedades, con consistencia esbelta y color verde brillante, adicional a esto se ha de verificar que tanto el cáliz como péndulo estén verdes y frescos, y toda la vaina en si libre de humedad externa y materiales extraños (Galindo, 2021, p. 65).



Ilustración 7-2: Vaina óptima para la cosecha y procesado.

Fuente:(Castro, 2017, p. 37)

Las semillas como tal son esféricas de diámetro variable, según la Universidad Nacional del Centro de Perú en su publicación "Cultivo de Arveja" el tamaño de los granos se clasifican según la siguiente tabla (Suasnabar et al., 2021, p. 24).

Tabla 2-1: Tamaño de semillas de arveja

Tamaño	Diámetro (mm)
Pequeñas	Menor a 8
Medianas	Entre 8-10

Grandes	Mayor a 10
---------	------------

Fuente:(Suasnabar et al., 2021, p. 24)

La cantidad de granos por cada vaina oscila desde los 3 hasta los 10, con un peso aproximado de 150 a 300 gramos por cada 1000 granos (Suasnabar et al., 2021, p. 24).

De esta forma se tiene un punto de referencia entorno a la apariencia y consistencia del grano saludable, a la vez que un valor estimado del peso por grano permitiendo gestionar un punto de partida para el sistema dosificador.

2.2.2.3. Dosificador

La variable de control para el sistema dosificador será el peso del grano obtenido, el sistema comúnmente empleado para dicha función se encuentra compuesto por una celda de carga, un módulo HX711 y un Plc Delta DVP 12SS2 (Alajo, 2020, p. 12).

Sistema de control: Se define como un grupo de elementos que operan de forma conjunta en busca de ordenar, regular y administrar la operación de otro sistema, disminuyendo así el riesgo de fallas, estos sistemas han de ser capaces de mantener estable el sistema, soportar ruido, eficiente y con un entorno amigable con el usuario, pudiendo clasificarse de la siguiente manera (Orjuela, 2018, p. 24).

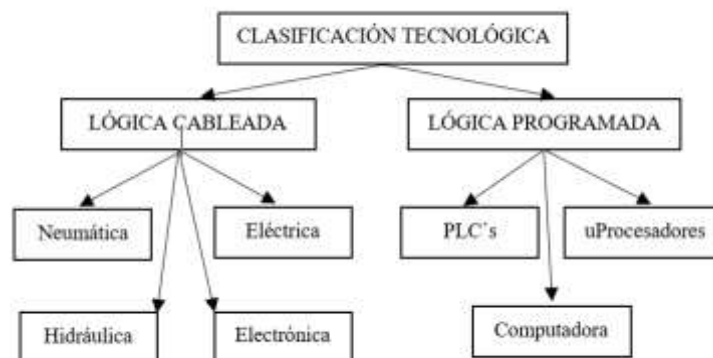


Ilustración 8-2: Sistemas de control

Fuente: (Orjuela, 2018, p. 26)

Lazo cerrado: Se les denomina de lazo cerrado a aquellos sistemas que poseen retroalimentación, donde el error se lo define como la diferencia entre la señal de entrada menos la de retroalimentación, esta última se obtiene mediante la labor de un operador o en su defecto mediante instrumentación (Orjuela, 2018, p. 26).

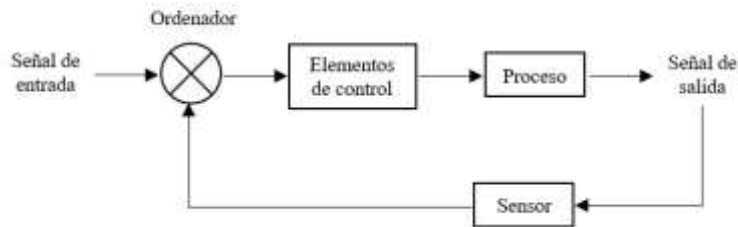


Ilustración 9-2: Lazo cerrado

Fuente: (Orjuela, 2018, p. 26)

Lazo abierto: Este tipo de control se caracteriza por que la variable que rige el sistema únicamente se mueve en una dirección, es decir no existe intervención de la señal de salida con la de entrada, dejando de presentarse la retroalimentación (Orjuela, 2018, p. 27).

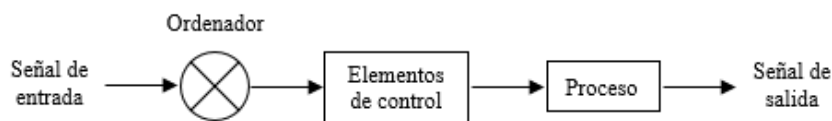


Ilustración 10-2: Lazo Abierto

Fuente: (Orjuela, 2018, p. 27)

Tras definir los aspectos generales que intervendrán en el diseño del sistema, se requiere de la generación de un modelo ya sea físico o mediante software CAD.

Una vez definido las diferentes estructuras de los sistemas de control se es posible identificar los elementos que pudieren conformar el mismo, para el caso del prototipo a desarrollar.

2.2.2.4. Componentes

HX711: Se trata de un adaptador análogo-digital con una precisión de 24 bits a corriente directa desarrollado para la medición de peso mediante balanza y aplicaciones industriales, estructurado para conectarse de forma directa a un puente Wheatstone (Troconis, 2019, p. 18).

Tabla 3-2: Propiedades de HX711

Propiedad	Valor
Voltaje	2.6 V a 5.5V
Corriente	1.5 mA
Muestras por segundo a la salida	10 SPS

Oscilador incorporado	Sí
Amplificador de bajo ruido con ganancia seleccionable	32-64-128
Resolución	38.15 nV

Fuente: (Troconis, 2019, p. 18).

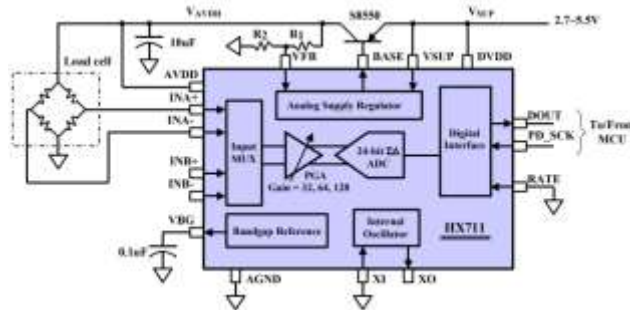


Ilustración 11-2: Aplicación típica del HX711.

Fuente: (Troconis, 2019, p. 18)

Célula de carga: La célula de carga a emplear será de tipo galga extensiométrica las cuales emplean transductores basados en la fuerza o en la deformación, tomando como referencia el fenómeno piezorresistivo. Este tipo de galgas se encuentran formadas por resistencias de manera que estas sean sensibles a la deformación en una dirección dada, para lograr esto la dimensión en la que no se desea la presencia del fenómeno piezorresistivo se disminuye en relación a la de interés, para lograr evitar los efectos de la deformación en esta dimensión (Troconis, 2019, p. 6).

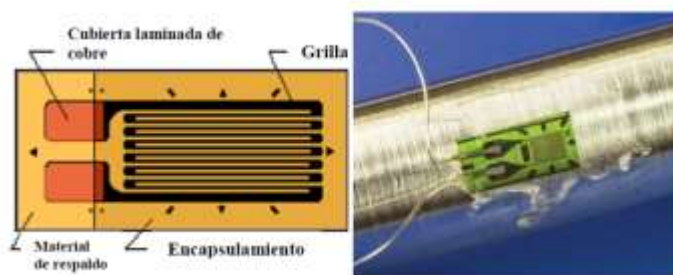


Ilustración 12-2: Célula de carga basado en galgas extensiométricas.

Fuente: (Troconis, 2019, p. 6).

Encoder: Cuando se requiere determinar la posición, el ángulo o el recorrido de un elemento, de forma precisa la aplicación de un enconder resulta la solución idónea (Sick, 2016, p. 2).

2.2.3. Modelo

Existen diferentes formas de validar las especificaciones y parámetros subjetivos de un producto como lo pudiere ser la usabilidad, apariencia o robustez, entre las que destaca el modelado y prototipado, cabe mencionar que ambos términos tienden a confusión, entendiéndose al prototipo como una representación beta del producto en escala natural o 1 a 1, mientras que el modelo posee escalas menores (Conejero et al., 2012, p. 4).

Tabla 4-2: Propiedades de las herramientas de prototipado.

Factores / Herramientas	Prototipado digital	Construcción prototipos
Dimensiones	Exactitud muy elevada	Exactitud limitada (error humano)
Tiempos desarrollo	Rapidez ejecución (formas complejas)	Lentitud (relativa)
Incorporación de Tecnología	Muchas y nuevas posibilidades de técnicas aditivas	Mucha necesidad de infraestructura
Integración entre tecnologías	Interfaz posible y conectada entre dispositivos (CAD,...)	Desconexión tecnológica (posibilidades futuras digitalización)

Fuente: (Conejero et al., 2012, p. 4)

Mediante la Tabla 2-4 se observan diferentes virtudes en el prototipado digital y el constructivo es por ello que se empleará ambos al realizar un modelado CAD con el software SolidWorks, así como simulaciones de validación adicionales en software especializado como ANSYS.

Ansys Workbench: Software de análisis mediante elemento finito, el cual otorga escenarios próximos a la realidad, lo que permite integrar datos en simulaciones de ingeniería para crear modelos más precisos de manera más eficiente (Ansys, 2022).



Ilustración 13-2: Interfaz ANSYS.

Fuente: (Ansys, 2022)

CAPITULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

El marco metodológico se ubica por norma general en el capítulo tercero de una tesis, siendo esta la conclusión de aplicar de manera lógica y sistemática, los términos y definiciones detallados en el marco teórico. Tratándose de un capítulo totalmente progresivo es decir depende de forma directa de la fundamentación teórica establecida en el capítulo anterior a este, las cuales justifican el estudio del tema a tratar. Este capítulo adquiere gran valor en el proyecto debido a que en el se define la forma de realizarse el proyecto, así como los recursos materiales y humanos necesarios para ello (Azuero, 2019, p. 112).

Se analizan diferentes configuraciones posibles para la obtención del proceso de desvaine, así como las condiciones de operación mínimas requeridas para el diseño de cada uno de los elementos que componen el sistema juntamente con la selección de elementos estándares. La selección de una de estas alternativas permite identificar los criterios adecuados para el desarrollo del presente proyecto.

Se considera un proyecto de enfoque experimental dado a que se parten del diseño analítico, se continua con su validación mediante software especializado y culmina con la verificación del sistema mediante un prototipo a escala. Adquiriendo un alcance, explicativo, ya que a lo largo cada una de las etapas se realizan los análisis de forma detallada de manera que quede todo el proceso documentado y finalmente se analizarán y expondrán los resultados, buscando cumplir los objetivos planteado.

3.1. Definición del producto

Tras la revisión de la literatura en el capítulo anterior, se observaron diferentes configuraciones y sistemas que serán tomados como punto de partida para el presente proyecto, al momento de llevar a cabo el diseño, la selección de elementos estándares, así como la validación de los sistemas.

A lo largo del presente capítulo se muestra de forma ordenada los pasos a seguir para la obtención de un sistema que cumpla con las características ya definidas de especificaciones y características técnicas.

3.2. Metodología de diseño

El diseño conceptual se fundamenta en una secuencia de procesos definidos por Vásconez en su tesis, donde propone el siguiente diagrama para su ejecución:

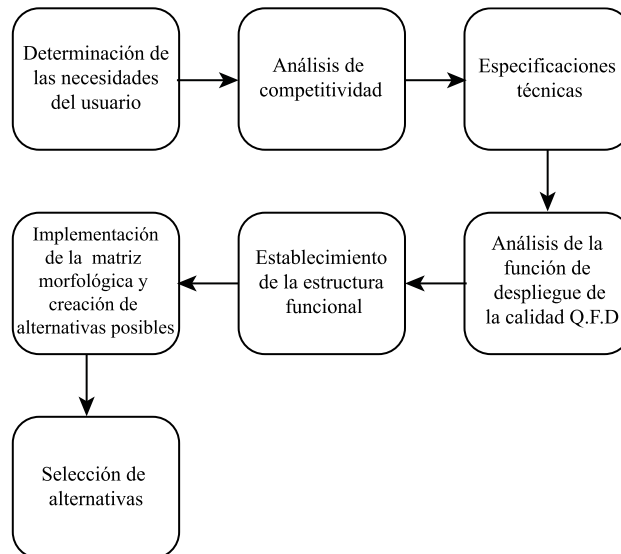


Ilustración 1-3: Procedimiento de análisis para el diseño

Fuente:(Vasconez, 2022, p. 22)

Esta metodología da la secuencia de pasos a seguir para buscar y dar solución a los problemas relacionados con el diseño o deficiencias en el mismo, comenzando con la definición de necesidad y concluyendo con la selección de la alternativa a diseñar y desarrollar, asegurando de esta forma que el cumplir esta secuencia se tendrá la solución más adecuada para los requerimientos establecidos inicialmente.

3.3. Análisis Q.F.D

Se trata de un análisis sistemático enfocado en el análisis de los requerimientos de los clientes, muy útil previo al lanzamiento de un nuevo producto o mejora de uno ya existente, de sus siglas en inglés *Quality Function Deployment* (despliegue de la función de la calidad), permitiendo enfocar los esfuerzos del grupo de desarrollo en los puntos de real interés para nuestro público objetivo.

3.3.1. Solicitudes de los usuarios

3.3.1.1. Voz del usuario

Los requerimientos del público objetivo, en este caso los pequeños productores de arveja, se recopilan mediante la elaboración de encuestas, buscando abarcar la mayor cantidad de requerimientos con la menor cantidad de ítems posibles, permitiéndonos centrar nuestro enfoque en los puntos que resultan de real interés para el público objetivo.



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECANICA
CARRERA MECANICA



La siguiente encuesta está enfocada únicamente con fines académicos, y de carácter anónima, buscando apoyar el desarrollo del trabajo de titulación enfocado en el desarrollo de una máquina desvainadora de arveja.

Seleccione con una X el nivel de importancia que considera oportuno para cada ítem.

VALOR	SIGNIFICADO
1	No es de interés
2	Importante
3	Muy importante

Recuerde seleccionar únicamente una casilla por cada ítem.

ITEM	PROPIEDAD	1	2	3
1	Apariencia estética			
2	Bajo costo de la desvainadora			
3	Portabilidad			
4	Facilidad de mantenimiento			
5	Facilidad de operación			
6	Tamaño de la máquina			
7	Alimentación sencilla			
8	Uso de motor eléctrico			
9	Ruido de la máquina			
10	Buena capacidad			
11	Seguridad			
12	Tamaño máximo de vaina 9 cm			
13	Consumo eléctrico			
14	Tamaño mínimo de vaina 4 cm			
15	Medir cantidad de grano desvainado			
16	Fácil alimentación			

Ilustración 2-3: Encuesta al usuario

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

En la siguiente tabla se muestran los puntos de mayor interés para la población encuestada.

Tabla 1-3: Voz del usuario

VOZ DEL USUARIO
Bajo costo de desvainadora
Facilidad de mantenimiento
Facilidad de operación
Uso de motor eléctrico
Buena capacidad
Seguridad
Tamaño máximo de vaina 9 cm
Tamaño mínimo de vaina 4 cm
Medir cantidad de grano desvainado
Fácil alimentación

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.3.2. Solicitudes técnicas

3.3.2.1. Voz ingenieril

Tomando como punto de partida los requerimientos definidos en la voz del usuario, empleando un criterio ingenieril, enfocado siempre en la resolución o satisfacción de las necesidades identificadas, se traducen las mismas en términos cuantificables y comparables, de esta forma se definen los diferentes términos que componen la voz del ingeniero.

Tabla 2-3: Voz del ingeniero

VOZ DEL INGENIERO
Costo
Seguimiento de normas
Interfaz amigable con el usuario
Fuente motriz eléctrica
Apertura de alimentación
Cumplimiento de estándares de seguridad
Dimensión longitudinal de vaina máxima
Dimensión longitudinal mínima de vaina
Dosificación semiautomática
Sistema de alimentación

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.3.3. Correlaciones

En este punto se establecen las relaciones existentes entre los requerimientos de los usuarios con los técnicos. Permitiendo medir el nivel de satisfacción de la demanda con las especificaciones técnicas seleccionadas.

Tabla 3-3: Factor de incidencia

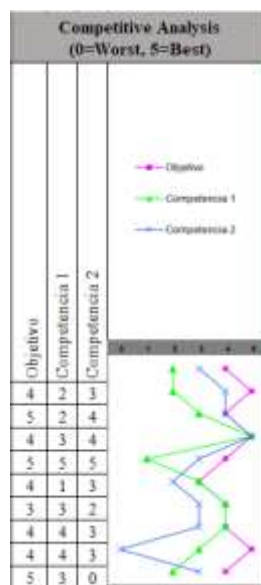
RELACIÓN VOZ DEL USUARIO Y VOZ DEL INGENIERO		
●	Relación Fuerte	9
○	Relación Moderada	3
▽	Relación debil	1

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.3.4. Análisis de competitividad

En este apartado de la casa de la calidad se define el grado de satisfacción por parte de las competencias a analizar en cada uno de los apartados de la voz del usuario, estos niveles se evalúan con valores de 0 a 5.

Tabla 4-3: Análisis de competitividad



Realizado por: Lluman Marco, 2023.

A más de ello la gráfica a la izquierda de la ilustración nos permite identificar los puntos donde las competencias destacan, por ende, donde nuestro equipo debe de igual manera destacar o igualar a la competencia como mínimo.

3.3.5. Evaluación Técnica

En este apartado se busca la ponderación de la incidencia que poseen cada una de las características técnicas principales. Obteniéndose la importancia de cada especificación mediante la expresión mostrada a continuación.

$$Imp = \sum I_d \cdot S_{dt}$$

Donde:

- Imp: Importancia del criterio evaluado.
- Id: Incidencia de la característica técnica
- Sdt: Valor de ponderación.

Tabla 5-3: Evaluación técnica.

Target or Limit Value	USD 788,7	EN 13306	70% Usabilidad	0,5 KW	70 cm	ISO 4254	10 cm	4 cm	500 g	Criba	
Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)	7	7	5	2	3	7	5	5	4	7	
Max Relationship Value in Column	9	9	9	9	9	9	9	9	9	9	
Weight / Importance	500	156	108	233	275	161	128	203	175	267	
Relative Weight	22,7	7,1	4,9	10,6	12,5	7,3	5,8	9,2	7,9	12,1	100

Realizado por: Luman Marco, 2023.

3.3.6. Relaciones entre parámetros técnicos

Esto se encuentra en el techo de la casa de la calidad e identifican las correlaciones existentes entre las especificaciones técnicas, presentándose tres casos posibles.

- Sin correlación: No se presenta interferencia entre las propiedades técnicas.
- Negativa: Define que cuando una característica mejora la otra de la misma manera.
- Positiva: Define que cuando se mejora la primera propiedad la otra empeora.

Tabla 6-3: Correlaciones internas en la voz del ingeniero.

RELACIONES INTERNAS-VOZ DEL INGENIERO	
++	Correlación fuerte positiva
+	Correlación positiva
▼	Correlación negativa
—	Correlación fuerte negativa

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.3.7. *Análisis de la competencia*

3.3.7.1. *Competencia 1*

Nombre Jhonny Israel Alajo Núñez

Producto: Desvainadora

Características:

- Materia prima: Arveja tierna
- Potencia: 1/2 Hp
- Motor eléctrico: Sí
- Capacidad: 18.14 Kg/h
- Dosificador: Sí
- Tamizador: No
- Número de motores: 1
- Costo: 789.00\$

Se trata de una desvainadora, diseñada por Jhonny Alajo en la Universidad del Norte, en Ibarra, esta tiene una capacidad de producción de 18.14 Kg/h, siendo impulsado por un motor de ½ Hp totalmente eléctrico, careciendo de sistema tamizador que evite la presencia de desechos de vaina en el grano final, contando por otra contraparte con un sistema dosificador que permite gestionar las porciones de alverja desvainada.

3.3.7.2. *Competencia 2*

Nombre Khilendra Kumar Sonboier

Producto: Desvainadora

Características:

- Materia prima: Arveja tierna
- Potencia: 1/2Hp -1Hp
- Motor eléctrico: Sí

- Capacidad: 16 Kg/h
- Dosificador: No
- Tamizador: No
- Número de motores:1

La desvainadora diseñada por Khilendra Kumar Sonboier y publicado en la revista "Excellent Publishers", posee una capacidad de 16 Kg/h, impulsado por un motor eléctrico de ½ a 1Hp de potencia, esta carece de sistema tamizador y dosificador, centrándose únicamente en la correcta ubicación de la materia prima y fundamentado en un sistema de extrusión mediante un par de rodillos.

3.3.8. Despliegue de la función de calidad (QFD)

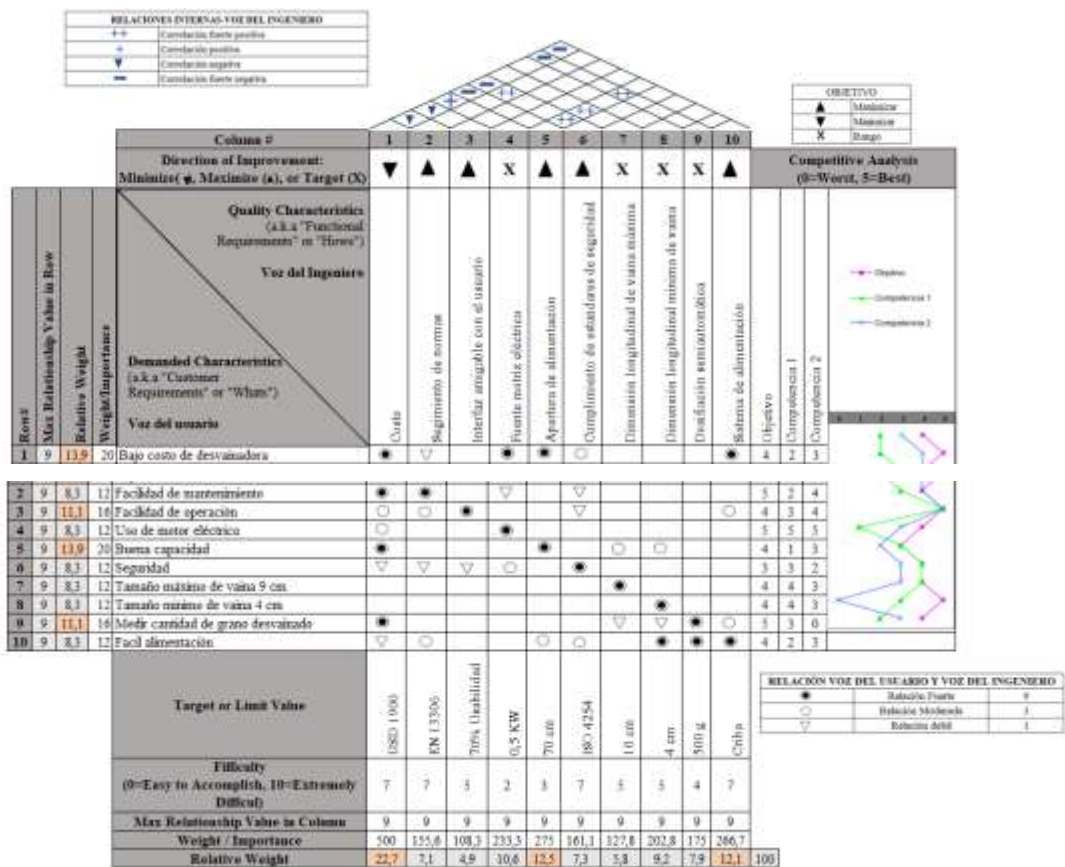


Ilustración 3-1: Casa de la calidad.

Realizado por: Lluman,2023

3.4. Análisis funcional

En este apartado se detallan las funciones de la desvainadora a diseñar, partiendo de un nivel 0 donde se detallan las funciones generales de la máquina, y en los niveles subyacentes se desglosarán las subfunciones y procesos que componen al nivel previo.

3.4.1. Nivel 0

En este nivel se describe de forma general el funcionamiento de la desvainadora, teniendo a su ingreso, las señales de entrada, así como el ingreso de la materia prima, y como salida el grano totalmente desvainado y dosificado.

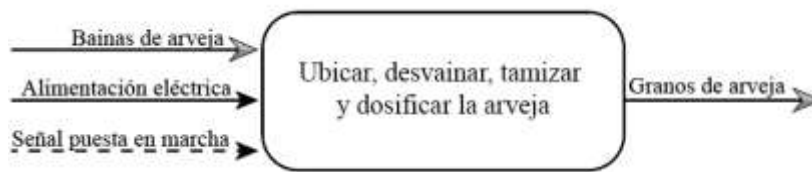


Ilustración 4-3: Nivel 0 del análisis funcional

Realizado por: Luman Marco, 2023.

3.4.2. Nivel 1

En el presente nivel se definen de forma específica, el proceso de cada sección y operaciones principales como se observa en la ilustración siguiente.

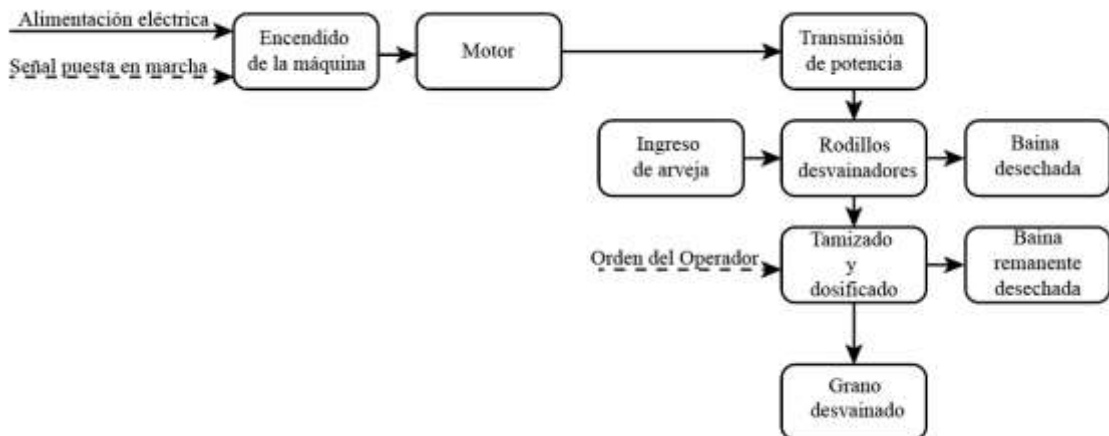


Ilustración 5-3: Nivel 1 de análisis funcional

Realizado por: Luman Marco, 2023.

3.4.3. Descripción de módulos

Los módulos permiten identificar de mejor forma los diferentes procesos que llevará a cabo la desvainadora, agrupando de forma correcta las diferentes actividades que esta desarrolla en el proceso de desvaine.

3.4.3.1. Módulo 1

- Puesta en marcha de la desvainadora
- Arranque del motor

3.4.3.2. Módulo 2

- Transmisión de potencia
- Ingreso de la materia prima
- Desvaine de la materia prima
- Eliminación de desechos
- Tamizado y dosificado
- Eliminación de desechos restantes

3.4.3.3. Módulo 3

- Obtención del grano totalmente desvainado

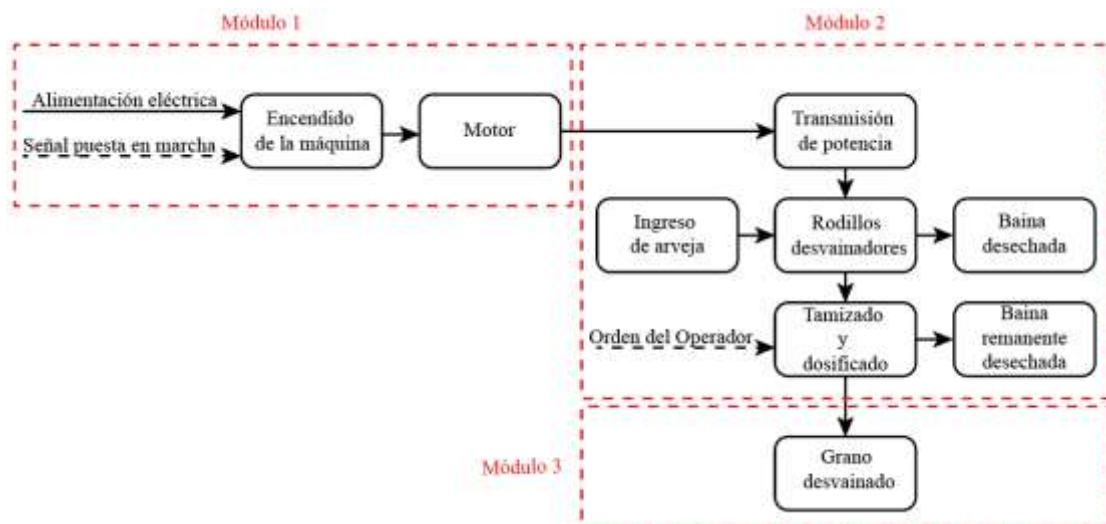


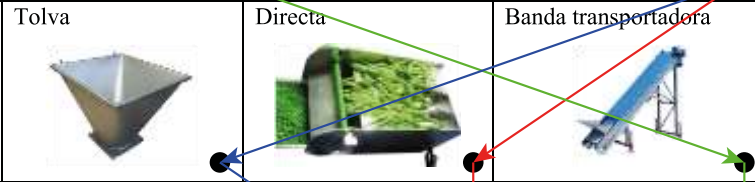
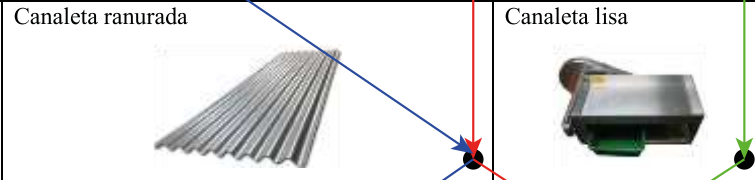

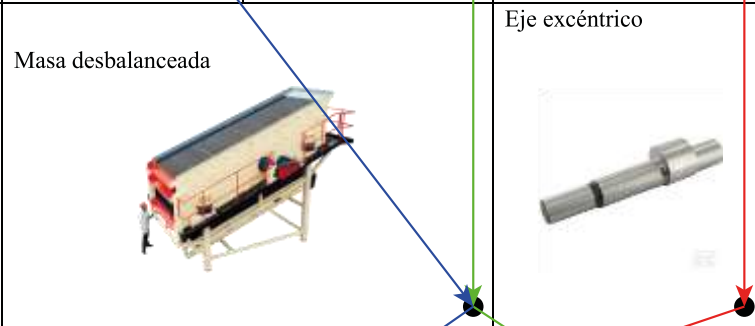
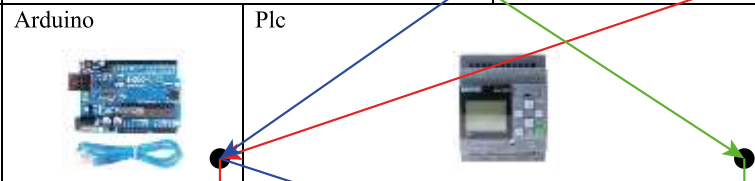
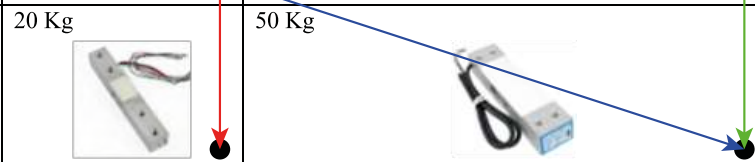


Ilustración 6-3: Módulos del análisis funcional.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.




3.5. Matriz morfológica

Tabla 7-3: Matriz morfológica.

Función	Componentes		
Motor 	Motor 1Hp	Motor ½ Hp	Moto reductora
Transmisión de potencia 	Engranés	Bandas y poleas	
Alimentación 	Tolva	Directa	Banda transportadora
Ubicación de la arveja 	Canaleta ranurada		Canaleta lisa
Sistema de desgrane 	Rodillos lisos	Rodillos moleteados	Rodillos de nylon
Tamizado 	Masa desbalanceada		Eje excéntrico
Sistema de control 	Arduino	Plc	
Dosificador 	20 Kg	50 Kg	

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 8-3: Rutas de las alternativas.

Alternativa 1	
Alternativa 2	
Alternativa 3	

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.5.1. *Alternativa 1*

Esta alternativa será impulsada por un motor de 1/2Hp, cuya potencia será transmitida mediante un sistema de poleas a todos los elementos móviles, la alimentación de la máquina se hará de forma manual, una vez depositada la arveja se trasladará mediante canales vibratorios, asegurando su correcta posición tras esto se desvainara empleando rodillos de nylon, pasando a un tamiz vibratorio mediante eje excéntrico que separará los desechos remanentes, el control del sistema será mediante Arduino ,empleando una celda de carga de 20 Kg.

3.5.1.1. *Ventajas*

- Motor de fácil adquisición
- Transmisión resistente a vibraciones
- Alimentación sencilla
- Sistema acanalado mejora la eficiencia de desvaine
- Eje excéntrico sencillo de maquinar

3.5.1.2. *Desventajas*

- Relaciones de transmisión grandes
- Baja robustez de microcontrolador

3.5.2. *Alternativa 2*

Esta alternativa será impulsada por un motor de 1Hp, cuya potencia será transmitida mediante engranes a todos los elementos móviles, la alimentación de la máquina se hará mediante una banda transportadora, una vez depositada la arveja se trasladara mediante una superficie lisa vibratoria, tras esto se desvainara empleando rodillos de acero inoxidable moleteados, pasando a un tamiz vibratorio mediante masa desbalanceada que separará los desechos remanentes, el control del sistema será mediante Arduino ,empleando una celda de carga de 50 Kg.

3.5.2.1. Ventajas

- Alimentación constante y mayor volumen
- Mejor sujeción en los rodillos
- Vibración más acentuada del tamiz
- Robustez del microcontrolador
- Mayor capacidad de la celda de carga

3.5.2.2. Desventajas

- Transmisión no tolera vibraciones
- Baja eficiencia de desvaine
- Difícil limpieza de los rodillos moleteados
- Complejidad del sistema tamizador
-

3.5.3. Alternativa 3

Esta alternativa será impulsada por un por un moto reductor con el fin de reducir la relación de transmisión requerida, cuya potencia será transmitida mediante un sistema de poleas a todos los elementos móviles, la alimentación de la máquina se hará mediante una tolva, una vez depositada la arveja se trasladara mediante una superficie acanalada vibratoria, asegurando su correcta posición tras esto se desvainara empleando rodillos de acero inoxidable lisos, pasando a un tamiz vibratorio mediante masa desbalanceada que separará los desechos remanentes, el control del sistema será mediante Arduino ,empleando una celda de carga de 50 Kg.

3.5.3.1. Ventajas

- Menor relación de transmisión requerida en poleas
- Robusto a vibraciones
- Mayor volumen de alimentación
- Buena eficiencia de desvaine
- Fácil limpieza de rodillos
- Bajo costo del sistema dosificador

3.5.3.2. Desventajas

- Elevado costo
- Complejidad en el sistema tamizador
- Baja adherencia de rodillos
- Difícil acceso a la alimentación.
- Alternativas de solución
- Análisis y solución a los módulos

Para poder discernir entre una u otra alternativa de manera óptima, se empleará el método de criterios ponderados, donde se asignará valores a los criterios de interés para su comparación con las restantes. Asignando el valor de 1 para el criterio con una relevancia superior, 0,5 en caso de poseer relevancia similar y 0 si el criterio a comparar es inferior.

- Costo: Siendo el valor más preponderante en la casa de la calidad, y debido a que la propuesta de diseño se proyecta a su posterior construcción.
- Capacidad: A de poseer una capacidad alta
- Facilidad de operación: Debido al nivel de educación del público objetivo este resulta un parámetro fundamental de análisis.
- Tamizado: Han de poseer un sistema de tamizado sencillo y robusto.
- Ubicación de la arveja: Las vainas han de ubicarse de forma correcta para asegurar la eficiencia de desvaine.

3.6. Evaluación del peso específico de cada criterio

Tabla 9-3: Evaluación del peso específico de cada criterio.

Costo > Capacidad > Ubicación > Facilidad de operación = Tamizado							
Criterios	Costo	Capacidad	F.O.	Tamizado	Ubicación	\sum^{+1}	Ponderación
Costo		1.00	1.00	1.00	1.00	5.00	0,42
Capacidad	0.00		1.00	1.00	1.00	4.00	0,33
Facilidad de Operación	0.00	0.00		0,50	0.00	1,50	0,13
Tamizado	0.00	0.00	0,50		0.00	1,50	0,13
Ubicación de la arveja	0.00	0.00	1.00	1.00		3.00	0,25
					Total	12.00	1.00

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 10-3: Evaluación del peso específico del costo.

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3					
Alternativas	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	\sum^{+1}	Ponderación
Alternativa 1		1.00	1.00	3	0,50
Alternativa 2	0.00		1.00	2	0,33

Alternativa 3	0.00	0.00		1	0,17
			Total	6	1.00

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 11-3: Evaluación del peso específico de la capacidad.

Alternativa 2 > Alternativa 1 = Alternativa 3					
Alternativas	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	\sum^{+1}	Ponderación
Alternativa 1		0.00	0,50	1,50	0,25
Alternativa 2	1.00		1.00	3.00	0,50
Alternativa 3	0,50	0.00		1,50	0,25
			Total	6.00	1.00

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 12-3: Evaluación del peso específico de la facilidad de operación.

Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2					
Alternativas	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	\sum^{+1}	Ponderación
Alternativa 1		1.00	0.00	2.00	0,33
Alternativa 2	0.00		0.00	1.00	0,17
Alternativa 3	1.00	1.00		3.00	0,50
			Total	6.00	1.00

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 13-3: Evaluación del peso específico del tamizado.

Alternativa 1 > Alternativa 2 = Alternativa 3					
Alternativas	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	\sum^{+1}	Ponderación
Alternativa 1		1.00	1.00	3.00	0,50
Alternativa 2	0.00		0,50	1,50	0,25
Alternativa 3	0.00	0,50		1,50	0,25
			Total	6.00	1.00

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 14-3: Evaluación del peso específico de la ubicación de la arveja.

Alternativa 1 = Alternativa 3 > Alternativa 2					
Alternativas	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	\sum^{+1}	Ponderación
Alternativa 1		1.00	0,50	2,50	0,42
Alternativa 2	0.00		0.00	1.00	0,17
Alternativa 3	0,50	1.00		2,50	0,42
			Total	6.00	1.00

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 15-3: Tabla de conclusiones de las alternativas.

ITEM	Costo	Capacidad	F.O.	Tamizado	Ubicación		Prioridad
Alternativa 1	0,42(0,50)	0,33(0,25)	0,13(0,33)	0,13(0,50)	0,15(0,42)	0,4634	1

Alternativa 2	0,42(0,33)	0,33(0,5)	0,13(0,17)	0,13(0,25)	0,15(0,17)	0,3837	2
Alternativa 3	0,42(0,17)	0,33(0,25)	0,13(0,50)	0,13(0,25)	0,15(0,42)	0,3144	3

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

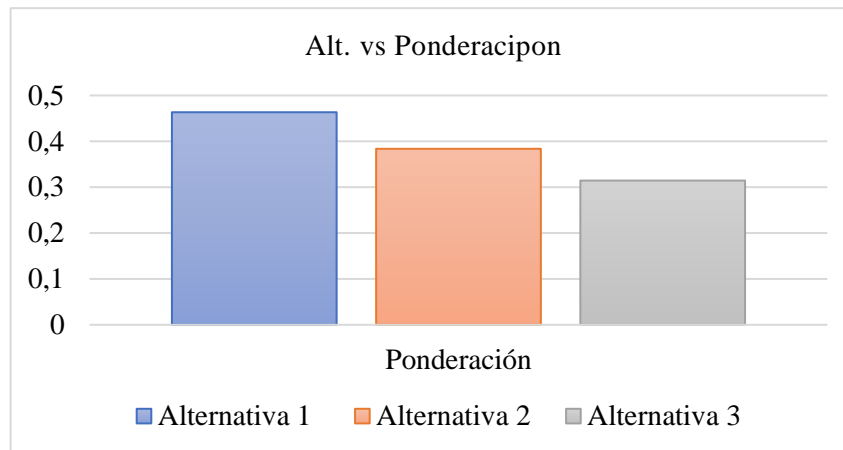


Ilustración 7-3: Diagrama de barras de la ponderación acumulada.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

En función del análisis de criterios ponderados se es apreciable una notoria superioridad de la alternativa 1 respecto a las restantes, siendo la que mejor satisface los requerimientos de los usuarios recopiladas y analizadas en la casa de la calidad, es por ello que se procede al diseño mecánico y eléctrico del sistema con la configuración ya definida y detallada en la matriz morfológica.

Apoyándonos en software CAD se modela la alternativa ganadora para obtener así un visión general y clara de los elementos a diseñar y o seleccionar.

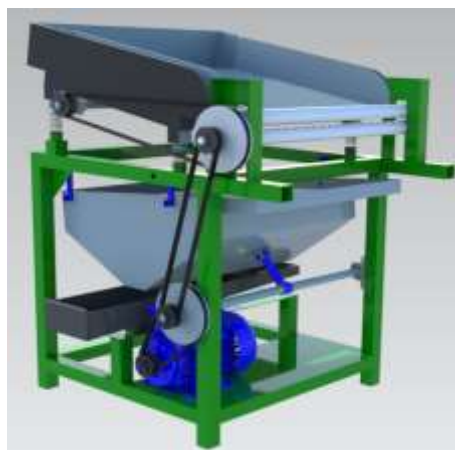


Ilustración 8-3: Modelo 3D de la alternativa ganadora

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7. Diseño mecánico

3.7.1. Parámetros iniciales

3.7.1.1. Propiedades de la arveja

A continuación, se muestra un resumen de los parámetros de interés referente a la geometría de la arveja revisada en el capítulo II.

Tabla 16-3: Resumen de propiedades de la arveja.

Propiedad	Valor	Unidad
Longitud de arveja	10	cm
Ancho de arveja	2	cm
Peso de la vaina	4	g
Peso de granos	150-300	g/1000 granos
Velocidad optima	80	RPM

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.1.2. Geometría del vibrador

Uno de los factores más relevantes para el diseño de la desvainadora resulta ser su geometría, dado que esta es la sección de la máquina que en primer lugar manipulará la materia prima. En búsqueda de conseguir el mejor rendimiento posible de la desvainadora, hemos de asegurar una entrada de la vaina perpendicular a los rodillos, haciéndose así necesario el diseño de bandejas para el sistema de alimentación con hendiduras que aseguren la correcta orientación.

Se ha de considerar que el sistema de alimentación estará dotado de vibración para el avance de la materia prima, es por esto por lo que se ha de dimensionar de forma adecuada. Existen diferentes configuraciones de hendiduras, como rectangular o de zigzag, seleccionando la última dado a su facilidad de mecanizado, así como el correcto acoplamiento existente entre la vaina y la hendidura.

Una vez definida la configuración de la hendidura nos hemos de asegurar que el ángulo seleccionado, es el adecuado para lograr un correcto deslizamiento de la vaina a la par que asegure la correcta orientación de esta.

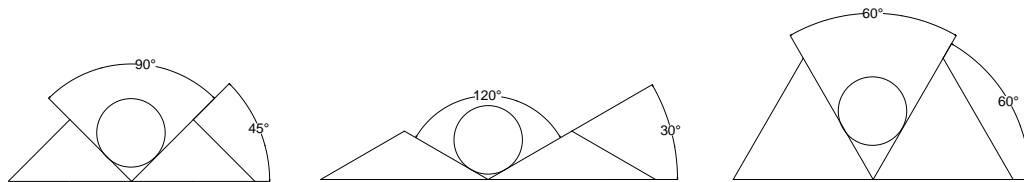


Ilustración 9-3: Perspectiva de los ángulos de 90, 120 y 60 grados.

Realizado por: Lluman Marco, 2023

En la figura 3-9, se observa que la apertura mayor a 90° la misma que permite un deslizamiento adecuado de la vaina, sin embargo, ocasiona la posibilidad de que se ubiquen más de una vaina de forma simultánea interfiriendo mutuamente en su orientación, a la vez que se requeriría un mayor espacio para cada ranura.

En contraparte analizando una apertura inferior a 90° se prevé el pinzamiento de la vaina dificultando el avance de esta, pese a permitir ahorro de espacio, así como el incremento de número o de ranuras la tara mencionada resultaría ineficiente para el sistema de alimentación reduciendo la capacidad de la máquina.

Un ángulo recto requiere de un espacio intermedio entre las dos alternativas previas, a la par que permite un correcto deslizamiento y evita el posible pinzamiento de las vainas, es por esto que se establece como la alternativa óptima para el sistema de alimentación.

Para definir la geometría de la bandeja de alimentación en su totalidad se ha de definir las dimensiones de la materia prima a manipular, siendo arveja fresca, considerando como medida crítica el grosor máximo promedio de la vaina ya definido en el marco teórico, siendo esta de 0.02m.

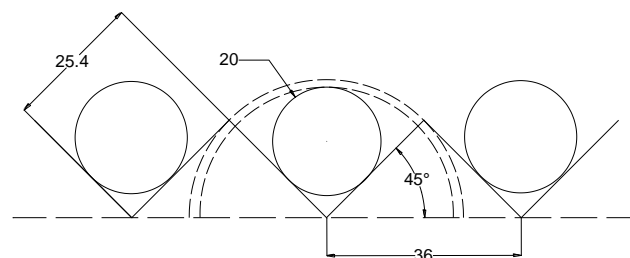


Ilustración 10-3: Disposición geométrica la arveja.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

En la ilustración 3-10 se es posible observar la importancia del grosor de la vaina de arveja en el dimensionamiento adecuado para la longitud de las caras constitutivas de cada ranura con configuración de zigzag.

Como punto de referencia se considera el radio conformado por el valle de la hendidura zigzag y la parte más distante de la vaina ubicada en esta, teniendo así de medición una longitud de 24.14mm, teniendo que ser incrementada esta longitud para considerar el espesor de la plancha de acero inoxidable AISC 304, cuyo valor es de 1.2mm, teniendo así:

$$24.15 + 1.2 = 25.34 \approx 25.4 \text{ mm} = 1 \text{ in}$$

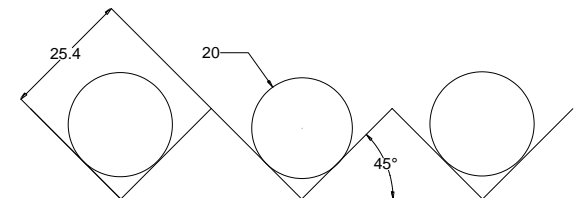


Ilustración 11-3: Vista del perfil de la bandeja.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

La figura anterior muestra como quedaría dimensionada la forma final de la hendidura en zigzag de la bandeja de entrada.

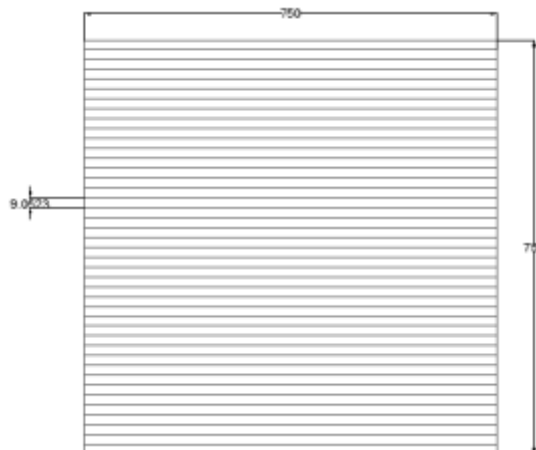


Ilustración 12-3: Geometría final de la bandeja.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se han dimensionado diferentes aspectos y parámetros de la bandeja de alimentación que ubica de forma idónea las vainas de arveja fresca, destacando la configuración en zigzag, alturas favorables, así como el ángulo entre los lados, a continuación, se aprecia la geometría final de esta bandeja.

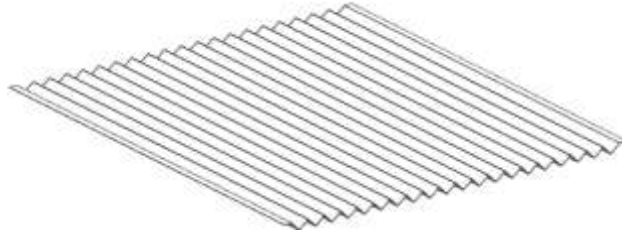


Ilustración 13-3: Vista isométrica de la bandeja.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

El sistema de alimentación estará constituido por dos bandejas, la primera ya dimensionada con hendiduras, y la segunda será la que soporte el sistema vibratorio, así como la que sirva de anclaje a la estructura del sistema de alimentación, haciéndose totalmente desmontable mediante uniones no permanentes permitiendo su fácil ensamblaje limpieza o sustitución.

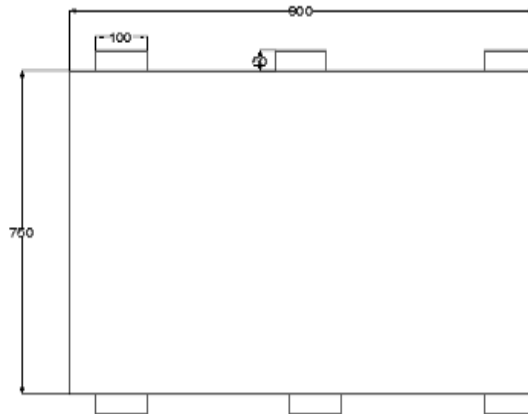


Ilustración 14-3: Geometría de la bandeja base.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Esta bandeja posee un diseño sencillo, tal como se puede observar en la figura 3-14, esto con la finalidad de ser fácilmente manufacturada, así como que se ajuste a la forma de la bandeja de entrada, en la siguiente ilustración se observa la configuración final del sistema.

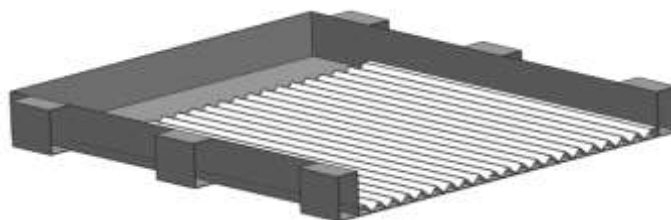


Ilustración 15-3: Configuración de ambas bandejas.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para ambos elementos se selecciona un AISI 304 debido a su accesibilidad y a que posee una alta resistencia a la corrosión que se origina por el contacto con alimentos y elementos de limpieza, no desprende coloración, posee gran facilidad de limpieza, solamente en caso de que el producto a transportar posea valores de SO₂ superiores a 70 mg/l se aconseja el uso del AISI A316.

3.7.1.3. Rodillos

Se emplearán dos rodillos de igual dimensión, reduciendo al máximo el número de etapas de extracción para evitar malograr la arveja. Estos rodillos en busca de cuidar la arveja y asegurar una buena adherencia se componen de un recubrimiento de caucho grado alimenticio y un alma de acero comercial debido a que este no estará en contacto con la arveja.

Para el recubrimiento del alma se es posible emplear cualquier caucho de grado alimenticio con buenas propiedades físicas, para el presente proyecto se seleccionó el caucho sintético de grado alimenticio NBR con certificación FDA lo que asegura su inocuidad para el uso en el sector alimenticio.

Tabla 17-3: Propiedades físicas y químicas del caucho NBR.

Composición		
PROPIEDADES	UNIDADES	VALORES
COMPOSICIÓN	Acrilonitrilo Butadieno	
COLOR	Blanco	
PESO ESPECÍFICO	1,65 ±0,05	gr/cm ³
DUREZA	65 ± 5	SHORE A
CARGA DE ROTURA	≥ 4	Mpa
ALARGAMIENTO A LA ROTURA	≥ 280	%
RESISTENCIA AL DESGARRO	15	N/ mm
TEMPERATURA MÍNIMA DE SERVICIO	-35	°C
TEMPERATURA MÁXIMA DE SERVICIO	120	°C
ENVEJECIMIENTO POR AIRE CALIENTE	72 h x 70°C	
INC. DUREZA	5	SHORE A
INC. CARGA DE ROTURA	-15	%
INC. ALARGAMIENTO	-40	%

Resistencia Química

OZONO	Moderada
ÁCIDOS Y ÁLCALIS DILUIDOS	Muy buena
ÁCIDOS Y ÁLCALIS CONCENTRADOS	Buena
HIDROCARBUROS, ACEITES Y GRASAS	Buena
DISOLVENTES ORGÁNICOS	Moderada

Fuente: (Industria de la goma, 2022, p. 1)

Para comenzar con la obtención de parámetros de funcionamiento partimos de la premisa de que, por cada vuelta de los rodillos, atravesaran estos una arveja, de esta forma se define el diámetro mínimo del rodillo, el mismo que posteriormente será ratificada mediante resistencia, rigidez y de resonancia, conociendo la longitud de la arveja se tiene que

$$C = 2\pi \cdot r$$

Donde:

C es la circunferencia del rodillo que resultara igual a la longitud de la arveja.

r es el radio del rodillo.

$$10 = 2\pi \cdot r$$

$$r = 1.6 \text{ cm}$$

Obteniendo un diámetro de 3.2 cm, considerando así que el 0.35cm se deja para el recubrimiento el diámetro del alma será de 2.5 cm.

Definiendo una capacidad de desgranado de 100 Kg/h de grano extraído lo que equivale a 1.667 Kg/min, se es posible dimensionar la longitud mínima de los rodillos que se encuentran en contacto con las arvejas, siguiendo el siguiente procedimiento:

Tomando el valor promedio del peso de 1000 granos dado por finalice tenemos que:

$$\frac{g}{\text{grano}} = \frac{300 + 150}{2 \cdot 1000} = 0.225g$$

Tal como se estableció en el capítulo dos, las arvejas medianas poseen de 8 a 10 granos por vaina, buscando ser observadores se tomará el valor inferior, considerando así que cada vaina poseerá 8 granos, teniendo así que:

$$\text{Peso de granos por vaina} = 8 \cdot 0.225 = 1.8 \frac{g}{\text{vaina}}$$

Pudiendo establecer la cantidad de vainas que ha de ser capaz de desvainar para satisfacer la demanda planteada:

$$\frac{Vainas}{min} = \frac{Capacidad\ deseada}{Peso\ de\ granos\ por\ vaina}$$

$$\frac{Vainas}{min} = \frac{1667 \frac{g}{min}}{1.8 \frac{g}{vaina}} = 926.111 \frac{vainas}{min}$$

Como se mencionó en el capítulo dos Khilendra Kumar Sonboier establece en su trabajo "*Design and Development of Green Pea Depodging Machine*", que la eficiencia del sistema desvainador de rodillos es de 93.5% , a demás genera un 6.53% de arvejas dañadas y un 7.25% de guisantes que no son desvainados, agregando estos parámetros a las vainas requeridas por minuto para satisfacer los requerimientos se es posible establecer la necesidad de despojo real mediante la expresión de estos parámetros en una ecuación algebraica:

$$926.111 = X \cdot 0.935 - x(0.0653 + 0.0725)$$

$$X = 1161.703$$

Donde X será la cantidad de arveja que ha de ingresar a los rodillos y por ende lo que ha de ser capaz de abastecer el sistema de alimentación, aproximándose a un valor de 1250 vainas/min.

Debido a que por cada vuelta pasa 1 arveja por los rodillos y giran a 80 RPM se es posible determinar el número de rieles necesario en la alimentación para satisfacer la capacidad establecida.

$$\#Rieles = \frac{1250}{80} = 16$$

Redondeando el valor a su inmediato superior se tiene un numero de rieles de 20, del análisis del sistema de alimentación previo se tiene que cada riel posee una anchura de 36mm.

$$L_{rodillo} = 20 \cdot 36 = 720mm$$

Que considerando espesores de placas y demás factores se establece que su anchura será de 750 mm.

Anteriormente se estableció que la fuerza requerida para el desvaine de 18 arvejas es de 5.69 N, realizando una proyección lineal se tiene que para las 20 arvejas se requiere de 6.322N, fuerza aplicada a 0.3m del eje de rotación, con esto se es posible determinar el torque requerido para su desvaine.

$$T = F \cdot d$$

Donde:

T es el torque requerido para el desvaine.

F es la fuerza aplicada de 6.322N.

d es la distancia al eje de rotación, de 0.3m.

$$T = 6.322 \cdot 0.016 = 1.896Nm$$

Conociendo que:

$$Pot = T \cdot n$$

Donde:

T es el torque calculado de 1.896 Nm.

n son es la velocidad angular en rad/s, 80 RPM=8.37 rad/s.

$$Pot_{min-requerida} = 1.896 \cdot 8.37 = 15.86 \text{ Watts} = 0.021 \text{ hp}$$

3.7.2. *Diseño de sistema regulador de presión*

A continuación, se muestra el esquema del sistema propuesto y a diseñar para la regulación de presión de los rodillos.

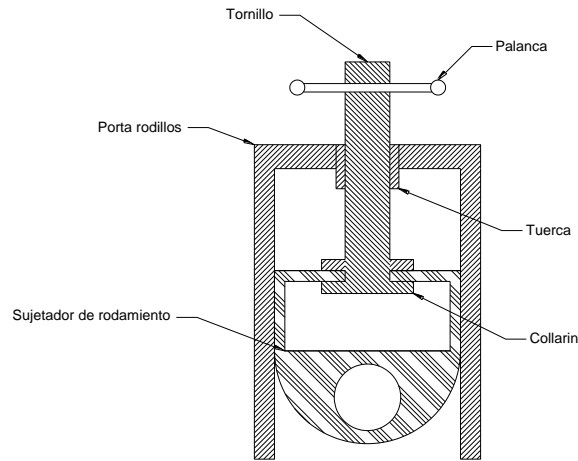


Ilustración 16-3: Configuración del sistema regulador.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se establece un sistema de doble tornillo de potencia uno en cada extremo del rodillo, para su diseño se ha de definir las cargas máximas y mínimas que deberá soportar dichos elementos.

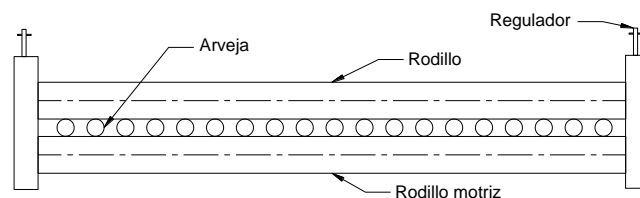


Ilustración 17-3: Sistema de regulación completo

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Como es apreciable en la ilustración anterior el sistema ha de ejercer la presión necesaria para la sujeción de alverja más sin embargo no ha de dañar la misma, es por ello que se toma como fuerza máxima a generar por el sistema la necesaria para dañar 20 granos simultáneamente, teniendo este valor de bibliografía, siendo este de 36.42N por cada grano (Pinchao, Andrade y Osorio, 2016, p. 48).

$$F_T = 36.42 \cdot 20 = 728.4N$$

Debido a la simetría se distribuye de forma uniforme la carga entre ambos tornillos de potencia, teniendo así 364.2 N para cada uno.

La forma de operación se considera de carácter dinámico debido a la constante regulación que se pudiere tener en función de la característica de la leguminosa, es por ello que se han de definir los dos estados de operación.

Tabla 18-3: Estados de operación.

Estado	Carga	Valor
Subida	Peso del eje	128,88 N (28,97 lb)
Bajada	Fuerza máxima establecida	364,20 N (81,87 lb)

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.2.1. Geometría del tornillo

Una vez definidos los estados de operación se asume una configuración geométrica inicial del tornillo, que se verificara mediante la obtención del factor de seguridad del elemento.

Tabla 19-3: Geometría asumida del tornillo.

Característica	Símbolo	Valor	Und.
Diámetro exterior	de	0,5000	in
Área a tensión	At	0,1225	in ²
N° de Hileras	#H	1,0000	-
Hilos/in	Hin	1,0000	-
Diámetro del collarín	dc	0,7500	in

Realizado por: Lluman Marco, 2023

3.7.2.2. Cálculo de torque de subida y bajada

Tras definir estos parámetros iniciales se han de obtener las características geométricas restantes, empleadas en la obtención de el torque requerido para la suida y bajada del sistema.

Como lo es el coeficiente de fricción entre la tuerca y tornillo y en el collarín.

Tabla 20-3: Coeficiente de fricción entre tornillo-tuerca.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Fuente:(Budynas y Nisbett, 2011, p. 404)

Tabla 21-3: Coeficiente de fricción del collarin.

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0.12	0.17
Acero duro sobre hierro fundido	0.09	0.15
Acero suave sobre bronce	0.08	0.10
Acero duro sobre bronce	0.06	0.08

Fuente:(Budynas y Nisbett, 2011, p. 404)

Teniendo así un u de 0.15 y un u_c de 0.12.

Tabla 22-3: Cálculo de parámetros geométricos del tornillo de potencia.

Característica	Símbolo	Expresión	Valor	Und.
Paso	P	$P = \frac{1}{Hin}$	0,10000	in
Avance	p	$p = P \cdot \#H$	0,1000	in
Diámetro a tensión	Dt	$dt = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot At}$	0,3949	in
Diámetro medio	dm	$dm = de - \frac{P}{2}$	0,4500	in

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez definido estos parámetros mediante la siguiente expresión se definen los torques de subida y bajada

$$T_s = \frac{F \cdot dm}{2} \cdot \frac{u \cdot \pi \cdot dm \cdot \sec(14.5) + p}{\pi \cdot dm - \mu \cdot p \cdot \sec(14.5)} + \frac{F \cdot dc \cdot u_c}{2}$$

Donde F es el peso del eje para el estado de subida:

$$T_s = \frac{28.973 \cdot 0.45}{2} \cdot \frac{0.15 \cdot \pi \cdot 0.45 \cdot \sec(14.5) + 0.1}{\pi \cdot 0.45 - 0.15 \cdot 0.1 \cdot \sec(14.5)} + \frac{28.973 \cdot 0.75 \cdot 0.12}{2}$$

$$T_s = 2.79 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Donde F es la fuerza máxima de los rodillos:

$$T_b = \frac{F \cdot dm}{2} \cdot \frac{u \cdot \pi \cdot dm \cdot \sec(14.5) - p}{\pi \cdot dm + \mu \cdot p \cdot \sec(14.5)} + \frac{F \cdot dc \cdot u_c}{2}$$

$$T_b = \frac{28.973 \cdot 0.45}{2} \cdot \frac{0.15 \cdot \pi \cdot 0.45 \cdot \sec(14.5) - 0.1}{\pi \cdot 0.45 + 0.15 \cdot 0.1 \cdot \sec(14.5)} + \frac{28.973 \cdot 0.75 \cdot 0.12}{2}$$

$$T_b = 5.218 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

3.7.2.3. Verificación de autobloqueo

Como es apreciable el momento torsor de bajada es superior a cero lo que nos da un indicio de la presencia de autobloqueo en el sistema, sin embargo, se es posible ratificar mediante la siguiente expresión:

$$u > \text{tg}(\gamma) \cdot \cos(14.5)$$

Donde:

$$\text{tg}(\gamma) = \frac{p}{\pi \cdot dm}$$

$$\text{tg}(\gamma) = \frac{0.1}{\pi \cdot 0.45}$$

$$\text{tg}(\gamma) = 0.0353$$

$$u > 0.0353 \cdot \cos(14.5)$$

$$0.15 > 0.034$$

Debido a que se cumple la desigualdad se es posible afirmar que la fricción del sistema supera la propensión bajar, ratificándose la presencia de autobloqueo.

3.7.2.4. Cálculo de esfuerzos

Se analiza el comportamiento de cada una de las cargas a las que se somete el sistema:

Axial:

- El valor máximo se presenta al momento de bajar y generar la compresión máxima en la arveja
- El valor mínimo se origina en la subida siendo el peso del rodillo.

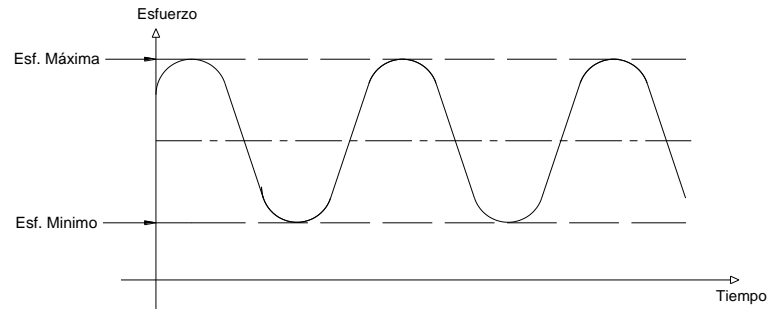


Ilustración 18-3: Análisis de esfuerzos axiales.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot dt^2}$$

$$\sigma_{min} = \frac{4 \cdot 28.9734}{\pi \cdot 0.3949^2}$$

$$\sigma_{min} = 236.55 \text{ Psi}$$

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot 81.875}{\pi \cdot 0.3949^2}$$

$$\sigma_{max} = 668.478 \text{ Psi}$$

Una vez definido estos esfuerzos se ha de definir los esfuerzos amplitud y equivalente:

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$$

$$\sigma_a = \frac{668.478 - 236.55}{2}$$

$$\sigma_a = 215.964 \text{ Psi}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$$

$$\sigma_m = \frac{668.478 + 236.55}{2}$$

$$\sigma_m = 452.514 \text{ Psi}$$

Torsión:

- El torque máximo se da en la bajada
- El torque mínimo se da en la subida
- Deben poseer signos contrarios

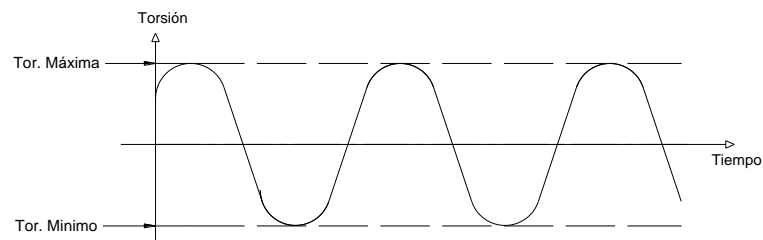


Ilustración 19-3: Análisis de esfuerzos torsionales.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot dt^3}$$

Donde:

T es el torque de subida o bajada.

$$\tau_{max} = \frac{16 \cdot 5.2187}{\pi \cdot 0.3949^3}$$

$$\tau_{max} = 431.589 \text{ Psi}$$

$$\tau_{min} = -\frac{16 \cdot 2.7913}{\pi \cdot 0.3949^3}$$

$$\tau_{min} = -230.8422 \text{ Psi}$$

$$\tau_a = (\tau_{max} - \tau_{min})/2$$

$$\tau_a = \frac{431.589 + 230.8422}{2}$$

$$T_a = 331.1307 \text{ Psi}$$

$$\tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min})/2$$

$$\tau_m = \frac{431.589 - 230.08422}{2}$$

$$\tau_m = 100.34 \text{ Psi}$$

Tabla 23-3: Resumen de esfuerzos en el tornillo de potencia.

Esfuerzo	Valor (Psi)	Esf. Amplitud (Psi)	Esf. Medio (Psi)
σ_{max}	668,47	215,96	452,51
σ_{min}	236,55		
τ_{max}	431,58	331,13	100,34
τ_{min}	-230,84		

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Flexión:

- Carece de fuerza flexionante

3.7.2.5. Aplicación del criterio de Soderberg.

Para la verificación de esto se emplea el criterio de Soderberg donde se tiene que:

$$\frac{\sigma_{eqa}}{Se} + \frac{\sigma_{eqm}}{Sy} = \frac{1}{n}$$

Donde:

σ_{eqa} es el esfuerzo equivalente amplitud.

σ_{eqm} es el esfuerzo equivalente medio.

n es el factor de seguridad.

Se es el límite de resistencia a fatiga del material.

Sy es el límite de fluencia del material

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{452.514^2 + 3 \cdot 100.34^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 484.7404 \text{ Psi}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{215.964^2 + 3 \cdot 331.1307^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 612.834 \text{ Psi}$$

Para determinar los límites de resistencia se selecciona el material AISI 1045 HR siendo este el más común para elementos roscados.

Tabla 24-3: Selección del material del tornillo.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	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

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2011, p. 1004)

Se ha de definir el límite de resistencia a fatiga Se :

$$Se = Ke \cdot Kc \cdot Se'$$

Donde:

K_e equivale al inverso del factor de concentrador de esfuerzos.

K_c es el factor de confiabilidad que para el 99% es de 0.814.

S_e' es el 45% del S_{ut} .

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

Tabla 25-3: Factor K_f para tornillos.

Grado SAE	Grado métrico	Roscas laminadas	Roscas cortadas	Filete
0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
4 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2011, p. 404)

Para el grado SAE del perno y para los tornillos de potencia se consideran roscas roscadas, se tiene un valor de K_f de 2.8.

$$S_e = \frac{1}{2.8} \cdot 0.814 \cdot 0.45 \cdot 82000$$

$$S_e = 10727.35 \text{ Psi}$$

$$\frac{612.834}{10727.35} + \frac{484.7404}{45000} = \frac{1}{n}$$

Obteniendo un factor de seguridad de 14, que pudiere considerarse sobredimensionado, sin embargo, por la facilidad de manufactura se considera optimo.

3.7.3. Cálculo de la palanca

Para esto se ha de definir la fuerza máxima de agarre de una persona, para establecer la longitud mínima para la regulación del sistema, para lo cual nos apoyamos de la siguiente ilustración.

Tabla 26-3: Valores del IMC y su relación con la fuerza media de las manos.

Tabla I Valores del IMC y su relación con la fuerza media de las manos								
Edad (años)	Hombres				Mujeres			
	IMC	Beta	IC 95%	p	IMC	Beta	IC 95%	p
20-29	27,0 (19-43)	0,470	0,896 0,532	0,0075	23,2 (17-37)	0,215	-0,23 0,448	0,077
30-39	27,7 (18-46)	0,300	0,048 0,269	0,0052	24,7 (18-44)	0,189	0,018 0,295	0,026
40-49	28,3 (17-47)	0,516	-0,073 0,140	0,538	26,1 (17-50)	0,070	-0,066 0,231	0,277
50-59	29,9 (17-54)	0,200	0,311 0,246	0,011	29,0 (18-55)	-0,002	-0,181 0,175	0,973
60-69	29,2 (18-43)	0,267	0,096 0,254	0,000	30,3 (17-50)	0,088	-0,049 0,260	0,180
70-79	28,1 (17-41)	0,046	-0,040 0,101	0,397	30,3 (17-47)	0,074	-0,080 0,272	0,285
≥ 80	26,9 (18-37)	0,276	0,056 0,285	0,003	27,1 14 (37)	0,255	0,013 0,778	0,042

IMC = índice de masa corporal.

IMC medio: hombres: 28,5 ± 4,7 (17-55), mujeres: 27,9 ± 5,9 (14-55) p = 0,002.

IMC y Fuerza media de la mano: hombres: beta = 0,176, p = 0,000 mujeres: beta = -0,095, p = 0,001.

Fuente:(Mateo Lázaro et al., 2008, p. 36)

Estableciendo así una máxima fuerza de agarre de 14 Kgf asegurándonos así que independientemente de la edad y sexo del operario sea fácilmente manipulable.

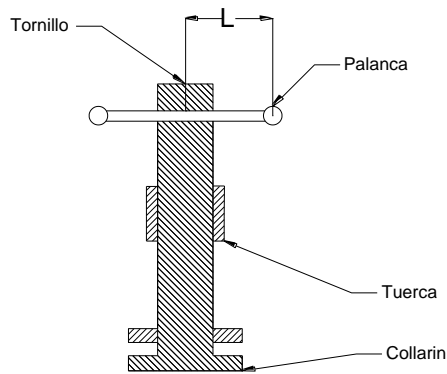


Ilustración 20-3: Longitud de la palanca.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

$$L = \frac{T}{Fa}$$

Donde:

T es el máximo torque a vencer.

Fa es la máxima fuerza ejercida por el operario 14 Kg equivalente a 30.864 lb.

$$L = \frac{5.1287}{30.864} = 0.16 \text{ in}$$

Estableciéndose una longitud de 50 mm que es superior al mínimo requerido y resulta ergonómico para el usuario.

3.7.4. Diseño de la tuerca

Para este diseño se considera un factor de seguridad mínimo de 6 por lo que se asume de 8 por seguridad, construido en AISI 1045 HR al igual que el tornillo, se realiza tres análisis donde F será la máxima carga para soportar:

A cizallamiento:

$$\tau = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot de \cdot H_1} = \frac{Ssy}{H1}$$

Donde:

$$Ssy = \frac{Sy}{2}$$

$$\frac{2 \cdot 81.875}{\pi \cdot 0.5 \cdot H1} = \frac{22500}{8}$$

$$H1 = 0.03 \text{ in}$$

Aplastamiento:

$$\sigma = \frac{4 \cdot p \cdot F}{\pi \cdot (de^2 - dn^2) \cdot H2} = \frac{Sy}{n}$$

Donde:

dn es el diámetro del núcleo siendo dm-P/2.

$$\sigma = \frac{4 \cdot 0.1 \cdot 81.875}{\pi \cdot (0.5^2 - 0.4^2) \cdot H2} = \frac{45000}{8}$$

$$H2 = 0.02 \text{ in}$$

Flexión:

$$\sigma = \frac{6 \cdot F}{\pi \cdot dm \cdot H3} = \frac{Sy}{n}$$

$$\sigma = \frac{6 \cdot 81.875}{\pi \cdot 0.45 \cdot H3} = \frac{Sy}{8}$$

$$H3 = 0.06 \text{ in}$$

Seleccionando el mayor de los tres siendo la altura mínima 0.06 in (2 mm), seleccionando un espesor de la tuerca 1 cm.

3.7.5. Selección de motor

Debido a la disponibilidad del entorno, se cuenta con un motor de ½ Hp de potencia la cual se verificará a posteriori que satisfaga la necesidad requerida por el sistema, para su selección se emplea el catálogo de un fabricante bien posicionado en la región, siendo este WEG, cuidando poseer una velocidad nominal adecuada para evitar relaciones de transmisión excesivas.

Haciendo uso de la herramienta de SELECCIÓN DE PRODUCTO de weg, se especifican los parámetros primordiales para visualizar los elementos que cumplan con estos.

Tabla 27-3: Parámetros de selección de motor.

Propiedad	Valor
Potencia	½ Hp
Velocidad angular	1200 RPM
Frecuencia	60 Hz

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Ingresando estos parámetros en el buscador se tienen las siguientes opciones:



Ilustración 21-3: Búsqueda de alternativas de motor monofásico.

Fuente: (Weg, 2008)

Seleccionando la primera alternativa de uso general, con las especificaciones siguientes.



Ilustración 22-3: Alternativa seleccionada.

Fuente: (Weg, 2008)

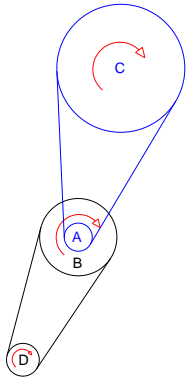
Mayores especificaciones se detallan en los anexos del presente proyecto.

3.7.6. *Diseño del sistema de transmisión de potencia*

3.7.6.1. *Parámetros iniciales:*

Como parámetro fundamental se requieren las velocidades de giro de cada uno de los elementos rotatorios, tras las recomendaciones vistas al inicio de este capítulo, así como en el análisis del sistema biela manivela, se tienen el siguiente análisis del sistema de transmisión.

Tabla 28-3: Revoluciones del sistema.

	Etapa 1	RPM	Etapa 2	RPM	
Entrega	Polea D	1170	Polea A	500	
Recibe	Polea B	500	Polea C	80	

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se define la distancia entre centro tentativa mediante software CAD, siendo esta de 303.5248 mm debido a que si se eleva la posición del motor no se dispondrá espacio para el sistema dosificador, es por ello que se establece un CC entre 250-350mm para la primera etapa.

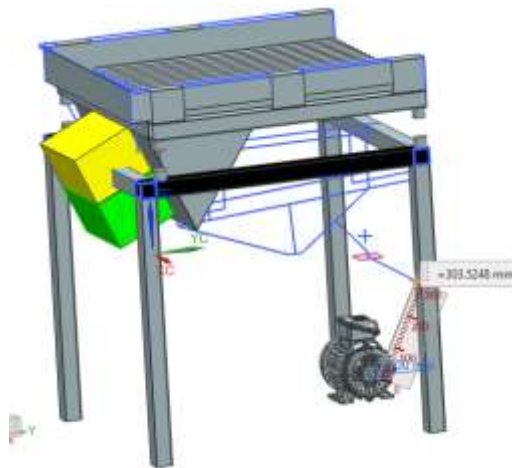


Ilustración 23-3: CC de la etapa 1.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

En la segunda etapa se ubican los rodillos de forma tentativa para definir con la mayor precisión posible .la máxima distancia entre centros disponible.

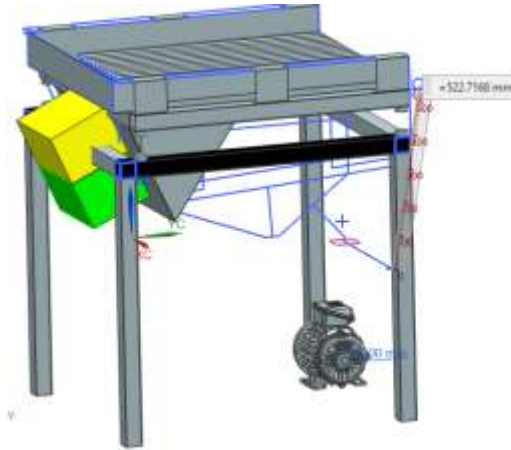


Ilustración 24-3: CC de la etapa 2.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Debido a que ambos elementos poseen ya una posición preestablecida se tiene un margen de CC de 500 - 550 mm.

3.7.6.2. Diseño de la etapa 1

Como valores de entrada se tienen los siguientes parámetros de la selección del motor, así como de las velocidades recomendadas de giro, y condiciones de operación e instalación.

- $P = 0.5HP = 0.37 KW$
- $N_1 = 1170 RPM$
- $N_2 = 500 RPM$
- $t = 8h/día$
- $Cc = [250 - 350]mm$
- Arranque directo
- Correa de sección clásica

Selección de correa trapezoidal SKF: Para la selección de este tipo de elemento se sigue el procedimiento definido por el catálogo del fabricante, siendo en este caso SKF.

1. Se determina el factor de servicio:

Tabla 29-3: Factor de servicio correas trapezoidales SKF.

Types of driven machinery		Soft starts Duty time h/day			Heavy starts Duty time h/day		
		10 and under	Over 10 to 16	Over 16	10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7.5 kW), centrifugal compressors and pumps, Belt conveyors (uniformly loaded).	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3

Fuente:(SKF Group, 2012, p. 16)

$$C_2 = 1.1$$

2. Potencia de diseño Pd:

$$P_d = P \cdot C_2 = 0.37 \cdot 1.1$$

$$P_d = 0.407 \text{ KW}$$

3. Selección de la sección transversal de la correa:

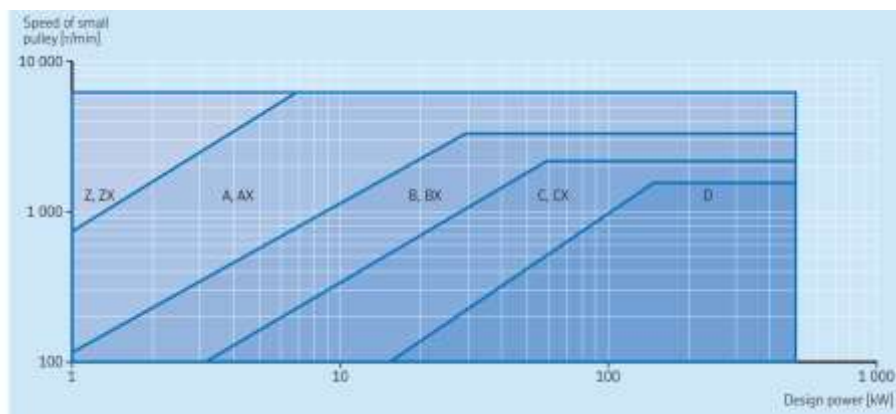


Ilustración 25-3: Recomendación del tipo de sección de correa SKF.

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 17)

Se selecciona perfil Z, ZX debido a que se considera como 1Kw el valor mínimo de potencia que resiste este perfil de correa, mientras que la requerida es inferior a este valor por lo que se considera aceptable.

4. Relación de transmisión

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{1170}{500} = 2.34$$

Con el valor obtenido de relación de transmisión se ingresa a la tabla del catálogo donde se recomiendan los diámetros para satisfacer de la mejor forma posible la relación de transmisión teórica.

Se define en primer lugar el diámetro tentativo para la polea conductora, siendo recomendable tomar la tercera opción de las recomendadas por el catálogo para asegurar la potencia requerida.

Tabla 30-3: Sugerencia de diámetros de polea conductora.

Pulleys datum diameters	50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	
Z	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
A																										
B																										
C																										

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 36)

Una vez definido la conductora se selecciona la conducida en función de la i deseada y como punto de partida el diámetro de la polea ya definido.

Tabla 31-3: Sugerencia de diámetros de polea conducida.

Pulley datum diameter [mm]	50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212
50	1	1.17	1.20	1.26	1.34	1.42	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2	2.12	2.24	2.36	2.50	2.64	2.80	3	3.20	3.40	3.60	3.80	4	4.24
56	1	1.07	1.13	1.20	1.27	1.34	1.43	1.52	1.63	1.70	1.79	1.89	2	2.11	2.23	2.36	2.50	2.68	2.86	3.04	3.21	3.39	3.57	3.79	
60		1	1.05	1.12	1.18	1.25	1.33	1.42	1.50	1.58	1.67	1.77	1.87	1.97	2.08	2.20	2.33	2.50	2.67	2.83	3	3.17	3.33	3.53	
63			1	1.08	1.13	1.19	1.27	1.35	1.43	1.51	1.59	1.68	1.78	1.87	1.98	2.10	2.23	2.38	2.54	2.70	2.86	3.02	3.17	3.37	
67				1	1.06	1.12	1.19	1.27	1.34	1.42	1.49	1.58	1.67	1.76	1.87	1.97	2.09	2.24	2.39	2.54	2.69	2.84	2.99	3.16	
71					1	1.06	1.13	1.20	1.27	1.34	1.41	1.49	1.58	1.66	1.76	1.86	1.97	2.11	2.25	2.39	2.54	2.68	2.82	2.99	

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 36)

La relación de transmisión que más se asemeja al catálogo es de 2.33, con esta relación se toma los diámetros, en este caso no se interpola, para de esta manera poder tomar los diámetros estándar de las poleas y evitar la necesidad de maquinarse una con características particulares.

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$D = 140 \text{ mm}$$

5. Distancia entre centros

$$C_{\text{mín}} = 250 \text{ mm}$$

$$C_{\text{máx}} = 350 \text{ mm}$$

En función de los valores límites, se asume una distancia entre centros adecuada de 300 mm.

$$C_{cp} = 300 \text{ mm}$$

$$L_d = 2C_{cp} + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C_{cp}}$$

$$L_d = 2(300) + 1.57(140 + 60) + \frac{(140 - 60)^2}{4(300)}$$

$$L_d = 919.333 \text{ mm}$$

Con el valor de la longitud se selecciona la correa que posea esta característica lo más próxima posible.

Tabla 32-3: Correas SKF sección Z en función de L_d .

Section	Dimensions		Pitch length		w		h		Designation
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	
10/Z	395	381	15.00	10	6				PHG Z15
	420	406	16.00	10	6				PHG Z16
	780	762	30.00	10	6				PHG Z30
	800	787	31.00	10	6				PHG Z31
	840	813	32.00	10	6				PHG Z32
	850	838	33.00	10	6				PHG Z33
	875	864	34.00	10	6				PHG Z34
	900	889	35.00	10	6				PHG Z35
	930	914	36.00	10	6				PHG Z36

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 82)

Se selecciona la correa: **PHG Z36** $L_d = 930 \text{ mm}$

6. Corrección de la distancia entre centros una vez definida la longitud real.

$$C_c = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8(D - d)^2}}{8}$$

$$a = 2L_d - \pi(D + d)$$

$$a = 2 \cdot 930 - \pi(140 + 60) = 1231.681$$

$$Cc = \frac{1231.681 + \sqrt{1231.681^2 - 8(140 - 60)^2}}{8}$$

$$Cc = 305.3 \approx 305 \text{ mm}$$

7. Potencia básica de la correa

Establecida por la siguiente expresión, cuyos parámetros se seleccionan de la tabla adjunta.

$$P_b = P'_b + P_{bs}$$

Tabla 33-3: Parámetros para la potencia básica de la correa.

Faster shaft speed r/min	Rated power per belt for small pulley datum diameter [mm]												Additional power per belt for speed ratio			
	67	71	75	80	85	90	95	100	112	125	132	140	1.00 to 1.05	1.06 to 1.24	1.25 to 1.59	> 1.59
	kW												kW			
100	0.08	0.09	0.10	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.18	0.19	0.20	-	-	0.01	0.01
500	0.31	0.34	0.37	0.40	0.44	0.47	0.51	0.54	0.62	0.70	0.75	0.80	-	0.01	0.03	0.04
720	0.42	0.46	0.50	0.55	0.59	0.64	0.68	0.73	0.84	0.95	1.02	1.09	-	0.02	0.04	0.05
800	0.46	0.50	0.54	0.59	0.64	0.70	0.75	0.80	0.92	1.04	1.11	1.19	-	0.02	0.04	0.06
900	0.50	0.55	0.59	0.65	0.71	0.77	0.82	0.88	1.01	1.15	1.22	1.31	-	0.02	0.05	0.07
960	0.53	0.58	0.63	0.69	0.75	0.81	0.87	0.92	1.06	1.21	1.29	1.38	0.01	0.03	0.05	0.07
1 000	0.55	0.60	0.65	0.71	0.77	0.83	0.89	0.95	1.10	1.25	1.33	1.42	0.01	0.03	0.05	0.08
1 100	0.59	0.64	0.70	0.76	0.83	0.90	0.97	1.03	1.19	1.35	1.44	1.54	0.01	0.03	0.06	0.08
1 200	0.63	0.69	0.75	0.82	0.89	0.96	1.04	1.11	1.27	1.45	1.55	1.65	0.01	0.03	0.06	0.09
1 300	0.67	0.73	0.79	0.87	0.95	1.03	1.10	1.18	1.36	1.55	1.65	1.76	0.01	0.03	0.07	0.10

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 41)

$$P_b = 0.658 + 0.084 = 0.742 \text{ KW}$$

8. Identificación de los parámetros de corrección de potencia.

$$\frac{D - d}{Cc} = 0.262$$

Tabla 34-3: Parámetro C1

Belt length	Correction factor									
	SPZ	SPA	SPB	SPC	8V	Z	A	B	C	D
	SPZ-XP	SPA-XP	SPB-XP	SPC-XP	8V-XP	ZX	AX	BX	CX	
	XPZ	XPA	XPB	XPC						
	3V		5V							
	3V-XP		5V-XP							
	3VX		5VX							
mm	-									
400	0.50					0.87	0.68			
475	0.65					0.90	0.74	0.64		
530	0.74					0.93	0.78	0.70		
630	0.82	0.77				0.96	0.81	0.76		
710	0.84	0.79				0.99	0.83	0.78		
900	0.88	0.83	0.76			1.05	0.87	0.82	0.73	
1 000	0.90	0.85	0.78			1.06	0.89	0.84	0.76	

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 40)

$$C_1 = 1.053$$

Tabla 35-3: Parámetro C3.

Arc of contact power correction factor C_3		
$\frac{D-d}{CC}$	Arc of contact on small pulley	Arc of contact correction factor C_3
mm	deg.	-
0,00	180	1,00
0,05	177	0,99
0,10	174	0,99
0,15	171	0,98
0,20	169	0,97
0,25	166	0,97
0,30	163	0,96

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 40)

$$C_3 = 0.9676$$

9. Cálculo de la potencia requerida.

$$P_r = P_b \cdot C_1 \cdot C_3 = 0.742 \cdot 1.053 \cdot 0.9676$$

$$P_r = 0.756 \text{ KW}$$

Como se es apreciable la potencia requerida es inferior a la potencia de diseño por lo tanto se procede a definir el número de correas necesarias.

10. Definición de número de correas

$$N_c = \frac{P_d}{P_r} = \frac{0.407}{0.756}$$

$$N_c = 0.54 \approx 1 \text{ correa}$$

3.7.6.3. Cálculo de tensiones de la etapa 1.

Una vez seleccionado los diámetros de las poleas, así como la correa a emplear se procede a definir la tensión en las bandas del sistema.

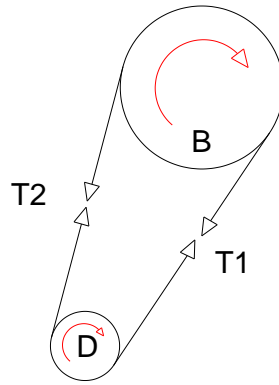


Ilustración 26-3: Etapa 1.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se define la velocidad lineal de la correa, con el objeto de identificar si se es necesario considerar la acción de la fuerza centrífuga, siendo esta T_c , en caso de ser inferior a 10 m/s será considerada caso contrario tomará el valor de 0 m/s.

$$v = \frac{\pi d_D N_D}{60} = \frac{\pi \cdot 0.06 \cdot 1170}{60}$$

$$v = 3.676 \text{ m/s}$$

$$T_c \approx 0$$

Una vez definido esto se establece el cálculo de la relación de tensiones, para lo cual se ha de conocer la fricción existente en el sistema, así como el ángulo de contacto.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$$

Coefficiente de fricción: $\mu = 0.18$ (considerando una polea de acero y una correa de caucho).

$$\text{Ángulo de contacto: } \theta = 180 - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2x}\right)$$

$$\theta = 180 - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{140 - 60}{2 \cdot 305}\right)$$

$$\theta = 164.928^\circ = 2.879 \text{ rad}$$

Por lo tanto, reemplazando los valores obtenidos en la expresión inicial se tiene que:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{0.18(2.879)}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 3.983$$

Obteniendo así una primera ecuación donde se inmiscuyen las dos variables de interés. Nos apoyamos en la expresión de la potencia transmitida en función de las tensiones obteniendo una segunda ecuación.

$$P = (T_1 - T_2)v$$

$$370 = (T_1 - T_2) \cdot 3.676$$

$$T_1 - T_2 = 100.653$$

Estableciendo así un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas, para hallar los valores de la tensión 1 y 2 de la polea de la primera etapa.

$$\frac{T_1}{T_2} = 3.983$$

$$T_1 - T_2 = 100.653$$

Resolviendo se obtiene que:

$$T_1 = 134.06 \text{ N}$$

$$T_2 = 33.407 \text{ N}$$

3.7.6.4. Diseño de la etapa 2

Como valores de entrada se tienen los siguientes parámetros de la selección del motor, así como de las velocidades recomendadas de giro, y condiciones de operación e instalación.

- $P = 0.5HP = 0.37 KW$
- $N_1 = 500 RPM$
- $N_2 = 80 RPM$
- $t = 8h/día$
- $Cc = [500 - 550]mm$
- Arranque directo
- Correa de sección clásica

Selección de correa trapezoidal SKF: Para la selección de este tipo de elemento se sigue el procedimiento definido por el catálogo del fabricante, siendo en este caso SKF.

11. Se determina el factor de servicio:

Tabla 36-3: Factor de servicio correas trapezoidales SKF.

Types of driven machinery		Soft starts Duty time h/day			Heavy starts Duty time h/day		
		10 and under	Over 10 to 16	Over 16	10 and under	Over 10 to 16	Over 16
Class 1 Light duty	Blowers, exhausters and fans (up to 7.5 kW), centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded).	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3

Fuente:(SKF Group, 2012, p. 16)

$$C_2 = 1.1$$

12. Potencia de diseño Pd:

$$P_d = P \cdot C_2 = 0.37 \cdot 1.1$$

$$P_d = 0.407 KW$$

13. Selección de la sección transversal de la correa:

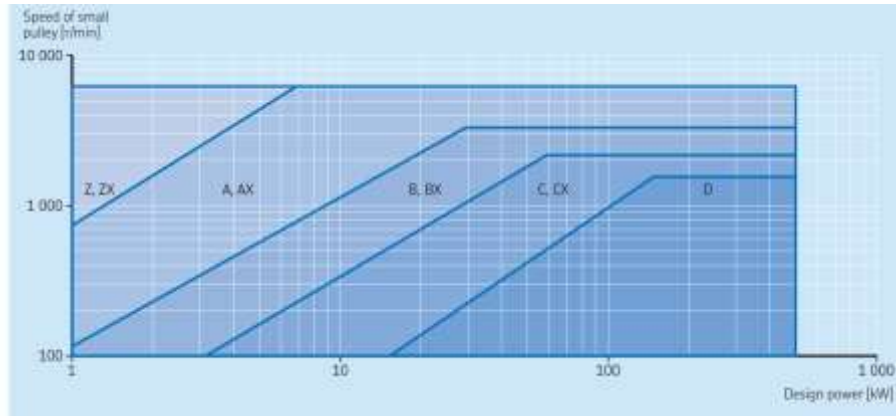


Ilustración 27-3: Recomendación del tipo de sección de correa SKF.

Realizado por: (SKF Group, 2012, p. 17)

Se selecciona perfil Z, ZX debido a que se considera como 1Kw el valor mínimo de potencia que resiste este perfil de correa, mientras que la requerida es inferior a este valor por lo que se considera aceptable.

14. Relación de transmisión

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{1170}{180} = 6.5$$

Con el valor obtenido de relación de transmisión se ingresa a la tabla del catálogo donde se recomiendan los diámetros para satisfacer de la mejor forma posible la relación de transmisión teórica.

Se define en primer lugar el diámetro tentativo para la polea conductora, siendo recomendable tomar la tercera opción de las recomendadas por el catálogo para asegurar la potencia requerida, sin embargo, buscando reducir lo máximo posible el tamaño de la polea conducida se iniciará con una primera iteración, tomando el valor menor sugerido.

Tabla 37-3: Sugerencia de diámetros de polea conductora.

Pulleys datum diameters	50	56	60	63	67	71	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212	
Z	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
A																										
B																										
C																										

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 36)

Una vez definido la conductora se selecciona la conducida en función de la i deseada y como punto de partida el diámetro de la polea ya definido.

Tabla 38-3: Sugerencia de diámetros de polea conducida.

224	236	250	265	280	300	315	335	355	375	400	425	450	475	500	530	560	630	710	800	900	1000	1250	mm
4.48	4.72	5	5.30	5.60	6	6.3	6.70	7.10	7.50	8	8.50	9	9.50	10	10.60	11.20	12.00	14.20	16	18	20	25	50
4	4.21	4.44	4.73	5	5.36	5.73	5.98	6.34	6.70	7.14	7.59	8.04	8.48	8.93	9.44	10	11.25	12.68	14.29	16.07	17.86	22.32	56
3.72	3.93	4.17	4.42	4.67	5	5.25	5.58	5.92	6.25	6.67	7.08	7.50	7.92	8.33	8.83	9.33	10.50	11.83	13.33	15	16.67	20.83	60
3.56	3.75	3.97	4.21	4.44	4.76	5	5.12	5.43	5.95	6.25	6.75	7.14	7.54	7.94	8.41	8.89	10	11.27	12.70	14.29	15.87	19.84	63
3.34	3.52	3.73	3.96	4.18	4.48	4.70	5	5.30	5.60	5.97	6.34	6.72	7.09	7.46	7.91	8.36	9.40	10.60	11.94	13.43	14.93	18.66	67
3.15	3.32	3.52	3.75	3.96	4.23	4.44	4.72	5	5.28	5.63	5.99	6.34	6.69	7.04	7.46	7.89	8.87	10	11.27	12.68	14.08	17.61	71

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 36)

La relación de transmisión que más se asemeja al catálogo es de 6.3, con esta relación se toma los diámetros, en este caso no se interpola, para de esta manera poder tomar los diámetros estándar de las poleas y evitar la necesidad de maquinarse con características particulares.

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$D = 315 \text{ mm}$$

15. Distancia entre centros

$$C_{\text{mín}} = 5000 \text{ mm}$$

$$C_{\text{máx}} = 550 \text{ mm}$$

En función de los valores límites, se asume una distancia entre centros adecuada de 525 mm.

$$C_{cp} = 525 \text{ mm}$$

$$L_d = 2C_{cp} + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C_{cp}}$$

$$L_d = 2(525) + 1.57(315 + 50) + \frac{(315 - 50)^2}{4(525)}$$

$$L_d = 1597.672 \text{ mm}$$

Con el valor de la longitud se selecciona la correa que posea esta característica lo más próxima posible.

Tabla 39-3: Correas SKF sección Z en función de L_d .

Section	Dimensions		Inside length		w		h	Designation
	Pitch	length			mm			
	mm		in.		mm			
10Z	395	381	15,00		10		6	PHG Z15
	420	406	16,00		10		6	PHG Z16
	1 570	1 549	61,00		10		6	PHG Z61
	1 595	1 575	62,00		10		6	PHG Z62
	1 620	1 600	63,00		10		6	PHG Z63
	1 645	1 626	64,00		10		6	PHG Z64
	1 670	1 651	65,00		10		6	PHG Z65

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 82)

Se selecciona la correa: **PHG Z36** $L_d = 1620 \text{ mm}$

16. Corrección de la distancia entre centros una vez definida la longitud real.

$$C_c = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8(D - d)^2}}{8}$$

$$a = 2L_d - \pi(D + d)$$

$$a = 2 \cdot 1620 - \pi(315 + 50) = 2093.319 \text{ mm}$$

$$C_c = \frac{2093.319 + \sqrt{2093.319^2 - 8(315 - 50)^2}}{8}$$

$$C_c = 505.98 \approx 510 \text{ mm}$$

17. Potencia básica de la correa

Establecida por la siguiente expresión, cuyos parámetros se seleccionan de la tabla adjunta.

$$P_b = P'_b + P_{bs}$$

Tabla 40-3: Parámetros para la potencia básica de la correa.

Faster shaft speed	Rated power per belt for small pulley datum diameter [mm]												Additional power per belt for speed ratio			
	67	71	75	80	85	90	95	100	112	125	132	140	1.00 to 1.05	1.06 to 1.24	1.25 to 1.59	> 1.59
r/min	kW												kW			
100	0.08	0.09	0.10	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.18	0.19	0.20	-	-	0.01	0.01
500	0.31	0.34	0.37	0.40	0.44	0.47	0.51	0.54	0.62	0.70	0.75	0.80	-	0.01	0.03	0.04
720	0.42	0.44	0.48	0.52	0.58	0.64	0.68	0.73	0.84	0.95	1.02	1.09	-	0.02	0.04	0.05
800	0.46	0.50	0.54	0.59	0.64	0.70	0.75	0.80	0.92	1.04	1.11	1.19	-	0.02	0.04	0.06
900	0.50	0.55	0.59	0.65	0.71	0.77	0.82	0.88	1.01	1.15	1.22	1.31	-	0.02	0.05	0.07
960	0.53	0.58	0.63	0.69	0.75	0.81	0.87	0.92	1.06	1.21	1.29	1.38	0.01	0.03	0.05	0.07
1 000	0.55	0.60	0.65	0.71	0.77	0.83	0.89	0.95	1.10	1.25	1.33	1.42	0.01	0.03	0.05	0.08
1 100	0.59	0.64	0.70	0.76	0.83	0.90	0.97	1.03	1.19	1.35	1.44	1.54	0.01	0.03	0.06	0.08
1 200	0.63	0.69	0.75	0.82	0.89	0.96	1.04	1.11	1.27	1.45	1.55	1.65	0.01	0.03	0.08	0.09
1 300	0.67	0.73	0.79	0.87	0.95	1.03	1.10	1.18	1.36	1.55	1.65	1.76	0.01	0.03	0.07	0.10

Fuente: (SKF Group, 2012, p. 41)

$$P_b = 0.31 + 0.04 = 0.35 \text{ KW}$$

18. Identificación de los parámetros de corrección de potencia.

$$\frac{D - d}{C_c} = 0.52$$

$$C_1 = 1.17$$

$$C_3 = 0.926$$

19. Cálculo de la potencia requerida.

$$P_r = P_b \cdot C_1 \cdot C_3 = 0.35 \cdot 1.17 \cdot 0.926$$

$$P_r = 0.379 \text{ KW}$$

Como se es apreciable la potencia requerida es inferior a la potencia de diseño por lo tanto se procede a definir el número de correas necesarias.

20. Definición de número de correas

$$N_c = \frac{P_d}{P_r} = \frac{0.407}{0.379}$$

$$N_c = 1.07 \approx 1 \text{ correa}$$

3.7.6.5. Cálculo de tensiones de la etapa 1.

Una vez seleccionado los diámetros de las poleas, así como la correa a emplear se procede a definir la tensión en las bandas del sistema.

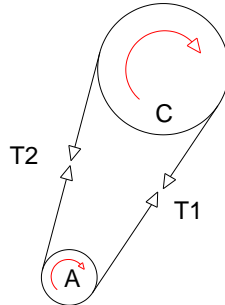


Ilustración 28-3: Etapa 2.

Realizado por: Lluman Marco, 2023

Se define la velocidad lineal de la correa, con el objeto de identificar si se es necesario considerar la acción de la fuerza centrífuga, siendo esta T_c , en caso de ser inferior a 10 m/s será considerada caso contrario tomará el valor de 0 m/s.

$$v = \frac{\pi d_D N_D}{60} = \frac{\pi \cdot 0.05 \cdot 500}{60}$$

$$v = 1.309 \text{ m/s}$$

$$T_c \approx 0$$

Una vez definido esto se establece el cálculo de la relación de tensiones, para lo cual se ha de conocer la fricción existente en el sistema, así como el ángulo de contacto.

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$$

Coefficiente de fricción: $\mu = 0.18$ (considerando una polea de acero y una correa de caucho).

$$\text{Ángulo de contacto: } \theta = 180 - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2x}\right)$$

$$\theta = 180 - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{315 - 50}{2 \cdot 510}\right)$$

$$\theta = 149.883^\circ = 2.616 \text{ rad}$$

Por lo tanto, reemplazando los valores obtenidos en la expresión inicial se tiene que:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{0.18(2.616)}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 1.601$$

Obteniendo así una primera ecuación donde se inmiscuyen las dos variables de interés. Nos apoyamos en la expresión de la potencia transmitida en función de las tensiones obteniendo una segunda ecuación.

$$P = (T_1 - T_2)v$$

$$37.28 = (T_1 - T_2) \cdot 1.309$$

$$T_1 - T_2 = 24.48$$

Estableciendo así un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas, para hallar los valores de la tensión 1 y 2 de la polea de la primera etapa.

$$\frac{T_1}{T_2} = 1.601$$

$$T_1 - T_2 = 24.48$$

Resolviendo se obtiene que:

$$T_1 = 268.129 \text{ N}$$

$$T_2 = 167.476 \text{ N}$$

3.7.7. Selección de poleas

Una vez definido el número de correas necesarias se ha de verificar la existencia de estas con el número de garganta y diámetros establecidos, para lo cual se emplea la siguiente tabla otorgada por el catálogo SKF.

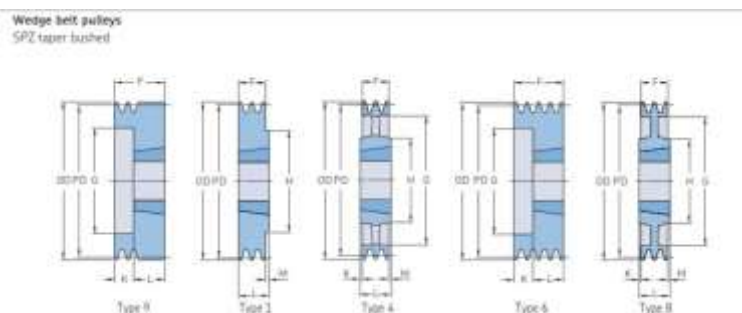
Tabla 41-3: Poleas existentes.

Pulley datum diameter	Number of grooves							
	1	2	3	4	5	6	8	
mm	-							
50	✓	✓	X	X	X	X	X	
56	✓	✓	X	X	X	X	X	
60	✓	✓	X	X	X	X	X	
63	✓	✓	✓	✓	X	X	X	
67	✓	✓	✓	✓	X	X	X	
71	✓	✓	✓	✓	X	X	X	
75	✓	✓	✓	✓	X	X	X	
80	✓	✓	✓	✓	X	X	X	
85	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
90	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
95	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
100	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
106	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
112	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
118	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
125	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
132	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
140	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
150	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
160	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
170	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
180	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
190	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	
200	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
224	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
250	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
280	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	
315	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	

Fuente:(SKF Group, 2012, p. 76)

De acuerdo con la tabla que brinda el catálogo SKF, se puede comprobar que todas las poleas tanto de la primera como segunda etapa se encuentran disponibles en el mercado.

Tabla 42-3: Poleas garganta Z.



Section	Number of grooves	Pitch diameter PD	Pulley type	Bushing number	Dimensions Outer diameter OD		F	G	K	L	M	H	Mass*	Designation	
					B Min.	Max.									
		mm			mm								kg		
SPZ	1	50	9	100B	54,0	9	25	37	28	12,0	22	-	-	0,3	PHP 1SPZ50TB
		56	9	100B	60,0	9	25	37	23	12,0	22	-	-	0,5	PHP 1SPZ56TB
		60	1	110B	64,0	9	25	22	-	-	22	-	-	0,3	PHP 1SPZ60TB
		63	1	110B	67,0	9	28	16	-	-	22	6,0	62	0,3	PHP 1SPZ63TB
		67	1	110B	71,0	9	28	16	-	-	22	6,0	62	0,3	PHP 1SPZ67TB
		125	1	1610	129,0	14	42	16	-	-	25	9,0	80	1,3	PHP 1SPZ125TB
		132	1	1610	136,0	14	42	16	-	-	25	9,0	80	1,5	PHP 1SPZ132TB
		140	1	1610	144,0	14	42	16	-	-	25	9,0	80	1,7	PHP 1SPZ140TB
		150	1	1610	154,0	14	42	16	-	-	25	9,0	80	2,0	PHP 1SPZ150TB
		160	1	1610	164,0	14	42	16	-	-	25	9,0	80	2,2	PHP 1SPZ160TB
		250	4	2012	254,0	14	50	16	222	8,0	32	8,0	100	4,6	PHP 1SPZ250TB
		280	4	2012	284,0	14	50	16	252	8,0	32	8,0	100	5,5	PHP 1SPZ280TB
		315	4	2012	319,0	14	50	16	287	8,0	32	8,0	100	6,7	PHP 1SPZ315TB
		355	4	2012	359,0	14	50	16	326	8,0	32	8,0	112	6,8	PHP 1SPZ355TB
		400	4	2012	404,0	14	50	16	371	8,0	32	8,0	112	6,9	PHP 1SPZ400TB

Fuente: (SKF Group, 2016, p. 216)

Seleccionando las siguientes poleas con cada una de sus características principales:

Tabla 43-3: Poleas seleccionadas.

Diámetro (mm)	Designación	F (ancho mm)	Masa (Kg)	Peso (N)
60	PHP 1SPZ60TB	22	0,3	2,943
140	PHP 1SPZ140TB	16	1,7	16,677
50	PHP 1SPZ50TB	37	0,3	2,943
315	PHP 1SPZ315TB	16	6,7	65,727

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.8. Diseño del árbol excéntrico.

Una vez seleccionado estos elementos, así como haber definido su localización y tensiones en ellas se es posible establecer el diagrama de disposición de los elementos.

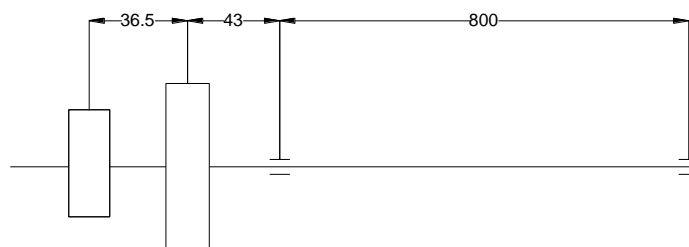


Ilustración 29-3: Elementos y su disposición de árbol excéntrico.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.8.1. Análisis de fuerzas en cada punto de análisis.

Se analiza la polea A de 60 mm de diámetro que transmite potencia al sistema de rodillos.

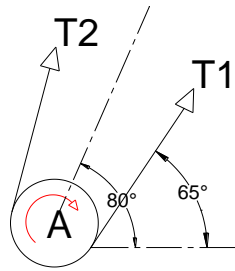


Ilustración 30-3: DCL polea A.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

$$T_1 = 268.129 \text{ N}$$

$$T_2 = 167.476 \text{ N}$$

$$T_1 + T_2 = 435.605 \text{ N} = T_A$$

Realizando equilibrio estático considerando los ángulos intervinientes ya detallados en el diagrama de cuerpo libre se tiene que:

$$T_{Az} = 75.642 \text{ N}$$

$$T_{Ay} = 428.987 \text{ N}$$

Se analiza la polea B de 140 mm de diámetro que RECIBE potencia del motor.

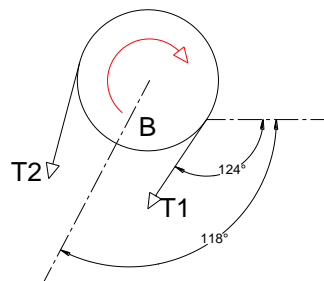


Ilustración 31-3: DCL polea B.

Realizado por: Lluman Marco, 2023

$$T_3 = 134.06 \text{ N}$$

$$T_4 = 33.407 \text{ N}$$

$$T_3 + T_4 = 134.06 + 33.407 = 167.467 = T_B$$

Realizando equilibrio estático considerando los ángulos intervinientes ya detallados en el diagrama de cuerpo libre se tiene que:

$$T_{Bz} = 70.775 \text{ N}$$

$$T_{By} = 151.777 \text{ N}$$

Análisis del punto D (mecanismo excéntrico), donde se requiere definir la carga en este, a partir del peso a desplazar.

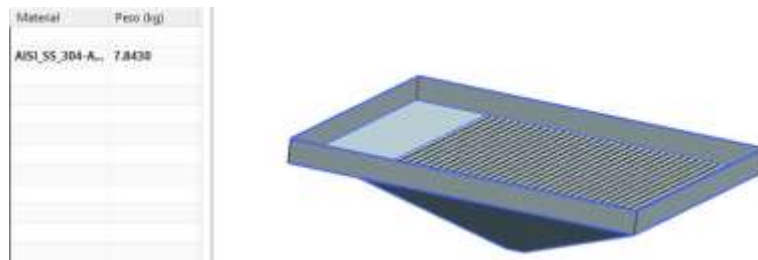


Ilustración 32-3: Peso de la zaranda a desplazar.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

$$W = g \cdot m_z = 9.81 \cdot 7.843 = 76.939 \text{ N}$$

Buscando trasladar la carga al punto de interés, se define el radio vector mediante el uso de software CAD especializado, donde definimos la locación del centro de gravedad del sistema, y la posición del punto a trasladar, pudiendo así realizar la diferencia entre posición final e inicial respecto a un sistema local de referencia.

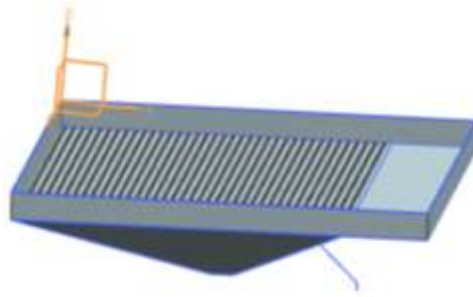


Ilustración 33-3: Ubicación del sistema local de referencia.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.



Ilustración 34-3: Locación del centro de gravedad.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.



Ilustración 35-3: Locación del punto a trasladar.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

$$r_G = [325.3 \vec{i}, 353.206\vec{j}, -46.648\vec{k}] \text{ mm}$$

$$r_P = [325 \vec{i}, 597.338\vec{j}, -197.809\vec{k}] \text{ mm}$$

Para trasladar la fuerza ejercida por la masa de la zaranda al punto donde se requiere realizar el análisis del eje, es necesario transformar dicha fuerza en un sistema fuerza-par, mediante el empleo del producto cruz entre el radio vector (diferencia $r_G - r_P$) y la fuerza ejercida por el peso. Por lo tanto, se tiene:

$$M_T = \vec{r} \times \vec{W}$$

$$M_T = [0.3\vec{i}, -244.133\vec{j} + 151.161\vec{k}] \times [-76.939\vec{k}]$$

$$M_T = [18783.349\vec{i} + 23.0817\vec{j}] N \cdot mm$$

Debido al uso de un motor de 0.5Hp y la potencia consumida por los rodillos es de 0.035Hp, el remanente de potencia será ocupado por esta sección. La velocidad angular con la que se moverá el mecanismo es de 500RPM.

$$P = 0.5HP - 0.035HP = 0.465HP = 346.75Watts$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{346.75}{52.36} = 6.622 N \cdot mm$$

Una vez definidas las cargas en cada uno de los puntos de interés, se es posible realizar el diagrama de cuerpo libre del eje en su conjunto.

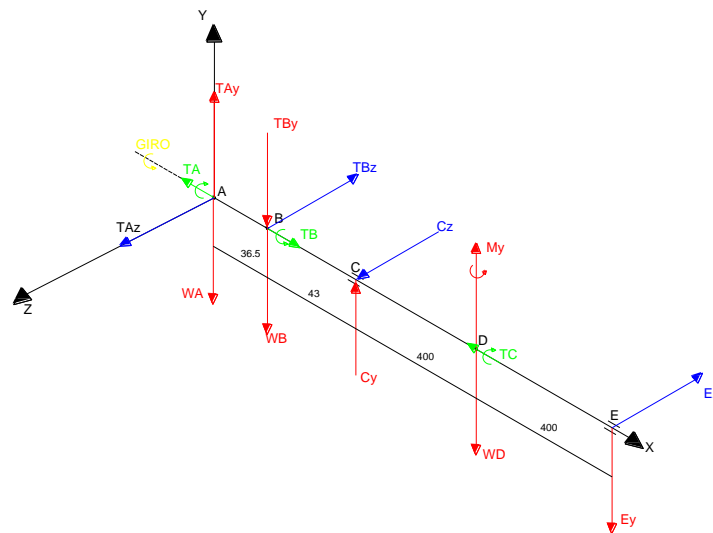


Ilustración 36-3: Diagrama de cuerpo libre del árbol excéntrico.

Realizado por: Llumán, 2023.

Para definir el valor de las reacciones en cada uno de los apoyos (rodamientos) se realiza un análisis estático por planos, siendo los de análisis e interés el plano (X,Y) y (X,Z).



Ilustración 37-3: Análisis plano YX.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Obteniendo así las siguientes reacciones, tras el análisis de equilibrio estático.

:

$$C_y = 741.36 N$$

$$E_y = 15.83 N$$

Análisis del plano XZ



Ilustración 38-3: Análisis plano YZ.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Obteniendo así las siguientes reacciones, tras el análisis de equilibrio estático.

$$C_z = 8.61 N$$

$$E_z = 3.64 N$$

3.7.8.2. Identificación del punto crítico

Una vez definidas las reacciones en los apoyos, se establecen los diagramas flectores y cortantes, lo que nos permitirá identificar el punto más propenso a la falla, para lo cual se emplea software especializado.

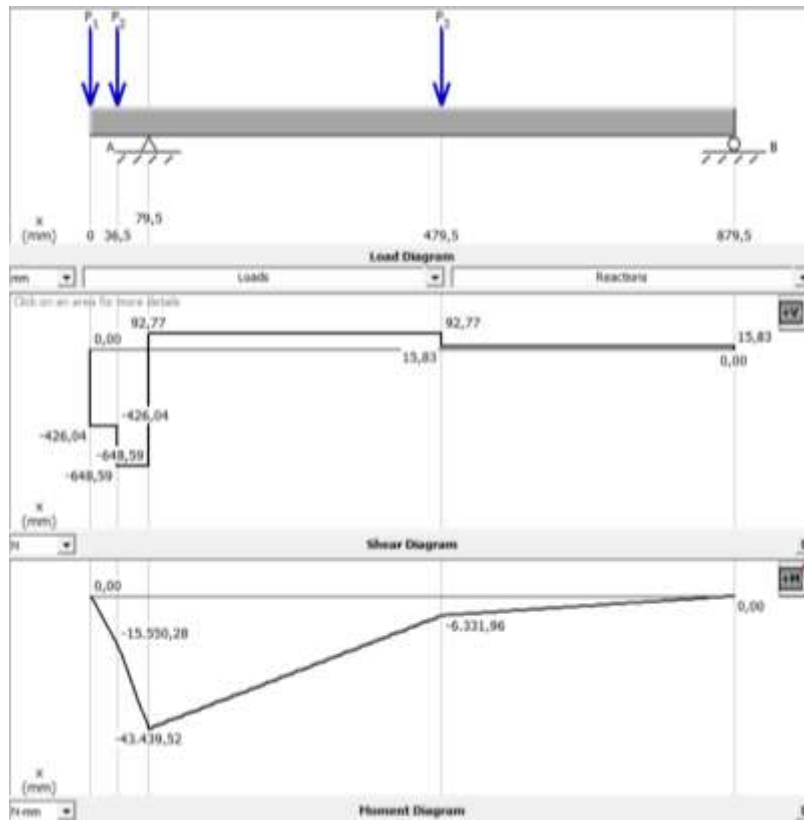


Ilustración 39-3: Diagrama de momento flector y cortante, plano XY.

Realizado por: Luman Marco, 2023.

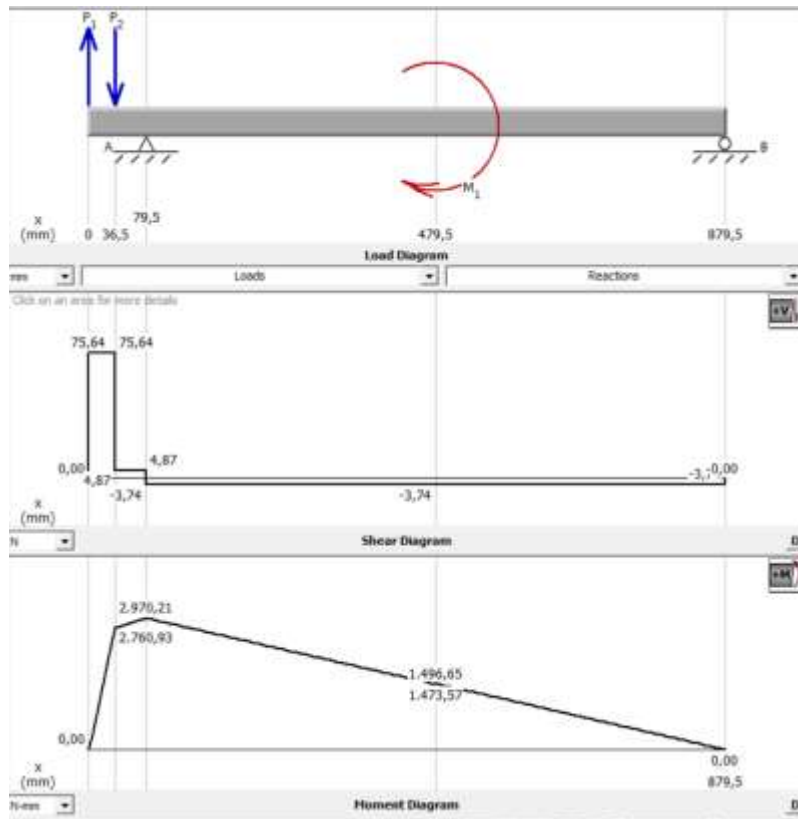


Ilustración 40-3: Diagrama de momento flector y cortante, plano XZ.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se aprecia con facilidad que el punto con mayores solicitaciones en ambos planos de análisis es el punto C, por lo que se establece a este como punto crítico, donde se define el momento flector resultante que actúa en este, así como el momento torsor al que está sometido.

$$M_C = \sqrt{M_{3-3}^2 + M_{2-2}^2}$$

$$M_C = \sqrt{(43439.52)^2 + (2970.21)^2}$$

$$M_C = 43540.947 \text{ N} - \text{mm}$$

$$T = 6.622 \text{ N} - \text{mm}$$

3.7.8.3. Cálculo de diámetro

Una vez definidas las solicitaciones, se emplea la expresión dada por el ASME B106.1 M para el cálculo del diámetro de ejes y árboles, esta expresión se estableció de forma experimental por lo que se considera un método de cálculo adecuado.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Los concentradores de esfuerzos a flexión y a cortante dependen de forma directa del diámetro del elemento, es por ello que para una primera iteración se definen los valores recomendados por la norma, los cuales posteriormente se recalculan con el diámetro tentativo, teniendo así que:

$$k_{ff} = 1.6$$

$$k_{fs} = 1.4$$

$$k = 0.6$$

Al tratarse de un elemento rotacional, los esfuerzos en un punto fijo del elemento (punto crítico), cambiaran de naturaleza entre compresión y tracción, por lo tanto, se propone un análisis dinámico por lo que se han de definir los momentos, torsores medios y amplitud.

Tabla 44-3: Solicitaciones en el punto crítico del árbol excéntrico.

$M_a[N - mm]$	43540,947
$M_m[N - mm]$	0,000
$T_a[N - mm]$	0,000
$T_m[N - mm]$	6,662

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para definir el límite de fatiga se ha de considerar diversos factores que intervienen de una u otra manera en la resistencia a fatiga, los cuales se resumen en la siguiente expresión propuesta por Marin.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_g \cdot S_e'$$

$$K = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_g$$

Donde:

k_a factor de acabado superficial.

k_b factor de tamaño.

k_c factor de confiabilidad.

k_d factor de temperatura.

k_g factor de efectos varios.

S_e' donde $0.5 S_{ut}$, debido a que predomina la flexión.

Se selecciona acero de transmisión AISI 1018HR siendo este el más accesible en la región, con las siguientes propiedades mecánicas.

$$S_y = 220MPa$$

$$S_{ut} = 400 MPa$$

Reemplazando en la expresión previa se tiene que:

$$S_e' = 0.5 \cdot 400 = 200MPa$$

Reemplazando el valor asumido K de 0.6 en la expresión de S_e para la primera iteración se tiene que:

$$S_e = 0,6 \cdot S_e'$$

$$S_e = 0,6 \cdot 200 = 120 MPa$$

Reemplazando en la expresión propuesta por el ASME B106M:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.6(43540.947)}{120} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.4(6.622)}{220} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 22.783 mm$$

Se ha de establecer un diámetro estandarizado, para la posterior selección de elementos como rodamientos.

$$d = 25 \text{ mm}$$

Con este diámetro preliminar se recalculan los factores de Marin, y se calcula el factor de seguridad n mediante la expresión ASME B106M.

- Factor de acabado superficial:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Donde a y b se obtienen de la siguiente tabla.

Tabla 45-3: Factores a y b para K_a .

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

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2011, p. 274) .

Cabe mencionar que la selección del acabado superficial ha de ser obtenible mediante los métodos y procedimientos que se dispongan en la región, por lo que se selecciona maquinado.

$$K_a = 4.5 \cdot 400^{-0.265} = 0.9197$$

- Factor de tamaño:

Para la definición de este factor para diámetros comprendidos entre 2.79 mm y 51 mm se emplea la siguiente expresión.

$$K_b = \left(\frac{d}{7.26} \right)^{-0.107} = 1.24 \cdot d^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24 \cdot 25^{-0.107} = 0.878$$

- Factor de confiabilidad:

Debido a que existe una aproximación en la obtención de valores respecto al fenómeno de la fatiga, se busca contrarrestar con la actuación de este factor.

Tabla 46-3: Factor de confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_o	Factor de confiabilidad k_o
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

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2011, p. 279) .

- Factor de temperatura:

Debido a que si la temperatura de operación es inferior a la de diseño se incrementa la posibilidad de fracturas frágiles se ha de incluir un factor que contrarreste esta probabilidad.

Tabla 47-3: Factor de temperatura.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
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: (Budynas y Nisbett, 2011, p. 278) .

Tabla 48-3: Coeficientes de Marin recalculados.

Ka	0,9197	K=0,65
Kb	0,878	
Kc	0,814	
Kd	1,000	

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Teniendo así un valor de S_e de:

$$S_e = 0.5 \cdot 0.65 \cdot 400 = 130 \text{ MPa}$$

De la misma forma se han de recalculer los concentradores de esfuerzo K_f y K_s mediante la siguiente expresión:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \text{ o } K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

Donde:

q representa la sensibilidad de la muesca a flexión.

$q_{cortante}$ representa la sensibilidad de la muesca a cortante.

K_f es el factor reducido de K_t debido a la presencia de la muesca.

- Sensibilidad de la muesca:

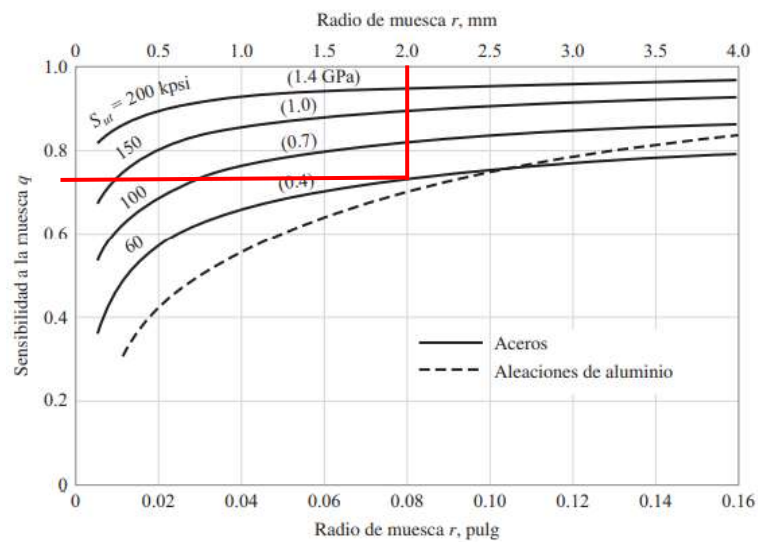


Ilustración 41-3: Sensibilidad de la muesca a flexión.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2011, p. 282) .

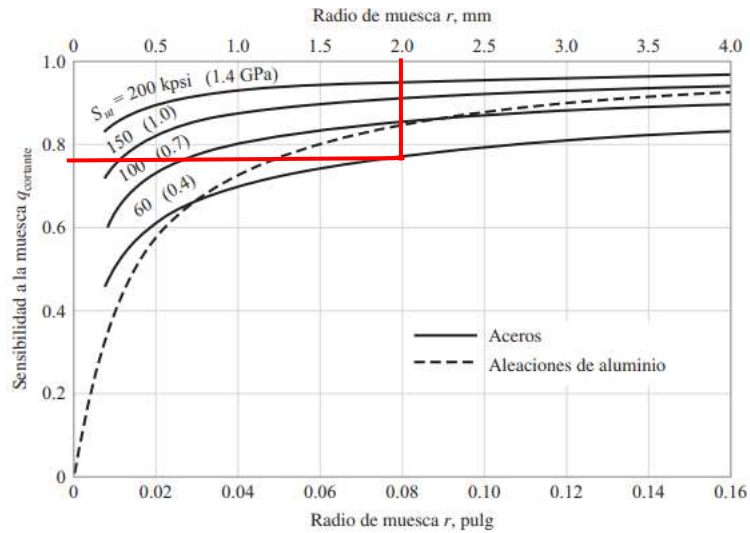


Ilustración 42-3: Sensibilidad de la muesca a flexión.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2011, p. 282).

Una vez definido la sensibilidad de la muesca, previo a obtener el factor de concentración de esfuerzo reducido se ha de obtener el valor de K_t y K_{ts} , para lo cual se ha de definir los parámetros geométricos de la sección del árbol analizar.

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

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$r = 2 \text{ mm}$$

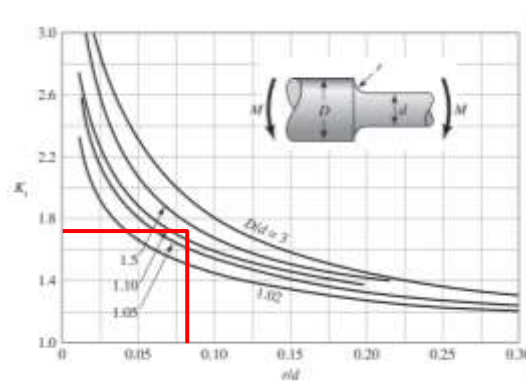


Ilustración 43-3: K_t a flexión.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2011, p. 992).

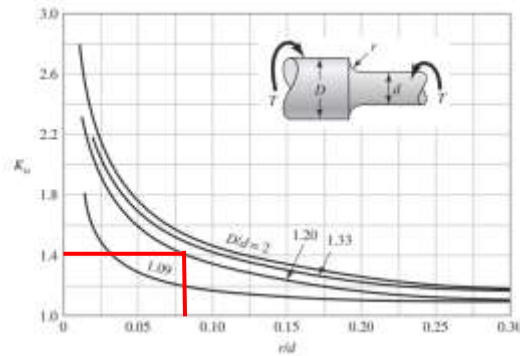


Ilustración 44-3: Kfs a cortante.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2011, p. 992).

Obteniendo así los siguientes parámetros.

$$q = 0.76$$

$$q_{cortante} = 0.78$$

$$Kt = 1.73$$

$$Kts = 1.4$$

Teniendo así los parámetros requeridos para el cálculo de Kf y Kfs.

$$Kf = 1 + 0.76(1.73 - 1) = 1.55$$

$$Kfs = 1 + 0.78(1.4 - 1) = 1.312$$

Reemplazando estos parámetros en conjunto con las solicitaciones ya definidas se recalcula el factor de seguridad:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$25 = \left\{ \frac{16(n)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.55(43540.947)}{130} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.312(6.622)}{220} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Al calcular n se obtiene un valor de 2.95 que es superior al asumido inicialmente de 2, por lo que el diseño se considera adecuado por resistencia.

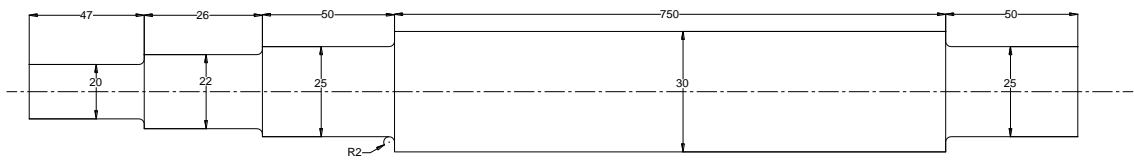


Ilustración 45-3: Perfil escalonado del árbol excéntrico.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.8.4. Diseño por rigidez del árbol excéntrico

Una vez definido que el árbol soportara las solicitaciones por resistencia, se ha de verificar que las deformaciones que se den en este no sean excesivas para el correcto funcionamiento del sistema.

Para la deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas o poleas se tiene una resistencia permisible de $[y] = (0,0002 - 0,0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos.

Para un análisis conservador, se tomó el siguiente valor de deformación

$$[y] = (0,0003)L.$$

$$[y] = 0,0003 (879,5) \rightarrow [y] = 0.26385 \text{ mm}$$

Una vez definido el límite de la deformación admisible, se hace uso del software SAP 2000 para la obtención de las deflexiones. Tras la inserción de parámetros como las secciones, material, método de análisis entre otros se obtienen las siguientes deflexiones en cada uno de los ejes y su resultante.

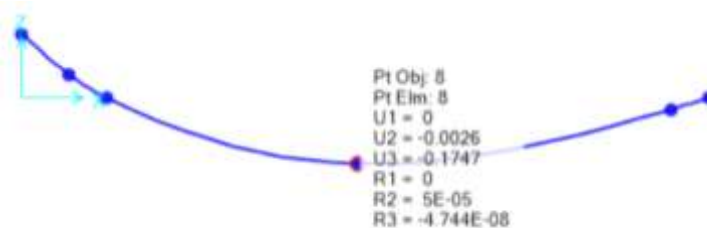


Ilustración 46-3: Deflexión en el árbol excéntrico.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 49-3: Deflexión máxima en el árbol excéntrico.

Deflexión del árbol excéntrico.				
En el punto crítico	U2 (mm)	-0,0026	Deflexión total (ρ)	0,1747
	U3 (mm)	0,1747		

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

$$0,26385 > 0.1747$$

$$[y] > \rho$$

Como se es apreciable la deflexión máxima en el árbol es inferior al límite permitido por lo tanto se considera que el árbol es adecuado por rigidez.

3.7.9. Análisis de resonancia del árbol excéntrico.

Para evitar la resonancia se ha de evitar alcanzar velocidades de rotación próximas a la frecuencia natural del elemento para lo cual se hace uso del criterio de Rayleigh-Ritz y Dunkerley, siendo uno más conservador que otro, pudiendo definir un rango de riesgo de resonancia, de tal forma que siempre y cuando la velocidad de rotación del eje quede distante de este rango se considerará que no entrará en resonancia.

- Se aplica el criterio de Rayleigh-Ritz:

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g (W_1 \cdot \delta_1 + W_2 \cdot \delta_2 + \dots + W_n \cdot \delta_n)}{W_1 \cdot \delta_1^2 + W_2 \cdot \delta_2^2 + \dots + W_n \cdot \delta_n^2}}$$

Donde:

W es el peso de cada elemento soportado por el árbol.

δ_1 es la deformación en la base del elemento considerando todos los elementos de forma simultánea.

Para la polea A se tiene: $\delta_1 = 0.0033 \text{ mm}$, con un peso de 2.943 N

Para la polea B se tiene: $\delta_2 = 0.0014 \text{ mm}$, con un peso de 16.677 N

Estas flechas se obtuvieron mediante el software SAP 2000., reemplazando los valores, se tiene:

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810(2.943 \cdot 0.0033 + 16.677 \cdot 0.0014)}{2.943 \cdot 0.0033^2 + 16.677 \cdot 0.0014^2}} = 21373.802 \text{ RPM}$$

- Se aplica el criterio de Dunkerley:

$$\frac{1}{n_c^2} = \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + \dots + \frac{1}{n_n^2}$$

Donde:

$n_i = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_i}}$ donde g es la gravedad y las deformaciones son en el apoyo de cada elemento considerando únicamente el elemento de interés.

Peso de la polea A:

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0.0033}} = 16464.514 \text{ RPM}$$

Peso de la polea B:

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0.0014}} = 25277.951 \text{ RPM}$$

Reemplazando los valores obtenidos, se tiene:

$$\frac{1}{n_c^2} = \frac{1}{(16464.514)^2} + \frac{1}{(25277.951)^2} \rightarrow n_c = 13796.12 \text{ RPM}$$

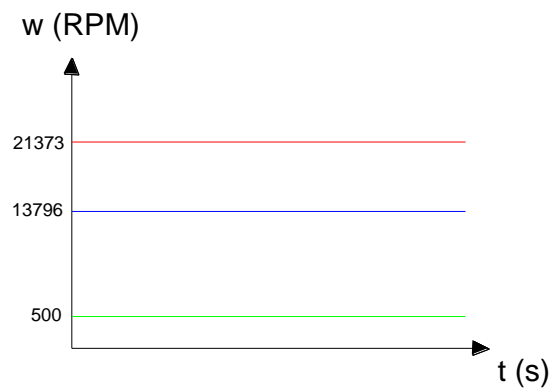


Ilustración 47-3: Límites de resonancia árbol excéntrico.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Al comparar los valores el rango de velocidades angulares que causan resonancia y la velocidad angular a la que trabaja el eje, se considera que el elemento no entrara en resonancia.

3.7.10. Diseño del árbol de rodillo.

Una vez seleccionadas las poleas, calculado las tensiones y dimensionado la bandeja de alimentación se es posible establecer el diagrama de disposición de los elementos.

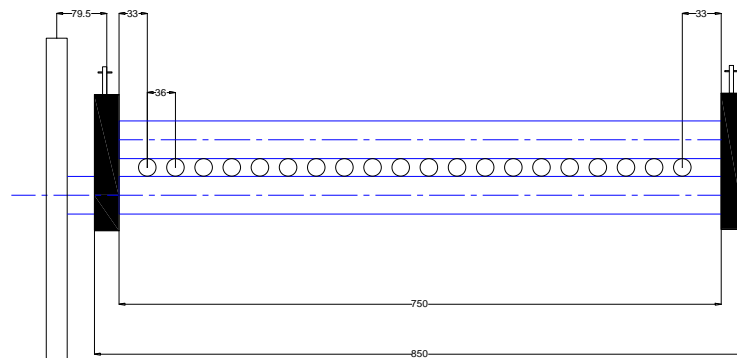


Ilustración 48-3: Elementos y su disposición en el rodillo.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.10.1. Análisis de fuerzas en cada punto de análisis.

Se analiza la polea C de 315 mm de diámetro que recibe potencia del eje excéntrico.

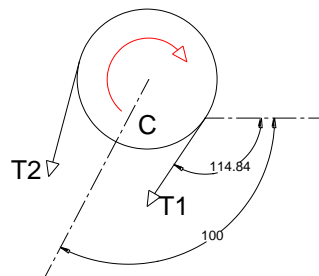


Ilustración 49-3: DCL polea C.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Realizando equilibrio estático considerando los ángulos intervinientes ya detallados en el diagrama de cuerpo libre se tiene que:

$$T_{Cz} = 75.642 \text{ N}$$

$$T_{Cy} = 428.987 \text{ N}$$

Se analizan los puntos D siendo estos los puntos donde cada una de la vaina ejercen una carga puntual sobre los rodillos.

Del análisis realizado en el diseño del tornillo de potencia se estableció que buscando que las vainas de arvejas no se dañen se debe aplicar una fuerza inferior a 36.42N, por cada ranura (o vaina, en total 20) con una separación de 36mm.

Una vez definidas las cargas en cada uno de los puntos de interés, se es posible realizar el diagrama de cuerpo libre del eje en su conjunto.

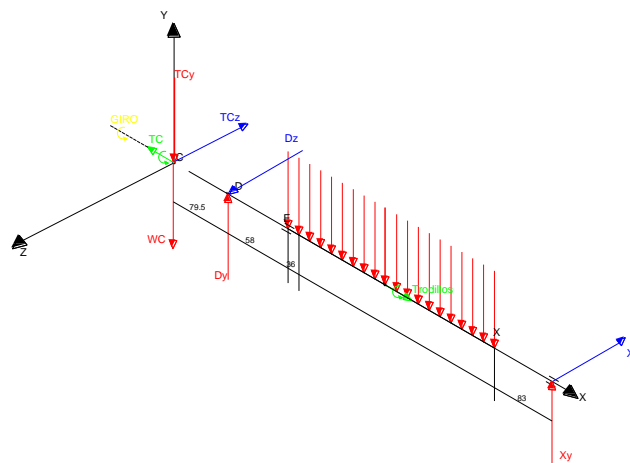


Ilustración 50-3: Diagrama de cuerpo libre del rodillo.

Realizado por: Llumán, 2023.

La potencia consumida por los rodillos es de 0.035Hp y La velocidad angular con la que se moverá el mecanismo es de 80 RPM.

$$P = 0.035HP = 26.1 \text{ Watts}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{26.1}{8.378} = 3.115 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Para definir el valor de las reacciones en cada uno de los apoyos (rodamientos) se realiza un análisis estático por planos, siendo los de análisis e interés el plano (X,Y) y (X,Z).

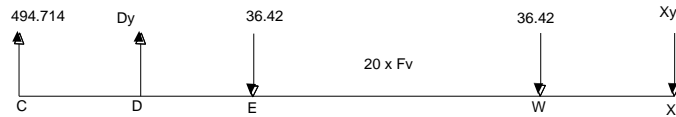


Ilustración 51-3: Análisis plano XY.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Obteniendo así las siguientes reacciones, tras el análisis de equilibrio estático.

:

$$Dy = 917.5 \text{ N}$$

$$Xy = 305.31 \text{ N}$$

Análisis del plano XZ



Ilustración 52-3: Análisis plano YZ.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Obteniendo así las siguientes reacciones, tras el análisis de equilibrio estático.

$$Cz = 82.93 \text{ N}$$

$$Ez = 7.29 \text{ N}$$

3.7.10.2. Identificación del punto crítico

Una vez definidas las reacciones en los apoyos, se establecen los diagramas flectores y cortantes, lo que nos permitirá identificar el punto más propenso a la falla, para lo cual se emplea software especializado.

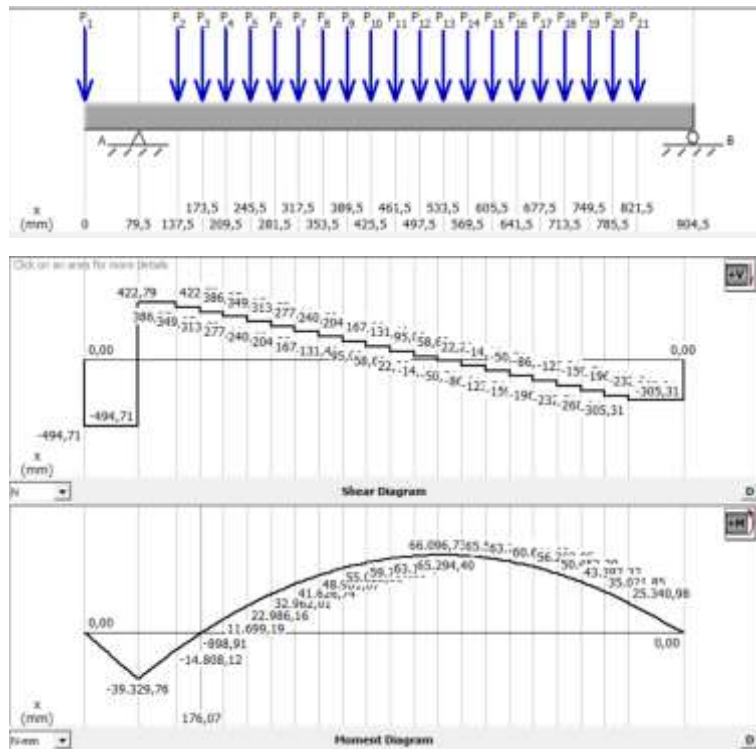


Ilustración 53-3: Diagrama de momento flector y cortante, plano XY.

Realizado por: Luman Marco, 2023.

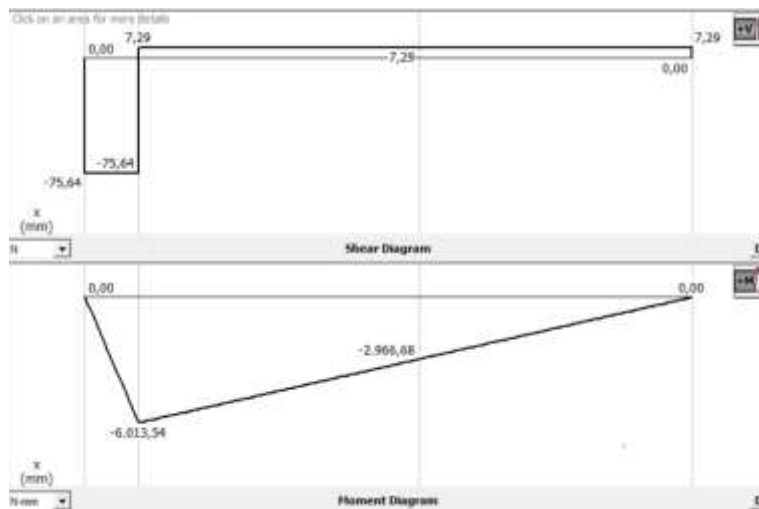


Ilustración 54-3: Diagrama de momento flector y cortante, plano XZ.

Realizado por: Luman Marco, 2023.

Debido a que el momento flector máximo en cada uno de los planos se ubican en diferentes puntos, es por ello que se ha de obtener la resultante en ambos puntos y definir cuál de ellos es el mayor, radicando ahí el punto crítico del elemento.

Análisis del punto D:

$$M_D = \sqrt{M_{3-3}^2 + M_{2-2}^2}$$

$$M_D = \sqrt{(36329.76)^2 + (6013.54)^2}$$

$$M_D = 36824.097 \text{ N} - \text{mm}$$

$$T = 3.115 \text{ N} - \text{mm}$$

Análisis del punto Ñ:

$$M_{\tilde{N}} = \sqrt{M_{3-3}^2 + M_{2-2}^2}$$

$$M_{\tilde{N}} = \sqrt{(66096.73)^2 + (2966,68)^2}$$

$$M_{\tilde{N}} = 66163.27 \text{ N} - \text{mm}$$

$$T = 3.115 \text{ N} - \text{mm}$$

Siendo el punto crítico el Ñ, donde se definirá el diámetro mínimo del sistema.

3.7.10.3. Cálculo de diámetro

Una vez definidas las sollicitaciones, se emplea la expresión dada por el ASME B106.1 M para el cálculo del diámetro de ejes y árboles.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\Pi} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Los concentradores de esfuerzos a flexión y a cortante dependen de forma directa del diámetro del elemento, es por ello que para una primera iteración se definen los valores recomendados por la norma, los cuales posteriormente se recalcularan con el diámetro tentativo, teniendo así que:

$$k_{ff} = 1.6$$

$$k_{fS} = 1.4$$

$$k = 0.6$$

Al tratarse de un elemento rotacional, los esfuerzos en un punto fijo del elemento (punto crítico), cambiarán de naturaleza entre compresión y tracción, por lo tanto, se propone un análisis dinámico por lo que se han de definir los momentos, torsores medios y amplitud.

Tabla 50-3: Solicitaciones en el punto crítico del árbol excéntrico.

$M_a[N - mm]$	66163,27
$M_m[N - mm]$	0,00
$T_a[N - mm]$	0,00
$T_m[N - mm]$	3,11

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se selecciona acero de transmisión AISI 1018HR siendo este el más accesible en la región, con las siguientes propiedades mecánicas.

$$S_y = 220MPa$$

$$S_{ut} = 400 MPa$$

Reemplazando en la expresión previa se tiene que:

$$S'_e = 0.5 \cdot 400 = 200MPa$$

Reemplazando el valor asumido K de 0.6 en la expresión de Se para la primera interacción se tiene que:

$$S_e = 0,6 \cdot S'_e$$

$$S_e = 0,6 \cdot 200 = 120 MPa$$

Reemplazando en la expresión propuesta por el ASME B106M:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.6(66163.27)}{120} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.4(3.115)}{220} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 26.194 \text{ mm}$$

Se ha de estandarizar el diámetro para una fácil selección de elementos estandarizados.

$$d = 30 \text{ mm} \approx 1 \frac{1}{4} \text{ in}$$

Con este diámetro preliminar se recalculan los factores de Marin, y se calcula el factor de seguridad n mediante la expresión ASME B106M, al tratarse de las mismas condiciones del árbol excéntrico, en cuanto a acabado superficial, condiciones de operación, no se detalla la selección de factores que concuerdan con el análisis del árbol anterior.

- Factor de acabado superficial:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

$$K_a = 4.5 \cdot 400^{-0.265} = 0.9197$$

- Factor de tamaño:

Para la definición de este factor para diámetros comprendidos entre 2.79 mm y 51 mm se emplea la siguiente expresión.

$$K_b = \left(\frac{d}{7.26} \right)^{-0.107} = 1.24 \cdot d^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24 \cdot 30^{-0.107} = 0.878$$

- Factor de confiabilidad:

Debido a que existe una aproximación en la obtención de valores respecto al fenómeno de la fatiga, se busca contrarrestar con la actuación de este factor, siendo este 0.814.

- Factor de temperatura:

Debido a que si la temperatura de operación es inferior a la de diseño se incrementa la posibilidad de fracturas frías se ha de incluir un factor que contrarreste esta probabilidad, siendo este de 1.

Tabla 51-3: Coeficientes de Marin recalculados.

Ka	0,919	K=0,640
Kb	0,878	
Kc	0,814	
Kd	1,000	

Realizado por: Lluman, 2022

Teniendo así un valor de Se de:

$$Se = 0.5 \cdot 0.64 \cdot 440 = 128 \text{ MPa}$$

De la misma forma se han de recalcular los concentradores de esfuerzo Kf y Ks mediante la siguiente expresión:

$$Kf = 1 + q(Kt - 1) \text{ o } Kfs = 1 + q_{cortante}(Kts - 1)$$

Donde:

q representa la sensibilidad de la muesca a flexión.

qcortante representa la sensibilidad de la muesca a cortante.

Kf es el factor reducido de Kt debido a la presencia de la muesca.

- Sensibilidad de la muesca:

Al agregar un radio de 2mm al sistema el factor q y qcortante es similar al análisis del arbola anterior.

Una vez definido la sensibilidad de la muesca, previo a obtener el factor de concentración de esfuerzo reducido se ha de obtener el valor de Kt y Kts, para lo cual se ha de definir los parámetros geométricos de la sección del árbol analizar.

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

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$r = 2 \text{ mm}$$

Al poseer el mismo salto de diámetros y el mismo radio de muesca se establece que Kt y Kts se mantiene los definidos en el apartado anterior.

Obteniendo así los siguientes parámetros.

$$q = 0.76$$

$$q_{cortante} = 0.78$$

$$Kt = 1.73$$

$$Kts = 1.4$$

Teniendo así los parámetros requeridos para el cálculo de Kf y Kfs.

$$Kf = 1 + 0.76(1.73 - 1) = 1.55$$

$$Kfs = 1 + 0.78(1.4 - 1) = 1.312$$

Reemplazando estos parámetros en conjunto con las solicitaciones ya definidas se recalcula el factor de seguridad:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$30 = \left\{ \frac{16(n)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.55(66163.27)}{128} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.312(3.115)}{220} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Al calcular n se obtiene un valor de 3.3 que es superior al asumido inicialmente de 2, por lo que el diseño se considera adecuado por resistencia.

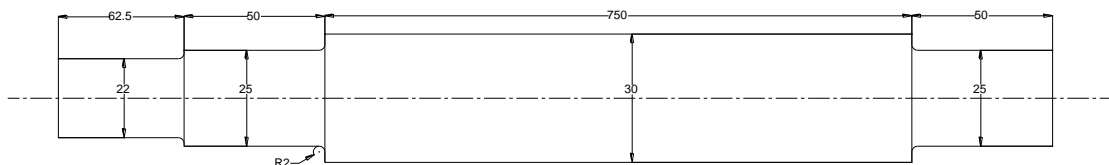


Ilustración 55-3: Perfil escalonado del árbol del rodillo.

Realizado por: Luman Marco, 2023.

3.7.10.4. Diseño por rigidez del árbol excéntrico

Una vez definido que el árbol soportara las solicitaciones por resistencia, se ha de verificar que las deformaciones que se den en este no sean excesivas para el correcto funcionamiento del sistema.

Para la deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas o poleas se tiene una resistencia permisible de $[y] = (0,0002 - 0,0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos.

Para un análisis conservador, se tomó el siguiente valor de deformación

$$[y] = (0,0003)L.$$

$$[y] = 0,0003 (923) \rightarrow [y] = 0.2769 \text{ mm}$$

Una vez definido el límite de la deformación admisible, se hace uso del software SAP 2000 para la obtención de las deflexiones. Tras la inserción de parámetros como las secciones, material, método de análisis entre otros se obtienen las siguientes deflexiones en cada uno de los ejes y su resultante.



Ilustración 56-3: Deflexión en el árbol excéntrico.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 52-3: Deflexión máxima en el árbol excéntrico.

Deflexión del eje 1				
En el punto B	U2 (mm)	0,0140	Deflexión total (ρ)	0,2238
	U3 (mm)	0,2234		

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

$$0,2769 > 0.2238$$

$$[y] > \rho$$

Como se es apreciable la deflexión máxima en el árbol es inferior al límite permitido por lo tanto se considera que el árbol es adecuado por rigidez.

3.7.11. Análisis de resonancia del árbol de rodillo.

Para evitar la resonancia se ha de evitar alcanzar velocidades de rotación próximas a la frecuencia natural del elemento para lo cual se hace uso del criterio de Rayleigh-Ritz y Dunkerley.

- Se aplica el criterio de Rayleigh-Ritz:

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g (W_1 \cdot \delta_1 + W_2 \cdot \delta_2 + \dots + W_n \cdot \delta_n)}{W_1 \cdot \delta_1^2 + W_2 \cdot \delta_2^2 + \dots + W_n \cdot \delta_n^2}}$$

Donde:

W es el peso de cada elemento soportado por el árbol.

δ_1 es la deformación en la base del elemento considerando todos los elementos de forma simultánea.

Para la polea C se tiene: $\delta_1 = 0.0032 \text{ mm}$, con un peso de 16.677 N

Estas flechas se obtuvieron mediante el software SAP 2000., reemplazando los valores, se tiene:

$$n_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810(16.677 \cdot 0.0032)}{16.677 \cdot 0.0032^2}} = 16719.793 \text{ RPM}$$

- Se aplica el criterio de Dunkerley:

$$\frac{1}{n_c^2} = \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + \dots + \frac{1}{n_n^2}$$

Peso de la polea C:

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0.0032}} = 16719.793 \text{ RPM}$$

Reemplazando los valores obtenidos, se tiene:

$$\frac{1}{n_c^2} = \frac{1}{(16719.793)^2} \rightarrow n_c = 16719.793 \text{ RPM}$$

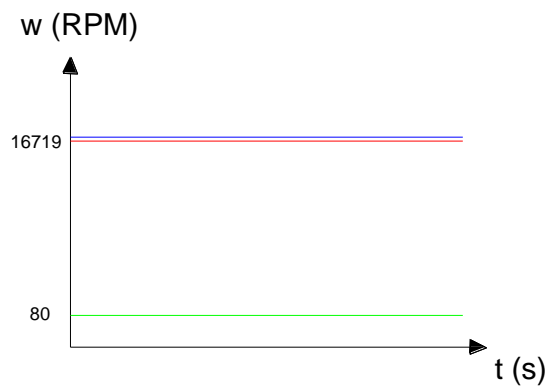


Ilustración 57-3: Límites de resonancia del rodillo.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Al comparar los valores el rango de velocidades angulares que causan resonancia y la velocidad angular a la que trabaja el eje, se considera que el elemento no entrara en resonancia.

3.7.12. Selección de rodamientos.

3.7.12.1. Selección de rodamientos árbol excéntrico.

En el árbol excéntrico se requiere de dos rodamientos en los puntos C y E.

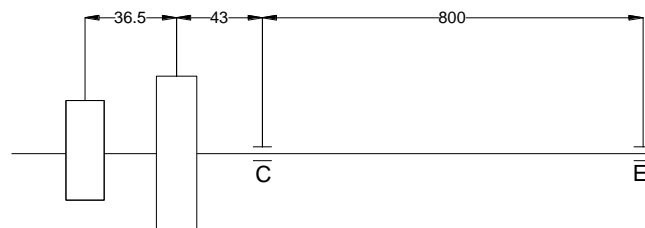


Ilustración 58-3: Ubicación de rodamientos en el árbol excéntrico.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

- Rodamiento 1 (Punto C)

Las cargas que soportan los rodamientos son las reacciones producto de las fuerzas. Para el caso del rodamiento en el punto C, se tiene:

$$C_y = 741.36N$$

$$C_z = 8.61 N$$

Aplicando teorema de Pitágoras sumamos las cargas C_y y C_z , para hallar la Fuerza radial necesaria al momento de seleccionar el rodamiento:

$$F_r = \sqrt{741.36^2 + 8.61^2} = 741.41 N$$

No se presenta fuerza axial, por lo tanto:

$$F_a = 0$$

Análisis a carga dinámica del rodamiento en cuestión:

$$C' = \frac{f_h}{f_n} \cdot P$$

Se trabajará con una confiabilidad del 90%, entonces:

Tabla 53-3: Confiabilidad de rodamientos.

Confiabilidad	a1	L
90	1,00	L10
95	0,62	L5
96	0,53	L4
97	0,44	L3
98	0,33	L2
99	0,21	L1

Fuente: (NTN Corporation, 2004, p. 21)

El tiempo u horas de funcionamiento, se define según la maquinaria a la cual se va a montar el rodamiento. En el caso de máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias se tiene el siguiente intervalo de horas de operación:

$$L_h = [10000 - 25000]horas$$

De manera que se toma un tiempo en horas de 20000. Con una confiabilidad del 90%, el tiempo L_h es igual a L_{10} . Los rodamientos por ubicar corresponden a rígidos de bolas, teniendo lo siguiente:

$$f_h = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{1 \cdot 20000}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = 3,42$$

El factor de velocidad se lo define mediante la siguiente expresión:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{33,3}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.405$$

La carga radial equivalente se calcula mediante la expresión:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$X = 1$$

$$P_r = F_r = 741.41 \text{ N}$$

Del catálogo C- NTN se obtienen los siguientes valores para rodamientos rígidos de bolas ingresando con un diámetro de 25 mm.

Tabla 54-3: Selección de rodamiento C árbol excéntrico.

	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	96	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU
	42	8	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	18 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU
25	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	6605	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—

Fuente: (NTN Corporation, 2004, p. 117)

Calculando la capacidad de carga requerida:

$$C' = \frac{f_h}{f_n} \cdot P = \frac{3,42}{0,405} \cdot (741.41) = 6260.796 \text{ N} = 6.26 \text{ KN}$$

Se compara este valor con el C_r del rodamiento seleccionado del catálogo y se admite el rodamiento:

$$C' < Cr$$

$$6.26 \text{ KN} < 7.05 \text{ KN}$$

Análisis a carga estática del rodamiento:

El análisis estático se lo realiza tomando en cuenta las siguientes constantes:

$f_s = 1,2$ Factor de servicio o seguridad tomado del catálogo C-NTN

$$P_o = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a$$

$$P_o = (0,6 \cdot 741.41) = 444.846 \text{ N} = 0.445 \text{ KN}$$

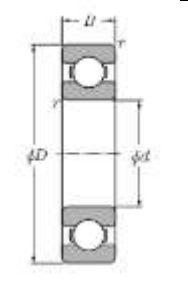
$$C_o' = f_s \cdot P_o = 1.2 \cdot 0.445 = 0.534 \text{ KN}$$

$$C_o' < Cor$$

$$0.534 \text{ KN} < 4.55 \text{ KN}$$

Debido a que se cumple la desigualdad se considera que el rodamiento cumple con los requerimientos. Por lo tanto, se selecciona un rodamiento rígido de bolas 6905 tipo abierto:

Tabla 55-3: Geometría de rodamiento en el punto C del eje 1.

Designación	Valor	U	
d	25,00	mm	
D	42,00	mm	
B	9,00	mm	
r	0,30	mm	
Cr	7,05	KN	
Cor	4,55	KN	

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

- Rodamiento 2 (Punto E)

Las cargas que soportan los rodamientos son las reacciones producto de las fuerzas. Para el caso del rodamiento en el punto E, se tiene:

$$E_z = 3.64 \text{ N}$$

$$E_y = 15.83 \text{ N}$$

Aplicando teorema de Pitágoras sumamos las cargas E_y y E_z , para hallar la Fuerza radial necesaria al momento de seleccionar el rodamiento:

$$F_r = \sqrt{3.64^2 + 15.83^2} = 16.243 \text{ N}$$

No se presenta fuerza axial, por lo tanto:

$$F_a = 0$$

Análisis dinámico de los rodamientos:

$$C' = \frac{f_h}{f_n} \cdot P$$

Se trabajará con una confiabilidad del 90%, y al igual que el rodamiento anterior el tiempo u horas de funcionamiento, se define según la maquinaria a la cual se va a montar el rodamiento. En este caso se continúa con un tiempo en horas de 20000. Con la confiabilidad dada el tiempo L_h es igual a L_{10} . Los rodamientos por ubicar corresponden a rígidos de bolas, teniendo lo siguiente:

$$f_h = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{1 \cdot 20000}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = 3,42$$

El factor de velocidad se lo define mediante la expresión:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{33,3}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.405$$

La carga radial equivalente se calcula mediante la expresión:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$X = 1$$

$$P_r = F_r = 16.243 \text{ N}$$

Del catálogo C- NTN se obtienen los siguientes valores para rodamientos rígidos de bolas ingresando con un diámetro de 25 mm.

Tabla 56-3: Selección de rodamiento E árbol excéntrico.

25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—	
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU	
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU	
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—	
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	—	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	—	6405	—	—	—	—

Fuente: (NTN Corporation, 2004, p. 117)

Calculando la capacidad de carga requerida:

$$C' = \frac{f_h}{f_n} \cdot P = \frac{3,42}{0,405} \cdot (16.243) = 137.163 N = 0.137 KN$$

Se compara este valor con el Cr del rodamiento seleccionado del catálogo y se admite el rodamiento:

$$C' < Cr$$

$$0.137 KN < 1.1 KN$$

Análisis a carga estática para el rodamiento:

El análisis estático se lo realiza tomando en cuenta las siguientes constantes:

$f_s = 1,2$ Factor de servicio o seguridad tomado del catálogo C-NTN

$$P_o = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a$$

$$P_o = (0,6 \cdot 16.243) = 9.746N = 9.746E - 3 KN$$

$$C_o' = f_s \cdot P_o = 1.2 \cdot 9.746E - 3 = 0.012 KN$$

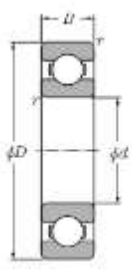
$$C_o' < Cor$$

$$0.012 KN < 0.840 KN$$

Cumpliendo así con los requerimientos, se selecciona un rodamiento rígido de bolas 6705 tipo abierto:

Tabla 57-3: Geometría de rodamiento en el punto E del eje 1.

Designación	Valor	Unidades
d	25,00	mm
D	32,00	mm
B	4,00	mm
r	0,20	mm
Cr	1,10	KN
Cor	0,84	KN



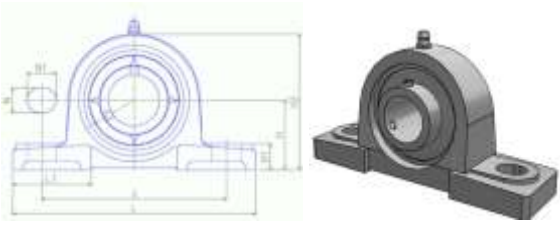
Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Como es apreciable el rodamiento del punto C, posee mayores capacidades que en el punto E es por esto que por concordancia en la geometría y facilidad de adquisición en ambos puntos se emplearan rodamientos rígidos de bolas NTN 6905 como capacidad mínima.

Una vez definidos los rodamientos requeridos, se ha de definir las chumaceras para el árbol excéntrico, esta chumacera ha de poseer como mínimo la capacidad Cr y Cor otorgada por el rodamiento seleccionado, así como una geometría óptima para la aplicación seleccionando así del catálogo NTN el modelo UCP205D1.

Tabla 58-3: Chumacera seleccionada-rodillo motriz.

Designación	Valor	Unidades
L	140,00	mm
J	105,00	mm
H2	71,00	mm
N	13,00	mm
N1	16,00	mm
Cor	7,85	KN
Cr	15,50	KN



Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.12.2. Selección de rodamientos del rodillo.

En el rodillo se requiere de dos rodamientos en los puntos D y X.

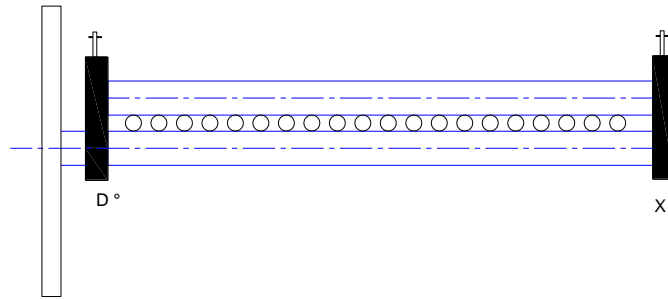


Ilustración 59-3: Ubicación de rodamientos en el árbol excéntrico.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

- Rodamiento 1 (Punto D)

Las cargas que soportan los rodamientos son las reacciones producto de las fuerzas. Para el caso del rodamiento en el punto D, se tiene:

$$D_y = 917.5 \text{ N}$$

$$D_z = 82.93 \text{ N}$$

Aplicando teorema de Pitágoras sumamos las cargas D_y y D_z , para hallar la Fuerza radial necesaria al momento de seleccionar el rodamiento:

$$F_r = \sqrt{917.5^2 + 82.93^2} = 921.24 \text{ N}$$

No se presenta fuerza axial, por lo tanto:

$$F_a = 0$$

Análisis a carga dinámica del rodamiento en cuestión:

$$C' = \frac{f_h}{f_n} \cdot P$$

Se trabajará con una confiabilidad del 90%, y con la misma cantidad de horas de trabajo que en el caso del eje 1:

$$L_h = 20000 \text{ horas}$$

Con una confiabilidad del 90%, el tiempo L_h es igual a L_{10} . Los rodamientos por ubicar corresponden a rígidos de bolas, teniendo lo siguiente:

$$f_h = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{1 \cdot 20000}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = 3,42$$

El factor de velocidad se lo define mediante la expresión:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{33,3}{80}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.747$$

La carga radial equivalente se calcula mediante la expresión:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$X = 1$$

$$P_r = F_r = 0.747 N$$

Del catálogo C- NTN se obtienen los siguientes valores para rodamientos rígidos de bolas ocupando un diámetro de 25 mm.

Tabla 59-3: Selección de rodamiento D del rodillo.

25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	96	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU
	42	8	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	18 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	6605	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—

Fuente: (NTN Corporation, 2004, p. 117)

Calculando la capacidad de carga requerida:

$$C' = \frac{f_h}{f_n} \cdot P = \frac{3.42}{0.747} \cdot (921.24) = 4217.725 N = 4.218 KN$$

Se compara este valor con el C_r del rodamiento seleccionado del catálogo y se admite el rodamiento:

$$C' < C_r$$

$$4.18 \text{ KN} < 7.05 \text{ KN}$$

Análisis a carga estática para el rodamiento:

El análisis estático se lo realiza tomando en cuenta las siguientes constantes:

$f_s = 1,2$ Factor de servicio o seguridad tomado del catálogo C-NTN

$$P_o = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a$$

$$P_o = (0,6 \cdot 921.24) = 552.744 \text{ N} = 0.553 \text{ KN}$$

$$C_o' = f_s \cdot P_o = 1.2 \cdot 0.553 = 0.663 \text{ KN}$$

$$C_o' < Cor$$

$$0.663 \text{ KN} < 4.55 \text{ KN}$$

Debido a que se cumple la desigualdad se considera que el rodamiento cumple con los requerimientos. Por lo tanto, se selecciona un rodamiento rígido de bolas 6905 tipo abierto:

- Rodamiento 2 (Punto X)

Las cargas que soportan los rodamientos son las reacciones producto de las fuerzas. Para el caso del rodamiento en el punto X, se tiene:

$$Xy = 305.31 \text{ N}$$

$$Xz = 7.29 \text{ N}$$

Aplicando teorema de Pitágoras sumamos las cargas E_y y E_z , para hallar la Fuerza radial necesaria al momento de seleccionar el rodamiento:

$$F_r = \sqrt{305.31^2 + 7.29^2} = 305.397 \text{ N}$$

No se presenta axial, por lo tanto:

$$F_a = 0$$

Análisis a carga dinámica para el rodamiento:

$$C' = \frac{f_h}{f_n} \cdot P$$

Se trabajará con una confiabilidad del 90%, y al igual que los rodamientos anteriores, se continúa con un tiempo en horas de 20000. Teniendo en cuenta que el tiempo L_h es igual a L_{10} .

Los rodamientos por ubicar corresponden a rígidos de bolas, teniendo lo siguiente:

$$f_h = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{1 \cdot 20000}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = 3,42$$

El factor de velocidad se lo define mediante la expresión:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{33,3}{80}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.747$$

La carga radial equivalente se calcula mediante la expresión:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$X = 1$$

$$P_r = F_r = 305.397 \text{ N}$$

Del catálogo C- NTN se obtienen los siguientes valores para rodamientos rígidos de bolas ocupando un diámetro de 25 mm.

Tabla 60-3: Selección de rodamiento X de rodillos.

25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	5705	—	LLF	—	—
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	480	15.4	18 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—

Fuente: (NTN Corporation, 2004, p. 117)

Calculando la capacidad de carga requerida:

$$C' = \frac{f_h}{f_n} \cdot P = \frac{3,42}{0,747} \cdot (305.397) = 1398.203 \text{ N} = 1.398 \text{ KN}$$

Se compara este valor con el Cr del rodamiento seleccionado del catálogo y se admite el rodamiento:

$$C' < Cr$$

$$1.398 \text{ KN} < 4.30 \text{ KN}$$

Análisis a carga estática para el rodamiento:

El chequeo estático se lo realiza tomando en cuenta las siguientes constantes:

$f_s = 1,2$ Factor de servicio o seguridad tomado del catálogo C-NTN

$$P_o = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a$$

$$P_o = (0,6 \cdot 305.397) = 152.69 \text{ N} = 0.153 \text{ KN}$$

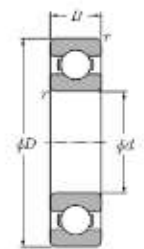
$$C_o' = f_s \cdot P_o = 1.2 \cdot 0.153 = 0.183 \text{ KN}$$

$$C_o' < Cor$$

$$0.183 \text{ KN} < 2.95 \text{ KN}$$

Debido a que cumple las solicitaciones estáticas y dinámicas se selecciona el rodamiento 6805.

Tabla 61-3: Geometría de rodamiento en el punto X del rodillo.

Designación	Valor	Unidades	
d	25,00	mm	
D	37,00	mm	
B	7,00	mm	
r	0,30	mm	
Cr	4,30	KN	
Cor	2,95	KN	


Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Debido a que las solicitaciones del rodamiento en el punto X son mayores que en el punto D, se tomara a este como rodamiento para los dos rodillos, es decir se requiere de 4 rodamientos con una capacidad mínima a la otorgada por NTN 6805, rígido de bolas para los dos rodillos.

Una vez definidos los rodamientos requeridos, se ha de definir las chumaceras para el rodillo motriz, esta chumacera ha de poseer como mínimo la capacidad Cr y Cor otorgada por el rodamiento seleccionado, así como una geometría óptima para la aplicación seleccionando así del catálogo NTN el modelo UCFH205D1.

Tabla 62-3: Chumacera seleccionada-rodillo motriz.

Designación	Valor	Unidades
SD	2,00	mm
H3	116,00	mm
J	34,00	mm
L	68,00	mm
N	10,00	mm
Cor	7,85	KN
Cr	14,00	KN



Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 63-3: Rodamientos requeridos.

Rodamiento	Locación	Cantidad
UCP205D1	Árbol excéntrico	2
UCFH205D1	Rodillo motriz	2
NTN 6805 ZZ LLB LLU	Rodillo conducido	2

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.13. Selección de chavetas.

3.7.13.1. Chavetas árbol excéntrico.

Para la sujeción de la polea A se emplean chavetas que para su selección se empleó el catálogo de chavetas DIN 6885 A de OPA

C componentes. Para la aplicación, se utilizarán chavetas paralelas tipo A de extremos redondeados.



Ilustración 60-3: Geométrica de la chaveta.

Fuente: (OPAC, 2022, p. 1)

La geometría requerida para la chaveta y el torque aplicado al eje se resumen en la siguiente tabla, la selección se lleva a cabo siguiendo las recomendaciones del fabricante, en función del diámetro del eje.

Tabla 64-3: Geometría de chaveta de la polea A.

Parámetro	Valor (mm)
b	8
h	7
l	37
d	25
T (Nmm)	6622

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Material: Acero AISI 1006 HR ($S_y = 170 \text{ MPa}$), se ha de verificar la resistencia de la chaveta a corte y flexión, obteniendo el factor de seguridad.

Diseño a corte:

$$\frac{2T}{dbl} = \frac{S_y}{2n}$$

$$\frac{2(6622)}{(25)(8)(36)} = \frac{170}{2n}$$

$$n = 46.209$$

Diseño a flexión:

$$\frac{4T}{dhl} = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{4(6622)}{(25)(7)(36)} = \frac{170}{n}$$

$$n = 40.433$$

Debido a que los factores de seguridad son altos se considera adecuada la selección, pudiere tornarse sobredimensionado sin embargo esto se debe al bajo torque que ha de soportar, y la carencia de chavetas con menor resistencia, teniendo así que se selecciona DIN 6885 A 8x7x37

Para la sujeción de la polea B se empleó el catálogo de chavetas DIN 6885 A de OPAC componentes. Para la aplicación, se utilizarán chavetas paralelas tipo A de extremos redondeados. La geometría requerida para la chaveta y el torque aplicado al eje se resumen en la siguiente tabla:

Valores extraídos del catálogo.

Tabla 65-3: Geometría de chaveta de la polea B

Parámetro	Valor (mm)
b	8,00
h	7,00
l	16,00
d	25,00
T (Nmm)	6622,00

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Material: Acero AISI 1006 HR ($S_y = 170 \text{ MPa}$)

Diseño a corte:

$$\frac{2T}{dbl} = \frac{S_y}{2n}$$

$$\frac{2(6622)}{(25)(8)(16)} = \frac{170}{2n}$$

$$n = 20.538$$

Diseño a flexión:

$$\frac{4T}{dhl} = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{4(6622)}{(25)(7)(16)} = \frac{170}{n}$$

$$n = 17.97$$

Debido a que los factores de seguridad son altos se considera adecuada la selección, pudiere tornarse sobredimensionado sin embargo esto se debe al bajo torque que ha de soportar, y la carencia de chavetas con menor resistencia, teniendo así que se selecciona DIN 6885 A 8x7x16.

3.7.13.2. Chavetas del árbol del rodillo.

Polea C

Para su selección se empleó el catálogo de chavetas DIN 6885 A de OPAC componentes. Para la aplicación, se utilizarán chavetas paralelas tipo A de extremos redondeados.

La geometría requerida para la chaveta y el torque aplicado al eje se resumen en la siguiente tabla: Valores extraídos del catálogo.

Tabla 66-3: Geometría de la chaveta de la polea C.

Parámetro	Valor(mm)
b	8,00
h	7,00
l	16,00
d	25,00
T(Nmm)	3315,00

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Material: Acero AISI 1006 HR ($S_y = 170 \text{ MPa}$)

Diseño a corte:

$$\frac{2T}{dbl} = \frac{S_y}{2n}$$

$$\frac{2(3315)}{(25)(8)(16)} = \frac{170}{2n}$$

$$n = 41.026$$

Diseño a flexión:

$$\frac{4T}{dhl} = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{4(3315)}{(25)(7)(16)} = \frac{170}{n}$$

$$n = 35.897$$

Se selecciona DIN 6885 A 8x7x16

3.7.14. Selección del moto-vibrador

3.7.14.1. Selección del método de vibración

Para esto se ha de clasificar en los siguientes dos campos el producto a transportar, siendo el caso de poseer un peso específico reducido, así como un tamaño mediano.

Tabla 67-3: Simbología del catálogo.

Peso específico	A	Elevado
	B	Reducido
Tamaño	F	Fino
	G	Grueso
	M	Mediano

Fuente: (Italvibras, 2011, p. 92)

Tipo de proceso	Piso operativo	Suavizado	Método de vibración		Vibraciones						Ratios en la línea de fuerza a	
			Notas	Usados	400	750	1000	1500	2000	3000		4000
					(0.01)	(0.01)	(0.01)	(0.01)	(0.01)	(0.01)		(0.01)
Transporte		F		•				•	•			4-9
Separación	A	M		•			•	•				4-6
Cribado		G		•		•	•					3.5-4.5
Orientación		F		•				•				5-7
Clasificación	II	M		•								4-5.5
Calibración		G		•		•	•					3.5-5.5
Extracción												
Alimentación												
Limpieza filtros	A/B	F	•					•	•			2-3
Afijamiento y vaciado del material en silos, tolvas, etc.	A/B	F	•						•			Nota (1)
	A/B	M	•						•			
	A/B	G	•						•	•		
Lechos fluidos				•		•	•					2-4
Separadores (ej en la molinera)				•	•	•						2-4

Ilustración 61-3: Selección de método de vibración.

Realizado por: (Italvibras, 2011, p. 92)

Siendo el campo de aplicación la alimentación de nuestro sistema de desvaine se tiene que se requiere una configuración unidireccional, a 1200 RPM y 60 Hz dado a que se buscan dispositivos compactos y con una frecuencia común en la región.

La configuración citada requiere de dos motovibradores, cuya línea de acción pase lo más próxima posible al centro de gravedad del sistema, tal como se muestra a continuación.

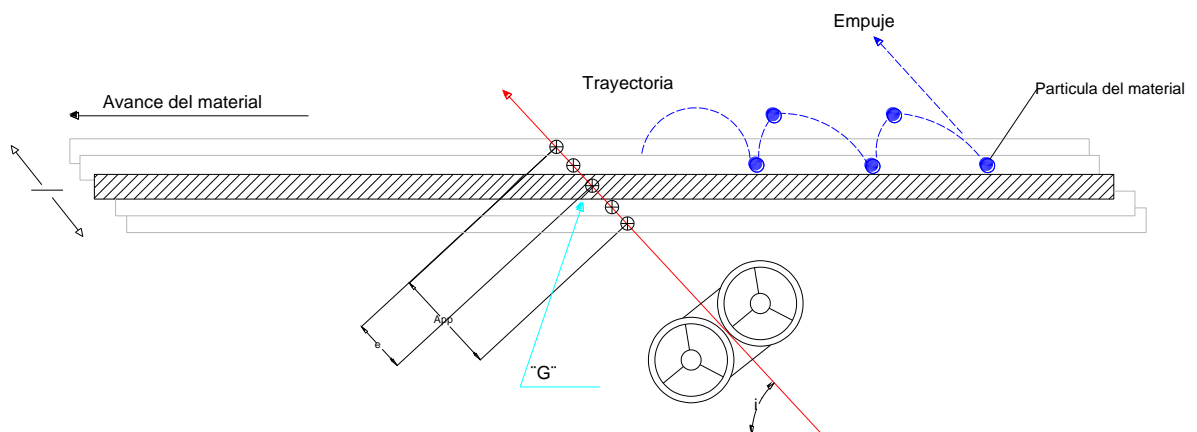


Ilustración 62-3: Representación de método unidireccional.

Realizado por: (Italvibras, 2011, p. 89)

Donde:

i es el ángulo de incidencia de la línea respecto a la horizontal.

e es la excentricidad en mm.

App es la amplitud pico a pico que equivale al doble de la excentricidad.

3.7.14.2. Cálculo del momento estático mínimo requerido

Para la selección del motovibrador se ingresa a catálogo con las RPM, la frecuencia (ya definidos) y el momento estático requerido M_t (Kg mm), el cual se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$M_T = e \cdot P_v$$

Donde:

P_v es el peso total para desplazar por los motovibradores siendo la suma de P_c y P_o (Kg).

P_c es el peso de la estructura.

P_o es el peso del o los motovibradores seleccionados o un valor tentativo

Para el cálculo de e según la aplicación a la que se destina se ha de seleccionar un u otro ángulo de incidencia siguiendo la siguiente recomendación.

Tabla 68-3: Angulo de incidencia según su aplicación.

i (°)	Proceso/Aplicación
6-12	Separadores especiales (molienda)
25-30	Transporte, alimentación, orientación y clasificación
31-45	Cribado, calibración y separación
45-80	Para lechos fluidos

Fuente: (Italvibras, 2011, p. 89)

Tras esto se define la velocidad teórica de avance del elemento, conociendo que el rodillo va a requerir una arveja por revolución, y conociendo la longitud de esta (10 cm) se es posible determinar la velocidad de avance necesaria para su correcto abastecimiento.

$$V_{Teo} = 50 \frac{rev}{min} \cdot 10 \frac{cm}{rev} \cdot \frac{1 min}{60 s} = 8.3 \frac{cm}{s}$$

Con el ángulo de incidencia y la velocidad teórica se es posible acceder a las curvas características del catálogo, adjunta en los anexos del presente proyecto, y definir el valor de la excentricidad siendo este de 1.805 mm con un App de 3.6 mm.

Una vez obtenida la excentricidad se ha de definir P_v para lo cual mediante aplicación de software CAD se determina el valor de P_c .

Material	Peso (kg)	S..
	20.4208	
Aluminum_2014	8.6294	
Aluminum_A356	5.5835	
AISI_SS_304-An...	6.2079	

Ilustración 63-3: Peso del sistema de alimentación.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Teniendo así un peso total de 20.4208 Kg, el peso P_o de los motovibradores se estima de 15 Kg para la primera iteración, siendo necesario dos de estos el valor final de P_o es de 30 Kg.

$$P_v = 20.4208 + 30 = 50.4208 \text{ Kg}$$

$$M_{Total} = 50.4208 \cdot 1.805 = 91 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

Cabe mencionar que el M_t se divide para dos, debido a que se trabajará con dos motovibradores, adquiriendo un valor final de 45.5 Kg mm.

Para la aplicación seleccionada se busca el motovibrador con las certificaciones necesaria en función de la zona en la que se encuentre el entorno donde se desenvuelvan, establecido por la norma EN 60079.

Tabla 69-3: Clasificación de Zonas EN 60079.

Zona de uso	Explosividad
0	Alta
1	Media
2	Baja

Fuente: (IEC, 2003, p. 12)

Donde el color verde indica compatibilidad y el rojo incompatibilidad con la zona.

Tabla 70-3: Zonas de uso para preselección

Tipo	Categoría	Características del producto				Certificación máxima (peligro 2)	Zona de uso								
		Tipo de protección	Clase de temperatura	Altura	Peso		Zona 1			Zona 2					
MVS-E MS-E** MTF-E VB-E MVB-E MVB-E-FLC	E20	Ex e I	T3 (200° C) T4 (150° C)	04.120° a 200° C	LENE 05 ATEX 0082 X	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
MVS-I MI	E20	IP66	-	04.120° a 200° C	LENE 05 ATEX 0103 X	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
MVS-IT3	E20	IP66	-	04.120° a 170° C*	LENE 05 ATEX 0103 X	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
MTF	E20	IP66	-	120° C	LENE 05 ATEX 0103 X	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
VB MVB*** MVB-FLC***	E20	IP66	-	100° C	LENE 05 ATEX 0103 X	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
MVSE-P	E20	IP66	-	120° C	LENE 05 ATEX 0005 X	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
CDX E20	Ex d IIB IP66	T4 (150° C)	120° C	DEMBO 07 ATEX 0412032X	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
CDX ex IIB	Ex d IIB IP66	T4 (150° C)	-	SINA 05 ATEX 1026	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
CDX-G	E20	Ex d IIB	140° C	DEMBO 07 ATEX 0412032X	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●

Fuente: (Italvibras, 2011, p. 2)

Tabla 71-3: Resumen de parámetros para la selección.

Parámetros	Valor
Velocidad (RPM)	1200.0
Frecuencia (Hz)	60.0
Mt (Kgmm)	45.5
Modelo	CDX

Realizado por: Lluaman Marco, 2023.

En base a los parámetros de la tabla previa se establece el motovibrador 602316 del catálogo de italvibras.

Tabla 72-3: Selección de motor Mt.

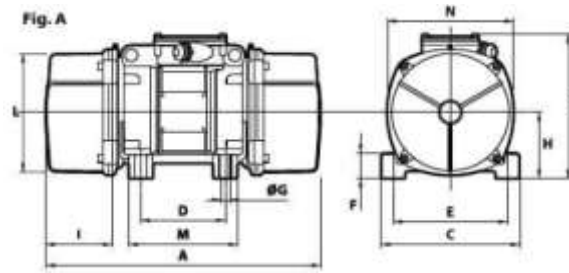
6 polos - 1000/1200 rpm

Descripción				Características mecánicas								Características eléctricas			
Código	Tipo	TAM	Certificaciones	Momento volante (kgmm)		Fuerza centrífuga kg				Peso kg		Potencia absorb. max W		Potencia nominal (brnd.) W	
				50 Hz	60 Hz	30 Hz	40 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz
602315	CDX 10/40-G/D	10	*	30.1	30.1	35.0	49.0	0.331	0.476	11.5	11.5	120	135	50	90
602316	CDX 10/100-G/D	10	*	84.2	84.2	94.3	136	0.925	1.33	14.0	14.0	120	135	50	90
602317	CDX 10/200-G/D	20	*	163	163	183	264	1.80	2.59	21.4	21.4	185	205	100	120
602318	CDX 10/310-G/D	30	*	286	209	321	338	3.15	3.32	30.3	29.0	350	380	220	270

Fuente: (Italvibras, 2011, p. 44)

Cuyas propiedades geométricas se resumen en la siguiente ilustración.

Tabla 73-3: Geometría del moto-vibrador seleccionado.



Carrizete mas				Tipo	Figura	Dimensiones (mm)													Rosa premecable no suministrada
400 V 50 Hz	480 V 60 Hz	1/2h	1/1h			A	B	C	D	E	ØG	N°	F	H	I	L	M	N	
0.30	0.30	1.90	2.07	CDX 10/40-G/D	A	255	191	152	90	125	13	4	28	77.5	54	130	128	150	NPT 1/2"
0.30	0.30	1.90	2.07	CDX 10/100-G/D	A	301	191	152	90	125	13	4	28	77.5	77	130	128	150	NPT 1/2"

Fuente: (Italvibras, 2011, p. 45)

3.7.14.3. Verificación de la selección

Se recalculo el M_t mínimo requerido con el valor del peso real de los motovibradores seleccionados y se distribuye para el numero de estos.

$$M_{Ttotal} = (20.4208 + 14 \cdot 2) \cdot 1.805 = 87.39 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_T = \frac{87.39}{2} = 43.69 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

Siendo inferior al valor con el que se realizó la preselección por lo tanto se valida la misma. Además de esto se es posible verificar con la aceleración en la línea de la fuerza a , contrastando la calculada con los rangos críticos de la ilustración 3-14. Para el cálculo de esta se emplea la siguiente expresión:

$$a = \frac{F_c}{P_v}$$

Donde:

F_c es la fuerza centrífuga en kg siendo esta de 136 Kg.

P_v el peso total de 48.42 Kg

a es la aceleración en la línea de la fuerza medida en n g.

$$a = \frac{136}{48.42} = 2.7 \text{ g}$$

Debido a que se encuentran presentes dos motovibradores se tiene un valor final de a de 5.4 g, siendo inferior al límite superior establecido de 5.5 g.

3.7.15. Diseño del sistema tamizador.

Para el diseño del sistema tamizador se toma como punto de partida las sugerencias dadas por el catálogo de itlvibras para este tipo de aplicación teniendo una velocidad de 500 rpm y siguiendo el procedimiento anteriormente detallado se establece una excentricidad de 3 a 3.5mm, una vez definido esto se dimensiona la excentricidad para lograr este desplazamiento.

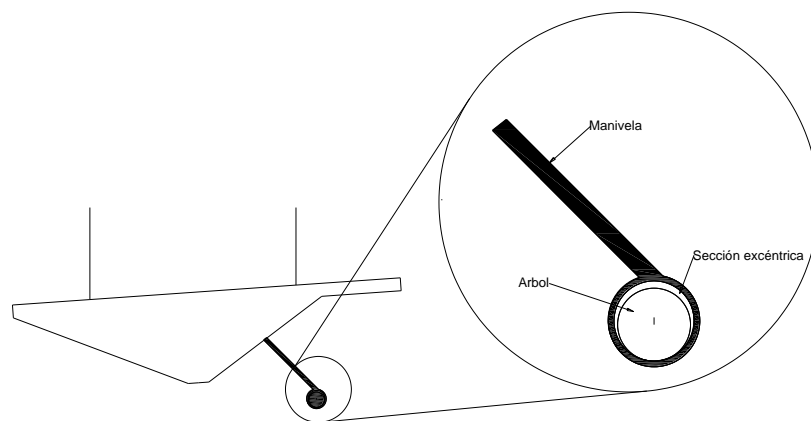


Ilustración 64-3: Configuración del sistema tamizador.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para lograr el desplazamiento de 3mm se genera una excentricidad del mismo valor, partiendo de los 30 mm ya definidos en el diseño del árbol.

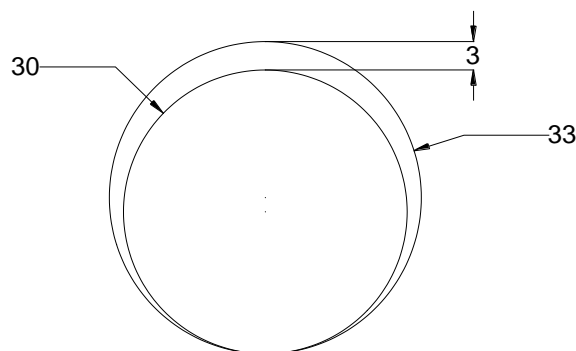


Ilustración 65-3: Geometría de la excentricidad.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez establecido esto se simula un sistema análogo a ese empleando una biela manivela, tomando como consideración que el valor de la manivela será como mínimo el doble de la biela, por lo tanto, se considera un valor apropiado para la construcción siendo este de 14 cm aproximadamente, para poder identificar si el desplazamiento se cumple de forma satisfactoria, así como la ausencia de singularidades en el transcurso de su trayectoria.

Se inserta de forma simplificada el sistema y se calcula la velocidad de rotación del eslabón motriz en grados por segundo para su inserción en el software SAM.

$$500 \frac{Rev}{min} \cdot 1 \frac{min}{60s} \cdot 360 \frac{^\circ}{1rev} = 3000 \frac{^\circ}{s}$$

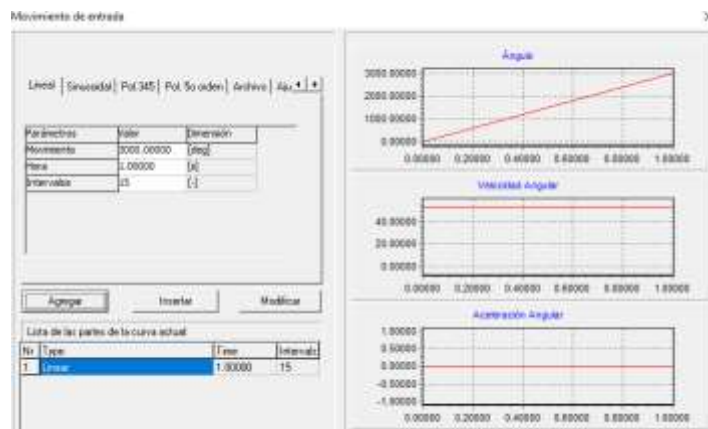


Ilustración 66-3: Configuración de la velocidad de rotación.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se inserta de manera lineal debido a que el sistema se estabiliza a la velocidad deseada (500 RPM) previo a la alimentación con la materia prima.

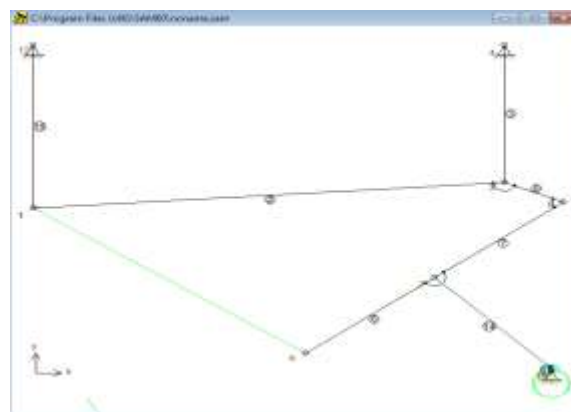


Ilustración 67-3: Geometría de la zaranda en SAM.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez configurada la simulación se genera la gráfica que nos permite identificar el desplazamiento en X y Y donde se es posible identificar que cumple con el recorrido recomendado por el fabricante Italtvibras.

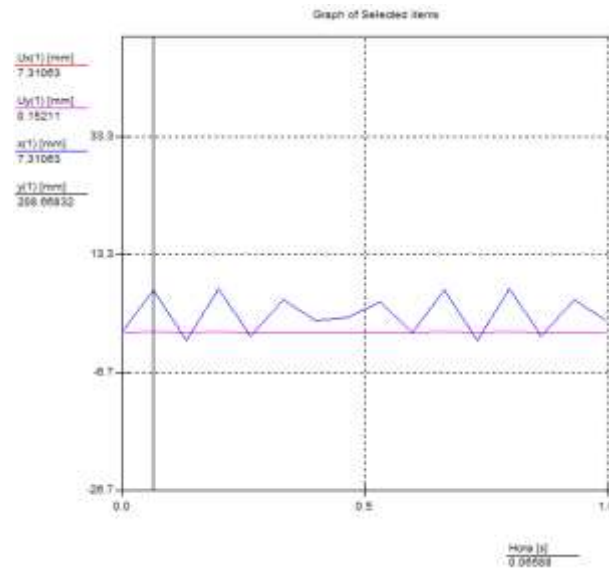


Ilustración 68-3: Desplazamiento de la zaranda.

Realizado por: Luman Marco, 2023.

Teniendo un desplazamiento de 7.3mm que se considera adecuado para el sistema de tamizado o cribado.

3.7.16. Selección de sistema anti vibratorio de alimentación

Para la selección de este elemento se hace uso del catálogo de Airsum, Anti vibradores de Muelle, donde se propone el siguiente procedimiento de selección.

3.7.16.1. Cálculo de carga soportada por anti vibrador

Para esto se han de calcular las reacciones presentes en cada uno de los cuatro apoyos, para lo cual se identifica el centro de gravedad del ensamble y se aplica un análisis estático considerando a mas del peso del sistema el peso de la arveja, siendo esta de 25 Kg.

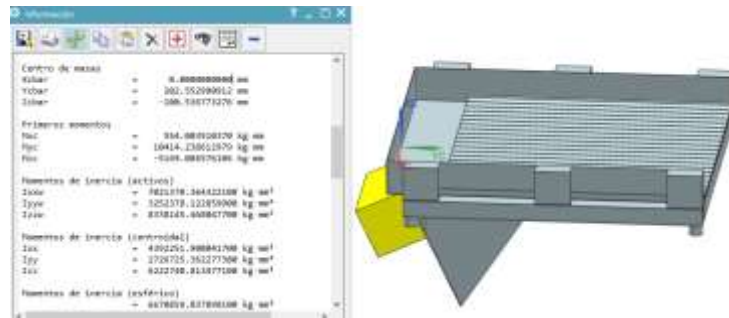


Ilustración 69-3: Peso del sistema de alimentación.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Respecto al eje x se observa simetría por lo tanto se es posible analizar en 2D y finalmente dividir el resultado de las reacciones para 2 debido al número de apoyos en cada punto de interés (apoyos frontales y posteriores).

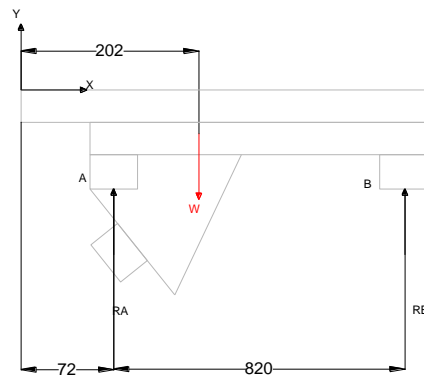


Ilustración 70-3: Diagrama de cuerpo libre del sistema.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Siguiendo el diagrama de cuerpo libre anterior se determinan las reacciones en los apoyos, considerando como positivo el sentido de giro antihorario para el equilibrio de momentos.

$$\sum M_A = 0 \text{ } \uparrow^+$$

$$R_B \cdot 810 - (48.4208 + 25) \cdot (202 - 72) = 0$$

$$R_B = 11.8 \text{ Kg}$$

$$\sum F_y = 0 \text{ } \uparrow^+$$

$$R_A - (48.4208 + 25) + 11.8 = 0$$

$$R_A = 61.62 \text{ Kg}$$

Debido a que se encuentran dos soportes en la parte frontal y posterior se tiene que:

$$W_{\text{resorte-frontal}} = \frac{11.8}{2} = 5.9 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{resorte-posterior}} = \frac{61.62}{2} = 30.8 \text{ Kg}$$

3.7.16.2. Selección del tipo de anti vibrador

Se ha de seleccionar el tipo de anti vibrador sugerido por el fabricante para la aplicación en cuestión empleando la siguiente ilustración:

Tabla 74-3: Sugerecias de selección del tipo de antivibrador.

TIPO DE MAQUINARIA	SITUACION MAQUINA, LUZ ENTRE PILARES						
	SOBRE TERRENO hasta 6 m de LUZ		de 6 a 9 m de LUZ		de 9 a 12 m de LUZ		
	bancada	deflex.	bancada	deflex.	bancada	deflex.	
BOMBAS DE BANCADA							
ACOPAMIENTO RIGIDO	menor de 5,5 Kw	BA	6	BH	20	BH	20
	mayor de 7,5 Kw	BH	20	BH	25	BH	40
ACOPAMIENTO ELASTICO	menor de 30 Kw	BH	20	BH	25	BH	40
	de 37 a 75 Kw	BH	20	BH	25	BH	40
	de 75 a 90 Kw	BH	20	BH	25	BH	45
VENTILADORES CENTRIFUGOS							
RODETE menor de 500 mm.		SB	6	SA	20	SA	20
RODETE mayor de 600 mm.	de 300 a 500 r.p.m.	BA	40	SA	40	SA	50
	hasta 37 Kw.	BA	20	SA	20	SA	30
RODETE mayor de 600 mm.	de 300 a 500 r.p.m.	BA	20	BH	40	BH	60
	más de 37 Kw.	BA	20	BH	40	BH	50
VENTILADORES AXIALES							
RODETE menor de 500 mm.		SB	6	SA	20	SA	20
RODETE mayor de 600 mm.	de 300 a 500 r.p.m.	BA	20	BH	40	BH	60
	hasta 37 Kw	BA	20	BH	40	BH	40
UNIDADES COMPACTAS							
	menor de 7,5 Kw	SB	6	SB	20	SB	20
	mayor de 7,5 Kw	SB	6	SB	20	SB	20

Fuente:(Airsum, 2014, p. 11)

Se establece una deflexión mínima requerida de 6 mm debido a que el sistema opera a una potencia menor a 7.5Kw y se considera un sistema compacto.


Tabla 75-3: Distribución de pesos en el antivibrador.

Parámetro	Magnitud
Peso en anti vibrador posterior (Kg)	30,8
Peso en anti vibrador delantero (Kg)	5,9
Deflexión mínima recomendada (mm)	6,0

Realizado por: Luman Marco, 2023.

En función de la tabla resumen anterior y en contraste con las características del tipo BF de anti vibrador se selecciona como el adecuado y posteriormente se verificará mediante la selección empleando las curvas características.

Tabla 76-3: Propiedades del tipo de antivibrador seleccionado.

Características BF	
Aislador tipo muelle para baja frecuencia	
Frecuencia natural de 2.2 a 3.2 Hz	
Cargas de 6 a 80 Kg	
Deflexión máxima de 50 mm	

Fuente: (Airsum, 2014, p. 4)

3.7.16.3. Selección del anti vibrador

Conociendo los parámetros anteriores, así como las RPM del sistema, siendo dada por los moto vibradores seleccionados previamente (1200 RPM) se es posible acceder a las curvas otorgadas por el catálogo y definir el anti vibrador adecuado.

- En primer lugar, se ha de trazar una vertical con la carga requerida, siendo esta el único parámetro de entrada.
- Tras esto se interseca con la curva más cercana del tipo sugerido en el inciso anterior en este caso BF.
- Se traza una horizontal en el punto de intercepto, a partir de la cual obtendremos la frecuencia natural del sistema, la deflexión de este en el eje lateral izquierdo
- En el eje lateral derecho se observa la eficiencia de aislamiento, siendo recomendada por el catálogo una eficiencia mínima de 90% para validar la selección.

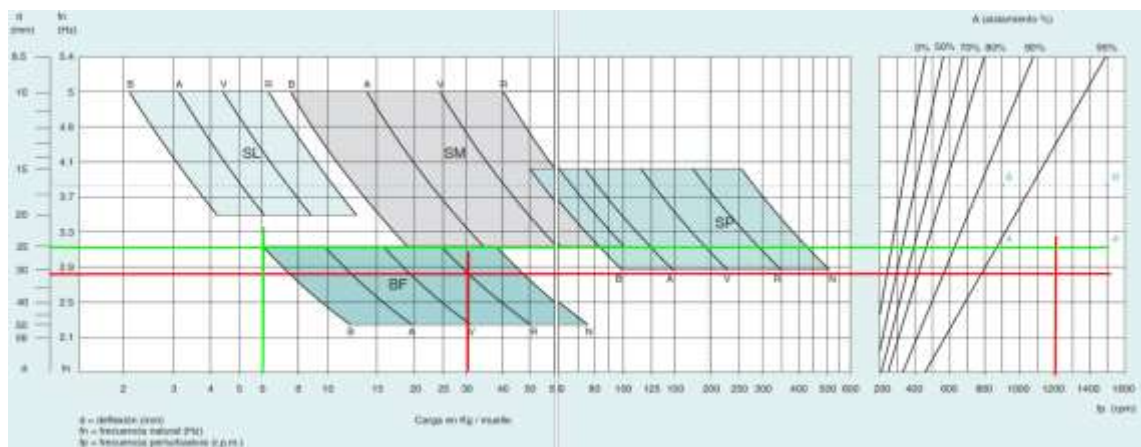


Ilustración 71-3: Curvas características de cada antivibrador.

Fuente: (Airsum, 2014, p. 6-7)

Teniendo así los siguientes parámetros obtenidos:

Tabla 77-3: Resumen de valores obtenidos de las curvas características.

Resorte	Carga (kg/resorte)	Fn (Hz)	d (mm)	A (%)
Posterior -----	30,8	2,8	30,8	96,0
Delantero -----	5,9	3,1	25.0	95,5

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Obteniendo para ambos casos eficiencias superiores al 90%.

3.7.17. Geometría de la estructura.

Una vez definida la geometría de cada uno de los elementos, así como su localización se obtiene la configuración de la estructura que soportara todos los elementos seleccionados y diseñados, teniendo así la siguiente geometría.



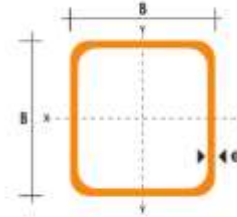
Ilustración 72-3: Geometría de la estructura.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para asegurar una buena estabilidad y resistencia de este elemento se selecciona el tubo cuadrado 50x3mm de Dipac, la resistencia de esta configuración se verifica en el capítulo siguiente.

Tabla 78-3: Selección de perfil estructural.

DIMENSIONES			AREA		EJES X-Xe Y-Y	
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
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	1,10	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,06	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	1,08	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	4,36	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,58
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
60	2,0	3,40	4,31	17,20	6,98	1,91

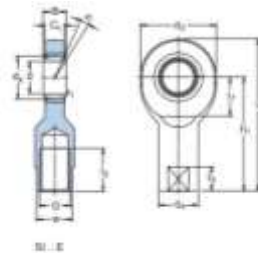


Fuente: (DIPAC, 2022, p. 31)

3.7.18. Selección de rodamiento de extremo de varilla

Con el fin de permitir ligeros desalineamientos debido al vaivén de la zaranda se opta por la selección de rodamientos de extremo de varillas regulables, cullo eje central viene adjunto con el sistema seleccionado.

Tabla 79-3: Modelos de rótulas.



Dimensiones principales				Ángulo de inclinación		Capacidad de carga		Masa		Designaciones	
F	R ₁	R ₂	B	C ₁	C ₂	C	C ₁₀	M	M ₁₀	SI 8 E	SI 8 E
mm	mm	mm	mm	mm	mm	grados	N	N	kg	—	—
8	10	11	8	6,3	30	15	0,005	0,100	0,005	SI 8 E	SI 8 E
8	15	15	8	6,3	30	15	0,005	0,200	0,005	SI 8 E	SI 8 E

Dimensiones									
F	R ₁	R ₂	R ₁	R ₂	R ₁	R ₂	R ₁	R ₂	w
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
8	10	11	11	43	8	10	0,3	8	
8	15	15	15	80	9	11	0,3	11	

Fuente: (SKF GROUP, 2001, p. 101)

Se selecciona el modelo SI 8 E debido a que su capacidad tanto estática como dinámica satisfacen los requerimientos, siendo notoriamente superior a la carga a desplazar, a más de que nos otorga un ángulo de desalineamiento mayor a sus homólogos.

3.7.19. Selección forma de unión.

3.7.19.1. Unión permanente

En aquellos elementos que no se requiere su remoción durante la operación normal de la máquina, así como durante el mantenimiento preventivo de la misma se establece uniones fijas mediante soldadura.

Para la selección del correcto proceso y características de soldadura se sigue el procedimiento recomendado por la empresa Linde.

Donde mediante la tabla 3-82 se selecciona el método de soldadura más adecuado a las características que requiere la aplicación siendo recogida en la siguiente tabla ponderando los requerimientos en una escala de valor del 1 al 4:

Tabla 80-3: Parámetros de selección de método de soldadura.

Espesor ha soldar fino	5
Portabilidad	3
Manual	4
Adiestramiento	3
Costo	3

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Donde se toma como parámetro esencial la necesidad de soldar espesores de 1 a 3 mm, teniendo así la siguiente selección de parámetros:

Tabla 81-3: Selección del método.

Criterio Selección / Proceso (AWS)		Electrodo Revestido (SMAW)	TIG (GTAW)	Soldadura por Plasma (PAW)	MIG/Metalcored (GMAW/MCAW)	Flux Cored (FCAW)
Nivel de adiestramiento		2	3	3	1	1
Tipo de Proceso	Manual (M)	M	M		M	M
	Automático/Robot(AT)		AT	AT	AT	
Portabilidad del equipo		4	3	3	3	3
Costo de inversión del equipo		1	2	2	2	2
Factor de operación		1	2	2	3	3
Tasa de deposito (kh/hr)		2	1	1	3	3
Aprovechamiento del consumible de aporte		1	4	4	3	2
Velocidad de soldadura (ipm ó mpm)		2	1	4	3	3
Espesor a soldar (mm)						
	0.02-5	D	B	A	D	D
	0.5-1.25	C	A	A	B	C
	1.25-2.5	B	A	A	B	C
	2.5-6.0	B	A	A	A	B
	6.0-12.0	A	B	B	A	A
	12.0-24.0	A	C	C	A	A
	24.0-60.0	A	C	C	A	A
	>60	A	C	C	A	A
Facilidad de soldeo (delgados a gruesos)		B	A	A	B	B

Fuente:(Linde, 2021)

Seleccionando como óptimo el método TIG, se selecciona el metal de aporte, en función del metal base siendo este el acero inoxidable 304.

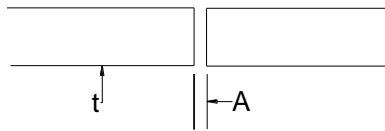
Tabla 82-3: Metales de aportación para soldar aceros inoxidable austeníticos.

Base de acero inoxidable		Metal de relleno recomendado		
Forjado	Fundido	Electrodo revestido	Sólido, alambre con núcleo de metal	Alambre Flux Core
201		E209, E219, E308	ER209, ER219, ER308, ER308Si	E308TX-X
202		E209, E219, E308	ER209, ER219, ER308, ER308Si	E308TX-X
205		E240	ER240	
216		E209	ER209	E316TX-X
301		E308	ER308, ER308Si	E308TX-X
302	CF-20	E308	ER308, ER308Si	E308TX-X
304	CF-8	E308, E309	ER308, ER308Si, ER309, ER309Si	E308TX-X, E309TX-X

Fuente: (Linde, 2021)

Seleccionando, así como material de aporte el electrodo revestido E308, en función de los materiales de aporte recomendados por el AWS y el ASME.

Cabe mencionar que para espesores de chapas con un valor de 2 a 4 mm se usa la separación con bordes rectos y de única pasada.



Separación "A" de la raíz: 2-2.5 mm

Ilustración 73-3: Preparación de juntas.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para la soldadura de acero comercial se selecciona el método SMAW con electrodo 6011, se ha de tener en cuenta las siguientes recomendaciones en la selección del electrodo:

Tabla 83-3: Recomendaciones de soldadura acero estructural.

Acero al carbono(mm)	Diámetro máximo(mm)	Corriente(A)
1.5	1.6	40.0-50.0
2.0-3.0	2.5	60.0-95.0

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.19.2. Unión no permanente

En aquellos elementos que se requiera su remoción en la operación normal de la máquina, así como para la aplicación del mantenimiento preventivo se emplean uniones roscadas ANSI Metric, con la siguiente configuración:

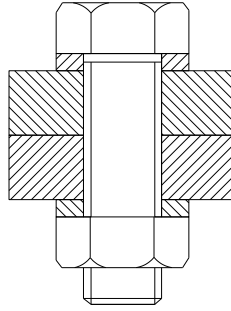


Ilustración 74-3: Unión no permanente.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.20. Dimensionamiento de resguardos de seguridad de elementos móviles.

Para la selección del tipo de resguardo así como de la geometría del mismo se sigue la norma NTP 552 "Protección de máquinas frente a peligros mecánicos: resguardos", de donde se extrae el siguiente diagrama para la selección (Arduny, 2000, p. 2).

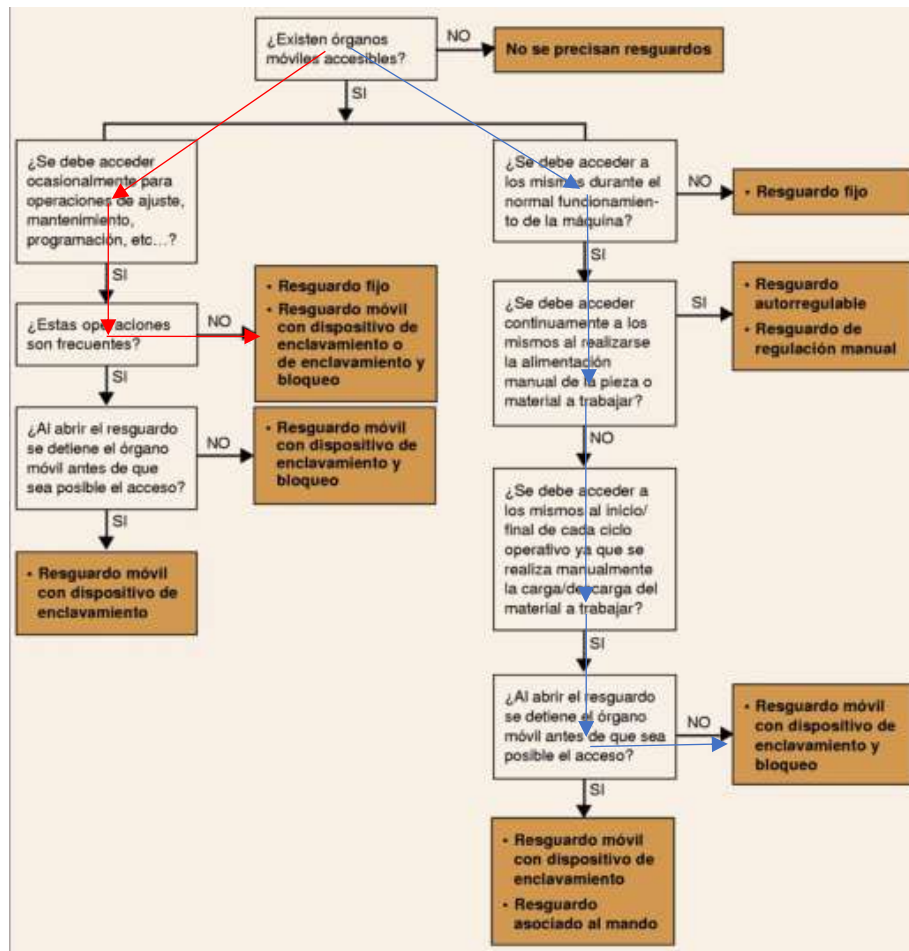


Ilustración 75-3: Diagrama para la selección de guardas NTP 552.

Fuente: (Arduny, 2000, p. 2).

Donde la ruta azul hace referencia al sistema de transmisión de potencia y la roja al sistema de rodillos, requiriendo así una guarda móvil con dispositivo de enclavamiento.

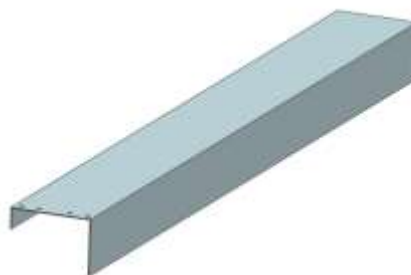


Ilustración 76-3: Guarda de rodillos.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Teniendo en cuenta la ruta roja se establece una guarda fija con las siguientes dimensiones recomendadas por la norma para evitar la accesibilidad de los dedos tanto de las manos como de los pies en el sistema de transmisión.

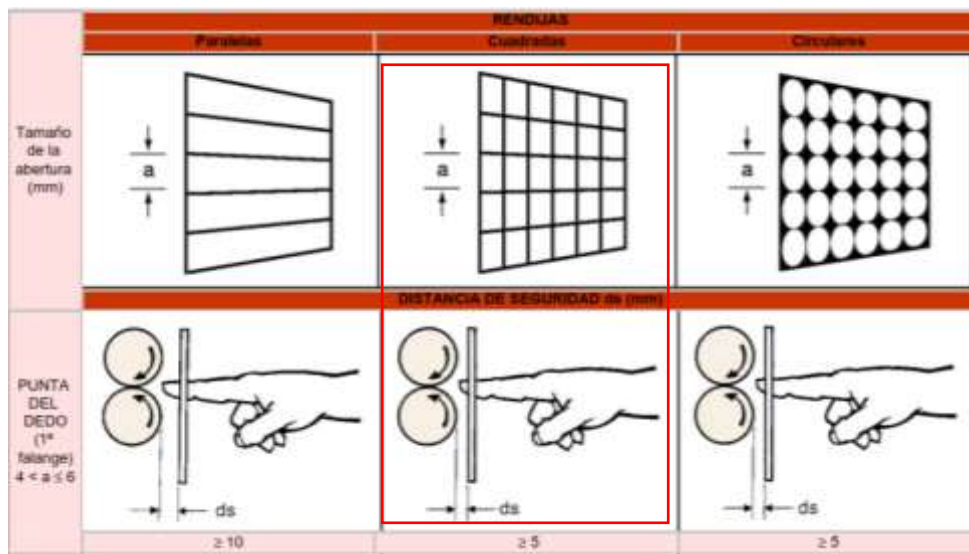


Ilustración 77-3: Geometría de guardas para dedos de manos.

Fuente: (Arduny, 2000, p. 5).

Tomando el caso de una malla cuadrada se recomienda un espaciado máximo de mallado de 6mm, dejando una distancia mínima desde el interior de la malla al elemento móvil de 5mm.

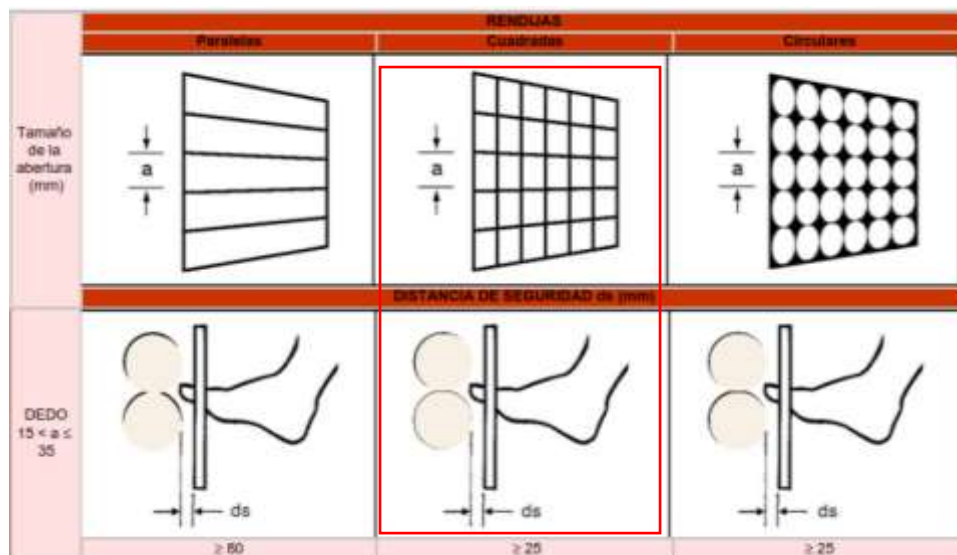


Ilustración 78-3: Geometría de guardas para dedos de pies.

Fuente: (Arduny, 2000, p. 7).

Tomando el caso de una malla cuadrada se recomienda un espaciado máximo de mallado de 35mm, dejando una distancia mínima desde el interior de la malla al elemento móvil de 25 mm.

Debido a que la accesibilidad superior e inferior se restringirá con una misma malla se selecciona como geometría final la primera opción (para evitar el acceso de los dedos) restringiendo así el acceso de los dos miembros.



Ilustración 79-3: Guarda del sistema de transmisión.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.21. Diseño del sistema dosificador.

Se inicia con la esquematización del sistema para su posterior diagramación y tomar este paso como punto de partida para el desarrollo.

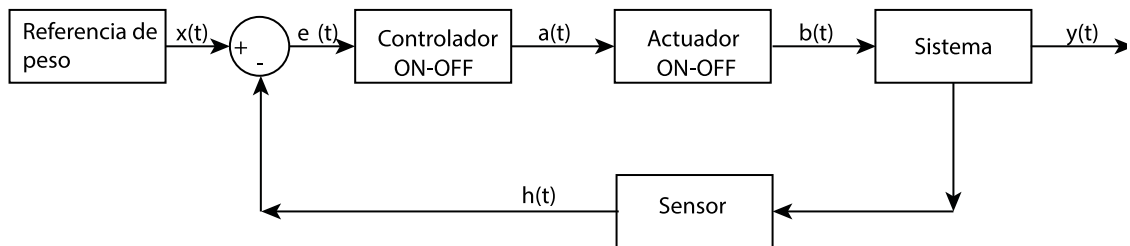


Ilustración 80-3: Sistema de control.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Donde en la siguiente tabla se resumen el significado de estos componentes referente al sistema en cuestión.

Tabla 84-3: Elementos del sistema de control.

Símbolo	Significado	Equipo
$x(t)$	Señal de seteo	Potenciómetro
$a(t)$	Acción de control	PWM
$b(t)$	Variable manipulable	Apertura

y(t)	Variable controlable	Peso
Referencia de peso	Seteo con potenciómetro	
Controlador	Arduino	
Actuador	Servomotores	
Sistema	Dosificador	
Sensor	Celda de carga	

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se considera de lazo cerrado debido a la presencia de retroalimentación mediante un sensor, en este caso en particular la celda de carga, tornándose un sistema ON-OFF debido a que la estabilidad del sistema radica en la configuración de los controladores mediante drivers propios e intrínsecos de los mismos.

3.7.21.1. Configuración del sistema de seteo

Se emplea un potenciómetro debido a que es capaz de modificar su valor de resistencia, dividiendo el voltaje, permitiendo fluctuar este desde 0 voltios hasta un máximo dado por la fuente en este caso 5 voltios, variando de forma proporcional a la posición del potenciómetro.

De este se obtiene una salida analógica de voltaje, por lo que se ha de conectar a los pines analógicos de nuestro microcontrolador, teniendo este una resolución de 10 bits teniendo 1024 valores distintos tal que:

$$\text{Apreciación} = \frac{5V}{1024} = 0.004V$$

Teniendo un rango de valores de 0 hasta 1023, con esto se realizan las conversiones necesarias para obtener un valor de seteo en gramos, que se visualizará en un LCD donde el usuario definirá el valor de dosificado y se comparará con el valor del peso obtenido por la celda piezoeléctrica, Conversión de resistencia del potenciómetro a PWM

Tabla 85-3: Conversión análogo-digital.

Analógico	Digital	Peso
0 Ω	0	250
500 K Ω	1023	500

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se aplica una regla de tres simple:

$$\frac{1023}{R} = \frac{250}{x}$$

$$x = \frac{250R}{1023}$$

$$x = 0.244379R$$

Donde:

R es el valor leído del potenciómetro.

X el valor final obtenido al multiplicar por el factor de conversión de analógico a peso.

Una vez definido esto se analizan el elemento seleccionado, así como sus propiedades básicas para la implementación en el prototipo.

Tabla 86-3: Propiedades del potenciómetro.

Potenciómetro	
500 K Ω	
Pin A-Voltaje de operación	
Pin B-Salida	
Pin C-Tierra	

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

3.7.21.2. Configuración del arreglo de servos

Los servomotores seleccionados son el modelo MG 996R los cuales serán manipulados por el Arduino haciendo uso de sus librerías y alimentados por una fuente externa.

Para lograr la implementación de este sistema se propone la siguiente configuración y descripción de funcionamiento:

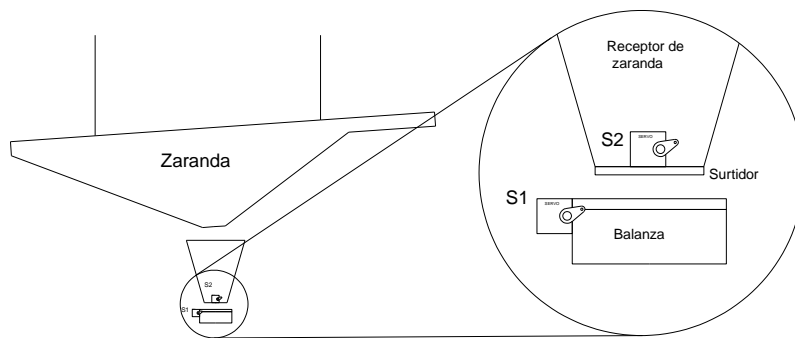


Ilustración 81-3: Esquema-Sistema dosificador.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Cabe mencionar que la orientación de los servos es netamente representativa mas no la ubicación teniendo esto en cuenta se define la forma de operación de estos:

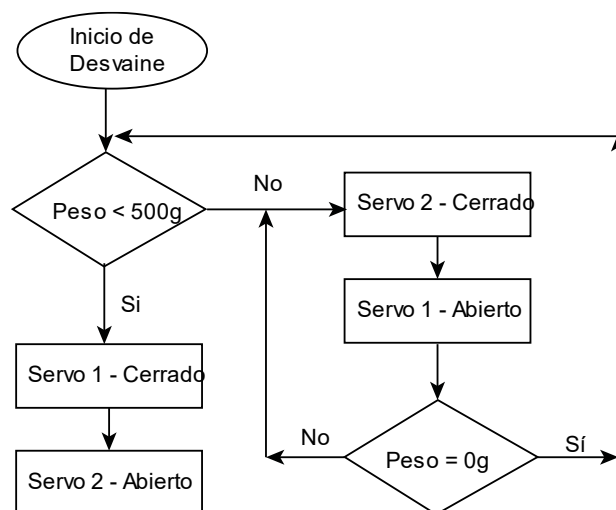


Ilustración 82-3: Diagrama de flujo de funcionamiento para 500g.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se programan de tal forma que cuando la balanza registre un valor de 0, S1 estará en posición cerrada, mientras que el S2 abierta para permitir la caída del grano, cuando la balanza registre el valor seteado por el usuario, S2 se cerrará y S1 se abrirá.

A continuación, se muestra los condicionales establecidos en la programación que garantizan este procedimiento. }

```

//potenciometro
potenciometro = (analogRead(A0)*0.24437928+250); //lee el valor del potenciometro
lcd.setCursor(1, 1);
lcd.print("Seteo: ");
lcd.print(potenciometro,1);
lcd.println(" g      ");

delay(5);
if (peso>=potenciometro){
myservo.write(90);
servo_a.write(0);
}

//Se compara el peso del sensor con el seteado
//En caso de ser verdadero S2 se cierra
//En caso de ser verdadero S1 se abre

//En caso de ser falso se realiza una nueva comparación

if (peso<=15){
myservo.write(0);
servo_a.write(90);
}
//Se compara el peso del sensor con el seteado
//En caso de ser verdadero S1 se abre
//En caso de ser verdadero S1 se cierra

```

Ilustración 83-3: Código de control.

Realizado por: Llumán, 2023.

Cabe mencionar que en el segundo condicional se establece un margen de seguridad de 15g debido a que en caso de quedar algún grano rezagado en el sistema no se detenga el dosificado, considerando 15g como error asumible.

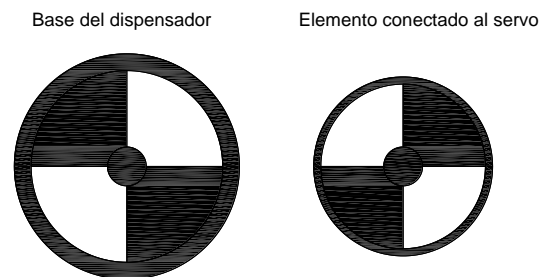


Ilustración 84-3: Mecanismo del sistema dosificador.

Realizado por: Llumán Marco, 2023.

Como se observa en la ilustración anterior, el sistema se basa en la rotación de 90° del disco conectado al servo 2, alineando las perforaciones de los discos (región blanca) permitiendo a su vez la salida de grano.

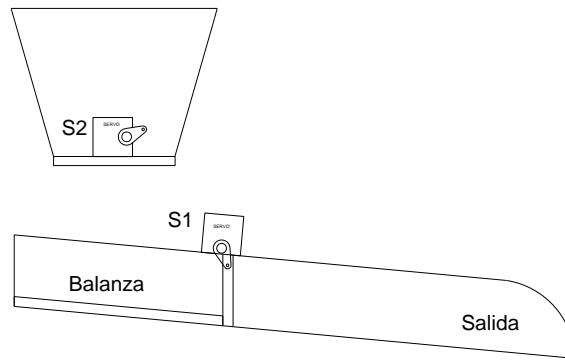


Ilustración 85-3: Vista lateral del sistema dosificador.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Como se observa en esta ilustración el grano se deposita en la sección de la balanza donde se censa la cantidad adecuada y se activa la configuración de servomotores.

Parámetro	Valor
Peso	55g
Torque	9.4 Kgf-cm (4.8 V), 11Kgf-cm (6V)
Velocidad de operación	0.17 s/60° (4.8 V), 0.14 s/60° (6V)
Voltaje de operación	4.8V a 7.2V
Corriente	2.5A a 6V
Temperatura	0°C-55°C

PWM ■

Vcc ■

Tierra ■

Ilustración 86-3: Conexiones del servo 996R

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Al tratarse de un sistema ON-OFF, la estabilidad del mismo recae en el control proporcional que contienen los actuadores (servomotores), teniendo estos en su interior un sistema integrado donde mediante una señal PWM, proveniente del uso mismo de la librería de estos elementos, se controla de forma precisa la posición del servo.

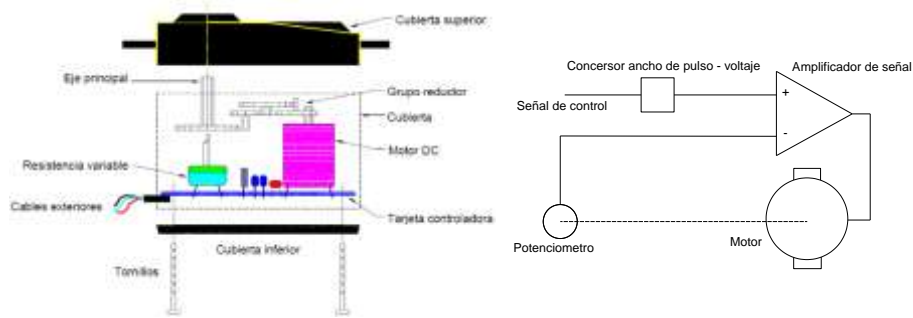


Ilustración 87-3: Configuración interna del servomotor

Fuente: (Naylamp, 2017)

Como es apreciable en la ilustración anterior se observa los componentes del servo, así como, su electrónica interna, donde los controladores ya sea derivativo, proporcional y o integral se encuentran inmiscuidos.

3.7.21.3. Configuración de la balanza

Para la sección de censado del peso se selecciona una celda de carga con capacidad máxima de 5 Kg con su módulo HX 711, a su vez para lograr visualizar el peso seteado, así como otros datos importantes se emplea una pantalla LCD.

La celda de carga ha de poseer la siguiente configuración debido a su principio de funcionamiento:

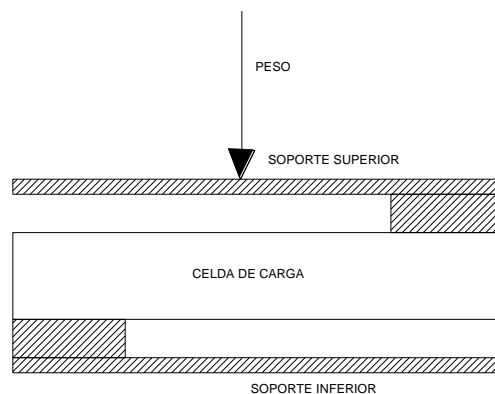


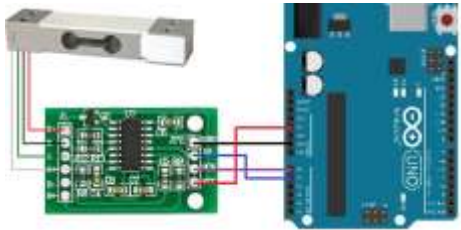
Ilustración 88-3: Configuración de la celda de carga.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

A continuación, se muestra la forma de realizar su conexión, su programación, se realizará mediante el uso de librerías en el capítulo siguiente.

Tabla 87-3: Conexiones de la celda de carga y modulo HX711.

HX711	Celda de carga	
E+	Cable Rojo	Voltaje de excitación + VCC
E-	Cable Negro	Voltaje de excitación GND
A-	Cable Blanco	Amplificador Señal
A+	Cable Verde	Amplificador + Señal
HX711	Arduino	
GND	GND	
DT	PIN 3	
SDK	PIN2	
VCC	5 V	



Realizado por: Lluman Marco, 2023.

A esta configuración se añaden dos botones para la calibración de la balanza, mediante pesos conocidos, donde se buscará el cumplimiento del siguiente procedimiento:

1. Se inicia el sistema dosificador.
2. En la pantalla se visualiza RETIRE EL PESO Y ESPERE.
3. Comienza a censar de forma errónea.
4. Se oprimen los dos pulsadores a la vez y se reinicia el sistema.
5. Se sueltan los dos pulsadores una vez se despliegue el mensaje CALIBRACIÓN.
6. Se oprime el botón A para desplazarse entre los pesos conocidos que se disponga.
7. Se oprime el botón B para aceptar el peso con el que calibrar.
8. Se despliega el mensaje UBIQUE EL PESO, se ubica el peso conocido y se espera.
9. Se despliega el mensaje RETIRE EL PESO, se retira el peso y el sistema queda calibrado.

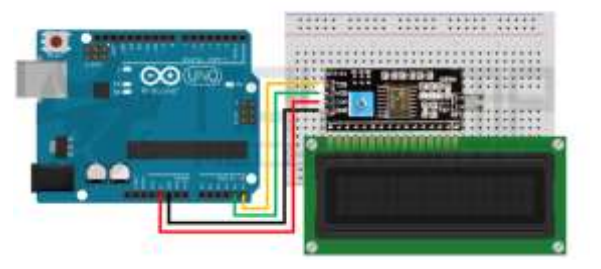
Adicional a estos botones se añade un último pulsador que indica la puesta en marcha y la parada del sistema dosificador en su conjunto.

3.7.21.4. Configuración del LCD

Para la conexión y configuración del interfaz alfanumérico LCD 16x2 se hace uso del módulo I2C con el objeto de disminuir el número de entradas requeridas en el microcontrolador, en este caso Arduino UNO, siguiendo el siguiente esquema de conexión.

Tabla 88-3: Conexión Arduino -I2C.

I2C	Arduino UNO
GND	GND
VCC	5V
SDA	A4
SCL	A5



Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez establecida la conexión física se emplea la librería `LiquidCrystal_I2C.h`.

CAPITULO IV

4. RESULTADOS

4.1. Análisis de la estructura

4.1.1. Condición iniciales.

Para la verificación de la resistencia de la estructura se emplea el software SAP 2000 donde se representa la geometría del sistema, considerando el perfil seleccionado de 50x3 mm, de acero estructural A36.

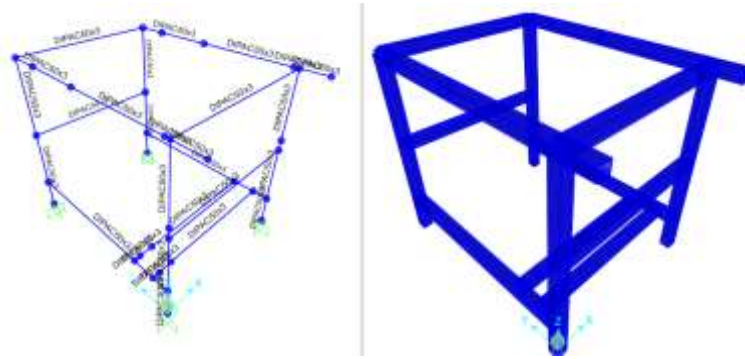


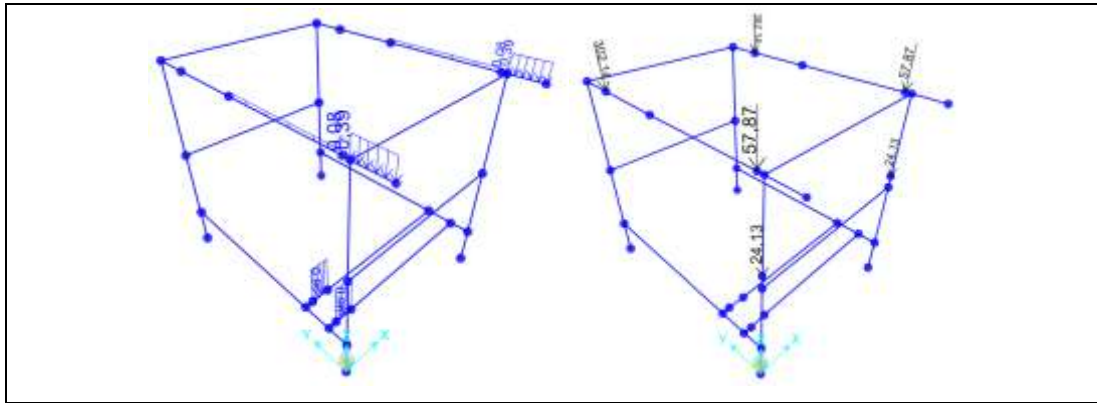
Ilustración 1-4: Geometría de la estructura en SAP.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez definida la geometría en el software con los puntos de interés donde se situarán las cargas que afectan a esta, se define el valor y la locación de cada una de las solicitaciones.

Tabla 1-4: Cargas en la estructura.

Carga	Valor	Locación
Peso del sistema de alimentación	57.87 N	Apoyos delanteros
Peso el sistema de alimentación	302.14 N	Apoyos posteriores
Peso del motor	$\frac{145.8}{2 \cdot 76.19} = 0.956 \frac{N}{mm}$	Perfil de sujeción 1 y 2
Peso de la zaranda	$\frac{76.91}{2 \cdot 500} = 0.0769 \frac{N}{mm}$	Sección 500 mm
Peso árbol excéntrico	$\frac{48.265}{2} = 24.1325 N$	Chumaceras inferiores
Peso sistema de rodillos	$\frac{105}{2 \cdot 135} = \frac{0.389N}{mm}$	Extensión de estructura
Peso del dosificador	Despreciable	Despreciable



Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.1.2. Razón de esfuerzo

Una vez definidas la geometría y las cargas que afecten a esta, se establecen las combinaciones de carga de interés, así como el método de análisis.

Teniendo en consideración que las cargas preponderantes en la estructura son las muertas se toma la como combinación de análisis 1.4D donde D representa la carga muerta, según establece la norma AISC 360-16 con el método de análisis LRFD, empleando la siguiente configuración de análisis en el software.

	Item	Value
1	Design Code	AISC 360-16
2	Multi-Response Case Design	Envelopes
3	Framing Type	SMF
4	Seismic Design Category	D
5	Importance Factor	1,
6	Design System Rho	1,
7	Design System Sds	0,5
8	Design System R	8,
9	Design System Omega0	3,
10	Design System Cd	5,5
11	Design Provision	LRFD
12	Analysis Method	Direct Analysis

Ilustración 2-4: Configuración de análisis en SAP 2000.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez realizada la configuración inicial se establece el valor de la relación demanda capacidad para cada uno de los elementos de la estructura.

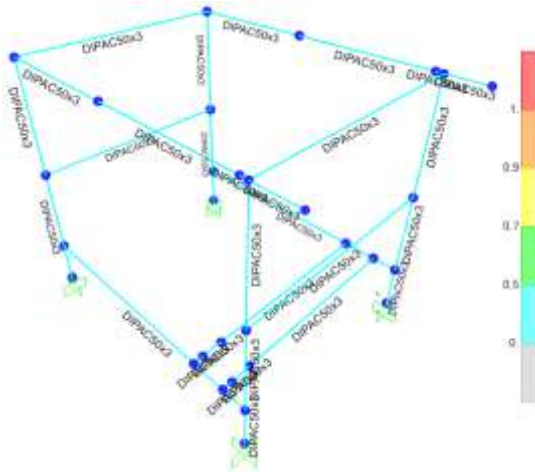


Ilustración 3-4: Razón demanda-capacidad de la estructura.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Estableciendo así valores distantes a 1 por lo tanto se considera que la estructura resiste de forma contundente las solicitaciones generadas por el sistema, a la par que cumple con los requerimientos geométricos necesarios para la construcción de este.

4.1.3. Deflexiones

Se calcula el valor de la deflexión y se compara con el valor establecido por la norma AISC 360-16 para maquinaria delicada y de precisión donde se establece que la deflexión máxima permitida es de 1/2000 multiplicado por la longitud del claro.

$$\Delta_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}-\text{admisible}} = \frac{1}{2000} \cdot 1000 = 0.5\text{mm}$$

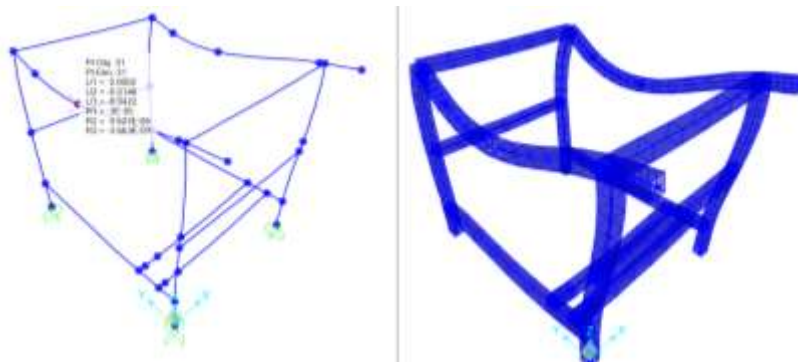


Ilustración 4-1: Deflexión de la estructura.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

$$\Delta_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \sqrt{0.0002^2 + 0.0146^2 + 0.0422^2} = 0.044 \text{ mm}$$

$$\Delta_{\text{m}{\acute{a}}x\text{-admisible}} > \Delta_{\text{m}{\acute{a}}x}$$

Por lo tanto, se establece que las deformaciones son aceptables por lo tanto el sistema es aceptable desde el punto de vista de la rigidez.

4.2. Construcción del prototipo

4.2.1. Equipos y componentes

Durante el transcurso de la construcción del prototipo se hace necesario el uso de diferentes equipos e instrumentos los cuales se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 2-4: Equipos

Item	Dispositivo
1	Flexómetro
2	Calibrador
3	Moladora
4	Fresa
5	Escuadra
6	Taladro
7	Soldadora
8	Llaves
9	Torno
10	Sierra
11	Destornillador
12	Dobladora de placa metálica.
14	Brocas
15	Limas
16	Cuchillas

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez definidas las herramientas a emplear se establecen los componentes de cada uno de los subsistemas presentes en la máquina.

Tabla 3-4: Elementos de la máquina.

Subsistema	Elemento	Cantidad	Material
Sistema de alimentación	Placa de 0.45 mm para canaletas	1	ASTM A36
	Placa de 2 mm para bandeja	1	ASTM A36
	Perfil cuadrado 1/2inx2mm	1	ASTM A36
	Moto vibrado	2	Catálogo
Estructura general	Perfil rectangular 3/4inx2mm	3	ASTM A36
	Placa de 3 mm soporte rodillos	1	ASTM A36
Sistema de rodillos	Árbol rodillos	2	AISI 1018
	Recubrimiento rodillos	2	Caucho
	Chumacera rodillo motriz	2	Catálogo
	Rodamiento rodillo	2	Catálogo
Sistema regulador	Placa 1mm anillo y estructura	2	ASTM A36
	Perno 3/4 in	2	ASTM A36
	Tuerca 3/4 in	2	ASTM A36
Tolvas	Placa 1.25mm tolva de la vaina	1	ASTM A36
	Placa 1.25mm tolva del grano	1	ASTM A36
Sistema tamizador	Placa 1.25mm tamizador	1	ASTM A36
	Placa 1.25mm tolva	1	ASTM A36
	Terminales SKF	4	Catálogo
	Pasador	2	AISI 1018
	Manivela	1	ASTM A36
Sistema de transmisión	Árbol excéntrico	1	AISI 1018
	Polea A	1	Catálogo
	Polea B	1	Catálogo
	Polea C	1	Catálogo
	Polea D	1	Catálogo
	Motor 1/4 hp	1	Catálogo
	Chumacera Árbol excéntrico	2	Catálogo
Sistema dosificador	Tolva 1.25mm	1	ASTM A36
	Soporte balanza	1	ASTM A36
	Celda de carga	1	Catálogo
	Perfil 1/2inx2mm	1	ASTM A36
	Servomotor MG 996 R	1	Catálogo
	Cuadro de control	1	PLA

Guardas	Placa 1.25mm	1	Catálogo
	Malla	1	ASTM A36

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.2.2. Tiempo de construcción

Establecidos todos los elementos constituyentes del sistema se detalla el tiempo de maquinado de cada uno de ellos en la siguiente tabla.

Tabla 4-4: Tiempos de construcción de los sistemas.

Sistema	Elemento	N°	Operación	Tiempo(min)
Sistema de alimentación	Placa de 0.45mm para canaletas	1	Trazado	30
		2	Corte	20
		3	Doblado	40
		4	Soldado	20
		5	Acabado	35
	Placa de 2 mm para bandeja	6	Trazado	30
		7	Corte	25
		8	Doblado	20
		9	Soldado	20
		10	Acabado	35
	Perfil cuadrado 1/2inx2mm	11	Trazado	15
		12	Doblado	10
		13	Soldado	20
		14	Acabado	25
Estructura general	Perfil rectangular 3/4inx2mm	15	Trazado	40
		16	Corte	35
		17	Soldado	40
		18	Acabado	60
	Placa de 3mm soporte rodillos	19	Trazado	25
		20	Corte	25
		21	Fresado	70
		22	Soldado	25
		23	Acabado	30
Sistema de rodillos	Árbol rodillo	24	Trazado	10
		25	Corte	20

	Recubrimiento rodillos	26	Encauche	120
Sistema regulador	Placa 2mm anillo y estructura	27	Trazado	40
		28	Corte	25
		29	Soldado	25
		30	Acabado	20
		31	Trazado	30
Tolvas	Placa 1.25mm tolva de la vaina	32	Corte	20
		33	Perforado	20
		34	Acabado	10
		35	Corte	20
	Placa 1.25mm tolva del grano	36	Perforado	20
		37	Acabado	10
		38	Trazado	25
Sistema tamizador	Placa 0.8 mm tamizador	39	Corte	30
		40	Soldado	25
		41	Acabado	20
		42	Trazado	30
	Placa 1.25mm tolva	43	Corte	40
		44	Soldado	35
		45	Acabado	30
		46	Corte	20
	Pasador	47	Acabado	20
		48	Cortado	30
	Manivela	49	Fresado	120
		50	Torneado	90
		51	Acabado	35
52		Cortado	10	
Sistema de transmisión	Árbol excéntrico	53	Torneado	120
		54	Acabado	20
		55	Trazado	30
Sistema dosificador	Tolva 1.25mm	56	Corte	25
		57	Soldado	25
		58	Acabado	20
		59	Trazado	40
	Soporte balanza	60	Corte	60

		61	Soldado	45
		62	Acabado	30
	Perfil 1/2inx2 mm	63	Trazado	10
		64	Corte	10
		65	Soldado	20
		66	Acabado	20
	Cuadro de control	67	Trazado	35
		68	Corte	30
		69	Pegado	30
		70	Conexiones	150
Guardas	Placa 1mm	71	Trazado	25
		72	Corte	25
		73	Doblado	20
		74	Acabado	20
	Malla	75	Trazado	30
		76	Corte	60
		77	Soldado	90

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Teniendo así un tiempo total estimado para la preparación y construcción de los elementos constitutivos de la máquina de 2635 min equivalente a 43.91h.

4.2.3. Procedimiento de ensamblaje

Para definir de forma clara y concisa el procedimiento de ensamblaje seguido se desarrolla el siguiente diagrama, donde las flechas indican la dirección del ensamblaje, mientras que la numeración indica el orden recomendado para el mismo, de ha de considerar el código de color para conocer el método de unión.

Tabla 5-4: Simbología de diagrama de ensamblaje.

Símbolo	Significado
→	Dirección ensambles principales
→	Dirección subensambles
⊕	Unión por ajuste
⊕	Unión empernada
⊕	Unión soldada

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Obteniendo así el siguiente diagrama:

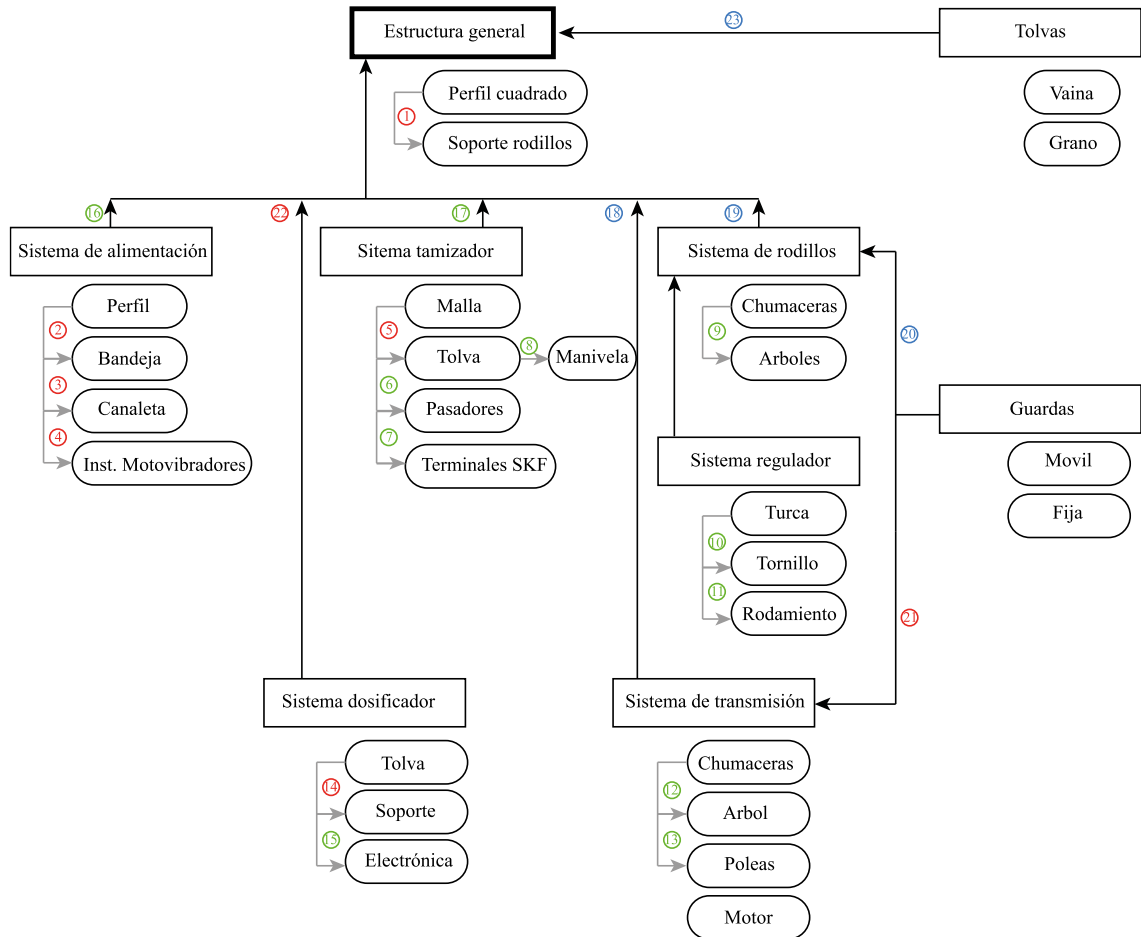


Ilustración 5-4: Diagrama de ensamble.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez definido los ensambles mínimos requeridos para la obtención de la máquina en su totalidad se es posible definir el tiempo total invertido en esta actividad.

Tabla 6-4: Tiempo de ensamble estimado.

Actividad	Tiempo (min)	Actividad	Tiempo (min)
1	20	13	350
2	10	14	15
3	25	15	30
4	10	16	15
5	25	17	20
6	10	18	15
7	10	19	20

8	10	20	10
9	15	21	15
10	10	22	15
11	10	23	20
12	10		

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Teniendo así un tiempo total estimado de ensamblaje de 350 min lo que equivale a 5.83 h.

4.3. Margen de error de sistema dosificador

4.3.1. Calibración

Previo a realizar cualquier tipo de dosificación resulta fundamental la calibración del circuito de instrumentación, el mismo que permite la toma de señal del sensor, así como su adecuación para el ingreso al microcontrolador, que finalmente mostrará la señal en el LCD que representa el valor a dosificar.

Siguiendo el procedimiento para el encerado, detallado en el manual de usuario, se calibra el sistema, de tal forma que se considere únicamente el peso de los granos que se depositen en el.

Para verificar la correcta calibración se establece la exactitud y precisión del sistema al comparar un valor ya conocido de 500g con el obtenido en el sistema, así como con las diferentes mediciones realizadas, respectivamente.

Tabla 7-4: Exactitud de calibración.

Sistema	Valor de Control	Xi
500	500	496,8
495		
495		
492		
496		
506		
495		
495		
500		
494		

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para definir la exactitud del sistema se emplea la siguiente expresión.

$$Er = \frac{Xt - Xi}{Xi} \cdot 100\%$$

Donde:

Xt es el valor conocido.

Xi es la media del conjunto de mediciones.

Er es el error relativo del sistema

$$Er = \frac{500 - 496.8}{496.8} \cdot 100\% = 0.64\%$$

Teniendo así un error relativo de 0.64% lo que se considera aceptable para la presente aplicación.

Una vez definida la exactitud del sistema y ser considerada aceptable se estima la precisión del mismo es decir la variabilidad presente entre una u otra medición, para lo cual se parte de la siguiente tabla.

Tabla 8-4: Precisión de calibración.

N°	Medición	Xi	V	V ²
1	500,00	496,80	3,20	10,24
2	495,00	496,80	-1,80	3,24
3	495,00	496,80	-1,80	3,24
4	492,00	496,80	-4,80	23,04
5	496,00	496,80	-0,80	0,64
6	506,00	496,80	9,20	84,64
7	495,00	496,80	-1,80	3,24
8	495,00	496,80	-1,80	3,24
9	500,00	496,80	3,20	10,24
10	494,00	496,80	-2,80	7,84
			∑	149,60

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para el cálculo del error probable se establece la siguiente expresión.

$$mo = \sqrt{\frac{\sum_{n=10}^1 V^2}{n(n-1)}}$$

Donde:

mo se trata del error probable.

V la variabilidad.

n el numero de mediciones realizadas.

$$m_o = \sqrt{\frac{149.6}{10(10 - 1)}} = 1.289$$

Estableciendo así que el valor real de la medición con la balanza es:

$$Medicion = x \pm 1.289$$

4.3.2. Pruebas de funcionamiento

Para verificar la correcta dosificación se establece la exactitud y precisión del sistema al comparar un valor ya conocido, siendo este el seteado con el obtenido en el sistema, así como con las diferentes mediciones realizadas, respectivamente.

Tabla 9-4: Exactitud de dosificación.

Medida	Xt	Xi
263,0	250,0	254,4
248,0		
259,0		
257,0		
245,0		
240,0		
266,0		
251,0		
249,0		
266,0		

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para definir la exactitud del sistema se emplea la siguiente expresión ya definida con anterioridad.

$$Er = \frac{250 - 254.4}{254} \cdot 100\%$$

Teniendo así un error relativo de 1.73% lo que se considera aceptable para la presente aplicación.

Una vez definida la exactitud del sistema y ser considerada aceptable se estima la precisión de este es decir la variabilidad presente entre una u otra medición, para lo cual se parte de la siguiente tabla.

Tabla 10-4: Precisión de dosificación.

Nº	Medición	Xi	V	V ²
1	263,00	254,40	8,60	73,96
2	248,00	254,40	-6,40	40,96
3	259,00	254,40	4,60	21,16
4	257,00	254,40	2,60	6,76
5	245,00	254,40	-9,40	88,36
6	240,00	254,40	-14,40	207,36
7	266,00	254,40	11,60	134,56
8	251,00	254,40	-3,40	11,56
9	249,00	254,40	-5,40	29,16
10	266,00	254,40	11,60	134,56
			Σ	748,40

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para el cálculo del error probable se emplea la expresión ya definida anteriormente.

$$m_o = \sqrt{\frac{748.4}{10(10 - 1)}}$$

Estableciendo así que el valor real dosificado es de:

$$Dosificado = x \pm 2.88 g$$

4.4. Pruebas de funcionamiento del prototipo

Las pruebas de funcionamiento se llevan a cabo considerando las dimensiones óptimas establecidas en el alcance del presente proyecto, así como las propiedades de la arveja definida en la revisión de la literatura, cabe mencionar que al tratarse de un prototipo a escala 1:2 el número de canaletas se reduce de 20 a 10, por lo que se estima que la capacidad y el análisis de la desvainadora real será el doble a la definida en el prototipo.

Elementos que ingresan a la desvainadora:

- Vainas de arveja
- Granos de arveja

Parámetros analizados en el proceso de desvaine:

- W_p , peso de la materia prima ingresada en un periodo de tiempo t .
- W_v , peso de la vaina extraída.
- W_g , peso del grano desvainado.
- W_{ps} peso de la materia prima sin desvainar.
- W_{gd} Granos dañados
- W_d peso de desechos de vaina en granos ya dosificados.

En la siguiente tabla se resumen los resultados obtenidos en el desvaine de arveja tierna, empleando el prototipo escala 1:2, para su obtención se realiza un total de 6 mediciones en diferente situación de operación, partiendo del arranque del desvaine y dejando un tiempo muerto de 15 min entre toma y toma.

Tabla 11-4: Valores obtenidos mediante experimentación.

Lote	Tiempo (min)	W_p (Kg)	W_v (Kg)	W_g (Kg)	W_{ps} (Kg)	W_{gd} (Kg)
1	15,00	12,80	7,28	5,16	0,19	0,17
2	15,00	13,00	7,60	5,25	0,10	0,05
3	1500	13,26	6,30	6,60	0,21	0,15
4	15,00	12,90	7,45	5,10	0,22	0,13
5	15,00	13,80	7,89	5,51	0,26	0,14
6	15,00	12,33	6,30	5,78	0,23	0,02

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez obtenidos los datos experimentales se es posible analizar el comportamiento del sistema empleando la carta de control U, donde se es posible identificar posibles puntos fuera de los límites control o anómalos, que pudieren indicar un funcionamiento inadecuado del sistema de rodillos.

Para esto se expresan los valores obtenidos en la tabla 4-11 en función al número de granos que representa dicho peso, considerando el peso de cada grano de 0.225 g.

Tabla 12-4: Cantidad de granos desvainados y dañados.

Lote	W_g (U)	W_{gd} (U)
1	22934	756
2	23334	223
3	29334	667
4	22667	578

5	24489	623
6	25689	89

Realizado por: Lluman Marco, 2023

Una vez obtenido estos valores se insertan en el software Minitab y se obtiene la carta U.

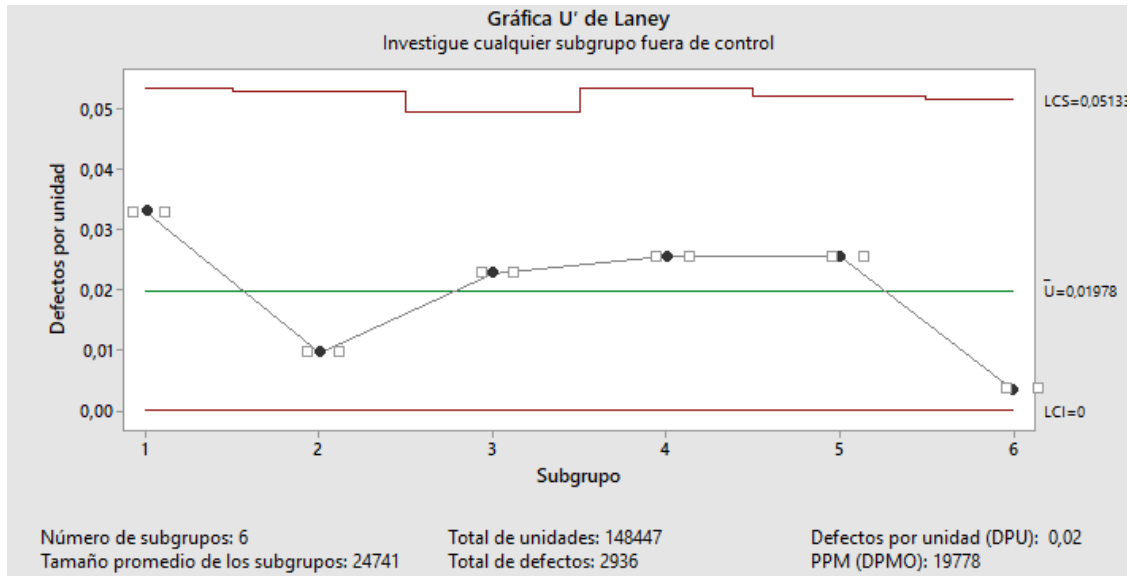


Ilustración 6-4: Carta U entre Wg y Wgd.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se es apreciable en la ilustración 4-6 que el sistema es estable, debido a que no existen valores que sobrepasen los límites de control establecidos, por lo que se asegura una ausencia de anomalías en el funcionar normal de la máquina.

Se es posible definir la capacidad del prototipo empleando la siguiente expresión.

$$Cap. = \frac{\sum Wp}{\sum t} = \frac{13.015}{15} = 0.867 \frac{Kg}{min}$$

$$Cap. = \frac{0.867}{15} \cdot \frac{60min}{1H} = 52.06 \frac{Kg}{H}$$

A más de esto se es posible definir cuan significativa es la presencia de desechos de la vaina en los granos ya dosificados, es decir se es posible analizar la eficiencia del sistema de tamizado, para esto se hace uso de los siguientes datos obtenidos de forma experimental en las 6 mediciones iniciales.

Tabla 13-4: Porcentaje de desechos de vaina.

Lote	Wg	Wd	%
1	5,16	0,18	3,49
2	5,25	0,20	3,81
3	6,60	0,21	3,18
4	5,10	0,11	2,16
5	5,51	0,14	2,54
6	5,78	0,26	4,50

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Pudiendo definir la capacidad de tamizado mediante la siguiente expresión

$$Cap. Tamizado = 1 - \frac{\sum \%}{\#Lotes}$$

$$Cap. Tamizado = 100 - \frac{12\%}{6} = 98\%$$

Se establece así que el sistema tamizador elimina el 98% de restos de vaina que pudieren caer junto al grano.

Para la obtención de la carta U se estandariza de la misma forma que en el ítem anterior en función de los granos que representa, pese a que Wd no hace referencia al peso del grano en sí, para lograr identificar el comportamiento del sistema tamizador se le estima como lo mismo.

Tabla 14-4: Cantidad de granos que representa el peso de los desechos.

Lote	Wg (U)	Wd (U)
1	2294	8
2	2334	9
3	2934	10
4	2267	5
5	2449	7
6	2569	12

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Aplicando la carta U para el control del proceso se es posible definir si el comportamiento de este cae dentro de los límites de control establecidos para este método de análisis.

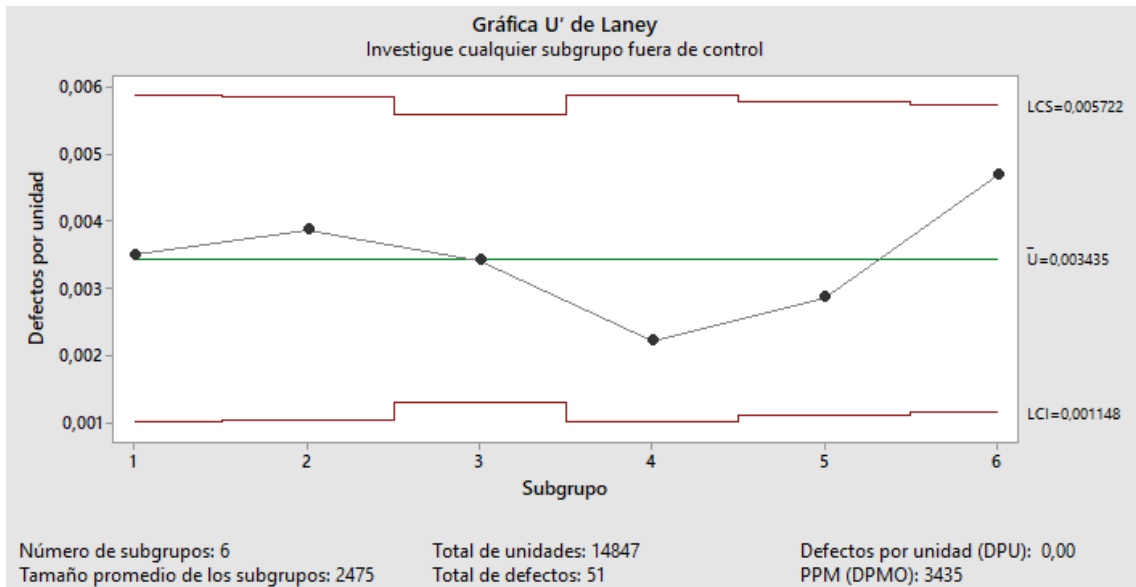


Ilustración 7-4: Carta U del sistema tamizador.

Realizado por: Luman Marco, 2023.

Debido al comportamiento regular que poseen los puntos en ambos análisis, así como su tendencia a la línea central se establece que son sistemas estables.

4.5. Análisis ergonómico

Para el análisis ergonómico se emplea el método REBA (*Rapid Entire Body Assessment*), este método de análisis se enfoca y es sensible especialmente en aquellas acciones que acarrear cambios de postura bruscos así como la manipulación de cargas pesadas e inestables (Ergonautas, 2015).

Se evaluará la postura del operario encargado de ubicar la materia prima en el sistema de alimentación, debido a que es la labor repetitiva con mayor impacto postural a que conlleva la manipulación de pesos considerables. Este método divide las extremidades en dos grupos, A y B, el primero de estos constituido por las piernas, tronco y el cuello, mientras que la segunda por brazos, antebrazos y muñecas.

4.5.1. Determinación del ciclo de trabajo

Tomando en cuenta los ciclos de operación estimados de la máquina se establece que el operador constará de una hornada de 8h, de las cuales a la actividad en cuestión dedicará 6h.

Selección de la postura y lado a evaluar

El método recomienda el análisis tanto del lado izquierdo como derecho por separado de la postura de interés, sin embargo, en este caso se considera simetría por lo que se analizará el lado derecho únicamente.

Una vez establecido esto se define la postura crítica de la actividad siendo esta la elevación del saco de materia prima, ya que posee mayor repetitividad y carga a vencer.



Ilustración 8-4: Postura para el análisis ergonómico

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.5.2. *Toma de ángulos requerido.*

Empleando el software *Ruler* de Ergonautas para definir posteriormente las aproximaciones y puntuaciones de cada parte del cuerpo.



Ilustración 9-4: Ángulo de flexión del brazo.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Siguiendo este procedimiento se definen los ángulos necesarios para definir las puntuaciones de cada parte del cuerpo.

Tabla 15-4: Ángulos de extremidades-

GRUPO A	
Extremidad	Ángulo (°)
Tronco	62
Cuello	9
Pierna	133
GRUPO B	
Extremidad	Ángulo (°)
Brazo	56
Antebrazo	47
Muñeca	13

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.5.3. Puntuación del grupo A

4.5.3.1. Puntuación del tronco

Tabla 16-4: Puntuación del tronco

Posición	Puntuación
Tronco erguido	1
Flexión o extensión entre 0° y 20°	2
Flexión >20° y ≤60° o extensión >20°	3
Flexión >60°	4

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

No existe movimiento lateral de flexión por lo tanto no aplica la modificación de esta puntuación.

4.5.3.2. Puntuación del cuello

Tabla 17-4: Puntuación del cuello.

Posición	Puntuación
Flexión entre 0° y 20°	1
Flexión >20° o extensión	2

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

No existe rotación en la cabeza o inclinación lateral por lo tanto no aplica la modificación de esta puntuación.

4.5.3.3. Puntuación de las piernas

Tabla 18-4: Puntuación de las piernas.

Posición	Puntuación
Sentado, andando o de pie con soporte bilateral simétrico	1
De pie con soporte unilateral, soporte ligero o postura inestable	2

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Debido a que existe flexión de rodillas de 30° a 60° se incrementa en 1 la puntuación.

4.5.4. Puntuación del grupo B

4.5.4.1. Puntuación del brazo

Tabla 19-4: Puntuación del brazo.

Posición	Puntuación
Desde 20° de extensión a 20° de flexión	1
Extensión >20° o flexión >20° y <=45°	2
Flexión >45° y <=90°	3
Flexión >90°	4

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

No existen circunstancias que modifique su puntuación

4.5.4.2. Puntuación del antebrazo

Tabla 20-4: Puntuación del antebrazo.

Posición	Puntuación
Flexión entre 60° y 100°	1
Flexión <60° o >100°	2

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.5.4.3. Puntuación de la muñeca

Tabla 21-4: Puntuación de la muñeca.

Posición	Puntuación
Posición neutra	1
Flexión o extensión > 0° y <15°	1
Flexión o extensión >15°	2

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

No existe rotación de muñeca por lo tanto no se modifica la puntuación

4.5.4.4. Puntuaciones globales

Tabla 22-4: Puntuaciones global grupo A.

	Cuello											
	1				2				3			
	Piernas				Piernas				Piernas			
Tronco	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
2	2	3	4	5	2	3	4	5	2	3	4	5
3	3	4	5	6	3	4	5	6	3	4	5	6
4	4	5	6	7	4	5	6	7	4	5	6	7
5	5	6	7	8	5	6	7	8	5	6	7	8

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 23-4: Puntuación global grupo B.

	Antebrazo					
	1			2		
	Muñeca			Muñeca		
Brazo	1	2	3	1	2	3
1	1	2	3	1	2	3
2	2	3	4	2	3	4
3	3	4	5	3	4	5
4	4	5	6	4	5	6
5	5	6	7	5	6	7
6	6	7	8	6	7	8

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.5.5. Puntuaciones parciales

Las puntuaciones previas consideran únicamente la postura de interés, a continuación, se modifican estas en función de la fuerza requerida durante su adopción.

Tabla 24-4: Incremento de puntuación del grupo A por fuerza de agarre.

Carga o fuerza	Puntuación
Carga o fuerza menor de 5 Kg.	0
Carga o fuerza entre 5 y 10 Kg.	+1
Carga o fuerza mayor de 10 Kg.	+2

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 25-4: Incremento del grupo B por tipo de agarre.

Calidad de agarre	Descripción	Puntuación
Bueno	El agarre es bueno y la fuerza de agarre de rango medio	0
Regular	El agarre es aceptable pero no ideal o el agarre es aceptable utilizando otras partes del cuerpo	+1
Malo	El agarre es posible pero no aceptable	+2
Inaceptable	El agarre es torpe e inseguro, no es posible el agarre manual o el agarre es inaceptable utilizando otras partes del cuerpo	+3

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.5.6. Puntuación global

Intersecando los valores de la puntuación parcial de cada grupo se obtiene la puntuación global.

Tabla 26-4: Puntuación global.

Puntuación A	Puntuación B											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	1	1	1	2	3	3	4	5	6	7	7	7
2	1	2	2	3	4	4	5	6	6	7	7	8
3	2	3	3	3	4	5	6	7	7	8	8	8
4	3	4	4	4	5	6	7	8	8	9	9	9
5	4	4	4	5	6	7	8	8	8	9	9	9
6	5	6	6	6	7	8	8	9	9	10	10	10
7	7	7	7	8	9	9	9	10	10	11	11	11
8	8	8	8	9	10	10	10	10	10	11	11	11
9	9	9	9	10	10	10	11	11	11	12	12	12
10	10	10	10	11	11	11	11	12	12	12	12	12
11	11	11	11	11	12	12	12	12	12	12	12	12
12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez definido esto se establece si se requiere tomar medidas para la reducción o mejora de la postura durante el operar normal del sistema.

Tabla 27-4: Evaluación de riesgo.

Puntuación	Nivel	Riesgo	Actuación
1	0	Inapreciable	No es necesaria actuación
2 o 3	1	Bajo	Puede ser necesaria la actuación.
4 a 7	2	Medio	Es necesaria la actuación.
8 a 10	3	Alto	Es necesaria la actuación cuanto antes.
11 a 15	4	Muy alto	Es necesaria la actuación de inmediato.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Se establece así que existe un riesgo medio, por lo que se han de tomar medidas como material de soporte lumbar, turnos rotativos u otro accionar que conlleve a la reducción de este indicador.

4.6. Costos y Mantenimiento

4.6.1. Análisis de costos del prototipo

En la presente sección se busca detallar los gastos globales tanto directos como indirectos, que surgen a partir del, diseño, construcción y validación del prototipo.

4.6.1.1. Costos directos

Se entienden como costos directos aquellos fácilmente identificables durante el proceso de construcción como lo es el costo en equipos y herramientas, mano de obra e insumos, todo esto se detalla en la siguiente tabla.

Tabla 28-4: Costos directos.

Cant	Descripción	V. Unitario (USD)	Total (USD)
1	Placa de 0,45mm de 1,2x2,4m	15,00	15,00
1	Placa de 1,25mm de 1,2x2,4m	45,00	45,00
1	Placa de 2mm 1,2x2,	40,00	40,00
1	Placa perforada	30,00	30,00
1	Placa de 3mm 0,5x0,5m	15,00	15,00
1	Malla 1 x 1,5 m	7,50	7,50
1	Perfil cuadrado 1/2inx2mmx6m	8,00	8,00
1,5	Perfil rectangular 3/4inx2mm x 6m	15,50	23,25
2	Motovibrador	30,00	60,00
2	Arbol 3/4 in (m)	8,00	16,00
2	Recubrimiento	25,00	50,00
1	Varilla 4mm (m)	3,50	3,50
2	Chumacera rodillo	5,00	10,00

2	Chumacera arbol excéntrico	5,00	10,00
2	Rodamiento rodillo	3,00	6,00
8	Rodamientos terminales	1,00	8,00
4	Terminales SKF	21,00	84,00
1	Polea A aluminio	3,00	3,00
1	Polea B aluminio	6,00	6,00
1	Polea C aluminio	9,00	9,00
1	Polea D aluminio	2,00	2,00
1	Motor	95,00	95,00
1	LCD 16x2 e I2C	19,00	19,00
1	Celda de carga	15,00	15,00
2	Servo motor	14,00	28,00
1	Arduino UNO	16,00	16,00
3	Cable (m)	1,00	3,00
1	Potenciometro	0,50	0,50
3	Botones	0,15	0,45
1	ON-OFF	1,00	1,00
4	Resortes	5,00	20,00
4	Bocin de caucho	2,00	8,00
2	Bisagras	3,00	6,00
8	Tornillos M8	0,45	3,60
2	Perno tuerca 3/4 in	1,00	2,00
24	Perno 3/8 con tuerca y arandela	1,00	24,00
8	Pernos 3/4 in x 4in tuerca y arandela	1,25	10,00
30	Tornillos M4 con tuerca y arandela	0,25	7,50
1,5	Rejilla perforada (m)	3,33	5,00
6	Electrodos 6011 (lb)	2,00	12,00
1	Pintura (l)	6,00	6,00
1	Tiñer (l)	2,50	2,50
2	Spray de colores	3,50	12,25
		Total 1	748,05

Realizado por: Llumán, 2023.

Tabla 29-4: Costo de mano de obra.

Personal	Salario/H (USD)	Horas-hombre	Subtotal (USD)
Maestro Industrial	3,87	50,00	193,50
Ayudante	3,83	50,00	191,50
Programador	4,31	8,00	34,48
		Total 2	419,48

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 30-4: Costo de equipos y herramientas.

Elemento	Costo/H (USD)	Horas	Subtotal (USD)
Soldadora eléctrica	2,94	8,75	25,72
Taladro de banco	1,68	3,00	5,04
Taladro de mano	0,84	2,00	1,68
Torno	10,00	5,00	50,00
Cizalladora	1,31	4,00	5,24
Dobladora	1,00	5,00	5,00
Esmeril	0,80	4,00	3,20
Moladora	1,16	2,00	2,32
Compresor	1,20	5,00	6,00
Otros	1,30	3,00	3,00
Total 3			108,10

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez definidos los costos de cada uno de los campos que abarcan los costos directos, se define el global de costos directos teniendo así la siguiente tabla resumen.

Tabla 31-4: Costo directo total.

Insumos (USD)	748,05
Mano de obra (USD)	419,48
Equipos y Herramientas (USD)	108,10
Transporte (USD)	40,00
Total de costos directos (USD)	1315,63

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.6.1.2. Costos indirectos

Los costos indirectos están constituidos por la supervisión del proyecto, así como el costo ingenieril que acarrea el diseño del sistema, resumiendo este valor en la siguiente tabla.

Tabla 32-4: Costos indirectos.

Costo ingenieril	Horas	V.Unitario (USD)	Subtotal (USD)
Supervisión	25,00	3,93	98,25
Diseño	30,0	3,93	117,9
Utilidad	0,00	0,00	0,00
Total			216,15

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.6.1.3. Costo total

Una vez establecidos los costos directos e indirectos se es posible definir el valor final del prototipo, cuyos valores se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 33-4: Costo total del prototipo.

Costos directos (USD)	1315,63
Costos indirectos (USD)	216,15
Subtotal (USD)	1531,78

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Quedando así defino el valor final del prototipo, siendo este de 1531.78 dólares, en caso de requerir su venta se ha de considerar el IVA de la región donde se lleve a cabo la transacción, siendo en la región el 12%.

Tabla 34-4: Costo total considerando el IVA

Subtotal (USD)	1531,78
12% IVA (USD)	183,81
Costo total (USD)	1715,59

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.6.2. Manual de mantenimiento

Debido al uso continuo y prolongado del sistema, el mismo se ve afectado por acciones de desgaste en muchas ocasiones irreversible, ocasionando una disminución exponencial de la eficiencia del sistema. Es por esto que en búsqueda de menguar lo mayormente posible este fenómeno se plantea un plan de mantenimiento periódico, que prolongará el tiempo de vida útil del sistema haciendo principal énfasis en los elementos móviles del mismo.

Para esto a continuación se muestra una tabla donde se evidencia el accionar correspondiente en un periodo de tiempo designado, para cada uno d ellos elementos que se consideran críticos o que tienden a poseer un mayor desgaste.

Tabla 35-4: Plan de mantenimiento.

Tiempo de trabajo	Elementos de riesgo										Actividades de mantenimiento	
	Antivibradores	Rodillos	Chumacera	Motovibrador	Dosificador	Varillas	Pernos	Motor	Tamizador	Guardas		Electrónica
Diario	X	X		X	X	X			X			Inspección visual
		X										Observar fisuras o desgaste
					X							Verificar ausencia de impurezas en el sistema
		X			X							Limpieza y engrasado de elementos rodantes no estándares
Semanal		X					X					Ajuste
	X											Revisión y ajuste de antivibradores
								X				Tensión óptima
Mensual												Verificación de correcta calibración
					X							Lubricación
Trimestral				X								Ajuste de fuerza centrífuga
							X					Verificación de ajustes cimentación
										X		Comprobación de sistemas de seguridad y protección
Semestral		X	X									Alineamiento del sistema
		X	X			X			X			Verificar el desgaste de los elementos rodantes
Anual												Reemplazo de elementos con desgaste excesivo
		X										Desmontaje del sistema para revisión
									X		X	Comprobar capacidad del sistema
		X										Reencauche de rodillos
			X									Lubricación

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Una vez definido esto se establece un gráfico esquemático, sin los elementos de interés, donde se muestra la frecuencia de lubricación de cada uno de los elementos móviles.

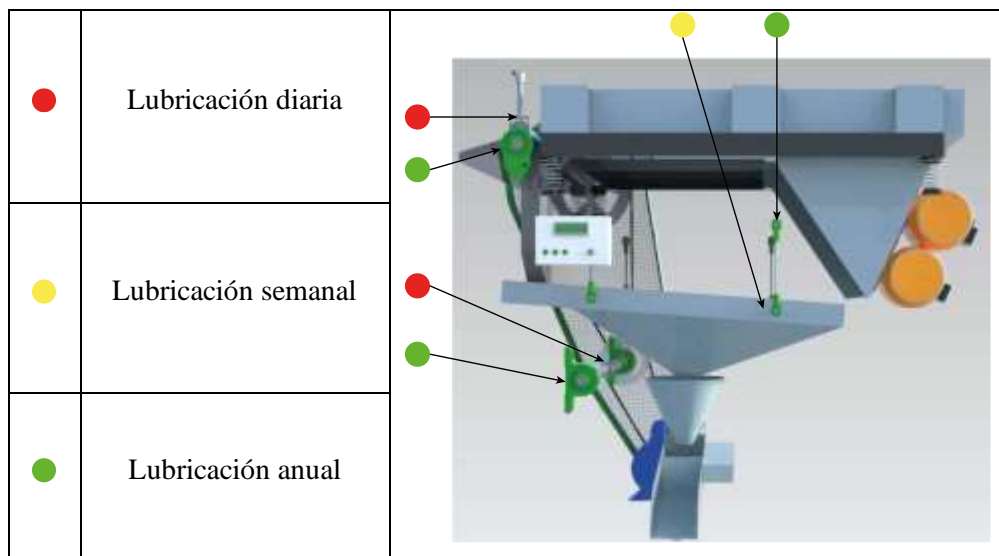


Ilustración 10-4: Lubricación de elementos móviles.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.7. Manual de funcionamiento

Previo a la puesta en marcha y uso de la desvainadora leer atentamente este manual y preservar para posibles consultas posteriores.

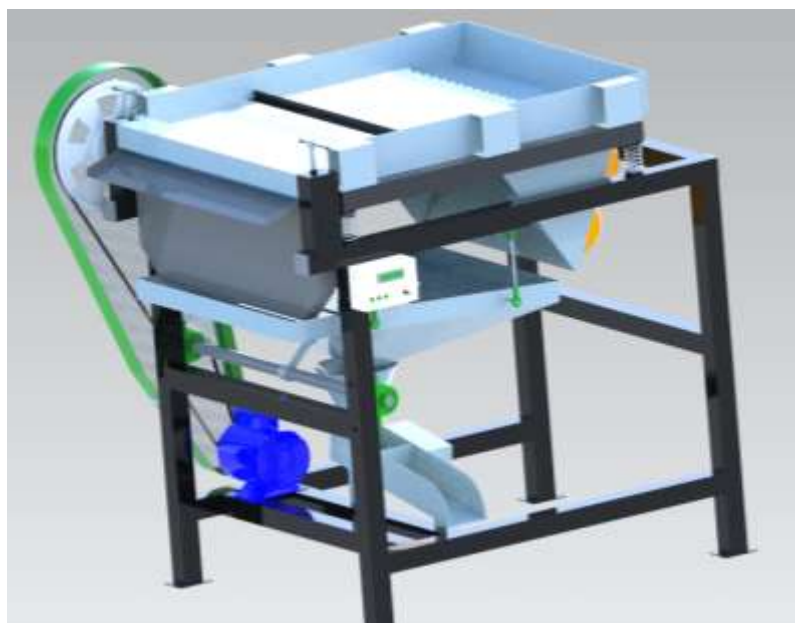


Ilustración 11-4: Desvainadora diseñada.




Realizado por: Lluman Marco, 2023.

En la ilustración anterior se muestra la desvainadora en su totalidad, como portada del manual.

4.7.1. Instrucciones de seguridad

A continuación, se definen símbolos de seguridad que aparecen en el presente manual que indican posibles peligros.



Tabla 36-4: Simbología del manual de uso.

Símbolo	Significado
	Peligro: Este se muestra cuando hay riesgo para la integridad ya sea física o de salud de los operarios del sistema. En caso de no respetarlo pudiere causar heridos.
	Precaución: Este símbolo indica el accionar necesario para prevenir situaciones no deseadas. En caso de no respetarse pudiere ocasionarse daños al sistema.
	Nota: Este símbolo denota aclaraciones útiles para el usuario. Cuyo seguimiento permitirá obtener el mejor rendimiento del sistema.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.7.2. Precauciones de instalación y uso

Tabla 37-4: Notas de precaución de instalación.

	1. No instalar la máquina en superficies inestables, que tiendan a vibrar o este inclinado, pudiendo ocasionar su volcamiento y generar lesiones.
	2. No instalar el equipo sin la cimentación adecuada.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Evitar la instalación en lugares como:

- Lugares con humedad excesiva
- Fuentes de calor intenso
- Lugares con poca visibilidad

Cuando instale el sistema se recomienda la siguiente configuración de cimentación, sin embargo, siempre que se asegure la inmovilidad del sistema se considera seguro su uso:

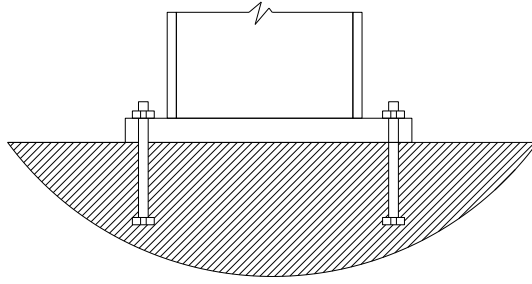


Ilustración 12-4: Cimentación del sistema recomendado.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 38-4: Nota de cimentación.




	<p>1. Asegúrese que en caso de poseer desnivel en la superficie esta esté a favor de la dirección de desplazamiento de las vainas.</p>
--	--

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

A continuación, se muestra la nomenclatura a emplear para cada uno de los elementos constitutivos de la desvainadora:

Tabla 39-4: Nomenclatura de elementos.

Elemento	Designación
	Estructura general
	Sistema de rodillos con regulador
	Sistema de alimentación
	Sistema tamizador

	Sistema dosificador
	Transmisión de potencia
	Panel de control

Realizado por: Luman Marco, 2023.

A continuación, se muestra al usuario la funcionalidad de cada uno de los elementos del panel de control.

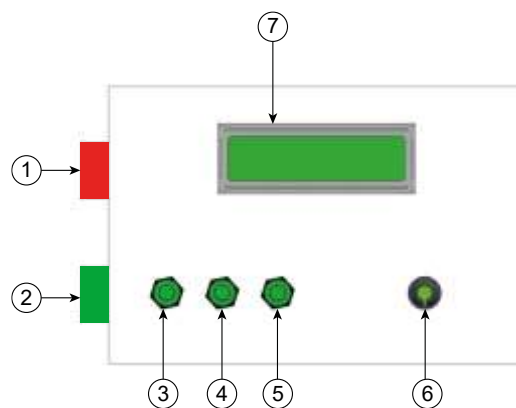


Ilustración 13-4: Panel de control.

Realizado por: Luman Marco, 2023.

Tabla 40-4: Denominación de elementos del panel.

N°	Denominación	Funciones
1	Paro de máquina	Se encarga de interrumpir la energía al sistema en su totalidad.



2	Marcha máquina	Se encarga de la puesta en marcha del sistema.
3	Inicio dosificado	Al pulsar el botón indica que el valor de referencia ya se encuentra fijado, y que comience el proceso de dosificado.
4	Balanza 1	Sirve para desplazarse en el menú de configuración y encerado del sistema dosificador.
5	Balanza 2	Sirve para desplazarse en el menú de configuración y encerado del sistema dosificador.
6	Generador de referencia	Establece el valor del producto por cada unidad enfundada en gramos.
7	LCD	Muestra los gramos seleccionados por el usuario.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.7.3. Procedimiento

4.7.3.1. Puesta en marcha

Tabla 41-4: Nota de precaución de puesta en marcha.

	1. Asegúrese de alimentar el sistema con 110 voltios de corriente alterna comuna frecuencia de 60 Hz.
	2. No ubicar elementos que obstruyan el movimiento de los elementos rotativos.


Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Para la puesta en marcha del sistema se establece el siguiente procedimiento:

- Asegúrese que no existen elementos extraños en la desvainadora.
- Lubrique los elementos rotativos según indique el manual de mantenimiento.
- Conecte el enchufe a la fuente recomendada.

- Energice el sistema pulsando el botón número 1 (Perilla de emergencia).
- Una vez energizado el sistema, asegúrese que el LCD muestra el valor deseado de dosificación, caso contrario modifíquelo con el generador de referencia.
- Encere a balanza del sistema dosificador
- Una vez definido el valor requerido oprima el botón número 3.
- Para energizar el motor y moto vibradores oprima el botón número 2 (ON-OFF).
- Siga el procedimiento establecido en el apartado OPERACIÓN NORMAL.

Tabla 42-4: Nota de puesta en marcha.

	<p>1. Asegúrese de que el valor seteado se mantenga estable una vez lo haya definido.</p>
---	---


Realizado por: Lluman Marco, 2023.

4.7.3.2. Encerado de la balanza

El procedimiento para el encerado de la balanza se resume en los siguientes pasos, cabe mencionar que esta se realizara una vez al momento de instalar el sistema únicamente.

- Se inicia el sistema dosificador.
- En la pantalla se visualiza RETIRE EL PESO Y ESPERE.
- Comienza a censar de forma errónea.
- Se oprimen los dos pulsadores a la vez y se reinicia el sistema.
- Se sueltan los dos pulsadores una vez se despliegue el mensaje CALIBRACIÓN.
- Se oprime el botón A para desplazarse entre los pesos conocidos que se disponga.
- Se oprime el botón B para aceptar el peso con el que calibrar.
- Se despliega el mensaje UBIQUE EL PESO, se ubica el peso conocido y se espera.
- Se despliega el mensaje RETIRE EL PESO, se retira el peso y el sistema queda calibrado.

Tabla 43-4: Nota de encerado de la balanza.

	<p>1. En caso de transportar o modificar de una u otra forma la máquina se ha de encerar nuevamente el dosificador.</p>
---	---

Realizado por: Lluman, 2022

4.7.3.3. Operación normal

Una vez energizada la desvainadora, seteado el valor deseado, así como iniciado el sistema de potencia y de alimentación se ha de seguir el siguiente accionar.


- Deposite una cantidad de arveja tierna en la parte posterior del sistema de alimentación.
- Asegúrese de que los rodillos pinzan de forma adecuada a la arveja.
- Caso contrario regule la altura del rodillo conducido.
- Una vez asegurado un correcto pinzamiento deposite según lo requiera la máquina la arveja a desvainar.
- De forma simultánea ubique a la salida del sistema dosificador el envase deseado.
- Retire el envase una vez lleno y repita esta operación hasta lograr desvainar lo deseado.
- Retire la energía del sistema de potencia y de los motovibradores oprimiendo el botón 2.
- Retire la energía de todo el sistema y desconecte la máquina.
- Retire cualquier grano remanente del sistema dosificador.
- Limpie toda impureza que presente la tolva tamizadora.
- Asegúrese de limpiar la desvainadora en su totalidad.



Ilustración 14-4: Forma adecuada de depositar la arveja tierna.

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

Tabla 44-4: Nota de operación normal del sistema.

	1. Asegúrese de ubicar un recipiente para la vaina desechada a la salida de la tolva.
---	---

Realizado por: Lluman, 2022

4.7.4. Problemas y soluciones

A continuación, se muestran posibles problemas que pudieren darse debido a un mal seguimiento de los manuales con sus respectivas soluciones.

Tabla 45-4: Problemas y soluciones del sistema.

Problema	Causa	Solución
Vibración excesiva	Mal anclaje	Se ha de verificar la correcta cimentación y apriete de la desvainadora.
Los granos salen de la tolva	Mal ajuste de rodillos	Se ha de regular la altura del rodillo conducido para no generar una sobrepresión en las vainas.
Se visualiza valores de seteo negativos	Mal encerado de la balanza	Se ha de encerar nuevamente la balanza del sistema dosificador.
El rodillo conducido no gira	Mal ajuste de rodillos	Regular la altura del rodillo
Dosificado erróneo	Servos obstruidos	Asegurarse de que no haya elementos extraños en los servomotores

Realizado por: Lluman Marco, 2023.

CONCLUSIONES

Se estableció la fuerza de sujeción o ajuste máxima del sistema a partir de la fuerza máxima admitida por el grano previo a ser dañado de forma notoria y permanente, obtenido en el estudio de su textura, siendo esta fuerza de 728.4 N la cual nos asegura una correcta sujeción sin daños notorios.

Se diseñó la configuración adecuada de rodillos para asegurar un desvaine adecuado, estando conformados estos por un árbol de acero de 25 mm de diámetro recubiertos por caucho sintético NBR, con un diámetro final de rodillo de 32 mm.

Se determinó la configuración adecuada para el sistema vibratorio encargado de alimentar los rodillos con la materia prima, siendo necesario dos motovibradores CDX de Itavibras en disposición unidireccional con un ángulo de incidencia de 25°, con las canaletas de alimentación totalmente horizontales, asegurando así una velocidad de avance de 8.3cm/s.

Se diseñó un sistema tamizador, constituido por una tolva unida a un sistema biela-manivela, donde la biela se obtuvo mediante un árbol excéntrico con una excentricidad de mínima de 3mm, mientras que la tolva se sujeta a la estructura mediante 4 terminales que permiten su oscilación, obteniendo un 98% de efectividad en la eliminación de desechos de vaina para su posterior dosificación mediante un lazo cerrado.

Se construyó un modelo a escala 1:2 que permitió verificar el correcto funcionamiento de los sistemas diseñados, obteniendo una precisión de dosificado de 2.88g, así como una cantidad de granos dañados de 0.02 por unidad.

RECOMENDACIONES

Se recomienda la construcción del sistema, siguiendo los parámetros de diseño calculados, así como los elementos seleccionados.

Se recomienda que el operario revise detenidamente el manual de funcionamiento y mantenimiento de la máquina para un funcionamiento adecuado.

Se recomienda no modificar de forma notoria la velocidad de giro de los rodillos debido a que la capacidad está íntimamente ligada a este parámetro.

Se recomienda la correcta sujeción entre las canaletas y su soporte para evitar un nivel de ruido perjudicial para el operario.

BIBLIOGRAFÍA

AIRSUM "Antivibradores de Muelle. *Mechanical Vibrations*", (2014), (Madrid) pp.2-12.

ALAJO, J. Máquina Semiautomática Desgranadora Y Dosificadora de Arveja para el Sector Artesanal. (Trabajo de titulación). Universidad Técnica Del Norte. S.l.: 2020. pp.2-14

ANSYS *Ansys Workbench / Simulation Integration Platform* [en línea]. 2022. [Consulta: 9 noviembre 2022]. Disponible en: <https://www.ansys.com/products/ansys-workbench>.

ARDUNY, T., 2000. NTP 552. Protección de máquinas frente a peligros mecánicos : resguardos. *Ntp 552*. 2000. pp. 8.

ASALE, R.- *Adherencia | Definición | Diccionario de la lengua española* [en línea]. 2014. [Consulta: 7 noviembre 2022]. Disponible en: <https://dle.rae.es/adherencia>.

AZUERO, Á. "Significatividad del marco metodológico en el desarrollo de proyectos de investigación. *Revista Arbitrada Interdisciplinaria Koinonía*", vol. 4, no. 8 (2019), (Cuenca) pp.110-115.

BARRIOS, L., OSORIO, O. y CERÓN, A. "Estudio de las cinéticas de pérdida de agua y absorción de aceite durante la fritura de arveja (*Pisum sativum* L.). *Acta Agronómica*", vol. 65, no. 3 (2016), (S.l.) pp.226-231.

BIER, C. *Molino-moledora a rodillos - comprar en Central BIER* [en línea]. 2022. [Consulta: 8 noviembre 2022]. Disponible en: <https://www.centralbier.com.ar/productos/molino-moledora-a-rodillos/>.

BUDYNAS, G. y NISBETT, J. *Diseño en ingeniería mecánica*. 9 a. Mexico: McGraw-Hill, 2011, ISBN 978-607-15-0771-6, pp.50-1060.

CAMINO, C., ESPÍN, S., SAMANIEGO, I. y CARPIO, C. "Inducción de mutaciones utilizando rayos gamma en la variedad mejorada de arveja (*Pisum sativum* L.) INIAP 436 Liliana, para identificar genotipos resistentes a *Ascochyta* spp. *INIAP* [en línea]", 2012, (S.l.) 12 pp. 5-16. [Consulta: 22 octubre 2022]. ISSN 1098-6596. Disponible en: <http://181.112.143.123/bitstream/41000/2827/1/iniapsc322est.pdf>.

CASTRO, L. "Caracterización del crecimiento de cuatro variedades de arveja usando la escala fenológica BBCH. *Universidad de Cundinamarca* [en línea]", 2017, (S.l.) 3(1), pp. 1-7. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: http://repositorio.ucundinamarca.edu.co/bitstream/handle/20.500.12558/2457/CARACTERIZACION_DEL_CRECIMIENTO_DE_CUATRO_VARIETADES_DE_ARVEJA_USANDO_LA_ESCALA_FENOLOGICA_BBCH_2.pdf?sequence=1.

CHINDUAMBA, A. Dimensionamiento de una Criba Vibratoria para la Planta Metalúrgica UEB Producciones Mineras de Placetas (Trabajo de titulación). Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa: 2019. pp.5-12

CONEJERO, A., MARTÍNEZ, M., AYALA, P. y FERNÁNDEZ, M. "El diseño del modelo y prototipo. Herramientas para la comunicación y evaluación. *Designio Press*", (2012), (Valencia) pp.2-5.

DIPAC "Catálogo de acero. *DIPAC* [en línea]", 2022, (Quito) 3 pp. 30-31. [Consulta: 22 octubre 2022]. Disponible en: <https://www.ptonline.com/articles/how-to-get-better-mfi-results>.

ERGONAUTAS *Evaluación postural mediante el método REBA*. [en línea]. 2015. [Consulta: 26 febrero 2023]. Disponible en: <https://www.ergonautas.upv.es/metodos/reba/reba-ayuda.php>.

EUGENIA, M. "Alimentando los sentidos. *Universidad de Zaragoza*", vol. 2, (2018), (Zaragoza) pp.4-6.

GALINDO, J. *Arveja (Pisum sativum L.): Manual de recomendaciones técnicas para su cultivo en el departamento de Cundinamarca*. Bogotá: Corredor Tecnológico Agroindustrial CTA-2, 2021, ISBN 978-958-794-391-8, pp.21-24.

GONZÁLEZ, J. y YANCHALIQUIN, E. "Diseño Y Fabricación De Una Máquina Desgranadora De Fréjol Seco Para Implementar an la Parroquia Pinllopata Perteneiente al Cantón Pangua" Changuán (Trabajo de titulación). ESPOCH. Riobamba: 2016. pp.75-86

GRUDISA *Lámina perforada barrenos redondos - grudisa metal desplegado perforado louvers tableros y mallas*. [en línea]. 2021. [Consulta: 8 noviembre 2022]. Disponible en: <https://www.grudisa.net/productos/lamina-perforada-barrenos-redondos/>.

HAWKINS, J.M. *Pea and Bean Sheller*. Estados Unidos de America: s.n., 1939, pp.2-5.221788.

IEC. *Electrical apparatus for explosive gas atmospheres - Part 10: Classification of hazardous areas*. Bruselas: s.n., 2003, ISBN 155617876X,

INDUSTRIA DE LA GOMA *Nbr blanco alimentario* [en línea]. 2022. Disponible en:[https://www.industriadelagoma.com/productos/goma/plancha-de-goma/nbr-alimentario/#:~:text=El NBR alimentario \(caucho nitrílico,con productos alimentarios y bebidas](https://www.industriadelagoma.com/productos/goma/plancha-de-goma/nbr-alimentario/#:~:text=El NBR alimentario (caucho nitrílico,con productos alimentarios y bebidas).

ITALVIBRAS *Italvibras catálogo motovibradores* [en línea]. 2011. Disponible en:https://www.italvibrasiberica.com/wp_ita/wp-content/uploads/2020/06/07-2019-ES-Catalogo-Gen.pdf.

KUMAR SONBOIER, K., SINGH MAHILANG, K.K., IMMANUEL, G. y MINJ, P. "Design and Development of Green Pea Depodding Machine. *International Journal of Current*

Microbiology and Applied Sciences", vol. 7, no. 1 (2018), (Raipur) pp.2363-2372.

LINDE *Soldadura de Acero Inoxidable* [en línea]. 2021. [Consulta: 23 enero 2023]. Disponible en: <https://tiendalinde.com.mx/blog/soldadura-de-acero-inoxidable/>.

MACHADO, S. Máquina desvainadora de arveja fresca para la industria artesanal (Trabajo de titulación). Universidad Técnica del Norte. Ibarra: 2017. pp.100-108

MACHINES, S. A: *Amazon.es: Industria, empresas y ciencia* [en línea]. 2018. [Consulta: 8 noviembre 2022]. Disponible en: <https://www.amazon.es/poliamida-rodamientos-precisión-mecanizado-40-100-10/dp/B07D94GJS9>.

MATEO LÁZARO, M.L., PENACHO LÁZARO, M.A., BERISA LOSANTOS, F. y PLAZA BAYO, A. "Nuevas tablas de fuerza de la mano para población adulta de Teruel. *Nutricion Hospitalaria*", vol. 23, no. 1 (2008), (León) pp.35-40.

NAYLAMP *Tutorial uso de servomotores con arduino* [en línea]. 2017. [Consulta: 25 enero 2023]. Disponible en: https://naylampmechatronics.com/blog/33_tutorial-uso-de-servomotores-con-arduino.html.

NTN CORPORATION "Rodamientos de Bolas y de Rodillos. *Catálogo General*", no. 2202-VII/S (2004), (S.I.) pp.1-436.

OPAC "CHAVETAS. ", (2022), (Barcelona)

ORJUELA, R.S.Q. Desarrollo de un prototipo desgranador de arveja (Trabajo de titulación). Universidad Católica de Colombia. S.I.: 2018. pp.6-7

PINCHAO, Y.A., ANDRADE, J.C. y OSORIO, O. "Procesamiento de Arvejas (*Pisum sativum* L.). Parte 4: Optimización del Proceso de Escaldado de Arvejas (*Pisum sativum* L.) Variedades Sureña y Andina en base a la Inactivación de Peroxidasa. *Informacion Tecnológica*", vol. 27, no. 4 (2016), (S.I.) pp.43-52.

RUBBER, R. *Recubrimiento de rodillos* [en línea]. 2021. [Consulta: 2 octubre 2022]. Disponible en: <http://bwrollerrubber.com.mx/index.html>.

SICK "Encoders Y Sensores De Inclinación, 8019983. *Sick*", (2016), (México) pp.2-15.

SKF GROUP "Rótulas y Cabezas de Articulación SKF. *SKF*", (2001), (Colombia) pp.1-141.

SKF GROUP "SKF Power Transmission belts Contents. *SKF*", (2012), (Colombia) pp.2-215.

SKF GROUP "SKF Power Transmission products. *SKF*", vol. 3, (2016), (Colombia) pp.1-344.

SOLOSTOCKS *Criba vibratoria lineal industrial para tamizar los granos materiales* [en línea].

2018. [Consulta: 7 noviembre 2022]. Disponible en: <https://www.solostocks.cl/venta-productos/maquinaria-mineria/cribas-vibratorias/criba-vibratoria-lineal-industrial-para-tamizar-los-granos-materiales-4796460>.

SUASNABAR, C., MARMOLEJO, D., TORRES, G., MUNIVE, R., VALVERDE, A. y GAMARRA, G. *Cultivo de arveja* [en línea]. Huncayo: Universidad Nacional del Centro del Perú, 2021, ISBN 9786124854712, pp.12-13. Disponible en: <https://es.slideshare.net/DanielZapata14/cultivo-de-arveja-colombia>.

TROCONIS, J. Diseño e implementación de sistema de caracterización de células de carga con fines docentes (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica de Cartagena. S.l.: 2019. pp.4-7

UNIOR *Instrumentos de medición* [en línea]. 2014. Disponible en: <https://uniortools.com/es/support/catalogues>.

VASCONEZ, D. Diseño de una Máquina Extrusora para la Obtención de Agregados Utilizando Neumáticos y Botellas Recicladas Siguiendo la norma ASTM E11 (Trabajo de titulación). ESPOCH. S.l.: 2022. pp.29-30

VERÓNICA, S.R.L. y MADRUÑERO., M.S.C.C.I. *UNIVERSIDAD CENTRAL DEL ECUADOR CARRERA DE INGENIERÍA AGRONÓMICA Identificación morfológica de los hongos causantes de pudrición radicular en arveja (Pisum sativum) en el valle de Tumbaco . Trabajo de titulación previo a la obtención del Título de Ingen. S.l.: s.n., 2019, ISBN 1720990298,*

WEG WEG - *Selección de Motores Eléctricos* [en línea]. 2008. [Consulta: 1 enero 2023]. Disponible en: https://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_sel_web.asp.

ANEXOS

ANEXO A: SOCIALIZACIÓN DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN-CANTON GUAMOTE

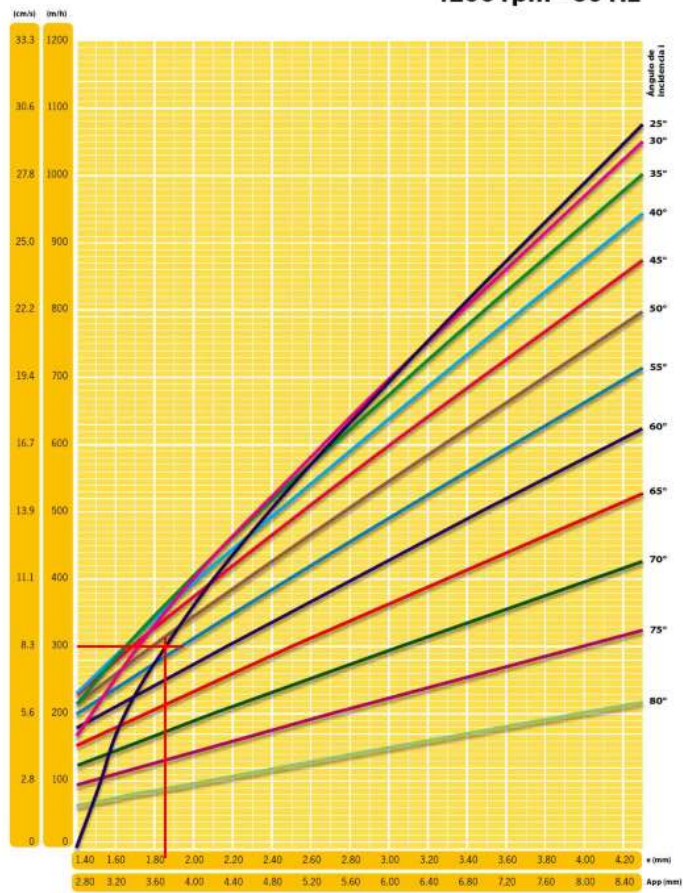


ANEXO B: ENCEUSTAS PARA OBTENCIÓN DE LA VOZ DEL USUARIO



ANEXO C: CURVA CARACTERÍSTICA DEL MOTOVIVIBRADOR

1200 rpm - 60 Hz



ANEXO D: SELECCIÓN DE ANTIVIBRADORES

TIPO DE MAQUINARIA	SITUACION MAQUINA, LUZ ENTRE PILARES						
	SOBRE TERRENO		hasta 6 m. de LUZ		de 6 a 9 m. de LUZ		
	bancada	deflex.	bancada	deflex.	bancada	deflex.	
BOMBAS DE BANCADA							
ACOPAMIENTO RIGIDO	menor de 5,5 Kw	BA	6	BH	20	BH	20
	mayor de 7,5 Kw	BH	20	BH	25	BH	40
ACOPAMIENTO ELASTICO	menor de 30 Kw	BH	20	BH	25	BH	40
	de 37 a 75 Kw	BH	20	BH	25	BH	40
	de 75 a 93 Kw	BH	20	BH	25	BH	45
VENTILADORES CENTRIFUGOS							
RODETE	menor de 550 mm.	SB	6	BA	20	BA	20
RODETE	mayor de 600 mm.	BA	40	BA	40	BA	50
	de 300 a 500 r.p.m.	BA	20	BA	20	BA	30
	hasta 37 Kw.	BA	20	BH	40	BH	60
	más de 500 r.p.m.	BA	20	BH	40	BH	50
RODETE	mayor de 600 mm.	BA	20	BH	40	BH	60
	de 300 a 500 r.p.m.	BA	20	BH	40	BH	50
	más de 37 Kw.	BA	20	BH	40	BH	50
	más de 500 r.p.m.	BA	20	BH	40	BH	50
VENTILADORES AXIALES							
RODETE	menor de 550 mm.	SB	6	BA	20	BA	20
RODETE	mayor de 600 mm.	BA	20	BH	40	BH	60
	de 300 a 500 r.p.m.	BA	20	BH	40	BH	40
	hasta 37 Kw.	BA	20	BH	40	BH	40
	más de 500 r.p.m.	BA	20	BH	40	BH	40
UNIDADES COMPACTAS							
	menor de 7,5 Kw	SB	6	SB	20	SB	20
	mayor de 7,5 Kw	SB	6	SB	20	SB	30
MAQUINAS FRIGORIFICAS							
COMPRESORES ALTERNATIVOS		SB	6	SB	20	SB	40
COMP. CENTRIFUGOS HERMETICOS		SB	6	SB	20	SB	40
COMP. CENTRIFUGOS ABIERTOS		BH	6	BH	20	BH	40
COMPRESORES DE TORNILLO		SB	6	BH	20	BH	40
COMPRESORES DE ABSORCION		SB	6	SB	20	SB	30
MOTOCOMPRESORES ALTERNATIVOS		BH	20	BH	20	BH	40
TORRES Y CONDENSADORES							
	de 300 a 500 r.p.m.	SB	6	SB	60	SB	60
	más de 500 r.p.m.	SB	6	SB	20	SB	30
COMPRESORES DE AIRE							
SOBRE TANQUE	menor de 7,5 Kw	SB	20	SB	20	SB	40
	mayor de 7,5 Kw	SB	20	BH	20	BH	40
SOBRE BASE	de 300 a 500 r.p.m.	BH	20	BH	20	BH	40
	más de 500 r.p.m.	BH	20	BH	30	BH	30
MOTORES DE COMBUSTION							
	menor de 18,5 Kw	BH	10	BH	20	BH	45
	de 18,5 a 75 Kw	BH	10	BH	45	BH	60
	mayor de 75 Kw	BH	10	BH	60	BH	90

BANCADAS: SB= Sin bancada ; BA= Perfiles de acero ; BH= Hormigón con armadura

NOTA: Para luces entre pilares mayores de 9 m. ó r.p.m. inferiores a 300, ver norma UNE 100-153-88, recomendaciones ASHRAE, o consultar al departamento técnico de AIRSUM.

ANEXO E: DATA SHEET DEL MOTOR SELECCIONADO

HOJA DE DATOS													
Motor Monofásico de Inducción - Rotor de Jaula													
Cliente : Marco Lujman Referencia del cliente : ESPOCH													
Línea del producto : ROLLED STEEL		Código del producto : 14796990 Catalog #: .5012ES1B56-S											
Carcasa : 56 Potencia : 0.5 HP (0.37 kW) Polos : 6 Frecuencia : 60 Hz Tensión nominal : 115/208-230 V Corriente nominal : 6.40/3.54-3.20 A Corriente de arranque : 42.2/23.4-21.1 A l ² /h : 6.6x(Cód. L) Corriente en vacío : 4.40/1.90-2.20 A Rotación nominal : 1170 rpm Resbalamiento : 2.50 % Torque nominal : 2.24 ft.lb Torque de arranque : 240 % Torque máximo : 260 % Clase de aislamiento : F Factor de servicio : 1.15 Momento de inercia (J) : 0.1241 sq. ft.lb Categoría : N		Tiempo de rotor bloqueado : 32s (frío) 18s (caliente) Elevación de temperatura : 80 K Régimen de servicio : Cont.(S1) Temperatura ambiente : -20°C hasta +40°C Altitud : 1000 m Grado de protección : IP55 Método de refrigeración : IC411 - TEFC Forma constructiva : F-1 Sentido de giro ¹ : Ambos Nivel de ruido ² : 54.0 d(B)(A) Método de Arranque : Partida directa Masa aproximada ³ : 32.8 lb											
Potencia : 25% 50% 75% 100% Rendimiento (%) : 51.0 54.0 63.0 67.0 Cos Φ : 0.34 0.58 0.67 0.72		Fuerzas en la fundación : Tracción máxima : 41 lb Compresión máxima : 73 lb											
Tipo de cojinete : Sello : Intervalo de lubricación : Cantidad de lubricante : Tipo de lubricante :		<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 50%; text-align: center;">Delantero</th> <th style="width: 50%; text-align: center;">Trasero</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">6203 ZZ</td> <td style="text-align: center;">6202 ZZ</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">V Rng</td> <td style="text-align: center;">Sin vedación</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">-</td> <td style="text-align: center;">-</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">Mobil Polyrex EM</td> </tr> </tbody> </table>		Delantero	Trasero	6203 ZZ	6202 ZZ	V Rng	Sin vedación	-	-	Mobil Polyrex EM	
Delantero	Trasero												
6203 ZZ	6202 ZZ												
V Rng	Sin vedación												
-	-												
Mobil Polyrex EM													
Notas													
Esta revisión substitui y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.		Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma NEMA MG-1.											
Rev.	Resumen de los cambios	Ejecutado	Verificado	Fecha									
Ejecutor													
Verificador			Página	Revisión									
Fecha	29/12/2022		1 / 1										

ANEXO F: CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA Y SISTEMA DE RODILLOS



ANEXO G: ACOPLA DEL SISTEMA DE POTENCIA Y SISTEMA TAMIZADOR



ANEXO H: ACABADOS DEL SISTEMA



ANEXO I: PRUEBAS DEL SISTEMA DOSIFICADOR



ANEXO J: MONTAJE DEL CUADRO DE CONTROL ELÉCTRICO



ANEXO K: PROTOTIPO CULMINADO

