	GESTIÓN DE SERVICIOS ACADÉMICOS Y BIBLIOTECARIOS		CÓDIGO	FO-GS-15	
			VERSIÓN	02	
	ESQUEMA HOJA DE RESUMEN			FECHA	07/12//2020
				PÁGINA	1 de 171
ELABORÓ		REVISÓ	APROBÓ		
Jefe División de Biblioteca		Equipo Operativo de Calidad	Líder de Calidad		

RESUMEN TRABAJO DE GRADO

AUTOR(ES):

NOMBRE(S): JULIO CESAR

APELLIDOS: CARDENAS BUENAHORA

FACULTAD: INGENIERÍA

PLAN DE ESTUDIOS: INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR:

NOMBRE(S): JESÚS BETSAID

APELLIDOS: PEDROZA ROJAS

TÍTULO DEL TRABAJO (TESIS): DISEÑO DE UN SISTEMA CLASIFICADOR Y DOSIFICADOR DE CARBÓN A TRAVÉS DE ZARANDA VIBRATORIA Y TOLVA DE ALMACENAMIENTO TEMPORAL EN CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE TASAJERO DOS, UBICADA EN LA VEREDA PUENTE ZULIA DEL MUNICIPIO DE SAN CAYETANO, NORTE DE SANTANDER.

Usando una metodología de diseño mecánico se realizó un diseño de un sistema clasificador mediante zaranda vibratoria y tolva de almacenamiento para la termoeléctrica de tasajero 2.
Este sistema planteado dio solución al suministro integral de carbón clasificado y dosificado, de acuerdo a los parámetros de diseño, permitiendo entregar uno u otro equipo para el mantenimiento.

PALABRAS CLAVES: Zaranda, diseño mecánico, elementos de máquinas.

PÁGINAS: 87 P L A N O S: ILUSTRACIONES: CD ROOM:

DISEÑO DE UN SISTEMA CLASIFICADOR Y DOSIFICADOR DE CARBÓN A
TRAVÉS DE ZARANDA VIBRATORIA Y TOLVA DE ALMACENAMIENTO TEMPORAL
EN CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE TASAJERO DOS, UBICADA EN LA VEREDA
PUENTE ZULIA DEL MUNICIPIO DE SAN CAYETANO, NORTE DE SANTANDER.

PRESENTADO POR

JULIO CESAR CARDENAS BUENAHORA

DIRECTOR:

JESUS BETHSAID PEDROZA ROJAS INGENIERO MECANICO

TUTOR:

OSWALDO SUAREZ INGENIERO MECANICO

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERÍA MECANICA

SAN JOSÉ DE CÚCUTA

2021

DISEÑO DE UN SISTEMA CLASIFICADOR Y DOSIFICADOR DE CARBÓN A
TRAVÉS DE ZARANDA VIBRATORIA Y TOLVA DE ALMACENAMIENTO TEMPORAL
EN CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE TASAJERO DOS, UBICADA EN LA VEREDA
PUENTE ZULIA DEL MUNICIPIO DE SAN CAYETANO, NORTE DE SANTANDER.

PRESENTADO POR

JULIO CESAR CARDENAS BUENAHORA

Proyecto presentado como requisito para optar por el título de

INGENIERO MECÁNICO

DIRECTOR:

JESUS BETHSAID PEDROZA ROJAS INGENIERO MECANICO

TUTOR:

OSWALDO SUAREZ INGENIERO MECANICO

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍAS

PLAN DE ESTUDIOS DE INGENIERÍA MECANICA

SAN JOSÉ DE CÚCUTA

2021

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE UN TRABAJO DE GRADO

FECHA: CÚCUTA, 17 DE AGOSTO 2021

HORA: 4:00 P.M.

LUGAR: PLATAFORMA VIRTUAL GOOGLE MEET

PLAN DE ESTUDIOS: INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO: "DISEÑO DE UN SISTEMA CLASIFICADOR Y DOSIFICADOR DE CARBÓN A TRAVÉS DE ZARANDA VIBRATORIA Y TOLVA DE ALMACENAMIENTO TEMPORAL EN CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE TASAJERO DOS, UBICADA EN LA VEREDA PUENTE ZULIA DEL MUNICIPIO DE SAN CAYETANO, NORTE DE SANTANDER."

Jurados: ING. CARLOS HUMBERTO ACEVEDO PEÑALOZA
ING. JORGE EDUARDO GRANADOS GRANADOS

Director: ING. JESUS BETHISAID PEDROZA ROJAS

Nombre del estudiante	Código	Calificación Letra	Número
JULIO CESAR CARDENAS BUENAHORA	1121103	Cuatro, Tres	4.3

APROBADA



ING. CARLOS HUMBERTO ACEVEDO PEÑALOZA. ING. JORGE EDUARDO GRANADOS GRANADOS.


Vo.Bo GONZALO DE LA CRUZ ROMERO GARCÍA
Coordinador Comité Curricular
Ingeniería Mecánica

Dedicatoria

Dedicó este proyecto a Dios todo poderoso por iluminarme y acompañarme en este logro a mi madre María Socorro Buenahora Medina por ser mi apoyo incondicional a mis hermanos y demás familiares por su apoyo durante estos años ya que han permitido que pueda terminar esta carrera.

Agradecimientos

A termotasajero S.A.E.S.P por el apoyo brindado durante toda mi formación como profesional a la Ing. Leidy del socorro Hernández rojas e Ing. lyda Yofaira Gomes por todo el apoyo brindado durante este proceso así mismos a los ingenieros Oswaldo Suárez, Jesús Pedroza.

TABLA DE CONTENIDO

Introducción	
1.1 Titulo.	15
1.2. Planteamiento del problema	15
1.3 Formulación del problema	16
1.4 Justificación	16
1.5 Objetivos	16
1.5.1 Objetivo general	16
1.5.2 Objetivos específicos	17
1.6 Alcances	17
1.6.1 Limitaciones y delimitaciones	17
2. Marco referencial	18
2.1 Antecedentes	18
2.2 Marco teórico	20
2.2.1 Zaranda vibratoria	20
2.2.2 Eje excéntrico	20
2.2.3 Sistema de amortiguación	22
2.2.4 Tolva	22
2.2.5 Elementos de transmisión de potencia	23
2.2.6 Tablero de mando	29

2.2.7 Teoría del esfuerzo Cortante Máximo	29
2.2.8 Teoría de la máxima energía de distorsión (Criterio de Von Mises)	30
2.3 Marco conceptual	30
2.4 Fundamentos legales	31
3. Diseño metodológico	32
3.1 Tipo de investigación	32
3.2 Fuentes de información	32
3.2.1 Fuentes de información primaria	32
3.2.2 Fuentes de información secundaria	32
3.3 Diseño metodológico	32
4. Desarrollo del proyecto.	34
4.1. Parámetros iniciales.	34
4.2. Diseño estructural.	35
4.2.1. Elementos de sujeción a la estructura	40
4.3. Diseño de la criba	40
4.3.1. Cálculo de los tamices.	42
4.4. Tolva de almacenamiento.	43
4.5. Diseño del mecanismo de vibración.	46
4.5.1. Cálculo de excentricidad de las masas.	47
4.5.2. Cálculo de la fuerza centrífuga o de vibración.	48

4.5.3. Cálculo de las masas excéntricas.	49
4.5.6. Cálculo de la potencia del motor	51
4.6. Diseño de sistema de transmisión por poleas	52
4.6.1. Elemento de fijación de las poleas al eje.	59
4.7. Diseño del eje motriz	59
4.7.1. Cálculo del factor de seguridad del eje	60
4.7.2. Diseño del eje a carga estática	61
4.7.3. Cálculo del diámetro del eje a fatiga	63
4.8. Selección de los rodamientos	70
4.9. Costos de materiales	72
4.11 Recomendaciones de mantenimiento para el diseño	76
4.11.1. Mantenimiento semanal.	76
4.11.2. Mantenimiento mensual.	76
Conclusiones	78
Recomendaciones	79
Referencias	87

Lista de figuras.

Figura 1: Proceso de diseño de eje a fatiga	23
Figura 2: Limite de resistencia a la fatiga	24
Figura 3: condiciones del facto de superficie	24
Figura 4: factor de tamaño Factor de tamaño	24
Figura 5:Factor de confiabilidad K_c	25
Figura 6: Factor K_t a tensión	26
Figura 7: Factor K_t a torsión.	26
Figura 8: Factor K_t a flexión	27
Figura 9: Tabla de pesos y medidas perfil tipo HEB	36
Figura 10:Tabla de pesos y medidas perfil cuadrado.	37
Figura 11: Estructura metálica del sistema de dosificación de zaranda vibratoria y tolva de almacenamiento.	38
Figura 12: deformación unitaria en la estructura metálica	38
Ilustración 13: desplazamientos de la estructura metálica	39
Figura 14: Esfuerzos de la estructura	39
Figura 15: Resultados de análisis de soldadura	40
Figura 16: Estructura criba	41
Figura 17: dimensionamiento de la estructura de la criba	42
Figura 18: Tamiz 1 (tamaño de malla 12 cm)	43
Figura 19: Tolva de almacenamiento	44
Figura 20: Esfuerzos sobre la tolva.	45
Figura 21: Desplazamientos sobre la tolva.	45
Figura 22: Factor de seguridad de la tolva	46

Figura 23: Valores recomendados para vibración	47
Figura 24: Geometría de la masa excéntrica	50
Figuras 25: Características técnicas del motor seleccionado.	52
Figura 26: Tipo o perfil de correa de alta capacidad	53
Figura 27: Perfil de correas clásicas	54
Figura 28: Capacidad de transmisión por canal correas tipo 3V	55
Figura 29: Capacidad de transmisión por canal correas tipo B	56
Figura 30: designación de poleas tipo 3V	57
Figura 31: Calculo del factor de seguridad método Pugsley	61
Figura 32: pre diseño eje	63
Figura 33: Fuerza resultante sobre los apoyos del eje	63
Figura 34: Momento flector plano X-Z	63
Figura 35: Diagrama de fuerza cortante Plano X-Z	65
Figura 36: Diagrama de momento flector Plano X-Y	65
Figura 37: Diagrama de cortante plano X-Y	65
Figura 38: Rodamiento de rodillos cilíndricos de 1 hilera	71
Figura 39: Rodamiento de rodillos cilíndricos.	72
Figura 40: Diseño de la criba vibratoria	75

Lista de tablas.

Tabla 1: Datos de carga	34
Tabla 2: Dimensionamiento de la tolva de depósito.	42
Tabla 3: Lista de precios de materiales	73

Anexos.

Anexo 1. Plano de la criba vibratoria	80
Anexo 2: planos estructura metálica	81
Anexo 3: Eje motriz	82
Anexo 4: Estructura criba	83
Anexo 5: Malla 1 zaranda	84
Anexo 6: Malla 2 zaranda	85
Anexo 7: Masas excéntricas	86

Introducción

La central TERMOTASAJERO DOS está ubicada en la vereda puente Zulia del municipio de san Cayetano Norte de Santander. La central térmica operando con combustible primario carbón a carga base, entrega una potencia neta de 161,6 MW a 230 kv en bornes del transformador para una rata de calor de 10.097 KJ/KWH.

La empresa cuenta con su patio carbón, donde hay dos sistemas para realizar la clasificación y dosificación del grano. El presente proyecto está dirigido hacia el sistema de la planta de TERMOTASAJERO DOS, donde se debe transportar la materia prima hasta las instalaciones de la planta por medio de bandas transportadoras (BC11), las cuales tienen una capacidad de 250 TN/H, y para su correcto y eficiente funcionamiento se hace necesario regular el tamaño del grano del carbón.

Actualmente, la empresa cuenta con dos equipos para la selección granular del carbón, los cuales son un alimentador (RECLAIMER COOL FEEDER) y una máquina dosificadora (POWERTRACK 175). Estos equipos trabajan en conjunto para una misma función que es dosificar y transportar el carbón hacia las bandas transportadoras (BC11) instaladas en el patio de recepción de la materia prima.

Esta situación hace que exista un mayor consumo energético, con el proyecto realizado se buscó reducir costos en cuanto a mantenimientos, y además de tener una alternativa operacional ante eventos de falla de la clasificadora powertrack 175, debido a que el sistema del reclaimer no cuenta con clasificadora de carbón. Este sistema planteado da solución al suministro integral de carbón clasificado y dosificado, de acuerdo a los parámetros de diseño, permitiendo entregar uno u otro equipo para el mantenimiento.

1.1 Titulo.

DISEÑO DE UN SISTEMA CLASIFICADOR Y DOSIFICADOR DE CARBÓN A TRAVÉS DE ZARANDA VIBRATORIA Y TOLVA DE ALMACENAMIENTO TEMPORAL EN CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE TASAJERO, UBICADA EN LA VEREDA PUENTE ZULIA DEL MUNICIPIO DE SAN CAYETANO, NORTE DE SANTANDER.

1.2. Planteamiento del problema

Las dos máquinas utilizadas actualmente para la clasificación del carbón, este sistema permite hacer su función en dos etapas:

- Etapa 1. Clasificación previa del tamaño zaranda (12 cm) posterior clasificatoria de la malla (8,89cm) trabajo lo realiza la power track 175 con sus respectivos equipamientos.
- Etapa 2. Transporte por medio del reclaimer cool feeder hacia las bandas transportadoras BCC11 instaladas en patio carbón.

Con este sistema se obtienen resultados benéficos tales como

- Reducir los eventos de atascamiento en las bandas transportadoras
- Reducir la cantidad de carbón de rechazo en el edificio de trituración de carbón en la planta de TERMOTASAJERO DOS

Sin embargo, se ha evidenciado falencias en el sistema las cuales son:

- La powertrack 175 no descarga sobre la banda BC11 debido a que la capacidad de esta máquina es de 600 tn/h y la capacidad de la banda transportadora BC11 es de 250 tn/h
- Ante eventos de falla sobre el reclaimer cool feeder se debe parar el suministro de carbón puesto que el sistema de trabajo de la powertrack no es independiente.

Se está trabajando dos equipos en una misma función lo cual incrementa su consumo energético.

1.3 Formulación del problema

¿Cuál es el diseño adecuado para el sistema de clasificación y dosificación de carbón?

1.4 Justificación

El siguiente diseño, suministro y montaje tiene como objetivo alinearse a las políticas de TERMOTASAJERO en cuanto optimización energética y facilidades de intervención y mantenimiento de equipos. Una vez finalizado el proyecto se busca:

- Contar dos sistemas autónomos e independientes que permitan a operaciones tomar la decisión ante eventos de falla de algunos de los equipos y no se restrinja el suministro de carbón.
- Alternativa operacional ante eventos de falla de la clasificadora de carbón Power track, puesto que el sistema planteado da solución al suministro integral de carbón clasificado y dosificado de acuerdo a los parámetros de diseño, permitiendo entregar uno u otro equipo para mantenimiento.
- Reducir costos en cuanto a mantenimiento de equipos, puesto que se busca llevar a cero las horas de operación de la power track que es un equipo que demanda onerosas labores de mantenimiento en cuanto a mano de obra, repuestos y combustible.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Diseñar un sistema clasificación y dosificación de carbón a través de zaranda vibratoria y tolva de almacenamiento temporal en central termoeléctrica de tasajero, ubicada en la vereda puente

Zulia del municipio de San Cayetano, Norte de Santander.

1.5.2 Objetivos específicos

- Diseñar el sistema de clasificación y dosificación de carbón.
- Realizar los planos del diseño del sistema de clasificación y dosificación de carbón.
- Elaborar costos del diseño propuesto.
- Elaborar las recomendaciones de mantenimiento para el diseño propuesto.

1.6 Alcances

El presente proyecto tuvo como alcance el diseño de un sistema clasificador y dosificador de carbón con zaranda vibratoria con el objeto de dar solución al problema planteado, teniendo en cuenta: el espacio disponible, las especificaciones necesarias para que el diseño sea confiable y funcione además cumplir con las normas establecidas por la empresa TERMOTASAJERO DOS.

1.6.1 Limitaciones y delimitaciones

- La construcción del diseño se planteó a la empresa para una posible ejecución.
- En cuanto a la operación en la empresa, en la toma de datos debido a las aglomeraciones de carbón que se presentan sobre el RECLAMEER.
- El proyecto se realizó en la zona del patio carbón, donde tenía un espacio acondicionado por el reclaimer cool feeder que cuenta con área aproximada de 15 m².
- Para la realización del proyecto se aplicaron los conceptos adquiridos en cálculo de elementos de máquinas, materiales metálicos, procesos de manufactura.

2. Marco referencial

2.1 Antecedentes

Se han creado muchos métodos de los cuales se permite realizar diseños y prototipos de diferentes tipos de dosificadores en estos métodos todos se basan principalmente en el uso y propósito con el cual se lleva a cabo un prototipo de un dosificador. Muchos de estos son basados en las necesidades que nacen en las empresas por lo cual da la apertura a una nueva investigación.

Por lo cual se mencionan los antecedentes encontrados que tienen como trabajo de dosificación utilizados en diferentes propósitos y usando diferentes técnicas de dosificar.

Vidal (2004) en su Tesis titulada “Diseño y Fabricación de una máquina limpiadora de trigo”. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Pontificia Universidad Católica del Perú. En este trabajo explica la posibilidad de usar un transportador vibratorio para trasladar elementos muy pequeños, aunque se complementó con otros elementos de traslado, se ajustó el modelamiento usando una matriz morfológica de todas las posibles combinaciones mecánicas. Debido al peso de los granos, el control sobre el flujo de producto es muy importante. El transportador vibratorio usado al final fue variado con rodillos, movido por un motor y un juego de resortes. Concluye que: Para que un producto sea considerado innovador, no basta que sea nuevo y funcione bien, sino que también es necesario que llegue a los usuarios finales. Naturalmente nuestro objetivo es que esta tecnología sea utilizada por los pequeños productores en sus procesos productivos.

Bazán (2010) en su tesis titulada “Sistema Mili dosificador de Polvos: Diseño y Construcción”. Tesis para obtener el grado de Maestría en Ingeniería Mecánica.

Universidad Nacional Autónoma de México. La siguiente tesis trata del diseño y construcción de un dosificador de polvos, trabajado en base a un tornillo giratorio como transporte el material, su diferencia a la presente tesis radica en el método de dosificación utilizado. La base de esta tesis es una base vibratoria para uso de muestreo, explica correctamente los tipos de bases y su modelamiento mecánico, en los diversos tipos de dosificadores industriales. La tesis estaba más basada en el modelamiento mecánico de las piezas para distribución. Concluye que el agitador ayudaba a que el material no obstruyera el flujo y estuviera ingresando a la cámara del tornillo. Sin embargo, la geometría asimétrica de la tolva impedía que el agitador provocara la descarga del material en las esquinas de la tolva.

LEON P. septiembre 2019 diseño de un módulo educativo a escala de una zaranda vibratoria. PERU. En su tesis de grado utiliza el principio de similitud y el teorema Pi (π) de Buckingham, los cuales proporcionan las leyes de escalamiento de los parámetros dinámicos más importantes como: masa, rigidez, fuerza y frecuencia de excitación. Finalizado el diseño se realizó el análisis modal, utilizando para ello modelos conceptuales discretos (Sistemas de uno, tres y seis grados de libertad), que replican las frecuencias naturales de la zaranda como “cuerpo rígido”. Adicionalmente se efectuó un análisis modal computacional utilizando el método de los elementos finitos, para evaluar las frecuencias naturales del cuerpo de la zaranda en “modo rígido” y en “modo flexible”. Se comprobó que las frecuencias naturales y modos de vibración del módulo escalado proporcionan valores re-escalados cercanos a los valores experimentales.

Hechavarría-Pérez, José. (2016). Análisis vibratorio de una zaranda Modelo 740 para la clasificación de minerales. En este trabajo se presenta el comportamiento de los parámetros fundamentales de funcionamiento de una zaranda modelo 740, en el intervalo de variación de la

frecuencia de excitación de las vibraciones. Se obtienen las características de amplitud y frecuencia y las curvas de comportamiento del coeficiente de transmisibilidad del equipo, en dicho intervalo. Se arriba a la conclusión de que existe un tramo, entre 30 y 80 radianes por segundo, dentro del intervalo de la frecuencia de trabajo, en el que la amplitud de las vibraciones de la criba es independiente de la frecuencia de variación de la fuerza excitadora. Así se argumenta la posibilidad de variar la amplitud y la frecuencia de las vibraciones de la criba de la zaranda, independientemente, para realizar experimentos sobre los efectos de dichas variaciones en la calidad del producto terminado en empresas mineras.

2.2 Marco teórico

2.2.1 Zaranda vibratoria

La zaranda vibratoria es el mecanismo para dosificar y clasificar las partículas, en nuestro caso el carbón. Estas zarandas tienen aplicación en la parte industrial son máquinas más elaboradas que se componen de mallas metálicas y con la ayuda de un movimiento vibratorio lo que hace cumplir su función.

2.2.2 Eje excéntrico

El eje con lóbulos excéntricos genera vibración al aplicar movimiento de rotación y que debe ser absorbido por un sistema de muelles constituye la base del funcionamiento de las zarandas vibratorias. Consta de una masa excéntrica, rotando sobre un eje creando una fuerza centrífuga en el centro de gravedad, con una frecuencia de acuerdo a la velocidad de rotación. Esta fuerza es radialmente hacia afuera, y su magnitud se calcula con la fórmula:

$$F_e = I m e r e W e^2$$

Donde:

Fe: Fuerza de desbalance

I_{me}: Momento de inercia de masa

Re: Radio de giro –eje

W_e: velocidad angular

La estructura que tiene los rodamientos en un sistema de esta naturaleza es súper rígida, el centro de rotación no se puede mover y la fuerza centrífuga que resulta de la masa desbalanceada se puede encontrar con la fórmula de la parte de arriba. Esta fuerza está soportada por los rodamientos.

A velocidades que están muy por debajo de la frecuencia natural, se dice que el sistema está “controlado por resortes” y la fórmula de la fuerza centrífuga es válida. Para velocidades arriba de la frecuencia natural están en el área “controlado por masa”, donde la amplitud es constante, y las fuerzas de rodamiento no son tan predecibles, ya que dependen de la masa equivalente del rodamiento y de los resortes. Las fuerzas de desbalance en maquinaria producirán vibraciones en los rodamientos, donde los componentes radiales y tangenciales son 90 grados fuera de fase. El ángulo de fase actual depende de la excentricidad mecánica relativa de la estructura en dos direcciones de medición. En la práctica, se encuentra una fase de 60 a 120 grados. El tipo de desbalance más sencillo es equivalente a un punto pesado en un punto único del rotor. Esto se llama un desbalance estático ya que se podrá ver aunque el rotor no está girando. Si se coloca el rotor en una arista de presión nivelada, el punto pesado siempre buscará la posición más baja. Otra forma más compleja de desbalance llamada también desbalance dinámico.

2.2.3 Sistema de amortiguación

El amortiguamiento se define como la capacidad de un sistema o cuerpo para disipar energía cinética en otro tipo de energía. Típicamente los amortiguados disipan la energía cinética en energía térmica y/o en energía plástica. La amortiguación es un parámetro fundamental en el campo de las vibraciones, fundamental en el desarrollo de modelos matemáticos que permiten el estudio y análisis de sistemas vibratorios, como lo son: estructuras metálicas, motores, maquinaria rotativa, turbinas, automóviles, etc. Esto va encaminado a la teoría de que todo sistema vibratorio regularmente sistemas mecánicos tiene la capacidad de disipar energía. Para el control de vibraciones e impactos en maquinaria, se utiliza el concepto de amortiguamiento como una técnica para disipar energía del sistema, manipulando así la amplitud de vibración en el sistema y otros parámetros de estudio.

En otras palabras, se pueden definir como elementos mecánicos que se montan entre dos partes mecánicas de una máquina, con el fin de amortiguar impactos o almacenar energía y devolverla a

Se fabrican en varios materiales, siendo el más conveniente para aplicaciones en zarandas mineras el acero con aleaciones de acuerdo a su aplicación, alta dureza e inoxidable. Tienen diferentes calibres de acuerdo al tamaño de partícula que se requiere

2.2.4 Tolva

La tolva es un dispositivo similar a un embudo de gran tamaño destinado al depósito y canalización de materiales granulares o pulverizados, entre otros. En ocasiones, se monta sobre un chasis que permite el transporte.

2.2.5 Elementos de transmisión de potencia

2.2.5.1 Ejes

Los ejes son elementos de máquinas usados para transmitir el torque a una determinada velocidad de rotación o mejor dicho la potencia mecánica, normalmente son de sección circular y dentro de sus parámetros de diseño se considera el tipo de material, que generalmente es acero de alta resistencia, la velocidad de giro y las cargas que actúan sobre el eje, que pueden ser puntuales, axiales como radiales o cargas combinadas en varias direcciones.

Para el diseño del eje se usará siguiendo la guía de la figura 1.

Figura 1: Proceso de diseño de eje a fatiga

Cálculo masa	$m = v \delta$
Factor de superficie	$k_a = a S_{ut}^b$
Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria	$S'_e = 0,5 S_{ut}$
Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica	$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$
Cálculo del torque	$T = 955 \frac{H}{n}$
Fuerza tangencial	$F_{ta} = \frac{T}{(D/2)}$
Fuerza de flexión	$F_{fa} = 1,5 (F_{ta})$
Fuerzas que intervienen en el plano cartesiano	$F_{fax} = \cos 45^\circ F_{fa}$ $F_{fay} = \sin 45^\circ F_{fa}$
Cálculo de los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión	$K_f = 1 + q (K_t - 1)$ $K_{fs} = 1 + q_{cortante} (K_{ts} - 1)$
Cálculo del diámetro del eje	$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2B S_e}{A S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$
Constantes A y B	$A = \sqrt{4(K_f M a)^2 + 3(K_{fs} T a)^2}$ $B = \sqrt{4(K_f M m)^2 + 3(K_{fs} T m)^2}$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018)

Donde el S'_e = Limite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, cuya fórmula para los aceros que suele ser el material que más se usa para la fabricación de ejes se expresa como lo muestra la figura 2

Figura 2: Limite de resistencia a la fatiga

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018, pág. 277)

El factor de superficie K_a se define como el factor que se define por el acabado de la superficie del eje, estos valores se encuentran en la figura 3

Figura 3: condiciones del facto de superficie

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frio	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 & Nisbett, 2018, pág. 282)

El factor de tamaño K_b tomará valores mostrados en la figura 4 dependiendo de las aplicaciones que esté tenga.

Figura 4: factor de tamaño Factor de tamaño

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018, pág. 283)

Una condición a tener en cuenta es que cuando se somete a cargas axiales estas no tienen efecto sobre el elemento estudiado por lo que su valor será 1.

El factor de carga K_c varían de acuerdo a diferente tipo de carga al que se sometan el elemento a estudiar estos tipos de carga, los cuales puedes tomar los siguientes valores, como lo define (Budynas & Nisbett, 2018, pág. 285)

Carga a flexión: 1

Carga a torsión: 0.59

Carga axial: 0.85

El factor de temperatura K_d se relaciona con el límite de resistencia a la fatiga, debido a que los materiales son muy cambiantes en sus propiedades de acuerdo a la temperatura, cuando no se conozca un valor exacto, por lo tanto (Budynas & Nisbett, 2018, pág. 286) recomienda un $K_d = 1$

El factor de confiabilidad K_c este valor se toma de la figura 5

Figura 5:Factor de confiabilidad K_c

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_σ	Factor de confiabilidad k_c
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 & Nisbett, 2018, pág. 287)

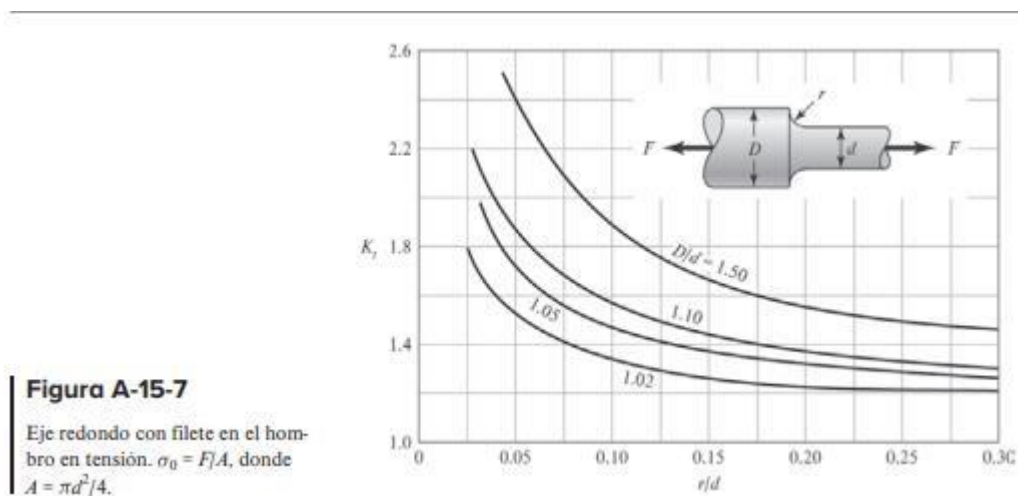
El factor de efectos diversos o efectos cambiante K_f varía de acuerdo a diferentes

factores como ambientales por ejemplo la corrosión del ambiente a la que es sometida la pieza diseñada. Para determinar este factor K_f (Budynas & Nisbett, 2018) lo define de la siguiente manera.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

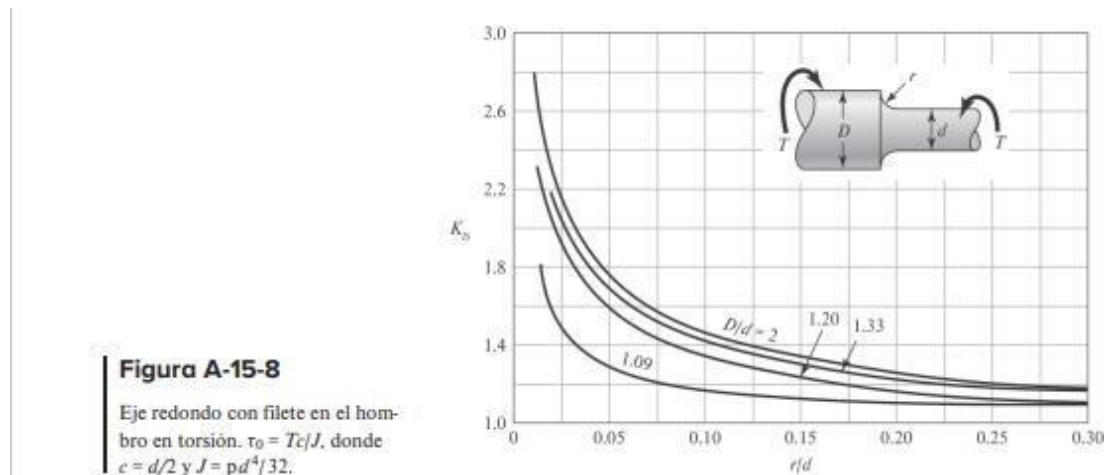
Donde, q se conoce como sensibilidad a la muesca y K_t se hallar a partir de las figuras 6 a 9 dependiendo de su tipo de carga.

Figura 6: Factor K_t a tensión



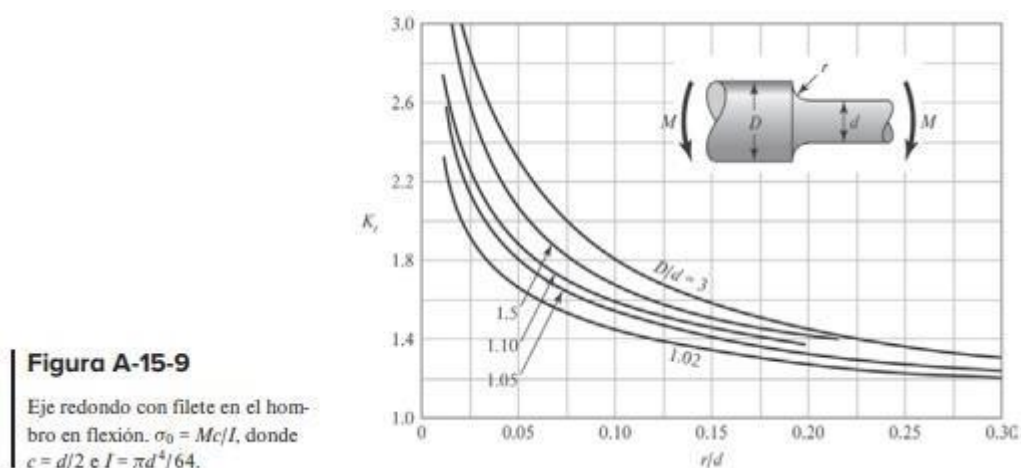
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018, págs. A-26)

Figura 7: Factor K_t a torsión.



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018, págs. A-26)

Figura 8: Factor K_t a flexión



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2018, págs. A-26)

2.2.5.2 Rodamientos

Los rodamientos son elementos de máquinas donde se apoyan normalmente los ejes, existen en varios diseños de acuerdo al tipo de carga y magnitud de la carga con la que va trabajar el eje. La selección de rodamientos depende del tipo de carga que soportara el eje, para cargas medianas y altas radiales el más indicado es el rodamiento de rodillos cilíndricos, que es el caso del presente diseño. Además, se debe considerar un factor de sobredimensionamiento ya que el tipo de carga cíclica reducirá el tiempo de vida por el fenómeno de la fatiga.

2.2.5.3 Acoplamientos

Los acoplamientos son elementos de máquinas, capaces de acoplar o conectar dos terminales de ejes, en nuestro caso el eje del motor eléctrico del eje de la caja excéntrica de vibración. Los acoplamientos pueden ser rígidos o flexibles se decide por un acople flexible por las ventajas que tiene frente a los rígidos. Las desalineaciones son absorbidas mucho mejor por un acoplamiento tipo flexible, en todos los casos el sistema de acoplamiento utilizado para la transmisión deberá ser capaz de absorberlas, evitando los efectos nocivos de cargas sobre los ejes, rodamientos, apoyos y bastidores

2.2.5.4 Motor

Un motor es la parte sistemática de una máquina capaz de hacer funcionar el sistema, transformando algún tipo de energía (eléctrica, de combustibles fósiles, etc.), en energía mecánica capaz de realizar un trabajo

2.2.5.5 Correas de transmisión

Las correas son elementos de transmisión de potencia, de constitución flexible, que se acoplan sobre poleas que son solidarias a ejes con el objeto de transmitir pares de giro. Su naturaleza flexible va a permitir que su fabricación se realice con una cierta incertidumbre mecánica que puede ser asumida, posteriormente, en su montaje.

La correa de transmisión trabaja por rozamiento con la polea sobre la que va montada. Este hecho, junto a su naturaleza flexible, confiere a las correas una función de "fusibles" dentro de las transmisiones, dado que se comportan como amortiguador, reduciendo el efecto de las vibraciones que puedan transmitirse entre los ejes de la transmisión.

En general, el empleo de correas en las transmisiones resulta una opción más barata, pero como contrapartida, este tipo de elementos no pueden garantizar una relación de

transmisión siempre constante entre ejes, dado que pueden originarse pequeños deslizamientos de la correa sobre la canaladura de la polea, debido, por ejemplo, a que el tensado inicial no se ha hecho correctamente, o en todo caso, producido por el desgaste con las horas de funcionamiento.

2.2.6 Tablero de mando

Los tableros de control de mando son paneles instrumentados para la conexión, control y protección todos estos dispositivos integran el tablero eléctrico lo cual permite que la instalación de nuestro motor funcione correctamente.

2.2.7 Teoría del esfuerzo Cortante Máximo

Esta teoría del esfuerzo cortante máximo estipula que la fluencia comienza cuando el Esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir.

La teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST por sus siglas en inglés,) fue propuesta primero por Coulomb (1773), pero fue descubierta independientemente por Tresca (1868) y, por lo tanto, se llama criterio de fluencia de Tresca. La MSST es una teoría adecuada para la predicción de la fluencia en materiales dúctiles, y es un enfoque muy popular en el diseño. Si la nomenclatura $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ se usa para los esfuerzos principales, el esfuerzo cortante máximo dice que la fluencia ocurrirá cuando (Hamrock, Jacobson, & Steven R. Schmid, 2000, pág. 236)

$$\sigma_1 - \sigma_2 =$$

Donde S_y = esfuerzo de fluencia del material

n_s = factor de seguridad

2.2.8 Teoría de la máxima energía de distorsión (Criterio de Von Mises)

Observando que los materiales bajo esfuerzos hidrostáticos soportan esfuerzos mucho mayores que sus esfuerzos de fluencia bajo otros estados de carga. La teoría establece:

“La falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sean igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia” (Castro P.)

La teoría de Von Mises dice que la distorsión del elemento es debida a los esfuerzos principales restándoles los esfuerzos hidrostáticos. La energía de distorsión es la diferencia entre la energía total de deformación por unidad de volumen y la energía de deformación por unidad de volumen debida a los esfuerzos hidrostáticos.

Se define el esfuerzo de Von Mises como:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}$$

Entonces la falla se da cuando:

$$\sigma' = S_y$$

2.3 Marco conceptual

PAWERTRACK 175: Máquina equipada con zaranda vibratoria de dos niveles tolva de almacenamiento bandas transportadoras oruga para su desplazamiento sus respectivos motores.

BC11: Nombre técnico de las bandas de transportadoras de carbón instaladas en en la empresa TERMOTASAJERO DOS.

Cangilón: Un cangilón es un recipiente usado para el transporte de agua como complemento de un ingenio motriz. Originalmente fabricados en arcilla, madera o metales, los más recientes son de plástico. También puede usarse en el acarreo de materias sólidas o semisólidas. En ingeniería, se denomina cangilón a la pieza de carga de los sistemas para transporte vertical de material a granel

2.4 Fundamentos legales

Reglamento colombiano de construcciones sismo resistente NSR-10 TITULO F estructuras metálicas.

Norma ASME para el diseño del eje de la zaranda teoría de Von Misses

NTC 2596- Maquinas eléctricas rotatorias. Vibraciones mecánicas con alturas de ejes de 56mm y superiores. Medición de evaluación y límites de intensidad de vibración.

3. Diseño metodológico

3.1 Tipo de investigación

En el presente diseño el tipo de investigación según los lineamientos de la universidad Francisco de Paula Santander es la sistematización de conocimientos, que consta en la organización de conocimientos de una ciencia, aplicadas para dar una posible solución, presentando de una forma didáctica y novedosa dicha solución.

3.2 Fuentes de información

3.2.1 Fuentes de información primaria

Para el diseño tomamos toda la información del sistema actual de la base de datos de la empresa TERMOTASAJERO DOS además de artículos científicos, tesis de grado informes.

3.2.2 Fuentes de información secundaria

Bibliografías, sitios web

3.3 Diseño metodológico

El diseño tiene como principal objetivo en optar un sistema más eficiente para la clasificación del carbón, para alcanzar este objetivo el procedimiento metodológico es el siguiente:

- Investigación del sistema actual en la dosificación del carbón
- Toma de medidas en el campo para mirar en cuanto espacio se dispone para el diseño
- Síntesis y cálculos teóricos del diseño, análisis de las variables que debe cumplir el diseño

- Elaboración de bocetos de la zaranda vibratoria y la tolva con su respectiva estructura
- Determinación de materiales a utilizar
- Elaboración de los planos de construcción y montaje
- Análisis y conclusiones
- Socialización del proyecto.

4. Desarrollo del proyecto.

4.1. Parámetros iniciales.

La materia prima que se encuentra en el patio carbón es llevada hacia la planta de Termotasajero por medio de bandas transportadoras las cuales tienen la capacidad de 250 toneladas hora (Ton/h.). Se debe calcular la capacidad de la criba que sostenga esta alimentación de carbón.

Para este análisis se realizó un estudio del sistema actual, el cual es alimentado con un cargador. Para esto se realizó la siguiente tabla obtenida del panel de control de la banda transportadora.

Tabla 1: Datos de carga.

# DE CARGA	Toneladas iniciales	Toneladas finales	Δ Toneladas
1	1373414.41	1373418.01	3.6
2	1373419.02	1373423.02	4
3	1373424.01	1373429.09	5.08
4	1373430.6	1373435.2	4.6
5	1373436.1	1373442.2	5.7
6	1373447.09	1373452.1	5
7	1373457.1	1373462.2	4.2
8	1373463.3	1373469.1	5.8
9	1373470.2	1373476.2	6
10	1373477.5	1373483.5	5.5

Fuente: Termotasajero*

Con los datos suministrados por la tabla 1 se calculó el promedio de suministro de carga, el cual da un valor de 4.94 Ton. Para el diseño se toma que debe soportar 5 toneladas por carga.

Lo cual sería que en una hora se tienen 50 cargas. Se determinó que la criba se realizó para una capacidad de 250 Ton/h lo cual requiere el sistema.

4.2. Diseño estructural.

Para la estructura principal del sistema clasificador o también conocido como bastidor, es uno de los elementos que más se encuentra sometido a diferentes tipos cargas; por lo que se sugiere que tenga la suficiente resistencia para poder soportar dichas cargas y que no presente un fallo y colisione.

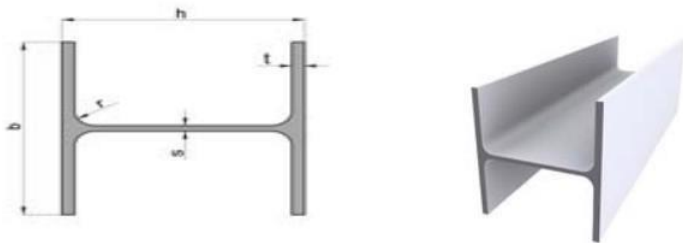
Para este caso se determinó que fuera una estructura rígida con el fin de brindar a los operarios la seguridad suficiente en operación.

Para el diseño de la estructura la empresa Termotasajero solicitó que el diseño se hiciera con el material que se disponía en ese momento en stock, lo cuales eran unos perfiles tipo HEB 160 según el catálogo de perfiles estructurales suministrado por (ALSIMET)

En la figura 9 se muestra los pesos y medidas del perfil.

Figura 9: Tabla de pesos y medidas perfil tipo HEB

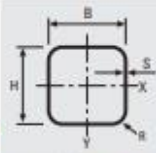
PERFIL ESTRUCTURAL DE HIERRO HEB																
Alas anchas y largas. Vigas perfil normal.																
TABLA PESOS-MEDIDAS HEB																
Denom.	Peso	Dimensiones							Secc. A	Propiedades del perfil						
		h	b	tw	tf	r	r 2	d		ly	Wy	iy	iz	Wz	iz	
	kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	
HEB 100°	20,91	100	100	6	10	80	56	12	26	449,5	89,9	4,16	167,3	33,5	2,53	
HEB 120°	27,37	120	120	6,5	11	98	74	12	34	864,4	144,1	5,04	317,5	52,9	3,06	
HEB 140°	34,54	140	140	7	12	116	92	12	43	1509,0	215,6	5,93	549,0	78,5	3,58	
HEB 160°	43,67	160	160	8,0	13	134	104	15	54,3	2492,0	311,5	6,18	889,2	111,2	4,05	
HEB 180°	52,48	180	180	9	14	152	122	15	65,3	3831,0	425,0	7,66	1363,0	151,4	4,57	
HEB 200°	62,83	200	200	9,0	15	170	134	18	78,1	5696,0	569,6	8,54	2003,0	200,3	5,07	
HEB 220°	73,29	220	220	10	16	188	152	18	91	8091,0	735,5	9,43	2843,0	258,5	5,59	
HEB 240°	85,28	240	240	10,0	17	206	164	21	106	11260,0	938,3	10,31	3923,0	326,9	6,08	
HEB 260°	95,33	260	260	10	18	225	177	24	118,4	14920,0	1148,0	11,22	5135,0	395,0	6,58	
HEB 280°	105,58	280	280	10,5	18	244	196	24	131,4	19270,0	1376,0	12,11	6595,0	471,0	7,09	
HEB 300°	119,93	300	300	11	19	262	208	27	149,1	25170,0	1678,0	12,99	8563,0	570,9	7,58	
HEB 320°	130,18	320	300	11,5	21	279	225	27	161,3	30820,0	1928,0	13,82	9239,0	615,9	7,57	
HEB 340°	137,35	340	300	12	22	297	243	27	170,9	36660,0	2156,0	14,65	9690,0	646,0	7,53	
HEB 360°	145,55	360	300	12,5	23	315	261	27	180,6	43190,0	2400,0	15,46	10140,0	676,1	7,49	
HEB 400°	158,88	400	300	14	24	352	298	27	197,8	57680,0	2884,0	17,08	10820,0	721,3	7,40	
HEB 450°	175,28	450	300	14,0	26	398	344	27	218	79890,0	3551,0	19,14	11720,0	781,4	7,33	
HEB 500°	191,68	500	300	15	28	444	390	27	238,6	107200,0	4287,0	21,19	12620,0	841,6	7,27	
HEB 550°	203,98	550	300	15,0	29	492	438	27	254,1	136700,0	4971,0	23,20	13080,0	871,8	7,17	
HEB 600°	217,30	600	300	16	30	540	486	27	270	171000,0	5701,0	25,17	13530,0	902,0	7,08	
HEB 700°	247,03	650	300	16,0	31	588	534	27	286,3	210600,0	6480,0	27,12	13980,0	932,3	6,99	
HEB 800°	268,55	700	300	17	32	636	582	27	306,4	256900,0	7340,0	28,96	14440,0	962,7	6,87	



Fuente: (ALSIMET, 2015).

Así mismo, se contaba con perfiles estructurales cuadrados de 160 x 160 x 4 mm cuyas medidas se encuentran en la figura 10.

Figura 10:Tabla de pesos y medidas perfil cuadrado.



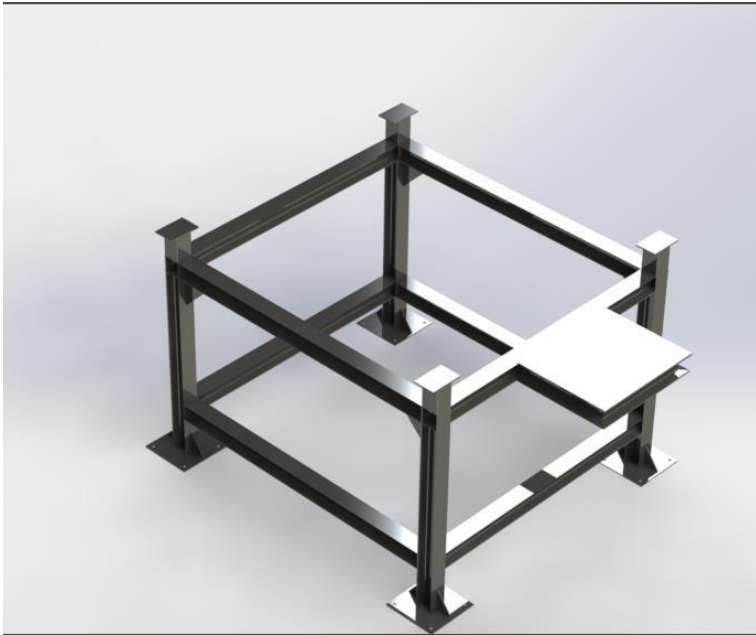
TUBOS ESTRUCTURALES DE SECCIÓN CUADRADA LAMINADOS EN FRÍO										
Dimensiones H x B (mm)	Espesor S (mm)	Masa M (kg/m)	Área de la sección A (cm ²)	Momento de inercia Jx=Jy (cm ⁴)	Radio de giro ix=iy (cm)	Módulo de flexión elástico Wx=Wy (cm ³)	Módulo de flexión plástico Wpx=Wpy (cm ³)	Constantes de torsión		Área superficial por metro lineal m ² / m
								Jv (cm ⁴)	Wv (cm ³)	
80x80	5	11,3	14,14	127,98	3,01	31,99	38,87	49,39	218,1	0,299
	6,3	13,5	17,21	148,51	2,94	37,13	46,11	57,9	260,9	0,293
	7	14,72	18,76	157,61	2,9	39,4	49,54	278,3	72,2	0,29
	8	16,4	20,84	168,38	2,84	42,09	53,89	302,69	79,4	0,286
90x90	5	12,8	16,14	188,55	3,42	41,9	50,44	64,41	317	0,339
	6,3	15,5	19,73	221,13	3,35	49,14	60,3	76,21	382,3	0,333
	7	16,9	21,56	236,13	3,31	52,47	65,08	410,67	94,0	0,33
	8	18,9	24,04	254,59	3,25	56,58	71,27	450,46	104,0	0,326
100x100	5	14,4	18,14	265,69	3,83	53,14	63,51	81,43	441,9	0,379
	6,3	17,5	22,25	314,17	3,76	62,83	76,38	97,02	536,0	0,373
	7	19,12	24,36	337,04	3,72	67,41	82,72	578,75	118,7	0,37
	8	21,4	27,24	365,94	3,67	73,19	91,05	644,51	114,2	0,366
	10	25,6	32,57	411,08	3,55	82,22	105,25	738,99	155,1	0,357
110x110	5	16	20,14	361,4	4,24	65,71	78,08	595,8	100,4	0,419
	6,3	19,4	24,77	430,14	4,17	78,21	94,36	725,81	120,3	0,413
	7	21,32	27,16	463,15	4,13	84,21	102,46	786,74	146,1	0,41
	8	23,9	30,44	505,64	4,08	91,93	113,23	872,2	162,9	0,406
	10	28,7	36,57	574,8	3,96	104,51	132,03	1020,07	13,1	0,397
120x120	5	17,5	22,14	477,69	4,64	79,61	94,15	781,54	121,4	0,459
	6,3	21,4	27,29	571,55	4,58	95,26	114,22	955,49	146,1	0,453
	7	23,52	29,96	617,26	4,54	102,88	124,29	1038,83	176,4	0,45
	8	26,4	33,64	676,88	4,49	112,81	137,81	1162,95	174,5	0,446
	10	31,8	40,57	776,81	4,38	129,47	161,8	1376,4	202,5	0,437
140x140	5	20,7	26,14	779,96	5,46	111,42	130,79	1260,82	169,4	0,539
	6,3	25,4	32,33	940,82	5,39	134,4	159,62	1596,6	205,4	0,533
	7	27,91	35,56	1020,68	5,36	145,81	174,27	1692,12	245,2	0,53
	8	31,4	40,04	1126,77	5,3	160,97	194,18	1900,84	247,6	0,526
	10	38,1	48,57	1311,67	5,2	187,38	230,38	2273,9	290,8	0,517
150x150	5	22,3	28,14	969,96	5,87	129,33	151,36	1560,35	196	0,579
	6,3	27,4	34,85	1173,71	5,8	156,49	185,15	1921,6	238,8	0,573
	7	30,11	38,36	1275,59	5,77	170,08	202,41	2101,71	283,9	0,57
	8	33,9	43,24	1411,83	5,71	188,24	225,96	2364,08	289,0	0,566
	10	41,3	52,57	1652,53	5,61	220,34	269,17	2839,24	340,9	0,557
160x160	4	19,3	24,55	987,17	6,34	123,4	142,78	1541,45	185,2	0,626
	5	23,8	30,14	1188,53	6,28	148,57	173,43	1903,82	225,5	0,619
	6,3	29,3	37,37	1442,13	6,21	180,27	212,57	2348,6	274,7	0,613
	7	32,31	41,16	1569,69	6,18	196,21	232,65	2572,21	325,3	0,61
	8	36,5	46,44	1741,23	6,12	217,65	260,14	2896,58	333,5	0,606

Fuente: (MANNI SIPRE, 2015)

El diseño geométrico de la estructura quedo de la siguiente manera como se muestra en la figura 11.

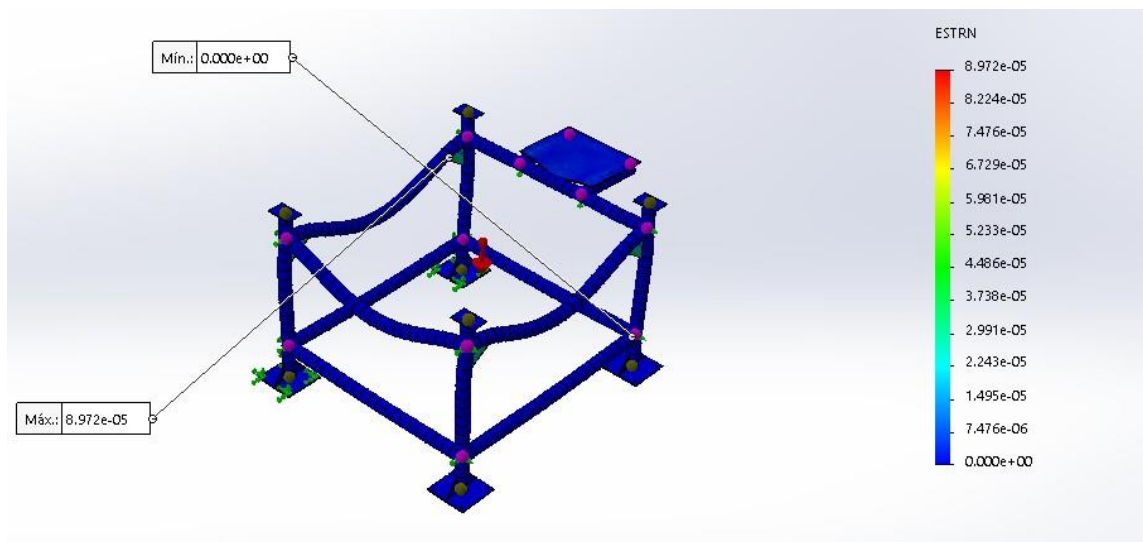
Para la evaluación de la resistencia de los elementos que componen el sistema se hizo de una evaluación por medio de elementos finitos haciendo uso del Software SolidWorks y de su componente de simulación donde se determinó si la estructura no falla a consecuencia de las cargas presentes.

Figura 11: Estructura metálica del sistema de dosificación de zaranda vibratoria y tolva de almacenamiento.



Fuente: Autor.

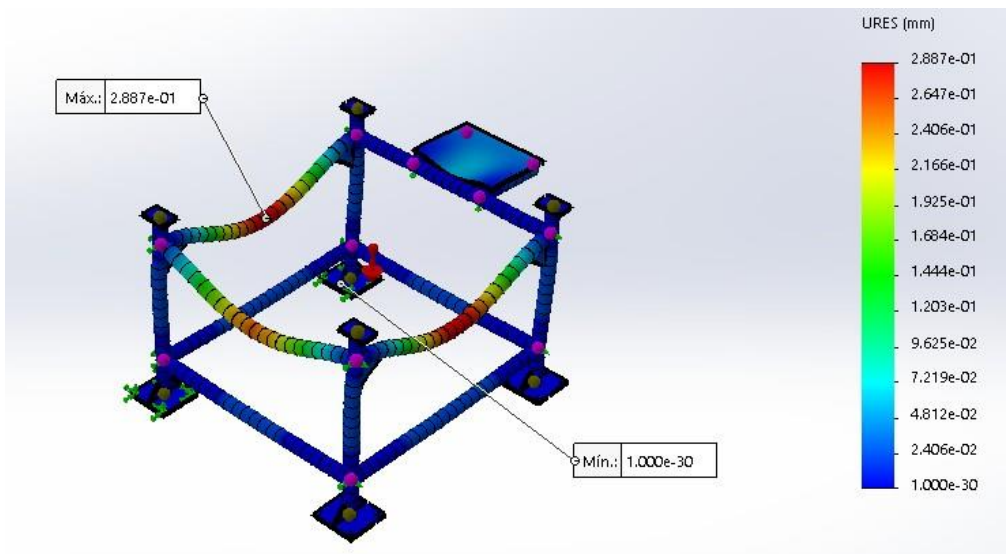
Figura 12: deformación unitaria en la estructura metálica.



Fuente: Autor.

Como se muestra en la figura la deformación están dentro de los parámetros mínimos.

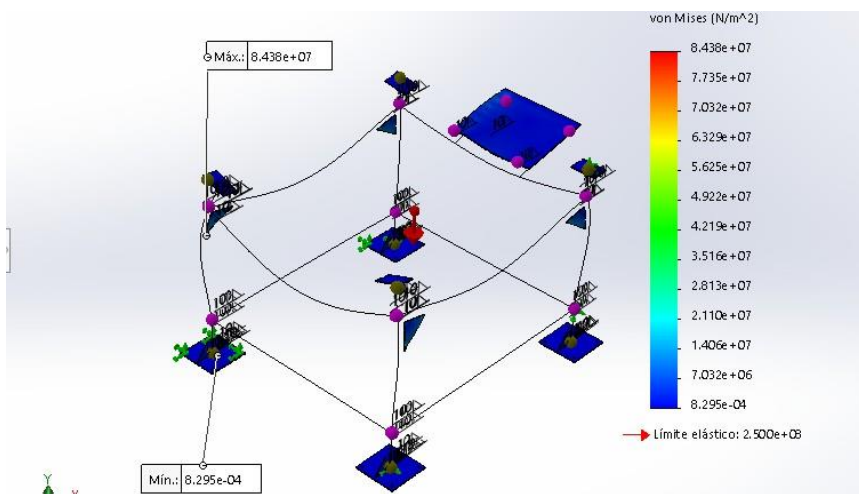
Ilustración 13: desplazamientos de la estructura metálica.



Fuente: Autor.

Como se observa de acuerdo al peso de los miembros estructurales y la distribución uniforme de la carga y peso de la criba se muestra que el desplazamiento máximo ocurrirá en las vigas, la cual tiene un valor máximo de 0.2887 mm un resultando bastante pequeño comparado con la carga a la que estará sometida la estructura.

Figura 14: Esfuerzos de la estructura



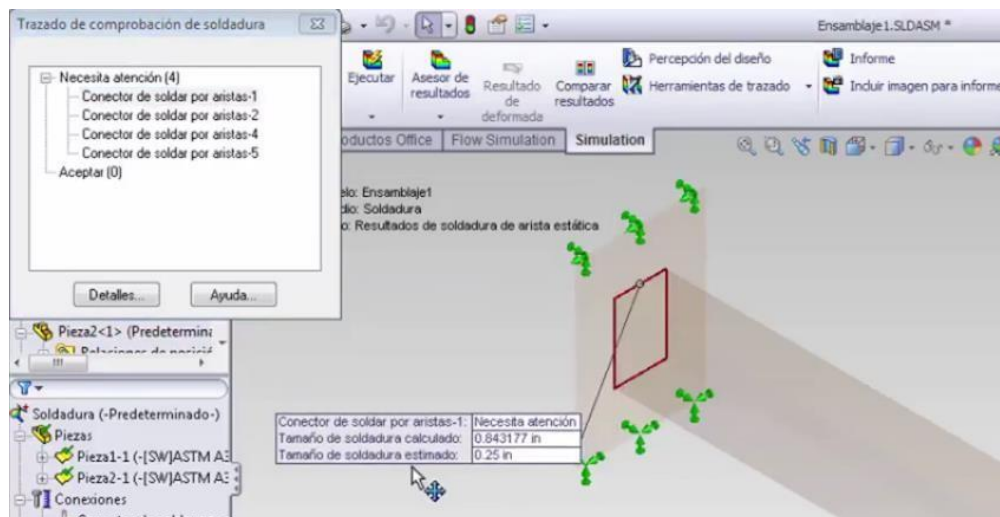
Fuente: Autor

4.2.1. Elementos de sujeción a la estructura.

Para la unión de los elementos de la estructura metálica se hará por medio de pernos en la base de las 4 patas de tamaño $1\frac{1}{2}$ " x 3" de longitud de rosca ordinaria y de las columnas y vigas se hará por medio de soldadura 7018.

Para conocer el valor optimo recomendado del cordón se realizará un análisis en los miembros estructurales, los resultados se muestran en la figura 15.

Figura 15: Resultados de análisis de soldadura



Fuente: Autor.

Como se observa en la figura 16 para las condiciones de carga se ha calculado que el cordón recomendado para la estructura será de 0.843 pulgadas lo que equivale a $14/16$ " para un factor de seguridad de 3 estimado por defecto por el software SolidWorks.

4.3. Diseño de la criba.

Para el diseño de la zaranda se determinó que sería de dos niveles, se tuvo en cuenta el valor de la carga promedio calculada, la cual fue de 5 Tonelada, esta criba al igual que la

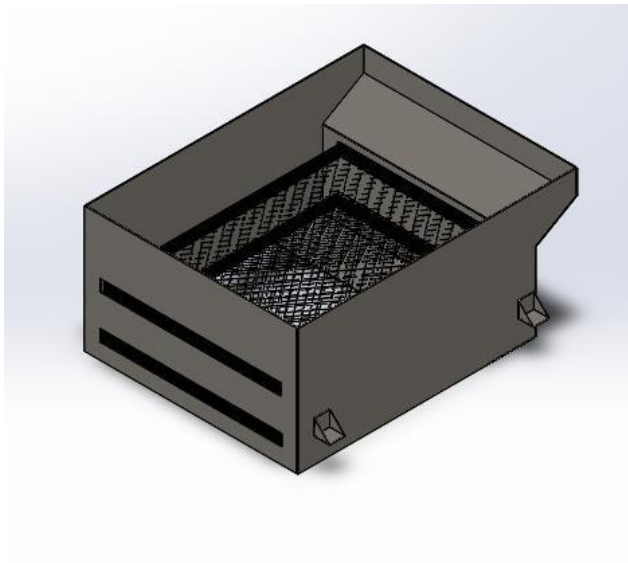
estructura fue diseñada en SolidWorks, esto teniendo en cuenta que Termotasajero suministro los materiales de su stock para el diseño del sistema.

La zaranda número 1 tendrá una luz de malla se recomendaba que estuviera entre 10 y 14 centímetros, la cual se tomó por decisión tendría una medida de 12 cm.

La zaranda número 2 se optó que tuviera 8 cm ya que este es la medida final que se necesita para la torre de almacenamiento.

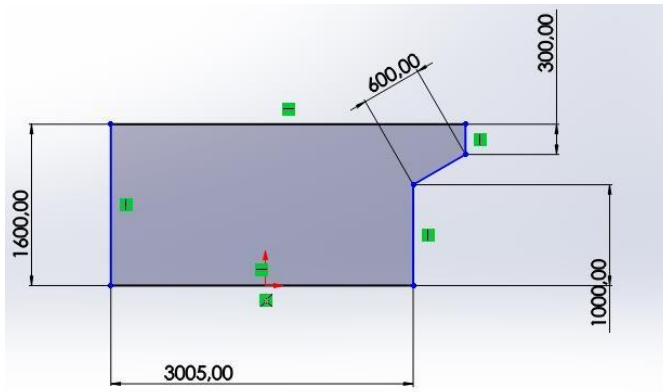
Para la criba se optó por una criba de dos niveles.

Figura 16: Estructura criba



Fuente: Autor.

Figura 17: dimensionamiento de la estructura de la criba



Fuente: Autor

Se decidió que la estructura de la criba será de lámina de acero de $\frac{3}{4}$ de pulgada

Se calculó el peso del conjunto de criba y zaranda arrojando los siguientes resultados.

Al determinar la geometría y el material seleccionado el Software SolidWorks arrojó los siguientes resultados.

- Peso de la zaranda 1: $45.35 \text{ Kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 444.88 \text{ N}$
- Peso de la zaranda 2: $45.06 \text{ Kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 442.04 \text{ N}$
- Peso de la estructura de la criba y las zarandas = 28.92 KN
- Peso del material a cribar: $5 \text{ Ton} = 49.05 \text{ KN}$
- Total, peso del diseño = 77.97 KN

4.3.1. Cálculo de los tamices.

Como se explicó en la sección anterior el tamiz de la zaranda número 1 tendrá una luz de malla se recomendaba que estuviera entre 10 y 14 centímetros, la cual se tomó por decisión tendría una medida de 12 cm.

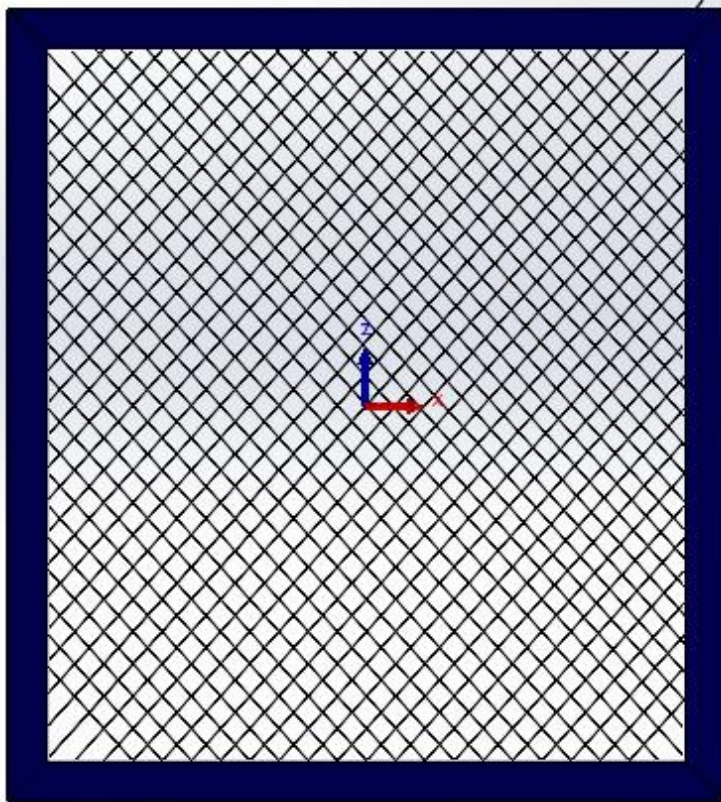
Para el tamiz de la zaranda número 2 se optó que tuviera 8 cm ya que este es la medida final que se necesita para la torre de almacenamiento.

Debido a que las luces de malla comerciales llegan a una luz máxima de 50 mm se opto por diseñar un tamiz con el tamaño de malla que se necesita para el proceso.

El tamaño de grano de con el que ingresa al tamiz numero 1 varia entre 20 a 8 cm que es el tamaño con el que la maquina utilizada para el cargue del material lo descarga sobre la tolva.

Para los tamices fueron utilizado acero fino templado 1.4310 (AISI 301) se caracteriza por una gran resistencia al desgaste y un límite elástico elevado. La resistencia mecánica se sitúa en 1200-2000 MPa.

Figura 18: Tamiz 1 (tamaño de malla 12 cm)



Fuente: Autor.

4.4. Tolva de almacenamiento.

La carga de carbón que pasa por la zaranda caerá a un depósito de tolva la cual se

determinó por medio de la empresa Termos ajero que debería respetar las siguientes medidas.

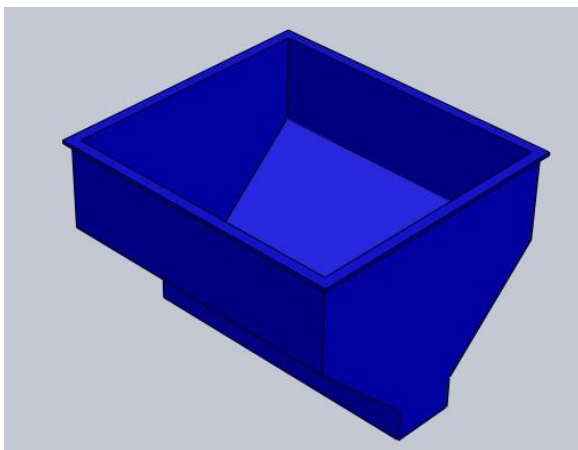
Tabla 2: Dimensionamiento de la tolva de depósito.

Ancho	2,37 m
Largo	2,62 m
Altura	1.41 m
Inclinación	43.5 °
Capacidad de la tolva	7m ³

Fuente: Autor.

Esta tolva de depósito se rediseño guiándose mediante sistemas similares que cuenta la empresa donde se tomó una de las tolvas de depósito existentes y se diseñó en base a las medidas que se solicitaron, en la figura 18 se muestra el diseño de la tolva realizada, para tener una capacidad de 7m³ de carbón.

Figura 19: Tolva de almacenamiento

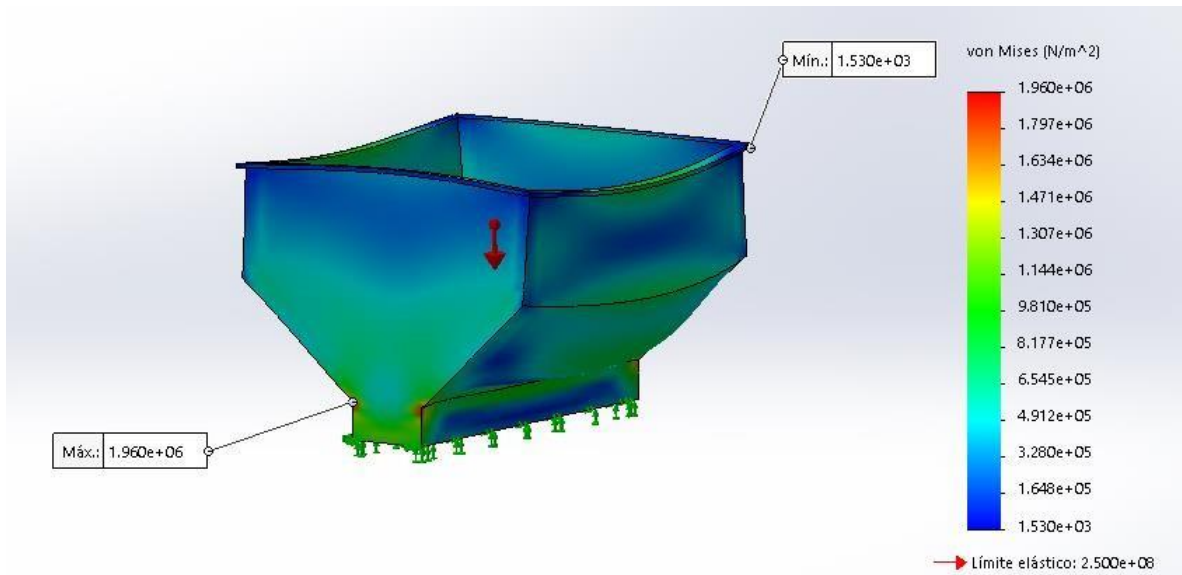


Fuente: Autor.

Para determinar si el espesor de la lámina y el diseño de la tolva soportará la carga de carbón que ingrese, se realizará un análisis por medio de elementos finitos usando

SolidWorks Simulation este análisis se determinó esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad.

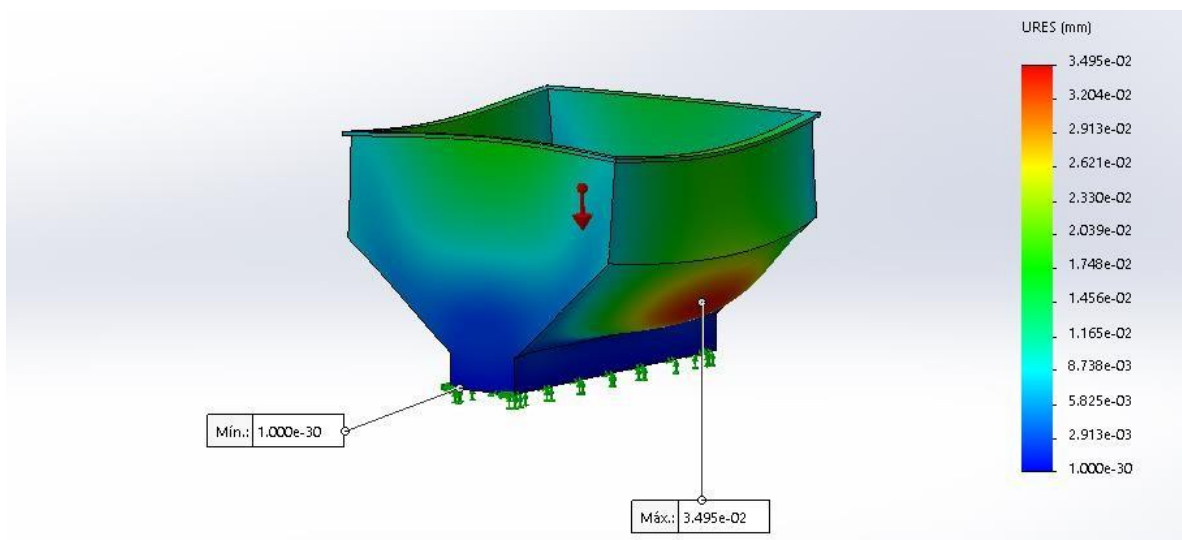
Figura 20: Esfuerzos sobre la tolva.



Fuente: Autor.

Como se muestra en la figura la tolva a una carga de 5 Toneladas presentara un esfuerzo máximo de 1.960 MPa

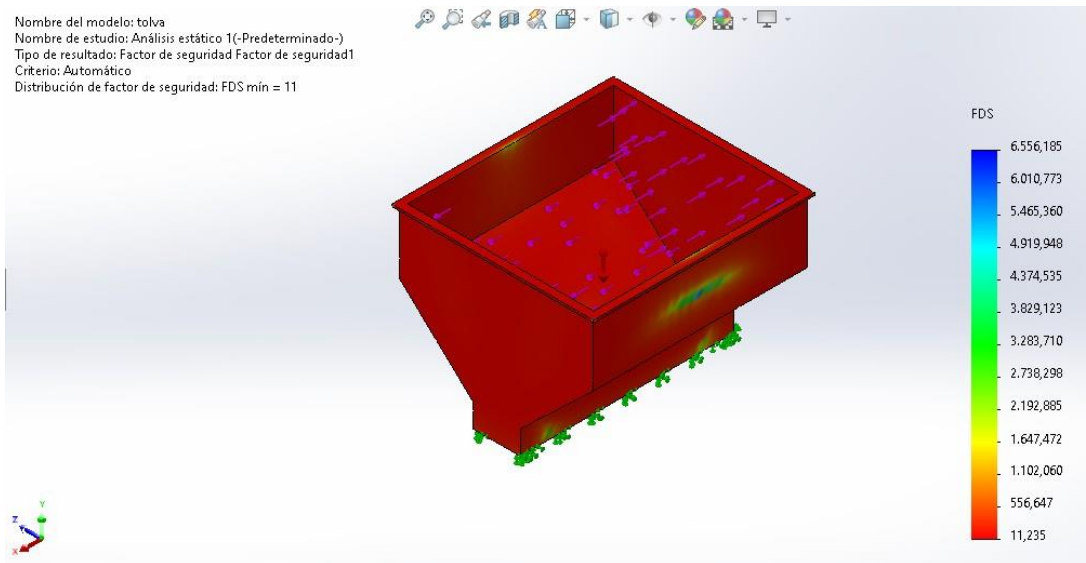
Figura 21: Desplazamientos sobre la tolva.



Fuente: Autor.

La tolva presento un desplazamiento máximo de 0.03495 mm lo que indica que a una carga tan alta como lo son 5 Toneladas el desplazamiento es muy pequeño.

Figura 22: Factor de seguridad de la tolva



Fuente: Autor.

Como se observa en la figura a la carga sometida la tolva tendrá un factor de seguridad de valor 11.23 mínimo, lo que se puede concluir que el espesor de lámina es el indicado y cumplió satisfactoriamente y tendrá un muy buen desempeño para el trabajo a realizar.

4.5. Diseño del mecanismo de vibración.

La elección del tipo de vibración depende del peso específico y de grano del material, como se muestra en la figura 24.

Como se puede observar para procesos de cribado y a una velocidad de 1200 RPM la frecuencia de vibración corresponde a 60 Hz

Figura 23: Valores recomendados para vibración

Tipo de proceso	Peso específico	Tamaño	Método de vibración		Vibraciones								Acelerac. en la línea de fuerza a
			Rotac.	Unidirec.	600	750	1000	1500	3000	6000	9000	n x g	
					(50Hz)	(50Hz)	(50Hz)	(50Hz)	(50Hz)	(50Hz)	(50Hz)		
Transporte	A	F		•				•	•				4÷9
Separación		M		•		•	•						4÷6
Cribado		G		•	•	•							3.5+4.5
Orientación	B	F		•			•						5÷7
Clasificación		M		•		•							4+5.5
Calibración		G		•	•	•							3.5+5.5
Extracción	A/B	F	•				•	•					2+3
Alimentación		M	•										Nota (1)
Limpieza filtros		G	•										
Aflojamiento y vaciado del material en silos, tolvas, etc.	A/B	M	•					•					
	A/B	G	•					•	•				
Lechos fluidos				•		•	•						2+4
Separadores (ej en la molienda)				•	•	•							2+4
Fondos vibrantes		F	•						•				0.7+2
		M	•					•	•				
		G	•					•					
		F	•					•					
		M	•					•					
		G	•					•					
Compactación		F	•	•				•	•	•			2+6
		M	•	•				•	•	•			
		G	•	•				•	•	•			
Compactación hormigón	-	-	•	•					•	•	•		1+2
Bancos para test (envejecimiento acelerado)	-	-	•	•	•	•	•	•	•	•	•		0.5+24

Leyenda: Peso específico A = elevado B = reducido
Tamaño F = fino G = grueso M = mediano

Nota (1): Fuerza centrífuga del motorvibrador = 0.1 ÷ 0.25 para pesar el material contenido en la parte cónica del aparato vibrador.

Fuente: (Italvibras, 2020)

4.5.1. Cálculo de excentricidad de las masas.

Antes de calcular la excentricidad de las masas se procedió a calcular la velocidad de avance de la criba dicha velocidad está dada por la ecuación

$$V_p = \frac{W}{(h_1 + h_2)}$$

Donde W es la capacidad de producción, la cual se calculó como 250 Ton/h

L ancho de los tamices los cuales tienen un valor de, 2.31 m

h1 es la altura del material en el nivel 1 es de 0.20 m

h_2 la altura del material en el nivel 2 es de 0.40 m

γ peso específico del carbón 1800 Kg/m³

reemplazando los valores se obtuvo una velocidad de cribado igual a:

$$V_p = 0.028 \text{ m/s}$$

La velocidad teórica de avance está dada mediante la ecuación

$$V_t = \frac{V_p}{K}$$

V_p = velocidad de cribado

k = Factor de reducción que depende del tipo de producto cribado

de (Italvibras, 2020, pág. 90) se toma un $k = 0.85$ para carbón grueso

Entonces la velocidad teórica tendrá un valor de

$$V_t = 0.033 \text{ m/s} = 119 \text{ m/h}$$

Teniendo los valores de las velocidades teóricas y velocidad de cribado mediante el diagrama de (Italvibras, 2020, pág. 98) se calculó la excentricidad de las masas que tendrá el mecanismo de vibración, teniendo en cuenta que las zarandas se determinó un ángulo de incidencia de 30°; el resultado de la excentricidad (e) tiene un valor de

$$e = 1.40 \text{ mm.}$$

4.5.2. Cálculo de la fuerza centrífuga o de vibración.

P_v = peso del sistema vibrante teniendo en cuenta el pasado cálculo se obtuvo un valor de 7948 Kg, el momento estático viene dado por:

$$M_{es} = \frac{P_v}{2} * e$$

$$M_{es} = 5.56 \text{ Kg. m}$$

Para calcular la fuerza de vibración (Tecnometal, 2007)

$$F_c = \text{Amp} * 0.56 * \frac{n^2}{1000} * \frac{P_v}{2}$$

Donde Amp es la amplitud de vibración recomendada según la tabla 3 de (Tecnometal, 2007, pág. 2) recomienda que este entre 19.4 a 8.7 mm se tomó un promedio entre los dos de 14.05 mm

n serán las revoluciones por minuto para este caso 1200 R.P.M.

El valor de la F_c reemplazando los datos dio como resultado

$$F_c = 45025 \text{ Kg} = 442 \text{ KN}$$

4.5.3. Cálculo de las masas excéntricas.

Para realizar el cálculo de las masas excéntricas se realizó los siguientes cálculos:

- La fuerza centrífuga se define como: $F_c = m \omega^2 r$
- El peso es igual a: $W = mg$ Es decir que las masas son: $m = W/g$
- Para N elementos: $m = N*W/g$

La fuerza centrífuga generada en las masas excéntricas está dada por:

$$F_c = (N*W/g) * \omega^2 r$$

Despejando se obtuvo que

$$W = gF_c / N\omega^2 r$$

Donde: W = Peso de una masa excéntrica, en Kg.

g = Aceleración de la gravedad, en m/s^2

F_c = Fuerza centrífuga en Kg.

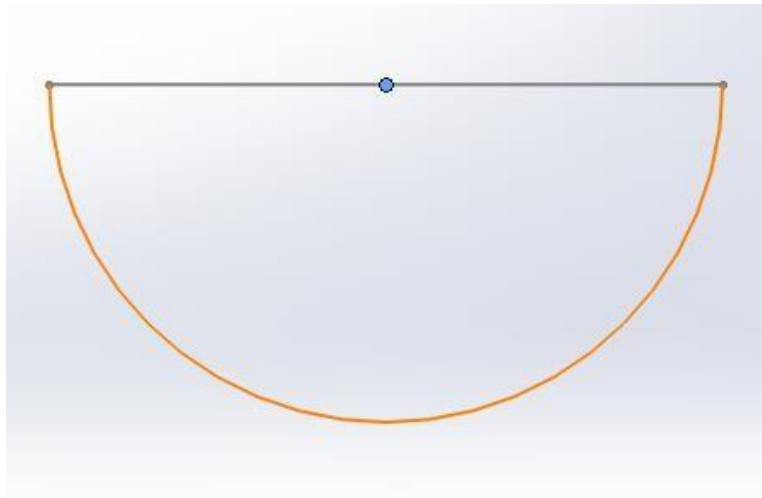
ω = Velocidad angular del motor, en rad/s

r = Centro geométrico de la masa, en m

N = Número de masa, adimensional.

Las masas excéntricas se diseñaron siguiendo la geometría mostrada en la figura.

Figura 24: Geometría de la masa excéntrica



Fuente: Autor.

Teniendo en cuenta el centro de gravedad de un semicírculo esta determinado por:

$$Y = 4R/3\pi$$

Donde R se tomará como 300 mm según recomienda (Tecnometal, 2007) para la frecuencia y fuerza calculada.

$Y = 127.33$ mm este será el valor que tomó r para calcular el peso que tuvo las masas excéntricas.

Calculando el peso de las masas para un total de 4 masas

$$W = 54.75 \text{ Kg}$$

El área frontal de una masa excéntrica aproximadamente es:

$$A = \pi R^2 / 2 = \pi * (0.30)^2 / 2 = 0.141 \text{ m}^2$$

Conociendo que el peso de una masa excéntrica está dado por: $W = \gamma A t$

Despejando $t = W / \gamma \cdot A$

Donde: t = Ancho de la masa

W = Peso de la masa a 54.75 Kg.

γ = Peso específico de la masa, igual a 7 850 Kg/m³ la cual se seleccionó que es un acero (Budynas & Nisbett, 2018)

A = área frontal de la masa, igual a 0,141 m²

t = 49.5 mm.

Las masas excéntricas se diseñaron teniendo en cuenta los siguientes datos:

Espesor t = 49.5 mm de lámina de acero 1020 se diseñó con un espesor de 2" con el fin de redondear la cifra calculada.

4.5.6. Cálculo de la potencia del motor

Para determinar la potencia del motor se calculó de la siguiente manera:

$$H_{\text{Motor}} = \text{Mes} * n \text{ criba}$$

Mes = momento estático calculado en la sección 4.5.2 con un valor de: 5.54 Kg*m

n criba = 1200 RPM

$$H_{\text{motor}} = 6.85 \text{ KW}$$

Aplicando un rendimiento mecánico de 70%

$$H_{\text{motor}} = 6.85 \text{ KW} / 70\%$$

$$H_{\text{motor}} = 9.78 \text{ KW}$$

Teniendo en cuenta el catálogo de (SIEMENS, 2010, pág. 12) para una potencia comercial se selecciona la siguiente superior que es de 11 KW equivalente a 15 H.P a 1800 RPM, como lo muestra la figura.

Figuras 25: Características técnicas del motor seleccionado.

Potencia kW	HP	Referencia del motor	Tamaño constructivo	Rated Speed rpm	Eficiencia 100% %	Factor de potencia	Corriente nominal			Torque nominal Nm	Datos de arranque			Peso IM B3 kg
							220V A	380V A	440V A		Corriente de arranque x In	Torque de arranque x Tn	Torque Máximo x Tn	
Datos eléctricos motores Serie 1LE0141 IE2 4 Polos 1800 rpm														
0,55	0,75	1LE0141-0DB26-4AA4	80M	1720	75,5	0,77	2,55	1,46	1,26	3,1	6	2	2,7	14,5
0,75	1	1LE0141-0DB36-4AA4	80M	1705	78,0	0,78	3,2	1,86	1,61	4,2	6	2	2,7	15,5
1,1	1,5	1LE0141-0EB06-4AA4	90S	1730	84,0	0,79	4,4	2,55	2,2	6,1	6	2	2,7	22
1,5	2	1LE0141-0EB46-4AA4	90L	1720	84,0	0,81	5,8	3,35	2,9	8,3	6	2,6	2,7	25
2,2	3	1LE0141-0EB86-4AA4	90L	1740	87,5	0,79	8,5	4,9	4,25	12,1	7,5	2,6	3	28
3	4	1LE0141-1AB56-4AA4	100L	1735	87,5	0,83	10,8	6,2	5,4	16,5	7,5	2,5	3	45
3,7	5	1LE0141-1AB86-4AA4	100L	1720	87,5	0,83	13,5	7,8	6,7	20,5	7,5	2,5	3	45
5,5	7,5	1LE0141-1BB86-4AA4	112M	1750	89,5	0,78	21	12,2	10,5	30,0	8,5	2,5	3,5	50
7,5	10	1LE0141-1CB26-4AA4	132M	1760	89,5	0,82	26,5	15,4	13,3	40,7	8,5	2,5	3,5	70
11	15	1LE0141-1CB86-4AA4	132M	1760	91,0	0,82	39,5	23	19,7	59,7	8,5	2,5	3,5	85
15	20	1LE0141-1DB46-4AA4	160L	1760	91,0	0,84	51	29,5	25,5	81,4	8	2,2	3,5	110
18,5	25	1LE0141-1DB86-4AA4	160L	1765	92,4	0,88	60	35	30	100	8	2,2	3,5	140
22	30	1LE0141-1EB46-4AA4	180L	1775	92,4	0,84	76	44	38	118	8	2,4	3	180
30	40	1LE0141-2AB46-4AA4	200L	1775	93,0	0,85	99	57	49,5	161	8	2,7	3	245
37	50	1LE0141-2AB86-4AA4	200L	1775	93,0	0,84	125	73	63	199	8	2,7	3	245
45	60	1LE0141-2BB26-4AA4	225M	1780	93,6	0,85	148	85	74	241	8	2,7	3	340
55	75	1LE0141-2BB86-4AA4	225M	1780	94,1	0,85	184	106	92	295	8	2,7	3	340
75	100	1LE0141-2CB86-4AA4	250M	1785	94,5	0,86	240	139	120	401	8	2,6	3	475
90	125	1LE0141-2DB23-3AA4	280M	1786	94,5	0,86			151	481	8	2,9	3	660
110	150	1LE0141-2DB83-3AA4	280M	1786	95,0	0,86			180	588	8,5	2,9	3	670
150	200	1LE0141-3AB23-3AA4	315M	1788	95,0	0,88			235	801	8,5	2,5	2,8	1050
185	250	1LE0141-3AB63-3AA4	315L	1788	95,0	0,88			295	988	8,5	2,5	2,8	1050

Fuente: (SIEMENS, 2010)

4.6. Diseño de sistema de transmisión por poleas

Haciendo uso del catálogo (INTERMEC, 2017) se calculó el sistema de transmisión por poleas.

Partiendo de la relación de velocidad

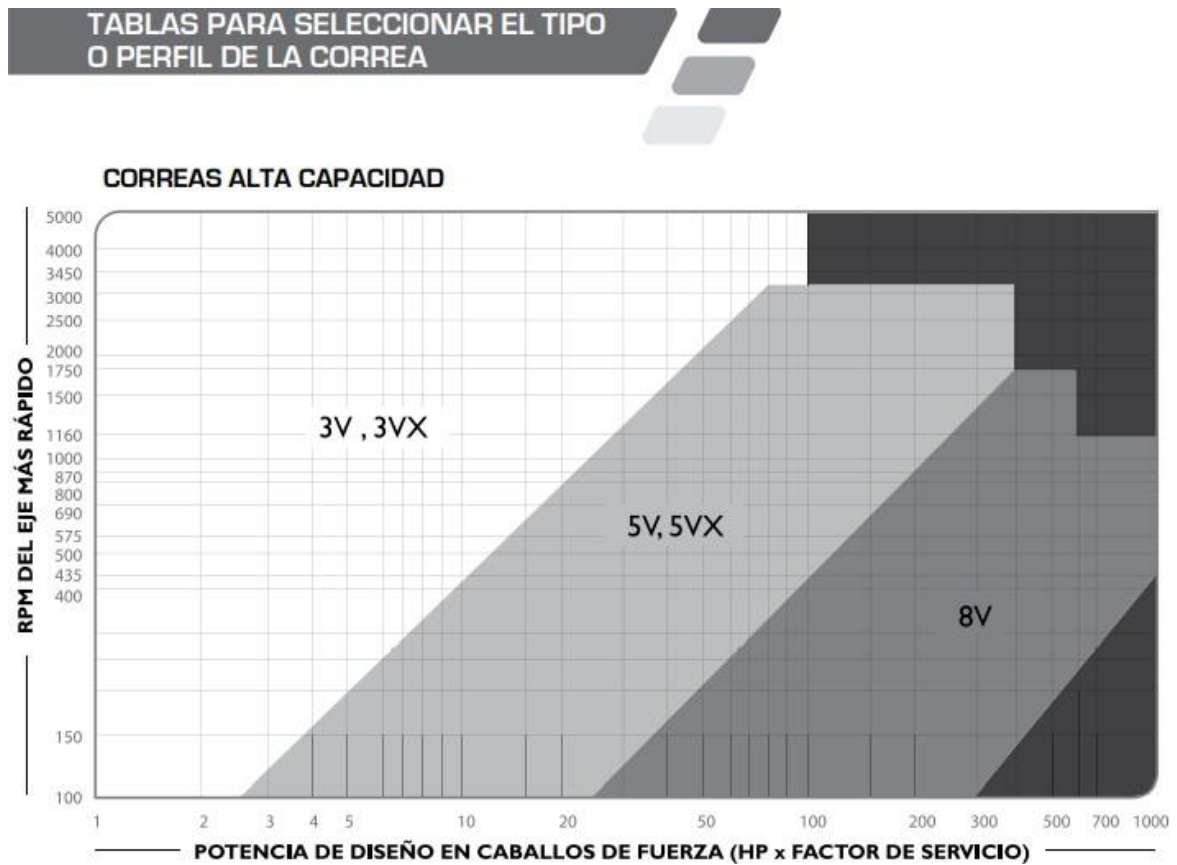
$$RV = \frac{RPM \text{ motor}}{RPM \text{ eje}} = \frac{1800}{1200} = 1.5$$

Tomando de (INTERMEC, 2017, pág. 25) los factores de servicios típicos se tienen que para cribas vibratorias su valor es 1.2

Calculando la potencia de diseño (Hd)

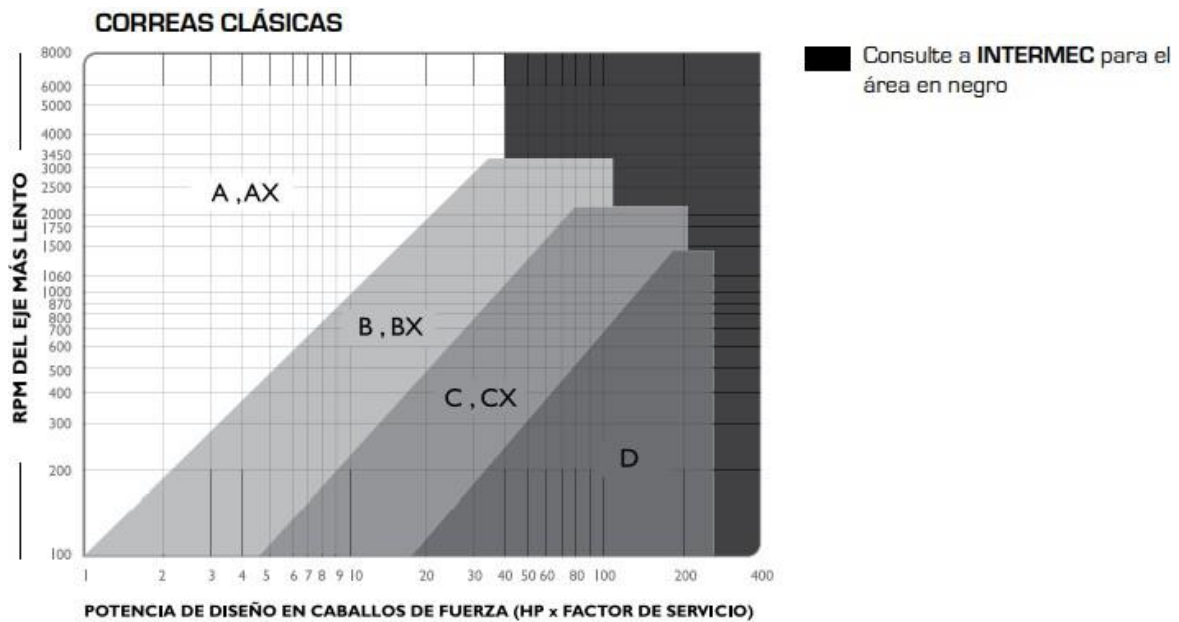
$$Hd = H \text{ motor} * 1.2 = 15HP * 1.2 = 18 HP$$

Figura 26: Tipo o perfil de correa de alta capacidad



Fuente: (INTERMEC, 2017, pág. 26)

Figura 27: Perfil de correas clásicas



Fuente: (INTERMEC, 2017, pág. 26)

Haciendo uso de las tablas de las figuras se determinó que para correas de alta capacidad la correa seleccionada fue de perfil 3V o 3VX

Para correas clásicas el perfil fue de tipo B o BX

Teniendo en cuenta el perfil de la correa seleccionada se seleccionó el tamaño de la polea menor; basándose en la tabla de potencia para correas de tipo 3V y de tipo B

Figura 28: Capacidad de transmisión por canal correas tipo 3V



www.intermec.com.co

TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)										CORREAS TIPO 3V
Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)										RPM del Eje más Rápido
115	120	125	135	140	150	165	175	200	270	
0.37	0.40	0.43	0.47	0.50	0.55	0.61	0.65	0.78	1.07	100
0.70	0.75	0.81	0.88	0.95	1.04	1.15	1.23	1.48	2.04	200
1.01	1.10	1.17	1.27	1.37	1.50	1.66	1.80	2.14	2.95	300
1.30	1.40	1.52	1.64	1.77	1.94	2.15	2.32	2.78	3.84	400
1.60	1.72	1.85	2.00	2.17	2.37	2.63	2.84	3.40	4.70	500
1.80	1.95	2.10	2.28	2.46	2.70	3.00	3.22	3.86	5.32	575
1.87	2.02	2.18	2.37	2.55	2.80	3.10	3.35	4.00	5.53	600
2.10	2.30	2.47	2.68	2.89	3.17	3.25	3.80	4.54	6.26	690
2.14	2.32	2.50	2.70	2.93	3.20	3.56	3.84	4.60	6.34	700
2.20	2.40	2.58	2.80	3.02	3.30	3.67	3.96	4.74	6.54	725
2.40	2.60	2.80	3.05	3.30	3.60	4.00	4.32	5.18	7.13	800
2.60	2.80	3.03	3.30	3.55	3.90	4.32	4.66	5.58	7.67	870
2.67	2.90	3.12	3.40	3.66	4.00	4.45	4.80	5.74	7.90	900
2.80	3.04	3.27	3.55	3.84	4.20	4.67	5.03	6.02	8.28	950
2.93	3.17	3.42	3.72	4.00	4.40	4.88	5.26	6.30	8.65	1000
3.18	3.45	3.72	4.04	4.36	4.78	5.30	5.72	6.84	9.37	1100
3.33	3.60	3.90	4.23	4.57	5.00	5.56	6.00	7.16	9.80	1160
3.43	3.72	4.00	4.36	4.70	5.16	5.72	6.17	7.37	10.07	1200
3.67	3.98	4.30	4.67	5.04	5.53	6.13	6.60	7.90	10.75	1300
3.90	4.25	4.58	4.98	5.37	5.90	6.53	7.03	8.40	11.40	1400
3.97	4.30	4.65	5.05	5.45	5.98	6.63	7.14	8.52	11.56	1425
4.15	4.50	4.86	5.28	5.70	6.24	6.92	7.45	8.88	12.02	1500
4.38	4.75	5.13	5.57	6.00	6.60	7.30	7.86	9.36	12.62	1600
4.60	5.00	5.40	5.86	6.32	6.93	7.68	8.26	9.82	13.20	1700
4.72	5.13	5.53	6.00	6.48	7.10	7.86	8.46	10.05	13.46	1750
4.83	5.25	5.66	6.15	6.63	7.26	8.04	8.65	10.27	13.73	1800
5.05	5.50	5.92	6.43	6.93	7.60	8.40	9.03	10.70	14.24	1900
5.27	5.72	6.17	6.70	7.22	7.90	8.75	9.40	11.13	14.72	2000
5.48	5.95	6.42	6.97	7.50	8.22	9.10	9.76	11.53	15.16	2100
5.70	6.18	6.66	7.23	7.80	8.52	9.42	10.10	11.92	15.57	2200

(INTERMEC, 2017, pág. 29)

Figura 29: Capacidad de transmisión por canal correas tipo B



www.intermec.com.co

TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)
CORREAS TIPO
B

Diámetro exterior de la Polea Motriz [en milímetros]											RPM del Eje más Rápido
155	160	165	170	175	180	185	195	210	225	245	
2.44	2.60	2.74	2.88	3.03	3.18	3.33	3.62	4.05	4.50	5.06	400
2.93	3.10	3.30	3.47	3.65	3.83	4.00	4.37	4.90	5.42	6.10	500
3.40	3.60	3.82	4.03	4.24	4.45	4.66	5.08	5.70	6.30	7.12	600
3.83	4.08	4.32	4.56	4.80	5.04	5.28	5.76	6.47	7.17	8.10	700
4.25	4.53	4.80	5.07	5.35	5.62	5.88	6.42	7.20	8.00	9.00	800
4.54	4.83	5.13	5.42	5.70	6.00	6.30	6.86	7.70	8.54	9.63	870
4.66	4.96	5.27	5.57	5.87	6.16	6.46	7.05	7.92	8.77	9.90	900
5.05	5.38	5.70	6.04	6.36	6.70	7.00	7.65	8.60	9.52	10.74	1000
5.42	5.78	6.14	6.50	6.84	7.20	7.54	8.23	9.25	10.24	11.54	1100
5.64	6.00	6.38	6.75	7.12	7.48	7.85	8.56	9.62	10.66	12.00	1160
5.78	6.16	6.54	6.92	7.30	7.68	8.05	8.78	9.87	10.93	12.30	1200
6.12	6.53	6.93	7.34	7.74	8.14	8.53	9.30	10.46	11.57	13.02	1300
6.44	6.88	7.30	7.73	8.16	8.58	9.00	9.80	11.02	12.20	13.70	1400
6.75	7.20	7.66	8.11	8.56	9.00	9.43	10.30	11.55	12.76	14.32	1500
7.05	7.53	8.00	8.47	8.93	9.40	9.85	10.74	12.05	13.30	14.90	1600
7.33	7.83	8.32	8.80	9.30	9.77	10.24	11.17	12.50	13.80	15.43	1700
7.46	7.97	8.47	8.97	9.46	9.95	10.43	11.37	12.73	14.03	15.68	1750
7.60	8.10	8.62	9.13	9.63	10.12	10.60	11.56	12.94	14.26	15.90	1800
7.84	8.38	8.90	9.43	9.94	10.45	10.95	11.93	13.34	14.68	16.34	1900
8.07	8.62	9.17	9.70	10.24	10.76	11.27	12.27	13.70	15.05	16.72	2000

Fuente: (INTERMEC, 2017, pág. 43)

Teniendo en cuenta las anteriores figuras se determinó que para correas de alta capacidad de perfil 3V el diámetro de la polea motriz será 140 mm que transmite 6.63 HP por canal multiplicando por 3 canales da un total de 19.89 HP.

Para correas de perfil B se tiene que el diámetro menor 155 mm que transmite un total de 7.60 HP por canal multiplicado por 3 canales transmite un total de 22.8 HP.

Teniendo en cuenta la relación de velocidad de 1.5 y multiplicando por el valor de la polea motriz se obtuvo el valor de polea mayor la cual fue para correas de tipo 3V un valor de 210 mm y el valor para correas de tipo B un valor de 232.5 mm.

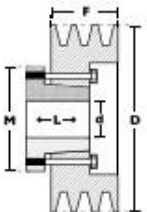
Se ha determinado que debido al tipo de trabajo y carga que será sometida la criba y el eje se selecciona una correa de tipo 3V de y una polea de 3 canales.

Se opto por una polea de 140 mm la cual de acuerdo con la figura 23 corresponde a una polea de la designación comercial VQ 3-3V140 y la polea de 230 mm corresponde al diámetro comercial distribuido por INTERMEC la designación comercial para esta polea es VQ 3-3V230.

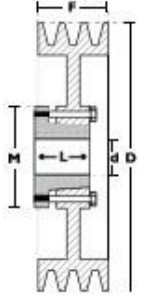
Figura 30: designación de poleas tipo 3V

Diámetro exterior de la polea en mm
 Perfil de la correa
 Número de canales
 Polea en "V" para Bujes GD

PQ 3-3V75



Modelo T1



Modelo T3

3 CANALES									
Ancho [F] = 38.1 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Bujes	Hueco máxima con cutinero estándar (G)		Longitud del Bujes en mm (L)	Diámetro del bujes en mm (M)	Modelo	Peso sin Bujes en Lb
in	mm			mm	in				
2.5	65	PQ 3-3V65	JA	25.4	1	27	50	T1	1.6
2.6	67	PQ 3-3V67	JA	25.4	1	27	50	T1	1.8
2.8	70	PQ 3-3V70	JA	25.4	1	27	50	T1	2.0
3.0	75	PQ 3-3V75	SH	34.9	1.3/8	33	70	T1	2.2
3.1	80	PQ 3-3V80	SH	34.9	1.3/8	33	70	T1	2.5
3.3	85	PQ 3-3V85	SH	34.9	1.3/8	33	70	T1	2.8
3.6	90	PQ 3-3V90	SH	34.9	1.3/8	33	70	T1	3.0
3.9	100	PQ 3-3V100	SH	34.9	1.3/8	33	70	T1	3.2
4.1	105	PQ 3-3V105	SH	34.9	1.3/8	33	70	T1	3.3
4.3	110	PQ 3-3V110	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T1	3.4
4.5	115	PQ 3-3V115	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T1	3.5
4.7	120	PQ 3-3V120	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T1	3.7
5.0	125	PQ 3-3V125	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T2	4.0
5.1	130	PQ 3-3V130	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T2	4.1
5.3	135	PQ 3-3V135	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T2	4.3
5.6	140	PQ 3-3V140	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T2	4.9
6.0	150	PQ 3-3V150	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T2	5.9
6.2	160	PQ 3-3V160	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T2	6.1
6.5	165	PQ 3-3V165	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T2	6.3
6.7	170	PQ 3-3V170	SDS	42.9	1.11/16	35	80	T2	6.5
6.9	175	VQ 3-3V175	SDS	42.9	1.11/16	35	100	T2	6.8
7.0	180	VQ 3-3V180	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	8.9
7.5	190	VQ 3-3V190	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	9.9
8.0	200	VQ 3-3V200	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	10.5
9.0	230	VQ 3-3V230	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	12.0
9.9	250	VQ 3-3V250	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.1
10.6	270	VQ 3-3V270	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.0
11.0	280	VQ 3-3V280	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.5
11.8	300	VQ 3-3V300	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	15.6
12.5	320	VQ 3-3V320	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	16.5
13.7	350	VQ 3-3V350	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	19.6
14.0	355	VQ 3-3V355	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	20.0
15.7	400	VQ 3-3V400	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	22.5
19.0	485	VQ 3-3V485	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	33.0
25.0	635	VQ 3-3V635	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	45.0
33.5	850	VQ 3-3V800	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	75.0

Fuente: (INTERMEC, 2017, pág. 60)

Teniendo en cuenta las recomendaciones dadas por (INTERMEC, 2017) la distancia entre centros se ubicó en un punto recomendado y un punto máximo.

La cual se calculó de la siguiente manera

$$C \text{ recomendada} = 1.5 (D+d)$$

Donde D es el diámetro de la polea mayor y d el diámetro de la polea menor.

$$C \text{ recomendada} = 1.5(230 \text{ mm} + 140\text{mm})$$

$$C \text{ recomendada} = 555 \text{ mm}$$

$$C \text{ máxima} = 2(D+d)$$

$$C \text{ máxima} = 2(230+140)$$

$$C \text{ máxima} = 740 \text{ mm}$$

La longitud total de la correa se determinó de la siguiente manera

$$L_p = 2*C + 1.57 (D+d) + \frac{(D+d)^2}{4*C}$$

$$L_p = 2 (740\text{mm}) + 1.57 (230\text{mm}+140\text{mm}) + \frac{(230\text{mm}+140\text{mm})^2}{4*740\text{mm}}$$

$$L_p = 2107.15 \text{ mm}$$

De acuerdo con (INTERMEC, 2017, pág. 5) para las correas de alta capacidad su longitud se determina en pulgadas.

Ajustando la longitud a 83 Pulgas y recalculando la distancia entre centro se obtuvo.

$$C \text{ corregida} = 740.54 \text{ mm.}$$

Los datos comerciales se designan de la siguiente manera:

$$\text{Polea menor} = 140 \text{ mm} = 5.6 \text{ pulgadas VQ 3-3V140}$$

$$\text{Polea mayor} = 230 \text{ mm} = 9 \text{ pulgadas VQ 3-3V230}$$

$$\text{Longitud de la correa} = 83 \text{ pulgadas}$$

$$\text{Designación comercial de la correa} = 3V 83$$

4.6.1. Elemento de fijación de las poleas al eje.

Como recomendación de (INTERMEC, 2017), se utilizará como elemento de fijación bujes de tipo SDS mecanizado para ejes, estos bujes vienen incluidos en el pedido de las poleas y dicho precio se encuentra en la cotización en la sección 4.9 del documento.

4.7. Diseño del eje motriz

El eje pivote es el mecanismo encargado de realizar las oscilaciones en el bastidor con el fin de seleccionar el material que caerá al depósito de la tolva

Para el diseño del eje del sistema se ha determinado que se usara el procedimiento descrito por (Budynas & Nisbett, 2018) en la figura 1 del documento.

Para el cálculo del eje se tiene los siguientes datos suministrados por Termotasajero.

Potencia del motor: 15 HP equivalente a 11 KW

Velocidad del motor: 1800 RPM

- Velocidad del eje: se ha determinado que el eje girará a una velocidad de 1200 RPM que es una velocidad promedio que tienen estos sistemas.
- La potencia de diseño será un sobredimensionamiento que se usa por seguridad para compensar datos que se salgan de control del diseñador, según (Mott, 2006) para sistemas de cribas vibratorias recomienda un factor de diseño de 1.75, teniendo esto en cuenta la potencia de diseño recomendara dio como resultado
- $H_d = 11KW * 1.75 = 19.25 KW$

Por lo tanto, el torque que transmite el eje será:

- $$T = \frac{H_d \times 955}{n}$$

Donde H = potencia de diseño en KW

n = Velocidad del eje RPM

T = Torque KN*m

$$T = \frac{19.25KW \times 955}{1200 RPM} = 15.32 \text{ KN*m}$$

$$F_t = \frac{T}{D/2}$$

Donde T es el torque calculado el cual equivale a :15.32 KN*m

D = diámetro de la polea mayor: 230 mm

$$F_t = \frac{15.32 \text{ KN*m}}{0.230 \text{ m}/2} = 133.21 \text{ KN}$$

La carga radial que ejerce las bandas sobre el eje se define mediante la ecuación expresada en la figura 1.

$$F_r = 1.5 F_t = 1.5 (133.21 \text{ KN}) = 199.81 \text{ KN}.$$

Las bandas se ubicaron a un ángulo de 45° con respecto al eje del motor.

Por lo tanto, las fuerzas se descomponen en los componentes x e y de la siguiente manera

$$F_{tz} = 133.21 \text{ KN} * \cos (45) = 94.19 \text{ KN}$$

$$F_{ty} = 133.21 \text{ KN} * \text{Sen} (45) = 94.19 \text{ KN}$$

$$F_{rz} = 199.81 \text{ KN} * \text{Cos} (45) = 141.3 \text{ KN}$$

$$F_{ry} = 199.81 \text{ KN} * \text{Sen} (45) = 141.3 \text{ KN}$$

4.7.1. Cálculo del factor de seguridad del eje.

Para determinar el valor del factor de seguridad del eje aplicando el método de Pugsley descrito por (Hamrock & Schmid, 2014); en la figura 24 se muestra la guía para calcular el factor de seguridad.

Figura 31: Calculo del factor de seguridad método Pugsley

Characteristic ^a		B			
A	C	vg	g	f	p
vg	vg	1.1	1.3	1.5	1.7
	g	1.2	1.45	1.7	1.95
	f	1.3	1.6	1.9	2.2
	p	1.4	1.75	2.1	2.45
g	vg	1.3	1.55	1.8	2.05
	g	1.45	1.75	2.05	2.35
	f	1.6	1.95	2.3	2.65
	p	1.75	2.15	2.55	2.95
f	vg	1.5	1.8	2.1	2.4
	g	1.7	2.05	2.4	2.75
	f	1.9	2.3	2.7	3.1
	p	2.1	2.55	3.0	3.45
p	vg	1.7	2.15	2.4	2.75
	g	1.95	2.35	2.75	3.15
	f	2.2	2.65	3.1	3.55
	p	2.45	2.95	3.45	3.95

^a vg = very good, g = good, f = fair, and p = poor.

A = quality of materials, workmanship, maintenance, and inspection.

B = control over load applied to part.

C = accuracy of stress analysis, experimental data or experience with similar parts.

Characteristic E ^a	D		
	ns	s	vs
ns	1.0	1.2	1.4
s	1.0	1.3	1.5
vs	1.2	1.4	1.6

^a vs = very serious, s = serious and ns = not serious

D = danger to personnel

E = economic impact

Fuente: (Hamrock & Schmid, 2014)

El factor de seguridad se denota de la siguiente manera:

$$n = nsx * nsy$$

donde nsx se calcula en base a los factores A, B y C de la figura 18 lo cuales son

A = calidad de los materiales, mantenimiento entre otros

B = Control sobre las cargas que se aplican

C = Exactitud en el análisis de los esfuerzos

Teniendo en cuenta esto el factor n_{sx} obtuvo los siguientes valores

A = Bueno (g)

B = Regular (f)

C = Bueno (g)

$n_{sx} = 1.7$.

Los factores D y E son usados para calcular el factor n_{sy}

D = Peligro para el personal

E = Impacto económico si falla el elemento

D = Muy serio (vs)

E = Muy serio (vs)

$n_{sy} = 1.6$

teniendo en cuenta los valores calculados de n_{sx} y n_{sy} el factor de seguridad calculado es de

$$n = 1.7 * 1.6$$

$$n = 2.72 \text{ Factor de seguridad del eje.}$$

4.7.2. Diseño del eje a carga estática

(Mott, 2006) Recomienda que para conocer el diámetro mínimo que necesita un eje a carga estática se hace uso de la siguiente ecuación

$$D = \left[\frac{32n}{\pi} * \sqrt{\frac{3}{4}} * \left(\frac{\sigma}{S_y} \right)^2 \right]^{1/3}$$

Donde n es el factor de seguridad calculado previamente

$S_y = 490 \text{ MPa}$ Para un acero 1040 CD

T es el torque calculado anteriormente

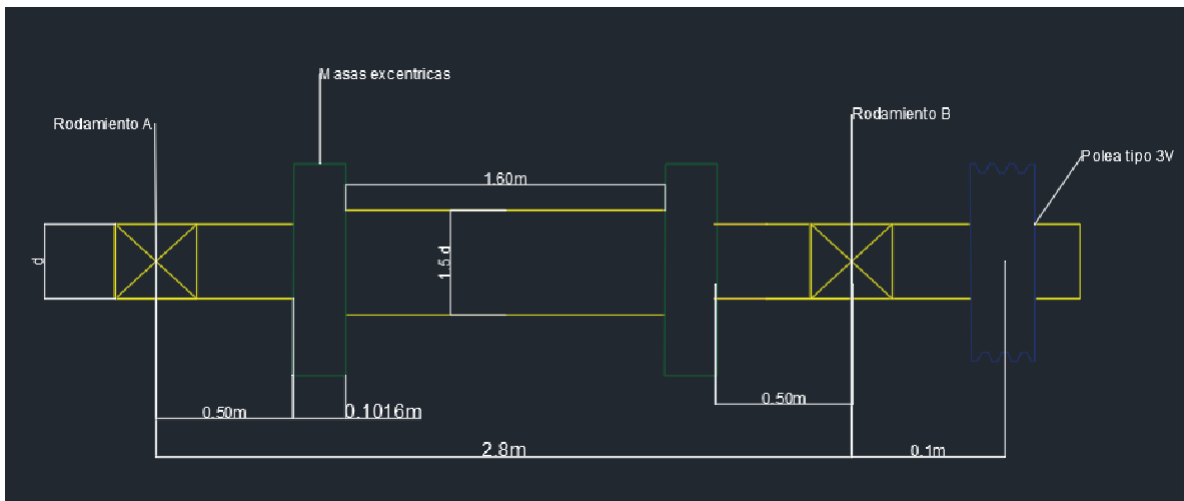
El diámetro mínimo del del eje tendrá un valor de

$$D = 0.090 \text{ m} = 90 \text{ mm}$$

4.7.3. Cálculo del diámetro del eje a fatiga

La resistencia límite a la fatiga se determina aplicando la ecuación de Marin como se muestra en la figura 1 del documento, en la figura 25 se observa el prediseño del eje a estudiar a carga dinámica.

Figura 32: pre diseño eje

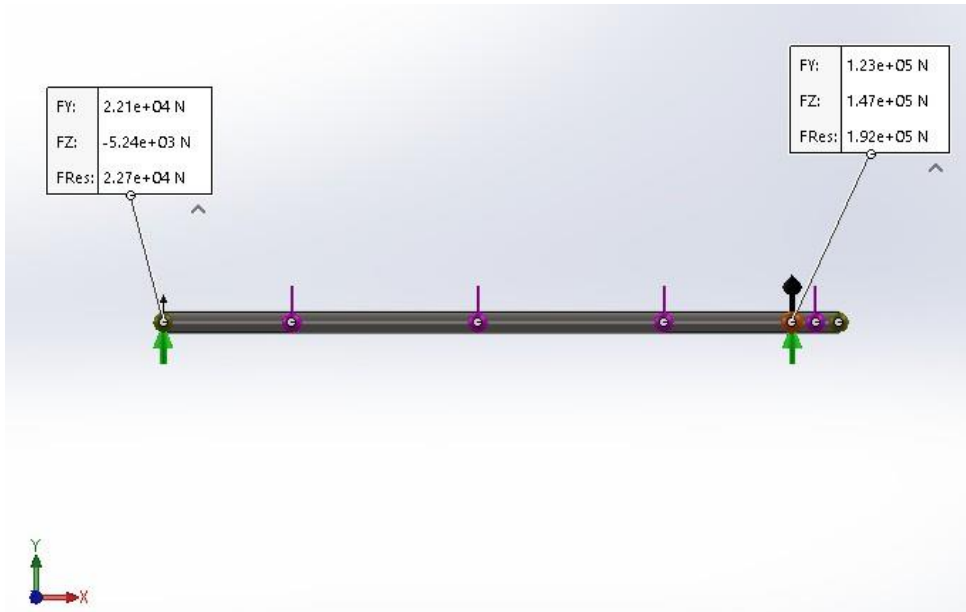


Fuente: Autor.

Para determinar el momento máximo que ocurre en el eje, el análisis de las cargas que soporta dicha criba, se tomó un peso de 5 Ton de material como carga máxima para realizar el cálculo y tomando en cuenta los pesos de las masas excéntricas anteriormente calculadas anteriormente y el peso de la polea.

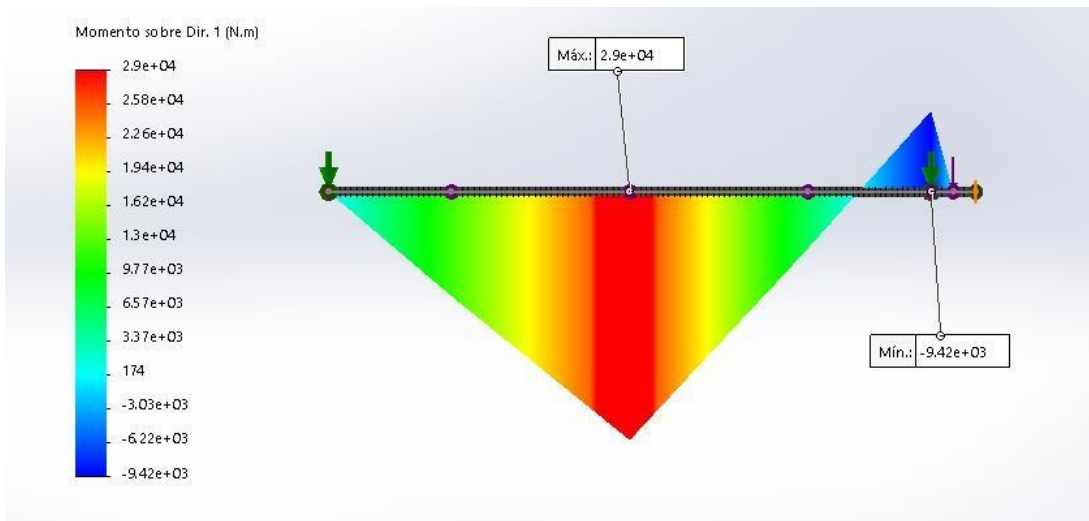
Para el cálculo estático de las reacciones en los soportes, y los diagramas de cortante y momento flector, se hizo uso del software SolidWorks.

Figura 33: Fuerza resultante sobre los apoyos del eje



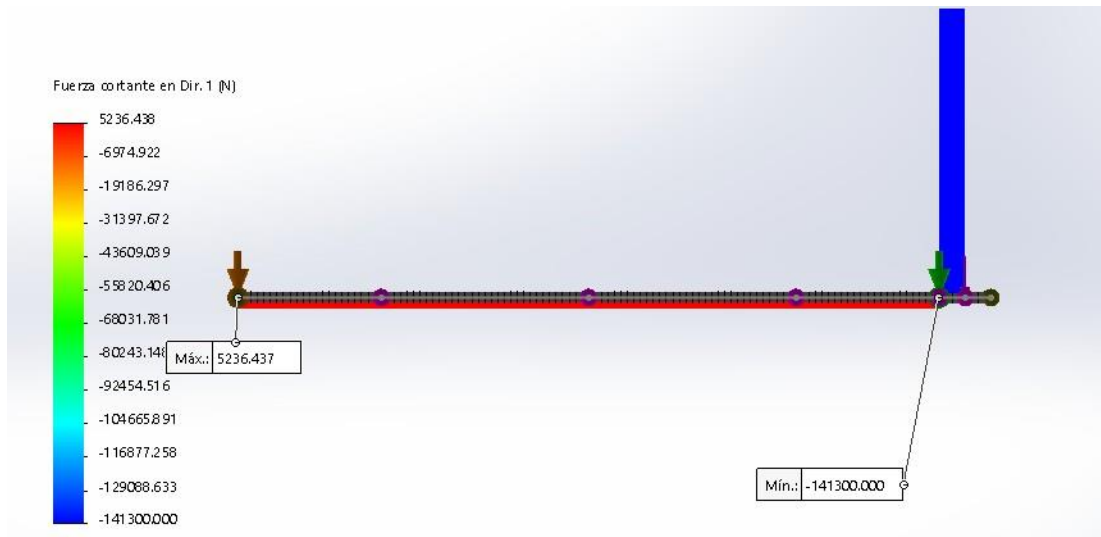
Fuente: Autor.

Figura 34: Momento flector plano X-Z



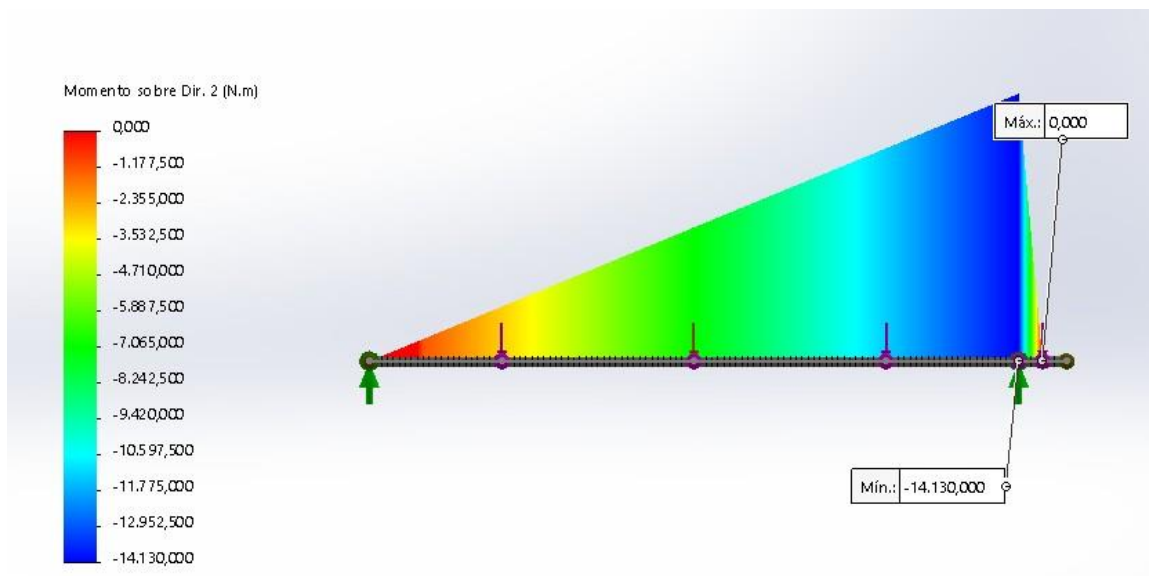
Fuente: Autor.

Figura 35: Diagrama de fuerza cortante Plano X-Z



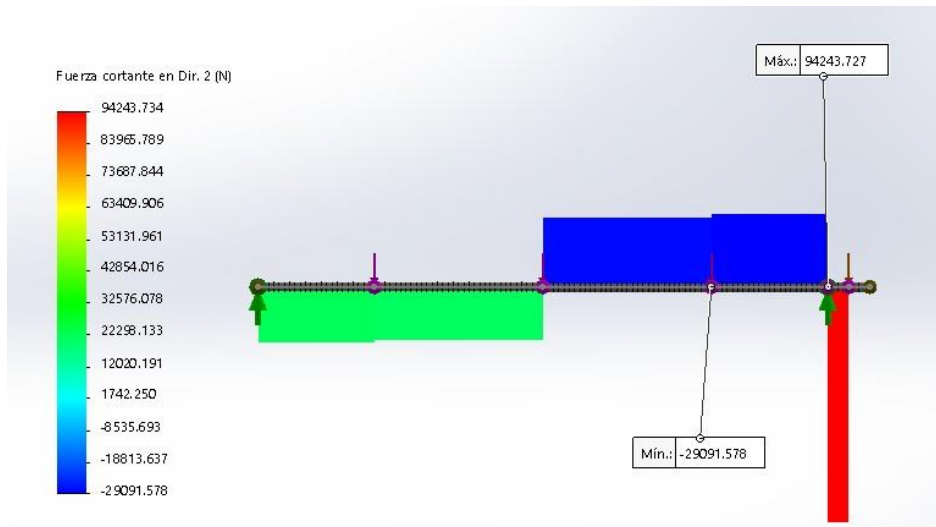
Fuente: Autor.

Figura 36: Diagrama de momento flector Plano X-Y



Fuente: Autor.

Figura 37: Diagrama de cortante plano X-Y



Fuente: Autor.

Como se puede observar en la figura el momento máximo ocurre en el plano X-Z con un valor de 29000 KN*m

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

- La resistencia límite de viga rotatoria es:

$$S_e' = 0.50 S_{ut}$$

Como recomienda (Mott, 2006, pág. 49) los aceros más utilizados para el diseño de ejes son: AISI 1040 y AISI 4140 son los aceros más comerciales.

Se tomó por costos el acero 1040 CD el cual presento las siguientes propiedades

$$S_y = 490 \text{ MPa}; S_{ut} = 590 \text{ MPa}$$

$$\text{Reemplazando; } S_e' = 0.50 * 590; S_e' = 295 \text{ Mpa}$$

Factores que modifican la resistencia límite de fatiga.

- Factor de acabado; $K_a = a * S_{ut}^b$

para factor de acabado “maquinado”: $a = 4.51$; $b = -0.265$.

Reemplazando:

$$K_a = 4.51 * 590^{-0.265}$$

$$K_a = 0.8315$$

- Factor de tamaño; $kb = 1.5d^{-0.157}$; cuando: $51\text{mm} < d \leq 254\text{ mm}$

Asumiendo $d = 90\text{mm}$; entonces: $kb = 1.5(90\text{mm})^{-0.157}$; $K_b = 0.74$

- Factor de carga $K_c = 1$; los esfuerzos inducidos son de flexión.
- Factor de temperatura $K_d = 1$
- Factor de confiabilidad 99.99%; de tabla $K_e = 0.702$.
- Factor de efectos diversos $K_f = 1 / K_f$
- $K_t = 1 + q * (K_t - 1)$

De (Budynas & Nisbett, 2018, pág. 290) para determinar el factor q

Para $r = d/10$

Tomando un valor de $51\text{ mm}/10 = 9\text{ mm}$

Interpolando valores

Sut	q
0.7 Gpa	0.84
0.59 Gpa	x
1 Gpa	0.95

$$X = q = 0.8$$

K_t (concentrador de esfuerzo teórico); Figura 9

$$r/d = (d/10)/d = 1/10; \quad D/d = 2d/d = 2$$

Interpolando

D/d	K_t
1.5	1.68

$$\begin{array}{ll} 2.0 & K_t \\ 3.0 & 1.80 \end{array} \quad K_t = 1.72$$

$$K_f = 1 + 0.8 * (1.72 - 1)$$

$$K_f = 1.6$$

$$K_f = 1/1.6 = 0.625$$

$$S_e = 0.8315 * 0.74 * 1 * 1 * 0.702 * 0.625 * 295 \text{ MPa}$$

$$S_e = 79.64 \text{ MPa}$$

La magnitud de la resistencia a la fatiga para un acero dúctil es:

$$S_f = a * N^b;$$

$$\text{Dónde: } a = \frac{(f^*)^2}{S_e} \quad b = -\frac{1}{3} \log \frac{(f^* S_{ut})}{S_e}$$

$f^* = 0.866$ tomado de (Budynas & Nisbett, 2018, pág. 280)

$$a = \frac{(0.866 * 590)^2}{79.64 \text{ MPa}}; a = 3278 \text{ MPa}; \quad b = -\frac{1}{3} \log \frac{(0.866 * 590 \text{ MPa})}{87.66 \text{ MPa}}; b = -0.274$$

Como afirma (Budynas & Nisbett, 2018, pág. 279) “para los aceros hasta la vida de resistencia a la fatiga límite N_e , que es aproximadamente de 10^6 a 10^7 ciclos”

Se tomará una $N = 8 \times 10^7$ ciclos

$$S_f = 3278 \times 10^6 \text{ Pa} * (8 \times 10^7 \text{ ciclos})^{-0.274}$$

$$S_f = 22.4 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta que $n = S_f / \sigma$

$$\text{Donde } \sigma = \text{Esfuerzo de trabajo} = \frac{M\rho}{I}$$

M = momento flector

$$I = \text{momento de inercia } I_{\text{eje neutro}} = (\pi / 64) * d^4$$

ρ = distancia del eje neutro hasta el punto de estudio; $\rho = d / 2$

Se desea conocer el valor de d para este caso se tomó el momento que se calculó en el diagrama de la figura 17 ubicado a 150 mm el cual tiene un valor de 29000 N*m

$$\sigma = \frac{29.000N * m}{2\pi d^3} \rightarrow \sigma = \frac{4.61KN * m}{d^3}$$

El valor del diámetro del eje en la primera iteración arrojo el siguiente resultado

$$n = 2.72$$

$$S_f = 22.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{4.61KN*m}{d^3}$$

Despejando d

$$d = \sqrt[3]{\frac{2.72}{22.4 \times 10^6} * 4615}$$

$$d = 0.082 \text{ m} = 82.44 \text{ mm primera iteración}$$

Se reemplazó el valor obtenido en la primera iteración en el factor K_b y se recalculó nuevamente los valores obteniendo el nuevo valor de d

$$d = 0.083 \text{ m} = 83 \text{ mm ajustando a diámetro comercial de 85 mm}$$

Se tomó como valor del eje un diámetro de 85 mm en el tramo menor y en el tramo mayor un valor de $1.5d = 127.5 \text{ mm}$.

Comprobando el eje mediante la teoría de E.D. de Gerberg para determinar el diámetro del eje para una vida infinita, teniendo en cuenta lo siguiente:

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}$$

$$T_a = M_m = 0$$

$$T_m = 15.32 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

$$M_a = 29000 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$A = 92800$$

$$B = 80367$$

$d = 0.226 \text{ m} = 22.6 \text{ cm} = 226 \text{ mm}$ Eje para vida infinita.

Comprobando el factor de seguridad a la fluencia

$$n_{\text{fluencia}} = S_y / \sigma'$$

$$\text{donde } S_y = 490 \text{ MPa}$$

σ' = esfuerzo máximo de Von misses calculado mediante (Budynas & Nisbett, 2018, pág.

345) ecuación 7.5

$$\sigma' = 42.22 \text{ MPa}$$

$$n_{\text{fluencia}} = 11.60.$$

4.8. Selección de los rodamientos.

Para seleccionar los rodamientos se tuvo en cuenta las cargas que actuaron sobre el eje, para el caso correspondiente el eje estuvo sometido a solamente cargas radiales y no existe

cargas axiales sobre este.

Haciendo uso del catálogo de SKF se determinó que se usaría rodamientos de rodillos cilíndricos, los cuales se usan para soportar grandes cargas radiales, Los rodamientos de rodillos cilíndricos de alta capacidad SKF combinan la alta capacidad de carga de un rodamiento completamente lleno de rodillos con la capacidad para soportar altas velocidades de un rodamiento con jaula. (SKF, 2019)

La figura 31 muestra el listado de opciones que ofrece SFK para un diámetro de 240 mm

Figura 38: Rodamiento de rodillos cilíndricos de 1 hilera

6.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos
d 240 – 300 mm

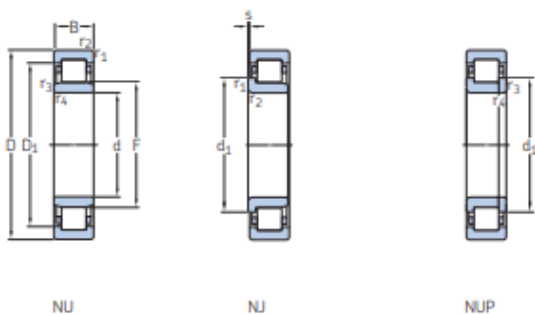
Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones			
	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa ¹⁾		
d	D	B								
mm			kN	kN	r. p. m.	kg				
240	360	56	523	800	78	2 000	3 000	19,5	• NU 1048 ML	M
	440	72	952	1 370	129	1 600	2 200	51,5	• NU 248 MA	-
	440	72	952	1 370	129	1 600	2 200	53	• NJ 248 MA	-
	440	72	952	1 370	129	1 600	2 200	53	NUP 248 MA	-
	440	120	1 450	2 360	216	1 500	2 200	84	• NU 2248 MA	-
	440	120	1 450	2 360	224	1 500	2 200	86	• NJ 2248 MA	-
	500	95	1 450	2 000	180	1 300	2 000	94,5	NU 348 MA	-
	500	95	1 450	2 000	180	1 300	2 000	98,5	NJ 348 MA	-
	500	155	2 750	4 000	345	1 200	2 400	137	• NU 2348 ECML	-
	260	400	65	627	965	96,5	1 800	2 800	29,5	• NU 1052 ML
400		65	627	965	96,5	1 800	2 800	30	NJ 1052 ML	M
480		80	1 170	1 700	150	1 400	2 000	68,5	• NU 252 MA	-
480		80	1 170	1 700	150	1 400	2 000	69	NJ 252 MA	-
480		80	1 170	1 700	150	1 400	2 000	72	NUP 252 MA	-
480		130	1 790	3 000	265	1 300	2 000	112	NJ 2252 MA	-
480		130	1 790	3 000	265	1 400	2 000	110	• NU 2252 MA	-
540		102	1 940	2 700	236	1 100	1 800	121	NU 352 ECMA	-
540		165	3 140	4 550	400	1 100	1 900	196	NJ 2352 ECMA	-
540		165	3 190	4 550	400	1 100	1 800	193	NU 2352 ECMA	-

Fuente: (SKF, 2019)

Para el soporte del rodamiento se usarán chumaceras de pared para los rodamientos, suministrados por el mismo proveedor SFK.

Figura 39: Rodamiento de rodillos cilíndricos.

6.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos
d 320 – 400 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento con jaula estándar	Jaula estándar alternativa ²⁾
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
320	440	56	693	1 200	110	1 500	2 000	26	NU 1964 ECMA	-
	480	74	880	1 430	132	1 400	1 400	48	▶ NJ 1064 MA	-
	480	74	880	1 430	132	1 400	1 400	48,5	▶ NU 1064 MA	-
340	580	92	1 830	2 750	232	1 000	1 200	115	NU 264 ECM	-
	580	150	3 190	5 000	415	1 000	1 900	176	NU 2264 ECML	-
	670	200	4 730	7 500	600	850	1 500	370	NU 2364 ECMA	-
360	460	56	682	1 200	108	1 400	1 900	27,5	NU 1968 ECMA	-
	460	72	1 020	2 040	186	1 400	1 900	37	NJ 2968 ECMA	-
	520	133	2 200	4 150	365	1 100	1 700	109	NU 3068 MA	-
360	580	190	3 470	5 850	490	950	1 600	217	NU 3168 ECMA	-
	620	165	2 640	4 500	365	1 000	1 500	226	▶ NU 2268 MA	-
	710	212	5 610	8 650	680	800	1 400	439	NU 2368 ECMA	-
360	480	56	781	1 460	129	1 400	2 000	29	NU 1972 ECMP	-
	540	82	1 100	1 830	163	1 300	1 600	67,5	▶ NU 1072 MA	-
	600	192	3 410	6 100	490	900	1 500	226	NU 3172 ECMA	-
360	660	170	3 820	6 000	400	850	1 400	267	NU 2272 MA	-
	750	224	5 010	8 150	630	850	1 300	510	NU 2372 ECMA	-

1

(SKF, 2019)

4.9. Costos de materiales.

Para definir los costos de los materiales se ha decidido contactar a varios proveedores de la ciudad y otros afuera de Cúcuta; con el fin de estimar costos y seleccionar los mejores precios.

Los miembros estructurales para la estructura principal no se tomaron en cuenta en la cotización ya que Termotasajero suministro los datos de los perfiles seleccionados

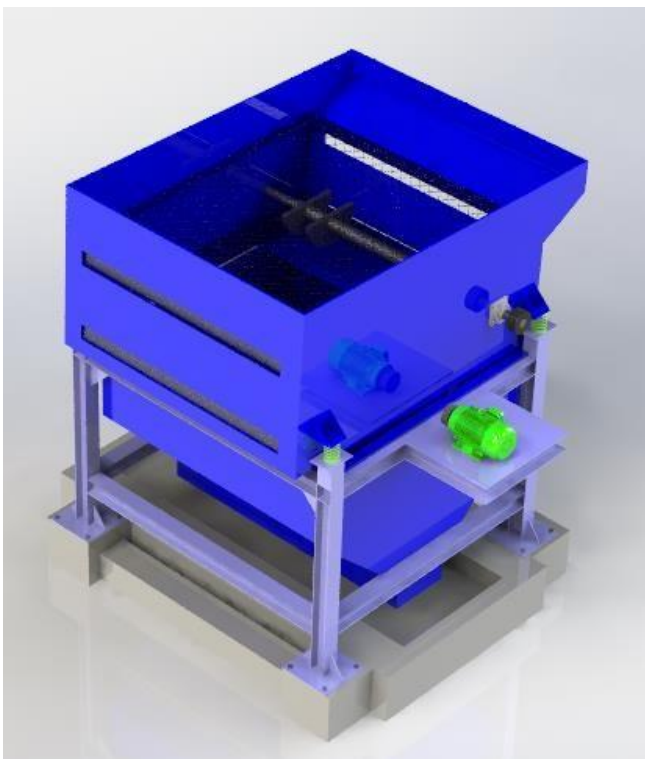
Tabla 3: Lista de precios de materiales

ITEM	DETALLE	PRECIO UNITARIO (C.O.P)	PRECIO TOTAL (C.O.P)
Lamina acero 3/8"	Lamina usada para la estructura de la criba	4.000/ Kilo	9'992.000
Motor 15 H.P a 1800 RPM	Motor eléctrico para el sistema	3'830.000	3'830.000
Barra de acero 1020 1 1/4" de diámetro por 2" de largo	Material usado para las masas excéntricas	5.000	20.000
Polea VQ 3-3V230	Polea en V con diámetro exterior de 230mm, 3 canales para correa tipo 3V. Mecanizada para buje QD-SK. MARCA INTERMEC.	350.000	350.000
Polea VQ 3-3V140	Polea en V con	170.000	170.000

	<p>diámetro exterior de 140mm, 3 canales para correa tipo 3V. Mecanizada para buje QD-SDS. MARCA INTERMEC.</p>		
Correa 3V83	Correa motriz	31.000	93.000
Buje de fijacion	<p>Sistema de fijacion para instalar en Polea 3-3V140 SDS, mecanizado para eje máximo de 42,9mm con cuñero estándar. MARCA INTERMEC.</p>	91.000	91.000
Buje de fijación	<p>Sistema de fijación para instalar en Polea 3-3V230 SK, mecanizado para eje máximo de 55mm</p>	112.000	112.000

	con cuñero estándar. MARCA INTERMEC.		
Rodamiento NUP 2217 ECP (con flange)	Rodamiento del eje	800.000	500.000
Rodamiento 32326 (con flange)	Rodamiento del eje	1'105.320	2'106.640
Total			17'264.000

Figura 40: Diseño de la criba vibratoria.



Fuente: Autor.

4.11 Recomendaciones de mantenimiento para el diseño

1. Realizar lubricación de las partes cada 30 días de operación.
2. Limpieza de las zarandas del sistema semanalmente
3. Usar lubricantes anti espuma y anti oxidantes.
4. No se recomienda el uso de lubricantes con solidos suspendidos como el grafito o el Bismuto de Molibdeno.
5. Para las condiciones de operación a la que estará la criba se recomienda el uso de un aceite EP-8 o ISO VG 680 ya que contienen agentes de extrema presión.

4.11.1. Mantenimiento semanal.

1. Revisión de los pisos, mallas de la zaranda y realizar limpieza de material particulado que quede en los rincones de la criba.
2. Revisión de los sellos de los rodamientos, con el fin de visualizar posibles fugas.
3. Inspeccionar tensión de las correas y desgaste.
4. Ajuste de tornillos y demás elementos de sujeción.

4.11.2. Mantenimiento mensual.

1. Re lubricación a las partes que lo necesitan.
2. Revisión de rodamientos.
3. Revisión de estado de las correas y poleas, cambiar si lo necesita
4. Inspección al motor eléctrico.

5. Inspección al estado de las mallas de las zarandas
6. Inspección al estado de la estructura metálica y de la criba en busca de fisuras y posibles daños.
7. Inspección de estado de desgaste a las masas excéntricas.
8. Inspección de estado de desgaste del eje motriz.
9. Revisión de estado de los elementos de sujeción, cambiar si se necesita.

Conclusiones

Durante el desarrollo del proyecto el autor pudo concluir lo siguiente:

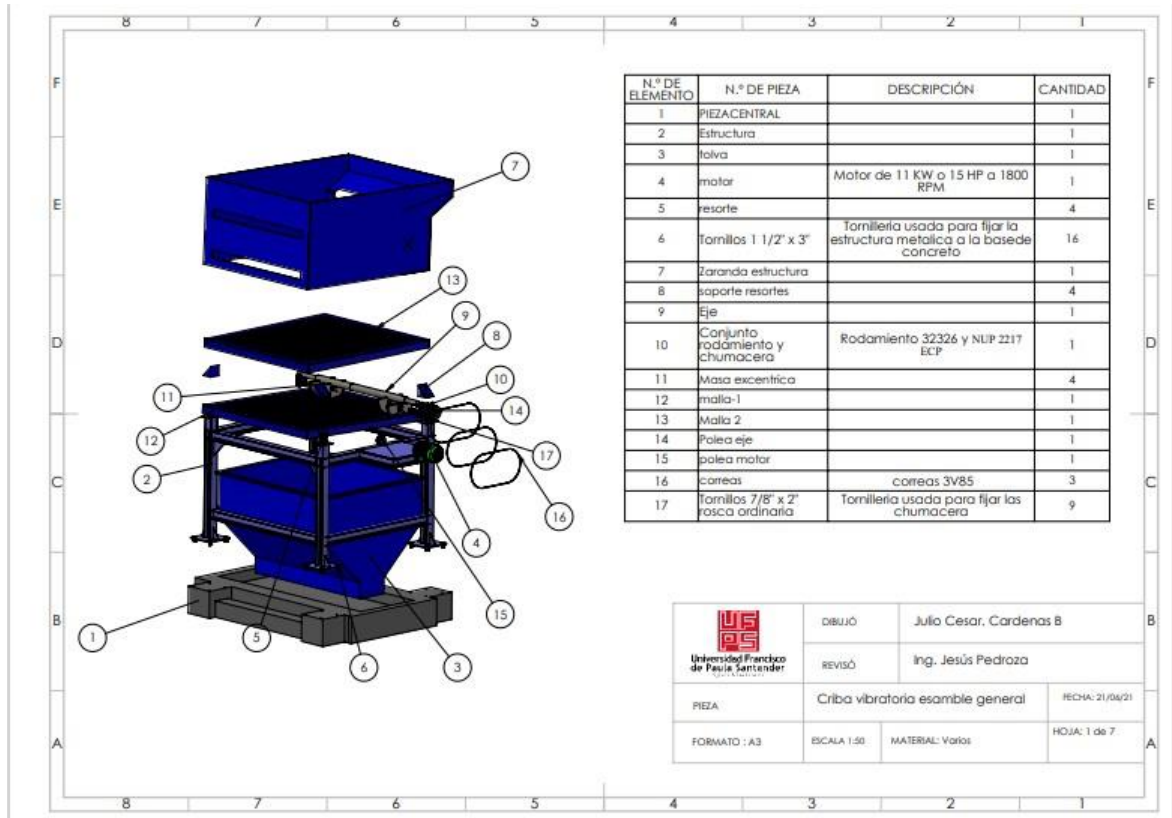
1. Aplicar los conocimientos teóricos, prácticos y técnicos adquiridos durante su etapa formativa en la institución y de esa manera usarlo en el diseño de una zaranda vibratoria.
2. Se determino mediante datos estadísticos, por observación y suministro de información por parte de la empresa Termotasajero la capacidad de carga que se requería para el diseño propuesto.
3. Mediante el uso de las herramientas CAD se presentó un diseño de una zaranda vibratoria para la empresa Termotasajero de la misma manera se utilizó las herramientas MEF (Método de los elementos finitos) ofrecidas por el Software SolidWorks para calcular, los diagramas de momento flector y fuerza cortante usados en el diseño del eje, para determinar esfuerzos, deformaciones, desplazamientos y factor de seguridad para la tolva y la estructura metálica del diseño, obteniendo de esta manera resultados más rápidos y de una muy buena exactitud.
4. Se realizo el levantamiento de planos de los elementos que componen el diseño y así mismo el plano de montaje.
5. Se pudo determinar un costo estimado de los elementos que componen el diseño y el valor que este pueda tener.
6. Se realizo unas recomendaciones de mantenimiento para el buen uso y excelente funcionamiento de la criba para las condiciones de trabajo dadas.

Recomendaciones.

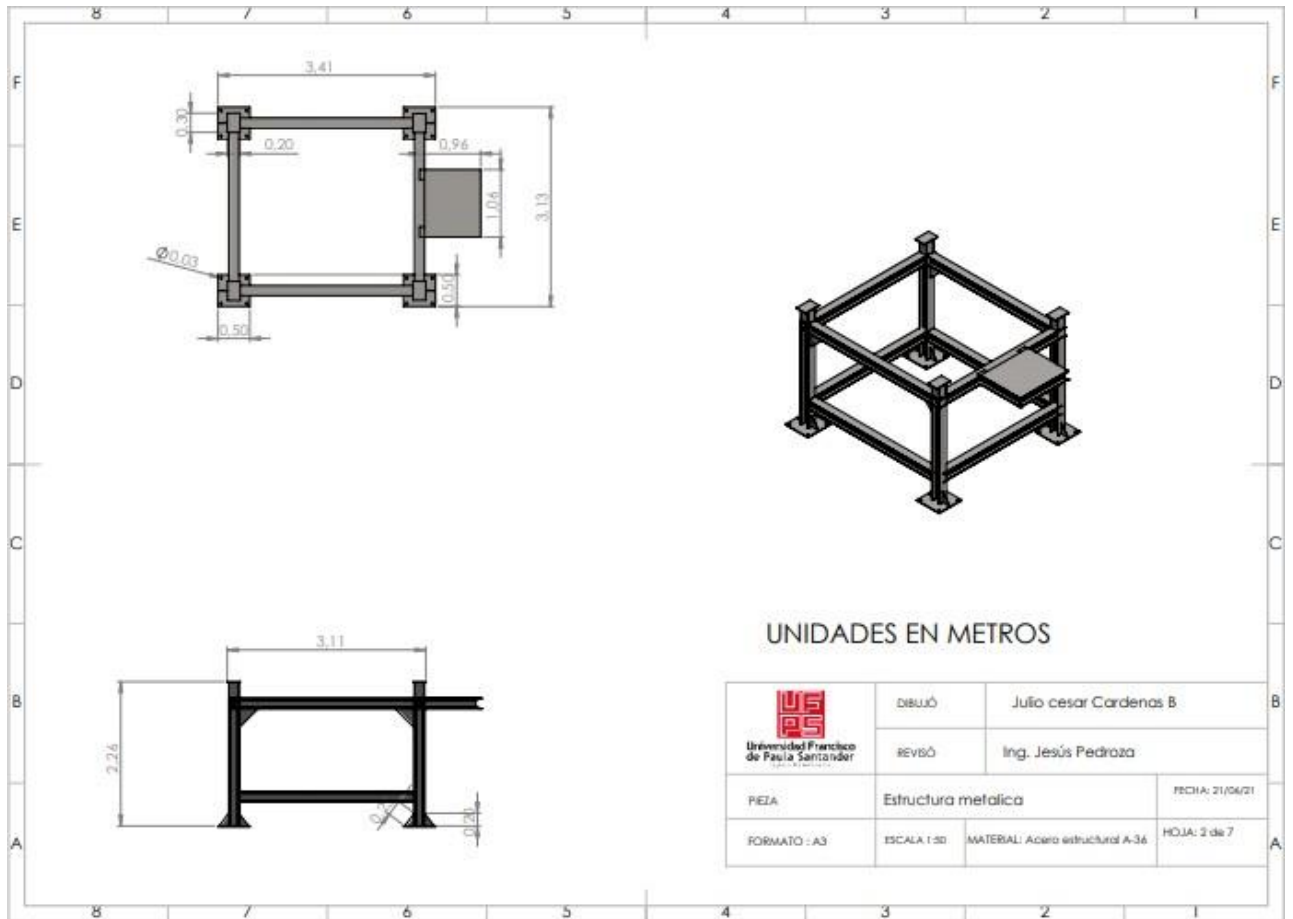
- Cumplir con las recomendaciones de mantenimiento propuestas para el buen funcionamiento del diseño.
- La evaluación de la estructura y de la soldadura por medio de los elementos finitos brinda un resultado bastante bueno, pero depende mucho del refinamiento y de la calidad de malla utilizada para el análisis, se recomienda antes de aplicar alguno de estos resultados consultar con catalogo de proveedores para garantizar el correcto funcionamiento.
- Utilizar para el reemplazo de los componentes piezas de proveedores certificados para que garanticen la vida útil de la máquina.
- Para las piezas que requieren lubricación respetar las recomendaciones en cuanto a lubricación dadas en la sección 4.11

Anexos.

Anexo 1. Plano de la criba vibratoria.

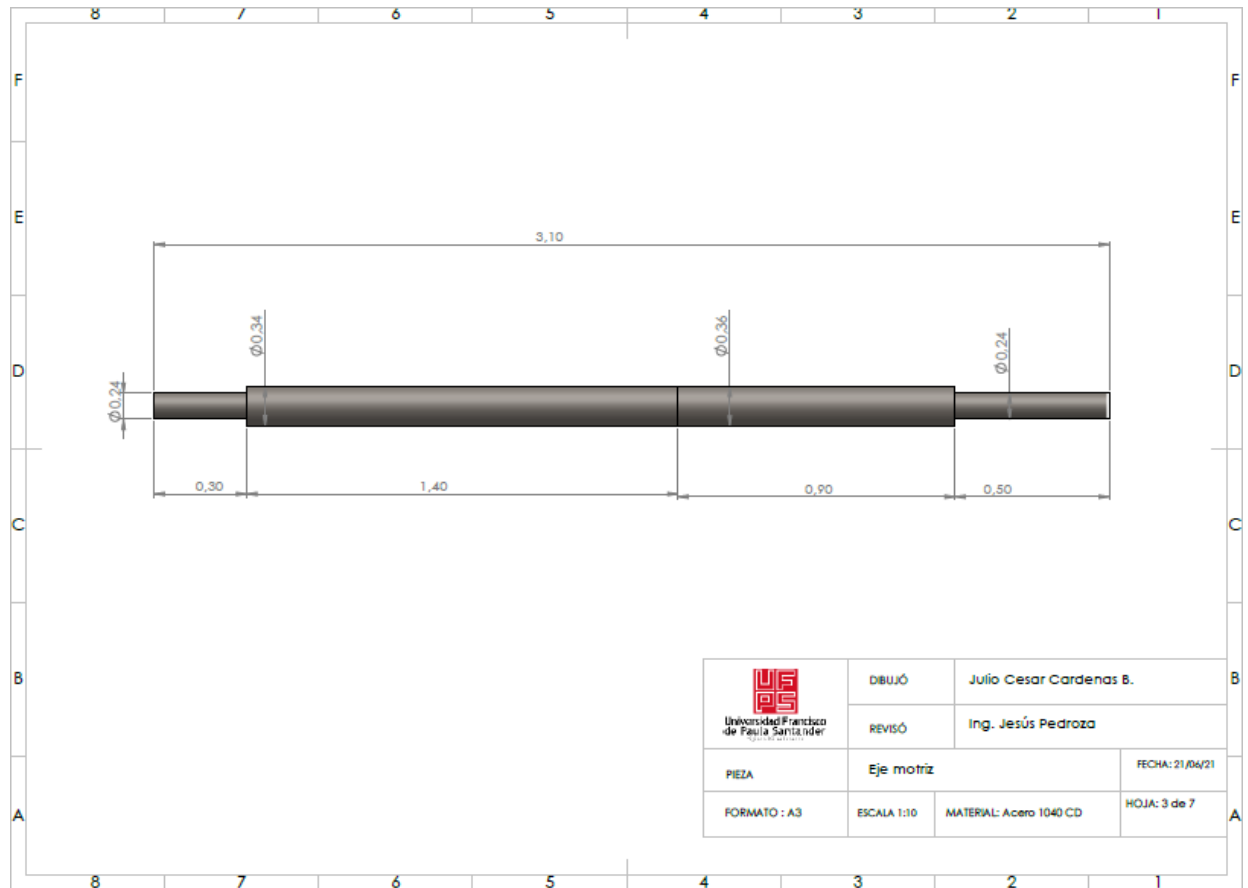


Anexo 2: planos estructura metálica



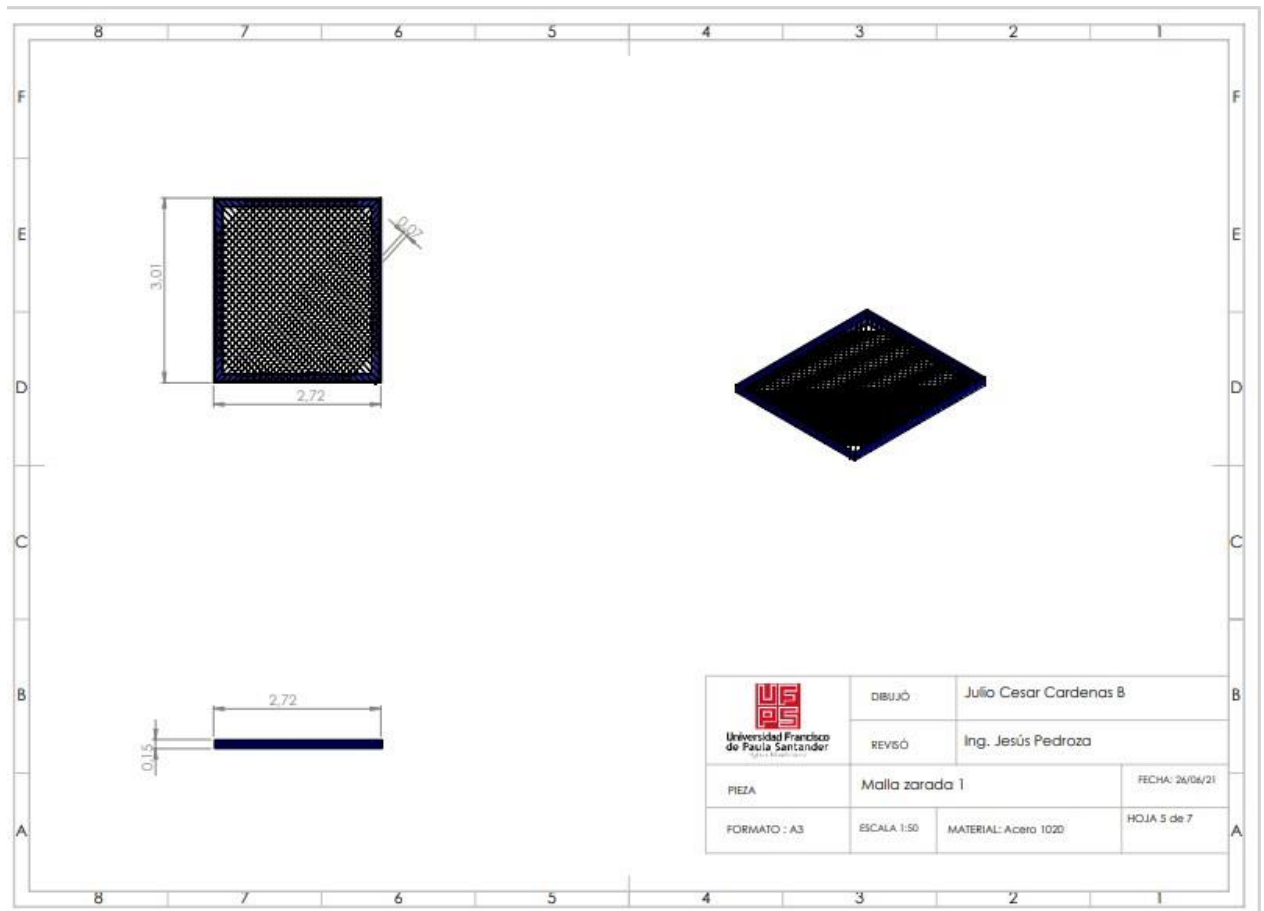
Unidades metros

Anexo 3: Eje motriz



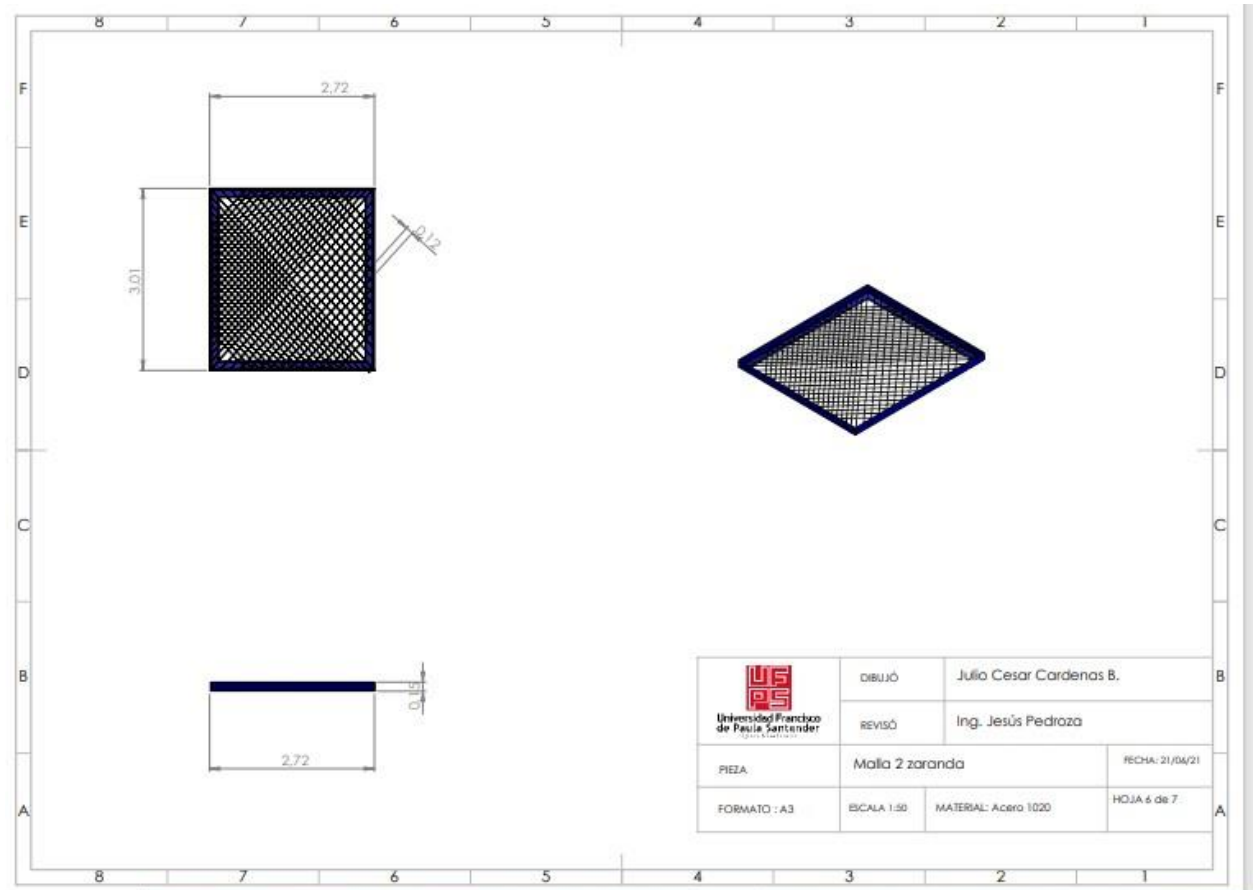
Unidades m

Anexo 5: Malla 1 zaranda



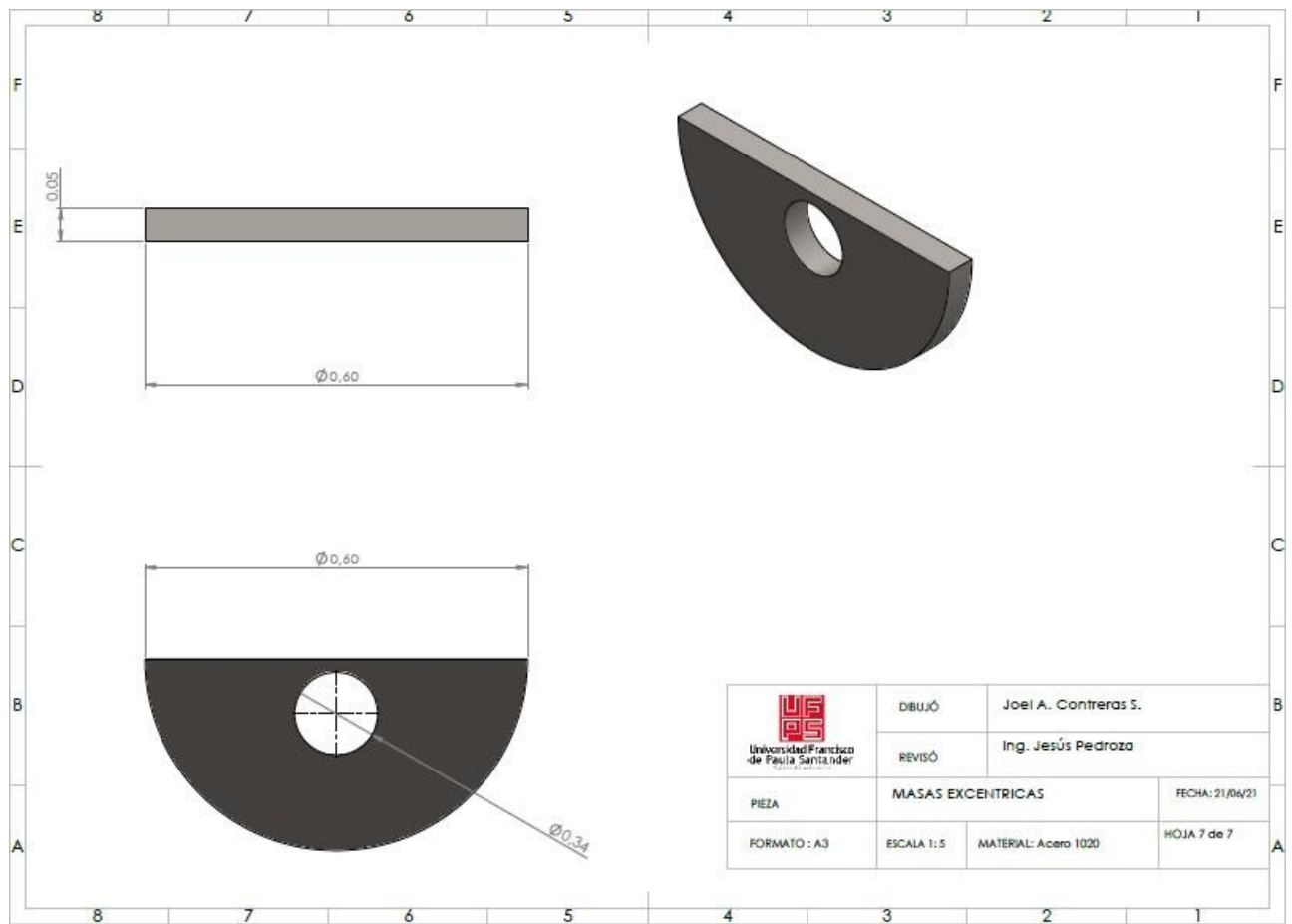
Unidades metros

Anexo 6: Malla 2 zaranda



Unidades metros

Anexo 7: Masas excéntricas



Unidades metros

Referencias

- ALSIMET. (2015). *Perfiles estructurales*. Valencia: ALSIMET.
- Bazan , M. (2010). *Sistema milidosificador de polvos: diseño y construccion*. Universidad Autonoma de mexico.
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2018). *Diseño en ingeniería mecánica de Shligley-decima edición*. México: McGraw Hills.
- Cabrera, R. (2015). *Ingeniería inversa para la adaptación tecnológica en una empresa manufacturera peruana, estudio de casa*. Pontificia universidad católica de Perú.
- Echavaria Perez, J. (2016). *Análisis vibratorio de una zaranda Modelo 740 para la clasificación de minerales*. Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa.
- Hamrock, B., & Schmid, S. (2014). *Fundamentals of machine elements*. New York: CRC PRESS.
- INTERMEC. (2017). *Poleas en V-Transmision de potencia*. Bogotá: INTERMEC S.A.
- Italvibras. (2020). *GUÍA PARA LA ELECCIÓN DEL MOTOVIBRADOR*. Navarra: Italvibras. Obtenido de http://www.italvibras.it/user/upload_inc_spagnolo_new/scelta.pdf
- MANNI SIPRE. (2015). *Catalogo tecnico tubos estructurales*. Verona: MANNI SIPRE.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de maquinas- cuarta edición*. México: Pearson Education.
- Pino, R. (2008). *La relación entre el sector industrial y el tamaño de empresa con las prácticas de la calidad total y el desempeño organizacional*. Pontificia universidad católica del Perú.
- SIEMENS. (2010). *Motores SIEMENS*. Bogota. Obtenido de <https://www.motores.siemens.com/>

SKF. (2019). *RODAMIENTOS-SKF*. Bogotá: SKF.

Tecnometal. (2007). *Motor vibradores rotativos*. Argentina. Obtenido de

<http://www.periflex.com.ar/productos-motovibradores/index.html>

Vidal , H. (2004). *Diseño y fabricación de una maquina limpiadora de trigo*. Pontificia universidad catolica del Perú.

Wang, W. (2011). *Reverse engineering: Technology of reinvention*. Boca Raton: CRC PRESS.