



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA



**ESTUDIO Y ANÁLISIS DE DISEÑO DE UNA PLANTA MÓVIL DE
TRITURACIÓN DE AGREGADOS PARA PAVIMENTOS
FLEXIBLES DE 150 TN/H EN LA EMPRESA CONSTRUCCIÓN Y
ADMINISTRACIÓN S.A.**

TESIS

PRESENTADA POR:

JEDY IGOR ARUQUIPA FERIA

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

PUNO – PERÚ

2022



DEDICATORIA

Con amor, a mi madre Orfelina, quien desde el cielo guía mis pasos e intercede por su familia, por su amor y consejos en los momentos más solitarios y difíciles.

A mi Padre, Félix Aruquipa, ejemplo de lucha y tenacidad, por inculcarme el valor de la humanidad y perseverancia, por siempre impulsarme a cumplir las metas trazadas.

A mi esposa Patricia y mis hijos Junior, Lucía y Sebastián, por acompañarme en los días difíciles y luchar conmigo el día a día.

A mis hermanos Luzmila, Ubaldo, Analina y Jessica, por su apoyo y consideración durante mis estudios.

Al Ing. John Kehuarucho (Q.E.P.D) mi maestro y mentor, al Ing. Sergio Paguay, Ing. Aníbal Martel y toda la familia de Hidalgo e Hidalgo S.A. por su confianza, por abrirme el horizonte de nuevos y mayores retos.

JEDY I. ARUQUIPA FERIA



AGRADECIMIENTOS

A Dios Omnipresente, el mayor ingeniero del universo, por permitir que siguiera este hermoso camino de las ciencias en cuyos enrevesados diseños se esconde, como en todo, una muestra de su infinita sabiduría.

A mi Alma Mater Universidad Nacional del Altiplano, por ser motor que impulsa el cambio en nuestra sociedad, transformando jóvenes soñadores en capaces profesionales de la Región.

A nuestros docentes de la EPIME, quienes nos alimentaron de conocimiento, sembrando actitud, entusiasmo y espíritu luchador, que ahora son parte de nuestro legado como profesionales.

A mis padres, por su sacrificio y entrega, por impulsarme a seguir estudiando, por su confianza en mí a pesar de las innumerables circunstancias de la vida; este honor y mérito es suyo por justicia.

A la empresa Construcción y Administración S.A, Ingenieros y Técnicos que consolidaron mi formación profesional con quienes aprendo y comparto día a día.



ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA

AGRADECIMIENTOS

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE TABLAS

ÍNDICE DE ANEXOS

RESUMEN	14
ABSTRACT.....	15

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	16
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	17
1.3. ESTADO DEL ARTE	17
1.4. HIPÓTESIS	20
1.4.1. Hipótesis General	20
1.4.2. Hipótesis Específicas.....	20
1.5. OBJETIVOS	21
1.5.1. Objetivo General	21
1.5.2. Objetivos Específicos	21

CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO	22
2.2. MARCO TEÓRICO	22
2.2.1. Pavimentos Flexibles.....	22



2.2.1.1. Estructura de los Pavimentos Flexibles.....	23
2.2.1.2. Agregados para Pavimentos Flexibles	24
2.2.1.3. Cualidades de la Superficie del Grano	26
2.2.1.4. Circuito de Trituración	27
2.2.2. Operaciones Unitarias en Planta.....	29
2.2.2.1. Conminución o Trituración	29
2.2.2.2. Selección o Tamizado Industrial	31
2.2.2.3. Transporte: Fajas Transportadoras	35

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. DISEÑO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN.....	42
3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA DE LA INVESTIGACIÓN.....	43
3.3. VARIABLES DEL PROYECTO.....	44

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. CRITERIOS DE DISEÑO.....	45
4.1.1. Requerimientos Operacionales:.....	45
4.1.2. Requerimientos Productivos.....	45
4.1.2.1. Gradación para mezcla asfáltica en caliente (MAC).....	46
4.1.2.2. Granulometría Cantera Sojo.....	46
4.1.2.3. Symons Cone Crusher 4-1/4' Short Head	48
4.1.2.4. Balance de Masas en Diversos Elementos del Circuito de Trituración	48
4.2. CÁLCULO DE EQUIPOS	55
4.2.1. Diseño de Tolva de Alimentación	55



4.2.2. Diseño de Zaranda Vibratoria	67
4.2.3. Diseño de Fajas Transportadoras.....	120
4.2.4. Diseño de Chasis Móvil para Cono Symons	135
V. CONCLUSIONES	145
5.1. ANÁLISIS DE CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN DEL CIRCUITO DE TRITURACIÓN.....	145
5.2. ANÁLISIS DE ELEMENTOS DE MAQUINAS	147
5.2.1. Zaranda Vibratoria.....	148
5.2.2. Faja Transportadora.....	149
5.2.3. Chasis de Cono Symons	151
VI. RECOMENDACIONES	153
6.1. RECOMENDACIONES AL DISEÑO	153
6.2. RECOMENDACIONES DE FUTUROS TRABAJOS	153
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	154
ANEXOS.....
.....	156

ÁREA: Ingeniería Mecánica

TEMA: Diseño de Maquinas

FECHA DE SUSTENTACIÓN: 23 de diciembre del 2022



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Estructura de pavimentos flexibles en carreteras.....	24
Figura 2: Proceso de extracción y trituración fija para pavimentos flexibles	28
Figura 3: Proceso de extracción y trituración móvil para pavimentos flexibles	28
Figura 4: Esquema cono triturador tipo Symons.....	30
Figura 5: Principio de la zaranda de dos apoyos	33
Figura 6: Zaranda vibratoria inclinada	34
Figura 7: Diferentes tipos de telas de alambre tejido	35
Figura 8: Faja transportadora en planta trituradora.	35
Figura 9: Área de carga de la sección transversal	40
Figura 10: Diagrama de flujos de planta chancadora secundaria con realimentación ..	49
Figura 11: Diagrama de flujo general.....	51
Figura 12: Diagrama de flujos específicos.	51
Figura 13. Límites entre masa y flujo del núcleo	57
Figura 14: Angulo de inclinación de la tolva.	58
Figura 15: Determinación del factor de flujo aproximado.	59
Figura 16: Comparación valores F_c	60
Figura 17: Lados de descarga de tolvas.....	61
Figura 18: Esquema tolva de alimentación.	62
Figura 19: Dimensiones de la tolva	64
Figura 20: Dimensiones y volumen de tolva.....	64
Figura 21: Sección de malla para zaranda vibratoria.	75
Figura 22: Fuerzas actuantes sobre zaranda vibratoria.....	79
Figura 23: DCL fuerzas verticales.....	80
Figura 24: Gráfico de la ecuación de amplitud.	82



Figura 25: Diseño de bastidor móvil.	84
Figura 26: Esquema de contrapesa.	86
Figura 27: Diseño Contrapesa.	87
Figura 28: Tabla Selección de Faja Transmisión	90
Figura 29: Consideraciones prácticas para distancia entre centros	92
Figura 30: Fuerzas en el eje de la zaranda.....	96
Figura 31: Análisis de esfuerzos en eje motriz, plano Y-X.....	97
Figura 32: Diagrama de esfuerzos y momentos en plano YX.....	98
Figura 33: Diagrama de cuerpo libre plano Z-X	99
Figura 34: Diagrama de Esfuerzos y Momentos EN Plano ZX	100
Figura 35: Esfuerzo alternante y torque constante en el eje.....	102
Figura 36: Sensibilidad a la muesca.	106
Figura 37: Relación de diámetros.....	107
Figura 38: Disposición de Eje	108
Figura 39: Disposición de rodamientos en eje.	109
Figura 40: Duración o vida útil de proyecto para rodamientos giratorio.	111
Figura 41: Fuerzas actuantes sobre resorte y esfuerzo de corte sobre resorte.....	114
Figura 43: Esquema faja transportadora.....	121
Figura 44: Sección transversal de faja transportadora.....	121
Figura 45: Disposición de Sistema de Fuerza	127
Figura 46: Marco principal.....	136
Figura 47: Distancia entre ejes de Polea.....	138
Figura 48: Faja Transportadora Articulada.....	138
Figura 49: Geometría de chasis móvil – Vista posterior.	139
Figura 50: Desplazamientos (2.242mm Máx)	141



Figura 51: Factor de Seguridad: Mínimo=4.89	141
Figura 52: Desplazamientos: Máximo = 4.821mm	142
Figura 53: Factor de Seguridad: Mínimo = 2.07	143
Figura 54: Desplazamientos: Máximo = 0.3mm	144
Figura 55: Factor de Seguridad: Mínimo=7.0	144
Figura 56: Zaranda vibratoria saturada.....	146
Figura 57: Reparación de mantos de cono, para mejora de trituración.	147
Figura 58: Vista General del Sistema de Vibración	148
Figura 59: Defectología en componentes de zaranda.....	149
Figura 60: Eje de Polea Motriz torcido por subdimensionamiento.	150
Figura 61: Distribución de Fajas en Planta.....	150
Figura 62: Estructura de Chasis.....	152



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Escala de tamices Tyler	32
Tabla 2: Características de los Materiales.	37
Tabla 3: Operacionalización de Variables	44
Tabla 4: Gradación para Mezcla Asfáltica en Caliente (MAC)	46
Tabla 5: Cálculo de la Potencia y Rendimiento en Cantera Sojo	47
Tabla 6: Análisis Granulométrico Promedio Cantera Sojo	47
Tabla 7: Resumen de Análisis Granulométrico Cantera Sojo	47
Tabla 8: Gradación típica en Cono Symons 4-1/4'	48
Tabla 9: Flujo de Masas y Flujo Granulométrico del Circuito.....	52
Tabla 10: Proporción Productos Finales.....	52
Tabla 11: Productos Finales.....	54
Tabla 12: Carga de Diseño para los Distintos Componentes de la Planta Trituradora..	54
Tabla 13: Características del Material a Cargar.	56
Tabla 14: Angulo de Fricción de la Pared y relación de Presión.....	57
Tabla 15: Granulometría en Zaranda Vibratoria	68
Tabla 16: Capacidad Básica B (Tn/M ² h).....	70
Tabla 17: Factor de Rechazo	70
Tabla 18: Factor de Semitamaño	71
Tabla 19: Factor de Eficiencia.....	72
Tabla 20: Factor de Área Útil	76
Tabla 21: Ancho de Zarandas y Capacidad de Selección.....	76
Tabla 22: Iteración de Radios en Contrapesas.....	87
Tabla 23: Factor de Corrección por Tipo de Máquina.	89
Tabla 24: Diámetro de Polea Recomendados	91



Tabla 25: Tipos de Extremos en Resortes	117
Tabla 26: Características de Diseño de Resorte	118
Tabla 27: Condiciones Generales de Diseño de Faja Transportadora.....	120
Tabla 28: Datos de material a transportar.....	121
Tabla 29: Cálculo de Potencia de Motor Eléctrico.....	126
Tabla 30: Características del Material	140
Tabla 31: Reporte de Cargas.....	140
Tabla 32: Análisis Final Diseño Fabricado	145



ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Parámetros técnicos Symons Cone Crusher 5 ½ ft Short Head.....	156
Anexo 2: Capacidad de trituradoras de cono Symons standard.	156
Anexo 3: Resumen de resultados de ensayo de laboratorio.	157
Anexo 4: Radio hidráulico en tolvas.	158
Anexo 5: Longitud de faja y factor por longitud de faja.	159
Anexo 6: Factor de ángulo de contacto.	160
Anexo 7: Potencia que puede transmitir las fajas sección “B”.	160
Anexo 8: Características de correa de transmisión tipo B.....	161
Anexo 9: Valores típicos de coeficientes de fricción para diferentes materiales.	161
Anexo 10: Características de poleas para fajas de transmisión tipo B.	162
Anexo 11: Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM..	163
Anexo 12: Factores de modificación para diseños de ejes.	164
Anexo 13: Factores de los rodamientos y límites recomendados para ndm.	165
Anexo 14: Viscosidad del sistema.....	166
Anexo 15: Principales características de grasas industriales.....	167
Anexo 16: Viscosidad del sistema corregida.	168
Anexo 17: Propiedades mecánicas de los resortes según el material y diámetro del alambre.....	169
Anexo 18: Tipos de extremos de resortes.	169
Anexo 19: Arreglos para faja transportadora.	170
Anexo 20: Tabla de fabricante motor 15hp (11Kw).	171
Anexo 21: Tabla selección de paso en cadena.	172
Anexo 22: Especificaciones para cadenas de rodillos ANSI.	173
Anexo 23: Especificaciones para sprokers ANSI.....	173



Anexo 24: Dimensiones de motor seleccionado.	174
Anexo 25: Materiales para chaveteros.	175
Anexo 26: Dimensiones de chavetas (Norma ASA B17.1-1943).....	175
Anexo 27: Resumen de características de fajas transportadoras.....	176
Anexo 28: Reglamento clasificación vehicular.....	177
Anexo 29: Pesos y medidas máximos permitidos.....	178
Anexo 30: Geometría de chasis móvil configurado para producción y transporte.	179
Anexo 31: Resultados: Tolva – Zaranda Vibratoria.....	180
Anexo 32: Resultados: Faja Transportadora	181



RESUMEN

La empresa Construcción y Administración S.A., desde hace ya algunos años manufactura sus propias plantas trituradoras de agregados, conservando y perfeccionando de esta manera el talento humano peruano, y a su vez personalizando de acuerdo a sus propias necesidades sus plantas procesadoras. Dichas plantas y sus componentes, han sido fabricadas en diversas partes del Perú, y sus cálculos, diseños y resultados han sido elaborados bajo el criterio de los encargados zonales, teniendo como resultado sendas plantas, operativas y funcionales, cuyos diseños se deben consolidar y verificar. La hipótesis del presente trabajo sostiene que la Planta Trituradora de Agregados para pavimentos flexibles y sus componentes, cumplen los criterios mínimos de diseño de elementos de máquinas y diseño estructural. En ese sentido, el objetivo del presente trabajo es analizar su diseño realizando un comparativo entre modelo teórico y fabricado, calculando los parámetros de sus elementos y validándolos. El tipo de investigación es del tipo aplicativo y el nivel de investigación es experimental ya que se compararán los parámetros calculados teóricamente versus el modelo fabricado. Este estudio se llevará a cabo con el apoyo de la empresa Construcción y Administración S.A. donde se realizarán las mediciones y evaluará el desempeño de una planta instalada. Finalmente, realizados los cálculos se verifica que varios elementos no cumplen los criterios mínimos, pero funcionan en el equipo debido a que no trabajan al 100% de su capacidad o suplen las deficiencias con elementos sobredimensionados. Es recomendable aplicar cambios al diseño para optimizar los elementos y mejorar la durabilidad y gestión del equipo.

Palabras Clave: Planta Trituradora, Agregados, Diseño Maquinas, Calidad, Asfalto.



ABSTRACT

Construction and Administration S.A. Company for some years now, it has been manufacturing its own aggregate crushing plants, thus conserving and perfecting Peruvian human talent, and in turn customizing its processing plants according to its own needs. Said plants and their components have been manufactured in various parts of Peru, and their calculations, designs and results have been prepared under the criteria of the zonal managers, resulting in two operational and functional plants, whose designs must be consolidated and verified. . The hypothesis of the present work maintains that the Aggregate Crushing Plant for flexible pavements and its components meet the minimum design criteria for machine elements and structural design. In this sense, the objective of this work is to analyze its design by making a comparison between the theoretical and manufactured model, calculating the parameters of its elements and validating them. The type of research is of the application type and the level of research is experimental since the theoretically calculated parameters will be compared versus the manufactured model. This study will be carried out with the support of the company Construcción y Administración S.A. where the measurements will be made and the performance of an installed plant will be evaluated. Finally, once the calculations have been carried out, it is verified that several elements do not meet the minimum criteria, but work in the equipment because they do not work at 100% of their capacity or make up for deficiencies with oversized elements. It is recommended to apply changes to the design to optimize the elements and improve the durability and management of the equipment.

Keywords: Crushing Plant, Aggregates, Machine Design, Quality, Asphalt.



CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Construcción y Administración S.A. es una empresa reconocida a nivel nacional e internacional por la calidad y envergadura de los proyectos que ejecuta, para ello, dentro de sus activos cuenta con variedad de plantas de procesamiento que producen los agregados necesarios para los diferentes procesos constructivos que realiza.

Dentro de las áreas operativas comprendidas en su organigrama, se ubica el área de Maestranza, el cual tiene como una de sus funciones la fabricación, montaje y puesta en marcha de maquinaria de planta tales como plantas trituradoras, zarandas vibratorias, fajas transportadoras, plantas de suelo, plantas de concreto y otros que la empresa requiera de acuerdo a la solicitud de los proyectos en ejecución.

La empresa Construcción y Administración S.A. dentro de sus políticas de calidad y responsabilidad laboral, mediante el área de Maestranza de cada superintendencia regional, desde hace ya algunos años, ha decidido fabricar sus propios equipos de procesamiento de agregados, conservando y perfeccionando de esta manera el talento humano peruano, y a su vez personalizando de acuerdo a sus propias necesidades sus plantas procesadoras de agregados. Adquiriendo por compra nacional o importación, únicamente máquinas y componentes de manufactura compleja, tales como motores, banda, ejes, conos trituradores, muelles, etc.

Los componentes de estas plantas, tales como chasis, móvil, zaranda vibratoria, fajas transportadoras, etc. han sido fabricadas en diferentes proyectos, bajo distintas gerencias zonales, de las cuales los cálculos, diseños y resultados han sido elaborados bajo el criterio de los encargados zonales, teniendo como resultado sendas plantas,



operativas, funcionales y fabricadas por manos peruanas, pero cuyos diseños y validaciones conjuntas no han sido consolidados y verificados.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Por tal motivo, se requiere evaluar el comportamiento de los diferentes elementos de maquinas de la Planta Móvil de Trituración de Agregados para Pavimentos Flexible De 150 Tn/h, que permitirá su validación y sentará bases sólidas para la mejora continua en la fabricación de plantas industriales dentro de la empresa Construcción y Administración S.A.

1.3. ESTADO DEL ARTE

En el ámbito de América Latina existen diversos trabajos elaborados principalmente para el proceso de trituración y molienda dirigidos a la industria minera, cuyo principal objetivo es reducir el material al mínimo tamaño antes del siguiente proceso que es la molienda, algunos de estos son:

DISEÑO DE UNA PLANTA MOVIL DE TRITURACIÓN DE CALIZA PARA UNA CAPACIDAD DE 50 TN/H, Diego Alonso Manuel Urday Peña, Pontificia Universidad Católica del Perú (2013).

El investigador analiza distintos circuitos de triturado de piedra caliza, en base a calificaciones de Norma VDI 2225 determina el circuito óptimo, posteriormente con apoyo de catálogos de fabricantes selecciona los equipos adecuados y planifica el montaje y puesta en marcha de la planta trituradora.

El material a triturar es piedra caliza de menor dureza y resistencia que la roca, el objetivo principal es incrementar la producción a 50 tn/h reduciendo a la máxima



capacidad del equipo previo al proceso de molienda, no requiere calidad en el chancado.

Esta tesis será el principal documento de guía para el presente trabajo.

CONFIGURACIÓN DEL CIRCUITO DE CHANCADO PARA EL INCREMENTO DE LA PRODUCCIÓN EN CIA. MINERA CASAPALCA S.A., Guillermo Yuri Ñavez Vila, Universidad Nacional del Centro del Perú (2013)

La empresa planea una ampliación y requiere ampliar la producción de la planta chancadora con una adecuada selección de equipos, reduce al máximo el material y no requiere calidad de chancado.

MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE UNA PLANTA DE AGREGADOS, Jorge Alfredo Monroy Baquerizo, Escuela Superior Politécnica del Litoral (2005)

El investigador realiza el cálculo del material disponible en cantera y mejora el proceso de chancado, ya que anteriormente producían material sobredimensionado, adiciona una trituradora de mandíbula para aprovechar mejor el material de cantera, finalmente encuentra que existen cuellos de botella en el circuito que deben repararse con adquisición de equipos de mayor capacidad de producción.

EXPLOTACIÓN DE UNA MINA DE ARENA Y GRAVA A CIELO ABIERTO, Jorge Eugenio de la Torre Carranza, Instituto Tecnológico de la Construcción, A.C. (1996)

En este trabajo identificamos los materiales aprovechables y los procedimientos y recomendaciones para obtener materiales de calidad.

PROYECTO DE AMPLIACIÓN DE 30 A 60 TM/DIA EN LA PLANTA DE BENEFICIO GEZA MINERALES ASIS E.I.R.L. RINCONADA PUNO, Juan Carlos Lima Paucar, Universidad Nacional del Altiplano Puno (2018)



Para determinar cuánto ha aumentado la recuperación de oro y cuánto han disminuido los costos de producción, se realizan estudios económicos y operativos en la E.I.R.L. de Geza Minerales Asis. En la zona de Puno, para ello se calcula la capacidad de los equipos de planta para poder respetar los límites de producción y poder realizar la modificación e introducción de nuevos equipos y optimizarlos, los resultados obtenidos resultados satisfactorios y superando la producción actual.

DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA UNA PLANTA CONCENTRADORA DE COBRE, PLOMO Y ZINC CON UNA CAPACIDAD DE 4800 TMPD, César Augusto Herrera Igreda, Pontificia Universidad Católica del Perú (2016)

Este proyecto tiene la finalidad de mostrar las consideraciones para el dimensionamiento y selección de equipos para una planta concentradora de minerales típica, el objetivo es obtener un producto con una ley comercial. Finalmente busca mostrar desde el punto de vista mecánico y apoyado de algunos conceptos metalúrgicos la selección de los diferentes equipos que se usan en las plantas concentradoras.

OPTIMIZACIÓN Y CONTROL DE CALIDAD EN LA CONSTRUCCIÓN DE SILO DE ALMACENAMIENTO PARA MATERIAL PUZOLÁNICO, José Antonio Choque Cuevas, Universidad Nacional del Altiplano - Puno (2016)

Este trabajo de investigación, identifica y expone la teoría y cálculo de tolvas y silos, además propone un sistema de gestión de calidad a todos sus procesos, procurando un trabajo de calidad en el proceso constructivo.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE RECIRCULACIÓN DE CEMENTO EN LA TRAMPA DE BOLAS Y CHATARRAS EN LA DESCARGA DE UN MOLINO DE CEMENTO, Walter Javier Vélez Mejía, Escuela Superior Politécnica del Litoral – Ecuador (2015)



Este trabajo de investigación evalúa diferentes tipos de equipos que podían conformar el sistema de recirculación en una fabrica de cemento, luego de realizar las comparaciones de las prestaciones de cada uno de ellos se obtuvo como resultado, que el sistema se conforma de dos equipos de transporte (tornillos helicoidales) y una equipo de separación (criba vibratoria), el diseño de cada elemento que conforman estos y sus respectivos planos de se encuentran en el desarrollo de este trabajo.

1.4. HIPÓTESIS

1.4.1. Hipótesis General

- La Planta Móvil de Trituración de Agregados para Pavimentos Flexibles cumple los criterios mínimos de diseño de elementos de máquinas y diseño estructural que se solicitan a equipos de impacto.

1.4.2. Hipótesis Específicas

- Los principales componentes mecánicos de la Planta Móvil de Trituración de Agregados para Pavimentos Flexibles cumplen los criterios mínimos de diseño de elementos de máquinas.
- Al simular la estructura de la Planta Móvil de Trituración de Agregados para Pavimentos Flexibles de 150 Tn/h obtendremos un factor de seguridad superior a 3 veces el esfuerzo de fluencia del material empleado.



1.5. OBJETIVOS

1.5.1. Objetivo General

- Estudiar y analizar el diseño de los componentes y estructura de la Planta Móvil de Trituración de Agregados para Pavimentos Flexibles De 150 Tn/h

1.5.2. Objetivos Específicos

- Estudiar y analizar los principales elementos de máquinas que componen la Planta Móvil de Trituración de Agregados para Pavimentos Flexibles de 150 Tn/h.
- Simular y analizar la estructura de la Planta Móvil de Trituración de Agregados para Pavimentos Flexibles de 150 Tn/h.



CAPÍTULO II

REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO

Existen empresas de talla mundial como Zenith Minerals de Asia, METSO de Europa y la noreamericana CEC Crushers de América que abastecen de plantas completas, equipos, instalación, mantenimiento, automatización, mejora continua y operación a la industria minera y de construcción, aun así, la diversa calidad de canteras y requerimientos de la norma de construcción (EG-2013, en caso de vías) proponen nuevos retos en la configuración de circuitos de trituración de roca; de estas empresas existen bibliografía, fórmulas y tablas dirigidas a la elección de sus productos y servicios.

La mayoría de los trabajos de investigación están dirigidos a minería y producción de piedra caliza, cuyo proceso de trituración esta dirigido a pulverizar el material, no se encontró un trabajo específico de trituración en industria de la construcción con consideraciones de reducción a un tamaño y calidad específicos requeridos para pavimentos flexibles y rígidos. Muchos de los lineamientos de los trabajos anteriores serán tomados en cuenta y se adecuarán de acuerdo de manera que se propondrá un modelo eficiente y afín a los proyectos carreteros en el Perú.

2.2. MARCO TEÓRICO

2.2.1. Pavimentos Flexibles

El pavimento flexible, o asfalto, consiste en un conjunto de capas aplicadas relativamente horizontales, técnicamente diseñadas y construidas con materiales adecuados y suficientemente compactados. Estas estructuras en capas colocadas sobre la superficie de la carretera obtenida al mover el suelo durante el proceso de investigación deben resistir suficientemente las fuerzas que le aplican las cargas de tráfico repetidas



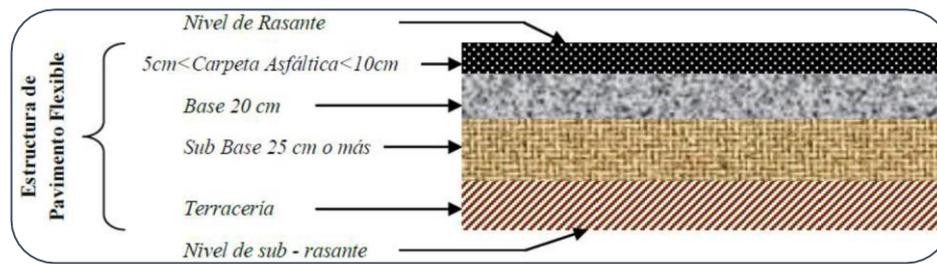
durante el diseño de la estructura del pavimento. El revestimiento flexible debe cumplir su función y cumplir con los siguientes parámetros:

- Resistencia estructural a las cargas por tránsito de vehículos.
- Resistencia a los agentes externos de intemperie.
- Su textura superficial debe estar adaptada a las velocidades establecidas para circulación de los vehículos, por cuanto ella tiene una decisiva influencia en la seguridad vial. Además, debe ser resistente al desgaste producido por el efecto abrasivo de las llantas de los vehículos.
- La superficie de rodadura debe tener regularidad e uniformidad superficial, transversal como longitudinalmente, que permitan una adecuada comodidad a los usuarios en función de las longitudes de onda de las deformaciones y de la velocidad de circulación.
- Durabilidad.
- Economía.
- Su coloración debe ser la adecuada para evitar deslumbramiento y reflejo de manera que el tránsito sea seguro.

2.2.1.1. Estructura de los Pavimentos Flexibles

Este tipo de pavimentos están formados por una carpeta bituminosa apoyada generalmente sobre dos capas no rígidas, la base y la subbase. No obstante puede prescindirse de cualquiera de estas dependencias de las necesidades particulares de cada obra.

Figura 1: Estructura de pavimentos flexibles en carreteras.



Fuente: (MTC, 2013)

Funciones de las capas de un pavimento flexible:

Subbase granular

Resistencia: A un nivel adecuado de la subrasante, la subbase debe ser capaz de soportar los esfuerzos causados por las cargas vehiculares transmitidas a través de las capas superiores.

Base granular

Resistencia: El propósito principal de la base granular de un pavimento es actuar como un elemento resistente que transmite la cantidad adecuada de energía generada por el tráfico a la subbase y la subrasante.

Carpeta Asfáltica

Superficie de rodadura: Ésta debe tener una superficie consistente y estable para el tráfico vehicular, así como una textura y un color adecuados que puedan soportar los efectos abrasivos del tráfico peatonal.

2.2.1.2. Agregados para Pavimentos Flexibles

Los materiales pétreos son aquellos cuya constitución básica es la piedra o los que tienen su misma naturaleza.

Su importancia reside actualmente en el uso que se le da en el asfalto, de su calidad va depender la resistencia de la mezcla asfáltica ya que ocupa aproximadamente el 90% de su masa, es el esqueleto resistente. En concretos armados ocupa aproximadamente el 75% de su masa.



Dentro de las rocas sedimentarias se encuentran las rocas incoherentes o disgregadas que resquebrajadas dan origen a fragmentos de aristas vivas, llamados bloques o cascajos, según sea su tamaño. Las rocas que provienen de canteras, son procesadas en plantas chancadoras y clasificadoras dan formas con aristas agudas y se les llama “áridos de canto vivo”. Las provenientes de ríos o pozos, arrastradas por las aguas van pulimentándose formando las piedras llamadas “áridos de canto rodado”.

Según sean las dimensiones, algunos autores las clasifican como:

- Bolones: Diámetros mayores de 80 mm (3”)
- Grava gruesa: Diámetros de 80 a 40 mm (de 3” a 1 ½”)
- Grava Fina: Diámetros de 40 a 20 mm (1 ½” a ¾”)
- Gravilla: Diámetros de 20 a 10 mm (¾” a 3/8”)
- Grava arena: Diámetros de 10 a 5 mm (3/8” a N° 4)
- Arena gruesa: Diámetros de 5 a 2 mm (N° 4 a N° 10)
- Arena media: Diámetros de 2 a 0,50 mm (N° 10 a N° 40)
- Arena fina: Diámetros de 0,50 a 0,080 (N° 40 a N° 200)
- Limo o polvo: Diámetros de 0,05 a 0,005mm
- Arcilla: Diámetros de 0,005 a 0,001 mm

Para efecto de las presente tesis, se denominará agregado grueso a la porción de agregado retenido en el tamiz de 4,75 mm (N° 4); agregado fino a la porción comprendida entre los tamices de 4,75 mm y 75 μ m (N.° 4 y N.° 200) y polvo mineral o llenante la que pase el tamiz de 75 μ m (N.° 200). (MTC, 2013)

El agregado grueso debe ser obtenido mediante trituración de roca o de grava o ambas combinadas; los fragmentos deben ser limpios, durables y resistentes, sin exceso de partículas alargadas, planas, desintegrables o blandas. Estará exento de polvo, tierra,



terrones de arcilla u otras sustancias objetables que puedan impedir la adhesión con el asfalto. (MTC, 2013)

El agregado fino estará constituido por arena de trituración o una mezcla de ella con arena natural. La proporción admisible de esta última será establecida en el diseño aprobado correspondiente. (MTC, 2013)

Los granos del agregado fino deberán ser duros, limpios y de superficie rugosa y angular. El material deberá estar libre de cualquier sustancia, que impida la adhesión con el asfalto y deberá satisfacer los requisitos de calidad indicados en cada especificación. (MTC, 2013)

Los procesos de trituración de los agregados de piedra producirán el polvo mineral o relleno, también pueden ser suministrados por productos industriales, generalmente cal hidratada o cemento portland. Si se confirma que el material no es plástico y no tiene actividad, se podrá utilizar una porción del material de la clasificación. Su peso unitario aparente, determinado por la norma de ensayo MTC E 205, deberá encontrarse entre 0,5 y 0,8 g/cm³ y su coeficiente de emulsibilidad (NLT 180) deberá ser inferior a 0,6. (MTC, 2013)

La mezcla de los agregados grueso y fino y el polvo mineral deberá ajustarse a las exigencias de la respectiva especificación, en cuanto a su granulometría. (MTC, 2013)

2.2.1.3. Cualidades de la Superficie del Grano

Superficie específica.

Cada vez que se parte una piedra aparece una nueva cara que deberá ser cubierta con asfalto.



En los materiales más finos hay más superficie por unidad de peso. La superficie específica corresponde a la suma del área total de las partículas que caben en la unidad de peso. Se expresa en cm^2/g para los finos y en cm^2/kg para arenas y gravas.

El diámetro medio “d” puede ser establecido como el promedio aritmético o geométrico de los valores máximo y mínimo, generalmente los valores de dos mallas sucesivas de la serie normal. El valor “d” se expresa en cm.

- Determinación del número N de granos que hay en el kg.
- Superficies específicas.

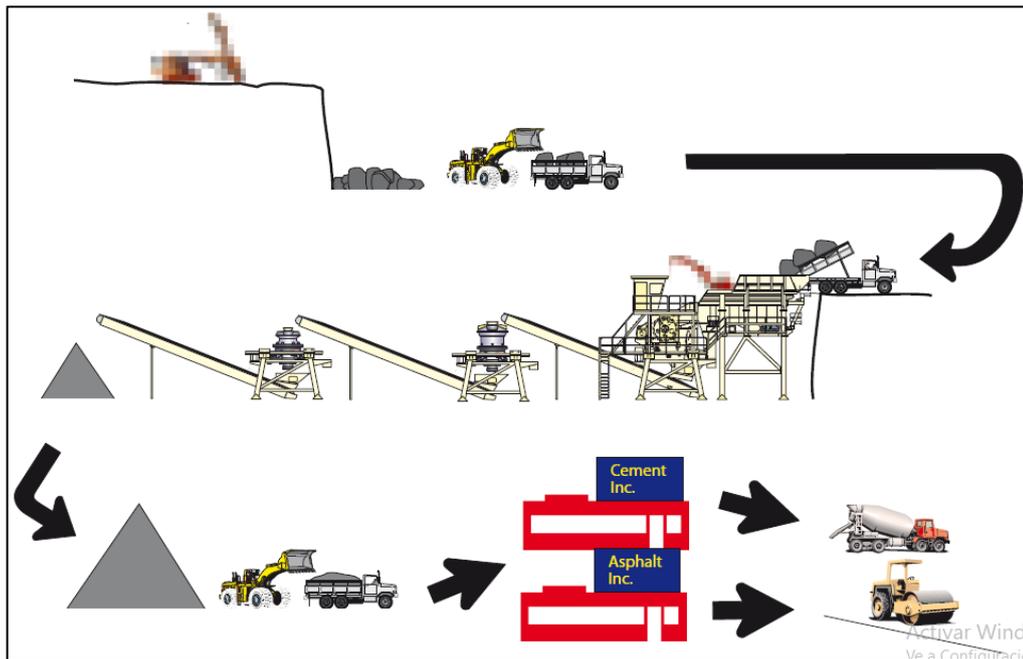
2.2.1.4. Circuito de Trituración

Las principales actividades en la explotación de canteras son:

- Extracción
- Selección de materiales
- Trituración
- Selección
- Carga del material
- Transporte

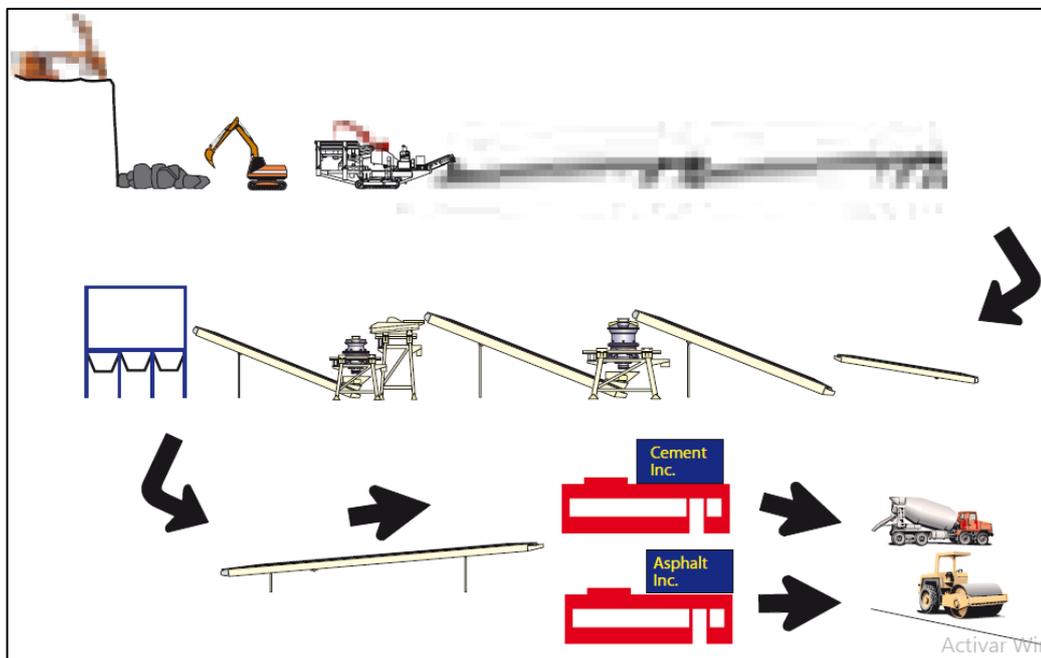
Los procesos de explotación de canteras pueden ser fijos o móviles, como se ilustra en la Figura 2 y Figura 3.

Figura 2: Proceso de extracción y trituración fija para agregados para pavimentos flexibles y concreto.



Fuente: (METSO, 2008)

Figura 3: Proceso de extracción y trituración móvil para pavimentos flexibles y concreto.



Fuente: (METSO, 2008)

La selección óptima del sistema de trituración depende de:

- Tipo de roca debido a abrasión



- Factores específicos del caso tales como, vida útil de la cantera, disponibilidad de materiales en cantera, etc.
- Optimización del proceso total de la cantera en vez de suboptimización de componentes individuales.
- Trituración dentro de la excavación puede resultar en importantes beneficios.

2.2.2. Operaciones Unitarias en Planta

2.2.2.1. Conminución o Trituración

La reducción simultánea del tamaño de un conjunto o género se conoce como conminución. Varios de los procesos utilizados para convertir las materias primas en productos terminados implican el importante paso de la reducción de dimensiones.

Los procesos de reducción dimensional a gran escala se utilizan con frecuencia en la extracción de canteras, la producción de metales y cemento, y numerosas industrias secundarias, incluidas las de alimentos, pinturas y productos farmacéuticos, entre otras.

Finalidades de reducir el tamaño de las partículas:

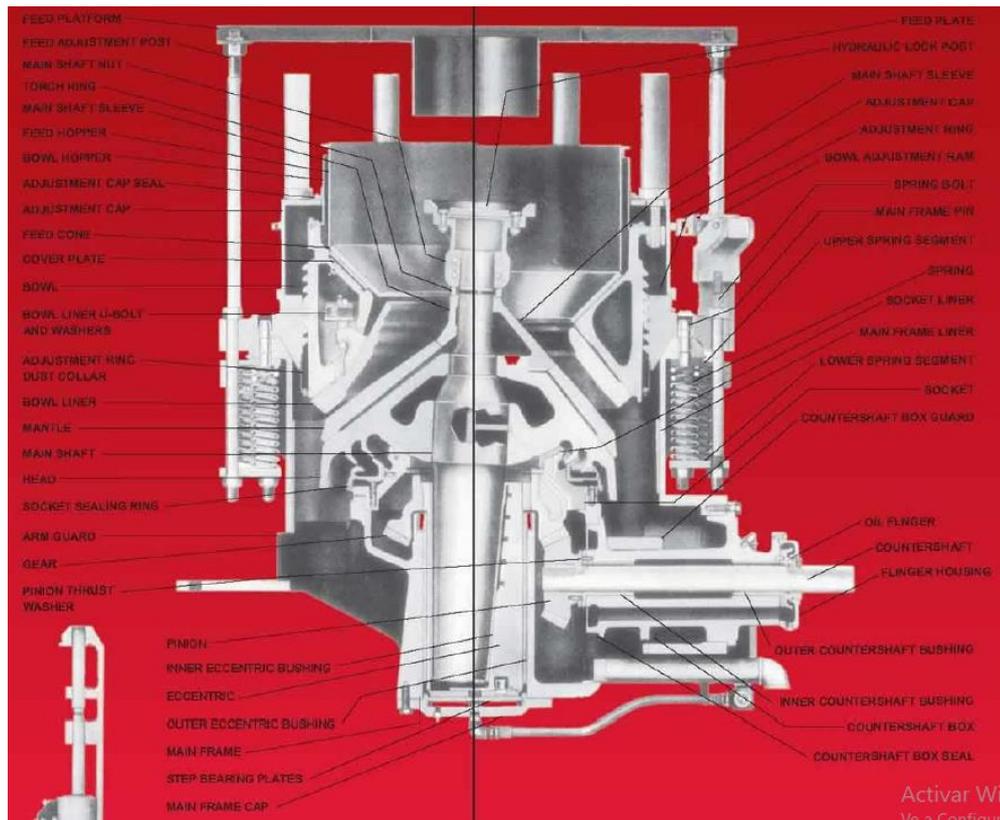
- Rescatar las especies minerales valiosas de las rocas estériles en su concentración, como se hace en el proceso de flotación utilizado para tratar minerales metalíferos.
- Ampliar la superficie disponible para la reacción de calizas con sílice y otros minerales en horno rotatorio (*Clinker*), o para la lixiviación de finos y arenas.
- Producir rocas dimensionales o partículas minerales con las dimensiones y geometrías precisas necesarias para el procesamiento de minerales y la industria.

El caso de esta investigación cae dentro de esa categoría.

Trituradores Secundarios Tipo Symons:

Este tipo de trituradores cónicos de cavidad cóncava y anillo cónico de trabajo, están dispuestos en la misma dirección de la conicidad.

Figura 4: Esquema cono triturador tipo Symons



Fuente. (Gator Machinery Company, 2007)

Típicamente se utilizan para trituración secundaria y terciaria (estándar y cabeza corta respectivamente).

La principal diferencia entre las trituradoras primarias y las trituradoras rotativas secundarias es que el eje de la trituradora se configura como un órgano suspendido y está sólidamente unido a un mecanismo excéntrico en la parte inferior. En las trituradoras secundarias, el extremo superior del eje está diseñado como una placa de dispersión que recibe el alimento (*Feed*) y lo distribuye a la cámara de trituración donde será triturado en el espacio designado, entre el cono y el anillo de trabajo cóncavo o cónico usando fuerza de compresión. Simultáneamente el material en trituración avanza hacia la abertura de salida. La distancia entre la superficie de trabajo va disminuyendo en dirección a la abertura de salida, la longitud de esta abertura se designa por L . Y la distancia mínima de la abertura de descarga por d (set). Con ello el material que abandona el triturador es



desmenuzado hasta la dimensión d . y se cumple la condición de que todo el material ha de pasar por la dimensión más estrecha de la abertura. Esto significa que el tiempo que ha de invertir todo trozo de material en recorrer la longitud L de la abertura de salida, ha de ser superior al que invierta el cono triturador en dar una vuelta alrededor de su excéntrica. Esto hace que la velocidad de los trituradores SYMONS sea superior a la de los trituradores giratorios primarios.

Las características del Cono usado para este estudio se pueden detallar en el Anexo 2 (Capacidad de Trituradoras de cono Symons Standard y Características del Cono Tipo Symons).

2.2.2.2. Selección o Tamizado Industrial

Es la separación por medio de mallas de una mezcla de partículas o géneros de diversos tamaños, en dos o más porciones. La separación se efectúa de manera que las partículas de cualquiera de las porciones sean de tamaños más uniforme que el de la mezcla original.

El mineral que queda sobre un tamiz dado es de mayor tamaño que las aberturas del mismo y se denomina retenido. El que pasa se denomina retenido.

Clasificación por Tamaños

Es la operación de tamizar o cribar un material que contenga alrededor del 70% menor que las aberturas del tamiz. Una escala de tamices es una serie de éstos que van teniendo mayores o menores aberturas sucesivamente.

Por ejemplo, en la escala normalizada de TYLER cada tamiz tiene una abertura de lado igual a dos veces la raíz cuadrada mayor que el siguiente.

Tabla 1: Escala de tamices Tyler

Mesh		Opening		Wire diam.
Tyler	ASTM	μ	in.	μ
3 in.		76,200	3.000	5258
2 in.		50,800	2.000	4876
1½ in.		38,100	1.500	4115
1 in.		26,670	1.050	3759
¾ in.		18,850	0.742	3429
½ in.		13,330	0.525	2667
⅜ in.		9,423	0.371	2337
3	3	6,680	0.263	1778
4	4	4,699	0.185	1651
6	6	3,327	0.131	914
8	8	2,362	0.093	813
10	12	1,651	0.065	889
14	16	1,168	0.046	635
20	20	833	0.0328	437
28	30	589	0.0232	317.5
35	40	417	0.0164	309.9
48	50	295	0.0116	233.7
65	70	208	0.0082	182.9
100	100	147	0.0058	106.7
150	140	104	0.0041	66.0
200	200	74	0.0029	53.3
270	270	52	0.0021	40.6
325	325	44	0.0017	-
400	400	37	0.00145	25.4
540*		26	0.00105	
800*		18.5	0.00073	
1080*		13.0		
1600*		9.25		

* These are special sizes.

Fuente: (MTC, 2000)

El tamizado industrial, para decirlo brevemente, es el proceso de clasificar el material en grupos de diferentes tamaños en función del área transversal de las partículas a medida que pasan sobre una superficie con aberturas de tamaño predeterminado.

En esencia, la clasificación es únicamente el resultado de la diferencia de dimensiones, la gravedad específica de las partículas que se tratan tiene poca o ninguna relación con la clasificación. El material de tamaño inferior es el que pasa por la abertura del tamiz (*Undersize*), y el material de tamaño superior es el que permanece en la malla (*Oversize*).

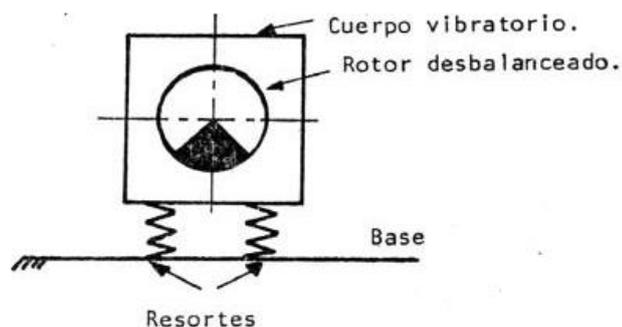
Propósito del Tamizado

Uno o varios de los siguientes puntos son objeto de tamizado industrial:

- Evitar que el material de gran tamaño (material triturado incompletamente) entre en la siguiente operación de la unidad.
- Extraer componentes de productos que son más pequeños que una dimensión específica de una operación unitaria que está configurada para manejar componentes que son más grandes que la dimensión.
- Seleccionar materiales para productos terminados que se encuentren en ciertas categorías de tamaño.
- Para cualquier otra operación unitaria, proporcione un rango adecuado de tamaños de alimentación.

Zaranda Vibratoria Inclinada: Estos dispositivos están controlados por un gradiente fijo que varía en ángulo de 15 a 35 grados. De manera similar, a una velocidad de 13 a 20 metros por minuto, las pantallas inclinadas mueven el mineral sobre la malla utilizando la gravedad y la vibración. Vienen en variedades de dos o cuatro soportes. En el primero, un rotor sencillo o un eje desbalanceado que está soportado por dos asientos o soportes unidos rígidamente a la estructura de la pantalla aplica la vibración.

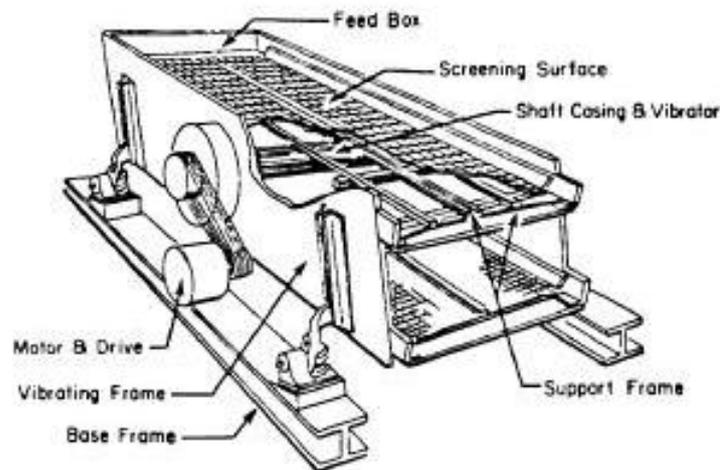
Figura 5: Principio de la zaranda de dos apoyos



Fuente: (Marquina & Veranuzzo, 1999)

La zaranda vibratoria inclinada con cuatro puntos de apoyo contiene un eje excéntrico que lleva la caja del cedazo sobre la porción excéntrica y gira todo el periodo tiempo sobre un eje central.

Figura 6: Zaranda vibratoria inclinada



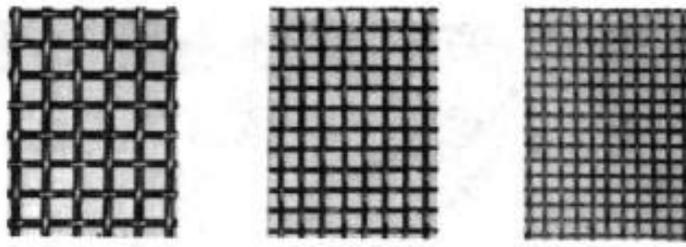
Fuente: (Marquina & Veranuzzo, 1999)

Superficies de Tamizado

El tipo de superficie de cribado elegido dependerá de la apertura requerida y del tipo de trabajo que se realice para un rendimiento específico o predeterminado.

Las superficies de cribado más comunes son las mallas de alambre tejido, que suelen estar hechas de acero, acero inoxidable, cobre o bronce. Esto es especialmente cierto en la escala de los circuitos de trituración. Aunque el mercado ofrece una variedad de tipos de mallas y formas de apertura, la malla cuadrada se usa normalmente para el tamizado fino y la malla rectangular para el tamizado grueso rutinario. Las aberturas de malla cuadrada del mismo diámetro de alambre tienen un área abierta más pequeña que las aberturas de malla rectangular. El tipo de trabajo que se realiza y la capacidad requerida determinarán el diámetro del alambre. Las áreas abiertas de las mallas finas pueden ser iguales o mayores que las de las mallas gruesas, pero el alambre utilizado debe ser el más fino y por lo tanto el más frágil.

Figura 7: Diferentes tipos de telas de alambre tejido



Fuente: (Marquina & Veranuzzo, 1999)

La capacidad disminuye a medida que el área abierta y la resistencia del cable se vuelven más gruesas.

Para usar una pantalla de apertura rectangular en su máxima capacidad, el lado largo debe estar a través del flujo. En materiales que tienen una propensión a "desmoronarse" en fragmentos largos y delgados, se utilizan con frecuencia.

2.2.2.3. Transporte: Fajas Transportadoras

El sistema consta de dos poleas, una de cabeza y otra de cola, sobre las que pasa una faja de lona continua. Este sistema está soportado en un marco de hierro con ruedas guía de retorno y avance convenientemente colocadas. La polea principal se utiliza para la descarga del mineral. Según el servicio que ofrezcan, pueden ser horizontales o inclinadas.

Figura 8. Faja transportadora en planta trituradora.



Elaboración propia.



Características de los materiales

(CEMA, 2010) El diseño exitoso de una faja transportadora debe empezar con la apreciación exacta de las características del material a transportar. Algunas características principales son:

El ángulo formado libremente de la superficie normal del pilote con la horizontal se conoce como ángulo de reposo.

El ángulo que forma la superficie del material con la cinta transportadora cuando se mueve cuando está en reposo se conoce como ángulo de sobrecarga. Este ángulo suele ser de 5° a 15° menos que el ángulo de reposo, aunque en algunos materiales puede ser hasta 20° menos.

La fluidez del material, que está determinada por su ángulo de reposo y sobrecarga determina la sección transversal del material cargado que se puede transportar en una correa con seguridad. Además, sirve como indicador para la inclinación segura de la cinta transportadora.

Las propiedades de los materiales, como el tamaño y la forma de las partículas finas y los trozos, el grado de rugosidad o suavidad en la superficie de las partículas, la cantidad de partículas finas y trozos presentes y la cantidad de humedad en el material afectan la fluidez del funcionamiento.

La Tabla 2. Características de los materiales. muestra y describe cómo las propiedades antes mencionadas se relacionan típicamente con las propiedades generales de los materiales.

Tabla 2. Características de los materiales.

Fluidez – Angulo de sobrecarga – Angulo de reposo				
Fluidez muy libre 1*	Fluidez libre 2*	Fluidez promedio 3*		Pesada 4*
ángulo de sobrecarga de 5°	Ángulo de sobrecarga de 10°	Ángulo de sobrecarga de 20°	Ángulo de sobrecarga de 25°	Ángulo de sobrecarga de 30°
0° - 19° ángulo de reposo	20° - 29° ángulo de reposo	30° - 34° ángulo de reposo	35° - 39° ángulo de reposo	40° - a más ángulo de reposo
Características del material				
Tamaño uniforme, partículas redondeadas muy pequeñas, tanto si están húmedas o muy secas: piedra silíceo seca, cemento, concreto húmedo	Partículas pulidas, redondeadas, secas, de peso medio: granos sin pelar y frejoles	Materiales Irregulares, granulares o en trozos de peso medio, tales como antracita y carbón de piedra, semilla de algodón, arcilla, etc.	Materiales comunes típicos: carbón bituminoso, piedra, mayoría de minerales	Materiales irregulares, fibrosos, que se pueden atorar: astillas de madera, bagazo, arena de fundición templada.

* Los diseños de código conforman las características gráficas de los materiales a granel.

Fuente. (CEMA, 2010)

También se debe proporcionar la cantidad de polvo, humedad, adherencia, abrasividad, acción química corrosiva, temperatura y datos relacionados con su peso por pie cúbico del material. Asimismo, debe asignarse una lista de materiales, junto con sus características físicas y un código de designación de clasificación. Para el caso de este estudio se registran condiciones promedio y materiales promedio. Todas las características, especialmente las inclinaciones máximas y los ángulos de reposo del transportador, pueden cambiar en determinadas circunstancias.

Es importante tener en cuenta que el movimiento, la pendiente y la velocidad de la cinta transportadora que transporta los materiales tiene un impacto significativo en sus propiedades típicas.

El material se agita apropiadamente pasando la correa sobre cada rodillo por turnos. Las piezas más grandes suelen subir a la parte superior de la carga como resultado de esta agitación, mientras que las partículas más pequeñas o más finas caen al fondo.



Debido a que este ángulo es más pequeño que el ángulo de reposo, también tiende a aplanar la pendiente de la superficie del material (es decir, el ángulo de sobrecarga).

Se requiere la aceleración del material para compensar cualquier discrepancia entre la velocidad del material cuando se carga y la cinta transportadora que lo recibe. El material se vuelve turbulento como resultado de esta aceleración.

Cualquier componente vertical de la velocidad del material durante la carga debe ser absorbida por la elasticidad de la construcción del transportador y los rodillos de impacto colocados debajo de los puntos de carga. La turbulencia del material aumenta excesivamente durante este proceso.

Estos tres factores son más notorios cuando la cinta transportadora está en pendiente o declinando y cuando se mueve rápidamente. Cuando el material que se maneja está suelto y contiene piezas grandes y redondeadas como grava gruesa, estas influencias se amplifican por su propensión a rebotar y rodar en el transportador.

Un análisis completo del sistema transportador por determinar las especificaciones de la faja transportadora requiere la consideración de los detalles de diseño siguientes (CEMA, 2010):

1. Material transportado:

descripción general;

densidad, libras por pie cúbico, lbs/ft³;

tamaño del trozo;

presencia de aceites o químicos;

temperatura máxima de carga;

requisitos de resistencia al fuego.

2. Valor de carga máxima o capacidad máxima requerida, toneladas (2000 lbs) por hora (el tph).



3. Ancho de la faja, pulgadas.
4. Velocidad de la faja, pies por minuto (ppm).
5. Perfil de transportador:
 - distancia a lo largo del recorrido, desde la cola hasta la cabeza, pies;
 - elevación o caída, \pm pie, o elevaciones de cima y fondo de cualquier pendiente;
 - ángulos de pendiente de todo cuevas o declives;
 - ubicación y radio de todas las curvas verticales.
6. Accionamiento
 - polea simple o polea doble;
 - sí es polea doble, la potencia total del motor se distribuye para la polea motriz primaria y secundarias;
 - ángulo de arrollamiento de la faja sobre la polea(s);
 - ubicación del accionamiento;
 - superficie de la polea, desnuda o revestida; el tipo de revestimiento;
7. Diámetros de polea. Éstos pueden requerir una confirmación según los requerimientos de la faja.
8. Tensores:
 - tipo;
 - ubicación.
9. Rodillos:
 - tipo, diámetro del polín, el ángulo de abarquillamiento,
 - espaciamiento, incluye distancia de transición en la cabeza y cola.
10. Tipo del Arreglo de Carga
 - chutes;

altura de caída libre de los trozos sobre la faja;

longitud del faldón.

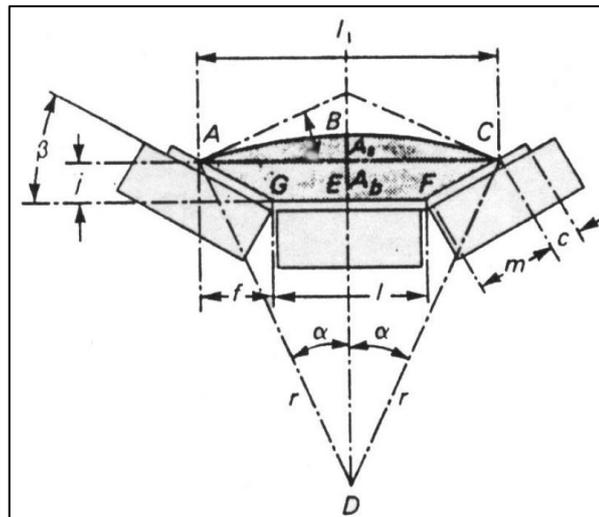
11. Temperaturas de Operación de los climas más fríos esperadas, si aplicable.

12. Tipo de empalme de faja usado.

Áreas de Carga de Fajas Acanaladas

Referente a la Figura 9: Área de carga de la sección transversal, el área de esta sección transversal de la faja se divide en dos partes. En la parte inferior un área trapezoidal, A_b ; y en la parte superior un segmento circular A_s , conocida como área de sobrecarga. Estas dos áreas sumadas ($A_b + A_s$) conforman A_t , que es el área de la sección transversal total.

Figura 9: Área de carga de la sección transversal



Fuente. (CEMA, 2010)

Donde:

α : Ángulo de sobrecarga.

β : Ángulo del rodillo.

A_s : Área de sobrecarga.

A_b : Área trapezoidal de la base.



- l : Longitud de la base del área trapezoidal.
 l_1 : Longitud de la línea superior del área trapezoidal.
 j : Altura del área trapezoidal.
 m : longitud biselada del trapezoide.
 r : radio del arco de sobrecarga.
 f : proyección horizontal del lado biselado del trapezoide.
 c : distancia límite del borde del material al borde de la faja.

$$c = 0.055b + 0.9$$

- b : Ancho de la faja.

Un estudio de la configuración de tres rodillos iguales de ocho fabricantes diferentes reveló que la longitud de la superficie plana del rodillo central es $0,371b$, donde b es el ancho de la banda en pulgadas. El análisis gráfico a escala completa de una banda de 5 capas con cubiertas de $1/8$ y $1/32$ de pulgada, descansando sobre arreglos ranurados de tres rodillos de igual longitud, muestra que la distancia plana en la superficie de transporte de la banda sobre el centro del rollo es $1/4$ " más largo que el largo del rollo central.

Así:

1. Área trapezoidal (AECFG)

$$A_b = \frac{l+l_1}{2} \times j = [0.371b + 0.25 + (0.259b - 1.025) \cos \beta] \times [(0.2595b - 1.025) \sin \beta]$$

2. El área de la sección circular será:

$$A_s = \left(\frac{0.1855b + 0.125 + (0.2595b - 1.025) \cos \beta}{\sin \alpha} \right)^2 \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right)$$

3. Área total (ft^2):

$$A_t = \frac{A_b + A_s}{144} ft^2$$



CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. DISEÑO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN

El tipo de investigación será del tipo APLICADA ya que pretende validar el diseño de máquinas y equipos mediante el uso de tablas y cálculos establecidos en el circuito de chancado.

El nivel de investigación será EXPERIMENTAL ya que se evaluarán el desempeño en la configuración de la planta trituradora y sus efectos en la producción y tiempo de traslado de las plantas.

Para la investigación se realizarán visitas a las plantas trituradoras fabricadas en diversos proyectos y se verificarán las dimensiones, capacidades y características de los equipos, también se visitará el laboratorio de control de calidad de la empresa Construcción y Administración S.A. donde se pueda obtener información sobre los circuitos montados, calidad y cantidad de producción, también se evaluarán proyectos que se hayan llevado a cabo o que estén en proceso, además de una minuciosa búsqueda en medios electrónicos y bibliotecas. Se realizará una toma de datos para un análisis de factibilidad y viabilidad del proyecto.

En la primera parte se tratará de hacer una descripción general del material a triturar, sus aplicaciones, sus usos en la industria, sus características y la ubicación de las canteras para un proyecto en específico; luego se seleccionará el diseño del proceso óptimo para la trituración de piedra que tendrá nuestra planta móvil.

Posteriormente se calculará la capacidad de cada componente del circuito de triturado, tales como trituradora, zaranda, tolvas y fajas. Finalmente aplicando teoría de diseño de elementos de máquinas y software de diseño estructural se calcularán los



valores mínimos que deben cumplir los principales componentes de estos equipos y se compararán a lo ya fabricado, validando y evaluando su fabricación y proponiendo mejoras al diseño.

3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA DE LA INVESTIGACIÓN

- Fuentes de Información.
 - Análisis Granulométrico de Canteras – Control de Calidad
 - Opinión de Expertos – Fabricantes, operadores.
 - Manual de Equipos – Fabricantes
 - Libros relacionados al tema

- Población de Estudio

Este estudio se llevará a cabo con el apoyo de la empresa Construcción y Administración S.A. donde se realizarán las mediciones y proyectará el montaje de la planta chancadora en las canteras ubicadas en Caserío Sojo en la Carretera Panamericana Norte, en el proyecto: Construcción de la 2da Calzada de la Autopista del Sol. Tramo Trujillo-Sullana, Sub Tramo Piura-Sullana.

Ubicación: Cantera: Sojo – Panamericana Norte – Tramo Piura - Sullana

La aplicación de este estudio puede considerarse en todo proyecto vial a nivel nacional e internacional.

Materiales Usados en la Investigación

Para el desarrollo de la investigación se utilizarán:

- Libros referentes al tema.
- Manuales de equipos como chancadoras y zarandas.
- Formatos de ensayos de laboratorio de control de calidad.
- Reportes de producción.
- Mallas.



- Etc.

3.3. VARIABLES DEL PROYECTO

- Capacidad del Circuito de Trituración
- Diseño de Elementos de Máquinas
- Diseño Estructural

Operacionalización de Variables

Tabla 3: Operacionalización de variables

VARIABLE	ESCALA	VALOR FINAL
Circuito de Triturado	Capacidad Global del Circuito de Trituración	150 Tn/h
Diseño de Elementos de Máquinas	Elementos Zaranda Vibratoria	Cumple/No cumple
	Elementos Fajas Transportadoras	Cumple/No cumple
	Elementos Tolva de Alimentación	Cumple/No cumple
Diseño Estructural	Estructura Chasis Cono Symons	Factor de Seguridad > 3
	Estructura Zaranda Vibratoria	Factor de Seguridad > 3
	Estructura Tolva de Alimentación	Factor de Seguridad > 3

Elaboración propia.



CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. CRITERIOS DE DISEÑO

4.1.1. Requerimientos Operacionales:

- El Cono Triturador Symons 5.5' y Zaranda Vibratoria deben estar montados en chasis móviles independientes que permita su fácil traslado a las zonas de extracción y permitan la combinación de conexiones entre sus componentes.
- Las Fajas Transportadoras deben ser de estructura liviana, fácil montaje y desmontaje, las alturas de carga y descarga deben ser regulables.
- La planta será diseñada de modo tal que el tiempo de montaje y desmontaje no sean mayor a 2 día, con apoyo de una grúa y puesta en marcha en 2 días.

4.1.2. Requerimientos Productivos

- La capacidad de producción de la planta depende directamente de la velocidad de trituración del Cono Symons 5.5', por lo que los cálculos de producción y capacidad deberán estimarse teniendo como base las tablas de producción de fabricante de dicho equipo.
- El material que ingresará al circuito de trituración es el de la cantera Sojo, cuya granulometría ha sido estudiada por el área de laboratorio de la constructora, los cálculos de producción se realizaran teniendo en cuenta esta información.
- Los diámetros de agregado requeridos dependen del diseño de mezcla, para pavimento flexibles se requerirán las siguientes tamizaciones: Retenido 3/4"-1/2", Retenido 1/2"-3/16", Menor a 3/16"; debe dimensionarse la producción en base a estas dimensiones estándar.
- Las cantidades y tiempos de producción son estimados por responsables de planta de acuerdo a la longitud de la vía a pavimentar y los plazos de ejecución de obras.

4.1.2.1. Gradación para mezcla asfáltica en caliente (MAC)

La gradación de la mezcla asfáltica en caliente (MAC) deberá responder a algunos de los husos granulométricos, especificados en la Tabla 423-03 (MTC, 2013). Pueden emplearse también de manera alternativa las gradaciones respectivas recomendadas por la ASTM D 3515 e Instituto del Asfalto.

Tabla 4: Gradación para mezcla asfáltica en caliente (MAC)

Tamiz	Porcentaje que pasa		
	MAC -1	MAC-2	MAC-3
25,0 mm (1")	100		
19,0 mm (3/4")	80-100	100	
12,5 mm (1/2")	67-85	80-100	
9,5 mm (3/8")	60-77	70-88	100
4,75 mm (N.º 4)	43-54	51-68	65-87
2,00 mm (N.º 10)	29-45	38-52	43-61
425 µm (N.º 40)	14-25	17-28	16-29
180 µm (N.º 80)	8-17	8-17	9-19
75 µm (N.º 200)	4-8	4-8	5-10

Fuente: (MTC, 2013)

4.1.2.2. Granulometría Cantera Sojo

- Ubicación: Se ubica en el Km. 1032+223 de la vía Piura – Sullana.
- Potencia: Tiene una potencia estimada aproximada de 42,300.00m³.
- Evaluación: El material predominante en la cantera es una grava arenosa, grava de forma redondeada (canto rodado) de buen peso específico, buena resistencia al golpe y textura lisa; envuelta en matriz arenosa de grano medio, de color gris, seco, no presenta plasticidad; consistencia media y compacidad media. Presenta escaso porcentaje de agregados mayores a 2". Las calicatas ejecutadas en esta cantera se sometieron a ensayos de laboratorio. La evaluación de los resultados obtenidos se presenta en el cuadro adjunto. Los agregados pétreos satisfacen los requisitos de calidad en la ejecución de base granular, concreto asfáltico en caliente y concreto hidráulico, según se indica en la Norma EG-2000. Los resultados de los ensayos se presentan en el Anexo 3.
- Cálculo de la Potencia y Rendimiento:

Tabla 5: Cálculo de la potencia y rendimiento en cantera Sojo

Área de la cantera en m ²	40,000.00
Área de la cantera en Ha	4.0
Profundidad aprovechable aproximada	1.4
Top Soil (Suelo superficial que deberá eliminarse)	0.3
Over en la cantera (Material mayor a 8" des pues del desbroce)	3%
POTENCIA BRUTA DEL BANCO	56,000.00
Desbroce: 21%	12,000.00
POTENCIA NETA EN BANCO P. BRUTA – DESBROCE	44,000.00
Over: 3%	1,680.00
POTENCIA NETA EN BANCO P. BRUTA – DESBROCE	42,320.00
POTENCIA NETA APROVECHABLE EN CANTERA	42,300.00 m³

Fuente. (COVISOL, 2010)

Tabla 6: Análisis granulométrico promedio cantera Sojo

Malla Tamiz	Abert. mm.	% Ret Parcial	% Ret Acum.	% Que Pasa
3"	76.200	0.00	0.0	100.0
2 1/2"	63.500	14.62	14.6	85.4
2"	50.800	13.10	27.7	72.3
1 1/2"	38.100	9.12	36.8	63.2
1"	25.400	12.83	49.7	50.3
3/4"	19.050	9.04	58.7	41.3
1/2"	12.700	4.77	63.5	36.5
3/8"	9.525	2.64	66.1	33.9
1/4"	6.350	0.00	66.1	33.9
4	4.760	7.36	73.5	26.5
8	2.380	0.00	73.5	26.5
10	2.000	3.37	76.9	23.1
16	1.190	0.00	76.9	23.1
20	0.840	0.00	76.9	23.1
30	0.590	0.00	76.9	23.1
40	0.420	10.82	87.7	12.3
50	0.297	0.00	87.7	12.3
60	0.256	0.00	87.7	12.3
100	0.149	0.00	87.7	12.3
200	0.074	10.89	98.6	1.4
< 200	-	1.43	100.0	0.0

Elaboración propia.

Tabla 7: Resumen de análisis granulométrico cantera Sojo

GRANULOMETRÍA	%RETENIDO	Caudal (Tn/h)
Retenido Mayor a 3/4"	58.71%	193.05
Retenido CR 3/4"-1/2"	4.77%	15.69
Retenido CR 1/2"-3/16"	2.64%	8.70
Pasante CR 3/16"	33.87%	111.39
TOTAL:	100%	328.83

Elaboración propia.

4.1.2.3. Symons Cone Crusher 4-1/4' Short Head

De acuerdo a tablas de gradación de fabricante (Tabla 8: Gradación típica en cono Symons 4-1/4' Se tienen los siguientes datos de conminución en salida de cono con apertura entre mantos de 3/4":

Tabla 8: Gradación típica en cono Symons 4-1/4'

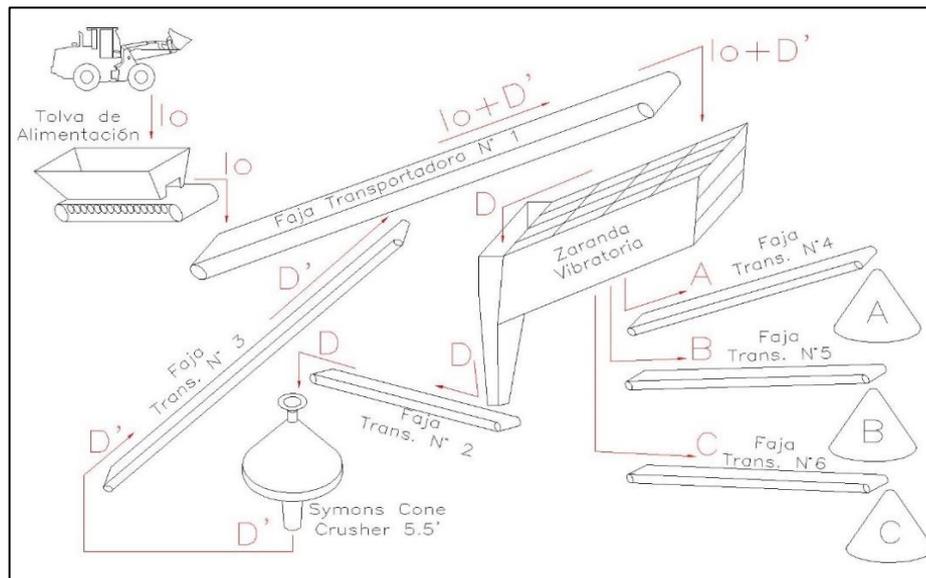
GRADUACIONES TÍPICAS DE PRODUCTOS AGREGADOS CLASIFICACIÓN DEL MATERIAL DE ALIMENTACIÓN: PROMEDIO Análisis de producto de circuito abierto para el ajuste del lado cerrado dado de la trituradora (% de paso)								
Tamaño Producto	1/4" (6mm)	3/8" (10mm)	1/2" (13mm)	3/4" (19mm)	1" (25mm)	1.1/4" (32mm)	1.1/2" (38mm)	2" (51mm)
4" (102mm)	100	100	100	100	100	100	100	100
3" (76mm)	100	100	100	100	100	100	100	91
2.1/2" (64mm)	100	100	100	100	100	100	95	82
2" (51mm)	100	100	100	100	100	93	86	70
1.1/2" (38mm)	100	100	100	100	92	80	70	51
1" (25mm)	100	100	100	86	70	54	44	32
3/4" (19mm)	100	100	92	70	51	39	32	25
1/2" (13mm)	100	86	70	44	32	26	22	17
3/8" (10mm)	94	70	51	32	25	20	17	13
1/4" (6mm)	70	44	32	22	17	14	12	9
3/16" (5mm)	50	32	25	17	13	11	9	7
Nº 6 (3mm)	34	23	18	12	10	8	7	5
Nº 8 (2mm)	25	17	13	9	7	6	5	4

Elaboración propia.

4.1.2.4. Balance de Masas en Diversos Elementos del Circuito de Trituración

De acuerdo a la granulometría del material ingresante al sistema y granulometría del material resultante del proceso de trituración se realizará el balance de masas ingresantes y salientes en el circuito de trituración establecido.

Figura 10: Diagrama de flujos de planta chancadora secundaria con realimentación



Elaboración propia.

El Producto bruto de granulometría I_o está compuesto de Canto Rodado Puro (CR); ingresa al sistema por la Tolva de Alimentación y pasa a la Faja de Alimentación Principal que a su vez recibe el material triturado mediante la Faja de Realimentación (Granulometría D') proveniente del Cono Symons 5-1/2', ambas conforman una nueva granulometría ($I_o + D'$) que será clasificada en la Zaranda Vibratoria de acuerdo a la apertura de las mallas; el canto rodado y piedra triturada mayor a $\frac{3}{4}$ " retenido en la malla superior conformarán la Granulometría D que realimentará el Cono Symons 5-1/2' para ser triturados; el material reducido, producto de este proceso tendrá una nueva granulometría D' que realimentará el sistema repitiéndose el circuito.

De acuerdo al diagrama anterior (Figura 10: Diagrama de flujos de planta chancadora secundaria con realimentación); el flujo de masas y la granulometría en cada etapa de proceso de trituración, aunque variable es promediado y queda balanceado de la siguiente manera:

$$I_o = CR_G + CR_{1/2"} + CR_{3/8"} + CR_{3/16"} \quad \dots(1)$$

$$D = PT_G + CR_G \quad \dots(2)$$



$$CR_G = PT_{1/2''} + PT_{3/8''} + PT_{3/16''} \quad \dots(3)$$

Reemplazando (3) en (2):

$$D' = PT_G + PT_{1/2''} + PT_{3/8''} + PT_{3/16''}$$

$$D' = D = 105 \text{ Tn/h} \quad \dots(4)$$

$$I_o + D' = CR_G + CR_{1/2''} + CR_{3/8''} + CR_{3/16''} + PT_G + PT_{1/2''} + PT_{3/8''} + PT_{3/16''}$$

$$A' = CR_{1/2''} + CR_{3/8''} + CR_{3/16''} + PT_{1/2''} + PT_{3/8''} + PT_{3/16''} \quad \dots(5)$$

$$A = PT_{1/2''} + CR_{1/2''} \quad \dots(6)$$

$$B' = PT_{3/8''} + CR_{3/8''} + PT_{3/16''} + CR_{3/16''} \quad \dots(7)$$

$$B = PT_{3/8''} + CR_{3/8''} \quad \dots(8)$$

$$C = PT_{3/16''} + CR_{3/16''} \quad \dots(9)$$

La capacidad de producción en toneladas por hora del Cono Symons con graduación a 1/2'' de acuerdo a tabla de fabricante es de 140 Tn/h, se asume por tanto una capacidad 75% de máxima capacidad igual a 105 Tn/h este será el valor del flujo másico de D y D' que corresponden al ingreso y salida del Cono Symons.

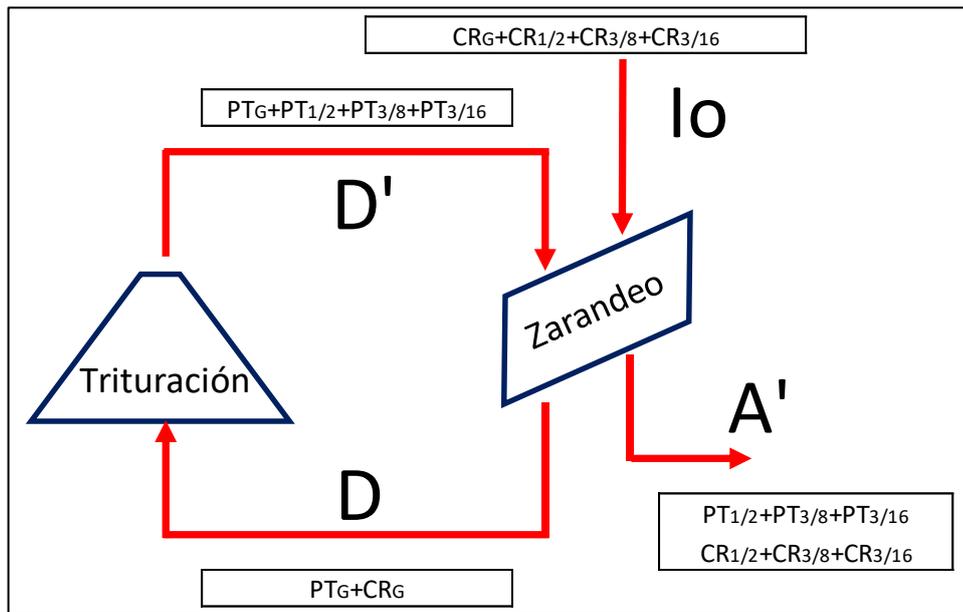
El equilibrio del flujo másico (Tn/h) depende de la cantidad de material retenido en la zaranda, que a su vez depende de la granulometría del material triturado producto del Cono Symons 4-1/4'; y ambos son el resultado de la cantidad de producto bruto inyectado en el sistema (I_o); es decir, existe una correlatividad entre las granulometrías I_o y D', ello nos obliga a realizar iteraciones secuenciales hasta llegar a un punto de equilibrio donde luego de clasificada la combinación I_o+D' resulta un flujo másico retenido D igual a 105 Tn/h que es la capacidad de trabajo seleccionada de acuerdo a tablas de fabricante para el tamaño de producto deseado.

$$D = D' = 137.96 \text{ Tn/h}$$

$$D = PT_G + CR_G = 137.96 \text{ Tn/h}$$

$$D' = 2PT_G + PT_{1/2''} + PT_{3/8''} + PT_{3/16''} = 137.96 \text{ Tn/h}$$

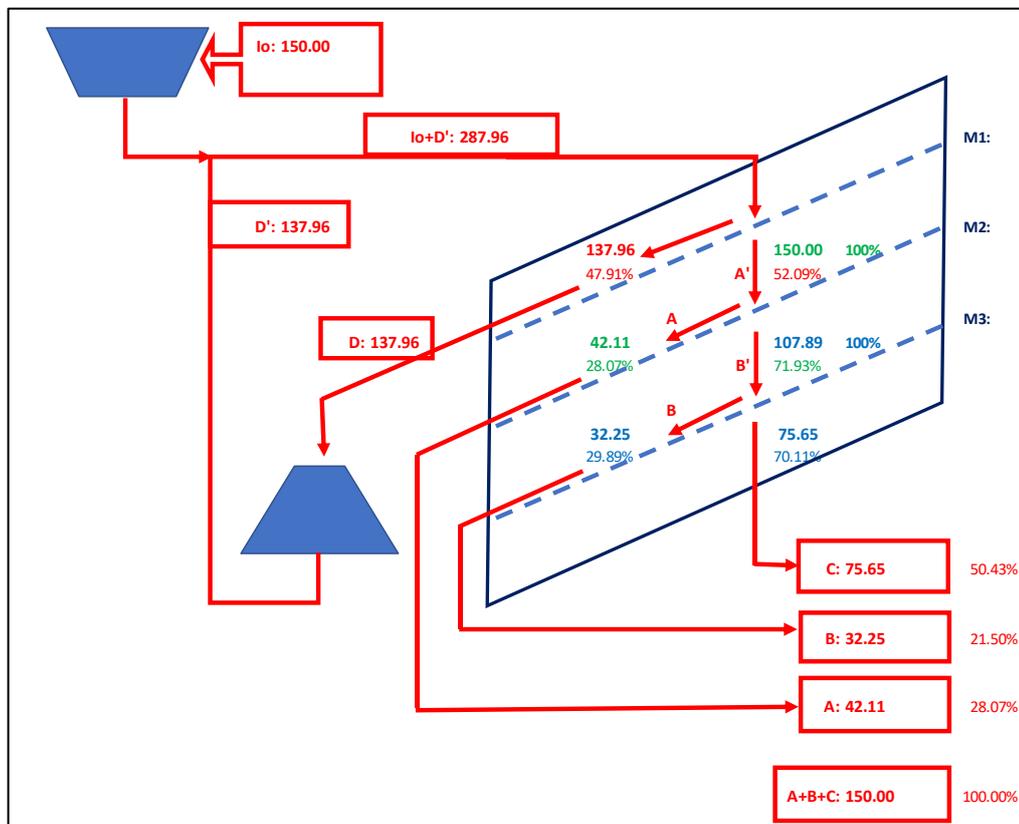
Figura 11: Diagrama de flujo general.



Elaboración propia.

Finalmente, el sistema equilibrado con la granulometría respectiva en cada etapa se presenta de la siguiente manera:

Figura 12: Diagrama de flujos específicos.



Elaboración propia.

Tabla 9: Flujo de masas y flujo granulométrico del circuito.

MALLA	APERTURA		TOLVA DE ALIMENTACION N	SALIDA DE CONO SYMONS 4-1/4'	ZARANDA VIBRATORIA						
					Malla Superior			Malla Intermedia		Malla Inferior	
	mm	% Ret	Alimentación	Realimentación	Ingreso	Retenido	Pasante	Retenido	Pasante	Retenido	Pasante
			I _o	D'	I _o +D'	D	A'	A	B'	B	C
3	76.200	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00		0.00		
2 1/2	63.500	15.69	23.53	0.00	23.53	23.53	0.00		0.00		
2	50.800	13.10	19.65	0.00	19.65	19.65	0.00		0.00		
1 1/2	38.100	9.12	13.68	0.00	13.68	13.68	0.00		0.00		
1	25.400	12.83	19.25	20.69	39.94	39.94	0.00		0.00		
3/4	19.050	9.04	13.55	27.59	41.15	41.15	0.00		0.00		
1/2	12.700	3.70	5.55	36.56	42.11		42.11	42.11	0.00		
3/8	9.525	2.64	3.97	15.87	19.83		19.83		19.83	19.83	
1/4	6.350	0.00	0.00	12.42	12.42		12.42		12.42	12.42	
4	4.760	7.36	11.04	5.52	16.56		16.56		16.56		16.56
8	2.380	0.00	0.00	5.52	5.52		5.52		5.52		5.52
10	2.000	3.37	5.06	3.45	8.51		8.51		8.51		8.51
16	1.190	0.00	0.00	10.35	10.35		10.35		10.35		10.35
20	0.840	0.00	0.00	0.00	0.00		0.00		0.00		0.00
30	0.590	0.00	0.00	0.00	0.00		0.00		0.00		0.00
40	0.420	10.82	16.24	0.00	16.24		16.24		16.24		16.24
50	0.297	0.00	0.00	0.00	0.00		0.00		0.00		0.00
60	0.256	0.00	0.00	0.00	0.00		0.00		0.00		0.00
100	0.149	0.00	0.00	0.00	0.00		0.00		0.00		0.00
200	0.074	10.89	16.33	0.00	16.33		16.33		16.33		16.33
< 200	-	1.43	2.14	0.00	2.14		2.14		2.14		2.14
		100.00	150.00	137.96	287.96	137.96	150.00	42.11	107.89	32.25	75.65
			INGRESO	TRITURADO		REALIMENTACION		PROD. FINAL		PROD. FINAL	PROD. FINAL

Elaboración propia.

Tabla 10: Proporción productos finales.

GRANULOMETRIA Y PROPORCION DE PRODUCTOS FINALES		
A	PT1/2"	CR 1/2"
42.11	36.56	5.55
	86.8%	13.2%
B	PT3/8"	CR 3/8"
32.25	28.28	3.97
	87.7%	12.3%
C	PT3/16"	CR 3/16"
75.65	24.83	50.81
	32.8%	67.2%
D	PT	CR G"
137.96	48.29	89.67
	35.0%	65.0%

Elaboración propia.

Con los datos de la granulometría de salida en el Cono Symons realizaremos el cálculo de los flujos

Ecuación (1):



$$I_o = CR_G + CR_{1/2"} + CR_{3/8"} + CR_{3/16"}"$$

$$I_o = 89.67 + 5.55 + 3.97 + 50.81$$

$$I_o = 150 \text{ Tn/h}$$

Iterando valores I_o para que $D = D' = 230 \text{ Tn/h}$:

$$D' = PT_G + PT_{1/2"} + PT_{3/8"} + PT_{3/16"}"$$

$$D' = 48.29 + 36.56 + 28.28 + 24.83$$

$$D' = 137.96 \text{ Tn/h}$$

Sabiendo el valor de PT_G :

$$D = PT_G + CR_G = 137.96$$

$$D = 48.29 + 89.67 = 137.96$$

$$D = 137.96 \text{ Tn/h}$$

De igual manera para las ecuaciones 5, 6, 7:

$$A = PT_{1/2"} + CR_{1/2"}"$$

$$A = 36.56 + 5.55$$

$$A = \{86.8\%PT_{1/2"}; 13.2\%CR_{1/2"}\}$$

$$A = 42.11 \text{ Tn/h}$$

$$B = PT_{3/8"} + CR_{3/8"}"$$

$$B = 28.28 + 3.97$$

$$B = \{87.7\%PT_{3/8"} + 12.3\%CR_{3/8"}\}$$

$$B = 32.25 \text{ Tn/h}$$

$$C = PT_{3/16"} + CR_{3/16"}"$$

$$C = 24.83 + 50.81$$

$$C = 32.8\%PT_{3/16"} + 67.2\%CR_{3/16"}"$$

$$C = 75.65 \text{ Tn/h}$$



Tabla 11: Productos finales

GRANULOMETRIA Y PROPORCION DE PRODUCTOS FINALES		
A	PT1/2"	CR1/2"
42.11	36.56	5.55
	86.8%	13.2%
B	PT3/8"	CR3/8"
32.25	28.28	3.97
	87.7%	12.3%
C	PT3/16"	CR3/16"
75.65	24.83	50.81
	32.8%	67.2%

Elaboración propia.

Finalmente, tendremos los flujos de masas necesarios para el diseño de los distintos componentes de la planta trituradora:

Tabla 12: Carga de diseño para los distintos componentes de la planta trituradora

CARGA DE DISEÑO PARA DISTINTOS COMPONENTES DE PLANTA TRITURADORA		
FLUJO	CAUDAL (Tn/h)	PARA DISEÑO DE:
Io	150.00	Tolva de Alimentación
Io+D'	287.96	Faja Transportadora N°1
Io+D'	287.96	Zaranda Vibratoria
D	137.96	Faja Transportadora N°2
D'	137.96	Faja Transportadora N°3
D	137.96	Cono Triturador 5.5'
A	42.11	Faja Transportadora N°4
B	32.25	Faja Transportadora N°5
C	75.65	Faja Transportadora N°6
Io	150.00	Alimentador Tolva

Elaboración propia.



4.2. CÁLCULO DE EQUIPOS

4.2.1. Diseño de Tolva de Alimentación

Para tolvas de alimentación recargadas con maquina n veces por hora:

La Capacidad Máxima de Diseño será 150 Tn/h

$$V_{Tolva} = \frac{Cap. Máx. Tolva.}{N^{\circ}Tolvas \times \rho_{PCh} \times \frac{f_{Recargas}}{Hora}} = \frac{150}{1 \times 2.323 \times 6}$$

$$V_{Tolva} = 10.76 m^3$$

Donde:

V_{Tolva} : Volumen de cada Tolva de Alimentación (m^3)

$Cap.Máx.Tolva$: Capacidad Máxima para la Tolva de Alimentación (Tn/h)

$N^{\circ} Tolvas$: Número de tolvas, depende de la cantidad de flujo.

ρ_{PCh} : Densidad de Piedra de Cantera ($2.323Tn/m^3$)

$f_{Recargas/Hora}$: Frecuencia de Recargas por Hora en la Tolva (1/h)

Luego determinaremos el volumen de diseño que corresponde al calculado considerando las fracciones de espacios vacíos, para ello se utilizara la siguiente formula:

$$V_{Diseño} = V_{Tolva}/k_{FEV}$$

$$k_{FEV} = (1 - FEV)$$

Donde:

$V_{Diseño}$: Volumen de diseño de la Tolva.

k_{FEV} : Factor de corrección por espacios.

FEV : Fracción de espacios vacíos

$$FEV = 0.4; \text{ Para tolvas de finos.}$$

$$FEV = 0.2; \text{ Para tolvas de gruesos.}$$

Las características del material que ingresa a la Tolva de Alimentación son las siguientes:

Tabla 13: Características del material a cargar.

MATERIAL:	Roca, chancada		
CÓDIGO	D26		
Tamaño:	En trozos		
Fluidez:	Buena		
Abrasividad:	Abrasivo		
Características Adicionales:	Ninguna		
Peso promedio (Lb/pie ³):	125.0	145 Máx	
Peso promedio:	145.0	lb/pie ³	2323 Kg/m ³
Angulo efectivo de fricción interna ϕ_e :	30	°	
Angulo de sobrecarga α :	14.0	°	
Porcentaje Trozos:	40	%	
Porcentaje Finos:	35	%	

Elaboración propia.

Por lo tanto, la FEV será 0.2, entonces:

$$k_{FEV} = (1 - 0.2)$$

$$k_{FEV} = 0.8$$

$$V_{Diseño} = \frac{10.76}{0.8}$$

$$V_{Diseño} = 13.45 \text{ m}^3$$

De la Tabla 13: Características del material a cargar. determinamos el valor del ángulo efectivo de fricción interna $\phi_e = 30^\circ$

Según la siguiente, estamos ante un material con $d > 0,2 \text{ mm}$, por lo cual nos corresponde un $\delta = 0,6 \text{ } \emptyset$ (descarga); luego $\delta = 18^\circ$

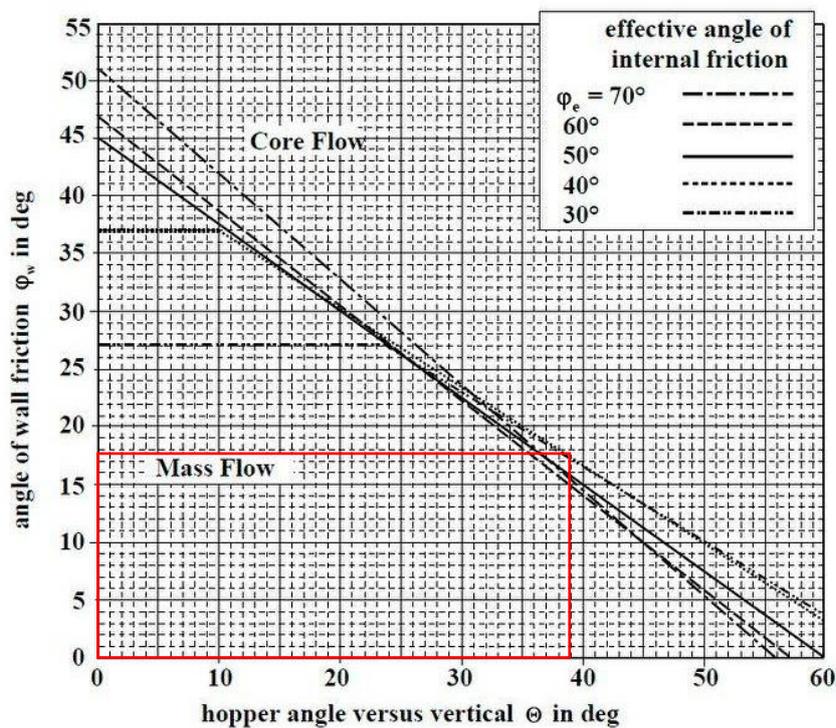
Tabla 14: Angulo de fricción de la pared y relación de presión.

ANGULO DE FRICCION DE LA PARED Y RELACION DE PRESION				
MATERIALES	Angulo de fricción de la pared δ		Relación de presión λ	
	Mientras se llena	Mientras vaciaba	Mientras se llena	Mientras vaciaba
Material granular con diámetro medio de partícula > 2mm	0.75 ϕ	0.60 ϕ	0.5	1
Materiales en polvo (excepto harina de habón) con un diámetro medio de partícula inferior a 0,06 mm	1.0 ϕ	1.0 ϕ	0.5	0.7
Finos	0.75 ϕ	0.75 ϕ	0.5	0.7

Fuente. (Paredes Guerra, 2019)

Con estos dos datos de ángulos, y dado que nuestro diseño es una tolva rectangular (con bisel o chaflán), corresponde ir a la Figura 13. Límites entre masa y flujo del núcleo, para obtener un ángulo de pared de aproximadamente $\Theta = 39^\circ$.

Figura 13. Límites entre masa y flujo del núcleo (Flujo Laminar, tolva de paredes rectas)



Fuente: (Anclabau S.A., 2014)

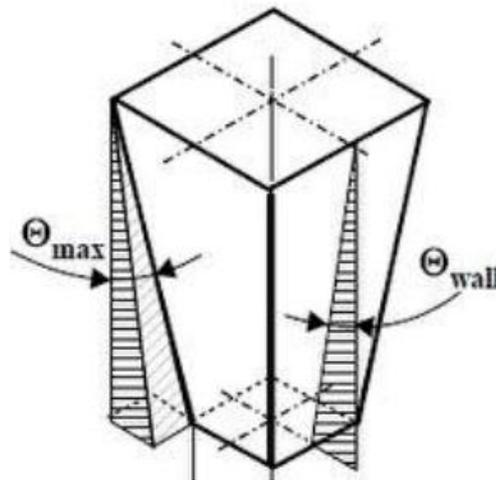
$$\theta \leq \left[60,5^\circ + \frac{\arctan\left(\frac{50^\circ - \varphi_e}{7.73^\circ}\right)}{15.07^\circ} \right] \left(1 - \frac{\varphi_w}{42.3^\circ + 0.1131^\circ(0.06 \times \varphi_e)} \right)$$

$$\theta \leq \left[60,5^\circ + \frac{\arctan\left(\frac{50^\circ - 29^\circ}{7.73^\circ}\right)}{15.07^\circ} \right] \left(1 - \frac{17.4^\circ}{42.3^\circ + 0.1131^\circ(0.06 \times 29^\circ)} \right)$$

$$\theta \leq 34.77^\circ \approx 35^\circ$$

El máximo ángulo de inclinación de la parte inferior respecto a las paredes verticales de la tolva será de 35°

Figura 14: Angulo de inclinación de la tolva.



Fuente. (Paredes Guerra, 2019)

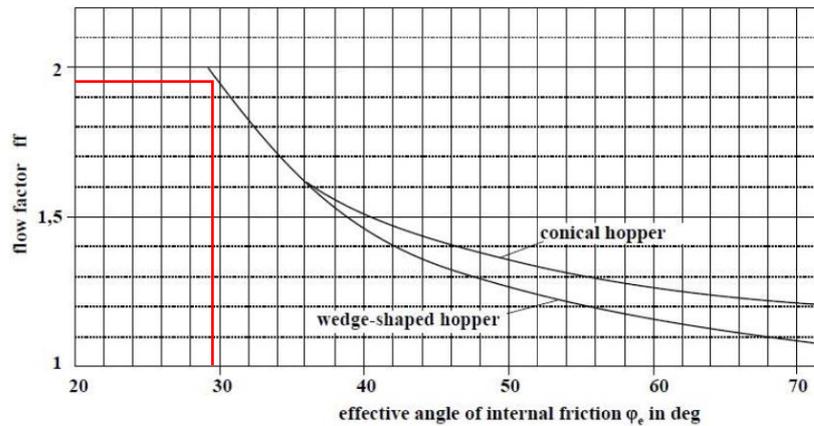
Aproximación del ancho mínimo de apertura descarga de la tolva

Para ello es necesario primero estimar la función de flujo de material (Mff), y la función factor de flujo del sistema (1/ff) siendo ff el factor de flujo.

Figura 15: Determinación del factor de flujo aproximado.

Ascertainment of Approximated Flow Factor

(angle of wall friction $\varphi_w = 10^\circ - 30^\circ$)



Fuente. (Paredes Guerra, 2019)

En este caso en particular se utiliza la siguiente expresión;

$$ff \approx 1.95, \text{ luego } 1/ff \approx 0.5128$$

El esfuerzo normal crítico (CAS, en inglés) se obtiene de manera gráfica.

La abscisa en la gráfica de la función será designada como esfuerzo máximo normal σ_1^n mientras que la ordenada será el esfuerzo de material no confinado (fc).

$$fc = \sigma_1^{\tan \delta}$$

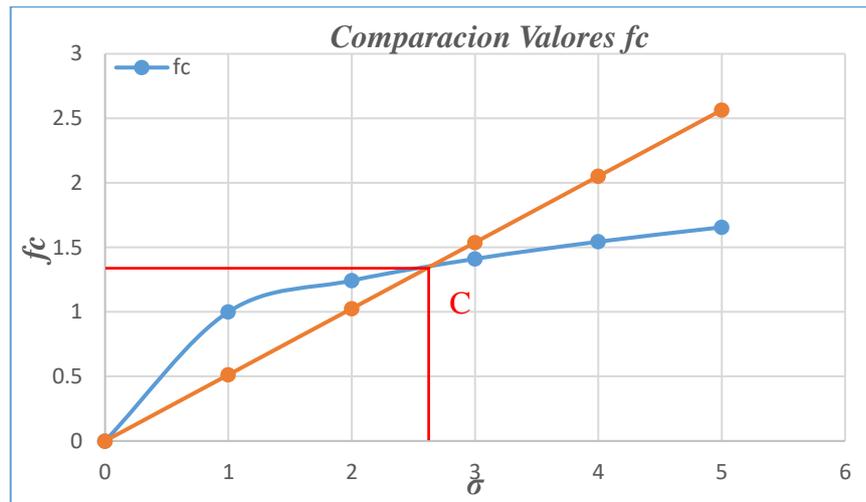
$$fc = \sigma_1^{\tan (17.4^\circ)} \text{ (en kPa)}$$

Reemplazamos valores:

σ	fc	1/ff
0	0	0.000
1	1	0.513
2	1.243	1.026
3	1.411	1.538
4	1.544	2.051
5	1.656	2.564

Para obtener el Esfuerzo Crítico Aplicado, CAS, Trazamos las gráficas de ambas funciones:

Figura 16: Comparación valores f_c



Elaboración propia.

Del gráfico se verifica que existe un punto en común entre ambas funciones, el cual determinaremos igualando las funciones:

$$\sigma^{0.3134} = \frac{\sigma_1}{f_f}$$

$$f_f = \frac{\sigma_1}{\sigma_1^{0.3134}}$$

$$1.95 = \sigma_1^{0.6866}$$

$$2.645 = \sigma_1$$

Entonces, determinamos el valor de f_c en este punto:

$$CAS = 2.645^{0.3134} = 1.356 \text{ kPa}$$

Finalmente determinaremos la altura de la sección piramidal inferior:

$$H = 1 + \frac{\theta}{180^\circ}$$

$$H = 1 + \frac{35^\circ}{180^\circ} = 1.1944$$

El valor de W correspondiente será:

$$W = 3 \times H \times \frac{CAS}{\rho \times g / g_c}$$

$$W = 3 \times 1.1944 \times \frac{1.356 \times 10^3}{2323 \times 9.81}$$

$$W = 0.213m$$

Por recomendación, asumimos: $L/W = 3,5$:

$$L > 3.5W$$

Debido a que la tolva es de flujo másico nos corresponde aplicar la ECUACIÓN DE JOHANSON para verificar el ancho mínimo:

$$\dot{m} = \rho^o \times A \times \sqrt{\frac{B \times g}{2(1 + m) \times \tan \theta}}$$

Donde:

\dot{m} : Tasa de descarga (kg/s) (91.34 kg/s)

ρ^o : Densidad del material (kg/m³)

θ : Angulo de la tolva. (35°)

g : Aceleración de la gravedad (m/s²)

m : 1 para Tolva Cónica, 0 para Tolva Rectangular.

B : Diámetro de salida (W)

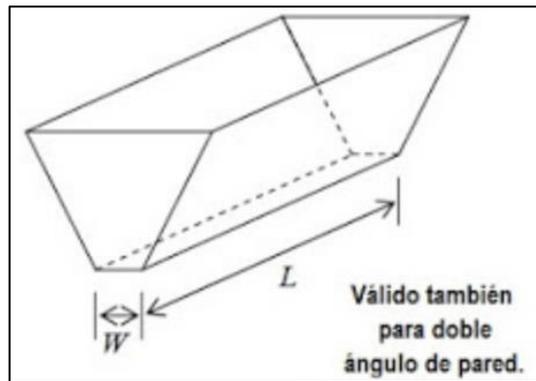
A : Área de salida (m²)

$$W = \sqrt[5]{\frac{2\dot{m}^2 \tan \theta}{12.25 \times \rho^2 \times g}}$$

$$W = \sqrt[5]{\frac{2 \times 91.34^2 \tan 35^\circ}{12.25 \times 2323^2 \times 9.81}} = 0.11m$$

Este ancho corresponde al valor mínimo requerido. Para este flujo además se requerirá un sistema de dosificación.

Figura 17: Lados de descarga de tolvas



Fuente: (Paredes Guerra, 2019)

Finalmente, la apertura inferior de la tolva de alimentación será:

$$W = 0.25\text{m}$$

$$L = 0.90\text{m}$$

$$H = 1.10\text{m}$$

Criterios de Diseño:

Además de las consideraciones de diseño en base a flujo, debemos tener en cuenta los siguientes criterios de diseño:

- La dimensión del lado menor de la tolva deberá coincidir con el ancho máximo permitido para vehículos en las carreteras nacionales que es de 2.60 metros (MTC, 2016).
- La dimensión del lado mayor de la tolva deberá ser mayor al ancho máximo del cucharón de un cargador frontal estándar para abastecimiento de plantas.
- A fin de prevenir el ingreso de piedras de sobre tamaño al sistema, la tolva contará con una malla superior de cocada 4 pulgadas.
- La tolva de alimentación, contará con un sistema de alimentación variable mediante faja con sistema de variación de frecuencia.

Figura 18: Esquema tolva de alimentación.



Elaboración propia.

Diseño de la Tolva

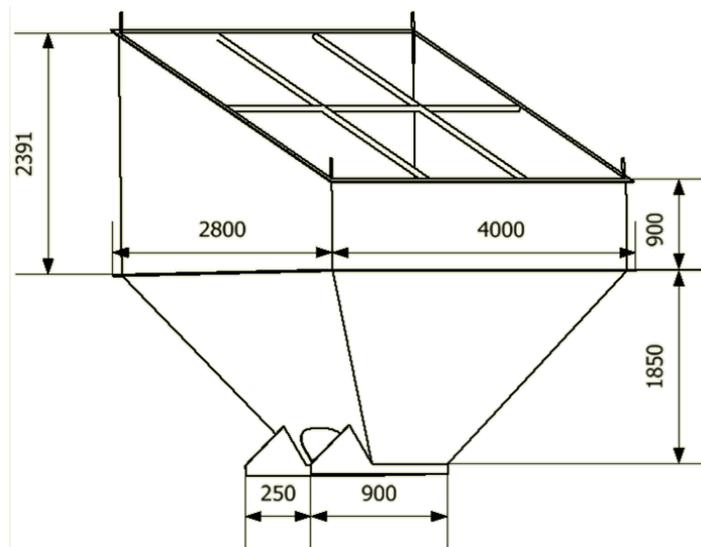
En base a los criterios de diseño y a la capacidad real de la tolva calculada anteriormente dimensionaremos un modelo, hallaremos sus principales esfuerzos y seleccionaremos los materiales idóneos para su fabricación.

El volumen se calculará descomponiendo la forma de la tolva en una pirámide trunca inferior y un paralelepípedo superior, para el cálculo del volumen útil de este último se considera la altura menor (900 mm):

Las dimensiones principales de la tolva y el radio hidráulico se determinarán de acuerdo a Anexo 4, siendo sus dimensiones:

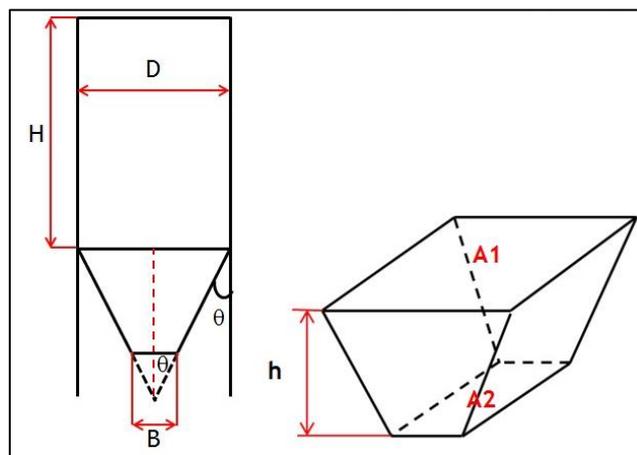
En primer lugar, las dimensiones de la tolva son:

Figura 19: Dimensiones de la tolva



Elaboración propia.

Figura 20: Dimensiones y volumen de tolva.



Fuente: (Paredes Guerra, 2019)

$$V = \frac{h}{3} (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 A_2}) + A_1 H$$

$$A_1 = 2.6 \times 4.0 = 10.4 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 0.9 \times 0.25 = 0.225 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{1.85}{3} (10.4 + 0.225 + \sqrt{10.4 \times 0.225}) + 10.4 \times 0.6 = 13.73 \text{ m}^3$$

Para el caso de este diseño se trata de una tolva rectangular con embudo inferior, por lo que el radio hidráulico (Anexo 4) será:



$$R_H = \frac{L_a \times B_b}{2(L_a + B_b)}$$

$$R_H = \frac{4.0 \times 2.6}{2(4.0 + 2.6)}$$

$$R_H = 0.788 \text{ m} \quad D_H = 1.576 \text{ m}$$

Cálculo de Esfuerzos

Conocida la geometría de nuestra tolva, el paso siguiente será determinar los esfuerzos horizontales y verticales de la siguiente manera:

$$P_v = \frac{\rho^\circ g D_H}{4\mu K g_c} \left(1 - e^{\left(-\frac{4z\mu K}{D_H} \right)} \right)$$

Donde:

P_v : Presión en el fondo de la tolva, Pa.

ρ° : Densidad del material, kg/m³

z : Altura de la tolva, m

D : Diámetro hidráulico mayor de la tolva, m

μ : Coeficiente de fricción (tan Θ)(0.7)

g_c : 1 kgm/Ns²

g : Gravedad local, m/s²

φ_e : Angulo efectivo de fricción interna

Para determinar el valor de K usaremos el mayor valor de estas ecuaciones:

$$K = \begin{cases} 0.4 \\ \frac{1 - \sin \varphi_e}{1 + \sin \varphi_e} \\ \frac{1 - \sin^2 \varphi_e}{1 + \sin^2 \delta \varphi_e} \end{cases}$$

Entonces para φ_e :

$$K = \begin{cases} 0.4 \\ 0.33 \\ 0.6 \end{cases}$$

Reemplazando en la ecuación:

$$P_v = \frac{2323 \times 9.81 \times 1.576}{4 \times 0.7 \times 0.6 \times 1.0} \left(1 - e^{\left(-\frac{4 \times 2.8 \times 0.7 \times 0.6}{1.64} \right)} \right)$$

$$P_v = 1993465 \text{ Pa}$$

Asimismo, la presión en la pared de la tolva será:

$$P_w = KP_v$$

$$P_w = 0.6 \times 1993465$$

$$P_w = 1196079 \text{ Pa}$$

El valor de P_v nos permitirá dimensionar los perfiles a emplearse en la estructura de soporte, mientras que con P_w estimaremos el espesor de plancha más adecuado.

Seguidamente calculamos la tensión de trabajo de la chapa a tracción en la pared se obtiene a partir de la fórmula:

$$\sigma t = \frac{P_w \times D_H}{2 \times 100 \times t}$$

$$t = \frac{P_w \times R_H}{\sigma_F}$$

Determinaremos el valor de t , espesor de $6\text{mm} = 0.6\text{cm}$:

$$\sigma t = \frac{11961 \times 1.64}{2 \times 100 \times 0.6}$$

$$\sigma t = 172.05 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = 1687.8 \text{ N/cm}^2$$

Finalmente determinaremos el coeficiente de seguridad de la plancha asumida (Acero ASTM A36, $\sigma_f = 24 \text{ kN/cm}^2$):

$$\eta = \frac{\sigma_f}{\sigma_t}$$

$$\eta = \frac{24 \times 10^3}{1687.8} = 14.2$$

Por lo que se considera apropiado el espesor de 6mm para la tolva puesto que deberá soportar cargas de impacto.



4.2.2. Diseño de Zaranda Vibratoria

La granulometría de trabajo en esta zaranda será la siguiente:

El método de selección aceptado generalmente es el de la cantidad de material que pasa (STPH) a través de 1 pie cuadrado (0.0929m²) de una bandeja de tamizaje o cribado con una abertura específica.

El área total “A” puede definirse por la fórmula:

$$S' = \frac{tph}{B \times f_t} \text{ (pies}^2\text{)}$$

Donde:

S' : Superficie necesaria para zarandeo. (m²)

T : Capacidad de producción requerida (tph)

B : Capacidad específica o básica (t/m²h)

f_t : Factor total de corrección de la capacidad básica, (adimensional)

Método híbrido pasante “Bouso”

Este método estudia con detalle cada uno de los parámetros y condiciones que afecten a la capacidad del tamizaje, los factores de corrección desarrollados permitirán establecer la capacidad básica en condiciones específicas.

La capacidad básica multiplicada por un factor de corrección total f_t dará una capacidad corregida.

Los factores de corrección son:

- Forma del material.
- Capacidad básica o específica (t/m²h).
- Densidad específica.
- Partículas superiores al tamaño de clasificación, rechazo.
- Eficiencia de clasificación, E.
- Cribado seco.



- Cribado húmedo.
- Tipo de apertura de malla.
- Posición de la malla en la zaranda.
- Angulo de inclinación de la zaranda.
- Área libre de paso.
- Anchura de la criba.

Tabla 15: Granulometría en zaranda vibratoria.

MALLA	ZARANDA VIBRATORIA						
	Malla Superior			Malla Intermedia		Malla Inferior	
	Ingreso	Symons	Pasante	Retenido	Pasante	Retenido	Pasante
	lo+D'	D	A'	A	B'	B	C
3	0.00	0.00	0.00		0.00		
2 1/2	23.53	23.53	0.00		0.00		
2	19.65	19.65	0.00		0.00		
1 1/2	13.68	13.68	0.00		0.00		
1	39.94	39.94	0.00		0.00		
3/4	41.15	41.15	0.00		0.00		
1/2	42.11		42.11	42.11	0.00		
3/8	19.83		19.83		19.83	19.83	
1/4	12.42		12.42		12.42	12.42	
4	16.56		16.56		16.56		16.56
8	5.52		5.52		5.52		5.52
10	8.51		8.51		8.51		8.51
16	10.35		10.35		10.35		10.35
20	0.00		0.00		0.00		0.00
30	0.00		0.00		0.00		0.00
40	16.24		16.24		16.24		16.24
50	0.00		0.00		0.00		0.00
60	0.00		0.00		0.00		0.00
100	0.00		0.00		0.00		0.00
200	16.33		16.33		16.33		16.33
< 200	2.14		2.14		2.14		2.14
	287.96	137.96	150.00	42.11	107.89	32.25	75.65
		REALIMEN TACION		PROD. FINAL		PROD. FINAL	PROD. FINAL

Elaboración propia.

Para la determinación de los diferentes factores requeriremos la granulometría calculada en la Tabla 9: Flujo de masas y flujo granulométrico del circuito. Y de ella seleccionamos los valores para la zaranda vibratoria en la Tabla 15: Granulometría en zaranda vibratoria.



Forma del material

Los valores de la capacidad básica han sido calculados separadamente para:

- Productos naturales o de forma redondeada.
- Productos triturados o de forma cúbica, por lo cual es importante considerar esto para tomar el valor correcto de las posibles opciones.

Densidad específica aparente, ρ_a

Los valores de la densidad básica o específica, deben de ser corregidos.

La densidad aparente que toma la capacidad básica es densidad aparente $1,6 \text{ T/m}^3$, mientras que la densidad de la piedra triturada es de 2.323 T/m^3 (145 Lb/pe^3) para corregir este valor se utiliza el factor f_d .

$$f_d = \frac{\rho_a}{1.6} = \frac{2.323}{1.6} = 1.45$$

Capacidad básica o específica, B

Esta se encuentra expresada en (t/m^2h) , el desarrollo de esta capacidad básica específica, se obtienen de una manera empírica, considerando un producto de densidad aparente $1,6 \text{ tm}^3$ /que pasa por una malla de abertura determinada, fabricada con alambre de acero y con área libre del 50% colocada en la primera superficie de una zaranda, con una inclinación de 18 a 20 grados.

Tabla 16: Capacidad básica b (tn/m²h)

LUZ DE MALLA	MATERIAL		
	CARBÓN	TRITURADO	NATURAL
30	2	2.7	3.5
20	2.6	3.4	4.4
16	3.1	4.1	5.5
8	4	5.3	7.1
4	6	8	10.5
1/4	8.1	10.8	14
3/8	10.8	14.4	18.6
1/2	12.5	16.6	21.5
5/8	14.3	19	25.1
3/4	16.5	22	29
1	19.5	26	33.4
1 1/4	22.5	30	37.9
1 1/2	26	34.7	42.5
2	29.3	39	47.4
2 1/2	33	44	52
3	36.8	49	57
4	42	56	63
5	47.3	63	68

Elaboración propia.

Por lo tanto:

$$B = 29 T/m^2h$$

Partículas superiores al tamaño de clasificación

La capacidad básica con un factor $f_r=1$ es para un valor del rechazo $R = 25 \%$, por lo que cualquier otro porcentaje, significa que debe corregirse de acuerdo a la Tabla 17;

Tabla 17: Factor de rechazo.

FACTOR DE RECHAZO										
R	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Factor f_d	1.10	1.08	1.06	1.04	1.02	1.00	0.98	0.96	0.94	0.92

Fuente. (Perez Mejia, 2015)

De la granulometría en la Tabla 15: Granulometría en zaranda vibratoria que el material retenido en la malla superior (193.05 tph) corresponde al 48% del material bruto que ingresa a la zaranda. Por lo tanto



Extrapolando 48% en la Tabla 17 tenemos:

$$f_d = 0.908$$

Partículas inferiores a la mitad del tamaño de clasificación, semitamaño.

Como en el factor anterior la capacidad básica fue calculada en base a un producto que contiene 40 % de partículas más finas que la mitad de la luz de la malla, por eso cualquier desviación debe ser corregida aplicando un factor f_s , siendo $f_s=1$ para un valor del semitamaño de 40 %.

La dimensión del semitamaño corresponde a la mitad de la gradación de la malla:

$$\text{Dimensión del semitamaño: } (3/4'' \div 2) = 3/8''$$

De la Tabla 15: Granulometría en zaranda vibratoria se verifica que el flujo pasante por la malla de 3/8'' corresponde al 31% del material bruto que ingresa al sistema.

Tabla 18: Factor de semitamaño.

FACTOR SEMITAMAÑO	
% Halfsize	fs
0	0.5
5	0.55
10	0.60
15	0.65
20	0.72
25	0.77
30	0.85
35	0.92
40	1
45	1.1
50	1.2
55	1.3
60	1.45
65	1.6
70	1.75
75	1.95
80	2.2
85	2.55
90	3
95	3.65

Fuente. (Perez Mejia, 2015)

Interpolando 31% en la Tabla 18: Factor de semitamaño tenemos:

$$f_s = 0.864$$

Eficiencia de clasificación.

El valor de capacidad básica a sido calculado en base a una eficiencia o rendimiento de cribado del 94% con $f_e=1$, por lo que cualquier diferencia con esta suposición debe ser rectificada con estos datos.

Tabla 19: Factor de eficiencia

FACTOR DE EFICIENCIA	
Eficiencia	Factor
98%	0.6
96%	0.85
94%	1
92%	1.05
90%	1.12
85%	1.26
80%	1.41
75%	1.55

Fuente. (Perez Mejia, 2015)

Por lo tanto: $f_e = 1.55$

Factor de Humedad

Los datos de la capacidad básica han sido derivados en base a un cribado en seco, o con una humedad, H, inferior al 3 %.

Asimismo, cada material tiene una humedad crítica, pero se sistematiza y se establece el subsiguiente factor de corrección f_h .

- Si $H > 9 \%$, no se puede cribar en seco
- Si $9 \% > H > 6 \%$, $f_h=0,75$
- Si $6 \% > H > 3 \%$, $f_h=0,85$
- Si $H < 3 \%$, $f_h=1$



Para el caso en particular del sistema estudiado en esta tesis, el material bruto tiene un valor de humedad del 5%, por lo tanto. $f_h = 0.85$

Factor de Apertura de Malla

La capacidad básica ha sido computada con malla de alambre de acero de apertura cuadrada, por lo que otro tipo de sección de pase tendrá un resultado distinto en la capacidad de cribado, debiéndose aplicar un factor f_m .

- Si la malla es de apertura cuadrada $f_m = 1,0$
- Si la malla es de apertura redonda $f_m = 0,8$
- Si la malla es de sección rectangular, dependiendo de la proporción largo/ancho, l/a , se aplicará un factor distinto.
 - o Si $2 < l/a < 3$, $f_m = 1,15$
 - o Si $3 < l/a < 6$, $f_m = 1,20$
 - o Si $l/a > 6$, $f_m = 1,25$

Para el diseño, la malla será de sección cuadrada, por lo tanto: $f_m = 1.15$

Posición de malla en la criba

Al caer sobre la criba, debido a su mecanismo de avance horizontal las partículas de material describen una trayectoria parabólica, ello implica que los paños inferiores no son aprovechados en toda su longitud, lo que genera que la superficie efectiva sea menor a medida que la malla está ubicada en posiciones inferiores.

En consecuencia, se debe que aplicar un factor de corrección en base a la ubicación del paño de cribado f_p .

- Si está en el primer nivel $f_p=1$
- Si está en el segundo nivel $f_p=0,9$
- Si está en el tercer nivel $f_p=0,8$



Para el diseño, la criba se considera de 2 mallas de cribado, por lo tanto. $f_p =$

1.0

Ángulo de inclinación de la zaranda.

Generalmente para tamizados gruesos y medios se emplean zarandas inclinadas, siendo la inclinación habitual $20\pm 2^\circ$, aunque en algunos casos puede ajustarse esta inclinación, disminuyéndola para granulometrías finas y aumentándola para granulometrías gruesas. Existen también zarandas para granulometrías más finas con inclinaciones entre 15° y 5° .

Los datos de la capacidad básica han sido elaborados en base a zarandas inclinadas por lo cual el factor aplicable para el caso de estudio sería $f_i=1$. En otros casos habrá que emplear otro factor según su correspondiente grado de inclinación.

- Cribas inclinadas $20\pm 2^\circ$ $f_i=1$
- Cribas inclinadas 15° $f_i=0,96$
- Cribas inclinadas 10° $f_i=0,94$
- Cribas inclinadas 5° $f_i=0,87$
- Cribas horizontales normales $f_i=0,83$

Para el diseño se aplicará una inclinación de 18° , por lo tanto: $f_i = 1.0$

Área útil de la malla

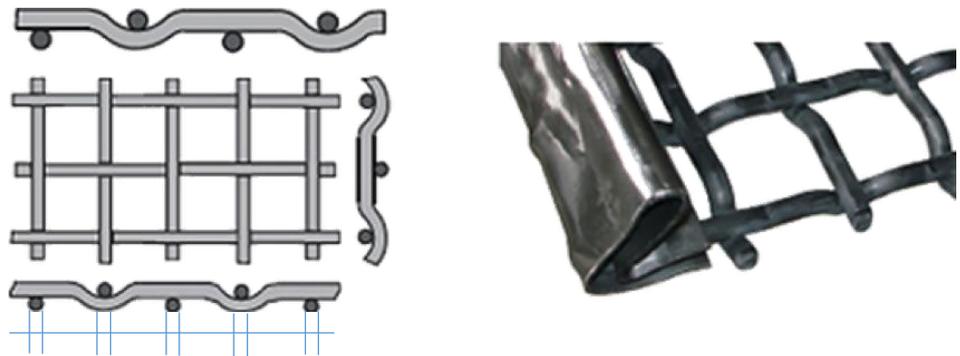
Con mallas de alambre de acero de ejecución "media", o con un diámetro de alambre medio acorde con el tamaño de la malla, que proporciona un área libre de paso predeterminada, se han realizado cálculos de la capacidad básica.

Las mallas vienen en una variedad de calidades, pero en general, hay tres categorías principales: ligeras, medianas y pesadas. Las mallas de tipo ligero se construyen con hilo más fino de lo habitual, lo que se traduce en una mayor superficie libre, pero por otro lado una menor vida útil debido a una menor resistencia al desgaste.

Las mallas resistentes, por otro lado, están construidas con hilo más grueso, tienen menos área de superficie libre y son más duraderas con el tiempo.

Podría probarse que la superficie libre afecta directamente la capacidad de selección. Dando esto por sentado, es importante tener en cuenta la superficie libre incluida en el cálculo y la superficie real de cribado que se instalará en función del tipo y material de la malla que se utilice. La superficie debe entonces corregirse proporcionalmente a la diferencia entre las dos áreas libres, la "modelo" y la "real", al determinar la superficie de apantallamiento necesaria.

Figura 21: Sección de malla para zaranda vibratoria.



Fuente. (Anclabau S.A., 2014)

El porcentaje de área útil de la malla se determina con la siguiente fórmula:

$$\text{Área útil} = \frac{a}{a+b}$$

Para nuestro caso la malla superior tendrá una apertura de $\frac{3}{4}$ " y el diámetro del alambre será de $\frac{3}{8}$ ", entonces:

$$\text{Área útil} = \frac{\frac{3}{4}''}{\frac{3}{4}'' + \frac{3}{8}''} = 67\%$$

Hallado este valor. El factor f_o a considerar se encuentra interpolando valores en la Tabla 20.

Tabla 20: Factor de área útil.

FACTOR DE ÁREA ÚTIL	
Superficie Libre	fo
25	0.5
30	0.60
35	0.70
40	0.8
45	0.9
50	1
55	1.1
60	1.2
65	1.3
70	1.4
75	1.5

Elaboración propia.

Por lo tanto, el valor del factor de área útil será: $f_o = 1.34$

Ancho de Bastidor

De manera independiente al cálculo de la superficie requerida, la zaranda debe tener un ancho mínimo que permita que la capa de material no tenga un espesor elevado e impida la posibilidad de que las diferentes partículas tengan acceso a la malla, un ejemplo de esto se encuentra en la siguiente tabla:

Tabla 21: Ancho de zarandas y capacidad de selección.

Ancho de la Zaranda (mm)	Toneladas por hora de alimentación máximo
600	75
900	175
1200	275
1500	350
1800	500
2100	650
2400	750

Fuente. (Perez Mejia, 2015)



Además, es posible calcular el ancho mínimo de una zaranda, en base al espesor máximo de la capa sobre la malla, considerando el material de rechazo o fracción gruesa, que es el que forma la capa sobre la malla en el extremo de salida.

El grosor de capa está directamente relacionado con la luz de la malla, siendo éste regularmente de 2 a 4 veces la apertura o luz L_m , aunque conviene comparar el valor calculado, con el tamaño máximo de grano, pues el espesor no puede nunca ser inferior al máximo tamaño de partícula. La velocidad de avance variará dependiendo del modelo de zaranda, aunque suele estar entre 20 m/min y 40 m/min .

$$A_m = 116 \times \left(\frac{T_{alim} \times R}{L_m \times f_d} \right)$$

Donde:

A_m : Ancho mínimo de la zaranda. (mm)

T_{alim} : Tonelaje de alimentación de la zaranda. (tph) (558.83 tph, Tabla 15:
Granulometría en zaranda vibratoria)

R : Porcentaje de rechazo expresado en cifra decimal. (41%=0.41, Tabla 15:
Granulometría en zaranda vibratoria)

L_m : Apertura de la malla. (mm) ($3/4'' = 19.05mm$)

f_d : Factor de densidad.

$$A_m = 116 \times \left(\frac{558.83 \times 0.41}{19.05 \times 1.45} \right)$$

$$A_m = 962 \text{ mm}$$

De acuerdo a este resultado, a recomendación de Tabla 21: Ancho de zarandas y capacidad de selección, y al ancho mínimo 2.6m para vehículos que transitan en carreteras peruanas de acuerdo al Reglamento Nacional de Vehículos, (MTC, 2016); asumiremos un ancho de bastidor $A = 2.0m$



Superficie de zarandeo.

Una vez encontrado todos los factores de corrección, se calcula el área de la plataforma de tamizaje para el sistema.

$$S = \frac{T}{B \times f_t}$$

$$S = A \times L$$

Donde:

S : Superficie de Zaranda, m

A : Ancho de Plataforma de Zaranda, m

L : Largo de Plataforma de Zaranda, m

T : Capacidad de Zaranda, tph

B : Capacidad básica, t/m²h

f_t : Factor de corrección total.

$$f_t = f_d \times f_r \times f_s \times f_e \times f_h \times f_m \times f_p \times f_i \times f_o$$

$$f_t = 1.45 \times 0.908 \times 0.864 \times 1.55 \times 0.85 \times 1.15 \times 1 \times 1 \times 1.34$$

$$f_t = 2.32$$

$$S = \frac{287.96}{29 \times 2.32} = 4.29 \text{ m}$$

$$L = \frac{S}{A} = \frac{4.29}{1.8} \quad L = 2.38 \text{ m}$$

Entonces, nuestra zaranda tendrá un área de trabajo mínimo de 4.29m²; considerando las dimensiones de mallas comerciales para zarandas estándar 1.20 x 1.80, se determina las siguientes dimensiones:

Ancho: 1800 mm

Largo: 4800 mm

DISEÑO DE ZARANDA VIBRATORIA

Los materiales para el diseño de la zaranda vibratoria deben soportar la alta abrasividad de la roca, para la clasificación de los materiales se considerará malla tejida de 3/4", 3/8" y 3/16". La carcasa del bastidor será de acero ASTM A-36.

Todo el sistema estará montado sobre un chasis móvil con ruedas que permitirán el traslado y locación donde se requiera el equipo.

El flujo másico de trabajo de la zaranda vibratoria será el Flujo de Ingreso = 287.96 Tn/h; anteriormente se realizó el cálculo del área de la zaranda para el material requerido, en esta sección se realizarán los cálculos mecánicos de sus principales elementos. El área de trabajo calculada es:

Ancho: 1.8 m

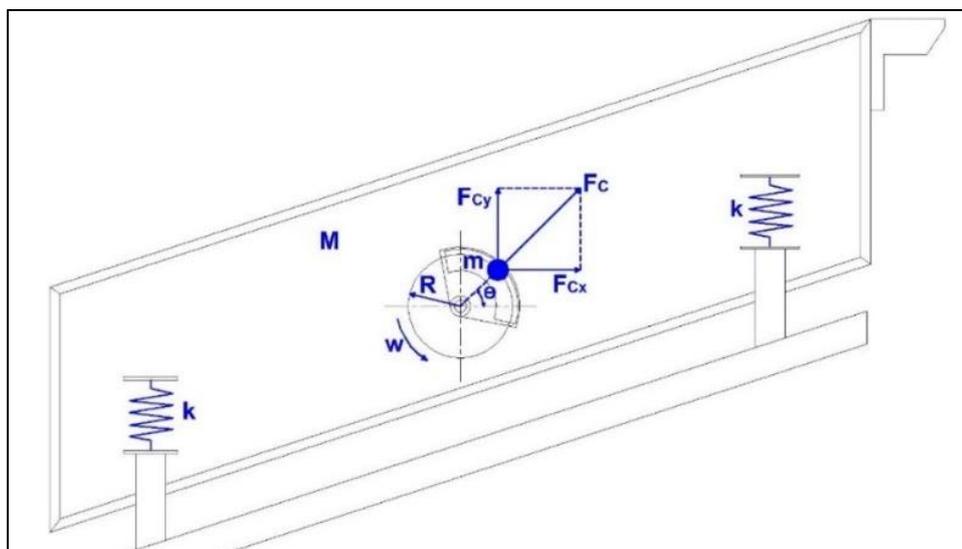
Largo: 4.8 m

Angulo de Inclinación: 20°

Cálculo de Contrapesas, Análisis vibratorio.

En el siguiente diagrama se muestra la interacción de la fuerza centrífuga ejercida por la masa excéntrica m y fuerza elástica k ,

Figura 22: Fuerzas actuantes sobre zaranda vibratoria.



Elaboración propia.

Donde:

M : Es la masa del sistema. (kg)

m : La masa excéntrica. (kg)

k : La elasticidad del sistema. (kgf/cm)

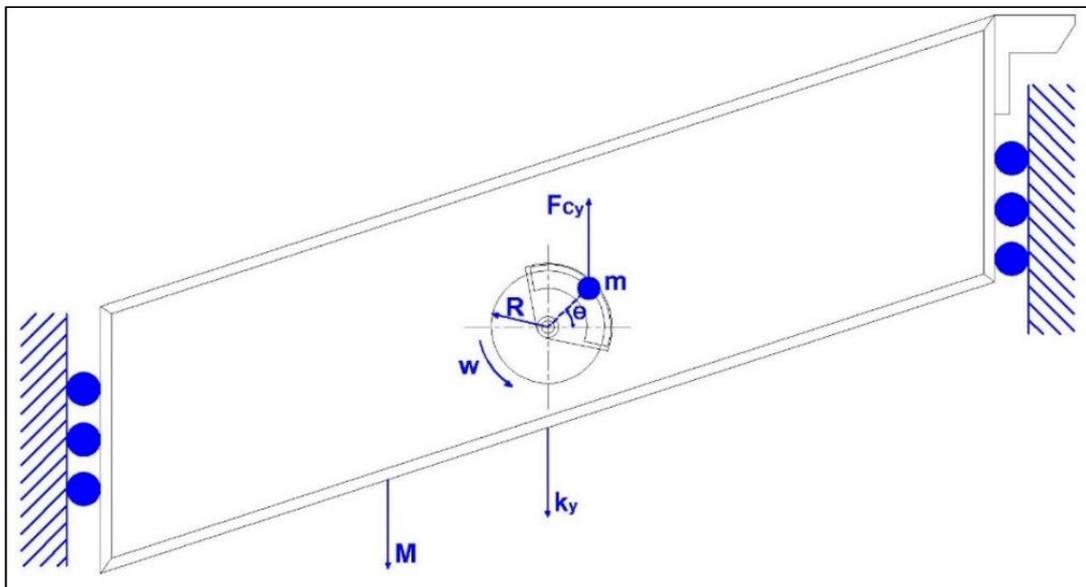
r : Radio de excentricidad (cm)

F_c : Fuerza centrífuga. (kgf)

La zaranda es considerada un equipamiento con vibraciones forzadas, ello debido a la fuerza de excitación, que para este caso es producida por una masa giratoria desbalanceada (m), que rota a una velocidad angular constante y provoca una fuerza centrífuga que mantiene las vibraciones persistentemente.

Para el análisis de este sistema se establece el supuesto que el cuerpo tiene restricciones de movimiento en el eje horizontal x

Figura 23: DCL fuerzas verticales.



Elaboración propia.

Entonces aplicando la tercera ley de Newton.

$$\sum F_y = M \times a$$



$$F_{cy} - k_y = M \times \ddot{y}$$

Posteriormente se tiene que:

$$\ddot{y} + w_n^2 y = \frac{mw^2}{M} \times R \times \text{sen } wt$$

La solución de la ecuación es:

$$Y = \underbrace{A \cos w_n t + B \text{sen } w_n t}_{\text{Vibración de un cuerpo libre}} + \underbrace{\frac{mw^2}{M} \times \frac{\text{sen } wt}{w_n^2 - w^2}}_{\text{Vibración de un cuerpo forzado}}$$

Donde:

Y : Amplitud de la vibración. (cm)

w_n : Frecuencia natural del sistema.

w : Frecuencia forzada del sistema.

M : Masa del sistema. (kg)

m : Masa de la contrapesa excéntrica. (kg)

R : Distancia al centro de gravedad de contrapesa excéntrica. (cm)

La vibración natural del cuerpo libre, se da en el momento del arranque del equipo y subsisten por los primeros ciclos de trabajo, posteriormente esta fuerza desaparece y el sistema se mantiene en régimen de vibración forzada, debido a esto la ecuación anterior se reduce a:

$$Y = \frac{m \times \text{sen } wt \times R}{M} \times \frac{r^2}{1 - r^2}$$

Donde:

Y : Amplitud de vibración. (cm)

r : Relación de frecuencias w/w_n

M : Masa del sistema (kg)

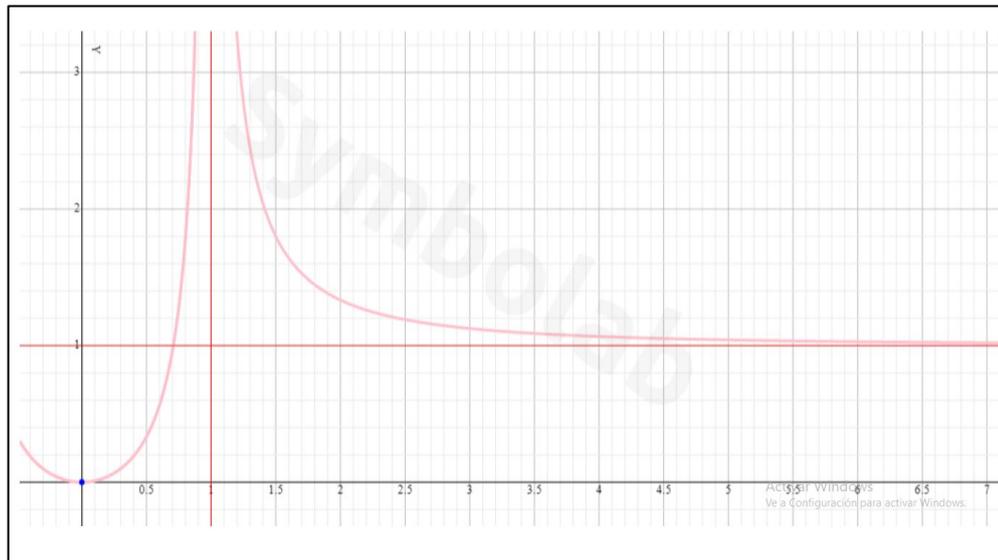
m : Masa de la contrapesa excéntrica. (kg)

R : Distancia de excentricidad (cm)

Considerando que los valores de M , m , R y $\text{sen } wt$, son valores constantes tendremos como resultado:

$$Y = C \cdot \frac{r^2}{1 - r^2}$$

Figura 24: Gráfico de la ecuación de amplitud.



Elaboración propia.

Del gráfico se puede deducir que el valor de Y tiende a 1, cuando $r = w/w_n$ es mayor a 6, entonces, el valor de Y dependerá de C , que a su vez depende de la relación entre $m \times R$ y M .

$$\frac{m \times R}{M} \geq 1 \rightarrow m \times R \geq M \rightarrow \text{Vibración mayor igual a } 1cm$$

$$\frac{m \times R}{M} < 1 \rightarrow m \times R < M \rightarrow \text{Vibración menor a } 1cm$$

Una vez graficada la ecuación se define el valor de la relación de frecuencias r , para que el sistema se mantenga con un valor de magnitud vibratoria estable.

$$r = \frac{w}{w_n} = 6$$



Donde la frecuencia natural del sistema es:

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

Despejando y reemplazando se obtiene que:

$$k = M \times w_n^2 \quad k = \frac{M \times w^2}{36 \times g}$$
$$k_v = \frac{2000 \times 94.41^2}{6^2 \times 980} = 505.86 \text{ kgf/cm}$$

Con este valor se puede calcular la deflexión estática debido al peso del equipo:

$$\delta = \frac{M}{k_v}$$

Donde:

M : Masa del bastidor móvil (kg)

w : Velocidad angular forzada (rad/seg)

k_v : Constante elástica (kgf/cm)

g : Gravedad (cm/s²)

δ : Deflexión estática

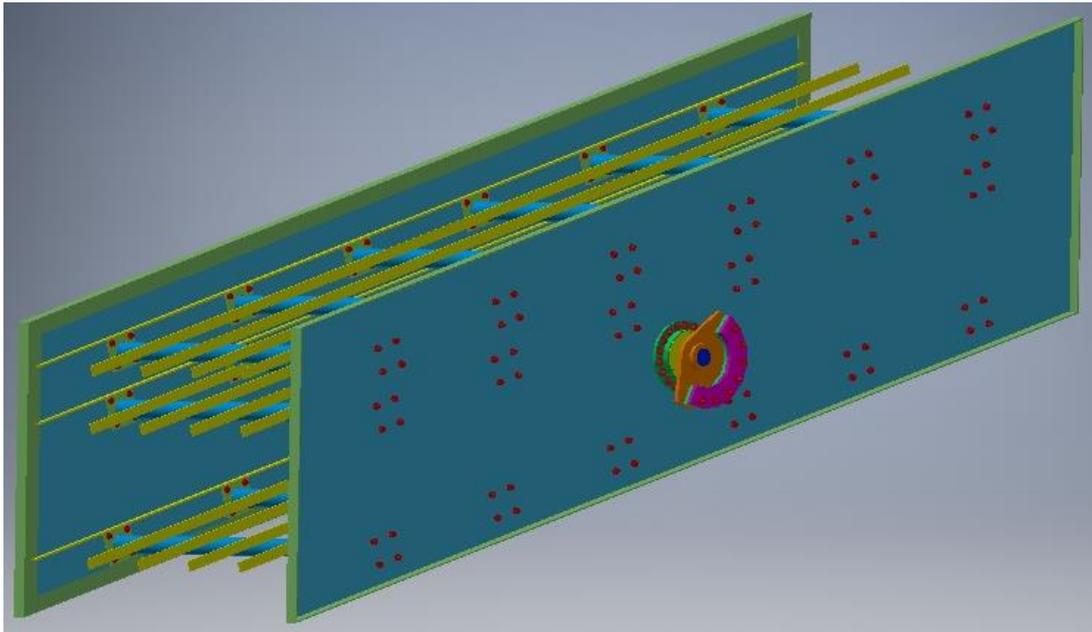
M : Masa del bastidor (Kg)

k_v : Constante elástica (kgf/cm)

$$\delta = \frac{2000}{505.86} = 3.95 \text{ cm} = 39.5 \text{ mm}$$

Para conocer la masa de la zaranda vibratoria se modelará esta con ayuda del software Autodesk Inventor Profesional, las principales características del bastidor móvil de zarandeo son:

Figura 25: Diseño de bastidor móvil.



Elaboración propia.

De la modelación computacional resulta el peso del bastidor igual a 2000 Kg.

En resumen, los pesos para el cálculo del equipo serán:

Peso Total de material en Zaranda	639.79	Kg
2000	2000	Kg
PESO TOTAL:	2639.79	Kg

Cálculo del Sistema Vibratorio Excéntrico

Despejando m y R de la ecuación anterior tendremos:

$$m \times R = \frac{Y \times M \times (1 - r^2)}{r^2 \times \text{sen } wt}$$

Donde:

Y : Amplitud de vibración. (cm)

r : Relación de frecuencias w/w_n

M : Masa del sistema (kg)

m : Masa de la contrapesa excéntrica. (kg)

R : Distancia de excentricidad (cm)

Nota: $\text{sen } wt = \pm 1$ valor máximo cuando $wt = 90^\circ$ y 270°



La velocidad angular: 882 rpm

Amplitud del movimiento oscilante: 5.0 mm

El rendimiento de trabajo de una zaranda puede ser mejorado variando los valores de amplitud y frecuencia del mismo. Como regla frecuente la amplitud debe incrementarse a medida que sube el tamaño de la partícula que ingresa al sistema o el incremento de la cama de material, la frecuencia debe calibrarse de manera tal que mantenga los picos del factor de aceleración en un rango normal de $\pm 4 - 6$. La frecuencia y amplitud están relacionadas con el pico de la aceleración en una sencilla función armónica, o aceleración centrípeta, la cual se describe en la ecuación siguiente:

$$G = 1.42 \times 10^{-5} \times a \times w^2$$

Donde:

G : Factor de aceleración

a : Amplitud del movimiento oscilante. (pulg)

w : Velocidad angular (rpm)

Analizando la granulometría del flujo $I_0 + D'$ se tienen partículas de 2.1/2" se considera un valor de $G = 4$, se obtiene:

$$a = \frac{G}{1.42 \times 10^{-5} \cdot w^2}$$
$$a = \frac{4}{1.42 \times 10^{-5} \times 902.06^2} = 0.35 \text{ pulg}$$
$$a = 8.8 \text{ mm}$$

La deflexión estática del sistema debido al peso del bastidor es de 41.3 mm, y la amplitud del momento oscilante cuando nuestro sistema se pone en marcha es de 8.8 mm, entonces debido a que la amplitud estática es mayor a la amplitud oscilante, los resortes siempre trabajarán a compresión. Calculando los valores de la masa excéntrica por la excentricidad, resulta que:

$$Y = \frac{m \times \text{sen } wt \times R}{M} \times \frac{r^2}{1 - r^2}$$

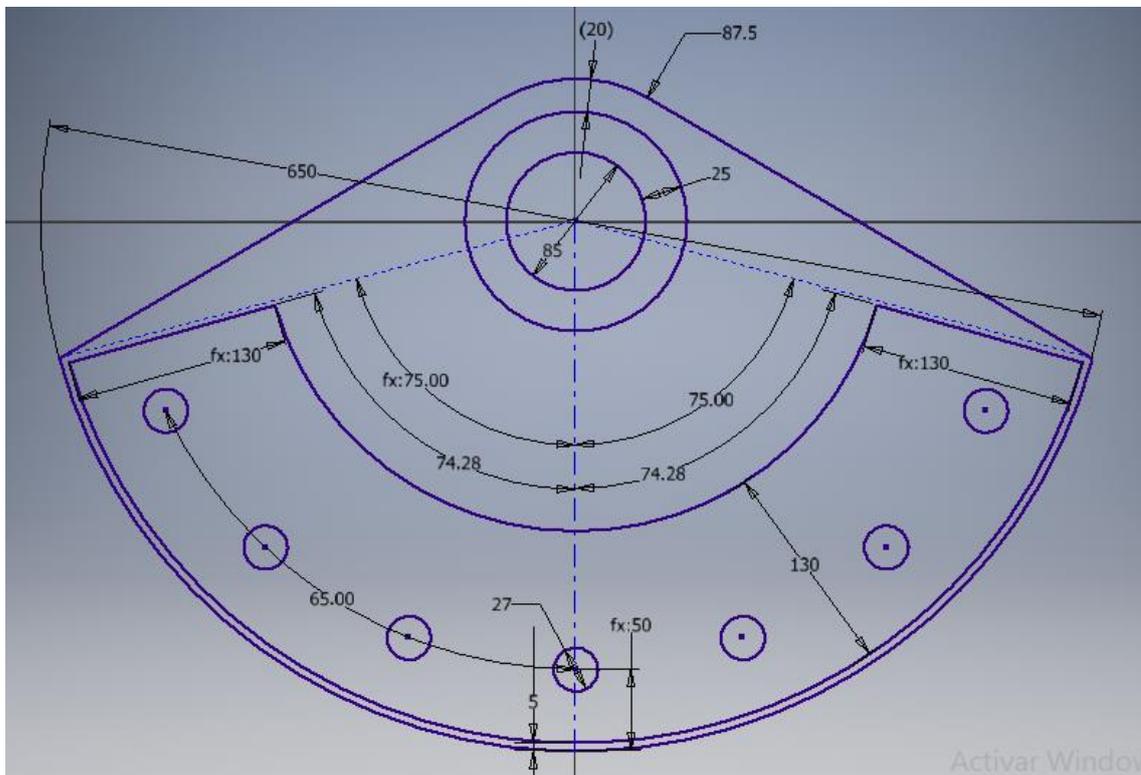
$$m \times R = \left| \frac{Y \times M \times (1 - r^2)}{r^2} \right|$$

$$m \times R = \left| \frac{0.88 \times 2000 \times (1 - 6^2)}{6^2} \right|$$

$$m \times R = 1709.73 \text{ kg} \times \text{cm}$$

Con ayuda del software Autodesk Inventor, diseñaremos la forma de contrapesa donde todos los factores varían de acuerdo al valor del radio R y H.

Figura 26: Esquema de contrapesa.



Elaboración propia.

Iterando los datos obtenemos el siguiente cuadro:

Tabla 22: Iteración de radios en contrapesas.

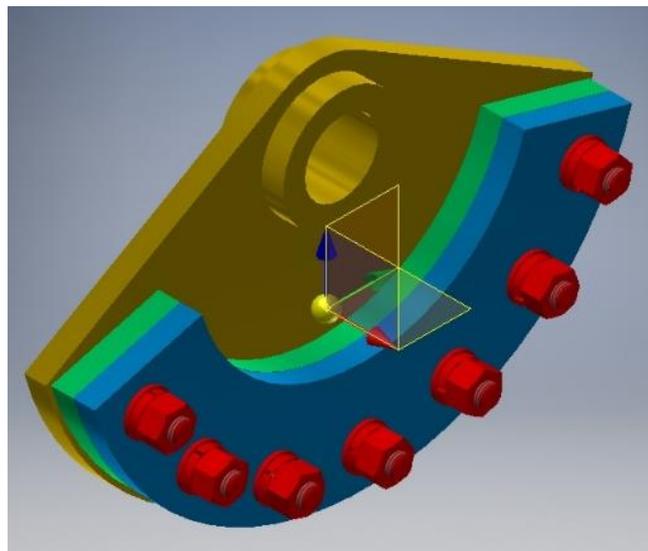
Radio (cm)	H (cm)	Excentricidad (cm)	Masa (Kg)	Kg x cm	Variación
18	13	9.99999	29.976	599.5094	-1110.22
19	13	10.4139	33.132	690.056256	-1019.68
20	13	10.82781	36.288	785.828311	-923.90
21	13	11.24172	39.444	886.825566	-822.91
22	13	11.65563	42.600	993.04802	-716.68
23	13	12.06954	45.756	1104.49567	-605.24
24	13	12.48345	48.912	1221.16853	-488.56
25	13	12.89736	52.068	1343.06658	-366.67
26	13	13.31127	55.224	1470.18984	-239.54
27	13	13.72518	58.380	1602.53829	-107.19
28	13	14.13909	61.536	1740.11195	30.38
29	13	14.553	64.692	1882.9108	173.18
30	13	15.1442	67.874	2055.79486	346.06
31	13	15.1442	70.977	2149.77977	440.05
32	13	15.7361	74.133	2333.1286	623.40
33	13	16.3266	77.342	2525.46379	815.73

Elaboración propia.

Los valores elegidos para el diseño de contrapesa serán:

Radio, R : 28 cm
 Excentricidad : 14.14 cm
 Masa : 61.536 kg
 Relación kg x cm : 1740.11 kg x cm

Figura 27: Diseño Contrapesa.



Elaboración propia.



Cálculo de la Potencia del Motor

La potencia del motor es el producto del momento que genera la masa de la contrapesa excéntrica por la velocidad angular.

$$M_t = P \times R \times \text{sen}(wt) = m \times R$$

$$M_t = 1740 \text{ kg} \times \text{cm}$$

Siendo la ecuación de la potencia del motor:

$$P_{mc} = M_t \times w$$

$$P_{mc} = 27\text{kg} \times 94.46 \text{ rad/seg} = 2378.15 \text{ kg} \times \text{rad/seg}$$

$$P_{mc} = 31.29 \text{ HP}$$

Posteriormente adicionaremos los factores de servicio y el consumo de potencia de los elementos asociados al sistema de transmisión.

$$P_{motor} = \frac{P_m}{n_m \times n_b \times n_r}$$

Donde:

M_t : Torque producido por la masa excéntrica (kg x cm)

P : Peso (kg)

$R \times \text{sen}(wt)$: Longitud del centro de giro al centro de gravedad (cm)

P_{mc} : Potencia del Motor (kg x m /seg)

w : Velocidad angular en el sistema

P_m : Potencia del motor (HP)

F_s : Factor de servicio.

n_m : Eficiencia del motor.

n_b : Eficiencia de las fajas de transmisión.

n_r : Eficiencia de los rodamientos.

$$P_{motor} = \frac{21.63}{0.8 \times 0.96 \times 0.9} = 31.3 \text{ HP}$$

Para obtener la potencia corregida o también llamada potencia de diseño, se debe conocer la potencia del motor, posteriormente se usa un factor de seguridad que permita obtener la potencia de diseño; entonces:

$$P_D = P_{motor} \times f_s$$

Donde:

P_D : Potencia de diseño (HP)

f_s : Factor de seguridad

P_{motor} : Potencia del motor (HP)

El factor de corrección dependerá del tipo de maquinaria y sus horas de trabajo, este factor se muestra en la tabla siguiente:

Tabla 23: Factor de corrección por tipo de máquina.

Máquinas motrices	Motores eléctricos cd = 2 cn Motores térmicos multicilindros > 600 rpm			Motores eléctricos c maxi > 2 cn Monocilindro < 600 rpm		
	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d	< 6 h/d	6 a 16 h/d	16 a 24 h/d
<i>Cargas uniformes ligeras:</i> Agitadores para líquidos, bombas y compresores centrifugos-ventiladores hasta 7,5 Kw Pequeños transportadores	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<i>Cargas uniformes medias:</i> Transportadores de cinta (arena, grano) Ventiladores superiores 7,5 Kw Generadores-alternadores, máquinas herramientas Maquinaria artes gráficas, prensas, cizallas, lavadoras, bombas rotativas.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<i>Cargas irregulares con sobrecargas:</i> Maquinaria para ladrillos y cerámica Elevadores con canchilones. Compresores y bombas de pistones. Maquinaria papel. Pulverizadores, Maquinaria textil.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Cargas irregulares y sobrecargas importantes:</i> Molinos, machacadoras, laminadoras, calandras mezcladoras. Gruas, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Cargas muy irregulares y grandes sobrecargas.	2	2	2	2	2	2

Fuente: (Dávila, 2014)

Para el análisis se considera una zaranda vibratoria un equipo con carga media y periodo de trabajo de 24 horas por día; $F_c = 1.2$:

$$P_D = 31.3 \times 1.2$$

$$P_D = 37.55 \text{ HP}$$

Por lo tanto, las características del motor que se utilizará en el sistema se encuentran en la tabla siguiente.

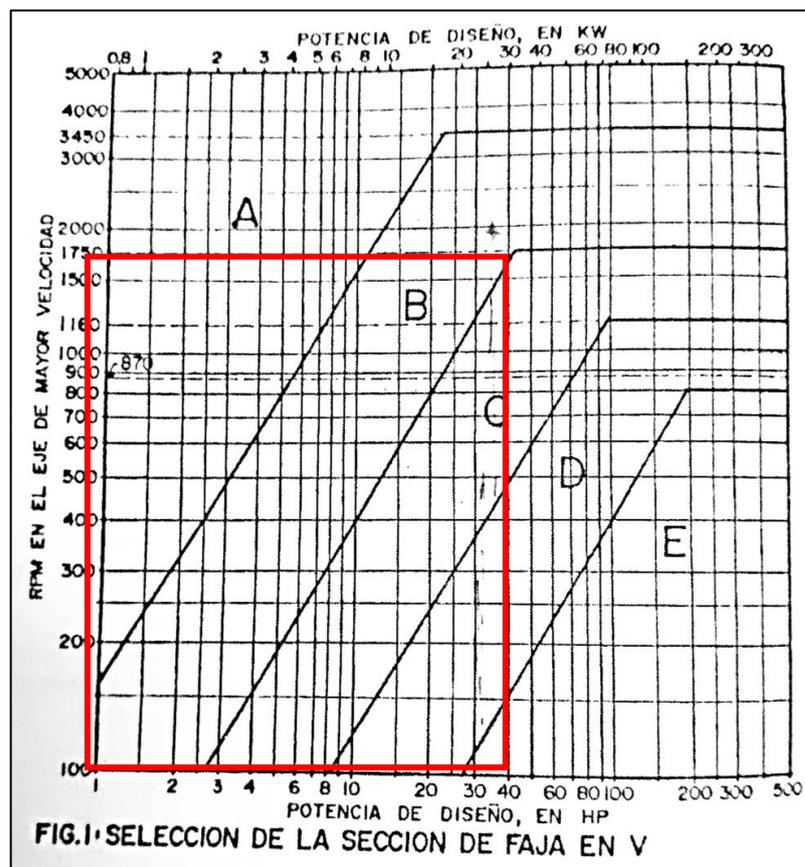
Diseño del Sistema de Transmisión

El sistema de transmisión será con sistema de fajas flexibles tipo V, por su flexibilidad ante vibraciones y arranques bruscos. Primeramente, usaremos la tabla de selección y en base a la potencia y rpm de la polea más rápida (motor) seleccionaremos el tipo de faja ideal para el sistema siendo nuestros datos los siguientes:

Potencia: 40 HP

Rpm : 1750 rpm

Figura 28: Tabla Selección de Faja Transmisión.



Fuente: (Dávila, 2014)

De la Figura 28 seleccionaremos el tipo de faja B.

De igual manera con los mismos datos seleccionaremos el diámetro de polea mínimo recomendado para el sistema.

Tabla 24: Diámetro de polea recomendados.

DIAMETRO EXTERIOR MINIMO RECOMENDADO DE POLEAS PARA FAJAS EN V A UTILIZAR EN MOTORES ELECTRICOS						
HP MOTOR	RPM MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
0.5	2.5	2.5	2.2			
0.75	3	2.5	2.4	2.2		
1	3	2.5	2.4	2.4	2.2	
1.5	3	3	2.4	2.4	2.4	2.2
2	3.6	3	3	2.4	2.4	2.4
3	4.5	3.6	3	3	2.4	2.4
5	4.5	4.5	3.8	3	3	2.4
7.5	5.3	4.5	4.4	3.8	3	3
10	6	5.3	4.4	4.4	3.8	3
15	6.9	6	5.2	4.4	4.4	3.8
20	8	6.9	6	5.2	4.4	4.4
25	9	8	6.8	6	4.4	4.4
30	10	9	6.8	6.8	5.2	
40	10	10	8.2	6.8	6	
50	11	10	8.4	8.2	6.8	
60	12	11	10.4	8.4	7.4	
75	14	12	10	10.4	8.6	
100	18	14	12	10	8.6	
125	20	18		12	10.5	
150	22	20			10.5	
200	22	22			13.2	

Fuente: (Dávila, 2014)

El diámetro mínimo recomendado para la polea del motor es de 6 pulgadas, para el diseño de la zaranda vibratoria seleccionaremos un sistema de transmisión de poleas estandarizadas de 7 y 13.6 pulgadas:

Diámetro de Polea en zaranda, D : 13.6 Pulg (345.4 mm)

Diámetro de Polea en motor, d : 7 Pulg (177.8 mm)

Con estos diámetros calcularemos la relación de transformación y las rpm en la zaranda:

$$i = \frac{D}{d} = \frac{rpm_{Motor}}{rpm_{Zaranda}}$$

$$i = \frac{13.6}{7} = 1.94$$

Reemplazando:

$$rpm_{Zaranda} = \frac{rpm_{Motor}}{i} = \frac{1750 \text{ rpm}}{1.94}$$

$$rpm_{Zaranda} = 902.06 \text{ rpm}$$

Con los diámetros de poleas hallaremos la distancia mínima entre poleas mediante los siguientes criterios:

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

$$C \geq 17.3 \quad ; \quad C \geq 13.6$$

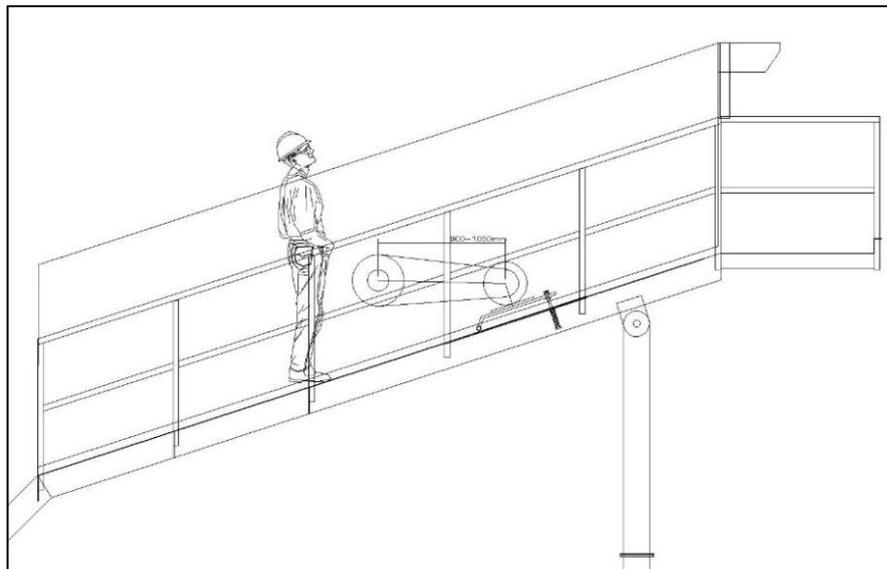
Otros aspectos a tener en cuenta en cuanto a la distancia entre centros son:

Altura de Bastidor Móvil.

Ubicación de Motor en Pasarela de Mantenimiento.

Largo adicional para amortiguar vibraciones.

Figura 29: Consideraciones prácticas para distancia entre centros



Elaboración propia.

Se asumirá en primera instancia una distancia C inicial = 840 mm

Con este dato aproximaremos la Longitud L :

$$L \approx 2C + 1.65(D + d)$$

$$L \approx 2542.5 \text{ mm} = 100.1 \text{ Pulg}$$



En Tabla Longitud de Faja y Factor por Longitud de Faja (Anexo 5) seleccionamos la distancia estándar corregida de 98.8 Pulg, correspondiente a una Faja B97, para ello asumiremos una distancia entre centros corregida de 84 cm.

Resultando un factor $K_L = 1.02$

Luego, hallaremos el ángulo de contacto Θ , hallando el valor de

$$\frac{(D - d)}{C}$$
$$\frac{(13.6 - 7)}{33.07} = 0.20$$

Luego, obtendremos el valor de Θ en la Tabla Factor de Angulo de Contacto (Anexo 6), resultando:

$$\Theta : 169^\circ$$

$$K_\Theta : 0.97$$

Con los valores de RPM del eje más rápido, del diámetro de la polea menor y de la sección de faja, determinaremos la potencia que puede transmitir la faja, haciendo uso de la tabla de capacidades correspondiente (Anexo 7).

Resultando la potencia a transmitir por una faja de 1750 RPM y 7 Pulgadas es:

$$HP_{Faja} = 7.66 HP$$

La potencia que puede transmitir la faja seleccionada para la aplicación específica se calcula por la expresión:

$$HP_{Total Faja} = (HP_{Faja} + HP_{Adicional}) \times K_\Theta \times K_L$$

$$HP_{Total Faja} = (7.66 + 0.66) \times 0.97 \times 1.02 = 8.23$$

$$N^\circ de Fajas = \frac{Pot. Total}{HP_{Total Faja}}$$

$$N^\circ de Fajas = \frac{40}{8.23} = 4.86$$

$$N^\circ de Fajas \approx 5 Fajas$$



Cálculo de tensiones en las correas

$$\alpha_2 = 180^\circ + 57 \times \frac{(D_p - d_p)}{C_c}$$

$$\beta = 57 \times \frac{(D_p - d_p)}{C_c}$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 57 \times \frac{(13.6 - 7)}{33.07} = 191.38^\circ$$

$$\beta = 57 \times \frac{(13.6 - 7)}{33.07} = 5.69^\circ$$

Donde:

α_2 : Angulo de contacto polea mayor

β : Angulo de contacto de la correa en la polea que se van a calcular las tensiones (rad)

d_p : Diámetro menor de polea.

D_p : Diámetro mayor de polea.

Las relaciones de tensión en bandas trapezoidales, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{f \times \theta}{\sin(\frac{\alpha}{2})}}$$

Las características geométricas de las bandas se detallan en el Anexo 8 y los valores típicos de coeficientes de fricción para diferentes materiales, en función a sus condiciones dimensionales y de trabajo se detallan en el Anexo 9.

Donde:

α : Angulo de garganta. (38°)

f : Coeficiente de rozamiento entre la correa y la polea. (0.4, tabla)

Θ : Angulo de contacto polea mayor. ($\Theta=169^\circ$; $\Theta=2.9\text{rad}$)

e : Numero de Euler ($e = 2.7183$)

Entonces:



$$\frac{T_1}{T_2} = 2.7183 \frac{0.4 \times 2.9 \text{ rad}}{\sin\left(\frac{38^\circ}{2}\right)}$$

$$T_1 = 37.49 T_2$$

Determinamos la velocidad de la correa en la polea de menor de 7 pulgadas:

$$\text{Velocidad Lineal: } V_c = 1750 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{\pi \times d}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}$$

$$V_c = 16.29 \text{ m/s}$$

La potencia del sistema esta dada por:

$$P_m = (T_1 - T_2) \times V_c$$

$$(40 \times 746) = (37.49 T_1 - T_2) \times 16.29$$

$$T_1 = 50.20 \text{ N} \quad ; \quad T_2 = 1881.80 \text{ N}$$

$$T = T_1 + T_2 = 1932 \text{ N}$$

Fuerza Centrípeta y Centrifuga de la masa excéntrica.

Para el cálculo de la fuerza centrífuga a causa del giro de la masa excéntrica a una velocidad angular constante se usará la siguiente ecuación

$$F_c = m \times \omega^2 \times r$$

Donde:

Fc : Fuerza centrífuga (N)

m : Masa de la carga excéntrica (kg)

ω : Velocidad angular (rad/s²) (906 rpm = 94.46 rad/seg)

r : Distancia al centro de gravedad de la masa excéntrica (m)

$$F_c = 61.536 \text{ Kg} \times (94.46 \text{ rad/s})^2 \times 0.1414 \text{ m} = 77638 \text{ N}$$

Cálculo del Eje de Zaranda.

La dirección de la fuerza centrífuga calculada anteriormente varía con el tiempo, siendo su posición de mayor esfuerzo cuando a la fuerza centrífuga se alinea al esfuerzo

de tensión debido a las fajas de transmisión. De esta manera se describirán las cargas en el diagrama de cuerpo libre del eje:

Donde:

A : Punto de acción de la polea de transmisión.

B : Es el punto de acción de la fuerza excéntrica en el lado fijo.

C : Es el punto de apoyo en el lado motriz.

D : Es el punto de apoyo en el lado libre.

E : Es el punto de acción de la fuerza excéntrica en el lado libre.

T : Fuerza de tensión de las fajas de transmisión.

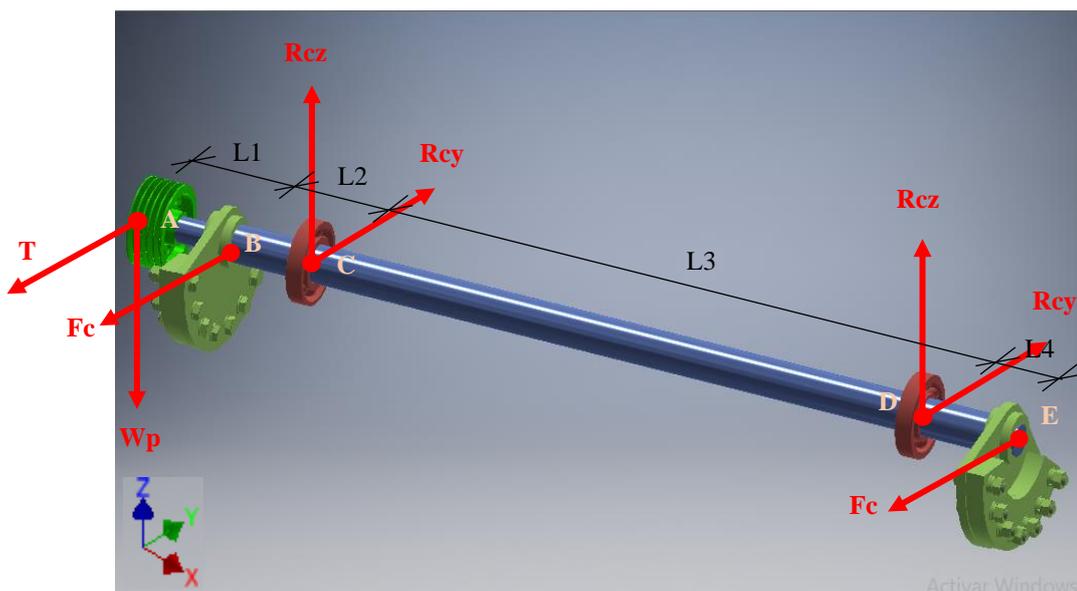
W_p : Fuerza provocada por el peso de la polea.

F_c : Fuerza provocada por el peso de la masa excéntrica.

R_{cz} y R_{dz} : Es la magnitud de la fuerza de reacción en el punto de apoyo en el plano YX.

R_{cy} y R_{dy} : Es la magnitud de la fuerza de reacción en el punto de apoyo en el plano YX.

Figura 30: Fuerzas en el eje de la zaranda.



Elaboración propia.

Para el peso y dimensiones de la Polea de transmisión en la zaranda y motor seleccionaremos los datos de la siguiente tabla de características de poleas de transmisión tipo B (Anexo 10)

Entonces de la tabla y de cálculos anteriores tendremos que las siguientes fuerzas:

$$W_p = 26 \text{ Kgf} = 255 \text{ N}$$

$$T = 1932 \text{ N}$$

$$W_p = 603.66 \text{ N}$$

Las longitudes del sistema son:

$$L1: 0.192 \text{ m (192 mm)}$$

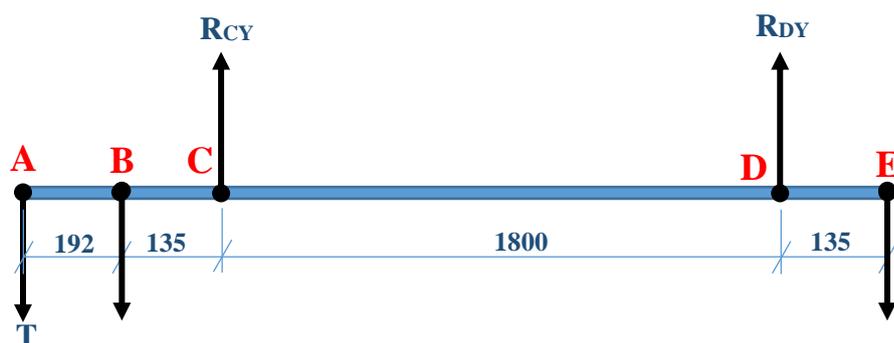
$$L2: 0.135 \text{ m (135 mm)}$$

$$L3: 1.800 \text{ m (1800 mm)}$$

$$L4: 0.135 \text{ m (135 mm)}$$

La manera más común de calcular un árbol sometido a un sistema tridimensional de fuerzas es resolver éstas en dos sistemas coplanarios perpendiculares. Las fuerzas horizontales A, B, C, D y E son:

Figura 31: Análisis de esfuerzos en eje motriz, plano Y-X



Elaboración propia.

Para hallar las reacciones de los rodamientos de apoyo en C y D, tomaremos los momentos con respecto a dichos puntos, y comprobaremos los resultados por equilibrio de fuerzas.

$$\sum M_{DY} = 0$$

$$R_{CY} \times 1800 - F_C \times 1935 - T \times 2127 + F_C \times 135 = 0$$

$$R_{CY} = 79921 \text{ N}$$

Luego se hallará el valor de R_{DY} aplicando el equilibrio de fuerzas.

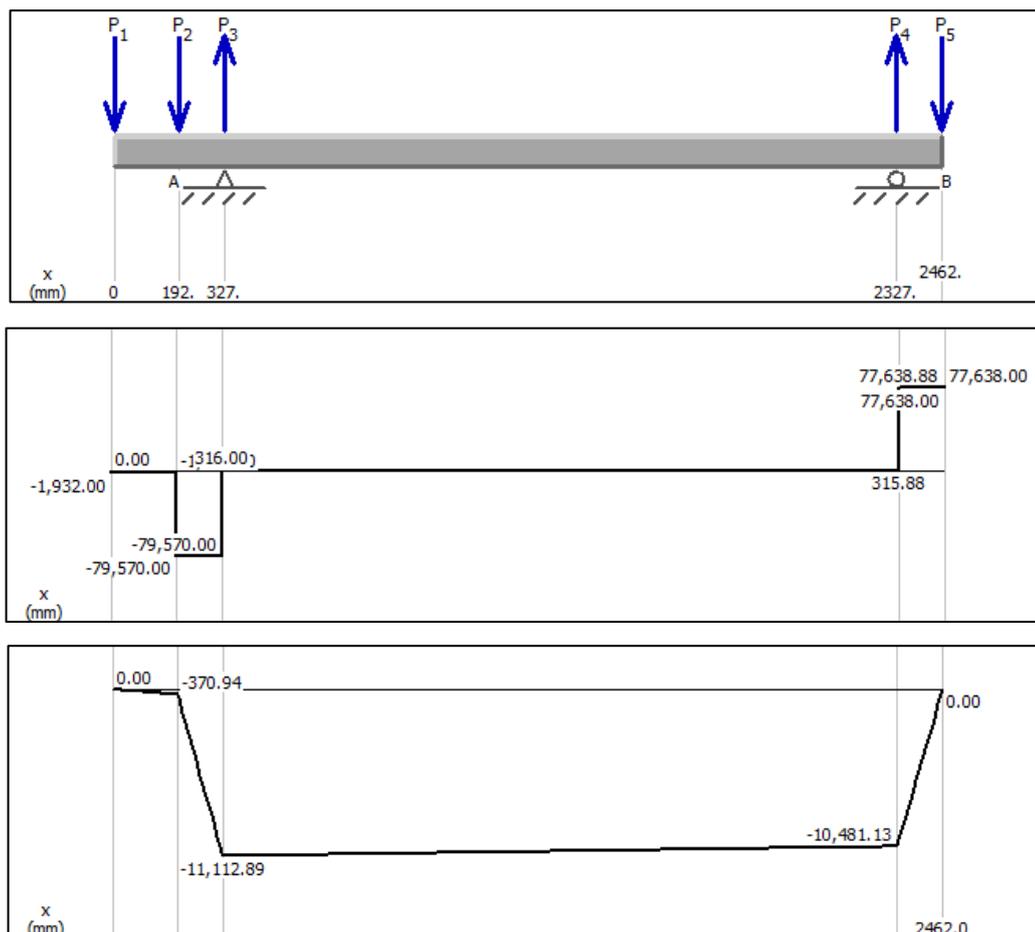
$$\sum F_y = 0$$

$$R_{CY} + R_{DY} - T - 2 \times F_C = 0$$

$$R_{DY} = 77287 \text{ N}$$

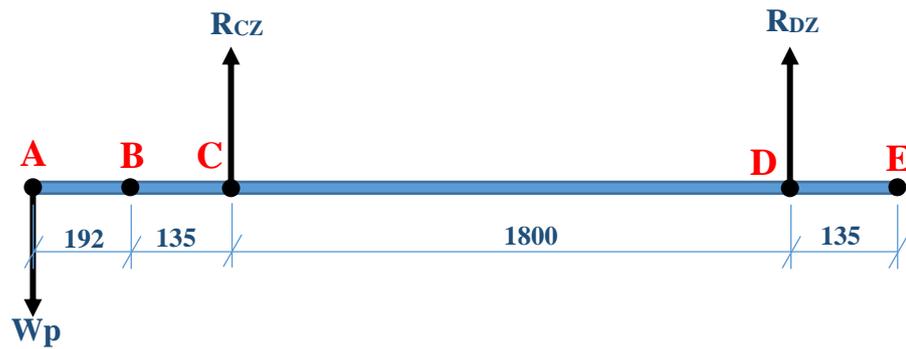
Con estos valores hallados evaluaremos el diagrama de esfuerzos en el eje, para ello nos apoyaremos con el programa MD SOLID.

Figura 32: Diagrama de esfuerzos y momentos en plano YX.



Fuente: (SkyCiv, 2021)

Figura 33: Diagrama de cuerpo libre plano Z-X



Elaboración propia.

Análisis De Esfuerzos En Eje Motriz, Plano Z-X

De igual manera se hallarán las reacciones de los rodamientos de apoyo en C y D, tomaremos los momentos con respecto a dichos puntos, y comprobaremos los resultados por equilibrio de fuerzas.

$$\sum M_{DZ} = 0$$

$$R_{CZ} \times 1800 - Wp \times 2327 = 0$$

$$R_{CZ} = 297 \text{ N}$$

Luego se hallará el valor de RDy aplicando el equilibrio de fuerzas.

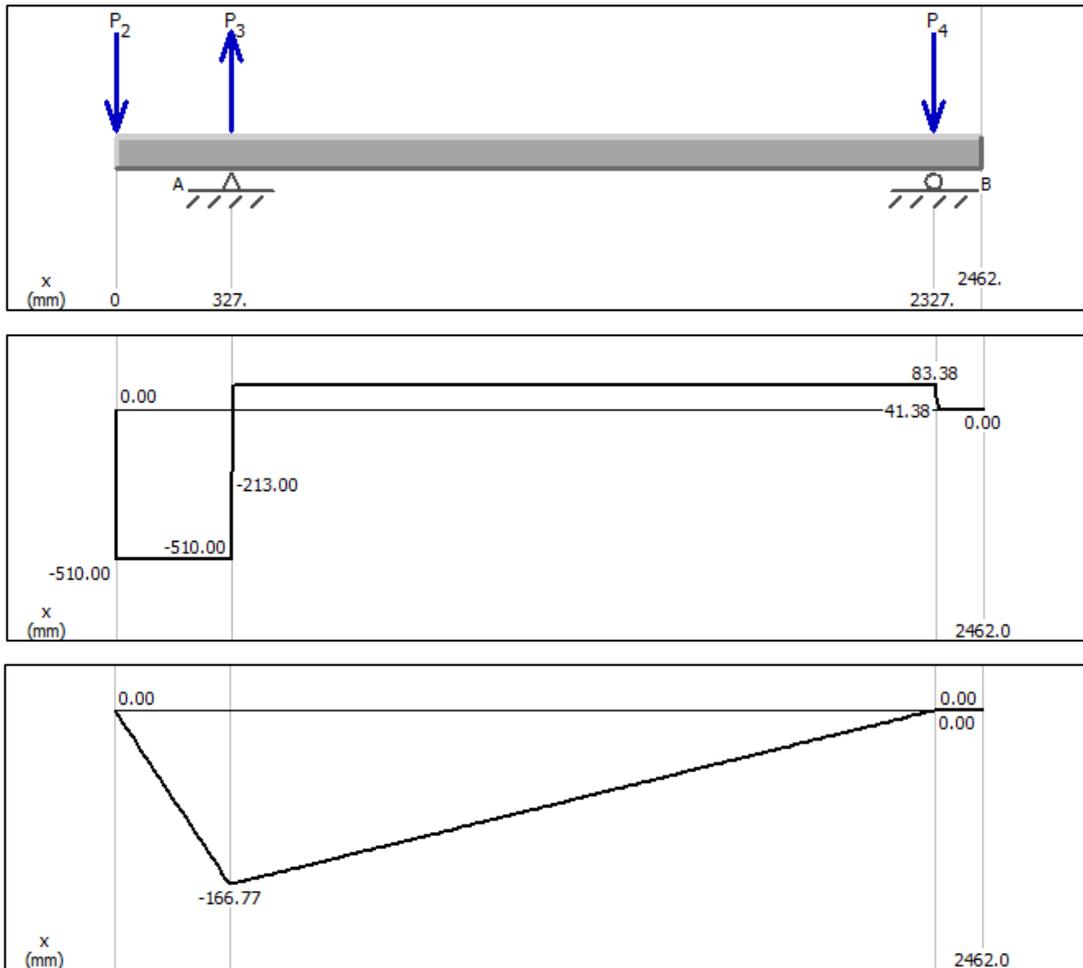
$$\sum F_Z = 0$$

$$R_{CZ} + R_{DZ} - Wp = 0$$

$$R_{DZ} = 42 \text{ N}$$

Con estos valores hallados evaluaremos el diagrama de esfuerzos en el eje, para ello nos apoyaremos con el programa MD SOLID.

Figura 34: Diagrama de Esfuerzos y Momentos en Plano ZX



Fuente: (SkyCiv, 2021)

En ambos planos de análisis el mayor momento flector se encuentra en el punto C, por lo cual se realizará el cálculo para encontrar el resultante del Momento Flector en este Punto:

$$M_{RC} = \sqrt{(M_{CYX})^2 + (M_{CZX})^2}$$

$$M_{RC} = \sqrt{(-11\ 113)^2 + (-167)^2}$$

$$M_{RC} = 11\ 114\ Nm$$



Dimensionamiento del eje

Para calcular las dimensiones del eje principal, se debe considerar que el éste se encuentra sometido a 2 tipos de esfuerzos, uno cortante y otro alternante, para este caso de estudio está sometido a una tensión constante por las cargas estáticas y una flexión alternante por las contrapesas o masas excéntricas, para lo cual se usará el método de Goodman que admite realizar el cálculo de ejes sometidos a esfuerzos combinados.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Analizando los esfuerzos equivalentes son:

$$\sigma_a \text{ equivalente} = \sqrt{(\sigma_a)^2 + 3(\tau_a)^2}$$

$$\sigma_a \text{ equivalente} = \sqrt{(\sigma_a \text{ Tracción} + \sigma_a \text{ Flexión})^2 + 3(\tau_a \text{ corte} + \tau_a \text{ torsión})^2}$$

$$\sigma_a \text{ equivalente} = \sigma_a \text{ Flexión}$$

$$\sigma_m \text{ equivalente} = \sqrt{(\sigma_m)^2 + 3(\tau_m)^2}$$

$$\sigma_m \text{ equivalente} = \sqrt{(\sigma_m \text{ Tracción} + \sigma_m \text{ Flexión})^2 + 3(\tau_m \text{ corte} + \tau_m \text{ torsión})^2}$$

$$\sigma_m \text{ equivalente} = \sqrt{3} \times \tau_m \text{ torsión}$$

Cálculo de la flexión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{max} \times C}{I}$$

El momento de Inercia para una sección circular es:

$$I = \frac{\pi \times \phi_{eje}^4}{64}$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo de flexión (N/mm²)

M_{max} : Máximo momento flector (N x mm)

ϕ_{eje} : Diámetro del eje (mm)

C : Distancia al eje neutro. (mm)

Reemplazando:

$$I = \frac{\pi \times \phi_{eje}^4}{64} = \frac{\pi \times 100^4}{64}$$

$$I = 4\,908\,738.52 \text{ mm}^4 = 4.91 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

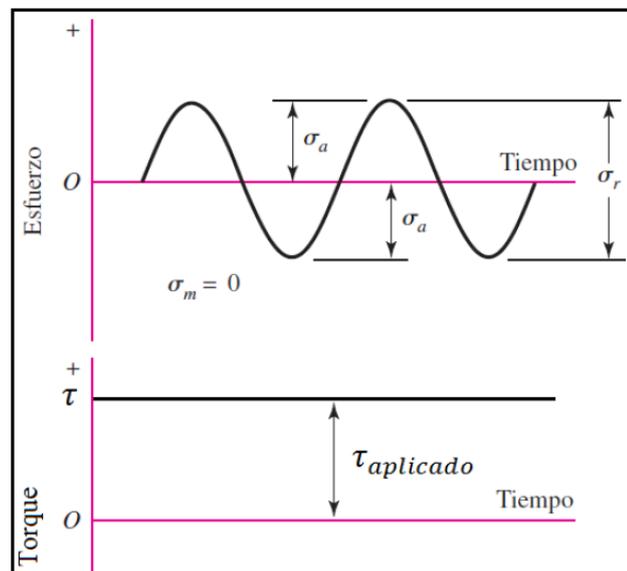
El máximo esfuerzo de flexión en el punto C del eje será dado por:

$$\sigma_{max} = \frac{11\,114 \times 0.05}{4.91 \times 10^{-6}} = 113 \text{ MPa}$$

Calculo a la fatiga

El eje se encuentra bajo una fuerza alternante y tiene torque constante, el esfuerzo de flexión oscila de tensión a compresión y viceversa a cada giro del eje, esto permite concluir que el esfuerzo de naturaleza sinusoidal y varía función del tiempo, con inversión completa.

Figura 35: Esfuerzo alternante y torque constante en el eje.



Fuente: (Perez Mejia, 2015)

Para encontrar el esfuerzo de torsión se utiliza la siguiente ecuación:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T_{apl} \times r}{J}$$



Donde:

$\tau_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo de torsión (N/mm²)

T_{Apl} : Torque aplicado (N x mm)

r_{as} : Radio de la superficie exterior (mm)

J : Momento polar de inercia (mm⁴)

El momento polar de inercia J, en el eje estará dada por:

$$J = \frac{\pi \times \phi_{eje}^4}{32} = \frac{\pi \times 100^4}{32}$$

$$J = 9817477 \text{ mm}^4 = 9,82 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

El valor del torque aplicado a la polea del eje es:

$$T = \frac{63000 \times HP_{motor}}{rpm_{polea}} (lb \times pulg)$$

$$T = \frac{63000 \times 40}{902} = 1440 \text{ lb} \times \text{pulg} = 162.6 \text{ Nm}$$

El máximo esfuerzo de torsión será:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{162.6 \times 0.05}{9,82 \times 10^{-6}} = 0.828 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m \text{ equivalente}} = \sqrt{3} \times 0.828 = 1.43 \text{ MPa}$$

Tenemos las cargas requeridas para el dimensionamiento del eje, posteriormente hallaremos el valor de S_e :

$$S_e = S'_e \times k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f$$

Entonces, el dimensionamiento del material se calcula asumiendo un material y verificando el cumplimiento del factor de seguridad n en la ecuación:

$$n = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)}$$

Donde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del eje.



S'_e : Límite de resistencia en la viga rotatoria.

k_a : Factor de modificación de la condición superficial.

k_b : Factor de modificación del tamaño.

k_c : Factor de modificación de la carga

k_d : Factor de modificación de la temperatura.

k_e : Factor de confiabilidad.

k_f : Factor de modificación de efectos varios.

Para ello, del Anexo 11 resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM asumiremos el material ANSI 1050 cuyos valores son:

MATERIAL SELECCIONADO	G10500 - HR		
SAE/ANSI	1050		
Procesamiento	HR		
Resistencia a la tensión, Sut:	620	Mpa	90 kpsi
Resistencia a la fluencia, Sy:	340	Mpa	50 kpsi
Elongación en 2 Pulg, %	15	%	
Reducción en área, %	35	%	
Dureza Brinell	179		

El límite de resistencia S'_e se calculará bajo los siguientes criterios:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 \times S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Entonces: $S'_e = 0.5 \times S_{ut}$

$$S'_e = 0.5 \times 620 = 310 \text{ MPa}$$

Este factor depende de la resistencia a la tensión y de la calidad del acabado de la superficie de la pieza (maquinado). Estos valores se representan mediante la siguiente ecuación:

$$k_a = a \times S_{ut}^b$$

Los valores de a y b se puede determinar en tablas del Anexo 12.



Para el eje de la zaranda vibratoria, el acabado superficial será maquinado, correspondiendo un valor de a de 4.51 y factor b igual a -0.265, estos valores se reemplazarán en la ecuación:

$$k_a = 4.51 \times 620^{-0.265}$$

$$k_a = 0.82$$

Factor de modificación de tamaño

El factor de tamaño esta dado por la siguiente expresión:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 52 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Para nuestro caso, usaremos la segunda expresión:

$$k_b = (1.51 \times 100)^{-0.157}$$

$$k_b = 0.73$$

Factor de modificación de la carga

El factor de modificación de la carga se determina cuando se efectúan los ensayos de fatiga a flexión rotatoria, los valores usuales del factor son:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Entonces para nuestro caso: $k_c = 1$

Factor de modificación de la temperatura.

El factor de modificación debido a temperatura se expresa como:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

Donde:

S_T : Resistencia a la tensión debido a la temperatura de operación.

S_{RT} : Resistencia a la tensión a temperatura ambiente, se encuentran en Anexo

Nuestra temperatura de operación será de 250°C, entonces:

De Tabla Kd (Anexo 12): $k_d = 1$

Factor de confiabilidad.

El factor de confiabilidad corresponde a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Estos valores se ubican en el Anexo 12, resultando: $k_e = 0.868$

Factor de modificación de efectos varios.

Este factor se puede calcular empleando la siguiente ecuación:

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

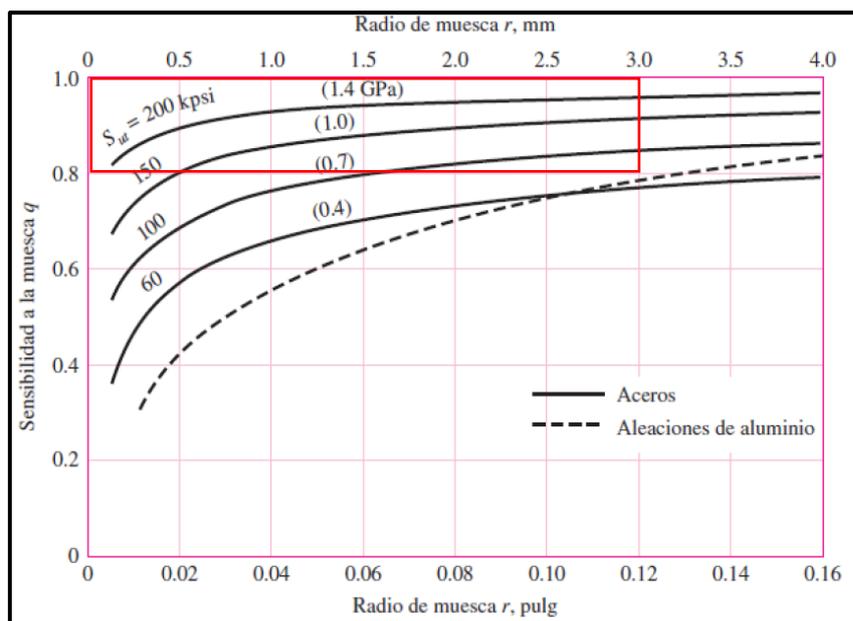
Donde:

k_t : Factor de concentración de esfuerzos.

q : Sensibilidad a la muesca

El valor de q se determinará con los valores de S_{ut} y r (radio de la muesca) = 3 mm, en la siguiente figura:

Figura 36: Sensibilidad a la muesca.



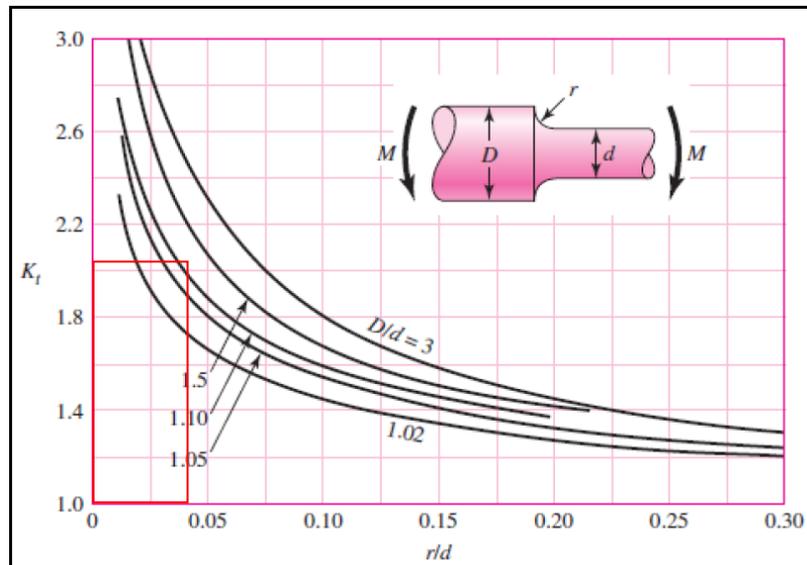
Fuente: (Perez Mejia, 2015)

Entonces: $q = 0.82$

El valor de k_t se determina de la siguiente gráfica:

$$\text{Con } \frac{D}{d} = 1.2 \text{ y } \frac{r}{d} = 0.04$$

Figura 37: Relación de diámetros.



Fuente: (Perez Mejia, 2015)

Resultando:

$$k_t = 2$$

Reemplazando en la ecuación:

$$S_e = S'_e \times k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f$$

$$S_e = 310 \times 0.82 \times 0.73 \times 1.0 \times 1.0 \times 0.868 \times 1.82$$

$$S_e = 294.53 \text{ MPa}$$

Finalmente evaluando n:

$$n = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)}$$

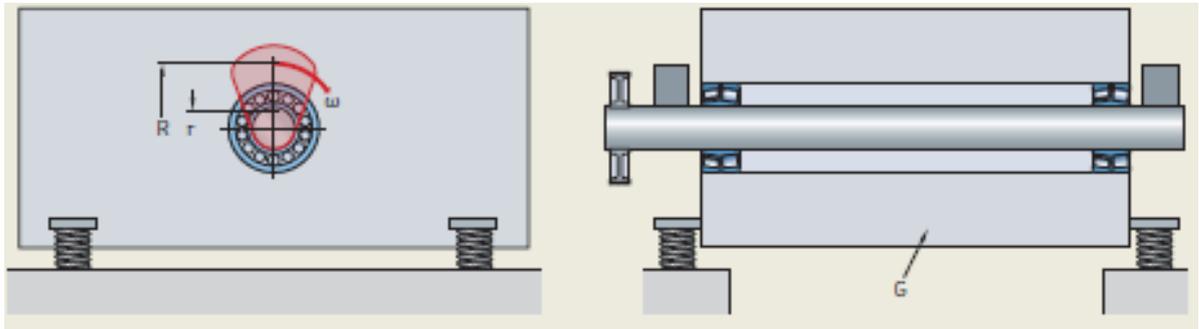
$$n = \frac{1}{\left(\frac{113.21}{294.53} + \frac{1.43}{620}\right)} = 2.59$$

Por lo tanto, el material ANSI 1050 cumple los requerimientos de resistencia para el eje de la zaranda.

Selección de Rodamientos

La carga radial principal gira con el eje, mientras que el anillo exterior del rodamiento es fijo. El diagrama de la aplicación se muestra en la figura:

Figura 38: Disposición de eje.



Fuente: (SKF, 2019)

Los requisitos de rendimiento, las condiciones de funcionamiento y los parámetros de entrada correspondientes para la selección del rodillo son:

Masa del Bastidor sin carga, M:	2000.00	Kg
Diámetro del Eje, D:	100.00	mm
Velocidad de Giro, n:	902.06	rpm
Velocidad Angular, ω :	94.46	rad/s
Amplitud de vibración, a:	8.79	mm
Excentricidad de contrapeso, r:	141.39	mm
Separación entre rodamientos, L3:	2.00	m
Método de Lubricación:	Grasa	
Temperatura de Funcionamiento:	75.00	°C
Condiciones Polvo:	ALTA	
Condiciones Humedad:	ALTA	

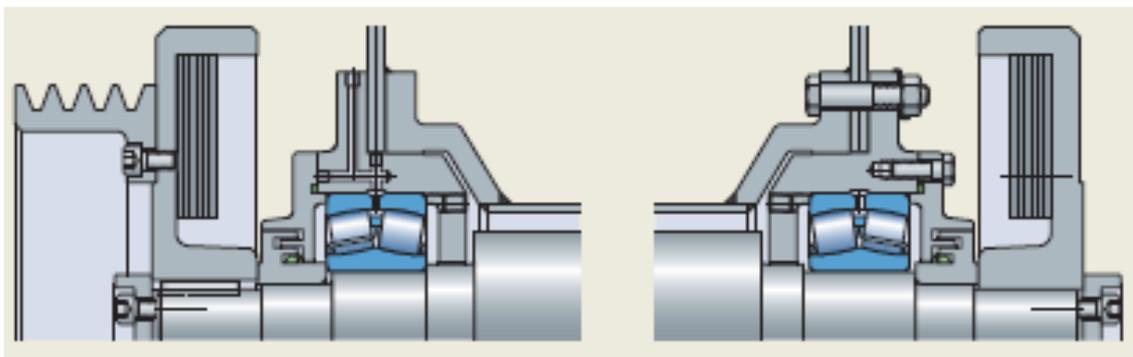
Se utiliza una disposición de rodamiento del lado fijo/libre. El rodamiento del lado de accionamiento es el rodamiento fijo. Esto limita el desplazamiento axial de la polea de transmisión, lo que ahorra energía y aumenta la vida útil de la correa. El

rodamiento opuesto es libre para soportar el desplazamiento axial causado por la dilatación térmica del eje.

La distancia entre los rodamientos es de 3 metros y la estructura de la zaranda vibratoria está fabricada con piezas de acero soldadas y atornilladas. La flexión del eje y la desalineación de los soportes bajo carga requieren rodamientos que puedan compensar la desalineación.

Para esta aplicación, se seleccionan rodamientos de rodillos a rótula Figura 39: Disposición de rodamientos en eje, que representan la solución típica. Tienen alta capacidad de carga y soportan la desalineación entre el aro interior y el aro exterior sin reducción de su vida útil.

Figura 39: Disposición de rodamientos en eje.



Fuente: (SKF, 2019)

Para transmitir el par requerido al eje y limitar su flexión, se calculó un diámetro de eje de 100 mm.

La marca SKF provee rodamientos serie 223 para aplicaciones de alta vibración. De acuerdo al diámetro de eje calculado en la sección anterior, se selecciona el rodamiento 22320 EJA/VA405. Se probará su aplicabilidad mediante el cálculo de vida nominal.

Los datos del rodamiento 22320 EJA/VA405 se encuentran en el catálogo de fabricante siendo estos los siguientes:



Rodamiento Elegido:	22320 EJA/VA405	
Diámetro Exterior, D:	215.00	mm
Diámetro Interior, d:	100.00	mm
Ancho, B:	73.00	mm
Capacidad de Carga Básica, C:	847.00	kN
Capacidad de Carga Básica, Co:	950.00	kN
Carga Límite de Fatiga, Pu:	88.00	kN
Velocidad de referencia	2400.00	rpm
Masa	13.50	Kg

Para las zarandas vibratorias, la carga dinámica equivalente del rodamiento, P, se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$P = \frac{1.2 \times M \times r \times \omega^2}{2}$$

Donde:

P : Carga dinámica equivalente del rodamiento.

M : Masa del bastidor sin carga (Kg)

r : Distancia de excentricidad (m)

ω : Velocidad angular (rad/s)

$$P = \frac{1.2 \times 2000 \times 0,141 \times 94.46^2}{2} = 94.16 \text{ kN}$$

Luego determinamos la relación de carga C/P :

$$\frac{C}{P} = \frac{847}{94.16} = 9$$

Finalmente determinamos la vida útil del rodamiento:

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3}$$
$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot 902} \right) \left(\frac{847}{94.16} \right)^{10/3} = 27973 \text{ h}$$

El rodamiento está diseñado para trabajo continuo durante 8 horas al día, verificamos en la tabla siguiente si cumple los requerimientos mínimos para el tipo de servicio:

Figura 40: Duración o vida útil de proyecto para rodamientos giratorio.

Tipo de servicio	Horas (Vida 90%) MIN
Uso poco frecuente	500
Motores de aviación	500 a 2000
Uso intermitente, con interrupciones secundarias	4000 a 8000
Uso intermitente, con funcionamiento optimo	8000 a 12000
Servicio 8 horas, no continuo	12000 a 20000
Servicio 8 horas, continuo	20000 a 30000
Servicio 24 horas, continuo	40000 a 60000
Servicio 24 horas, continuo y optimo	100000 a 200000

Fuente: (SKF, 2019)

El rodamiento cumple los criterios mínimos requeridos.

Lubricación del Rodamiento:

En la tabla E.2 se establecen límites para el valor nd_m , hasta ellos la lubricación con grasa es regularmente una solución apropiada en procesos de intervalos de relubricación a temperatura normal.

Valores de entrada:

Rodamiento de rodillos a rotula de la serie 223

$$C/P = 9$$

$$\text{Diámetro medio de rodamiento, } d_m = \frac{(d+D)}{2} = \frac{100+215}{2} = 158 \text{ mm}$$

$$n \cdot d_m = 902 \times 158 = 142\,075$$

A partir de la tabla de factores de rodamientos (Anexo 13), el límite recomendado de $n \cdot d_m$ para $C/P \approx 8$ es 150 000, que es superior al valor nd_m real. Por tanto, las situaciones de trabajo se ubican en el rango para los que una lubricación con grasa es



apropiada, y puede efectuarse intervalos de relubricación cortos. Sin embargo, esto no es un inconveniente para las zarandas vibratorias, y puede seleccionarse la lubricación con grasa.

Luego, con el número de rpm y el valor de dm hallaremos el valor de la viscosidad requerida del sistema mediante el diagrama de Viscosidad del Sistema (Anexo 14).

Dando como resultado:

$$v_1 = 11 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Selección de la Grasa:

Mediante la Tabla de selección de grasas para rodamientos SKF. determinaremos la grasa adecuada mediante los criterios de selección de grasas son:

- temperatura: 75 °C (165 °F) → M
- velocidad: $n \text{ dm} \approx 142\,000 \rightarrow \text{M a H}$
- carga: $C/P \approx 8 \rightarrow \text{M}$
- altos niveles de vibración
- condiciones exteriores húmedas → buenas propiedades antioxidantes

De la siguiente tabla de fabricante de principales Características de Lubricantes (Anexo 15) determinamos que la grasa SKF LGEP2 es una elección adecuada siempre que se confirme una relación de viscosidad, κ , de 4.

LGEP2 tiene las siguientes propiedades:

- $v = 200 \text{ mm}^2/\text{s}$ a 40 °C (105 °F) (ISO VG 220)
- $v = 16 \text{ mm}^2/\text{s}$ a 100 °C (210 °F)

De acuerdo al diagrama de Viscosidad Corregida (Anexo 16) la viscosidad de funcionamiento a 75 °C (165 °F) es de aproximadamente 45 mm²/s, verificando el valor de $k = 4$:

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{45}{11} \approx 4$$



Se confirma el valor de $k = 4$.

Intervalo de relubricación y cantidad

La práctica propone relubricar los rodamientos del equipo cada 75 h con 30 gr. de grasa. Estos intervalos de tiempo cortos se requieren para eliminar la contaminación, las cantidades pequeñas limitan el calentamiento originado por volúmenes altos de grasa.

Temperatura y velocidad de funcionamiento

Es amplia la experiencia de aplicaciones similares, por lo que puede asumirse una temperatura de trabajo del rodamiento de 70 a 80 °C (de 160 a 175 °F).

El trabajo de la zaranda es a temperatura ambiente y no existen fuentes adicionales externas que generen calor. La velocidad es $< 50\%$ de la velocidad límite. Aunque la relación de carga $C/P < 10$, no se requiere un análisis térmico.

En condiciones de operación debe censarse la temperatura durante el funcionamiento real en la máquina.

Cálculo de los Resortes

Consideraciones adicionales para el diseño del resorte:

Acero ASTM A232 Cromo- Vanadio templado.

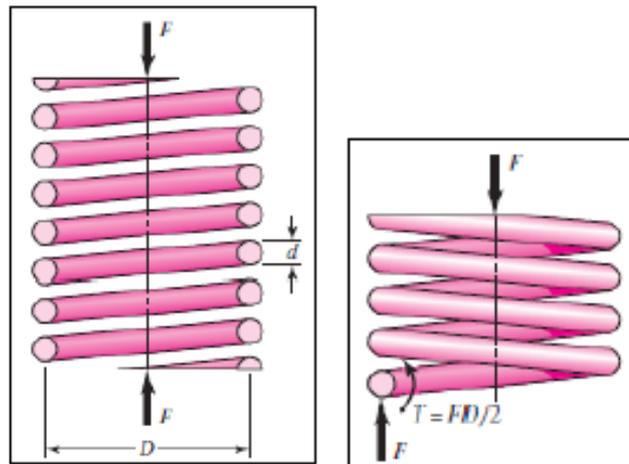
Extremos de resorte planos y esmerilados.

Diámetro de alambre 32 mm

Paso 50 mm

Para realizar el diseño de los resortes se realiza el supuesto que la carga a la cual estos se encuentran sometidos en la abscisa, como lo muestra a figura:

Figura 41: Fuerzas actuantes sobre resorte y esfuerzo de corte sobre resorte.



Fuente: (Perez Mejia, 2015)

Donde:

D : Diámetro del resorte entre la fibra interna.

d : Diámetro del alambre del resorte.

F : Fuerza a la cual está sometido el resorte.

N : Número de espiras activas del resorte.

El resorte se halla sometido bajo una fuerza torsional, esto es observable si se supone que se efectúa un corte en algún punto del resorte, como se observa en la figura:

De esto se puede concluir que es posible calcular el esfuerzo máximo en el alambre mediante la suposición de que el esfuerzo máximo está dado por la superposición del esfuerzo cortante torsional y el esfuerzo cortante directo entonces:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T \times r}{J} + \frac{F}{A}$$

Realizando el reemplazo de esta ecuación se obtiene que:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{8 \times F \times D}{\pi \times d^2} + \frac{4F}{\pi \times d^2}$$

Se define el índice del resorte como:

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



Reemplazando se obtiene que:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{8 \times F \times D}{\pi \times d^2} \left(\frac{2C + 1}{2C} \right)$$

El factor de corrección de esfuerzo cortante es igual a:

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

Entonces el esfuerzo máximo se expresa como:

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \times \frac{8 \times F \times D}{\pi \times d^2}$$

Para hallar el $\tau_{m\acute{a}x}$ permisible, se requiere determinar el valor de S_{ut} , donde este es:

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

Los valores de m y A para fabricación resortes comunes, se encuentran en la tabla Propiedades Mecánicas de los Resortes según el material (Anexo 17), entonces

$$:S_{ut} = 1588MPa$$

Luego de hallado el valor de S_{ut} , debe aplicarse la teoría de la energía de distorsión a fin de hallar el esfuerzo de fluencia a la torsión, para resortes de alambre de Cromo-Vanadio, Cromo-Silicio y otros alambres de acero al carbono endurecido y templado resulta que:

$$S_{sy} \geq 0.5 S_{ut}$$

Entonces: $S_{sy} \geq MPa$

Los resortes de compresión helicoidales experimentan alabeo cuando la deflexión es muy grande. La deflexión crítica para los resortes con extremos a escuadra y esmerilados es:

$$L_o \leq 5.26 \cdot D$$

El cálculo de las fuerzas ejercidas por el resorte se llevó a cabo en el análisis del sistema de contrapesas, los valores hallados fueron:

$$k_v = 505,15 \text{ Kgf/cm} : \text{Constante elástica del sistema.}$$

$$\delta = 3,95 \text{ cm} : \text{Deflexión estática del sistema.}$$

La amplitud del momento oscilante es 8,8 mm.

La fuerza estática del sistema se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$F_{est} = k_v \times \delta$$

$$F_{est} = 505,86 \times 3,95$$

$$F_{est} = 2000 \text{ kgf} = 19\,620 \text{ N}$$

La carga dinámica soportada por cada resorte es el peso del sistema vibrante dividido por el número de resortes, entonces la fuerza vertical transmitida al resorte en función del desplazamiento se puede representar como:

$$F_d = \sum K \times (\Delta_y \times \text{sen } \theta)$$

$$F_d = 505,86 \times 0,44$$

$$F_d = 222,56 \text{ kgf} = 1747 \text{ N}$$

La constante del resorte se puede encontrar mediante la ecuación:

$$k = \frac{d^4 \times G}{8 \times N \times D^3}$$

Donde:

d : Diámetro del alambre del r

G : Módulo de rigidez (MPa)

Na : Número de espiras activas del resorte.

D : Diámetro del resorte entre la fibra interna (mm).

Entonces la carga individual de los resortes será:

$$F_{estática} = 4\,905 \text{ N}$$

$$F_{dinámica} = 1\,091\, N$$

$$F_{máxima} = 5\,996\, N$$

La constante elástica del sistema es igual a la suma de las constantes elásticas de cada uno de los resortes, por lo tanto, se podrá decir que:

$$k_v = 4 \times K$$

Donde K es la constante individual de cada resorte, entonces:

$$K = 291,6 \frac{N}{cm} = 29,16 \frac{N}{mm}$$

Dado que el resorte es de extremos a escuadra, las ecuaciones que se van a usar para el cálculo de este se pueden encontrar en la tabla siguiente:

Tabla 25: Tipos de extremos en resortes.

Término	Plano	Plano y esmerilado	A escuadra y cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, Ne	0	1	2	2
Espiras totales, Nt	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, Lo	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud de salida, Ls	$p(N_t + 1)$	pN_t	$p(N_t + 1)$	pN_t
Paso, p	$(L_o - d) / N_a$	$L_o / (N_a + 1)$	$(L_o - 3d) / N_a$	$(L_o - 2d) / N_a$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2007)

Se procede a realizar la iteración de datos una vez que se tienen los valores de las variables, de esa manera se obtendrá para el sistema el resorte con mejores características, las dimensiones de resorte ideales para este trabajo son:

Tabla 26: Características de Diseño de Resorte.

Material:	Alambre al cromo vanadio	
Extremos:	Borde plano y esmerilados	
Módulo de Rigidez, G:	77200	MPa
Diámetro del resorte, D:	214.00	mm
Diámetro del alambre, d:	30.00	mm
Longitud, L:	380.00	mm
Diámetro Interior, Di:	184.00	mm
Diámetro exterior, De:	244.00	mm
Paso, P:	10.00	mm
Número de espiras, Nt:	8.00	
Número de espiras activas, Na:	6.00	

Elaboración propia.

Con los resultados obtenidos hay que comprobar el pandeo del resorte, entonces utilizando la ecuación

$$L_o \leq 5.26 \cdot D$$

$$343 \text{ mm} \leq 1125 \text{ mm}$$

La frecuencia crítica del resorte viene dada por la siguiente ecuación:

$$f_r = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K \times g}{W}}$$

Donde:

f_r : Frecuencia del resorte. (Hz)

K : Coeficiente del resorte. (kgf/m)

g : Aceleración de la gravedad. (m/s²)

W : Peso del resorte. (kg)

Para realizar el cálculo del peso del resorte se utiliza la siguiente ecuación:



$$W = \frac{\pi^2 \times d^2 \times D \times N_a \times \rho}{4}$$

Donde:

d : Diámetro del alambre del resorte. (m)

D : Diámetro del resorte entre la fibra interna. (m)

N_a : Número de espiras activas.

ρ : Densidad del acero (kg/m^3)

Entonces:

$$W = \frac{\pi^2 \times \left(\frac{30}{1000}\right)^2 \times \left(\frac{214}{1000}\right) \times 6 \times 7850}{4}$$

$$W = 22 \text{ kg}$$

Por lo tanto:

$$f_r = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K \times g}{W}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(126.47 * 100) \times 9.81}{22}}$$

$$f_r = 38.51 \text{ Hz}$$

Realizando la transformación de la frecuencia del sistema que gira a 902 rpm:

$$f_s = 15 \text{ Hz}$$

Evaluando: $f_r \neq f_s$

4.2.3. Diseño de Fajas Transportadoras

La faja transportadora N° 01 debe tener capacidad de elevar 551.84 tph de piedra chancada mediante una faja de 60pies de largo con una inclinación de 33%. El general de las características de diseño son las siguientes.

Tabla 27: Condiciones generales de diseño de faja transportadora.

Capacidad:	558.83	tph
Velocidad de Alimentación:	141.61	pie3/min
Velocidad Lineal de Faja:	115	ppm
Revoluciones	27.45	rpm
Factor de Frecuencia, Ff	1.04	min
Longitud de Faja L:	60	Pies
Ancho de Faja:	48	Pulg
% Pendiente	33	%
Angulo de Inclinación	18.26	°
Distancia vertical de la Faja, ±H:	18.8	Pies
Angulo de Rodillo β	20.00	°
Tipo de Faja:	FAJA TEJIDA	
Máximo desalineamiento de rodillo, d:	0.2	Pulg
Tamaño Máximo del Trozo:	4.00	Pulg
Condiciones Ambientales:	Moderado	Limpieza
Calidad de Mantenimiento:	Promedio	Mantto.
Tiempo de Operación:	Entre 10 y 16h	h/dia
Temperatura Ambiente:	77	°F
ACCESORIOS:		
Diámetro Polea Motriz:	16	Pulg
Ubicación de la polea	Lado tenso	
Tipo de Desviador	Ninguna	
Longitud de Faldones, Lb	20	pulg
Profundidad de Material en Contacto, hs	4	pulg
Angulo de Arrollamiento	180	°
Tipo de Polea Motriz	Tensor Manual, Polea Recubierta	

Elaboración propia

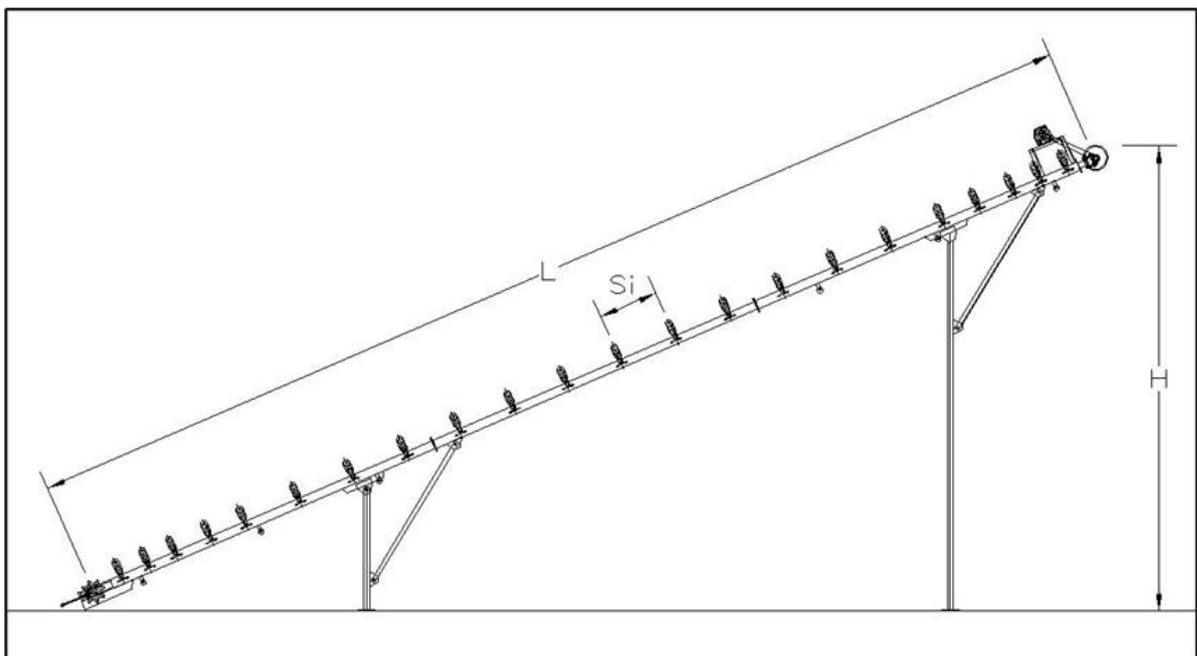
Para hallar la sección transversal de material que pasa por unidad de tiempo se debe calcular las respectivas áreas de acuerdo a datos de material:

Tabla 28: Datos de material a transportar.

MATERIAL:	Roca, chancada	
CÓDIGO	D26	
Tamaño:	En trozos	
Fluidez:	Buena	
Abrasividad:	Abrasivo	
Características Adicionales 1:	Ninguna	
Características Adicionales 2:	Ninguna	
Características Adicionales 3:	Ninguna	
Peso promedio (Lb/pie ³):	125.0	145 Máx
Angulo de reposo:	20.0	29 Máx
Angulo de sobrecarga α :	5.0	14 Máx
Máxima Inclinación Recomendada	0.0	Mín
Peso promedio:	145.0	lb/pie ³
Angulo de reposo β :	29.0	°
Angulo de sobrecarga α :	14.0	°
Grado de Inclinación:	0.0	°
Porcentaje Trozos:	11	%
Porcentaje Finos:	35	%
Angulo de rodillos β :	20	°
Área trapezoidal A_b :	112.596	Pulg ²
Área Abarquillada A_s :	64.184	Pulg ²
Área Total A_t :	1.228	pie ²

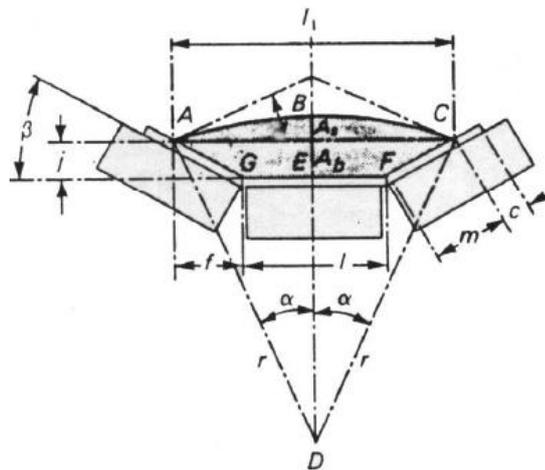
Elaboración propia.

Figura 42: Esquema faja transportadora.



Elaboración propia.

Figura 43: Sección transversal de faja transportadora.



Fuente: (CEMA, 2010)

$$Ab = [0.371b + 0.25 + (0.2595b - 1.025) \cos \beta] \times [(0.2595b - 1.025) \sin \beta]$$

$$As = \frac{0.1855b + 0.125 + (0.5295b - 1.025) \cos \beta}{\sin \alpha} \times \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right)$$

$$At(ft^2) = \frac{Ab + As}{144}$$

Datos: $\beta = 20^\circ$; $\alpha = 14^\circ$, $b=48''$ $\varnothing_{Tambor} = 0.36m$

$$At(Pie^2) = 1.23Pie^2 = 0.1141m^2$$

Cálculo de la velocidad de alimentación:

$$V_{TPH} = 558.8 \text{ Ton/h}$$

$$V_{Pie^3/min} = \frac{TPH}{At} \times \frac{2204.62 \text{ Lbs}}{1 \text{ Ton}} \times \frac{pie^3}{145 \text{ Lbs}} \times \frac{1H}{60min} = 141.61 \text{ pies}^3/min$$

$$V_{ppm} = \frac{V_{Pie^3/min}}{At(Pie^2)} = \frac{141.61}{1.23} = 115 \text{ ppm}$$

La faja principal deberá tener una velocidad de alimentación de 115 pies por minuto, siendo el factor de frecuencia el siguiente:

$$Ff = \frac{2 \times L(\text{pies})}{V_{ppm}} = \frac{2 \times 60}{115} = 1.04min$$

Selección de Rodillos:

Se usará un arreglo de rodillos abarquillados a 20°



Espaciamiento entre Rodillos (Si); para una faja de 48" y densidad de material

145 lbs/pie³ será: 3.0 Pies

Distancia entre rodillos de retorno: 10 Pies

Distancia Mínima de Transición Recomendada: $0.8b = 38.4$ Pulg

Carga del Rodillo:

$$AL = (IL \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4) + IML$$

$$Carga\ del\ Rodillo\ Real = IL = (Wb + Wm)Si$$

Donde:

Wb : Peso de la faja (lbs por pie)

Wm : Peso del Material (lbs por pie)

Si : Espaciamiento del Rodillo, pies

K₁ : Factor de ajuste por tamaño de trozo

K₂ : Factor de medioambiente y mantenimiento

K₃ : Factor de servicio

K₄ : Factor de corrección de la velocidad de la faja

IML : Fuerza debido a la desviación por a altura del rodillo

$$Wb = 17\ Lbs/pie$$

$$Wm = \frac{33.33}{V} Q$$

$$Wm = \frac{33.33}{114} \times 558.83 = 161.98\ Lbs$$

Q : Caudal en TPH

V : Velocidad lineal de la faja, ppm

d : Desalineamiento, pulg

T : Tensión en la faja, Lbs

$$IL = (Wb + Wm)Si$$



$$IL = (17 + 161.98) \times 3 = 537 \text{ Lbs}$$

$$IML = \frac{d \times T}{6 \times Si}$$

$$IML = \frac{0.2 \times 3645.31}{6 \times 3 \times 12} = 3.38 \text{ Lbs}$$

$$AL = (IL \times K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4) + IML$$

$$AL = (340.3 \times 1.1 \times 1.1 \times 1.2 \times 0.8042) + 8.435 = 631.99 \text{ Lbs}$$

De acuerdo a tablas de valores de carga para rodillos CEMA, seleccionaremos el siguiente rodillo:

Ancho de Faja	:	48 Pulgadas
Tipo	:	CEMA D
Angulo de Abarquillamiento	:	20°
Valor de Carga	:	800 Lbs

Requerimientos Básicos de Potencia

$$hp = \frac{Te \times V}{33,000}$$

$$Te = LK_t(K_x + K_y Wb + 0.015Wb) + Wm(LK_y \pm H) + Tp + Tam + Tac$$

Te : Tensión efectiva de accionamiento de la faja, lbs

V : Velocidad de diseño de la faja, ppm

L : Longitud del transportador, pies

Kt : Factor de corrección de la temperatura ambiental.

Kx : Factor usado para calcular la fuerza de fricción de los rodillos

Ky : Factor de transporte usado para calcular la resistencia de la faja

Wb : Peso de la faja, Lbs/pie

Wm : Peso del material, Lbs/pie

H : Distancia vertical que el material es elevado o bajado, Pies



Tp : Tensión resultante de la resistencia de la faja a la flexión alrededor de las poleas y la resistencia de las poleas a la rotación sobre los rodamientos

Tam : Tensión que resulta de la fuerza para acelerar el material continuamente mientras es alimentada la faja, Lbs

Tac : Total de tensiones de los accesorios del transportador, Lbs

Arreglos para faja transportadora

Clasificación del rodillo	C5	
Clasificación Carga:	C	
Número de serie de la matriz:	III	
Diámetro del rodillo	5.0	Pulg
Tipo de Servicio	Servicio medio	
Espaciamiento entre rodillos avance, Si:	3.0	ft
Espaciamiento entre rodillos retorno:	10.0	ft
% del valor de la tensión	Menos de 60%	ft
Distancia Mínima de Transición (Faja Tejada)	57.6	pulg
Distancia Mínima de Transición (Faja con alma de acero)	134.4	pulg
DISTANCIA MÍNIMA DE TRANSICIÓN:	57.6	Pulg

SELECCIÓN DE RODILLOS:

Factor de ajuste del Trozo k1	1.1	
Factor ambiental y de mantenimiento k2	1.1	
Factor de Servicio k3	1.1	
Factor Corrección por Velocidad de Faja, k4	0.8	
Carga del Rodillo Real, IL	537	Lbs
Carga desalineamiento del rodillo, IML	3.38	Lbs
Carga del Rodillo Ajustada, AL	575	Lbs
Máx. Carga Admitida para Rodillo CEMA C	900.00	Lbs
F.S.	1.56	
EVALUACIÓN DE RODILLO SELECCIONADO:	CUMPLE	



Tabla 29: Cálculo de potencia de motor eléctrico.

Peso del material (Wm)	161.36	lbs/pie
Peso de Faja (Wb)	17.00	lbs/pie
Wm + Wb	178.00	lbs/pie
Factor de Corrección de la temperatura ambiente, (Kt)	1.00	
Fuerza req. para superar la fuerza de fricción (Ai)	1.8	lbs
Factor de Fricción del Rodillo (Kx)	0.72	
Factor para calcular la fuerza en la faja y la carga de flexión sobre los rodillos (Ky)	0.01932	
TENSIÓN DE ACCESORIOS:		
Fuerza de tracción adicional para flexionar la faja sobre la polea, Ttr:	200	lbs
Fuerza de fricción de los desviadores, Tpl:	0	lbs
Factor de Fricción con el Faldón, Cs:	0.046	
Fricción de los faldones, Tsb:	134.66	lbs
Tx, fricción de los rodillos $L \cdot Kx \cdot Kt$		
Tyc, Flexión de la Faja $L \cdot Ky \cdot Wb \cdot Kt$		
Tyr, Flexión de la faja de los rodillos de retorno $L \cdot 0.015 \cdot Wb \cdot Kt$		
SUBTOTAL (A)	$L \cdot Kt \cdot (Kx + Ky \cdot Wb + 0.015 \cdot Wb)$	78.25 Lbs
Tym, Flexión del Material $L \cdot Ky \cdot Wm$		
Tm, Elevación o baja $\pm H \cdot Wm$		
SUBTOTAL (B)	$Wm(L \cdot Ky + H)$	3232.4023 Lbs
Tp, Resistencia de a Polea		
Tam, aceleración del material		
Tac, Accesorios $(Ttr + Tpl + Tbc + Tsb)$		
SUBTOTAL (C)	$Tp + Tam + Tac$	334.66 Lbs
Te, Tensión Efectiva de accionamiento de la Faja $A+B+C$		
	3645.31	Lbs
hp, Potencia requerida		
	12.70	hp
	9.46	Kw
Torque requerido		
	2430	lbs x pie
	3295	N x m
Factor de corriente, arranque		
	0.14	
Potencia asumida del motor		
	14.76	hp
	11.00	Kw
RPM Requerido en Motor		
	36.61	
RPM de Motorreductor Asumido		
	37.40	RPM

Elaboración propia.

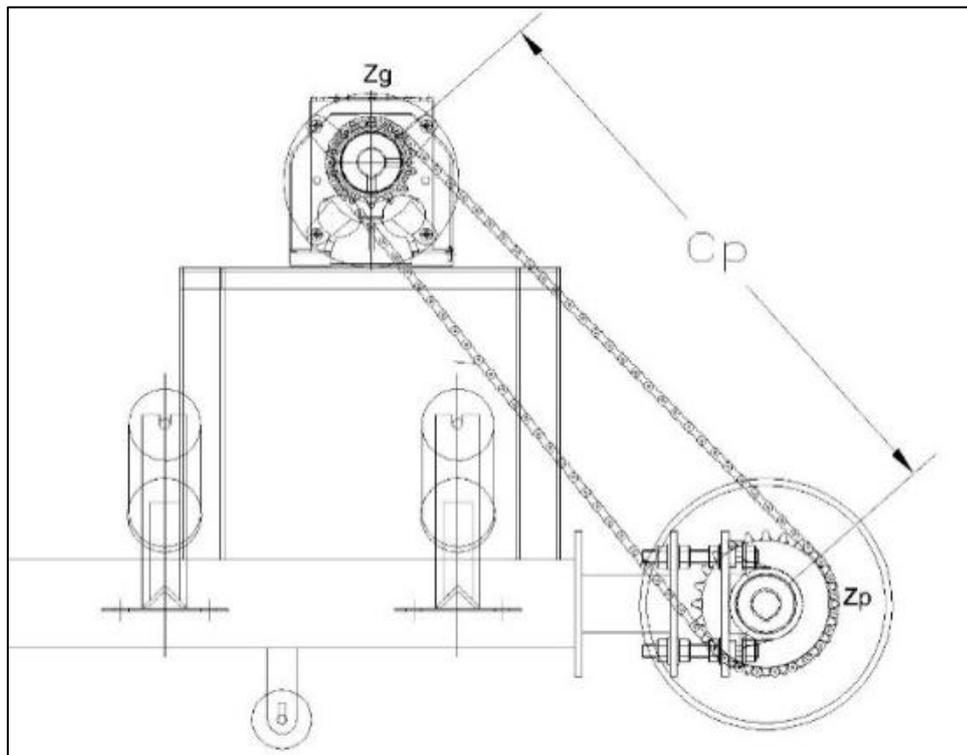
Para efectos de pérdidas de corriente por arranque, la potencia del motor será 15

HP (11 KW), se seleccionará de la tabla de fabricante (Anexo 20):

Selección de cadenas y piñones

Potencia	: 15 HP
RPM en Catalina	: 37.4 RPM
RPM Piñón Secundario	: 25.43 RPM
N° Dientes Catalina	: 18
N° Dientes Piñón	: 24
Relación transformación	: 0.75
Factor de Servicio	: 1.0
Potencia de Diseño	: HP x f.s. = 15 HP

Figura 44: Disposición de Sistema de Fuerza



Elaboración propia.



Se escogerá la cadena adecuada con los valores de potencia nominal equivalente (15 HP) y las RPM del eje más rápido (40 RPM). Para ello se usará la información del Grafico (Anexo 21)

Resultando las siguientes especificaciones de cadena:

ANSI N° : 160

Paso : 2 Pulg

Carga de Rotura : 58000 Lbs

Peso Promedio : 6.5 Lbs/Pie

Vel. Máx : 120 ppm (Con lubricación manual)

Cálculo de los diámetros de paso:

$$d_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_p}\right)} \quad D_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_g}\right)}$$

Donde:

p : Paso de la cadena, pulg.

Z_p : Número de dientes del piñón.

Z_g : Número de dientes de la catalina.

d_p : Diámetro de paso del piñón, pulg.

D_p : Diámetro de la catalina, pulg.

np : Número de RPM del piñón.

V : Velocidad tangencial, ppm.

$$d_p = \frac{2}{\text{sen}\left(\frac{180}{24}\right)} = 15.32 \text{ Pulg} \quad D_p = \frac{2}{\text{sen}\left(\frac{180}{18}\right)} = 11.52 \text{ Pulg}$$

Cálculo de velocidad tangencial:

$$V = \frac{\pi d_p n_p}{12}$$



$$V = \frac{\pi \times 15.32 \times 25.43}{12} = 102 \text{ ppm}$$

Esta velocidad es verificada con los datos recomendados de la Especificaciones para Cadenas de Rodillos ANSI (Anexo 22)

Resultando que la velocidad tangencial calculada es menor a la velocidad de tablas recomendadas.

Posteriormente se calculará la longitud aproximada de la cadena en número de pasos mediante la expresión:

$$L_p = 2C_p + 0,53(Z_p + Z_g)$$

$$\text{Siendo: } C_p = 1,016m = 40\text{Pulg} = 20 \text{ Pasos}$$

$$L_p = 2 \times 20 + 0,53(18 + 24)$$

$$L_p = 62.26 \approx 62 \text{ Pasos}$$

Se recalculará la distancia entre centros C_p , usando la ecuación:

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_g}{2} + \frac{(Z_p + Z_g)^2}{4\pi^2 C_p}$$

$$C_p = 19.35 \text{ Pasos} = 38.7\text{Pulg} = 0.983m$$

Se requerirá 62 pasos de cadena tipo ANSI 160-1 y ruedas dentadas de 18 y 24 dientes (Anexo 23).

Tabla 30: Cálculo de cadenas.

Potencia del Motor:	14.76	HP
RPM Piñón	27.22	RPM
RPM Catalina	37.40	RPM
Factor de Transformación	0.73	
Nº Dientes Piñón, Z_p	24.00	
Nº Dientes Catalina, Z_g	17.46	
Redondeo Dientes Catalina, Z_g	18.00	
Factor Transformación corregido	0.75	
RPM Piñón Corregido	28.05	RPM
Diferencia	0.83	RPM
Tipo de Cadena (De acuerdo a Gráfico)	ANSI 160	
Tipo de Lubricación	Lubric. Manual	
PASO	2.00	Pulg
Carga de Rotura	58000.00	Lbs
Peso Promedio	6.50	Lbs/pie
Velocidad Máxima	115.00	ppm
Diámetro de paso Piñon, d_p	15.32	Pulg
Diámetro de paso Catalina, D_p	11.52	Pulg
Velocidad Tangencial, V	113	ppm
Evaluación de Cadena	CUMPLE	
Distancia entre centros, C_p	40.00	Pulg
	20.00	Pasos
Longitud Aproximada Cadena, L_p	62.26	Pasos
Lp Final:	61.00	Pasos
Ft	7250.00	Lbs

Elaboración propia.



Chavetero

En el motorreductor se calculará la eficiencia del chavetero en base a las dimensiones del eje y canal chavetero indicado en ficha técnica, cuyas características se especifican en el Anexo 24.

$$\eta = \frac{Lc \times Sy \times t \times D \times rpm}{248.472 \times HP}$$

η : Factor de eficiencia, mínimo 1.5.

Lc : Longitud de chavetero, Pulg.

Sy : Módulo de elasticidad, KSI.

t : Ancho de chavetero, Pulg.

D : Diámetro de eje, Pulg.

Rpm : Revolución por minuto.

HP : Potencia a transmitir, hp

El material para el chavetero se seleccionará de la tabla Materiales para Chaveteros (Anexo 25) o de un fabricante de materiales similares.

Seleccionaremos Acero AISI C1020, $Sy=66$ KSI

$$\eta = \frac{2 \frac{4}{5} \times 66 \times \frac{1}{2} \times 2 \frac{1}{3} \times 33.9}{248.472 \times 14.76}$$

$$\eta = 2, (> 1.5, \text{Cumple})$$

Para el cálculo de la resistencia del chavetero en la polea usaremos la misma fórmula con los siguientes datos:

Lc : 3 1/7 Pulg, De acuerdo a especificaciones del fabricante.

Sy : 66 KSI

D : 3" Pulg

Rpm : 25.43 rpm

HP : 14.76 hp

Las dimensiones b y t del chavetero se seleccionarán de la tabla Dimensiones de Chavetas de acuerdo a la Norma ASA B17.1-1943 (Anexo 26) y se verificara el cumplimiento del factor de seguridad mínimo (1.5)

$$\eta = \frac{3\frac{1}{7} \times 66 \times \frac{1}{2} \times 3 \times 25.43}{248.472 \times 14.76}$$

$$\eta = 2,2 ; (> 1.5, \text{Cumple})$$

Tabla 31: Verificación de cumplimiento sistema de transmisión.

	HP Motor	14.76	hp
	Material Chavetero	C1020	
	Resistencia de Fluencia, Sy	66.00	KSI
CATALINA	Diámetro Eje		
	Motor	2 1/3	Pulg
	rpm Motor	37.40	rpm
	b, Recomendado	11/16	Pulg
	t, Recomendado	1/2	Pulg
	L, Longitud util	2 4/5	Pulg
	Factor de Seguridad	2.2	
		0.6875 x 0.5 x	
		2.795	
		CUMPLE	
PIÑÓN	Diámetro Eje		
	Polea	3	Pulg
	rpm Polea	28.05	rpm
	b, Recomendado	3/4	Pulg
	t, Recomendado	1/2	Pulg
	L, Longitud útil	3 1/7	Pulg
	Factor de Seguridad	2.4	
	Dimensiones Chavetero	0.75 x 0.5 x 3.15	Pulg
	CUMPLE		

Elaboración propia



Análisis de tensiones:

C_w : Factor de arrollamiento con tensor de tornillo.

$$T_2 = T_e C_w = 3645.31 \times 0.8 = 2916.25 \text{ Lbs}$$

Relación de tensión y flecha de la faja (3%)

$$T_0 = 6.25 S_i (W_b + W_m)$$

$$T_0 = 6.25 \times 3 \times (17 + 161.98) = 3356.25 \text{ Lbs}$$

$$T_b = W_b \times H$$

$$T_b = 17 \times 18.8 = 319.65 \text{ Lbs}$$

$$T_{yr} = 0.015 \times L \times W_b \times K_t$$

$$T_{yr} = 0.015 \times 60 \times 17 \times 1.0 = 15.3 \text{ Lbs}$$

$$T_2 = T_0 + T_b + T_{yr}$$

$$T_2 = 3356.25 + 319.65 + 15.3 = 3691.15 \text{ Lbs}$$

$$T_1 = T_2 + T_e$$

$$T_1 = 3691.15 + 3645.31 = 7336.46 \text{ Lbs}$$

La máxima tensión interna en la faja será:

$$T_{Faja} = \frac{T_1}{b}$$

$$T_{Faja} = \frac{7336.46}{48} = 152.84 \text{ Lbs/Pulg}$$

Determinación de la necesidad y capacidad del antirretorno.

Si: $HW_m > \frac{LK_t(K_x + K_y W_b + 0.015 W_b) + W_m L K_y}{2}$; requiere antirretorno.

$$18.8 \times 161.98$$

$$> \frac{60 \times 1(0.89 + 0.0193 \times 17 + 0.015 \times 17) + 161.98 \times 60 \times 0.0193}{2}$$

$$3033.93 > 132.72$$

Entonces requiere trinquete antirretorno cuya potencia será:

$$Torque = r \left[HW_m - \frac{L(K_x + K_y Wb + 0.015Wb) + W_m LK_y}{2} \right]$$

$$Torque = \frac{7}{12} (3033.93 - 137.66) = 1689.5 \text{ Lbs}$$

$$rpm_{Antiretorno} = \frac{V}{2\pi\theta_{Rodillo}}$$

$$rpm_{Antiretorno} = \frac{114}{2\pi\left(\frac{14}{24}\right)} = 31.10 \text{ rpm}$$

La potencia del trinquete antirretorno será:

$$HP = \frac{Torque_{Antiretorno} \times rpm}{5250}$$

$$HP = \frac{1689.5 \times 31.10}{5250} = 10.01hp$$

Tabla 32: Cálculo sistema antirretorno.

Cw	0.8	
Tensión del Lado Flojo, T2*	2916.25	Lbs
Porcentaje de Flecha:	2	%
Tensión por faja abarquillada, To	3356.25	Lbs
Peso de la Faja en Polea Superior, Tb	319.60	Lbs
Tensión de Fricción de Retorno de la Faja, Tyr	15.30	Lbs
T2**	3691.15	Lbs
MAYOR VALOR DE T2	3691.15	Lbs
T1	7336.46	Lbs
Tensión en la Faja:	152.84	Lbs/pulg
Fuerza Inercial, HWm	3045.22	
$(L(K_x+K_y*Wb+0.015Wb)+W_m*L*K_y)/2$	132.72	
Requiere Antirretorno:	SI	
Torque Antirretorno:	1941.67	lbs-pie
rpm	27.45	rpm
Potencia del Antirretorno, Hpar	10.15	hp

Elaboración propia.

El mismo procedimiento se realizará para las fajas N° 02, 03, 04, 05 y 06, el resumen de los cálculos se presenta en la sección de anexos resumen de componentes de fajas (Anexo 27)



4.2.4. Diseño de Chasis Móvil para Cono Symons

En un capítulo anterior, se definió el tipo de Sistema de Trituración y su capacidad, este equipo será adquirido mediante el importador y representante en Perú, su montaje como componente principal del sistema de trituración móvil, supone un reto y una oportunidad para el área de estructuras metálicas de esta empresa, puesto que convierte a esta empresa en autosuficiente en el abastecimiento de plantas para su proceso productivo.

Para que el diseño estructural del chasis cumpla con las características y requerimientos del Cono Symons 5.1/2' se procederá a seguir los siguientes pasos:

Geometría de la Estructura.

Determinación y Aplicación de Cargas.

Selección de Elementos Constitutivos Complementarios.

Modelado computacional.

Consideraciones Mínimas de Diseño del Chasis Móvil.

La geometría del chasis móvil, estará determinada por las siguientes consideraciones de diseño:

Ubicación funcional del Cono Symons 5.1/2', permitiendo su libre carga y descarga.

Ubicación funcional de la faja transportadora articulada para la salida de material de descarga del Cono Symons hacia la Zaranda Vibratoria.

Ubicación de los elementos portantes de acuerdo a la distribución de cargas vivas sobre el chasis móvil.

Maniobrabilidad del chasis en las carreteras del Perú, considerando las dimensiones máximas permitidas de acuerdo a las normas vigentes peruanas.

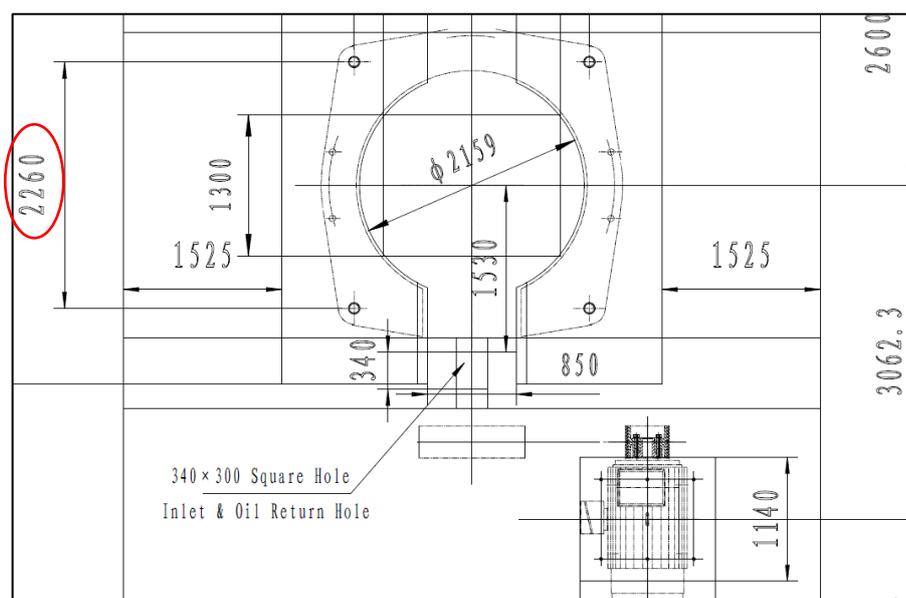
Practicidad para su desmontaje, traslado, montaje y puesta en marcha a las velocidades que requieren distintos proyectos de construcción de la Empresa Construcción y Administración S.A. en el Perú.

Para el éxito de este montaje, en primer lugar, debemos conocer el equipo a instalarse, sus partes, complementos y principales especificaciones de montaje. Para ello el proveedor nos brindará los respectivos manuales de instalación y montaje, así como planos y libros de partes. Una vez recopilada y estudiada la información, determinamos los principales aspectos para el diseño del chasis:

Los principales parámetros técnicos del Cono Symons se detallan en el Anexo 1, asimismo las distancias, pesos y partes.

El elemento principal que cumple la función de asiento y apoya directamente en el Chasis Móvil es el Componente 01: Conjunto de Marco Principal, En la Figura 45, detalla la distancia entre ejes de los puntos de sujeción (2260 mm, en los 4 lados), esta medida es importante ya que definirá el ancho del chasis o distancia entre vigas principales y la distancia entre las vigas de amarre.

Figura 45. Marco principal.



Fuente: (Gator Machinery Company, 2007)



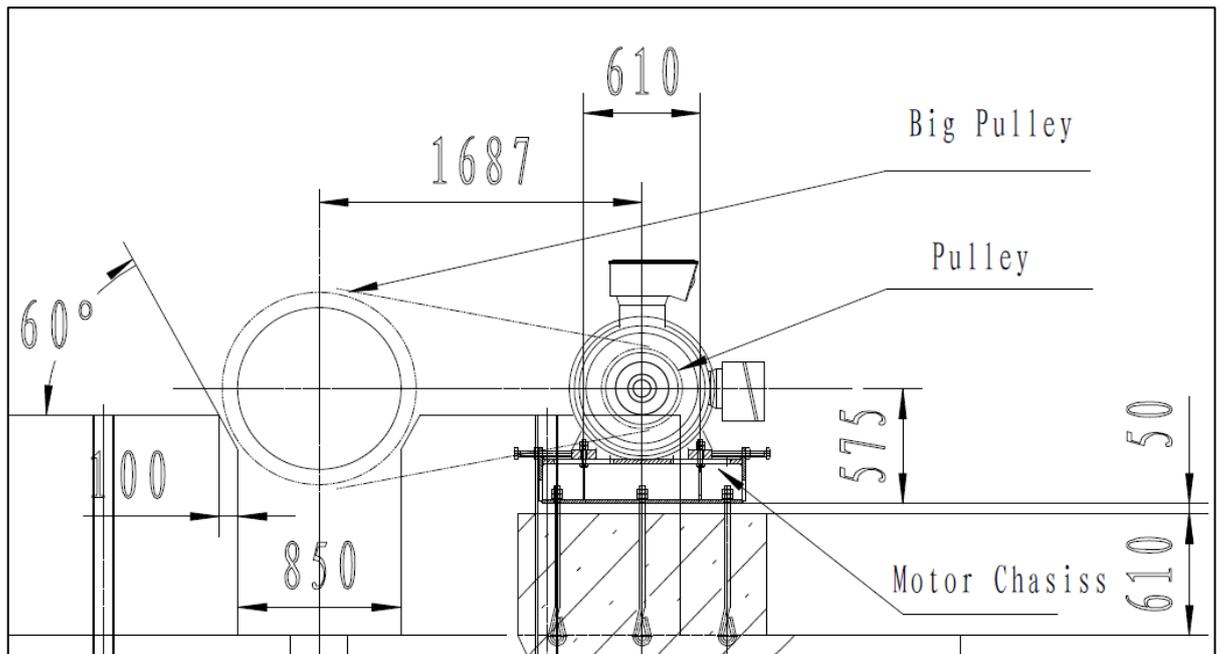
Por su envergadura y peso de los equipos de trituración, el Chasis tendrá una Clasificación Vehicular de Categoría O4 (Anexo 28), Remolques de Peso Bruto Vehicular de más de 10 Toneladas.

El ancho del chasis entonces, debe permitir el libre paso del perno de sujeción del Cono Symons, pero a su vez debe tener un ancho máximo de 2.60 metros para cumplir lo establecido en la siguiente Norma del Ministerio de Transportes del Perú, de acuerdo a su categoría el largo máximo es 14.68m y altura máxima 4.10m (Anexo 29), bajo estos límites estableceremos las dimensiones del chasis móvil.

El Peso del equipo de trituración junto a sus accesorios es de 40 toneladas, para el chasis inicialmente asumiremos un peso aproximado de 4 ton, el mismo que corregiremos más adelante en el desarrollo del modelo, más otros accesorios el peso del Chasis Móvil con el equipo montado y sus accesorios será aproximadamente 45 ton, por lo tanto la configuración vehicular que más se acomoda a nuestro modelo y peso de equipos es la T3S3 (Anexo 29), según el Reglamento Nacional de Vehículos (MTC, 2016), el mismo que consta de 1 eje delantero y 2 conjuntos de ejes posteriores con capacidades de 18 y 25 toneladas respectivamente (Anexo 28), siendo la capacidad de total de carga del chasis móvil de 48 toneladas en circulación.

El motor se ubicará de acuerdo a la alineación de las fajas de transmisión a 1687mm de distancia entre ejes de las poleas (Figura 46), sobre una base metálica que soporte el peso de este y la tensión de las fajas de transmisión, la base del motor tendrá una tolerancia de $\pm 5\text{cm}$ en la dirección del eje compartido por las dos poleas, esto permitirá a colocación y templado de las fajas de transmisión; y $\pm 3\text{cm}$ en la dirección del eje del motor para alinear las fajas de transmisión. Debido a la limitación del ancho del chasis, la alineación de las poleas será vertical y no horizontal como indica la siguiente figura:

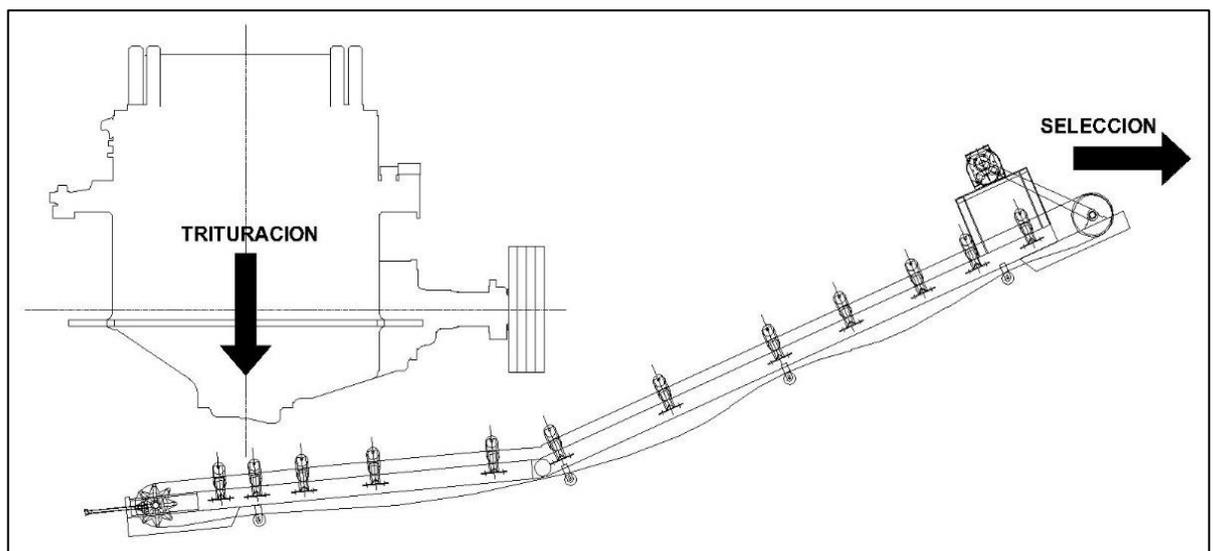
Figura 46. Distancia entre ejes de Polea



Fuente. (Gator Machinery Company, 2007)

El material triturado producido por el Cono Symons debe ser transportado a la zaranda vibratoria para ser seleccionado, para este fin se instalará una faja transportadora articulada que reciba el material en la parte baja del Cono y sobresalga del Chasis, llevando el material a la siguiente etapa de selección:

Figura 47. Faja Transportadora Articulada



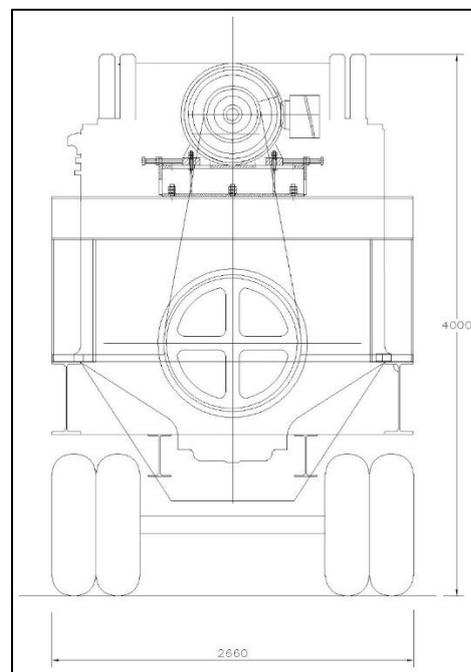
Elaboración propia.

Descripción funcional de equipo

La estructura principal del Chasis Móvil estará compuesta por dos vigas principales rectas que a su vez estarán unidas mediante vigas perpendiculares, en la parte frontal y posterior se ubicarán la plataforma de anclaje y el conjunto de ejes respectivamente, en el espacio intermedio se ubica el Cono Symons junto a su motor y bajo este la faja transportadora articulada.

El equipo de trituración tendrá dos configuraciones, una para Producción y otra para transporte (Anexo 30); el proceso de montaje consiste en estacionar el Chasis Móvil con las patas alineadas sobre dados de concreto previamente vaciados una vez ubicada en su posición se atornillarán el complemento de las patas, se retiran y almacenan las llantas del equipo y se inclina la faja transportadora articulada, finalmente se conectan los sistemas eléctricos e hidráulicas con los tableros de mando en la cabina de control.

Figura 48. Geometría de chasis móvil – Vista posterior.



Elaboración propia.

ANÁLISIS COMPUTACIONAL DE ESTRUCTURAS DE SOPORTE

Para la evaluación de la estructura de soporte se realizará la simulación mediante el software Autodesk Inventor, el cual analizará mediante el método de elementos finitos los desplazamientos máximos y el factor de seguridad en cada nodo de la estructura.

Tabla 33: Características del material.

Nombre	Acero ASTM A-36	
General	Densidad de masa	7.85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	207 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	210 GPa
	Coefficiente de Poisson	0.3 su
	Módulo cortante	80.7692 GPa

Fuente: (Autodesk, 2022)

TOLVA DE ALIMENTACIÓN

De acuerdo a cálculo de peso de material que contiene y peso de la estructura de tolva se evalúa la estructura bajo las siguientes condiciones:

Volumen de la Tolva : $V = 18.1 m^3$

Densidad del material : $\rho = 2323 Kg/m^3$

Carga : $P = 42\ 046 Kg = 412\ 000.0N$

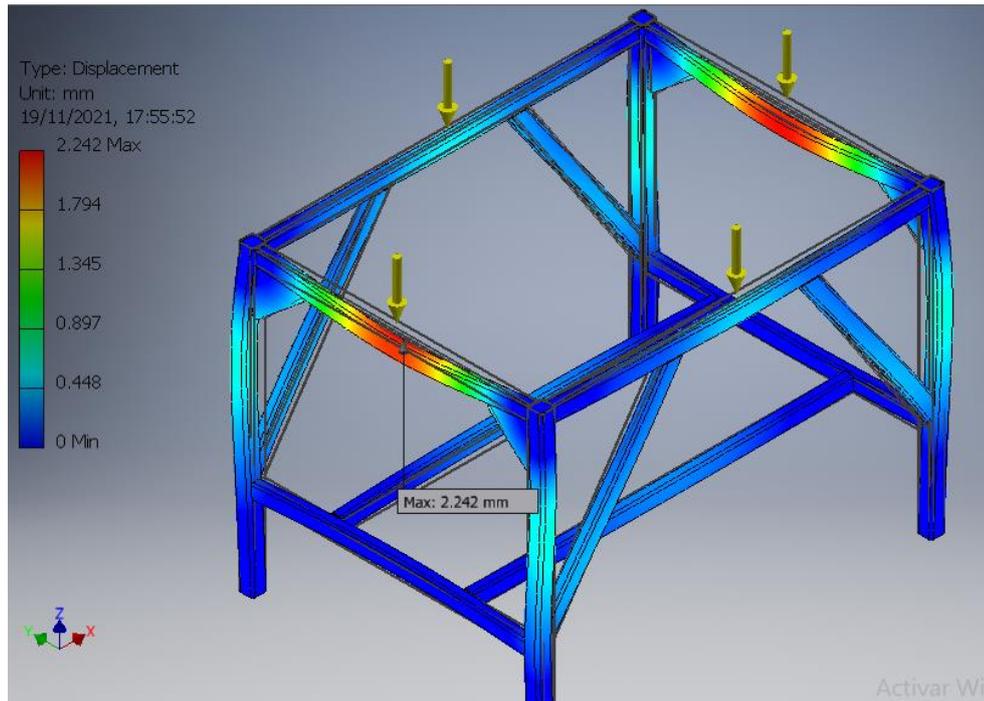
Información ingresada al software:

Tabla 34: Reporte de cargas.

Load Type	Force
Magnitude	412000.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-412000.000 N

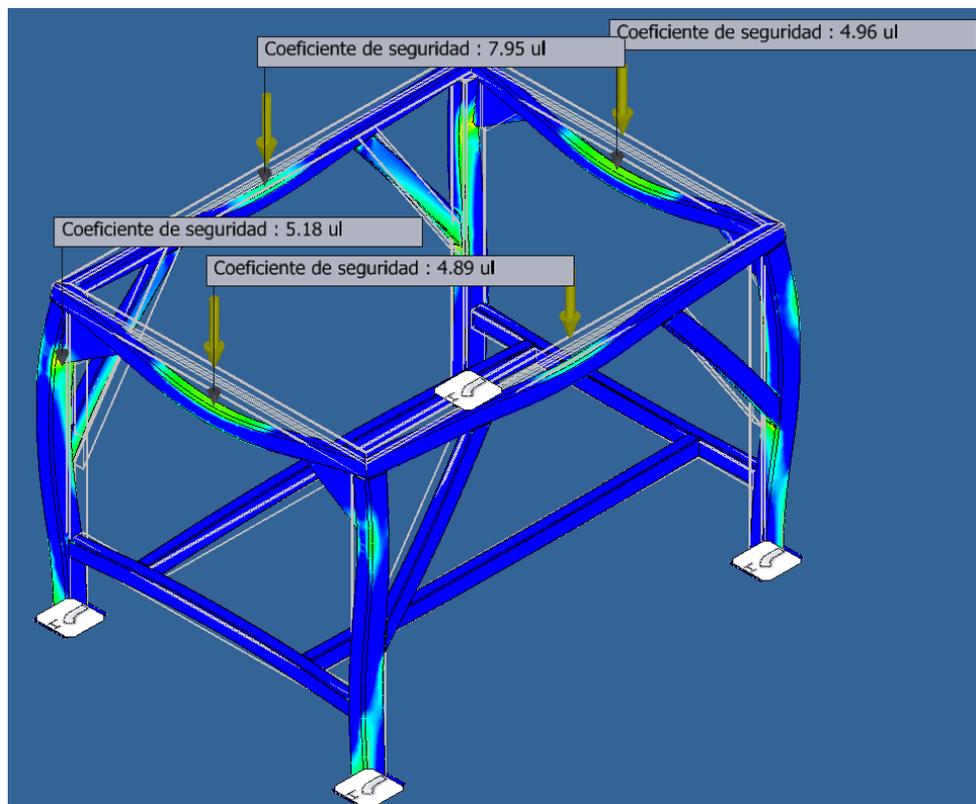
Fuente: (Autodesk, 2022)

Figura 49: Desplazamientos (2.242mm Máx)



Fuente: (Autodesk, 2022)

Figura 50: Factor de Seguridad: Mínimo=4.89



Fuente: (Autodesk, 2022)

La estructura del soporte tiene un factor de seguridad mínimo de 2.5 veces el esfuerzo de fluencia, en la conexión soldada COLUMNA-VIGA, la misma que es reforzada mediante una cartela metálica, por tanto, CUMPLE los requerimientos mínimos para cargas estáticas, asimismo deben elaborarse planos de premontaje específicos que aseguren la resistencia mínima del terreno de apoyo de la tolva.

ZARANDA VIBRATORIA

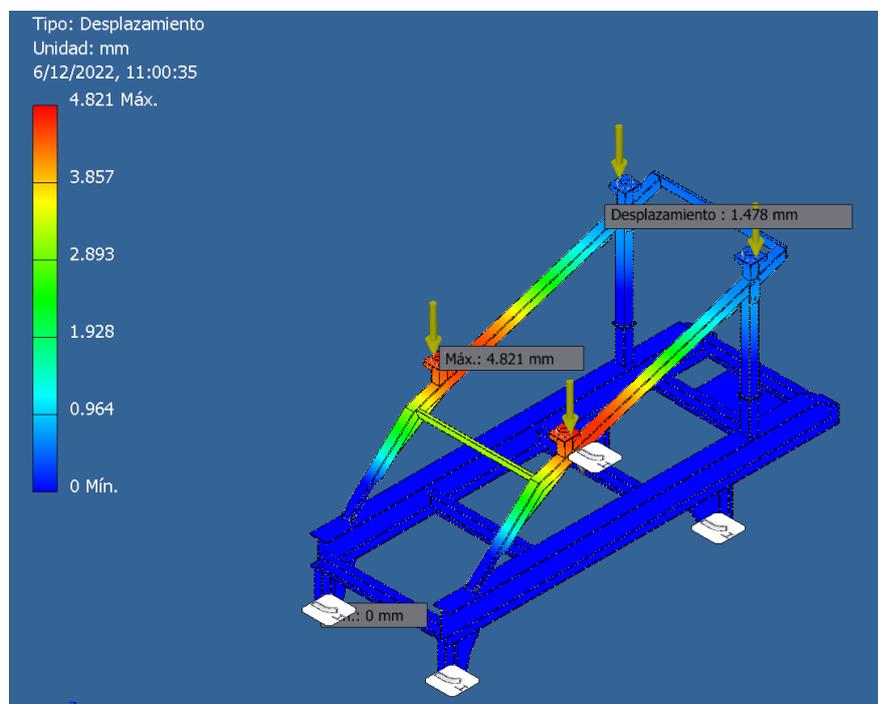
El modelamiento de la estructura de zaranda, es en acero ASTM A-36, en posición estática,

Tabla 35: Reporte de cargas.

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	70000.000 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	828.314 N
Vector Z	-69995.099 N

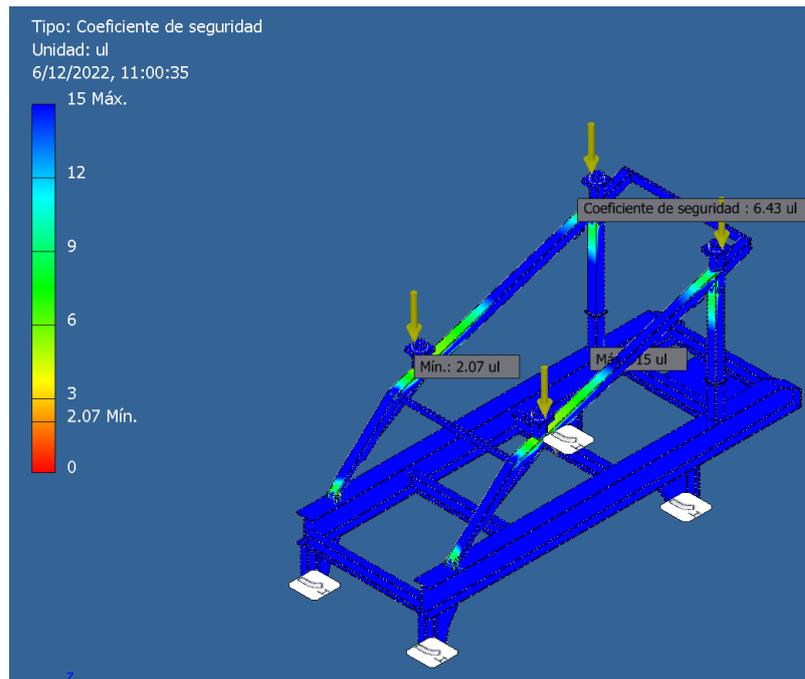
Fuente: (Autodesk, 2022)

Figura 51: Desplazamientos: Máximo = 4.821mm



Fuente: (Autodesk, 2022)

Figura 52: Factor de Seguridad: Mínimo = 2.07



Fuente: (Autodesk, 2022)

CHASIS PARA CONO SYMONS 4.1/4'

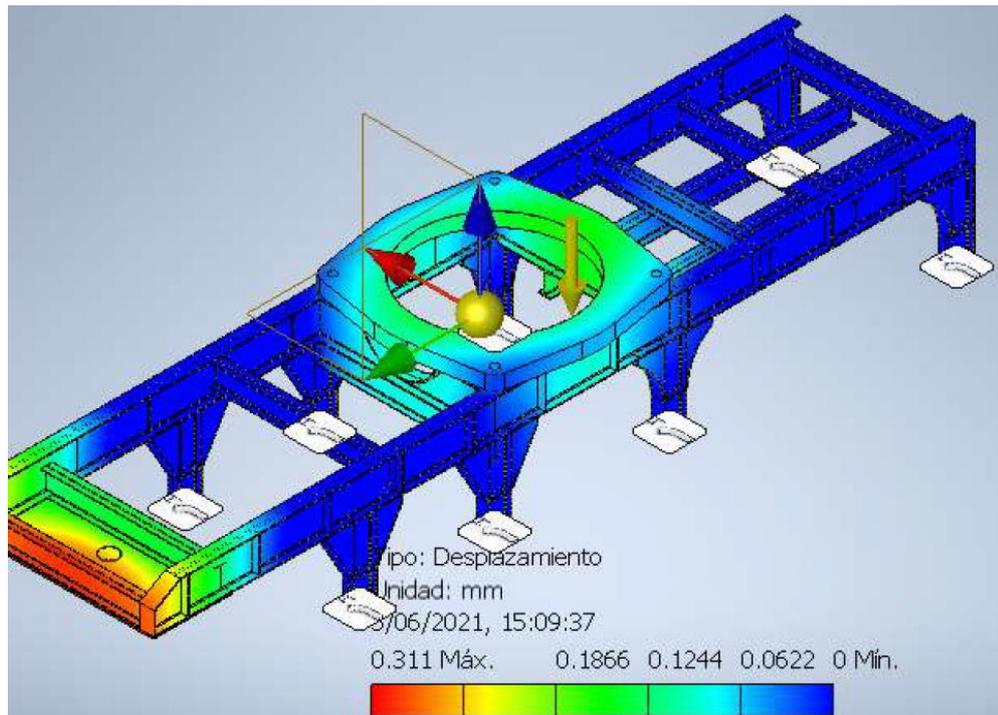
El chasis de Cono Symons ha sido diseñado para su transportabilidad y facilidad de montaje, configurado para transporte soporta su peso sobre 3 ejes de doble rueda, y es remolcado por tractocamión mediante un sistema de King Pin en la parte delantera. En la configuración de producción, las patas armadas se asientan sobre terreno firme, quedando las llantas al aire, es en esta posición que la estructura soporta mayores esfuerzos de deformación debido a las cargas que ingresan al equipo y la vibración que genera el Cono Symons.

Tabla 36: Reporte de cargas.

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	411879.300 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-0.000 N
Vector Z	-411879.300 N

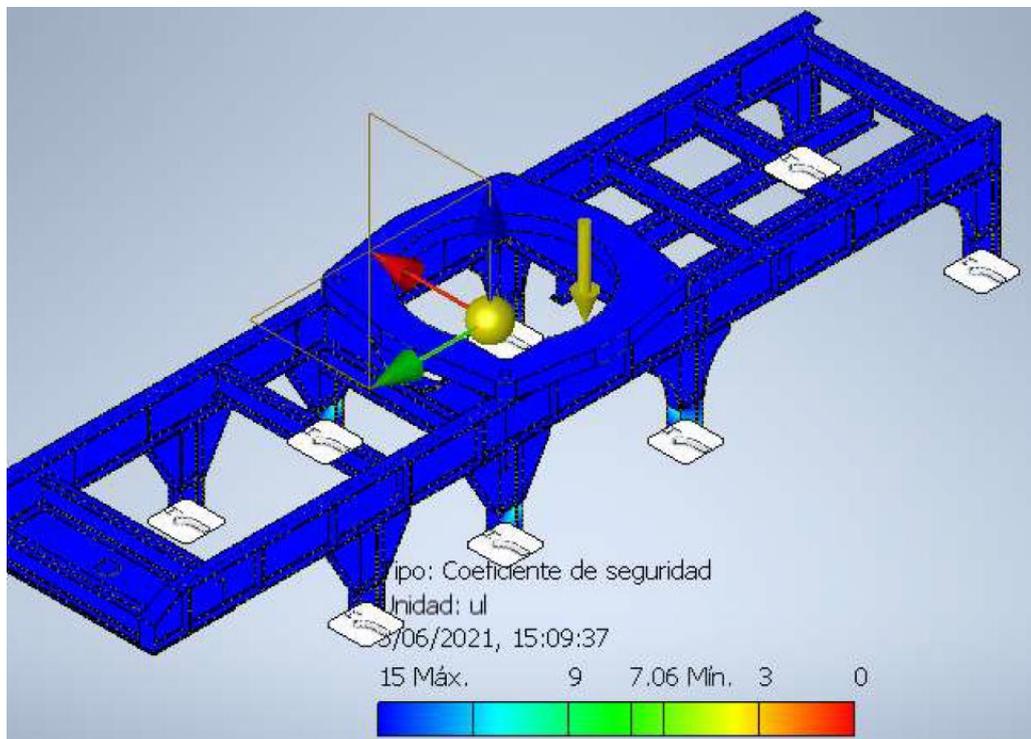
Fuente: (Autodesk, 2022)

Figura 53: Desplazamientos: Máximo = 0.3mm



Fuente: (Autodesk, 2022)

Figura 54: Factor de Seguridad: Mínimo=7.0



Fuente: (Autodesk, 2022)

V. CONCLUSIONES

En el siguiente cuadro se resume el cumplimiento o no de las hipótesis propuestas en el primer capítulo de este trabajo, el no cumplimiento de ellas no necesariamente implica falta de funcionalidad, sin embargo, analizaremos sus posteriores consecuencias, como pueden ser reducción de capacidad, falla permanente, condiciones inseguras de trabajo o sobreesfuerzos sobre otros elementos.

Tabla 37: Análisis Final Diseño Fabricado

VARIABLE	ESCALA	CARACTERÍSTICA	VALOR FINAL	
Circuito de Triturado	Capacidad Global del Circuito de Trituración	Cap. Real = 89 tph	No Cumple	
Diseño de Elementos de Máquinas	Elementos Zaranda Vibratoria	Contrapesas	No Cumple	
		Resortes	No Cumple	
		Motor	Cumple	
		Sistema Transmisión	Cumple	
		Eje Principal	Cumple	
			Rodamientos y lubricación	Cumple
	Faja Transportadora		Rodillos	No Cumple
			Banda transportadora	Cumple
			Polea Motriz	Cumple
			Motor Eléctrico	Cumple
		Rodamiento	No Cumple	
		Sistema Transmisión	No Cumple	
Diseño Estructural	Chasis Móvil Cono Symons	F.S. Mín. = 7.06	Cumple	
	Estructura Zaranda Vibratoria	F.S. Mín. = 2.07	No Cumple	
	Tolva de Alimentación	F.S. Mín. = 4.89	Cumple	

Elaboración propia.

5.1. ANÁLISIS DE CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN DEL CIRCUITO DE TRITURACIÓN

La capacidad de producción real del circuito de trituración (89 tph) es menor respecto al requerido (150tph), una causa probable es el desbalance y sub dimensionamiento de los componentes de la zaranda vibratoria, en cuyas camas se

verifica estancamiento y saturación de material. Esta saturación se traslada al cono Symons mediante la faja de retorno, lo cual implica que el operador tenga que reducir el ingreso de material al circuito para no saturar el cono, reduciéndose así la capacidad de producción de la planta en general. Otro factor importante no estudiado es el buen estado de los mantos trituradores del Cono, puesto que el desgaste en estos disminuye también la capacidad de reducción de tamaño.

Posterior a este estudio y análisis se cambiaron los mantos del Cono Symons, incrementando la capacidad de reducción de tamaño (110 tph), mejorando el desempeño del circuito, los componentes de la zaranda vibratoria no se cambiaron por factor de plazos en el proyecto.

Figura 55: Zaranda vibratoria saturada.



Elaboración propia

Figura 56: Reparación de mantos de cono, para mejora de trituración.



Elaboración propia

5.2. ANÁLISIS DE ELEMENTOS DE MAQUINAS

Mediante modelos matemáticos descritos en el capítulo anterior se han calculado los parámetros de los principales elementos de máquinas que componen la Planta Trituradora. Posteriormente se verifican y comparan con los equipos fabricados, también se evalúa su funcionamiento en el tiempo, estas comparaciones se detallan en Anexo 31 y Anexo 32.

El análisis del comportamiento de este equipo fabricado se ha realizado 2 años posteriores a su fabricación, esto a fin de evaluar los efectos del trabajo durante este periodo de tiempo y definir claramente el motivo de falla o modificación al modelo calculado.

La Planta Trituradora Secundaria en su mayoría no cumple los criterios mínimos de diseño, algunos elementos deben de recalcularse o verificarse, asimismo se debe evaluar también la mano de obra que estará al cuidado de estos equipos ya que a lo largo

de este periodo de tiempo el equipo ha sufrido varias mutilaciones, reemplazo de piezas, modificaciones o anulación de sistemas de diferentes elementos o sistemas.

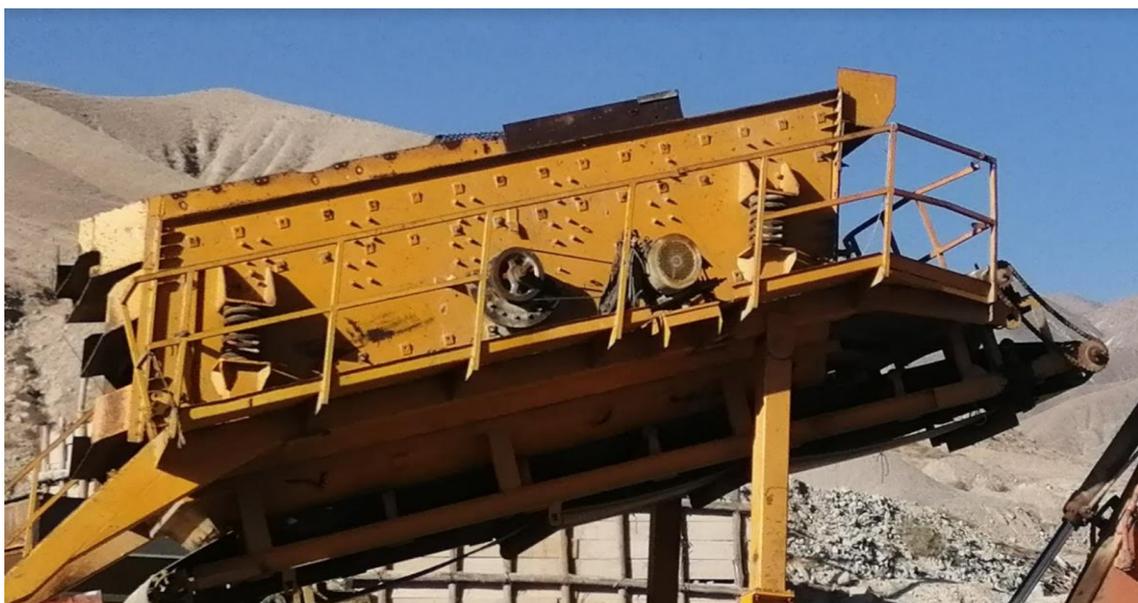
5.2.1. Zaranda Vibratoria

El cuadro comparativo de valores calculados y fabricados de la Zaranda Vibratoria (Anexo 31) indica que la potencia del motor ha sido calculada con altos factores de eficiencia, siendo posible, como se verifica en la práctica reducir la potencia del motor aplicando un sistema eléctrico de protección adecuado, ello implica también que se pueden reducir las capacidades y tolerancias en las fajas y poleas de transmisión.

La amplitud del sistema se ha visto reducida y la zaranda cumple su función, pero con menor cantidad de producción, esto debido a que no son adecuados los resortes y contrapesas, asimismo la potencia del motor eléctrico es menor de lo calculado.

Por temas de seguridad industrial y mejorar la durabilidad de los elementos es necesario implementar protectores y guardas en cadenas, piñones, motores, contrapesas entre otros, ya que existe alto riesgo de atrapamiento entre estos elementos, también deben considerarse la señalización preventiva respectiva en partes estratégicas del equipo.

Figura 57: Vista General del Sistema de Vibración



Elaboración propia

Figura 58: Defectología en componentes de zaranda.



Elaboración propia

La simulación en Autodesk Inventor de la estructura de la Zaranda Vibratoria indica que la viga rectangular que soporta el bastidor vibratorio trabaja a esfuerzo límite (Figura 52: Factor de Seguridad: Mínimo = 2.07, en el tiempo de uso no se ha visto afectado, pero debe reforzarse para evitar deformaciones por fatiga.

5.2.2. Faja Transportadora

En cuadro comparativo de Valores Calculados teóricamente y valores de fábrica de la faja transportadora se observa que muchos elementos no cumplen la consideraciones mínimas de diseño, existen elementos vitales como el eje de la polea motriz, cuyo sub dimensionamiento genera fallas en otros subsistemas tales como piñones, rodamientos, motor y sistema eléctrico, por lo cual debemos saber identificar los elementos claves que se deben corregir, que generaran menores fallas y mayor tiempo de producción.

Figura 59: Eje de Polea Motriz torcido por sub dimensionamiento.



Elaboración propia

Figura 60: Distribución de Fajas en Planta.



Elaboración propia

El uso de una faja de mejores características de la calculada, beneficia y en este caso específico contrarresta las consecuencias que podría causar el uso de polines de menor diámetro que el calculado.



La simulación estructural demuestra que la faja transportadora trabaja con un factor de seguridad mayor a 4 veces el esfuerzo de fluencia del material, sin embargo, a lo largo del uso durante este periodo de tiempo por la cantidad de piezas de su estructura y el permanente traslado de un proyecto a otro; las patas de apoyo de este equipo han sido reducidas, las piezas extraviadas y finalmente se usan menos patas de las diseñadas, el sistema así es funcional en condiciones subestándar, lo cual es una falta grave.

5.2.3. Chasis de Cono Symons

Los elementos de máquinas del chasis de Cono Symons, tales como conjuntos de eje y King Pin, son productos estándar comerciales cuya capacidad y montaje se encuentran establecidos por fabricantes, por lo que no requieren mayor cálculo. Lo que si es importante debido al peso del Cono, son no exceder las consideraciones mínimas permitidas por el Ministerio de Transportes en cuanto a dimensiones, y número de ejes de acuerdo al peso que soporta la unidad. El Chasis Móvil cumple estas características.

Se ha identificado durante el funcionamiento en este periodo de tiempo que la planta ha sido instalada en diversos terrenos, en algunos casos este terreno no cumple la capacidad portante requerida del sistema, lo que genera vibración y desplazamientos no deseados de la estructura del chasis durante el funcionamiento del Cono Symons.

Figura 61: Estructura de Chasis.



Elaboración propia



VI. RECOMENDACIONES

6.1. RECOMENDACIONES AL DISEÑO

- Las mejoras implementadas durante el proceso de producción deben ser aplicadas en el modelo teórico, de igual manera los valores calculados para algunos elementos sub dimensionados deben restaurarse en el modelo fabricado.
- El diseño en su forma y por su uso en diversos proyectos y personal debe procurar el menor número de piezas, y mínima intervención de personal durante su montaje u ensamble, a fin de evitar modificaciones o incorrecto montaje de sus piezas.
- Se debe elaborar un manual de montaje y puesta en marcha de este equipo, a fin de establecer las condiciones y procedimientos necesarios para su puesta en marcha, tales como cimentación, plano de montaje, ubicación de acuerdo a dirección de viento, ubicación respecto a acopio de materiales y circuito de circulación de unidades recomendado.
- Las casetas de control y sistema de aceites del Cono Symons requieren un diseño practico de montaje y traslado.

6.2. RECOMENDACIONES DE FUTUROS TRABAJOS

Para futuras investigaciones, se recomienda:

- Evaluar el componente eléctrico de este sistema, proponiendo un sistema de protección efectivo que proteja el equipo y garantice la durabilidad de los motores que la componen.
- El estudio y análisis del proceso de trituración, que permita predecir la granulometría de los elementos de salida en base a la composición de los elementos de entrada al Cono Symons.



VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AASHTO. (s.f.). *Policy on Geometric Design of Highways Streets*.

Anclabau S.A. (2014). *Anclabau. com*. Obtenido de
<http://www.anclabau.com/productos/microfibras>

Autodesk, I. (2022). *Reporte de Simulación*.

Budynas, R. G., & Nisbett, K. (2007). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*.
EE.UU.: Mc Graw Hill.

CEMA. (2010). *Belt Conveyors for bulk materials*. California, Estados Unidos: CEMA.

COVISOL. (2010). *Estudio definitivo de Ingeniería para la Construcción de la Segunda
Calzada de la Autopista del Sol. Tramo: Trujillo - Sullana*. Piura.

Dávila, F. A. (2014). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Lima: UNI.

Elaboración, P. (2010). *Granulometría General Promedio*. Piura.

Faires, V. (1998). *Diseño de Elementos de Máquinas*. USA: Montaner y Simon España.

Gator Machinery Company. (2007). *Operation and Parts Book*. California, USA: Gator
Machinery.

Marquina, P., & Veranuzzo, J. (1999). *Tratamiento Mecánico de Minerales y Tecnología
de Procesamiento*. Comahue: Universidad Nacional del Comahue.

METSO, M. (2008). *Manual de Trituración y Cribado, 3a Ed.* Helsinki, Finlandia: Metso
Copyright.

MTC. (2000). *Manual de Ensayo de Materiales*. Lima: Instituto de la Construcción y
Gerencia.

MTC. (2013). *Manual de Carreteras Especificaciones Técnicas Generales para
Construcción EG 2013*. Lima: El Peruano.

MTC, M. d. (2016). *Reglamento Nacional de Vehículos*. Lima: El Peruano.



Paredes Guerra, A. J. (Marzo de 2019). *Mecanotecnia*. Obtenido de <http://mecanotecnia.blogspot.com/2019/03/disenio-mecanico-de-tolvas-industriales.html>

Perez Mejia, W. J. (2015). *Diseño de un sistema de recirculación de cemento en la trampa de bolas y chatarras en la descarga de un molino de cemento*. Guayaquil, Ecuador: Escuela Superior Politecnica del Litoral.

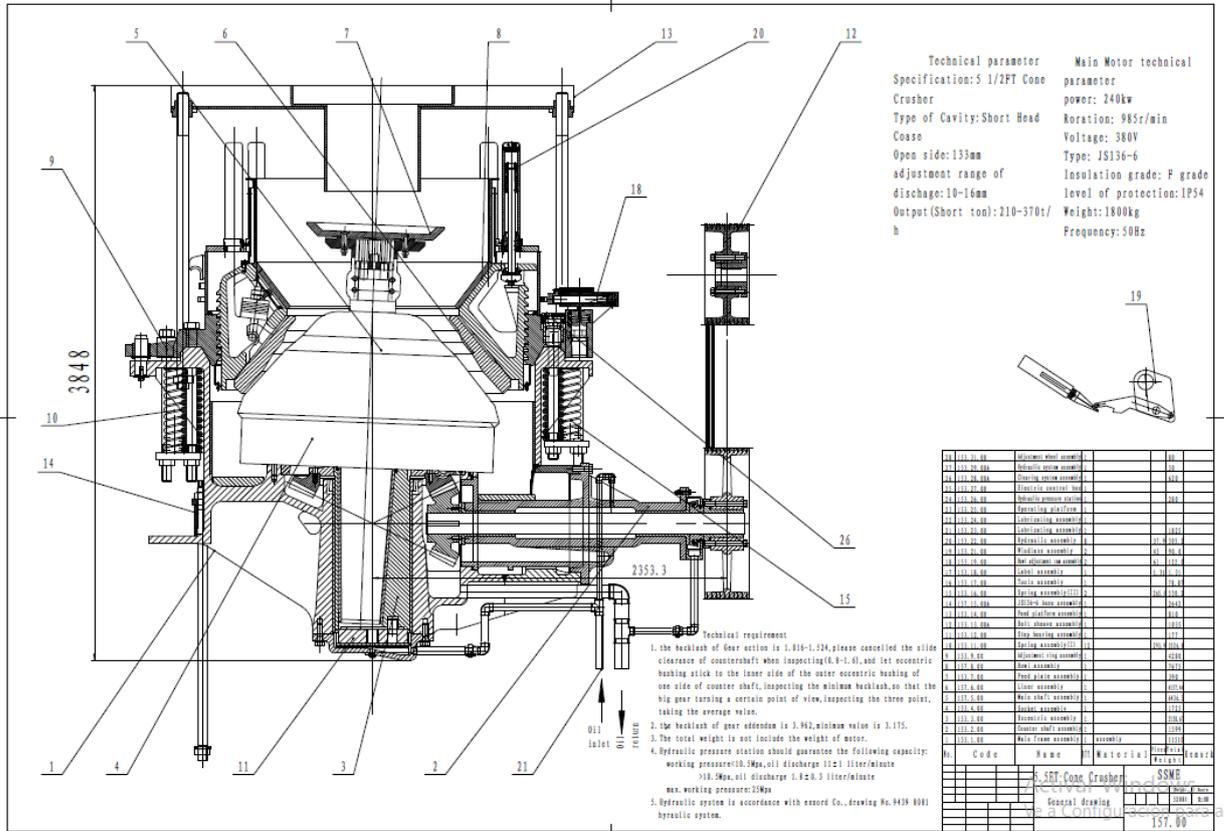
SKF, G. (2019). *Rodamientos*. EE.UU.: SKF Group.

SkyCiv. (2021). *Reporte de Simulación*.

Urday Peña, D. A. (2013). *Diseño de una Planta Móvil de Trituración de Caliza para una Capacidad de 50T/H*. Lima: PUCP.

ANEXOS

Anexo 1: Parámetros técnicos Symons Cone Crusher 5 1/2 ft Short Head



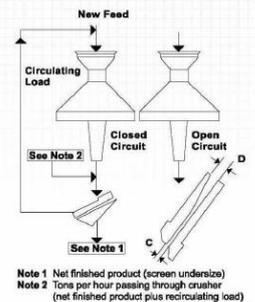
Anexo 2: Capacidad de trituradoras de cono Symons standard.

SHORT HEAD CONE CRUSHER CAPACITY CHARTS

SHORT HEAD CONE CRUSHERS — CAVITIES · FEED OPENINGS · PRODUCT SIZES · CAPACITIES

OPEN CIRCUIT — CAPACITIES IN TONS (2000 LB) PER HOUR PASSING THROUGH THE CRUSHER AT INDICATED DISCHARGE SETTING "C"

Size	Type of cavity	Recommended minimum discharge setting C	Feed opening with min. recommended discharge setting C		1/8" (3mm)	3/16" (5mm)	1/4" (6mm)	3/8" (10mm)	1/2" (13mm)	5/8" (16mm)	3/4" (19mm)	1" (25mm)
			D Closed side	D Open side								
3 Ft. (914mm)	Fine	1/8" (3mm)	1/2" (13mm)	1-5/8" (41mm)	30	45	60	75	100			
	Medium	1/8" (3mm)	1-5/16" (33mm)	2-3/8" (60mm)	30	45	60	75	100	110	140	
	Coarse	1/4" (6mm)	2" (51mm)	3" (76mm)						125		
4-1/4 Ft. (1295mm)	Fine	1/8" (3mm)	1-1/8" (29mm)	2-1/2" (64mm)	40	65	90	115	150	180		
	Medium	1/4" (6mm)	2-1/8" (54mm)	3-1/2" (89mm)			90	115	150	180		
	Coarse	5/16" (8mm)	2-3/4" (70mm)	4-1/8" (105mm)				120	175	200	220	250
5-1/2 Ft. (1676mm)	Extra Coarse	5/8" (16mm)	3-7/8" (98mm)	5-1/4" (133mm)							230	260
	Fine	3/16" (5mm)	1-3/8" (35mm)	2-3/4" (70mm)	100	150	180	230	280	310	340	370
	Medium	1/4" (6mm)	2-1/8" (54mm)	3-1/2" (89mm)			150	180	230	280	310	340
Coarse	3/8" (10mm)	3-7/8" (98mm)	5-1/4" (133mm)				210	280	310	340	370	
	Extra Coarse	1/2" (13mm)	4-5/8" (117mm)	5-1/4" (133mm)				280	310	340	370	



CLOSED CIRCUIT — CAPACITIES IN TONS (2000 LB) PER HOUR BASED ON CLOSED CIRCUIT OPERATION

Size	Type of cavity	Recommended minimum discharge setting C	Feed opening with min. recommended discharge setting C		Effective square opening on closed circuit screen															
			D Closed side	D Open side	Recommended closed side settings for closed circuit operation															
					1/8" (3mm)		3/16" (5mm)		1/4" (6mm)		3/8" (10mm)		1/2" (13mm)		5/8" (16mm)		3/4" (19mm)			
			Note 1	Note 2	Note 1	Note 2	Note 1	Note 2	Note 1	Note 2	Note 1	Note 2	Note 1	Note 2	Note 1	Note 2	Note 1	Note 2		
3 Ft. (914mm)	Fine	1/8" (3mm)	1/2" (13mm)	1-5/8" (41mm)	15	30	20	40	30	45	50	65	70	85	80	110				
	Coarse	1/4" (6mm)	2" (51mm)	3" (76mm)	15	30	20	40	30	45	50	65	70	85	80	110	95	135		
4-1/4 Ft. (1295mm)	Fine	1/8" (3mm)	1-1/8" (29mm)	2-1/2" (64mm)	20	40	35	70	55	80	75	110	100	130	125	170				
	Medium	1/4" (6mm)	2-1/8" (54mm)	3-1/2" (89mm)							80	120	105	140	125	170				
	Coarse	5/16" (8mm)	2-3/4" (70mm)	4-1/8" (105mm)								110	150	140	200	175	250	200	260	
Extra Coarse	5/8" (16mm)	3-7/8" (98mm)	5-1/4" (133mm)													175	250	200	260	
	Extra Coarse	1/2" (13mm)	4-5/8" (117mm)	5-1/4" (133mm)												175	250	200	260	
5-1/2 Ft. (1676mm)	Fine	3/16" (5mm)	1-3/8" (35mm)	2-3/4" (70mm)			65	130	90	140	135	200	175	220	210	270				
	Medium	1/4" (6mm)	2-1/8" (54mm)	3-1/2" (89mm)							135	200	175	220	210	270	245	350	280	340
	Coarse	3/8" (10mm)	3-7/8" (98mm)	5-1/4" (133mm)								180	240	220	280	250	360	320	385	
Extra Coarse	1/2" (13mm)	4-5/8" (117mm)	5-1/4" (133mm)												220	280	250	360	320	395

Fuente. (Gator Machinery Company, 2007)



Anexo 3: Resumen de resultados de ensayo de laboratorio.

ENSAYOS DE LABORATORIO	NORMA MTC					CANTERA SOJO			
	RELLENO	SUB BASE	BASE	ASFALTO	CONCRETO	PROMEDIO	BASE	MAC	CONCRETO
LL N° 40 (%)	-	25%	-	-	-	17.45	-	-	-
IP N° 40 (%)	10%	6% Máx	4% Máx	NP	-	NP	Ok	Ok	-
IP N° 200 (%)	-	-	-	4% Máx	-	NP	-	Ok	-
ABRASIÓN (%)	60% Máx	50% Máx	40% Máx	40% Máx	40% Máx	26.0	Ok	Ok	Ok
CBR 2,5mm	-	40% Mín.	80% Mín	-	-	102.0	Ok	-	-
EQUIVALENTE ARENA(%)	-	25% Mín.	35% Mín.	55% Mín.	65% Mín.	57.0	Ok	Ok	-
PARTÍCULAS CHATAS Y ALARGADAS	-	20% Máx	15% Máx	10% Máx	-	4.7	Ok	Ok	-
CARAS FRACTURADAS (1 ó más)	-	-	80% Mín.	85% Mín.	100% Mín.	100.0	Ok	Ok	Ok
CARAS DE FRACTURA (2 ó más)	-	-	40% Mín.	50% Mín.	90% Mín.	75.6	Ok	Ok	-
DURABILIDAD ARENA (%)	-	-	-	-	15% Máx.	4.82	Ok	Ok	Ok
DURABILIDAD PIEDRA (%)	-	-	18% Máx.	18% Máx.	12% Máx.	8.40	Ok	Ok	-
ÍNDICE DE DURABILIDAD PIEDRA (%)	-	-	-	35% Máx.	-	39.7	-	Ok	-
ÍNDICE DE DURABILIDAD ARENA (%)	-	-	-	35% Máx.	-	51.0	-	Ok	-
ANGULARIDAD DEL AGREGADO FINO (%)	-	-	-	40% Mín	-	42.1	-	Ok	-
CL ARENA (%)	-	-	-	-	0.10% Máx	-	-	-	-
CL PIEDRA (%)	-	-	-	-	0.10% Máx	-	-	-	-
SO4 ARENA (%)	-	-	-	-	0.06% Máx	-	-	-	-
SO4 PIEDRA (%)	-	-	-	-	0.60% Máx	-	-	-	-
SST ARENA (%)	-	1% Máx	0.5% Máx	0.5% Máx	-	0.112	Ok	Ok	Ok
SST PIEDRA (%)	-	1% Máx	0.5% Máx	0.5% Máx	-	0.085	Ok	Ok	-
ADHERENCIA STRIPPING PEN 40/50	-	-	-	+95	-	+95	Ok	-	-
ADHERENCIA RIEDEL WEBER PEN 40/50	-	-	-	4% Mín	-	4	-	-	-

Fuente. (COVISOL, 2010)

Anexo 4: Radio hidráulico en tolvas.

		Silo	Silo	Silo	Silo
Hopper	Condition	Type A	Type B	Type C	Type D
Conical	Initial	$D_i/4$	$D_i/4$	$D_a/4$	$\frac{L \times B_a}{2(L+B_a)}$
	Mass flow	$D_i/4 = D_c/4$	$D_c/4$	$D_c/4$	$D_c/4$
	Funnel flow	$D_i/4 = D_c/4$	$D_c/4$	$D_c/4$	$D_c/4$
Square	Initial	$D_a/4$	$D_a/4$	$D_i/4$	$\frac{L \times B_a}{2(L+B_a)}$
	Mass flow	$D_a/4 = D_b/4$	$\frac{D_b \sqrt{2}}{4}$	$\frac{D_b \sqrt{2}}{4}$	$\frac{D_b \sqrt{2}}{4}$
	Funnel flow	$D_a/4 = D_b/4$	$\frac{D_b \sqrt{2}}{4}$	$\frac{D_b \sqrt{2}}{4}$	$\frac{D_b \sqrt{2}}{4}$
Rectangular	Initial	$\frac{L \times B_a}{2(L+B_a)}$	$D_a/4$	$D_i/4$	$\frac{L \times B_a}{2(L+B_a)}$
	Mass flow	$\frac{L \times B_a}{2(L+B_a)} = \frac{L_a \times B_b}{2(L_a+B_b)}$	$0,25 \sqrt{L_a^2 + B_b^2}$	$0,25 \sqrt{L_a^2 + B_b^2}$	$0,25 \sqrt{L_a^2 + B_b^2}$
	Funnel flow	$\frac{L \times B_a}{2(L+B_a)} = \frac{L_a \times B_b}{2(L_a+B_b)}$	$0,25 \sqrt{L_a^2 + B_b^2}$	$0,25 \sqrt{L_a^2 + B_b^2}$	$0,25 \sqrt{L_a^2 + B_b^2}$

Fuente. (Paredes Guerra, 2019)

Anexo 5: Longitud de faja y factor por longitud de faja.

SECCION A			SECCION B			SECCION C		
FAJA N ^o	LONG. PASO PULG.	KL	FAJA N ^o	LONG PASO PULG.	KL	FAJA N ^o	LONG PASO PULG.	KL
A26	27.3	0.81	B35	36.8	0.81	C51	53.9	0.80
A31	32.3	0.84	B38	39.8	0.83	C60	62.7	0.82
A33	34.3	0.85	B42	43.8	0.85	C68	70.9	0.85
A35	36.3	0.87	B46	47.8	0.87	C75	77.9	0.87
A36	37.3	0.87	B51	52.8	0.89	C81	83.9	0.89
A38	39.3	0.88	B53	54.8	0.89	C85	87.9	0.90
A40	41.3	0.89	B55	56.8	0.90	C90	92.9	0.91
A42	43.3	0.90	B58	59.8	0.91	C96	98.9	0.92
A43	44.3	0.90	B60	61.8	0.92	C100	102.9	0.92
A46	47.3	0.92	B62	63.8	0.92	C105	107.9	0.94
A48	49.3	0.93	B64	65.8	0.93	C112	114.9	0.95
A51	52.3	0.94	B66	67.8	0.93	C120	122.9	0.97
A53	54.3	0.95	B68	69.8	0.95	C124	126.9	0.97
A55	56.3	0.96	B71	72.8	0.95	C128	130.9	0.98
A58	59.3	0.97	B75	76.8	0.97	C136	138.9	0.99
A60	61.3	0.98	B78	79.8	0.97	C144	146.9	1.00
A62	63.3	0.98	B81	82.8	0.98	C158	160.9	1.02
A64	65.3	0.99	B83	84.8	0.98	C162	164.9	1.03
A66	67.3	0.99	B85	86.8	0.99	C173	175.9	1.04
A68	69.3	1.00	B90	91.8	1.00	C180	182.9	1.05
A71	72.3	1.01	B93	94.8	1.01	C195	197.9	1.07
A75	76.3	1.02	B97	98.8	1.02	C210	212.9	1.09
A78	79.3	1.03	B103	104.8	1.03	C225	225.9	1.10
A80	81.3	1.04	B105	106.8	1.04	C240	240.9	1.11
A85	86.3	1.05	B112	113.8	1.05	C255	255.9	1.12
A90	91.3	1.06	B120	121.8	1.07	C270	270.9	1.14
A96	97.3	1.08	B128	129.8	1.08	C300	300.9	1.16
A105	106.3	1.10	B136	137.8	1.09	C330	330.9	1.19
A112	113.3	1.11	B144	145.8	1.11	C360	360.9	1.21
A120	121.3	1.13	B158	159.8	1.13	C390	390.9	1.23
A128	129.3	1.14	B173	174.8	1.15	C420	420.9	1.24
			B180	181.8	1.16			
			B195	196.8	1.18			
			B210	211.8	1.19			
			B240	240.8	1.22			
			B270	270.3	1.25			
			B300	300.3	1.27			

Fuente: (Dávila, 2014)



Anexo 6: Factor de ángulo de contacto.

$\frac{D-d}{c}$	θ	K_{θ}	$\frac{D-d}{c}$	θ	K_{θ}
0.00	180°	1.00	0.80	133	0.87
0.10	174	0.99	0.90	127	0.85
0.20	169	0.97	1.00	120	0.82
0.30	163	0.96	1.10	113	0.80
0.40	157	0.94	1.20	106	0.77
0.50	151	0.93	1.30	99	0.73
0.60	145	0.91	1.40	91	0.70
0.70	139	0.89	1.50	83	0.65

Fuente: (Dávila, 2014)

Anexo 7: Potencia que puede transmitir las fajas sección "B".

RPM EJE	HP POR FAJA REFERIDO A LA POLEA DE DIAMETRO MENOR DE:								
	6.4"	6.6"	6.8"	7.0"	7.4"	7.6"	8.0"	8.6"	9.4"
870	3.98	4.18	4.37	4.57	4.95	5.14	5.52	6.08	6.81
1160	4.99	5.24	5.48	5.73	6.21	6.44	6.91	7.60	8.50
1750	6.70	7.02	7.34	7.66	8.28	8.58	9.16	10.0	11.1
200	1.16	1.22	1.27	1.32	1.43	1.48	1.58	1.74	1.94
400	2.10	2.19	2.29	2.39	2.59	2.68	2.88	3.17	3.55
600	2.94	3.08	3.22	3.36	3.64	3.78	4.06	4.47	5.02
800	3.72	3.91	4.09	4.27	4.62	4.80	5.15	5.68	6.36
1000	4.45	4.67	4.89	5.10	5.53	5.74	6.17	6.79	7.60
1200	5.13	5.38	5.63	5.88	6.37	6.61	7.09	7.80	8.71
1400	5.75	6.03	6.31	6.59	7.13	7.40	7.93	8.70	9.69
1600	6.31	6.62	6.92	7.23	7.82	8.11	8.67	9.49	10.5
1800	6.82	7.15	7.47	7.79	8.42	8.72	9.31	10.2	11.2
2000	7.27	7.61	7.95	8.28	8.93	9.24	9.85	10.7	11.7
2200	7.65	8.00	8.35	8.69	9.35	9.66	10.3	11.1	12.0
2400	7.96	8.32	8.67	9.01	9.66	9.97	10.5	11.3	12.2
2600	8.20	8.56	8.90	9.24	9.87	10.2	10.7	11.4	12.1
2800	8.36	8.71	9.05	9.36	9.95	10.2	10.7	11.3	
3000	8.43	8.77	9.09	9.39	9.92	10.2	10.6		
3200	8.43	8.74	9.03	9.29	9.75	9.94			
3400	8.32	8.61	8.86	9.08					
3600	8.13	8.37	8.57						
3800	7.83								

Fuente: (Dávila, 2014)

Anexo 8: Características de correa de transmisión tipo B.

Gargantas de las poleas para correas trapeciales para transmisiones ligeras

Polea mm	Tipo de correa	
	5 x 3	6 x 4
a	5 ± 0,1	6 ± 0,1
P	1,5	2
h	≥ 5	≥ 6
d	D - 3	D - 4
B	38° (para d > 50) 36° (para d = 22 ÷ 50) 34° (para d < 22)	38° (para d > 70) 36° (para d = 40 ÷ 70) 34° (para d < 40)

Fuente: (Dávila, 2014)

Anexo 9: Valores típicos de coeficientes de fricción para diferentes materiales.

Material	Especificación	Tamaño, pulg	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tensión permisible por ancho unitario a 600 pies/min, lbf/pulg	Peso específico, lbf/pulg ³	Coefficiente de fricción
Cuero	1 capa	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	3½	33	0.035-0.045	0.4
	2 capas	$t = \frac{18}{64}$	4½	41	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6º	50	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9º	60	0.035-0.045	0.4
Poliamida ^b	F-0 ^c	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1 ^c	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2 ^c	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2 ^c	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3 ^c	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4 ^c	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A-5 ^c	$t = 0.25$	13.5	125	0.039	0.8
Uretano ^d	w = 0.50	$t = 0.062$	Vea	5.2*	0.038-0.045	0.7
	w = 0.75	$t = 0.078$	la tabla	9.8*	0.038-0.045	0.7
	w = 1.25	$t = 0.090$	17-3	18.9*	0.038-0.045	0.7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Vea	8.3*	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$	la tabla	18.6*	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	17-3	33.6*	0.038-0.045	0.7
$d = \frac{3}{4}$			74.3*	0.038-0.045	0.7	

^aAgregue 2 pulg al tamaño de la polea para bandas de 8 pulg de ancho o mayores.

^bFuente: *Habasit Engineering Manual*, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

^cRevestimiento de fricción de caucho de acrilonitrilo-butadieno en ambos lados.

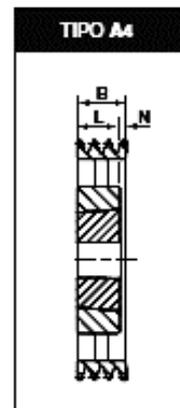
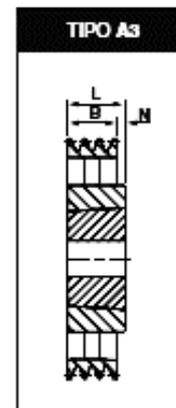
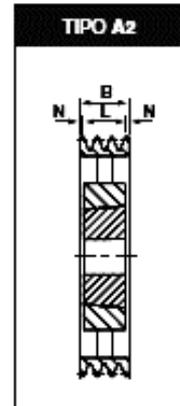
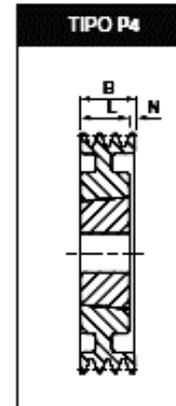
^dFuente: Eagle Belting Co., Des Plaines, Ill.

*A 6% de elongación; 12% es el máximo valor permisible.

Anexo 10: Características de poleas para fajas de transmisión tipo B.

SPB

Diam. paso dw	Diam. ext. du	No. ranuras	Talla buje	Alea. max	Config. y tipo polea	Ancho costado B	L	N	Peso kgf
315	322	1	2012	50	A3	25	32	7.0	7.9
315	322	2	2517	65	A3	44	45	1.0	11.0
315	322	3	3020	75	A4	63	52	11.0	14.0
315	322	4	3535	90	P3#	82	89	7.0	20.0
315	322	5	3535	90	P2	101	89	6.0	23.0
315	322	6	3535	90	P2#	120	89	15.5	25.0
315	322	8	3535	90	P2	158	89	34.5	29.0
315	322	10	3535	90	P2	196	89	53.5	33.0
335	342	2	2517	65	A3	44	45	7.0	11.3
335	342	3	3020	75	A4	63	52	11.0	12.0
335	342	4	3535	90	A3	82	89	7.0	18.4
335	342	5	3535	90	A2	101	89	6.0	19.6
335	342	6	3535	90	A2	120	89	15.5	22.0
335	342	8	3535	90	P2#	158	89	34.5	29.0
335	342	10	4040	100	P2	196	102	47.0	37.0
355	362	2	3020	75	A3	44	52	8.0	14.0
355	362	3	3020	75	A4	63	52	11.0	17.0
355	362	4	3535	90	A3	82	89	7.0	24.0
355	362	5	3535	90	A2	101	89	6.0	26.0
355	362	6	3535	90	A2	120	89	15.5	29.0
355	362	8	3535	90	A2	158	89	34.5	34.0
355	362	10	4040	100	P2#	196	102	47.0	41.0
400	407	2	3020	75	A3	44	52	8.0	11.4
400	407	3	3535	90	A3	63	89	26.0	17.0
400	407	4	3535	90	A3	82	89	7.0	22.0
400	407	5	3535	90	A2	101	89	6.0	25.5
400	407	6	3535	90	A2	120	89	15.5	28.5
400	407	8	4040	100	A2	158	102	28.0	41.0
400	407	10	4040	100	A2	196	102	47.0	46.0
450	457	2	3020	75	A3	44	52	8.0	14.0
450	457	3	3535	90	A3	63	89	26.0	22.0
450	457	4	3535	90	A3	82	89	7.0	25.5
450	457	5	3535	90	A2	101	89	6.0	29.0
450	457	6	4040	100	A2	120	102	9.0	35.0
450	457	8	4040	100	A2	158	102	28.0	52.0
450	457	10	4545	110	A2	196	114	41.0	56.0
500	507	2	3020	75	A3	44	52	8.0	15.5
500	507	3	3535	90	A3	63	89	26.0	24.0
500	507	4	3535	90	A3	82	89	7.0	28.0
500	507	5	3535	90	A2	101	89	6.0	32.0
500	507	6	4040	100	A2	120	102	9.0	49.0
500	507	8	4040	100	A2	158	102	28.0	58.0
500	507	10	4545	110	A2	196	114	41.0	58.0
560	567	2	3020	75	A3	44	52	8.0	25.0
560	567	3	3535	90	A3	63	89	26.0	26.0
560	567	4	3535	90	A3	82	89	7.0	31.0
560	567	5	4040	100	A3	101	102	1.0	39.0
560	567	6	4040	100	A2	120	102	9.0	42.5
560	567	8	4545	110	A2	158	114	22.0	59.0
560	567	10	4545	110	A2	196	114	41.0	66.0
630	637	2	3030	75	A3	44	77	33.0	19.3
630	637	3	3535	90	A3	63	89	26.0	31.0
630	637	4	3535	90	A3	82	89	7.0	36.5
630	637	5	4040	100	A3	101	102	1.0	44.5
630	637	6	4040	100	A2	120	102	9.0	51.0
630	637	8	4545	110	A2	158	114	22.0	66.0
630	637	10	4545	110	A2	196	114	41.0	75.0



Configuración polea: S=sólida, P=placa, A=brazo.
= agujeros para aligerar

Fuente: (DUNLOP, 2015)



Anexo 11: Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM.

UNS	SAE/ANSI	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa	Resistencia a la fluencia, Mpa	Elongación en 2 Pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300	170	30	55	86
G10060	1006	CD	330	280	20	45	95
G10100	1010	HR	320	180	28	50	95
G10100	1010	CD	370	300	20	40	105
G10150	1015	HR	340	190	28	50	101
G10150	1015	CD	390	320	18	40	111
G10180	1018	HR	400	220	25	50	116
G10180	1018	CD	440	370	15	40	126
G10200	1020	HR	380	210	25	50	111
G10200	1020	CD	470	390	15	40	131
G10300	1030	HR	470	260	20	42	137
G10300	1030	CD	520	440	12	35	149
G10350	1035	HR	500	270	18	40	143
G10350	1035	CD	550	460	12	35	163
G10400	1040	HR	520	290	18	40	149
G10400	1040	CD	590	490	12	35	170
G10450	1045	HR	570	310	16	40	163
G10450	1045	CD	630	530	12	35	179
G10500	1050	HR	620	340	15	35	179
G10500	1050	CD	690	580	10	30	197
G10600	1060	HR	680	370	12	30	201
G10800	1080	HR	770	420	10	25	229
G10950	1095	HR	830	460	10	25	248

Fuente: (Faires, 1998)

Anexo 12: Factores de modificación para diseños de ejes.

FACTOR Ka		
ACABADO SUPERFICIAL		
Acabado superficial	Factor a S_{ut} (Mpa)	Exponente b
Esmerilado	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frio	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Como sale de la forja	272	-0.995

FACTOR Kd	
RESISTENCIA A LA TENSION DEBIDO A LA TEMPERATURA	
Temp °C	Kd
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.943
400	0.900
450	0.843
500	0.768
550	0.672
600	0.549

FACTOR Ke		
CONFIABILIDAD DEL SISTEMA		
Confiabilidad, %	Variación de transformación Za	Factor de confiabilidad Ke
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.345	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

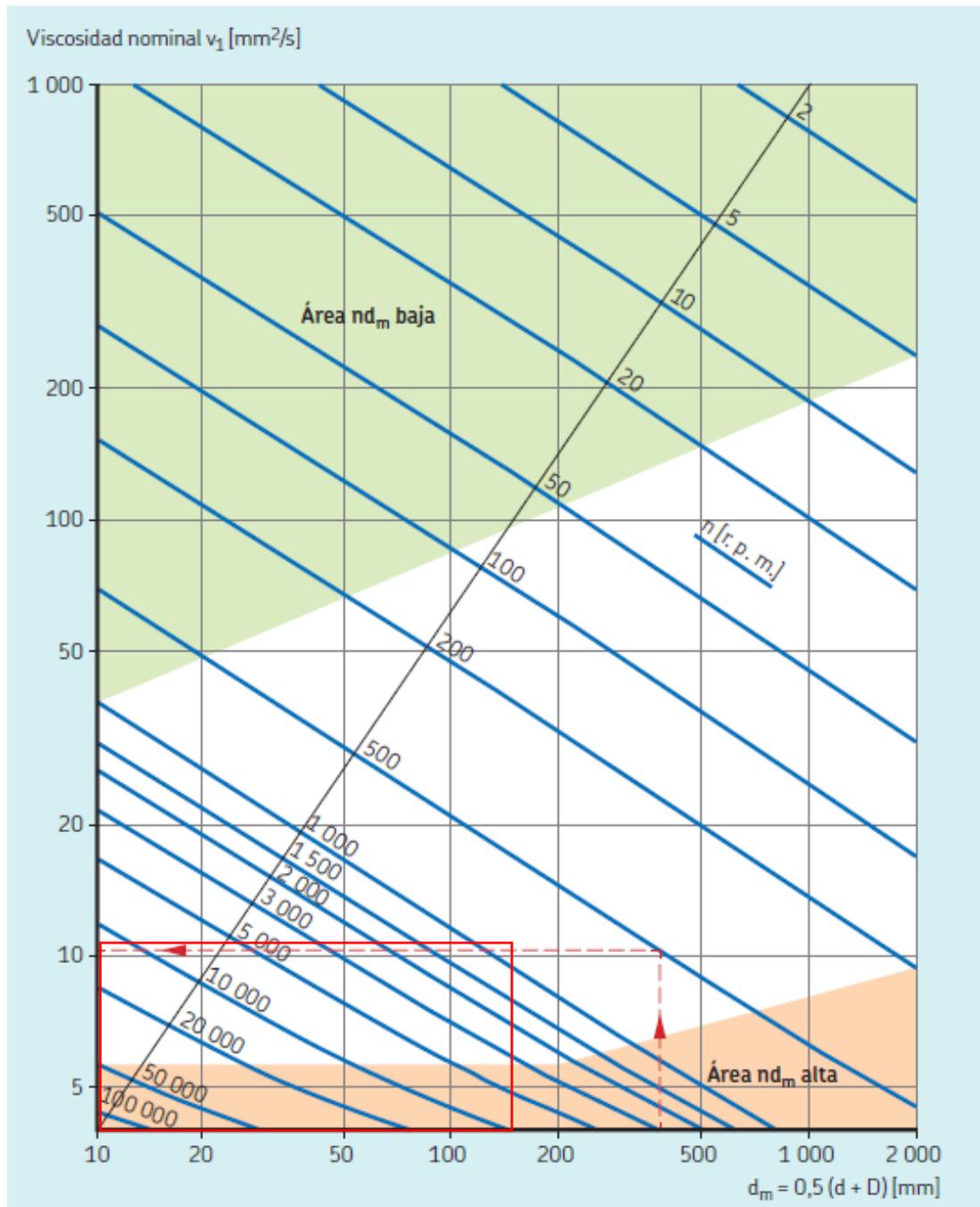
Fuente: (Faires, 1998)

Anexo 13: Factores de los rodamientos y límites recomendados para nd_m .

Factores de los rodamientos y límites recomendados para nd_m				
Tipo de rodamiento ¹⁾	Factor del rodamiento b_r	Límites recomendados de nd_m para relación de carga		
		$C/P \geq 15$	$C/P < 8$	$C/P < 4$
–	–	mm/min		
Rodamientos rígidos de bolas	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas de contacto angular	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas a rótula	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de rodillos cilíndricos				
– rodamiento libre	1,5	450 000	300 000	150 000
– rodamiento fijo, sin cargas axiales externas o con cargas axiales ligeras pero alternantes	2	300 000	200 000	100 000
– rodamiento fijo con carga axial ligera en constante movimiento	4	200 000	120 000	60 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos de agujas				
– con jaula	3	350 000	200 000	100 000
Rodamientos de rodillos cónicos	2	350 000	300 000	200 000
Rodamientos de rodillos a rótula				
– si la relación de carga $F_a/F_r \leq e$ y $d_m \leq 800$ mm				
series 213, 222, 238, 239	2	350 000	200 000	100 000
series 223, 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	250 000	150 000	80 000
serie 241	2	150 000	80 000	50 000
– si la relación de carga $F_a/F_r \leq e$ y $d_m > 800$ mm				
series 238, 239	2	230 000	130 000	65 000
series 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	170 000	100 000	50 000
serie 241	2	100 000	50 000	30 000
– si la relación de carga $F_a/F_r > e$ todas las series	6	150 000	50 000	30 000
Rodamientos de rodillos toroidales CARB				
– con jaula	2	350 000	200 000	100 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos axiales de bolas	2	200 000	150 000	100 000
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de agujas	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de rodillos a rótula				
– arandela de eje giratoria	4	200 000	120 000	60 000

Fuente: (SKF, 2019)

Anexo 14: Viscosidad del sistema.



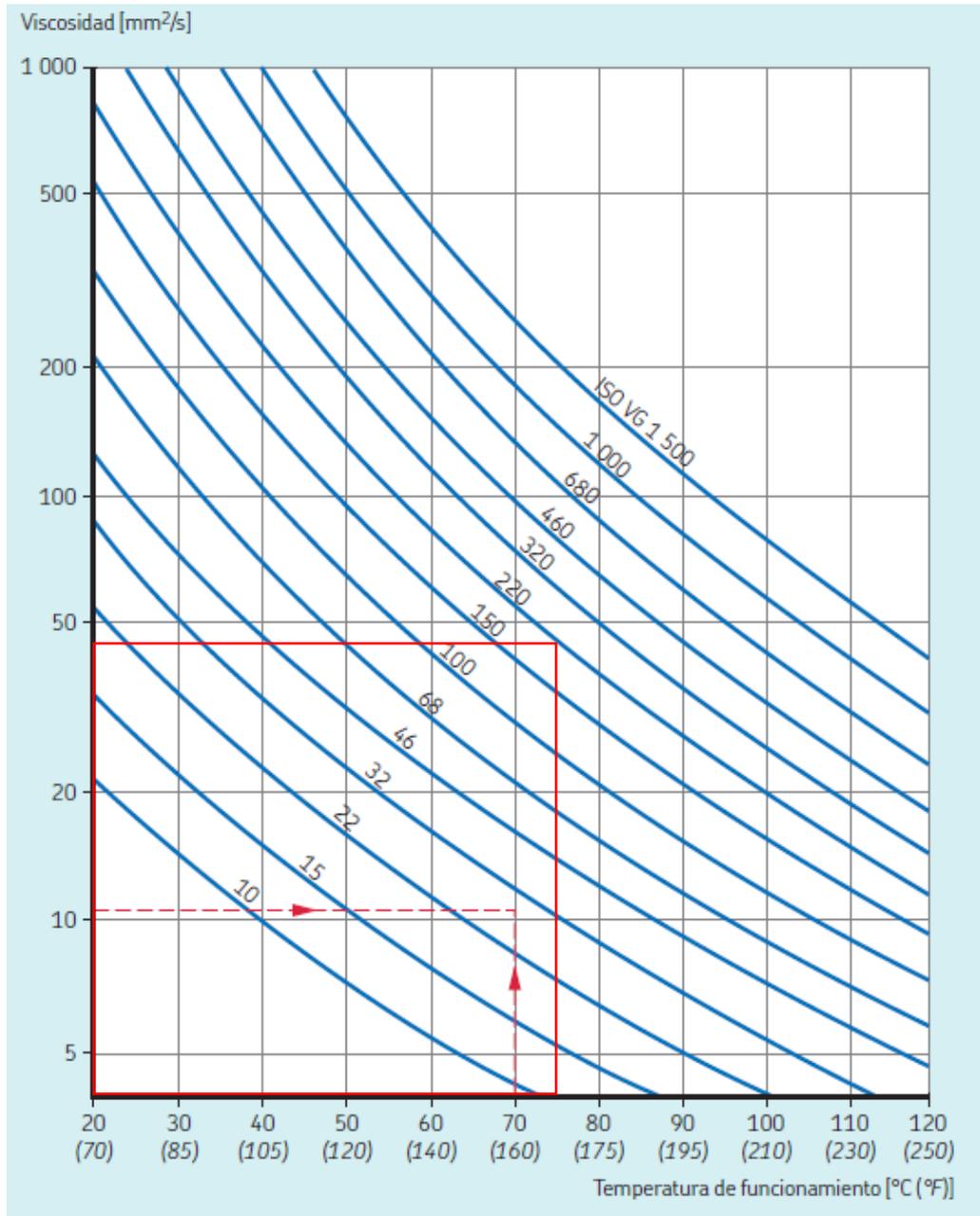
Fuente: (SKF, 2019)

Anexo 15: Principales características de grasas industriales.

Grasa	Descripción	Ejemplo de aplicación	Rango de temperaturas ¹⁾		Temp.	Velocidad
			LTL	HTPL		
LGMT 2	Uso general industrial y automoción	Rodamientos de rueda de automóviles Cintas transportadoras y ventiladores Motores eléctricos pequeños	-30 °C (-20 °F)	120 °C (250 °F)	M	M
LGMT 3	Uso general industrial y automoción	Rodamientos con d > 100 mm Eje vertical o rotación del aro exterior del rodamiento Rodamientos de rueda para automóviles, camiones y remolques	-30 °C (-20 °F)	120 °C (250 °F)	M	M
LGEP 2	Presión extrema	Sección de conformación y prensado de papeleras Rodamientos de rodillos de trabajo en la industria siderúrgica Maquinaria pesada, cribas vibratorias	-20 °C (-5 °F)	110 °C (230 °F)	M	B a M
LGWA 2	Amplio rango de temperaturas ³⁾ , presión extrema	Rodamientos de ruedas para automóviles, remolques y camiones Lavadoras Motores eléctricos	-30 °C (-20 °F)	140 °C (285 °F)	M a A	B a M
LGGB 2	Biodegradable, toxicidad baja ⁴⁾	Equipos agrícolas y forestales Equipos de construcción y de movimiento de tierras Tratamiento de agua e irrigación	-40 °C (-40 °F)	90 °C (195 °F)	B a M	B a M
LGFP 2	Compatible con alimentos	Equipos de elaboración de alimentos Máquinas de envolver Máquinas embotelladoras	-20 °C (-5 °F)	110 °C (230 °F)	M	M
LGFQ 2	Compatible con alimentos Grandes cargas	Prensas granulatoras Laminadoras Mezcladoras	-40 °C (-40 °F)	140 °C (285 °F)	B a A	MB a M
LGBB 2	Grasa para rodamientos de orientación y de palas de turbinas eólicas	Rodamientos de orientación y de palas de turbinas eólicas	-40 °C (-40 °F)	120 °C (250 °F)	B a M	MB
LGLT 2	Bajas temperaturas, velocidades extremadamente altas	Husillos de máquinas herramienta y máquinas textiles Robots y motores eléctricos pequeños Cilindros de impresión	-50 °C (-60 °F)	110 °C (230 °F)	B a M	M a EA

Fuente: (SKF, 2019)

Anexo 16: Viscosidad del sistema corregida.



Fuente: (SKF, 2019)

Anexo 17: Propiedades mecánicas de los resortes según el material y diámetro del alambre.

<u>PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS RESORTES SEGÚN EL MATERIAL Y DIÁMETRO DEL ALAMBRE</u>					
DESCRIPCIÓN	ASTM	Exponente	Valor A	Módulo de Rigidez	Módulo de Young
Alambre	N°	m	MPa.mm^m	G (Mpa)	MPa
Alambre de piano	A228	0.145	2211	82700	203400
Alambre T y R en aceite	A229	0.187	1855	77200	213700
Alambre estirado duro	A227	0.19	1783	78600	196500
Alambre al cromo vanadio	A232	0.168	2005	77200	203400
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	1974	77200	203400
Alambre inoxidable 302	A313	0.146	1867	69000	193000
Alambre de bronce fosforado	B159	0.263	2065	41400	103400

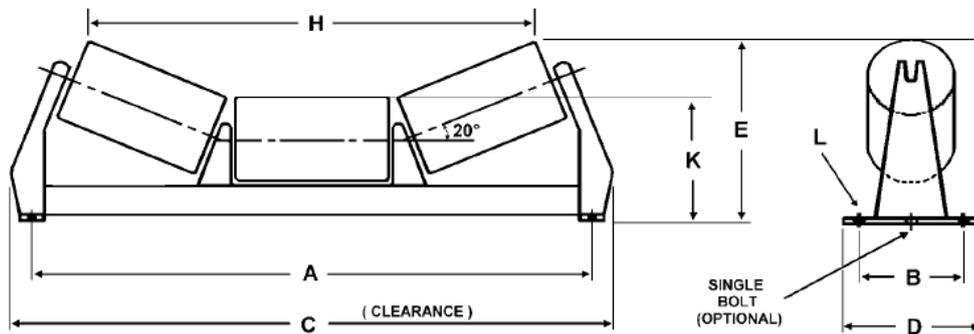
Fuente: (Faires, 1998)

Anexo 18: Tipos de extremos de resortes.

Término	Plano	Plano y esmerilado	A escuadra y cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, Ne	0	1	2	2
Espiras totales, Nt	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, Lo	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud de salida, Ls	$p(N_t + 1)$	pN_t	$p(N_t + 1)$	pN_t
Paso, p	$(L_o - d) / N_a$	$L_o / (N_a + 1)$	$(L_o - 3d) / N_a$	$(L_o - 2d) / N_a$

Fuente: (Faires, 1998)

Anexo 19: Arreglos para faja transportadora.



CEMA Class C4 Idlers, 20° Troughing Angle, 4" Diameter Roll

BELT WIDTH	A		B	C MAX		D MAX	E MAX	H MAX	K ± 1/4"	L BOLT DIA
	STD. BASE	WIDE BASE		STD. BASE	WIDE BASE					
18	27	33	6	29 1/2	35 1/2	10	10 3/4	22 1/2	8	1/2
24	33	39	6	35 1/2	41 1/2	10	11 1/2	28 1/2	8	1/2
30	39	45	6	41 1/2	47 1/2	10	12 1/2	34 1/2	8	1/2
36	45	51	6	47 1/2	53 1/2	10	13 1/4	40 1/2	8	1/2
42	51	57	7 1/2	53 1/2	59 1/2	10	14	46 1/2	8 1/2	5/8
48	57	63	7 1/2	59 1/2	65 1/2	10	15	52 1/2	8 1/2	5/8
54	63	69	9	66	72	11 1/2	16 3/4	58 1/2	8 3/4	5/8
60	69	75	9	72	78	11 1/2	17 3/4	64 1/2	8 3/4	5/8

Fuente: (CEMA, 2010)

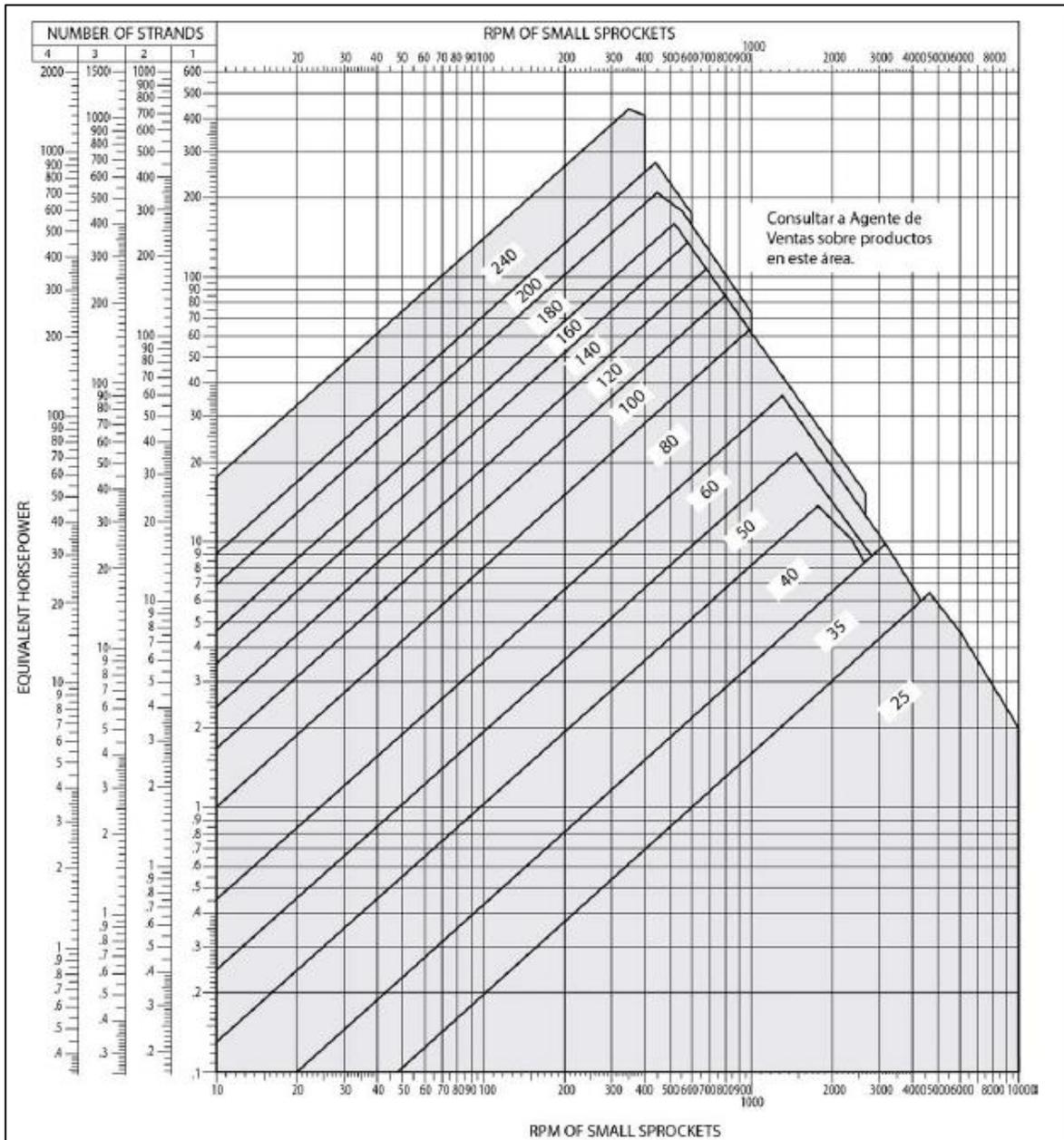
Anexo 20: Tabla de fabricante motor 15hp (11Kw).

11,00 kW

n2 [rpm]	M2 [Nm]	fs	l	Reductor	Motor		Fr2 [N]
					Tamaño	Polos	
57,3	1777	2,8	16,92	H122	160L	6	30000
56,5	1723	1,4	51,52	H102	132MB ⁽¹⁾	2	22000
55,6	1813	1,8	25,89	H102	132MC/160MA/160S	4	22000
54,3	1874	1,8	17,85	H102	160L	6	22000
52,5	1817	1,4	55,47	H103	132MB ⁽¹⁾	2	22000
52,4	1925	2,6	27,49	H122	132MC/160MA/160S	4	30000
50,2	2029	2,6	19,32	H122	160L	6	30000
50,1	2012	1,6	28,73	H102	132MC/160MA/160S	4	22000
48,9	2084	1,6	19,85	H102	160L	6	22000
48,4	2105	4,0	20,04	H142	160L	6	51787
48,2	2091	2,4	29,86	H122	132MC/160MA/160S	4	30000
47,2	2160	2,4	20,57	H122	160L	6	30000
46,9	2151	1,5	30,72	H102	132MC/160MA/160S	4	22000
45,2	2252	1,5	21,44	H102	160L	6	22000
44,7	2258	3,5	32,24	H142	160MA/160S	4	52888
43,6	2311	2,2	33,00	H122	132MC/160MA/160S	4	30000
43,1	2365	2,2	22,52	H122	160L	6	30000
42,1	2395	1,3	34,20	H102	132MC/160MA/160S	4	22000
41,8	2282	1,2	69,69	H103	132MB ⁽¹⁾	2	22000
40,5	2517	1,4	23,97	H102	160L	6	22000
40,2	2536	3,3	24,15	H142	160L	6	54182
39,9	2530	2,0	36,13	H122	132MC/160MA/160S	4	30000
39,6	2569	2,0	24,47	H122	160L	6	30000
37,5	2719	1,3	25,89	H102	160L	6	22000
37,4	2693	1,0	38,45	H102	132MC ⁽¹⁾	4	22000
37,1	2721	2,9	38,85	H142	160MA/160S	4	55000
36,5	2614	1,0	79,82	H103	132MB ⁽¹⁾	2	22000
36,2	2810	3,0	26,76	H142	160L	6	55000
35,3	2887	1,8	27,49	H122	160L	6	30000
34,9	2892	1,1	41,30	H102	132MC/160MA/160S	4	22000
33,8	3017	1,1	28,73	H102	160L	6	22000
33,4	3015	2,7	43,05	H142	160MA/160S	4	55000
32,7	3088	1,6	44,10	H122	132MC/160MA/160S	4	30000
32,5	3136	1,7	29,86	H122	160L	6	30000

Fuente (SEW Eurodrive, 2015)

Anexo 21: Tabla selección de paso en cadena.



Fuente: (Faires, 1998)

Anexo 22: Especificaciones para cadenas de rodillos ANSI.

ANSI N°	Paso (Pulg)	Carga de Rotura (Lbs)	Peso Promedio (Lbs/pie)	Velocidad Máxima (ppm)		
				Lubric. Manual	Lubric. Goteo	Lubric. Salpicadura
ANSI 25	1/4	875	0.09	500	2500	3500
ANSI 35	3/8	2100	0.21	370	1700	2800
ANSI 40	1/2	3700	0.42	300	1300	2300
ANSI 50	5/8	6100	0.68	250	1000	2000
ANSI 60	3/4	8500	1	220	850	1800
ANSI 80	1	14500	1.73	170	650	1500
ANSI 100	1 1/4	24000	2.5	150	520	1300
ANSI 120	1 1/2	34000	3.69	130	430	1200
ANSI 140	1 3/4	46000	5	115	370	1100
ANSI 160	2	58000	6.5	115	330	1000
ANSI 180	2 1/4	76000	9.06	95	300	950
ANSI 200	2 1/2	95000	10.65	85	260	900

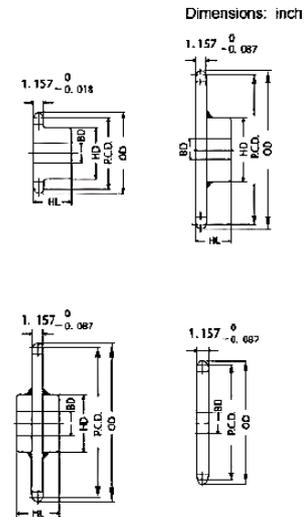
Fuente: (Faires, 1998)

Anexo 23: Especificaciones para sprokers ANSI

NK 160

ANSI (ASA) STANDARD SPROCKETS

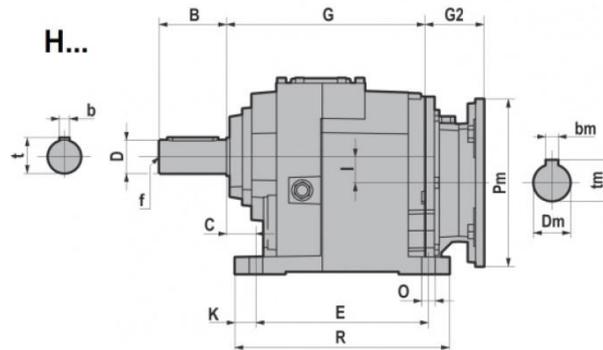
No. of Teeth	Pitch Dia. (P.C.D.)	Outside Dia. (OD)	SINGLE B & C TYPE						SINGLE A TYPE			No. of Teeth
			Bore (BD)		Hub		Approx. Weight (kg)	Materials	Bore (BD)	Approx. Weight (kg)	Materials	
			Stock	Max.	HD	HL						
10	6.472	7.36	1.50	2.76	4.134	2.480	8.80	SAE 1040	1.50	4.85		10
11	7.099	8.01	1.50	3.15	4.606	2.480	8.30	SAE 1040	1.50	5.85		11
12	7.727	8.66	1.50	3.50	5.000	2.480	9.90		1.50	6.90		12
13	8.357	9.31	1.50	3.74	5.394	2.795	12.50		1.50	8.10		13
14	8.988	9.96	1.50	3.74	5.394	2.795	13.80		1.50	9.40		14
15	9.620	10.61	1.50	3.74	5.394	2.795	15.20		1.50	10.80		15
16	10.251	11.26	1.50	4.06	5.787	2.795	17.40	1040 (Welded Hub)	1.50	12.25		16
17	10.884	11.90	1.50	4.06	5.787	2.795	18.90		1.50	13.80		17
18	11.518	12.54	1.50	4.06	5.787	2.795	20.60		1.50	15.50		18
19	12.151	13.19	1.50	4.06	5.787	2.795	22.30	SAE 1040	1.50	17.20		19
20	12.758	13.82	1.50	4.06	5.787	2.795	24.20		1.50	19.00		20
21	13.419	14.47	1.50	4.06	5.787	2.795	26.10	SAE 1040	1.50	21.00		21
22	14.063	15.11	1.50	4.65	6.545	3.150	30.20		1.50	23.00		22
24	15.323	16.39	1.50	4.65	6.545	3.150	34.40	SAE 1040	1.50	27.40		24
25	15.957	17.05	1.50	4.65	6.545	3.150	36.60		1.50	29.70		25
26	16.592	17.67	1.50	4.65	6.545	3.150	38.90	SAE 1040	1.50	32.10		26
30	19.133	20.23	1.50	4.65	6.545	3.937	52.30		SAE 1040	1.50	42.70	
32	20.405	21.50	1.50	4.65	6.545	3.937	59.00	1.50		48.70		32
35	22.311	23.43	1.50	4.65	6.545	3.937	66.90	SAE 1040	1.50	58.10		35
40	25.491	26.61	1.57	4.65	*6.545	4.408	88.00		1.50	75.10		40
45	28.671	29.80	1.57	5.20	*7.362	4.921	93.00	SAE 1040	1.50	96.00		45
48	30.580	31.73	1.57	5.20	*7.362	4.921	101.00		SAE 1040	1.50	109.00	
60	38.215	39.37	1.57	5.20	*7.362	4.921	138.00	1.50		170.00		60



- The maximum bore dia. shows the general application and please decide your bore dia. by the normal designing of industrial machines. Please also check the face pressure of keyway.
- Bore, keyways and setscrews will be machined upon request
- Also available are sprockets other those shown above. • *Market item shows C-type

Fuente: (KANA Catalogo, 2020)

Anexo 24: Dimensiones de motor seleccionado.



H.../F/U	D	B	b	t	f	C	C1	E	F	G	G1	H	I	K	M	N	O	O2	Q	R	S	-V
H032/H033	25 j6	50	8	28	M10	25	34	130	169	141	150	90	9,2	15	110	140	11	M8x17 (n.5)	60	160	15	92
H042/H043	30 j6	60	8	33	M10	30	30	165	189	152	152	115	18	15	135	170	14	M8x17 (n.5)	85	195	15	115
H052/H053	35 k6	70	10	38	M12	30	30	165	192	187	187	115	25,5	18	135	185	14	M8x17 (n.5)	80	201	18	116
H062/H063	40 k6	80	12	43	M16	35	35	205	234	236	236	140	31	25	170	220	16	M10x20 (n.6)	100	255	20	140
	35 k6	70	10	38	M12																	
H082/H083	50 k6	100	14	53,5	M16	40	40	260	292	272,5	272,5	180	31	27,5	215	280	18	M12x25 (n.7)	140	315	25	180
	40 k6	80	12	43	M16																	
H102/H103	60 m6	120	18	64	M20	40	40	310	364	316	316	225	35,5	27,5	250	330	22	M14x28 (n.7)	159	365	30	227
H122/H123	70 m6	140	20	74,5	M20	45	45	370	408	376,5	376,5	250	47,5	35	290	406	26	M14x30 (n.7)	185,5	440	35	253
H142/H143	90 m6	170	25	95	M20	50	50	410	498	430	430	315	45	40	340	450	26	M16x32 (n.7)	230	490	35	320

Fuente: (SEW Eurodrive, 2015)



Anexo 25: Materiales para chaveteros.

N° AISI	Sy (KSI)
Hierro Dulce	25
C1010	55
C1015	63
C1020	66
C1022	52
C1030	51
C1035	55
C1045	59
C1095	80
B1113	72
C1118	75
C1144	83

Fuente: (Faires, 1998)

Anexo 26: Dimensiones de chavetas (Norma ASA B17.1-1943)

Diámetro Eje	b	t
1	1/4	3/16
1 1/4	1/4	3/16
1 1/2	3/8	1/4
1 3/4	3/8	1/4
2	1/2	3/8
2 1/4	1/2	3/8
2 1/2	5/8	7/16
2 3/4	5/8	7/16
3	3/4	1/2
3 1/4	3/4	1/2
3 1/2	7/8	5/8
3 3/4	7/8	5/8
4	1	3/4

Fuente: (Faires, 1998)



Anexo 27: Resumen de características de fajas transportadoras.

FAJA TRANSPORTADORA	RODILLOS	BANDA	POLEA MOTRIZ	MOTOR
FAJA N° 01 Q: 558.83 tph V: 115 ppm L: 60 Pies H: 18.8 Pies	AL: 575 Lbs RODILLO CEMA C5 Ø: 5 Pulg Si: 3 ft	Tfaja: 153.00 Lbs/pulg Pliegue Múltiple 70 3 capas Ancho: 48 Pulg	Ø: 16 Pulg Ancho: 51 Pulg ØEje: 3 1/2 pulg Revest: Moldeado	Marca: MOTOVARIO Modelo: H102-132MC Pot: 14.76 hp Rev: 37.40 RPM ØEje: 2 1/3 Pulg
FAJA N° 02,03 Q: 204.13 tph V: 78 ppm L: 40 Pies H: 9.3 Pies	AL: 367 Lbs RODILLO CEMA C4 Ø: 4 Pulg Si: 3.5 ft	Tfaja: 99.00 Lbs/pulg Pliegue Múltiple 70 3 capas Ancho: 36 Pulg	Ø: 14 Pulg Ancho: 38 Pulg ØEje: 2 1/2 pulg Revest: Moldeado	Marca: MOTOVARIO Modelo: H102-132MA Pot: 5.37 hp Rev: 28.70 RPM ØEje: 2 1/3 Pulg
FAJA N° 04,05,06 Q: 126.27 tph V: 71 ppm L: 60 Pies H: 18.8 Pies	AL: 283 Lbs RODILLO CEMA B4 Ø: 4 Pulg Si: 4 ft	Tfaja: 114.00 Lbs/pulg Pliegue Múltiple 70 3 capas Ancho: 30 Pulg	Ø: 14 Pulg Ancho: 32 Pulg ØEje: 2 1/2 pulg Revest: Moldeado	Marca: MOTOVARIO Modelo: H102-132MA Pot: 5.37 hp Rev: 28.70 RPM ØEje: 2 1/3 Pulg

RODAMIENTO	CADENA	PIÑÓN MOTOR	PIÑÓN POLEA
Modelo Pie: SYM 3.TF ØInt: 3 pulg Modelo Tensor: TU 2.3/16 TF ØInt: 2.3/16 Pulg	ANSI 160 Paso: 2.00 Pulg N° Pasos: 61.00 Dist. Entre centros: 40.00 Pulg	Zg: 18.00 Dientes Rev: 37.40 RPM Øeje: 2 1/3 Pulg Ancho: 2 4/5 Pulg Chavetero: 0.75 x 0.5 x 3.15	Zp: 24.00 Dientes Rev: 28.05 RPM Øeje: 3 1/2 pulg Ancho: 3 1/7 Pulg Chavetero: 0.6875 x 0.5 x 2.795
Modelo Pie: SY 2.1/2TF ØInt: 2 1/2 pulg Modelo Tensor: TU 2.3/16 TF ØInt: 2.3/16 Pulg	ANSI 120 Paso: 1.50 Pulg N° Pasos: 74.00 Dist. Entre centros: 40.00 Pulg	Zg: 18.00 Dientes Rev: 28.70 RPM Øeje: 2 1/3 Pulg Ancho: 2 1/2 Pulg Chavetero: 0.625 x 0.4375 x 2.48	Zp: 24.00 Dientes Rev: 21.53 RPM Øeje: 2 1/2 pulg Ancho: 2 1/2 Pulg Chavetero: 0.6875 x 0.375 x 2.48
Modelo Pie: SY 2.1/2TF ØInt: 2 1/2 pulg Modelo Tensor: TU 2.3/16 TF ØInt: 2.3/16 Pulg	ANSI 120 Paso: 1.50 Pulg N° Pasos: 74.00 Dist. Entre centros: 40.00 Pulg	Zg: 18.00 Dientes Rev: 28.70 RPM Øeje: 2 1/3 Pulg Ancho: 2 1/2 Pulg Chavetero: 0.625 x 0.4375 x 2.48	Zp: 24.00 Dientes Rev: 21.53 RPM Øeje: 2 1/2 pulg Ancho: 2 1/2 Pulg Chavetero: 0.6875 x 0.375 x 2.48

Elaboración propia.



Anexo 28: Reglamento clasificación vehicular.

Categoría L: Vehículos automotores con menos de cuatro ruedas.

- L1: Vehículos de dos ruedas, de hasta 50 cm³ y velocidad máxima de 50 km/h.
- L2: Vehículos de tres ruedas, de hasta 50 cm³ y velocidad máxima de 50 km/h.
- L3: Vehículos de dos ruedas, de mas de 50 cm³ ó velocidad mayor a 50 km/h.
- L4: Vehículos de tres ruedas asimétricas al eje longitudinal del vehículo, de mas de 50 cm³ ó una velocidad mayor de 50 km/h.
- L5: Vehículos de tres ruedas simétricas al eje longitudinal del vehículo, de mas de 50 cm³ ó velocidad mayor a 50 km/h y cuyo peso bruto vehicular no exceda de una tonelada.

Categoría M: Vehículos automotores de cuatro ruedas o más diseñados y construidos para el transporte de pasajeros.

- M1: Vehículos de ocho asientos o menos, sin contar el asiento del conductor.
- M2: Vehículos de mas de ocho asientos, sin contar el asiento del conductor y peso bruto vehicular de 5 toneladas o menos.
- M3: Vehículos de mas de ocho asientos, sin contar el asiento del conductor y peso bruto vehicular de más de 5 toneladas.

Categoría N: Vehículos automotores de cuatro ruedas o más diseñados y construidos para el transporte de mercancía.

- N1: Vehículos de peso bruto vehicular de 3,5 toneladas o menos.
- N2: Vehículos de peso bruto vehicular mayor a 3,5 toneladas hasta 12 toneladas.
- N3: Vehículos de peso bruto vehicular mayor a 12 toneladas.

Categoría O: Remolques (incluidos semiremolques).

- O1: Remolques de peso bruto vehicular de 0,75 toneladas o menos.
- O2: Remolques de peso bruto vehicular de más 0,75 toneladas hasta 3,5 toneladas.
- O3: Remolques de peso bruto vehicular de más de 3,5 toneladas hasta 10 toneladas.
- O4: Remolques de peso bruto vehicular de más de 10 toneladas.

6. MEDIDAS VEHICULARES

1: Ancho máximo:

Ancho máximo (sin espejos) para todo tipo de vehículo (incluida la mercancía o bienes transportados) 2,60 m

2: Altura máxima:

- Vehículos de la categoría N en general 4,10m
- Vehículos de categoría M con carrocería convencional 3,60m
- Vehículos de categoría M con carrocería integral 4,30m
- Vehículos de categoría O en general
- (incorporado por el artículo 3° del DS 005-2004-MTC / 18.FEB.2004) 4,10m
- Vehículos de categoría O de compartimento cerrado tipo Semirremolque 4,30m
- Vehículos de categoría O diseñados para el transporte de Contenedores 4,30m
- Vehículos de categoría O diseñados para el transporte de Contenedores de gran volumen (High Cube) 4,60 m

3: Longitudes máximas:

Las longitudes máximas de los vehículos de las categorías M y N, y la combinación de los vehículos de las categorías N y O, se encuentran en las Tablas de Pesos y Medidas del numeral 1, del presente Anexo.

Adicionalmente, las longitudes máximas de los vehículos de categoría O entre parachoques:

- Remolque (no incluye punta de lanza) 10,00 m
- Remolque balanceado (no incluye punta de lanza) 8,50 m
- Semirremolque 14,68 m

Fuente: (MTC, 2016)

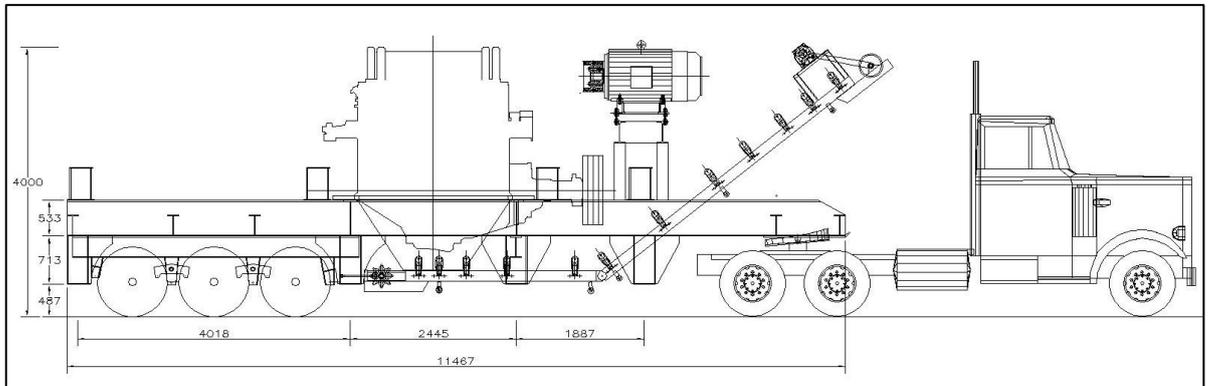
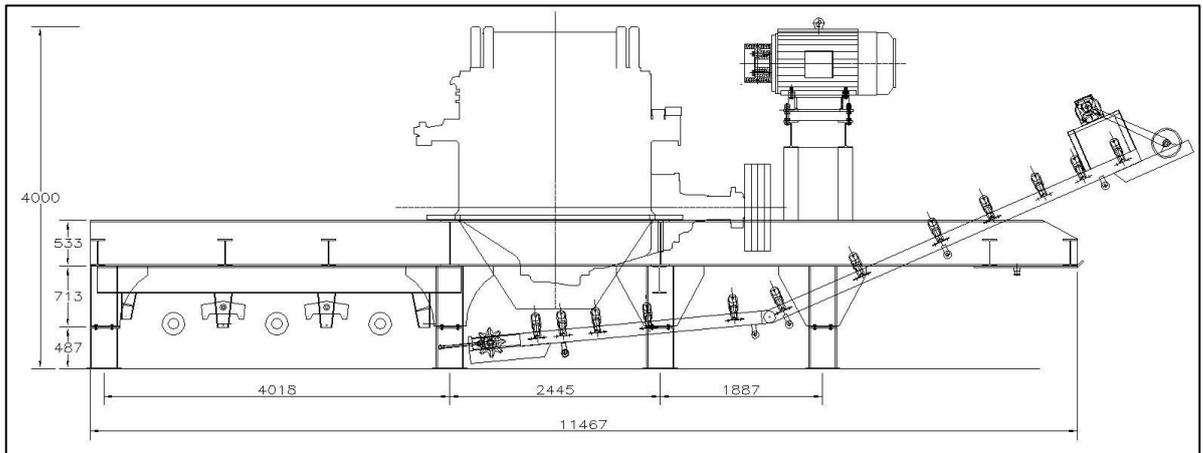
Anexo 29: Pesos y medidas máximos permitidos.

Configuración vehicular	Descripción gráfica de los vehículos	Long. Máx. (m)	Eje Delant	Peso máximo (t)				Peso bruto máx. (t)
				Conjunto de ejes posteriores				
				1°	2°	3°	4°	
T2Se3		20,50	7	11	11 ⁽⁴⁾	18	---	47
T3S1		20,50	7	18	11	---	---	36
T3S2		20,50	7	18	18	---	---	43
T3Se2		20,50	7	18	11	11	---	47
T3S3		20,50	7	18	25	---	---	48 ⁽²⁾
T3Se3		20,50	7	18	11 ⁽⁴⁾	18	---	48 ⁽²⁾
2R2		23,00	7	11	11	11	---	40

Activar Windows
Ver Configuración para:

Fuente. (MTC, 2016)

Anexo 30: Geometría de chasis móvil configurado para producción y transporte.



Elaboración propia.



Anexo 31: Resultados: Tolva – Zaranda Vibratoria

	CAPACIDAD	CONTRAPESAS	RESORTE	MOTOR
MODELO TEÓRICO	Tolva de Alimentación Ancho: 2.60 m Largo: 4.00 m Altura: 2.45 m Capacidad: 13.74 m3	Masa de la Contrapesa, m: 62 Kg Excentricidad, re: 14 cm	Material: Alambre al cromo vanadio Extremos: Borde plano y esmerilados Diametro del resorte, D: 214 mm Diametro del alambre, d: 30 mm Longitud, L: 380 mm Diametro Interior, Di: 184 mm Diametro exterior, De: 244 mm Paso, P: 10 mm Número de espiras, Nt: 8	Potencia Comercial, Pd 40 HP rpm 1750 Fases 3 Preteccion: IP 66 Proteccion Agua SI Proteccion Polvo SI
	Zaranda Vibratoria: Ancho: 1.80 m Largo: 4.80 m Cant. Camas: 3.00 Und.			
MODELO FABRICADO	Tolva de Alimentación Ancho: 2.50 m Largo: 3.50 m Altura: 2.50 m Capacidad: 7.60 m3	Masa de la Contrapesa, m: 80 Kg Excentricidad, re: 13 cm	Material: Alambre estirado duro Extremos: Borde plano y esmerilados Diametro del resorte, D: 300 mm Diametro del alambre, d: 25 mm Longitud, L: 380 mm Diametro Interior, Di: 275 mm Diametro exterior, De: 325 mm Paso, P: 12 mm Número de espiras, Nt: 7	Potencia Comercial, Pd 25 HP rpm 1750 Fases 3 Preteccion: IP55 Proteccion Agua SI Proteccion Polvo SI
	SUBDIMENSIONADO	SOBREDIMENSIONADO	SUBDIMENSIONADO	SUBDIMENSIONADO
	Zaranda Vibratoria: Ancho: 1.80 m Largo: 4.80 m Cant. Camas: 3.00 Und.			
OBSERVACIONES	CUMPLE	CUMPLE	SUBDIMENSIONADO	SUBDIMENSIONADO
	1. La capacidad de la Tolva existente es reducida, esta condición implica que el tiempo de realimentación debe ser continuo. 2. La capacidad de la zaranda fabricada es igual al modelo teórico. 3. La cantidad de camas o niveles son similares en el calculo y fabricación, en el proceso constructivo la tercera cama es poco usada.	1. La contrapesa fabricada originalmente con el peso teorico ha sido incrementada en peso para mejorar la vibración del equipo luego de que los resortes sufrieran desgaste y redujeran su capacidad elástica. 2. El modelo CUMPLE los criterios minimos de diseño, pero se puede optimizar.	1. La amplitud de la vibración en la zaranda es 0.3cm. 2. Por falta de recambio la amplitud de vibración se ha disminuido, debe establecerse un periodo de cambio de resortes. 3. El diseño NO CUMPLE los criterios minimos de diseño.	1. La potencia del equipo fabricado es menor al calculado, sin embargo su desempeño es normal, por lo que debemos revisar los factores y cargas en el sistema de transmisión de fuerza. 2. La base del motor debe ser amortiguada para contrarrestar la fuerza de vibración del equipo. 3. El diseño NO CUMPLE los criterios minimos de diseño.

	CORREA TRANSMISION	EJE	RODAMIENTOS Y LUBRIC.
MODELO TEÓRICO	Diametro de Polea Motriz, d: 7 Pulg Diametro de Polea Zaranda, D: 13.6 Pulg Relacion de transformacion, i: 1.94 Tipo de Faja: B FAJA N°: B97 N° de Fajas: 5	Diametro Principal 100 mm Diametro 2 85 mm Diametro 3 70 mm Material Seleccionado: G10500 - HR SAE/ANSI 1050 Acabado Superficial Maquinado o laminado en frio Factor de seguridad, n: 2.59	Rodamiento Elegido: 22320 EJA/VA405 Diametro Exterior, D: 215 mm Ancho, B: 73 mm Vida útil: 27973.3 hrs Método de Lubricación: Grasa Tipo de SKF LGEP2
	SOBREDIMENSIONADO	SOBREDIMENSIONADO	SOBREDIMENSIONADO
MODELO FABRICADO	Diametro de Polea Motriz, d: 8 Pulg Diametro de Polea Zaranda, D: 15 Pulg Relacion de transformacion, i: 1.875 Tipo de Faja: B FAJA N°: B100 N° de Fajas: 4	Diametro Principal 100 mm Diametro 2 85 mm Diametro 3 70 mm Material Seleccionado: G10500 - HR SAE/ANSI 1050 Acabado Superficial Maquinado o laminado en frio Factor de seguridad, n: 2.59	Rodamiento Elegido: 22320 EJA/VA405 Diametro Exterior, D: 215 mm Ancho, B: 73 mm Vida útil: 27973.3 hrs Método de Lubricación: Grasa Tipo de MOBIL GREASE XHP
	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE
OBSERVACIONES	CUMPLE	CUMPLE	CUMPLE
	1. El sistema de transmisión es de menos fajas debido a la menor potencia del motor. 2. El tipo de faja es parecido al sistema calculado. 3. El sistema CUMPLE las solicitaciones de esfuerzo del equipo, per es posible optimizar	1. El sistema de eje ha sido fabricado de acuerdo a planos, 2. El diseño CUMPLE los criterios minimos de diseño.	1. El rodamiento y el alojamiento para este, CUMPLEN los requerimientos minimos de diseño. 2. Durante el funcionamiento al girar el eje, la grasa resume a travez de la tapa del alojamiento, debe aplicarse un sello resistente a la temperatura.

Elaboración propia

Anexo 32: Resultados: Faja Transportadora

	FAJA TRANSPORTADORA	RODILLOS	BANDA	POLEA MOTRIZ	MOTOR
TEORICO	Q: 558.83 tph V: 115 ppm L: 60 Pies H: 18.8 Pies	AL: 575 Lbs RODILLO CEMA C5 Ø: 5 Pulg Si: 3 ft	Pliegue Múltiple 70 3 capas Ancho: 48 Pulg	Ø: 16 Pulg Ancho: 51 Pulg ØEje: 3 1/2 pulg Revest: Moldeado	Marca: MOTOVARIO Modelo: H102-132MC Pot: 14.76 hp Rev: 37.40 RPM ØEje: 2 1/3 Pulg
FABRICADO	Q: 600 tph V: 98 ppm L: 60 Pies H: 18 Pies	AL: 575 Lbs RODILLO CEMA C4 Ø: 4 pulg Si: 3 ft	Faja 1/2" 4 Lonas 5 capas Ancho: 48 Pulg	Ø: 17 Pulg Ancho: 51 Pulg ØEje: 2.1/2 pulg Revest: Moldeado	Marca: MOTOVARIO Modelo: H102-132MC Pot: 15.00 hp Rev: 51.00 RPM ØEje: 2 1/4" Pulg
	CUMPLE	SUBDIMENSIONADO	SOBREDIMENSIONADO	CUMPLE	CUMPLE
OBSERVACIONES	1. El incremento de la cantidad a transportar se debe a la velocidad de la faja y la baja tasa de trituración del Cono Symons, que genera exceso de retorno por no cumplir el tamaño requerido.	1. A lo largo del proceso de producción los rodillos han sido reemplazados por unos de menor tamaño por ser mas comerciales y económicos, a consecuencia de ello la durabilidad de la faja a disminuido y son comunes los cortes en la misma.	1. La faja adquirida es mejor que la calculada, tiene mayor cantidad de lonas que mejoran su resistencia y son de superficie antiabrasiva. 2. El uso de polines de menor dimensión genera sobreesfuerzo y cortaduras.	1. Por ser menor al diametro calculado, el eje de la polea se ha torcido, generando posteriormente sobreesfuerzo y rotura de los rodamientos que la soportan. 2. Posteriormente ante sobrecargas y fatiga, el eje ha llegado a romperse.	1. Debido al subdimensionamiento de piezas y sobrecargas, el sistema de protección del motor se activa con cierta frecuencia.

	RODAMIENTO	CADENA	PIÑÓN MOTOR	PIÑÓN POLEA
TEORICO	Modelo Pie: SYM 3.TF ØInt: 3 pulg	ANSI 160 Paso: 2 Pulg N° Pasos: 61	Zg: 18.00 Dientes Rev: 37.40 RPM Øeje: 2 1/3 Pulg Ancho: 2 4/5 Pulg	Zp: 24.00 Dientes Rev: 28.05 RPM Øeje: 3 1/2 pulg Ancho: 2 4/5 Pulg
	Modelo Tensor: TU 2.3/1 ØInt: 2.3/16 Pulg	Dist. Entre centros: 40 Pulg	Chavetero: 0.75 x 0.5 x 3.15	Chavetero: 6875 x 0.5 x 2.7
FABRICADO	Modelo Pie: P211 ØInt: 2.1/2" pulg	ANSI 10022 Paso: 2.1/4 Pulg N° Pasos: 50	Zg: 18.00 Dientes Rev: 51.00 RPM Øeje: 2 Pulg Ancho: 2.4/5 Pulg	Zp: 24.00 Dientes Rev: 31.00 RPM Øeje: 2.1/2 pulg Ancho: 2.4/5 Pulg
	Modelo Tensor: T211 ØInt: 2.1/2 Pulg	Dist. Entre centros: 35 Pulg	Chavetero: 12x12x70mm	Chavetero: 12x12x70mm
	CUMPLE	SUBDIMENSIONADO	SUBDIMENSIONADO	SUBDIMENSIONADO
OBSERVACIONES	1. Las chumaceras fallan por subdimensionamiento de ejes, que a su vez se deforman y generan vibración, sobreesfuerzo y finalmente rotura. 2. La mala instalación o falta de precisión en la fabricación de bases para rodamientos tambien genera falla.	1. Para las cadenas no se ha diseñado un sistema de protección contra polvo, ello hace que el polvo causado por el proceso de trituración se pegue a la grasa de las cadenas, disminuyendo el tiempo de vida de este componente.	1. Al igual que las cadenas este componente requiere protección contra polvo.	1. Si el eje esta torcido, el piñon genera golpeo intempestivo lo que a su vez reduce el tiempo de vida de las cadenas y piñones. 2. Al igual que las cadenas este componente requiere protección contra polvo.

Elaboración propia