

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

Diseño de un sistema separador de impurezas en una empresa  
empacadora de camarón

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingenieros Mecánicos**

Presentado por:

Anthony Samuel Ortiz Robayo

Glenda Rocío Lindao Suárez

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

Año: 2022

# **AGRADECIMIENTO**

## **De Ambos**

Al Ingeniero Federico Camacho por su constante paciencia, conocimiento, asesoramiento dado y el tiempo invertido a lo largo del desarrollo del presente proyecto. Sin usted no hubiese sido posible llegar a la meta.

# AGRADECIMIENTOS

## **De Glenda Lindao**

A Dios por permitirme cumplir una meta, y acompañarme en todo este proceso.

A mis queridos padres Sandra Suárez y Félix Lindao por brindarme su apoyo incondicional a lo largo de toda mi vida, a mi hermano Ing. Rodrigo Lindao que siempre ha sido mi ejemplo para seguir, gracias a ti, hoy consigo la meta de mi vida, enseñándome a ser perseverante y sobre todo integra en cada paso que doy; Este logro va dedicado a ustedes.

A mi compañero Anthony Ortiz que luego de entrar a la facultad empezó a formar parte de mi pequeño círculo de amistades siendo un gran amigo y el mejor compañero, ambos formamos un gran equipo desarrollando el presente proyecto, para alcanzar nuestra meta y objetivo en común.

# AGRADECIMIENTOS

## **De Anthony Ortiz**

A mis padres que a pesar de todo siempre me han apoyado y han estado a mi lado en los momentos más difíciles, son mi ejemplo que seguir.

A mi hermana que siempre ha intercedido por mí, cuando más lo he necesitado. Eres lo más importante en mi vida.

A mi compañera Glenda que a pesar de todas las peleas y encontrones pudimos seguir adelante para presentar el proyecto, serás una amistad para siempre.

Y a mis amigas Grace y Diana que de lejos siempre me han apoyado.

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Glenda Rocío Lindao Suárez y Anthony Samuel Ortiz Robayo y damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"

*Glenda Lindao S.*

Glenda Rocío Lindao  
Suárez

*Anthony Ortiz*

Anthony Samuel Ortiz  
Robayo

# EVALUADORES

.....  
**Miguel Quilambaqui Ph.D**

PROFESOR DE LA MATERIA

.....  
**Federico Camacho MSc.**

PROFESOR TUTOR

## ***RESUMEN***

El rápido crecimiento del sector camarero en Ecuador demanda procesos más eficientes, sin embargo, las empresas empacadoras de estos productos diariamente enfrentan problemas debido a las impurezas (piedras) que llegan a la planta mezcladas con el camarón, afectando la vida útil y operatividad de las máquinas clasificadoras.

Con el objetivo de eliminar la problemática analizamos tres métodos diferentes de generar vibración y seleccionamos un sistema por masas descompensadas para finalmente diseñar una zaranda vibratoria inclinada compuesta por el cuerpo de la zaranda, estructura base, sistemas de vibración-transmisión y cribado, cuya implementación se elaboró en el software de diseño 3D INVENTOR basados en la normativa de dibujo técnico-mecánico.

Para certificar su resistencia mecánica se realizó un análisis de elementos finitos, con resultados favorables en deformaciones y esfuerzos de Von Mises.

De acuerdo al ciclo de producción de la empresa y proyectos similares se logra diseñar un sistema vibratorio con dos tamices filtradores de impurezas con bajos costos de producción y mantenimiento que permita mantener la calidad del producto.

**Palabras Clave:** Zaranda Vibratorio, Camarón, Piedras, Sistema, Acero, Producción.

## **ABSTRACT**

*The rapid growth of the shrimp sector in Ecuador demands more efficient processes, however, the packing companies of these products daily face problems due to impurities (stones) that come to the plant mixed with shrimp, affecting the useful life and operation of sorting machines.*

*In order to eliminate the problem, we analyzed three different methods of generating vibration and selected a system by unbalanced masses to finally design an inclined vibrating screen composed of the body of the machine, base structure, vibration-transmission and screening systems, whose implementation was elaborated in the design software 3D INVENTOR based on the technical-mechanical drawing regulations. To certify its mechanical strength, a finite element analysis was performed, with favorable results in deformations and Von Mises stresses.*

*According to the production cycle of the company and similar projects it is possible to design a vibratory system with two filtering sieves of impurities with low costs of production and maintenance that allows to maintain the quality of the product.*

**Keywords:** *Vibrating screen, Shrimp, Stones, System, Steel, Production.*

# ÍNDICE GENERAL

<i>RESUMEN</i> .....	I
<i>ABSTRACT</i> .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS .....	VII
SIMBOLOGÍA .....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
ÍNDICE DE PLANOS .....	XV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción .....	1
1.1 Definición del Problema .....	2
1.2 Justificación del proyecto .....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos .....	3
1.4 Marco teórico .....	3
1.5 Separación de materiales sólidos de sólidos.....	5
1.6 Zarandas vibratorias. ....	6
1.6.1 Elementos característicos de una zaranda. ....	6
1.7 Zarandas según la inclinación.....	7
1.8 Zarandas según el mecanismo de vibración. ....	7
CAPÍTULO 2.....	9
2. Metodología .....	9
2.1 Descripción del proceso de empacado de camarón.....	10
2.1.1 Recepción de materia prima.....	10

2.1.2	Clasificación. ....	10
2.1.3	Empacado. ....	10
2.1.4	Congelado. ....	11
2.2	Diagrama de flujo del empacado de camarón. ....	11
2.3	Localización de la máquina. ....	12
2.4	Selección de alternativas. ....	12
2.4.1	Propuestas de solución. ....	13
2.4.2	Matriz de decisión. ....	14
2.5	Diseño de forma general. ....	15
2.6	Composición granulométrica de las sustancias a separar. ....	16
2.7	Funcionamiento general de la zaranda vibratoria. ....	17
2.8	Sistema de cribado. ....	18
2.8.1	Diseño de forma de tamices. ....	18
2.8.2	Ángulo de inclinación de los tamices. ....	19
2.8.3	Área de cribado de la zaranda. ....	20
2.8.4	Espesor de las planchas de los tamices. ....	21
2.8.5	Dimensionamiento de los tamices y configuración de los agujeros. ....	24
2.8.6	Cálculo de pesos aportados por los tamices y material que ingresa. ....	25
2.8.7	Método de sujeción del tamiz (soportes internos). ....	27
2.9	Cuerpo o caja de la zaranda. ....	31
2.9.1	Caja de la zaranda. ....	31
2.9.2	Superficies de desalojo camarón-impurezas. ....	32
2.10	Sistema de Vibración y de transmisión. ....	32
2.10.1	Modelo: Vibración forzada amortiguada con desbalance rotatorio. ....	33
2.10.2	Modelo adaptado a la criba vibratoria. ....	35
2.10.3	Asunciones realizadas según normativas. ....	35
2.10.4	Modelo equipo de operación de la zaranda. ....	37

2.10.5	Modelo masa descompensada.....	38
2.10.6	Modelo eje de transmisión.....	40
2.10.7	Diseño del eje de transmisión (diámetro mínimo).....	41
2.10.8	Rodamientos y Chumaceras.....	44
2.10.9	Poleas y Bandas.....	46
2.10.10	Chavetas.....	50
2.10.11	Resortes.....	55
2.11	Estructura de soporte.....	62
2.11.1	Procedimiento general de análisis.....	62
2.11.2	Tipos de estructuras más comunes.....	63
2.11.3	Análisis del eslabón de mayor carga.....	64
CAPÍTULO 3.....		65
3.	RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	65
3.1	Sistema de cribado (Esquema, materiales y método de sujeción).....	65
3.1.1	Esquema general del paso de los productos en el sistema de cribado.....	65
3.1.2	Dimensiones de los agujeros de la zaranda.....	66
3.1.3	Características de los tamices.....	66
3.1.4	Distribución de los agujeros en los tamices.....	66
3.1.5	Dimensionamiento de la caja.....	68
3.1.6	Masa total de la caja, tamices y cargada.....	70
3.1.7	Método de sujeción de los tamices y caja.....	70
3.2	Sistema de vibración y transmisión (Selección de equipos y descripción)....	71
3.2.1	Descripción general de la solución.....	71
3.2.2	Masas descompensadas.....	72
3.2.3	Eje de transmisión.....	72
3.2.4	Resorte.....	73
3.2.5	Rodamientos y chumaceras.....	74

3.2.6	Sistema de bandas y poleas.....	75
3.2.7	Motor.....	76
3.3	Estructura de soporte.....	76
3.4	Análisis de costos general del sistema.....	78
3.5	Diseño final de la zaranda.....	81
3.6	Resultados elementos finitos. ....	81
CAPÍTULO 4.....		86
4.	Conclusiones Y Recomendaciones.....	86
4.1	Conclusiones .....	86
4.2	Recomendaciones .....	89

## BIBLIOGRAFÍA

## APÉNDICES

## **ABREVIATURAS**

AISC	Instituto Americano de Construcciones de Acero
AISI	Instituto Americano del Hierro y el Acero
ANSI	Instituto Americano de Normas
ASTM	American Society for Testing and Materials
CAD	Diseño asistido por ordenador
DIPAC	Distribuidor de acero
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
RCSC	Consejo de Investigación de Conexiones Estructurales
SKF	Fábrica de rodamientos de bola sueca

## SIMBOLOGÍA

$a$	Ancho del tamiz (mm)
$a_{bin}$	Ancho de los bines
$A$	Intersección de la recta.
$\text{Área}_{agujeros}$	Área de cada agujero
$A_{contacto}$	Área de contacto donde actúa el esfuerzo de aplastamiento
$A_{cortante}$	Área cortante transversal de la chaveta
$A_{criba}$	Amplitud de la criba
$\text{Área}_{plancha}$	Área del tamiz
$b$	Largo del tamiz
$b_{bin}$	Longitud de los bines
$c$	Coefficiente de amortiguamiento
$C$	Índice del resorte
$CC$	Distancia entre centros de la polea
$d$	Diámetro del alambre del resorte
$D$	Diámetro medio del resorte
$D_i$	Diámetro interior del resorte
$D_0$	Diámetro exterior del resorte
$D_{polea 1}$	Diámetro de la polea conductora
$D_{polea 2}$	Diámetro de la polea conducida
$e$	Espesor de la plancha del tamiz
$ex$	Excentricidad del contrapeso
$F$	Fuerza centrípeta
$F_a$	Fuerza alternante aplicada
$F_m$	Fuerza media aplicada
$FS$	Factor de Seguridad
$F_s$	Carga estática aplicada
$\text{Fuerza}_{máx}$	Fuerza máxima aplicada al resorte
$\text{Fuerza}_{mín}$	Fuerza mínima aplicada al resorte
$g$	Gravedad
$G$	Módulo de elasticidad en torsión
$h_{bin}$	Altura de los bines

$h_{\text{superior}}$	Altura del primer nivel de la caja de la zaranda
$h_{\text{superior escogida}}$	Altura escogida del primer nivel de la caja de la zaranda
$h_{\text{inferiorescogida}}$	Altura escogida del segundo nivel de la caja de la zaranda
$h_{\text{base}}$	Altura de la base o tercer nivel de la caja de la zaranda
$h_{\text{base escogida}}$	Altura de la base escogida o tercer nivel de la caja de la zaranda
$h_{\text{total}}$	Altura total de la caja de la zaranda
$H$	Altura de la chaveta
$k$	Constante del resorte
$k * l * m * n * o * p$	Coeficientes de corrección
$k_{\text{carga}}$	Factor de carga para flexión o torsión
$k_{\text{conf}}$	Factor de confiabilidad
$k_{\text{sup}}$	Factor de superficie.
$k_{\text{tamaño}}$	Factor de tamaño
$k_{\text{temp}}$	Factor de temperatura
$K_s$	Factor de corrección del esfuerzo cortante
$K_W$	Factor de corrección de Wahl
$L_{\text{contrapeso}}$	Longitud del contrapeso
$L_f$	Longitud libre del resorte
$L_s$	Longitud sólida del resorte
$m_d$	masa total de descompensación
$m$	Pendiente de la recta obtenida
$m_{\text{camarón}}$	Masa total de camarones contenidas en cada pasada por tiempo
$m_{\text{cargada}}$	Masa o peso del material que ingresa en un periodo de tiempo
$m_{\text{contenido del bin}}$	Masa total contenida en cada bin
$m_{\text{contrapeso}}$	Masa desbalanceada o contrapeso
$M$	Masa del sistema
$M_{\text{máx}}$	Momento máximo del sistema
masa tamiz	Masa o peso del tamiz superior o inferior
masa <sub>total</sub>	Masa o peso total del cuerpo de la zaranda
$N_a$	Número de espiras activas
$N_t$	Número total de espiras
$P_{\text{diseño}}$	Potencia de diseño

$P_{\text{motor}}$	Potencia del motor
$P_{\text{polea}}$	Potencia de la polea conductora
$q$	Carga distribuida o carga total
$Q$	Capacidad de la criba
$r$	Razón de velocidades angulares
$r_{\text{eje}}$	Radio del eje
$r_{\text{masa}}$	Radio externo del contrapeso
Relación	Relación de revoluciones por minuto
$S_{\text{ef}}$	Esfuerzo de flexión equivalente
$S_{\text{ea}}$	Esfuerzo de tracción equivalente
$S_{\text{es}}$	Esfuerzo de torsión equivalente
$S_y$	Resistencia a la fluencia por tensión.
$S_{\text{sy}}$	Resistencia a la fluencia para carga estática
$S_{\text{ut}}$	Resistencia última a la tensión del material
$S_e$	Resistencia a la fatiga corregida
$S'_e$	Resistencia a la fatiga teórica
$T_a$	Torque alternante sobre la chaveta
$T_m$	Torque medio sobre la chaveta
$T_{\text{ma}}$	Momento torsor producido por el sistema de transmisión
$V_{\text{bin}}$	Volumen de los bins
$V_{\text{contrapeso}}$	Volumen del contrapeso
$V_{\text{volumen}_{\text{tamiz}}}$	Volumen del tamiz superior o inferior
$\omega$	Velocidad angular del eje
$\omega_n$	Frecuencia natural del sistema
$W$	Ancho de la chaveta
$W_{\text{sección}}$	Módulo de sección de superficies
$Y_{\text{golpe}}$	Holgura de choque del resorte
$Y_{\text{inicial}}$	Deflexión inicial del resorte
$Y_{\text{trabajo}}$	Deflexión de trabajo del resorte
$\rho_{\text{acero estructural}}$	Densidad del acero estructural
$\rho_{\text{acero inox}}$	Densidad del material del tamiz
$\rho_{\text{camarón}}$	Densidad del camarón

$\Delta F$	Diferencia de cargas axiales aplicadas sobre el resorte.
$\sigma_{perm}$	Esfuerzo o tensión permisible
$\sigma_a, \sigma_m$	Esfuerzos equivalentes de Von Mises
$\sigma_{aplast.m\acute{a}x}$	Esfuerzo de presión por contacto o compresión.
$\varphi_y$	Factor de espesor
$\eta$	Relación entre dimensiones principales (adimensional)
$n_{eje}$	Revoluciones por minuto del eje
$\eta_{motor}$	Eficiencia motor
$\eta_{transmisión}$	Eficiencia del sistema de transmisión
$\tau$	Esfuerzo cortante máximo
$\tau_a$	Esfuerzo cortante alternante
$\tau_m$	Esfuerzo cortante medio
$\tau_i$	Esfuerzo cortante inicial
#agujeros	Número de agujeros de la plancha del tamiz
#bandas	Número de bandas de transmisión

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Diseño de forma sistema de vibración .....	7
Figura 2.1: Metodología para el proceso de diseño. ....	9
Figura 2.2: Diagrama de recepción de la materia prima. ....	11
Figura 2.3: Diagrama general del clasificado de camarón.....	11
Figura 2.5: Diagrama general del congelado de camarón.....	11
Figura 2.4: Diagrama general del empacado de camarón.....	11
Figura 2.6: Diseño de forma tridimensional del modelo a diseñar de la zaranda.....	15
Figura 2.7: Diseño de forma del proceso en la producción.....	16
Figura 2.8: Diseño de forma inicial de los tamices. ....	18
Figura 2.9: Diagrama del mecanismo de inclinación .....	19
Figura 2.10: Diagrama de distribución de carga. ....	22
Figura 2.11: Colocación de las estructuras de sujeción de tamices .....	27
Figura 2.12: Diagrama de distribución de carga sobre el tubo cuadrado.....	28
Figura 2.13: Diagrama de fuerzas sobre el Tubo cuadrado.....	29
Figura 2.14: Diagrama de momento sobre el tubo cuadrado.....	29
Figura 2.15: Diseño de forma de la caja de la zaranda en 3D .....	31
Figura 2.16: (a) Sistema masas desbalanceadas giratorias; (b) DCL del sistema.....	33
Figura 2.17: Sistema de vibración de zarandas por masas excéntricas .....	35
Figura 2.18: Respuesta de un sistema a movimiento armónico .....	36
Figura 2.19: Diseño de forma del motor de la zaranda.....	37
Figura 2.20: Modelo masa descompensada .....	38
Figura 2.21: Centro de masa de un semicírculo.....	39
Figura 2.22: Diagrama de momentos en el eje de rotación .....	40
Figura 2.23: Diseño de forma inicial del eje de transmisión.....	43
Figura 2.24. Diagrama de fuerzas en el plano xy .....	43
Figura 2.25: Guía para selección de rodamientos.....	45
Figura 2.26: Guía para selección de chumaceras .....	46
Figura 2.27: Bandas en “V” de alta capacidad según fabricante .....	47
Figura 2.28 Bandas en “V” estriadas según fabricante.....	48
Figura 2.29: a) Parámetros de las poleas, b) Polea en “V” maciza, c) Polea en “V” aligerada, d) Polea en “V” de radios.....	48
Figura 2.30: Nomenclatura de las poleas sin incluir BUJE. ....	49

Figura 2.31: Distancia entre los centros de las poleas .....	50
Figura 2.32: Fuerzas que actúan sobre una chaveta. ....	51
Figura 2.33: a) Profundidad de la cuerda Y; b) Distancia del chavetero en el eje S; c) Longitud del cuñero en el cubo T.....	54
Figura 2.34: a) Resorte helicoidal, b) Diagrama de cuerpo libre del alambre sometido a cortante directo y a cortante por torsión.....	55
Figura 2.35: Parámetros dimensionales del resorte .....	57
Figura 2.36: Longitudes que se utilizan en resortes helicoidales de compresión.....	61
Figura 2.37: Armaduras comunes para estructuras de soporte .....	63
Figura 2.38: Tipos de columnas .....	64
Figura 3.1: Esquema del material sobre los tamices .....	65
Figura 3.2: Dimensiones y distribución de agujeros del tamiz superior .....	67
Figura 3.3: Dimensiones y distribución de agujeros del tamiz inferior .....	67
Figura 3.4: Cuerpo o caja de la zaranda .....	68
Figura 3.5: Superficies de desalojo para las impurezas y camarones .....	69
Figura 3.6: Esqueleto de la caja de la zaranda .....	71
Figura 3.7: Vista general del diseño del equipo de operación de la zaranda.....	72
Figura 3.8: Diseño del resorte utilizado .....	74
Figura 3.9: Material seleccionado y sección transversal escogida para diseñar la estructura de soporte de la zaranda.....	77
Figura 3.10: Dimensiones tubos cuadrados de la sección transversal de la estructura de soporte de la zaranda .....	78
Figura 3.11: Diseño final de la zaranda.....	81
Figura 3.12: Deflexión de la base.....	82
Figura 3.13: Distribución de momentos en el eje x.....	82
Figura 3.14: Distribución de momentos en el eje y.....	83
Figura 3.15: Deflexión del tamiz superior .....	83
Figura 3.16: Deflexión del tamiz inferior .....	84
Figura 3.17: Análisis de Von Mises del resorte .....	84
Figura 3.18: Desplazamiento del resorte.....	85

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Tipos de separación de partículas.....	5
Tabla 2.1: Matriz de decisión del proyecto .....	15
Tabla 2.2: Frecuencia de aparición de piedras según su tamaño.....	16
Tabla 2.3: Frecuencia de aparición de camarones según su talla .....	17
Tabla 2.4: Frecuencia de aparición de las piedras y los camarones en conjunto .....	17
Tabla 2.5: Ángulos de inclinación para zarandas inclinadas .....	19
Tabla 2.6: Variable a considerar en el cálculo del espesor de placa. ....	23
Tabla 2.7: Características generales de tamices y placas perforadas .....	24
Tabla 2.8: Configuraciones de perforaciones más utilizadas en placas y mallas.....	25
Tabla 3.1: Dimensión preliminar de los agujeros de los tamices .....	66
Tabla 3.2: Dimensiones finales de los tamices.....	66
Tabla 3.3: Distribución y espaciado de agujeros en los tamices .....	68
Tabla 3.4: Dimensiones, cantidad y masa de las paredes de la zaranda .....	69
Tabla 3.5: Dimensiones, cantidad y masa de las superficies de desalojo de las impurezas y camarones .....	70
Tabla 3.6: Masa de los elementos que componen la zaranda.....	70
Tabla 3.7: Descripción general de los perfiles utilizados en el sistema de soporte....	71
Tabla 3.8: Especificaciones finales de los contrapesos.....	72
Tabla 3.9: Especificaciones finales del eje de transmisión .....	73
Tabla 3.10: Especificaciones finales del resorte.....	73
Tabla 3.11: Rodamiento seleccionado .....	74
Tabla 3.12: Chumacera Seleccionada .....	75
Tabla 3.13: Datos técnicos de motores trifásicos SIEMENS .....	76
Tabla 3.14: Tabla de costos y resultados .....	79
Tabla 3.15: Egresos totales de la empresa incluido el costo de la máquina .....	80
Tabla 3.16: Ingresos mensuales de la empresa .....	80
Tabla 3.17: Ingresos netos a la empresa mensuales .....	80

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Zaranda vibratoria y descripción de cada una de sus partes
PLANO 2	Cuerpo de la zaranda y descripción de cada uno de sus componentes
PLANO 3	Equipo operacional de la zaranda y descripción de sus componentes
PLANO 4	Caja de la zaranda y sus dimensiones
PLANO 5	Soporte interno del tamiz inferior y sus dimensiones
PLANO 6	Soporte interno del tamiz superior y sus dimensiones
PLANO 7	Tamiz inferior y sus dimensiones
PLANO 8	Tamiz superior y sus dimensiones
PLANO 9	Eje de transmisión y sus dimensiones
PLANO 10	Masa de contrapesos y sus dimensiones
PLANO 11	Superficies de desalojo de impurezas y sus dimensiones
PLANO 12	Superficies de desalojo de camarones y sus dimensiones
PLANO 13	Base estructural y sus dimensiones

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

En el 2021 la revista especializada AQUACULTURA (Balod, 2022) publicó un ranking mundial en el cual Ecuador figuró como el mayor productor de camarón seguido solo por China, Vietnam e India, nuestro país rompió récords convirtiéndose en el primero en producir un millón de toneladas de este marisco; desde hace años atrás su mercado comenzó a expandirse al punto de que actualmente es el principal ingreso económico no petrolero incluso superando al banano y cacao, por ello existe una gran cantidad de hectáreas dedicadas especialmente al cultivo de diversas especies de este crustáceo.

La revista líderes (Jumbo, 2022) argumenta en una edición más reciente el amplio crecimiento del sector camaronero ecuatoriano desde el año 2010, debido a las mejoras de la calidad del producto, incrementando así la demanda de los consumidores, tanto que en el año 2021 este sector realizó exportaciones con ganancias de hasta \$ 4539 millones, 34% más en relación con el 2020, cifra que va en aumento en este 2022.

El camarón ecuatoriano es reconocido mundialmente por su calidad y valor nutritivo, logrando varias ventajas competitivas en relación a otros países, la especie cultivada mayoritariamente en Ecuador es muy apreciada en Estados Unidos y varios países asiáticos, por lo que el terreno de exportación del camarón está en constante crecimiento.

Recordemos nuestro pasado industrial donde todos los procesos se realizaban de forma manual, actualmente vivimos en un mundo más industrializado por lo que las empresas deben adaptarse e implementar procesos autónomos y productivos a largo plazo, este es el caso del sector camaronero con la implementación de máquinas clasificadoras por tallas del camarón.

## **1.1 Definición del Problema**

El camarón criado en estanques cuando alcanza su máximo tamaño, se atrapa generalmente con redes de pesca, sin embargo, cuando son recogidas extraen también impurezas del fondo como lodo y piedras, todo el contenido se ubica en bines y son transportados inmediatamente a la empresa para su siguiente proceso.

Los bines llegan a la empresa empacadora divididos en lotes, al inicio del proceso un grupo de empleados se encargan de retirar las impurezas, aun así, es muy frecuente que a la visión humana no sean perceptibles, por lo que estas suelen mantenerse hasta la etapa de clasificado, en donde chocan fuertemente con los rodillos en movimiento de las máquinas clasificadoras provocando trabas, daños e interrupción en la producción diaria. Las impurezas traídas de los estanques junto con el camarón constituyen uno de los problemas en la industria camaronera, se busca generar una solución para reducir los gastos producidos por la gran cantidad de mantenimientos correctivos emergentes con procesos más limpios, correctos y eficientes.

## **1.2 Justificación del proyecto**

El presente proyecto está orientado a la necesidad constante de la industria empacadora de camarón, de adquirir un mecanismo que incluya un sistema eliminador de residuos no deseados en la producción, de fácil operación, funcionamiento y mantenimiento, el mismo que optimizará el proceso (clasificado) durante todo el ciclo del empacado, esto garantizará su calidad y generará mayor rentabilidad en la distribución del producto.

Hoy en día existen diferentes mecanismos seleccionadores, pero ninguno aplicado a la industria camaronera, por lo tanto, la solución está en combinar las características dispuestas en estos equipos ya existentes, buscando la solución más eficiente, analizando y basándonos en la normativa alimenticia, ventajas y desventajas existentes.

Con el diseño de nuestro sistema separador de impurezas, garantizaremos la operatividad constante de la máquina clasificadora, evitando paradas innecesarias y forzadas por daños suscitados en las mismas, por consiguiente, disminuirá el tiempo invertido en su mantenimiento mensual, el cual reducirá la mano de obra y generando mayores ganancias.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar un mecanismo seleccionador al inicio del proceso de producción del camarón que impida el paso de cualquier producto diferente del camarón.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Estudiar y asesorar las condiciones del área donde operará el mecanismo planteado, e investigar la metodología de los diferentes sistemas de selección.
2. Seleccionar la mejor alternativa entre varios prototipos para el diseño de nuestro sistema de selección, por medio de ensayos funcionales y matriz de decisión.
3. Definir y seleccionar los diferentes elementos mecánicos a utilizarse.
4. Realizar un esquema del mecanismo en un software de diseño (CAD) y un análisis de elementos finitos del mismo.
5. Desarrollar el análisis de costos de la implementación del proyecto.

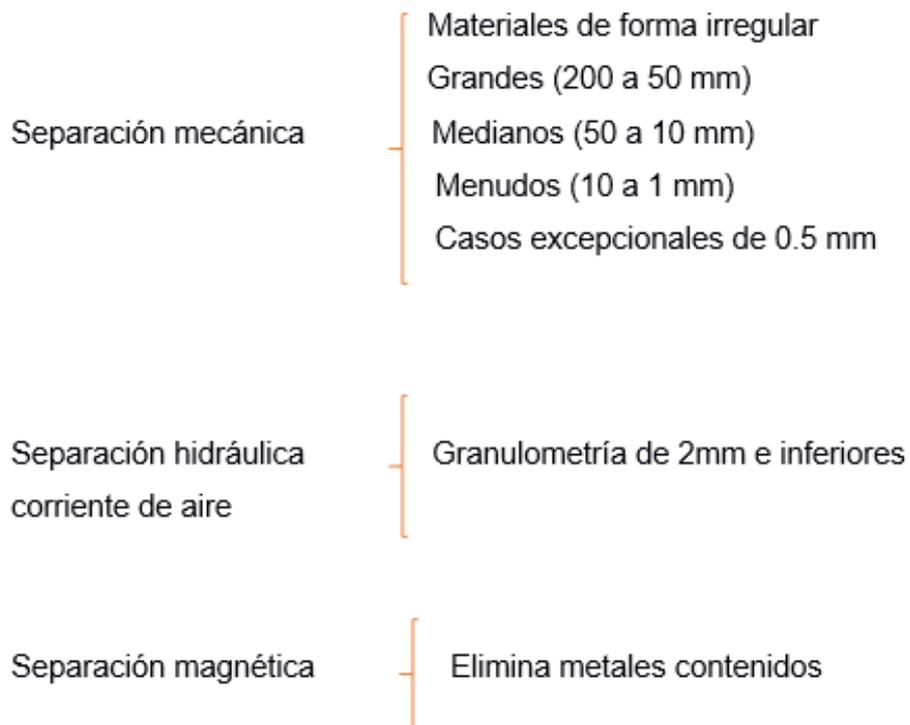
### **1.4 Marco teórico**

La necesidad de clasificar elementos según sus características como el tamaño o densidad, llevó a la aplicación de diferentes técnicas que con el paso del tiempo han ido mejorando e inclusive automatizando; por ello en la actualidad hay una gran cantidad de máquinas y mecanismos que aplican estas técnicas de separación u clasificación de una forma más automática inclusive sin necesidad de un operador.

Las técnicas de separación de materiales más comunes pueden clasificarse en: mecánicos, hidráulicos, corriente de aire y métodos magnéticos, los cuales dependen de las características físicas entre las partículas: separación sólido-sólido, sólido de gases, gotas líquidas de sólidos, sólido de líquidos, gotas líquidas de gas, gas de líquido, líquido de líquido.

Un método general de separación sólido - sólido es la aplicación de cribas o filtros, que retienen uno de los componentes mientras que dejan que el otro pase a un segundo nivel. Para problemas especiales se utilizan otros métodos no considerados que se basan en la humectabilidad o en las propiedades eléctricas o magnéticas de las sustancias (Flores, 2017).

La aplicación a lo largo del tiempo de estas técnicas lleva a estudios documentados donde detallan las condiciones idóneas para su implementación; por ejemplo, una técnica puede ser eficaz con partículas de un determinado tamaño. En el siguiente esquema demostramos esta información.



Como mencionamos anteriormente cada tipo de separación de partículas tienen diferentes técnicas con características especiales y únicas para determinadas aplicaciones, por ejemplo, como se puede observar en la Tabla 1.1 en la industria minera siempre se requieren separar diferentes partículas sólidas (piedras muy grandes y con altas densidades), en donde el procedimiento resumido es: 1. Realizar un análisis del proceso, 2. Las características de los elementos y 3. Medio donde opera; Un análisis de estos elementos nos brinda una solución de menor costo. En nuestro proyecto nos centraremos más que todo en las separaciones de tipo sólido-sólido.

**Tabla 1.1: Tipos de separación de partículas. [Team, 2022].**

Estado	Tipo de separación
Sólido de sólido	Cribas
	Separadores Hidráulicos
	Separadores Neumáticos
	Separadores electromagnéticos
Sólido de Gas	Filtro de aire
	Filtro de Bolsas
	Ciclones
Líquido de sólido	Prensas
	Extractores centrífugos
Sólido de líquido	Sedimentación
	Filtración
	Centrifugación
Líquido de Gas	Cámaras de sedimentación
	Ciclones
	Precipitadores electrostáticos
Gas de líquido	Tanques fríos
	Rompedores de espuma
Líquido de líquido	Decantadores centrífugos
	Ciclones líquidos

### 1.5 Separación de materiales sólidos de sólidos.

A nivel industrial, a menudo se requiere dividir en grupos distintos ciertas partículas que muchas veces son muy similares, sin embargo, siempre existe una particularidad de cada una, como: su color, tamaño e inclusive su

densidad, a partir de dicha característica se debería decidir que técnica es la más adecuada para cada caso.

En nuestro proyecto uno de los objetivos es el análisis de diferentes soluciones, y de acuerdo a las técnicas ya mencionadas podemos ver que el método utilizado influye mucho en el costo del sistema, en este caso nos enfocaremos en las técnicas de separación por tamaño, que se realiza mediante tamices, descartando así el método basado en el color por ser más complejo que el otro (se instalan sensores que detecten el color de la partícula), de modo que analizaremos diferentes tipos de cribas vibratorias revisadas a continuación.

## **1.6 Zarandas vibratorias.**

Las zarandas vibratorias se diseñan con la finalidad de realizar un sinnúmero de trabajos como separación de partículas, clasificación, secado, desempolvado entre otros, estos diseños pueden ser implementados en diversas actividades en el sector alimenticio, minero, químico, etc. La función básica de las zarandas se basa en separar partículas según el tamaño, además de controlar la dosificación o velocidad de alimentación de estas, según estas actividades las zarandas pueden clasificarse según diferentes parámetros.

### **1.6.1 Elementos característicos de una zaranda.**

Sistema de alimentación: Encargado de recibir el material a clasificar, el elemento principal es la tolva que es la encargada de distribuir el material poco a poco al sistema de cribado.

Sistema Motriz y de vibración: Genera la fuerza de excitación por medio de un motor eléctrico que es responsable del movimiento rotatorio, para luego ser transmitido hacia el sistema de vibración de la zaranda (formado por árbol, masas desbalanceadas).

Sistema de cribado: Estructura formada por planchas de acero inoxidable y estructural agujereadas, las cuales van unidos al sistema de vibración.

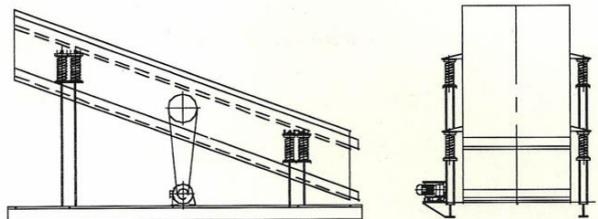
### 1.7 Zarandas según la inclinación.

Zarandas Inclinadas: Son de movimiento circular, su inclinación facilita el proceso de cribado ya que por el ángulo y la vibración de esta dan una velocidad al material que se está procesando. Estas deben utilizar resortes amortiguadores para disminuir la vibración en la base de la máquina, los ángulos varían entre 5 a 20 grados.

Zarandas horizontales: Están conformadas por un mecanismo de doble y triple eje con ángulos de 45 y 30 a 60 grados respectivamente con respecto a la horizontal, son clasificadores con flujo horizontal con movimientos longitudinales.

### 1.8 Zarandas según el mecanismo de vibración.

Vibración por contrapesos (masas descompensadas): Este tipo de zarandas generan un movimiento circular y tienen un sistema de vibración por medio de masas descompensadas, en primera instancia el movimiento es generado por un motor eléctrico, el cual mediante un sistema de transmisión de bandas y poleas transfiere el movimiento a un eje que tiene en sus extremos contrapesos excéntricos ensamblados generalmente con cojinetes, al transmitirse la rotación del motor el sistema de masa descompensadas produce una fuerza centrípeta de dirección opuesta al del peso de las masas descompensadas generando así un movimiento circular del eje, el cual usualmente se lo ensambla al centro de gravedad del cuerpo de la zaranda, la cual se soporta con 4 resortes produciendo así la vibración del sistema, como se observa en la Figura 1.1.



**Figura 1.1 Diseño de forma sistema de vibración por contrapesos [Vasconez, 1997].**

Entre las partes generales de este mecanismo de vibración tenemos:

- Sistema de banda para transmisión de potencia.
- Eje de transmisión.
- Amortiguadores (resortes).
- Masas descompensadas (contrapesos) para generar la vibración.
- Chumaceras y rodamientos.

#### Vibración por excentricidad.

Este mecanismo aplica el muy conocido sistema biela manivela, en donde un disco circular o biela gira en torno al eje, una manivela conectada excéntricamente con la biela transforma el movimiento circular de la biela en un movimiento de traslación alternado, el cuerpo de la zaranda se ensambla al extremo opuesto de la manivela y se mueve juntamente con ella, generando así el movimiento necesario para que el filtro de la zaranda funcione automáticamente.

#### Vibración mediante motores vibratorios contra rotativos.

La vibración en zarandas de este tipo es generada por motovibradores que son motores eléctricos que funcionan de igual manera que en los mecanismos anteriores, los mismos que son colocados en el bastidor junto con masas excéntricas. Las características son las siguientes:

- La motovibradores tienen una capacidad variada que depende de la frecuencia de rotación.
- Las masas en los extremos varían de acuerdo con el tipo de zaranda y de su aplicación.
- El vibrador suele estar ubicado en el centro de los laterales del bastidor, arriba o abajo del bastidor (vibrador reciprocante inclinado), en la parte superior del bastidor, con rotación en contra del sentido del flujo del material, arriba del bastidor (vibrador reciprocante desfasado), vibrador en resonancia.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

La metodología implementada en el presente proyecto se muestra en la Figura 2.1.

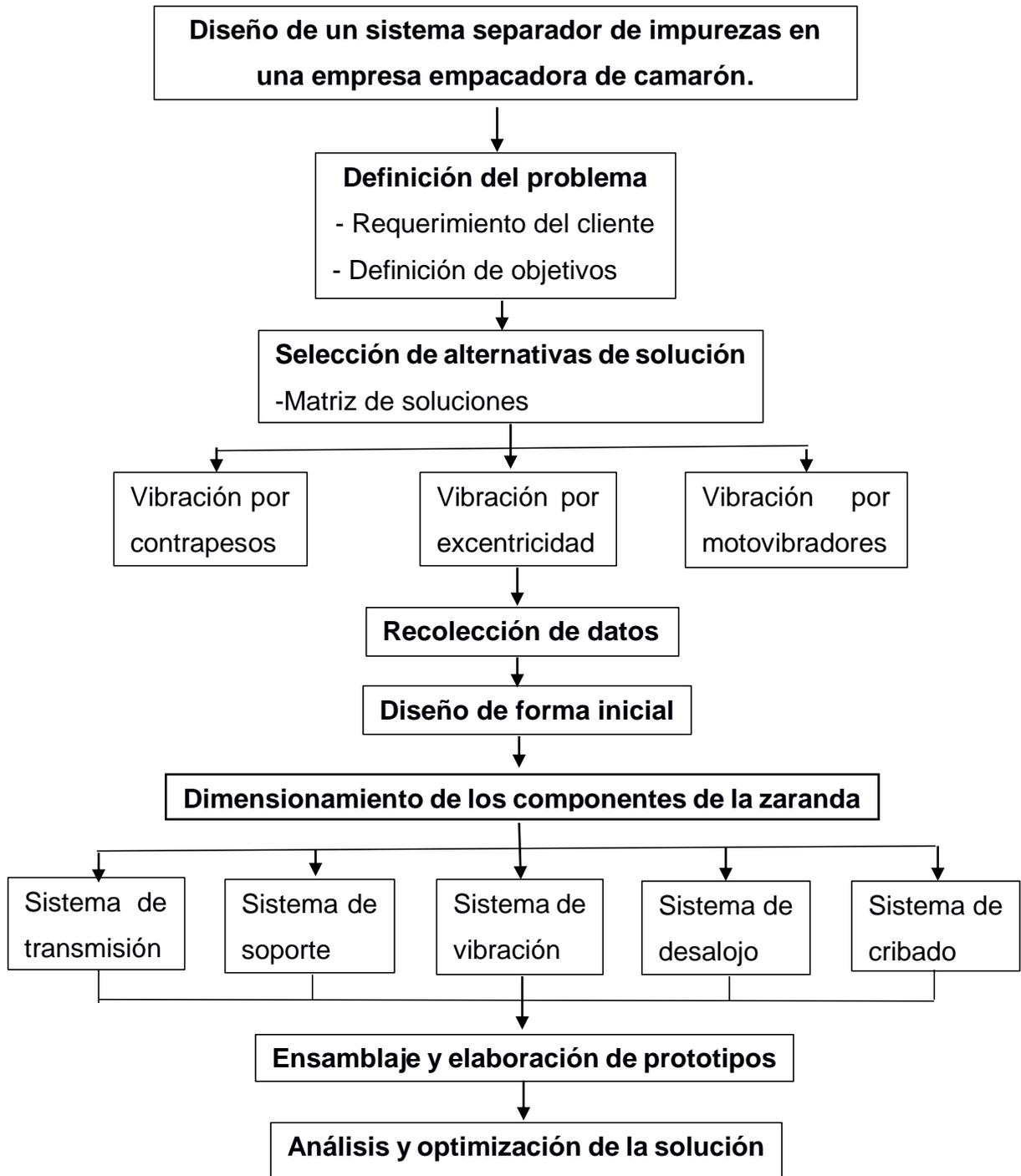


Figura 2.1: Metodología para el proceso de diseño

[Fuente: Elaboración propia]

## **2.1 Descripción del proceso de empacado de camarón.**

### **2.1.1 Recepción de materia prima.**

El proceso inicia con la recepción de los bins llenos de camarón, los cuales son traídos directamente de estanques, tan pronto como los camarones cosechados ingresan a la planta empacadora, se los descarga de los camiones y se los transfiere a un cuarto frío, donde estarán a la espera de su procesamiento. En esta etapa se toman muestras de los camarones recolectados para verificar la calidad del producto, para que una vez aprobados, pasen a la etapa de clasificado. En la Figura 2.2 se resume el proceso en 3 categorías.

### **2.1.2 Clasificación.**

Como se observa en la Figura 2.3 los camarones son transportados a una máquina volteadora de bins que los descarga directamente a un tanque de recepción, luego el producto pasa a una banda transportadora en donde el personal calificado retira las impurezas que vienen junto con el producto.

El camarón libre de impurezas es transportado por la banda hacia el tanque alimentador de la máquina clasificadora, que consta de un elevador que lleva los camarones hacia los rodillos clasificadores que rotan a altas velocidades y son los encargados de separar el producto por tamaños; sin embargo, las piedras que no son retiradas quedan atrapadas en esta etapa del proceso.

### **2.1.3 Empacado.**

El producto clasificado pasa a la etapa de empacado (Figura 2.5), aquí los camarones son colocados manualmente en los empaques, que serán embalados a través de un mecanismo llamado encintadora.

### 2.1.4 Congelado.

Es la parte del proceso considerada más importante, ya que, de esto depende la calidad final del producto en sus diferentes presentaciones. (Figura 2.4).

## 2.2 Diagrama de flujo del empackado de camarón.



Figura 2.2: Diagrama de recepción de la materia prima [Fuente: Elaboración propia].

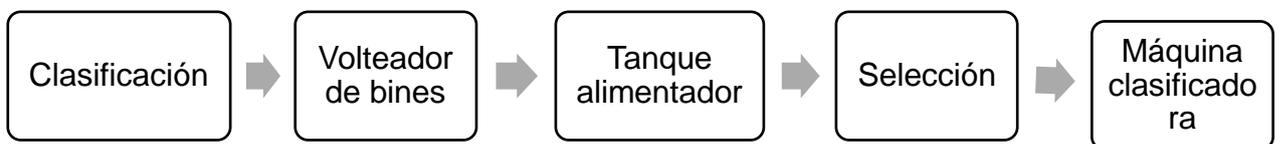


Figura 2.5: Diagrama general del clasificado de camarón [Fuente: Elaboración propia].

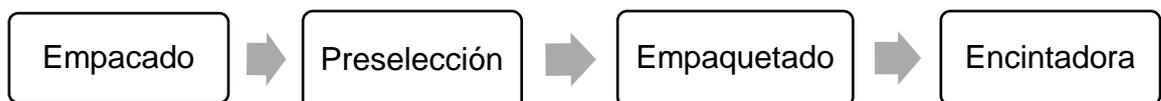


Figura 2.3: Diagrama general del congelado de camarón [Fuente: Elaboración propia].

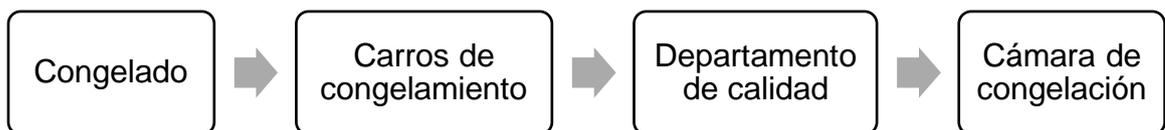


Figura 2.4: Diagrama general del empackado de camarón [Fuente: Elaboración propia].

### **2.3 Localización de la máquina.**

Realizado un estudio inicial se determinó que el problema aparece en la etapa inicial del proceso, justo en el momento consecuente al volteador de bins. Actualmente se ubica al personal para eliminar los diferentes tipos de impurezas que vienen con el camarón, la máquina se colocará exactamente en dicha sección, y aprovecharemos la presencia del volteador de bins utilizándolo como medio impulsor para el ingreso a nuestra máquina.

### **2.4 Selección de alternativas.**

Para la formulación de alternativas de solución definiremos los siguientes factores de influencia:

- Funcionamiento del mecanismo de zarandas.
- Se escogerá el tipo de zaranda a utilizar, de acuerdo con el funcionamiento de su mecanismo, esto es, por medio del tipo de vibración generada por cada una.
- Capacidad del sistema. - La capacidad requerida por cada producción o proceso diario depende de la capacidad de cada bin vaciado en la tolva de la zaranda.
- Motor eléctrico. - Seleccionar el motor eléctrico de tal manera que se pueda accionar el mecanismo de vibración (potencia y velocidad de este).
- Costos. - Examinar cada material a elegir de acuerdo con la resistencia requerida, costo y calidad del sistema base, sistema de cribado y del sistema de desalojo.
- Peso y movilidad. - La zaranda debe ser de fácil transportación, lo cual también depende de su peso.
- Tamaño. - El diseño debe ser a la altura de la máquina volteadora de bins, ya que ella vaciará el material a clasificar a la tolva de la zaranda.
- Mantenimiento. - Fácil revisión del equipo, de tal manera que se pueda instruir al personal sobre su limpieza, lubricación, reemplazo de repuestos, etc.

### 2.4.1 Propuestas de solución.

La decisión más importante al momento de realizar el diseño está en determinar qué mecanismo utilizaremos para generar las vibraciones, hemos decidido analizar 3 tipos de mecanismos muy utilizados en estas clases de sistemas comerciales y relacionarlos con los factores más importantes para diseñar máquinas. El cuerpo de la zaranda es similar para los tres mecanismos analizados, lo que cambia es la manera en la que genera la vibración y eso es lo que a continuación detallamos.

- Vibración mediante excéntrica: (movimiento lineal).

Este mecanismo aplica el muy conocido sistema biela manivela, en donde un disco circular o biela gira en torno a un eje, una manivela conectada excéntricamente con la biela transforma el movimiento circular de la biela en un movimiento de traslación alternado, el cuerpo de la zaranda se ensambla al extremo opuesto de la manivela y se mueve juntamente con ella, generando así el movimiento necesario para que el filtro de la máquina funcione automáticamente. Piezas mecánicas utilizadas:

- Base motor.
- Base Excéntrica.
- Motor.
- Chumaceras (2).
- Eje metálico (acoplado a chumaceras).
- Discos metálicos con superficie excéntrica (2) (acoplados al eje de la chumacera).
- Banda y polea para transmisión de potencia.
- Capa metálica protectora de sistema banda-polea.
- Eslabón (genera el movimiento circular en la zaranda).

- Vibración mediante contrapesos (movimiento elíptico).

Este sistema al igual que el anterior utiliza un mecanismo de bandas y poleas para transmitir la velocidad del motor a un eje, la diferencia radica en que el mismo está ensamblado directamente con el cuerpo de la zaranda, en los extremos de él se ubican masas (generalmente formas

semicirculares); Al girar el eje el sistema de masas descompensadas provoca una fuerza centrífuga de dirección contraria al peso de las masas generando así una ligera vibración del eje y por lo tanto del cuerpo de la zaranda, a su vez en la parte inferior del cuerpo de la zaranda se ubican resortes para amortiguar la vibración. Piezas mecánicas utilizadas:

- Base motor.
- Motor.
- Banda y polea para transmisión de potencia.
- Cojinetes.
- Eje metálico.
- Resortes.

- Vibración mediante motovibradores (movimiento circular).

Existen diferentes modificaciones de este sistema, cada uno adaptándose a los esfuerzos y peso aplicado, el formato más sencillo consiste en un motovibrador configurado con una masa descompensada en su eje, este motor se ensambla directamente al cuerpo de la zaranda, así el motor vibra debido a las masas descompensadas y el cuerpo de la zaranda a su vez. Piezas mecánicas utilizadas:

- Motovibradores (1 o más dependiendo de la aplicación).
- Resortes para amortiguar la vibración (4 o más).
- Superficie de ensamblado motor-zaranda.

#### **2.4.2 Matriz de decisión.**

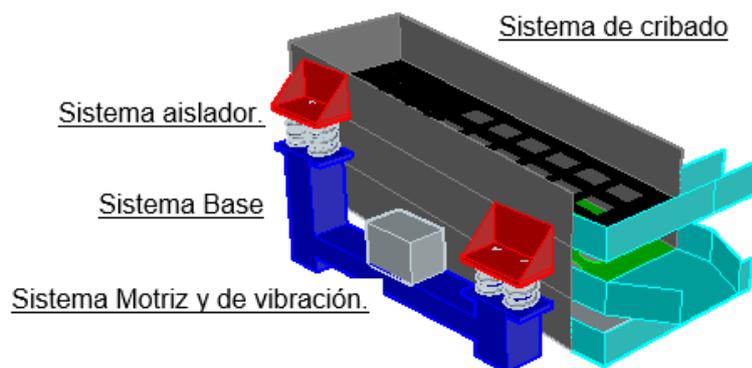
Realizada la matriz de decisión (Tabla 2.1) determinamos que el mejor mecanismo para generar vibraciones es el de “Vibración por contrapesos (masas descompensadas)”.

**Tabla 2.1: Matriz de decisión del proyecto [Fuente: Elaboración propia].**

Alternativas de Solución		Vibración por contrapesos (masas descompensadas)		Vibración por excentricidad		Vibración mediante motores vibratorios contra rotativos	
Criterios de Evaluación	% Peso	Puntaje	Ponderación	Puntaje	Ponderación	Puntaje	Ponderación
Bajo peso del equipo	25%	5	1	4	0.75	1	0.25
Fácil Mantenimiento	15%	4	0.6	5	0.75	2	0.3
Eficiencia	25%	5	1.25	3	0.75	3	0.75
Costos de materiales	35%	4	1.4	5	1.05	2	0.7
TOTAL	100%	-	4.25	-	3.3	-	2

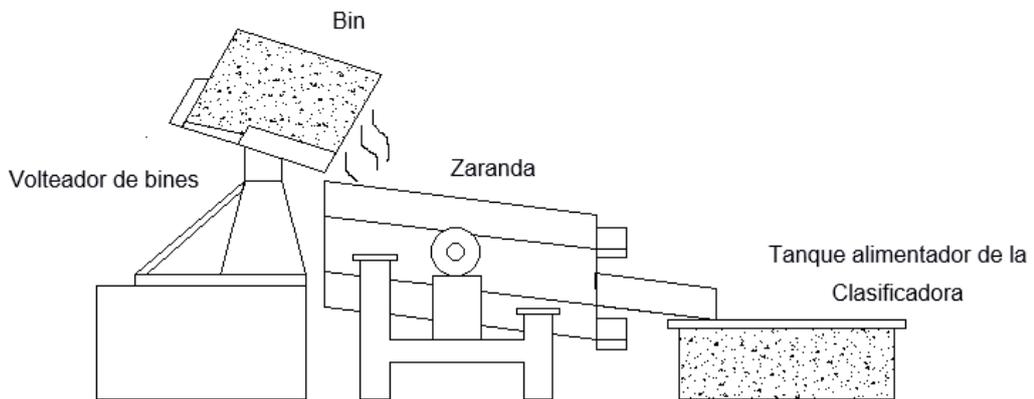
## 2.5 Diseño de forma general.

Inicialmente se tomará como muestra diseños de zarandas vibratorias existentes en el mercado como se muestra en la Figura 2.6.



**Figura 2.6: Diseño de forma tridimensional del modelo a diseñar de la zaranda [Fuente: Elaboración propia].**

Según el numeral 2.3 la localización de la máquina será como se observa en la Figura 2.7.



**Figura 2.7: Diseño de forma del proceso en la producción**

[Fuente: Elaboración propia].

## 2.6 Composición granulométrica de las sustancias a separar.

Se tomaron muestras diarias durante un mes de las piedras que llegan a los tanques de clasificado, en estos se registraron diámetros entre  $35 \text{ mm} < d < 60 \text{ mm}$ , siendo los diámetros pequeños los más comunes (Tabla 2.2), se los separó de acuerdo a su tamaño y su porcentaje de aparición, encontrando así, tres clases de piedras 1, 2 y 3, y 3 clases de los camarones según las diferentes tallas estándar registradas por la empresa empacadora (Tabla 2.3). Estas divisiones permitirán determinar el número de filtros en la zaranda diseñada como podemos observar en la Tabla 2.4.

**Tabla 2.2: Frecuencia de aparición de piedras según su tamaño**

[Fuente: Elaboración propia].

Clase (mm) – Diámetro piedra	%
Clase 1 ( $d > 60 \text{ mm}$ )	15
Clase 2 ( $35 \text{ mm} < d < 60 \text{ mm}$ )	20
Clase 3 ( $d < 35 \text{ mm}$ )	65

**Tabla 2.3: Frecuencia de aparición de camarones según su talla**  
[Fuente: Elaboración propia].

Clase (mm) – ancho y largo del camarón	%
Clase A (60 mm x 30 mm)	35
Clase B (50 mm x 30 mm)	35
Clase C (40 mm x 30 mm)	20

**Tabla 2.4: Frecuencia de aparición de las piedras y los camarones en conjunto** [Fuente: Elaboración propia].

Clase (mm) – ancho y largo del camarón	%
Clase A (60 mm x 30 mm)	33
Clase B (50 mm x 30 mm)	33
Clase C (40 mm x 30 mm)	19
Clase 1 ( $d > 60$ mm)	2
Clase 2 ( $35 \text{ mm} < d < 60 \text{ mm}$ )	5
Clase 3 ( $d < 35$ mm)	8

## 2.7 Funcionamiento general de la zaranda vibratoria.

Debido a la división de clases por tamaños de las piedras y los camarones se decidió diseñar una criba vibratoria de doble tamiz con tres niveles , además por las condiciones del lugar la criba se instalará en una base de concreto para que, por medio de la elevación, los camarones sin impurezas caigan directamente al tanque de clasificado; para tener un flujo suave y constante en el tamiz, se decidió dejar una sección inicial sin agujeros en donde el material caerá desde los bines y rodará hasta la sección con agujeros y procederá con la separación. A continuación, mostramos una serie de pasos que describen el proceso.

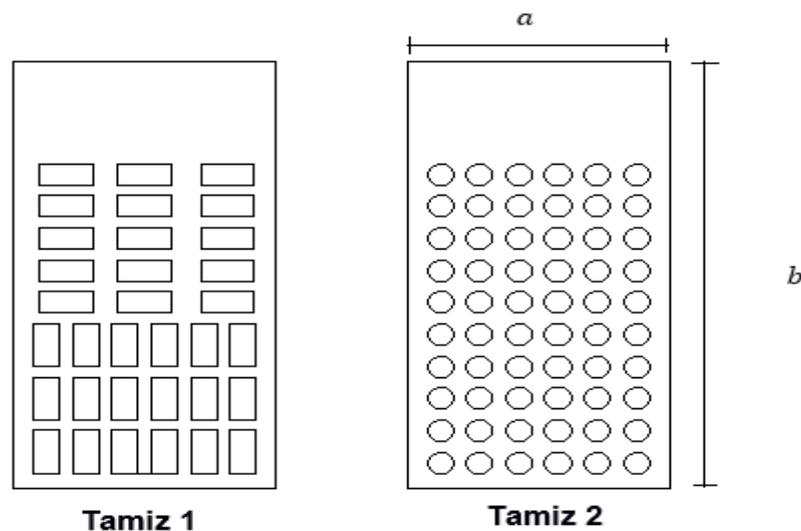
1. Llegada de los bines llenos de camarones.
2. Vaciado del contenido de los bines en la superficie sin agujeros del tamiz superior
3. Bajada de los camarones junto con las piedras por medio de la vibración, hacia los agujeros del tamiz superior.

4. Separación inicial, los camarones de todas las clases y piedras de clase 3 atraviesan los agujeros mientras que las piedras más grandes (Clase 2 y 3) se quedan en el tamiz superior.
5. Caída por vibración de las piedras contenidas en el tamiz superior hacia una superficie inclinada que lo lleva a un recipiente en el piso y avance hacia el segundo tamiz del resto del material.
6. Separación secundaria, los camarones de todas las clases se quedan en el tamiz inferior mientras que las piedras pequeñas de clase 3 caen por los agujeros.
7. Caída por vibración de los camarones sin impurezas directamente al tanque de clasificado y almacenamiento de las piedras pequeñas en un recipiente inferior.

## 2.8 Sistema de cribado.

### 2.8.1 Diseño de forma de tamices.

El primer tamiz se lo diseñó con agujeros rectangulares y distribuidos en diferentes posiciones; por otro lado, para el segundo tamiz se consideran agujeros redondos debido a la semejanza con las piedras, como se observa en la Figura 2.8.



**Figura 2.8: Diseño de forma inicial de los tamices [Fuente: Elaboración propia].**

## 2.8.2 Ángulo de inclinación de los tamices.

“Dentro del grupo de las zarandas vibratorias el 20% son horizontales y el 80% son inclinadas” (Fortunato, 2009).

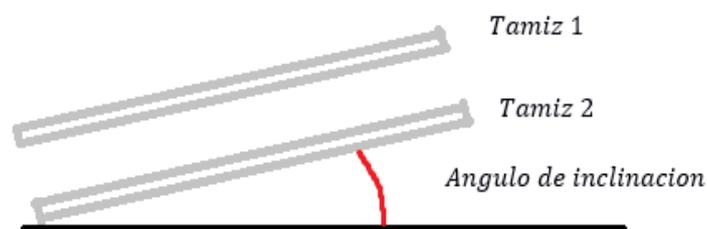
- Menor ángulo--- mejor eficiencia.
- Mayor ángulo---- mayor capacidad.
- Para trabajos con mallas de agujeros grandes, una mayor inclinación puede compensar una deficiencia en la vibración.

Para nuestro diseño la zaranda inclinada es la opción más eficiente, la Tabla 2.5 detalla ángulos recomendados por diseñadores de cribas con relación a cada tamaño de agujero.

**Tabla 2.5: Ángulos de zarandas inclinadas [Fortunato, 2009].**

Ángulos	20°	18°	15°	12°	10° – 5°
Mallas	6" – 4"	4" – 1"	2.5" – 1/2"	1.5" – 1/4"	1" – 1/8"

El avance del material en el diseño se logró por medio de las vibraciones, por lo que no se necesitó una inclinación excesiva para que los camarones y las piedras avancen a lo largo del tamiz (véase Figura 2.9).



**Figura 2.9: Diagrama del mecanismo de inclinación [Fuente: Elaboración propia].**

Aquí entra un concepto importante el cual se denomina ángulo de talud estático, el cual es el ángulo mínimo en el que algún elemento empieza a rodar en una superficie inclinada por gravedad, a pesar de que la vibración permitirá el movimiento inclusive cuando la superficie es horizontal, debemos de tener en consideración esta variable al momento de elegir el ángulo más adecuado.

### 2.8.3 Área de cribado de la zaranda.

#### Restricciones.

Para definir el área de la zaranda debemos de tener en consideración los siguientes factores:

1. Área mínima del tamiz 1 para que el material cruce por los agujeros.
2. Área mínima del tamiz 2 para que el material cruce por los agujeros.
3. El tiempo de producción de la empresa.
4. Dimensiones de los bins ya que las dimensiones de la zaranda deben ser mayores o iguales al tamaño de los bins.

#### Flujo o capacidad de la zaranda.

El área de cribado mínima es una de las variables más importantes puesto que nos determinará el tamaño mínimo de los tamices y de la zaranda en general (dimensiones) y por lo tanto influirá en el sistema de potencia.

Según E.C. Blanc la capacidad de la zaranda la podemos encontrar como:

$$Q = A * q * \delta * k * l * m * n * o * p \quad (2.1)$$

Dónde

Q: capacidad de la criba.

A: Área de cribado.

$\delta$ : Densidad del material pasante.

q: Capacidad por 1 m<sup>2</sup> de tamiz.

$k * l * m * n * o * p$ : Coeficientes de corrección.

Modificando la ecuación 2.1 podemos encontrar la expresión para encontrar el área de cribado.

$$\text{Área}_{\text{plancha}} = \frac{Q}{q * \delta * k * l * m * n * o * p} \quad (2.2)$$

Los coeficientes de corrección los podemos encontrar en las Tabla E. 1 y Tabla E. 2 del apéndice E. Cabe recalcar que el área obtenida no necesariamente debe rondar ese valor, solo nos dicta que el área de los

tamices debe ser mayor a dicho valor para una correcta separación de los materiales.

#### 2.8.4 Espesor de las planchas de los tamices.

El tamiz se lo considerará como una placa plana rectangular apoyada en sus extremos y sometida a la acción de una carga uniformemente repartida (camarones y piedras). “Las cargas que soportan las vigas las transmiten a sus apoyos, y por la rigidez de estos puede considerarse que la presión transmitida se reparte uniformemente sobre la superficie de contacto en el apoyo, resultando una tensión específica  $\sigma_y$ . La tensión en el apoyo tiende a producir el aplastamiento de la viga, y para evitar este aplastamiento, la tensión del apoyo no debe rebasar el límite de seguridad, que depende de la clase y calidad de los materiales correspondientes”. (Arrizabalaga, 1990). Según Arrizabalaga para una placa plana rectangular se utiliza la ecuación 2.3:

$$\sigma_{perm} = \varphi_y * \frac{q(b/2)^2}{e^2} \quad (2.3)$$

Donde:

$\sigma_{perm}$ : Esfuerzo o tensión permisible.

$\varphi_y$ : Factor de espesor.

q: Carga distribuida sobre la superficie del tamiz.

b: Largo del tamiz.

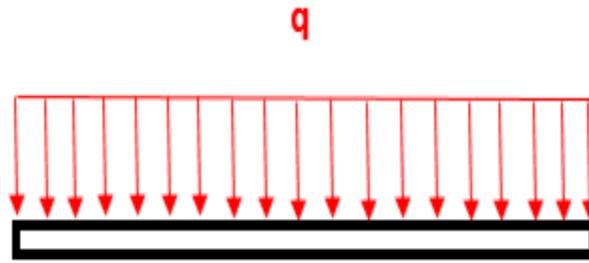
e: Espesor de la placa.

Despejando la ecuación 2.3 obtenemos:

$$e = \sqrt{\frac{\varphi_y * q * (\frac{b}{2})^2}{\sigma_y}} \quad (2.4)$$

#### Carga uniformemente repartida.

Con la ecuación 2.5 hallamos la carga distribuida como se observa en la Figura 2.10.



**Figura 2.10: Diagrama de distribución de carga [Fuente: Elaboración propia].**

$$q = \frac{m_{\text{cargada}}}{\text{Área}_{\text{plancha}}} \quad (2.5)$$

Dónde:

$q$ : Carga distribuida aplicada sobre la superficie del tamiz.

$m_{\text{cargada}}$ : Masa o peso del material que ingresa en un periodo de tiempo.

$\text{Área}_{\text{plancha}}$ : Área del tamiz.

#### Análisis Esfuerzo-Resistencia.

El esfuerzo permisible del área en cuestión se calcula considerando el material y el factor de seguridad:

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{S_y}{FS} \quad (2.6)$$

Donde:

$S_y$ : Resistencia de Fluencia del material de la superficie de cribado.

FS: Factor de Seguridad.

Las propiedades del material utilizado se encuentran en la Tabla E. 5.

#### Factor de seguridad.

La relación de la carga última con la carga permisible (máxima carga que puede soportar un elemento) se denomina factor de seguridad. Su valor va:

- De acuerdo con el número de cargas durante el funcionamiento de la zaranda: los tamices estarán sometidos a cargas repetitivas por los materiales a clasificar y por la vibración de la misma máquina.

- De acuerdo con el tipo de carga que puedan ocurrir en un futuro.
- De acuerdo con el tipo de falla que pueda ocurrir.
- De acuerdo con la incertidumbre generada por los métodos de análisis.
- Con estos parámetros se asume un factor de seguridad de

$$FS = 1.50$$

Material para la superficie de cribado-Resistencia de Fluencia.

El acero inoxidable se usará por su resistencia a la corrosión, la cual es dada por su alto contenido de cromo del 10 a 12% como lo indica la Tabla E. 3, este tiene una afinidad muy grande con el oxígeno, forman una película de óxido de cromo por encima del material (aspecto brillante), esto es lo que protege al hierro de la corrosión.

Factor de espesor

La relación entre dimensiones principales se puede obtener de la Tabla 2.6:

$$\eta = \frac{a}{b} \tag{2.7}$$

Donde:

$\eta$ : Relación entre dimensiones principales (adimensional).

a: Ancho del tamiz (mm).

b: Largo del tamiz (mm).

**Tabla 2.6: Variable a considerar en el cálculo del espesor de placa [Fortunato, 2009].**

$\eta$	$\phi_x$	$\phi_y$	$\psi$	k
1	1.15	1.15	0.71	0.26
1.5	1.20	1.95	1.35	0.34
2	1.11	2.44	1.77	0.37
3	0.97	2.85	2.14	0.37
4	0.92	2.96	2.24	0.38
$\infty$	0.90	3.00	2.28	0.38

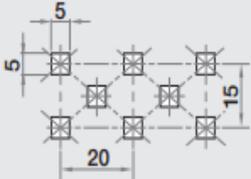
El espesor encontrado y la teoría de los parámetros lo relacionamos con las referencias de las especificaciones para construcciones de acero, de la norma ANSI/AISC 360-16, la cual dicta los requisitos y parámetros necesarios al momento de determinar las dimensiones y disposición de los agujeros de las zarandas vibratorias (ANSI/AISC, 2016).

### 2.8.5 Dimensionamiento de los tamices y configuración de los agujeros.

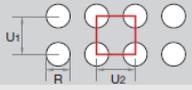
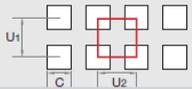
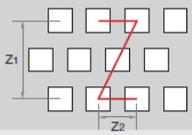
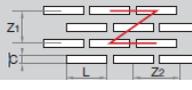
(RM Industrial Group, 2014) explica en su catálogo el procedimiento para determinar el espaciado entre agujeros según la normativa ISO 7806, nos muestra las formas y disposición de agujeros más comunes y dimensiones tanto para mallas como para placas perforadas. En la Tabla 2.7 y Tabla 2.8 se aprecia parte de los diseños más comunes y procedimientos para su diseño.

Se usará esta normativa como guía más no cumplirá al 100% debido a lo irregular del material a cribar (camarones), se determinará un diseño lo más aleatorio posible para poder abarcar todas las posibles situaciones que podrían ocurrir y que las impurezas del camarón puedan ser eliminadas de manera adecuada.

**Tabla 2.7: Características generales de tamices y placas perforadas [INEN, Cribas metálicas, zarandas y tamices - INEN 1515, 1987].**

Tipos de agujeros:		Disposición de los agujeros:		Ejemplos:
	R = Agujeros redondos		T = Tresbolillo	
	C = Agujeros cuadrados		U = Al cuadro	R 10 U 15 x 20
	H = Agujeros hexagonales			
	LR = Agujeros largos redondeados		Z = Alternos	
	LC = Agujeros rectangulares			
	CD = Agujeros cuadrados en diagonal		M = Quinconcio	C 5 Z 15 x 20

**Tabla 2.8: Configuraciones de perforaciones más utilizadas en placas y mallas [INEN, Cribas metálicas, zarandas y tamices - INEN 1515, 1987].**

Fórmulas de perforación			
Disposición de los agujeros	Descripción	Área abierta %	Número de Agujeros
	R - T	$\frac{R^2 \times 90,69}{T^2}$	$\frac{1.154.700}{T^2}$
	R - U	$\frac{R^2 \times 78,5}{U_1 \times U_2}$	$\frac{1.000.000}{U_1 \times U_2}$
	C - U	$\frac{C^2 \times 100}{U_1 \times U_2}$	$\frac{1.000.000}{U_1 \times U_2}$
	C - Z1 x Z2	$\frac{C^2 \times 100}{0,5 \times (Z_1 \times Z_2)}$	$\frac{1.000.000}{0,5 \times (Z_1 \times Z_2)}$
	LR - Z1 x Z2	$\frac{(R \times L - 0,215R^2) \times 100}{0,5 \times (Z_1 \times Z_2)}$	$\frac{1.000.000}{0,5 \times (Z_1 \times Z_2)}$
	LC - Z1 x Z2	$\frac{100 \times L \times C}{0,5 \times (Z_1 \times Z_2)}$	$\frac{1.000.000}{0,5 \times (Z_1 \times Z_2)}$

### 2.8.6 Cálculo de pesos aportados por los tamices y material que ingresa.

#### Peso del material que ingresa (camarones-piedras).

En el peso del material que ingresa hacia los tamices incluye el peso de los camarones y el peso de las piedras, para ello primero se determina el volumen del bin lleno de camarones y piedras.

$$V_{bin} = a_{bin} * b_{bin} * c_{bin} \quad (2.8)$$

Con el contenido del volumen del bin procedemos a calcular la masa de los camarones con la ecuación 2.9.

$$m_{camarón} = \rho_{camarón} * V_{bin} \quad (2.9)$$

La ecuación 2.9 solo contempla los camarones por lo que necesitamos una ecuación que relacione la masa de las piedras, como las piedras solo tiene un 10% máximo en comparación con los camarones multiplicaremos la masa del camarón por 1.1 para compensar este valor.

$$m_{contenido del bin} = m_{camarón} * 1.1 \quad (2.10)$$

Por lo cual la masa de las piedras estará dada por:

$$m_{\text{piedra}} = m_{\text{contenido del bin}} - m_{\text{camarón}} \quad (2.11)$$

La ecuación 2.12 la utilizaremos para el cálculo de la masa de cargada, que a su vez la complementaremos con la ecuación 2.1 del cálculo de la capacidad de la zaranda Q.

$$m_{\text{cargada}} = \frac{m_{\text{contenido del bin}}}{2} \quad (2.12)$$

$$Q = \frac{m_{\text{cargada}}}{\text{tiempo de cargada}} \quad (2.13)$$

Donde:

$V_{\text{bin}}$ : Volumen de los bines.

$a_{\text{bin}}$ : Ancho de los bines.

$b_{\text{bin}}$ : Longitud de los bines.

$h_{\text{bin}}$ : Altura de los bines.

$m_{\text{camarón}}$ : Masa total de los camarones contenidas en cada pasada en un tiempo.

$\rho_{\text{camarón}}$ : Densidad del camarón.

$m_{\text{contenido del bin}}$ : Masa total contenida en cada bin.

$m_{\text{cargada}}$ : Masa de producción.

### Peso del tamiz.

En el peso del tamiz debemos de considerar el peso específico del material de la superficie del tamiz y su volumen:

$$\text{masa tamiz} = \rho_{\text{acero}} * \text{Volumen}_{\text{tamiz}} \quad (2.14)$$

$$\text{Volumen}_{\text{tamiz}} = (a * b - \#\text{agujeros} * \text{Área}_{\text{agujeros}}) * e \quad (2.15)$$

Donde:

masa tamiz: Masa o peso del tamiz superior o inferior.

$\text{Volumen}_{\text{tamiz}}$ : Volumen del tamiz superior o inferior.

$\rho_{\text{acero}}$ : Densidad del material del tamiz.

$\#\text{agujeros}$ : Número de agujeros de la plancha del tamiz.

Área<sub>agujeros</sub>: Área de cada agujero.

e: Espesor de la plancha del tamiz.

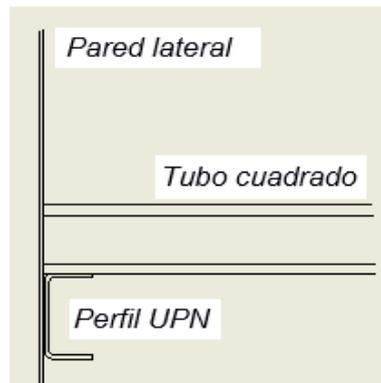
Peso total (tamices con material que ingresa).

Para el cálculo del peso de los tamices cargados con el material que ingresa (camarones + piedras) se considera el peso del tamiz y el peso del material que ingresa

$$\text{masa}_{\text{total}} = \text{masa tamiz}_{\text{inferior}} + \text{masa tamiz}_{\text{superior}} + \text{masa}_{\text{cargada}} \quad (2.16)$$

### 2.8.7 Método de sujeción del tamiz (soportes internos).

Diseño de forma del método de sujeción del tamiz.



**Figura 2.11: Colocación de las estructuras de sujeción de tamices [Fuente: Elaboración propia].**

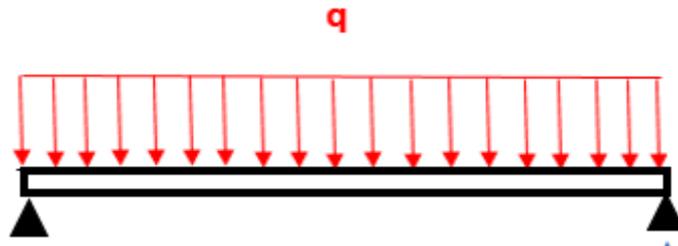
Perfiles UPN y tubos cuadrados.

Los canales en forma de U y los tubos cuadrados son utilizados como estructuras de soportes por sus características, serán los soportes internos de las planchas de los tamices como se muestra en la Figura 2.11 , para nuestro diseño utilizaremos perfiles laminados en acero (acero estructural) ya que es un material resistente, permite la reducción de costos y mano de obra. Además, son los más idóneos por su flexibilidad, alta resistencia a la corrosión, erosión, oxidación y durabilidad, sus propiedades se muestran en la Tabla E. 5.

### Área transversal de los tubos cuadrados.

#### Carga de diseño.

Los tubos cuadrados se ubicarán soldados encima de los canales en U, estos soportarán todo el peso de cada cargada en toda el área, sin embargo, para trabajar con condiciones extremas supondremos que cada tubo soportará todo el peso en forma de una carga distribuida (Figura 2.12), así con ello podremos determinar las dimensiones del tubo.



**Figura 2.12: Diagrama de distribución de carga sobre el tubo cuadrado**  
[Fuente: Elaboración propia].

Se debería realizar dos diferentes cálculos, uno para los tubos cuadrados del tamiz superior y otro para el tamiz inferior puesto que ambos soportarán pesos diferentes, sin embargo, como estamos trabajando en condiciones extremas de operación seleccionaremos el mismo soporte de tubos para ambos tamices.

#### Momento máximo.

Para una viga con una carga uniformemente distribuida en toda su sección tendremos según su diagrama de momentos y fuerza cortante, que el momento máximo se da justo en la mitad de la viga. Para determinar este valor primero debemos de obtener las reacciones en los apoyos.

De acuerdo con el diagrama de la Figura 2.13 calcularemos las reacciones (mediante sumatorias de fuerza y sumatoria de momentos).

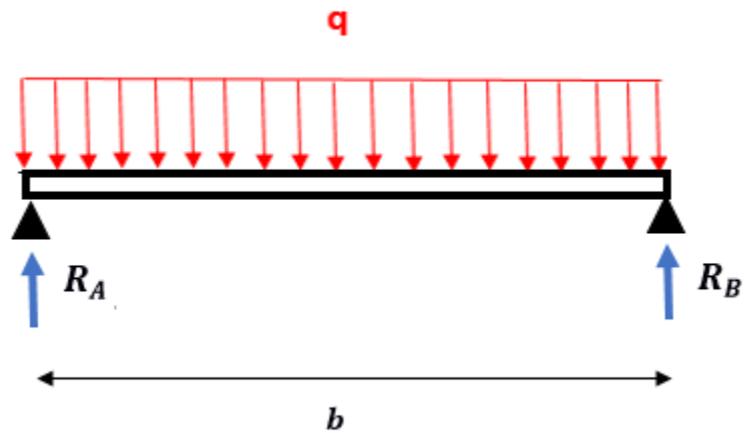


Figura 2.13: Diagrama de fuerzas sobre el Tubo cuadrado [Fuente: Elaboración propia].

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ R_B(x) - q(x)(x/2) &= 0 \\ R_B &= \frac{q(x)(x/2)}{x} \end{aligned} \tag{2.17}$$

Realizando un análisis de simetría concluimos que  $R_A = R_B$ .  
Mediante una inspección visual sencilla de la Figura 2.14 podemos afirmar que el momento máximo se da en la mitad de la viga.

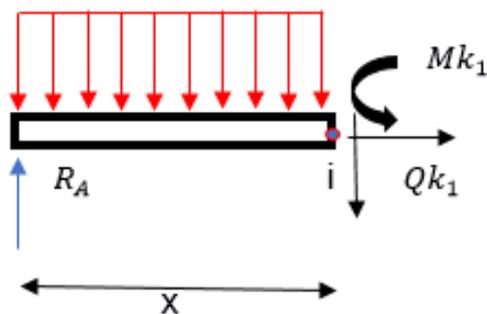


Figura 2.14: Diagrama de momento sobre el tubo cuadrado [Fuente: Elaboración propia].

$$\begin{aligned} -R_A x + q(x) \left(\frac{x}{2}\right) + M k_1 &= 0 \\ M k_1 &= +R_A x - q(x) \left(\frac{x}{2}\right) \end{aligned} \tag{2.18}$$

Esfuerzo admisible y módulo de sección ( $W_{\text{tubo cuadrado}}$ ):

$$W_{\text{tubo cuadrado}} = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{perm}}} \quad (2.19)$$

Donde:

$W_{\text{tubo cuadrado}}$ : Módulo de sección del tubo cuadrado.

$M_{\text{máx}}$ : Momento máximo del sistema.

$\sigma_{\text{perm}}$ : Esfuerzo permisible del acero estructural.

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{S_y}{FS} \quad (2.20)$$

Donde:

FS: Factor de seguridad en este caso es el 60% (1.6).

$S_y$ : Resistencia de Fluencia del material del ángulo de soporte.

Según la Tabla E. 7 obtenemos el valor de las dimensiones del ángulo

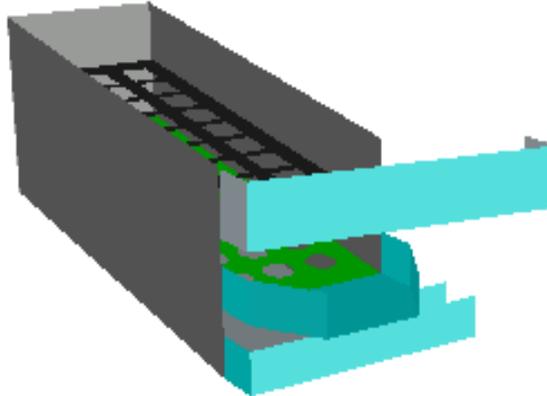
$W_{\text{tubo cuadrado}}$  observando el eje X-X.

De manera similar calculamos la sección transversal de los canales U, esta vez considerando el peso de los 4 tubos cuadrados, y observando

$W_{\text{perfil en U}}$  en la Tabla E. 6.

## 2.9 Cuerpo o caja de la zaranda.

### 2.9.1 Caja de la zaranda.



**Figura 2.15: Diseño de forma de la caja de la zaranda en 3D [Fuente: Elaboración propia].**

#### Parámetros de diseño.

El cuerpo de la zaranda es una parte importante, por ser el soporte para los tamices y para el motor de vibración de la máquina. En su diseño se tendrán en cuenta las siguientes consideraciones y características:

- Diseño de forma inicial (véase Figura 2.15)
- Resistente a la corrosión (material húmedo).
- El material debe poseer rigidez por protección física del operador y protección de sus partes internas.
- Resistente a la vibración producida por el sistema vibrante de la máquina.
- El nivel de resistencia debe de ser a tal punto de resistir los esfuerzos existentes de tracción y de corte.
- Disposición del material elegido en el mercado nacional.

#### Volumen de la caja.

Para el cálculo del volumen de la caja consideramos las siguientes condiciones:

El volumen del primer nivel debe tener el mismo volumen o capacidad de los bins, ya que este nivel recibirá todo el material inicial.

El segundo nivel constará con la misma capacidad del primer nivel, ya que en este nivel caerá la mayoría del material de separación (camarones).

El tercer nivel al ser un soporte para el material de desecho que tiene menos porcentaje de aparición tendrá la mitad de la capacidad que el primer y segundo nivel.

Volumen del primer nivel = Volumen del bin

$$a * b * h = \text{Volumen del bin}$$

### **2.9.2 Superficies de desalajo camarón-impurezas.**

Las superficies de desalajo son utilizadas para que los materiales clasificados lleguen a sus respectivos recipientes finales, en el caso de los camarones serán depositados en el tanque alimentador de la clasificadora para su respectivo proceso, para las impurezas-piedras serán depositadas en envases para su desecho. Serán elaboradas con el material sobrante de las planchas de acero inoxidable utilizadas en las paredes de la zaranda. Fueron diseñadas manteniendo un ángulo de 2° con el propósito de que el material se deslice con facilidad.

### **2.10 Sistema de Vibración y de transmisión.**

El sistema de vibración mediante un mecanismo será el encargado de generar el movimiento que harán avanzar a los camarones y lograr la separación de las impurezas, a su vez este movimiento será alimentado por el sistema de transmisión, por lo que ambos trabajan en conjunto. Un sistema típico de vibraciones es el de vibración forzada amortiguada con desbalance de rotación.

### 2.10.1 Modelo: Vibración forzada amortiguada con desbalance rotatorio.

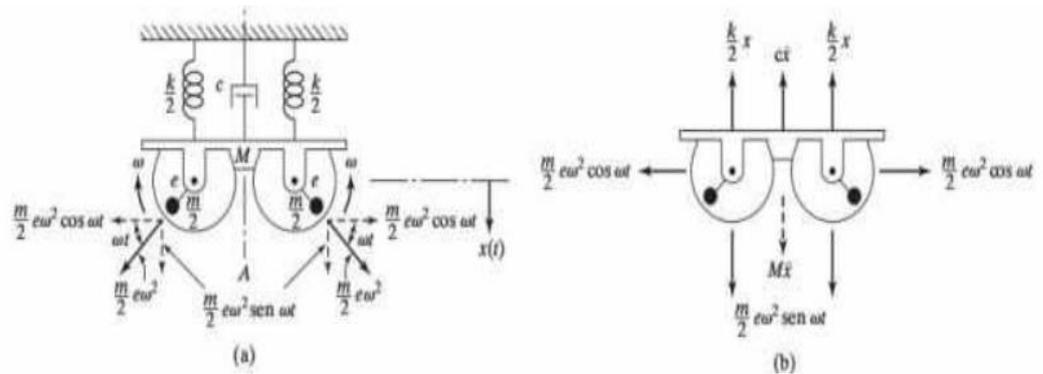


Figura 2.16: (a) Sistema masas desbalanceadas giratorias; (b) DCL del sistema [Rao, 2012].

La Figura 2.16 nos muestra un sistema de vibración forzada amortiguada causada por dos masas giratorias desbalanceadas, estas giran a la misma velocidad y tienen una misma excentricidad  $e$ , la rotación produce una fuerza centrípeta de magnitud  $\frac{m_d}{2} e \omega^2$ , la cual en el gráfico se encuentra separada en sus componentes, el sistema tiene un solo grado de libertad en el eje vertical, por lo que se realizará un análisis en esta dirección, la ecuación que describe al sistema se muestra a continuación:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_d * e * \omega^2 \sin(\omega t) \quad (2.21)$$

Donde

$M$ : Masa del sistema.

$c$ : Coeficiente de amortiguamiento.

$k$ : Constante del resorte.

$m_d$ : Masa total de descompensación.

$e$ : Excentricidad de la masa.

$\omega$ : Velocidad angular del eje.

Una ecuación importante y que nos ayuda a describir el modelo es la expresión que relaciona la constante de los resortes con la frecuencia natural del sistema, donde:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (2.22)$$

Para poder llegar a la solución y encontrar una expresión más reducida se añaden las siguientes variables:

$$\zeta = \frac{c}{2M\omega_n} \quad (2.23)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.24)$$

Donde

$\omega_n$ : Frecuencia natural del sistema.

r: Razón de velocidades angulares.

Con dichas variables la respuesta final del sistema nos queda de la siguiente forma:

$$\frac{MX}{m_d * ex} = \frac{r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.25)$$

A su vez del análisis diferencial obtenemos la fuerza transmitida a la base por las masas descompensadas.

$$F = m_d * ex * \omega^2 \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.26)$$

Sin embargo, nuestra zaranda no incluirá un amortiguador puesto que este reducirá las vibraciones, para determinar las ecuaciones sin amortiguamiento simplemente hacemos  $\zeta = 0$ , por lo que las expresiones quedan reducidas.

$$\frac{MX}{m_d * ex} = \frac{r^2}{1 - r^2} \quad (2.27)$$

$$F = m_d * ex * \omega^2 \sqrt{\frac{1}{(1 - r^2)^2}} \quad (2.28)$$

### 2.10.2 Modelo adaptado a la criba vibratoria.

Las ecuaciones que gobiernan el sistema descrito en la sección 2.10.1 son igualmente validadas para el modelo de nuestra zaranda, solo que sin amortiguamiento, en este modelo la vibración se generará por medio de un sistema de masas excéntricas rotatorias, en el cual un motor transmitirá su potencia a un eje haciéndolo girar a  $n$  revoluciones, este en sus extremos tiene dos masas excéntricas que giran junto al eje provocando una fuerza centrífuga en dirección contraria al peso, esta fuerza generará el movimiento vibratorio el cual junto a varios resortes apoyados entre la estructura de soporte y la caja de la zaranda lograrán el objetivo de tamizar el contenido. La Figura 2.17 muestra el esquema del sistema de vibración.

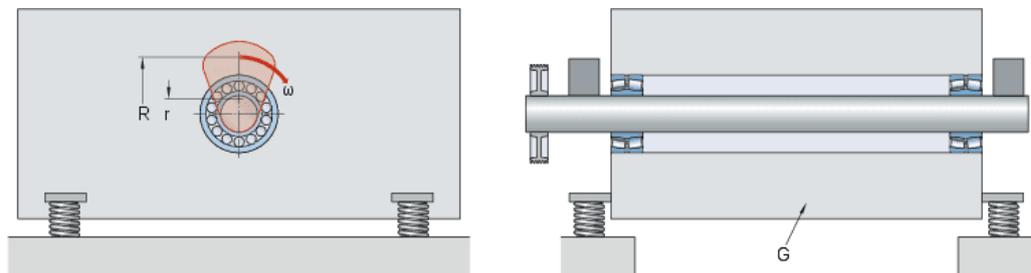


Figura 2.17: Sistema de vibración de zarandas por masas excéntricas [SKF, 2008].

### 2.10.3 Asunciones realizadas según normativas.

#### Relación de frecuencias.

Un concepto importante que analizar en aplicaciones vibratorias es la resonancia que es la frecuencia a la cual un cuerpo con masas móviles oscila luego de una excitación única, dicho cuerpo mientras más cerca se encuentre de su frecuencia natural generará vibraciones más fuertes y por lo consiguiente amplitudes más grandes.

La Figura 2.18 muestra un gráfico comparativo con la relación de amortiguamiento del cuerpo, la relación de frecuencias y la transmisibilidad de desplazamiento, podemos comprobar que mientras más cercana a 1 la relación de frecuencias se generarán más amplitudes y como nuestro sistema es no amortiguado es decir  $\zeta=0$ , la amplitud será excesivamente grande. En modelos rotatorios como motores siempre se

diseñan de tal manera que no se llegue a la frecuencia de resonancia, en nuestro modelo a pesar de que queremos vibraciones fuertes, el hecho de trabajar en resonancia puede resultar problemático por lo que lo ideal es trabajar con valores cercanos a dicho valor en específico valores entre 0.6 a 0.9 (IDEARA, 2014). Trabajaremos con un valor intermedio por lo que establecemos la relación de frecuencias en 0.8.

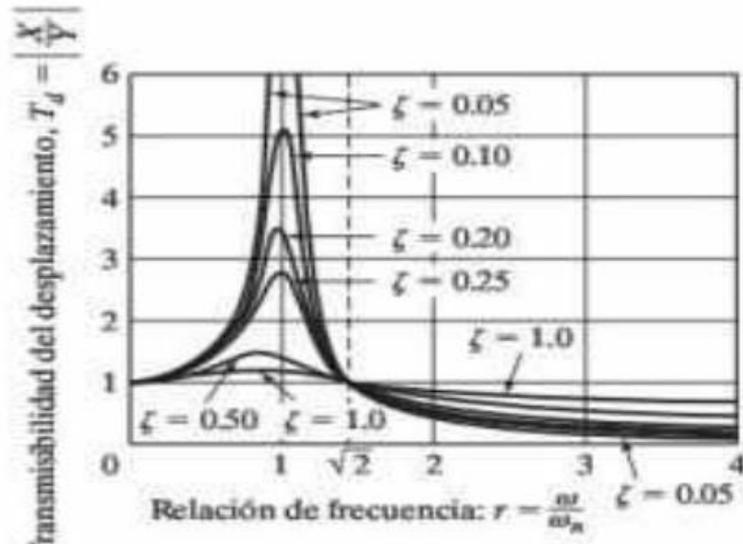


Figura 2.18: Respuesta de un sistema a movimiento armónico [Rao, 2012].

#### Amplitud de Vibración.

Otro concepto importante de analizar es la amplitud de vibración (movimiento longitudinal de la criba o deformación del resorte) de la criba y la frecuencia de vibración, estos valores están íntimamente relacionados puesto que, si la criba tiene una amplitud grande, la frecuencia de cribado es mayor y por lo tanto la caja tendrá mayor velocidad y aceleración. Por ello (HeasideHeavy, 2021) recomienda definir una amplitud más grande y frecuencia más baja cuando se trabaja con partículas gruesas, mientras que al inverso si tenemos partículas finas deberíamos definir una amplitud más pequeña y una frecuencia mayor. Las partículas con las que nuestra criba trabajará no son excesivamente finas ni tampoco muy gruesas por lo que trabajaremos con los valores intermedios recomendados, en el rango de 2 a 8 mm, por lo que en nuestra tesis decidimos trabajar con su valor intermedio es decir  $A_{criba} = 5\text{mm}$ .

### Frecuencia de vibración.

(HeasideHeavy, 2021) desarrolló una ecuación para el número de vibraciones por minuto de la caja de la zaranda, realizando un análisis sencillo determinó que por cada revolución del eje se generará una vibración longitudinal. Por lo que la ecuación 2.29 nos determina las revoluciones por minuto del eje según la amplitud seleccionada.

$$n_{\text{eje}} = \sqrt{\frac{5 * 10^6}{A_{\text{criba}}}} \quad (2.29)$$

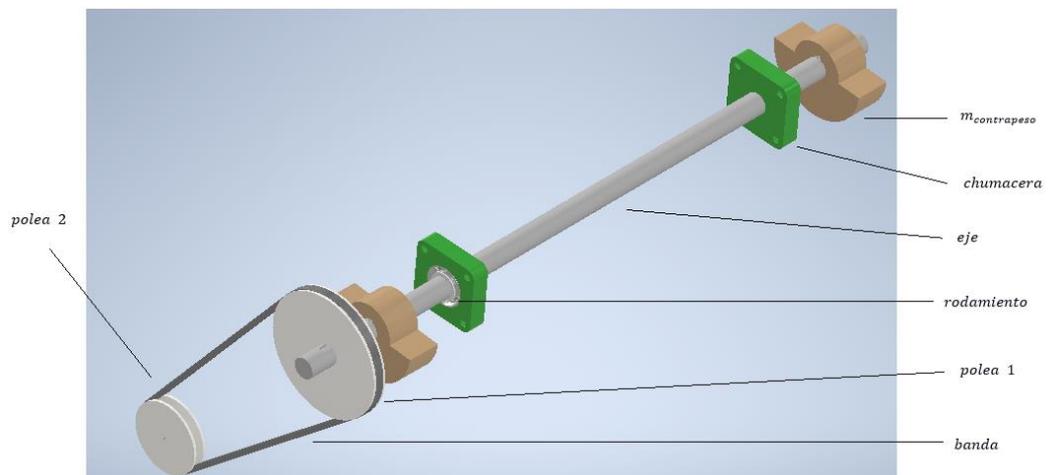
Donde:

$n_{\text{eje}}$ : Revoluciones por minuto del eje.

$A_{\text{criba}}$ : Amplitud de la criba.

#### **2.10.4 Modelo equipo de operación de la zaranda.**

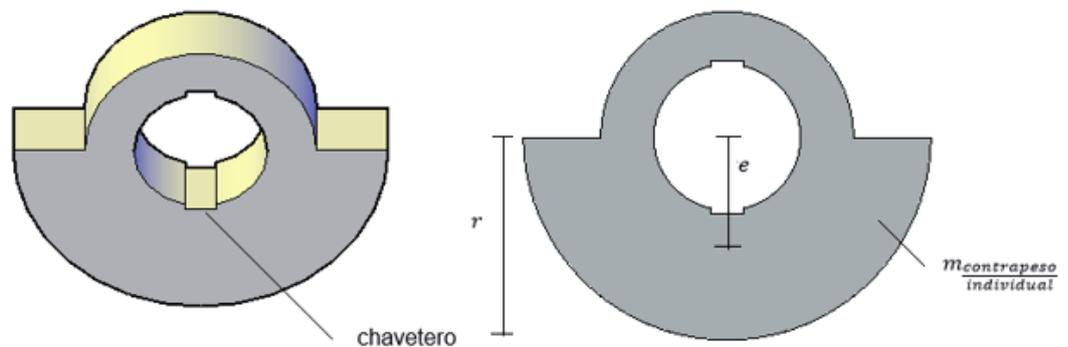
En la Figura 2.19 vemos el diseño de forma del motor general que proporcionará la vibración a la máquina, está conformado por un eje de transmisión que en los extremos más próximos al centro están dos rodamientos que junto con las chumaceras se conectarán a la caja de la zaranda, más a los extremos estarán las dos masas descompensadas conectadas al eje mediante chavetas y finalmente al extremo izquierdo la polea que recibirá toda la potencia del motor eléctrico.



**Figura 2.19: Diseño de forma del motor de la zaranda [Fuente: Elaboración propia].**

### 2.10.5 Modelo masa descompensada.

Las masas descompensadas en rotación serán las encargadas de generar la vibración debido a su excentricidad, estas se ubicarán en los extremos del eje generando fuerzas centrípetas que excitarán los resortes, para diseñarla debemos determinar la forma, las dimensiones y la excentricidad de esta, para ello se decidió trabajar con el modelo más utilizado que son dos masas semicirculares acopladas al eje por medio de chavetas. Un valor de excentricidad alto generará más fácilmente las vibraciones con masas más pequeñas y menos pesadas, estas masas no se las selecciona, sino que se las tiene que mandar a fabricar así que inicialmente vamos a trabajar con una excentricidad de 10 cm desde el eje, la Figura 2.20 muestra el esquema general de las masas descompensadas.



**Figura 2.20: Modelo masa descompensada [Fuente: Elaboración propia].**

Para determinar las dimensiones totales del contrapeso iniciamos con el valor de excentricidad escogido y con ello determinamos el radio del semicírculo que formara el sólido, la Figura 2.21 nos muestra el centro de masa y en este caso la excentricidad de la forma escogida de la masa descompensada.

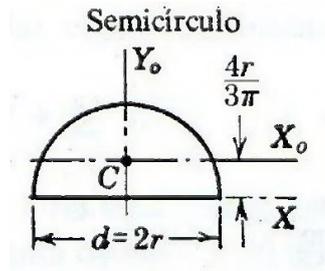


Figura 2.21: Centro de masa de un semicírculo [Pytel, 2006].

$$ex = \frac{4r_{\text{masa}}}{3\pi} \quad (2.30)$$

$$r_{\text{masa}} = \frac{3\pi * ex}{4} \quad (2.31)$$

El material seleccionado para diseñar la masa de contrapeso será acero estructural debido a su alta resistencia, por lo que con dicho parámetro podemos calcular el volumen de la masa con la siguiente ecuación.

$$V_{\text{contrapeso}} = \frac{m_{\text{contrapeso individual}}}{\rho_{\text{acero estructural}}} \quad (2.32)$$

Ahora solo falta determinar el ancho o grosor de la masa descompensada, esto de igual forma lo podemos determinar con la fórmula general de volumen.

$$V_{\text{contrapeso}} = A_{\text{base contrapeso}} * L_{\text{contrapeso}} \quad (2.33)$$

$$V_{\text{contrapeso}} = \frac{\pi * r_{\text{masa}}^2 * L_{\text{contrapeso}}}{2} \quad (2.34)$$

$$L_{\text{contrapeso}} = \frac{2V_{\text{contrapeso}}}{\pi * r_{\text{masa}}^2} \quad (2.35)$$

Donde:

$$\rho_{\text{acero estructural}} = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$V_{\text{contrapeso}}$ : Volumen del contrapeso

$r_{\text{masa}}$ : Radio externo del contrapeso

$L_{\text{contrapeso}}$ : Longitud del contrapeso

### 2.10.6 Modelo eje de transmisión.

Para proceder a calcular el diámetro del eje necesario, necesitamos determinar el momento torsor generado por el motor eléctrico y el sistema de transmisión escogido que se lo analiza en secciones posteriores, sin embargo, conocemos que el torque generado por la transmisión del motor será igual al torque generado por las masas descompensadas en rotación, esto se lo determinó con el diagrama de momentos analizado a continuación en la Figura 2.22.



**Figura 2.22: Diagrama de momentos en el eje de rotación [Fuente: Elaboración propia].**

El torque  $T_{ma}$  producido por las masas en rotación lo obtenemos con el brazo de palanca que en este caso es el peso por la excentricidad, la fuerza centrífuga no generará un momento torsor puesto actúa radialmente.

$$T_{ma} = \frac{m_{\text{contrapeso}}}{\text{individual}} * g * ex \quad (2.36)$$

Donde:

$T_{ma}$ : Momento torsor sobre el eje producido por el sistema de transmisión.

$m_{\text{contrapeso}}$ : Masa desbalanceada o contrapeso.

g: Gravedad.

ex: Excentricidad de la masa descompensada.

Al realizar una sumatoria de momentos del esquema de la figura 2.23 obtenemos una expresión para el momento generado por el motor.

$$\begin{aligned}\sum M &= 0 \\ M_{mo} &= 2M_{ma}\end{aligned}\tag{2.37}$$

El momento  $M_{mo}$  debería producir el motor si estuviera acoplado directamente al eje, por lo que debería tener una potencia igual a:

$$P_{inicial-motor} = M_{mo} * w\tag{2.38}$$

Sin embargo, como se trabaja con un sistema de transmisión se debe considerar la eficiencia de este y de paso la eficiencia del motor, por lo que la potencia real que debe tener el motor lo calculamos como:

$$P_{motor} = \frac{P_{inicial-motor}}{\eta_{motor}\eta_{transmisión}}\tag{2.39}$$

Donde:

$P_{motor}$ : Potencia del motor.

$\eta_{motor}$ : Eficiencia motor.

$\eta_{transmisión}$ : Eficiencia del sistema de transmisión.

### 2.10.7 Diseño del eje de transmisión (diámetro mínimo).

Para diseñar el eje debemos aplicar un conjunto de normas y procedimientos típicos, existen diferentes métodos estudiados a lo largo de la historia sin embargo el más reciente y aplicado hoy en día es la Teoría de falla por distorsión de la energía o teoría de Von Mises. Se parte inicialmente suponiendo que los ejes son cortos, girarán para transmitir movimiento y se generarán solamente esfuerzos de torsión constantes y esfuerzos de flexión variables.

La Teoría de Von Mises nos dice que:

$$\frac{1}{FS} = \sqrt{\left(\frac{Sea}{Sna} + \frac{Sef}{Snf}\right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns}\right)^2}$$

(2.40)

Dónde:

Sef: Esfuerzo de flexión equivalente.

Sea: Esfuerzo de tracción equivalente.

Ses: Esfuerzo de torsión equivalente.

$$d_{eje} = \left[ 10.19 * FS * \left[ \left( \frac{Kf * Mmáx}{Sn} \right)^2 + 0.694 \left( \frac{T}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

(2.41)

(Bavaresco, 2015) Nos enseña una serie de pasos a seguir para diseñar ejes considerando todas las situaciones y posibilidades posibles, nos guiaremos en su estudio para determinar el diámetro más adecuado del árbol de transmisión.

1. Consideraciones Iniciales, para nuestro sistema supondremos lo siguiente:
  - Torque constante por lo que el esfuerzo alterno a torsión es igual a cero.
  - No existen fuerzas axiales actuando sobre el eje.
  - Esfuerzo de flexión invertido y variable, es decir el esfuerzo medio de flexión es cero.
2. Determinar los rpm del eje, esto ya se lo analizó en secciones posteriores.
3. Determinar la potencia o torque transmitido al eje: se utilizará un sistema de transmisión por bandas y poleas que ya se lo analizó en secciones posteriores.
4. Precise la ubicación de los elementos transmisores de potencia y accesorios en general y determine las fuerzas que actúan sobre el eje debido a cada uno de ellos: El eje se lo ubicará a lo largo del lado más pequeño de la zaranda es decir del lado de 1.22 m, se dejará 15 cm entre cada elemento sucesivo y los agujeros que

podemos ver en la Figura 2.23 son los chaveteros, utilizados para fijar las masas descompensadas y poleas.



**Figura 2.23: Diseño de forma inicial del eje de transmisión [Fuente: Elaboración propia].**

5. Calcular la magnitud del torque generado por los elementos transmisores de potencia, en este caso las masas descompensadas y la polea generará un torque, situación que se analizó para determinar la potencia del motor por lo que se encuentra especificada en secciones anteriores.
6. Determinar fuerzas axiales y radiales en el eje.
7. Determinar las reacciones (realizar DCL en cada dimensión si es necesario)

Realizamos un diagrama de cuerpo libre (véase Figura 2.24) del eje teniendo en cuenta que añadiremos un sistema amortiguador de movimiento lateral, este impedirá el movimiento en dicha dirección.



**Figura 2.24. Diagrama de fuerzas en el plano xy [Fuente: Elaboración propia].**

8. Elaborar las graficas de esfuerzo cortante y momento flector.
9. Determinar la fuerza de diseño adecuada.
10. Seleccione un material para el eje, para poder obtener ciertas propiedades mecánicas: Para nuestro sistema decidimos trabajar con un acero AISI 1020 laminado simple.
11. Analice puntos críticos y determine el diámetro mínimo en la seccion más peligrosa.
12. Especifique las dimensiones finales.

### **2.10.8 Rodamientos y Chumaceras.**

#### Parámetros de entrada.

Se utilizarán dos rodamientos con chumaceras, las cuales estarán soldadas a la caja, soportarán el eje y contrapesos en los extremos además del movimiento circular libre generado por la vibración, como parámetros de entrada para seleccionar el rodamiento tenemos:

- Masa de la criba sin carga G: 583.89 kg.
- Diámetro del eje: Por definir.
- Velocidad de giro en rpm n: 1000 rpm.
- Velocidad de giro en rad/s w: 104.72 rad.
- Radio de vibración r: 0.01m.
- Distancia entre línea del eje y centro de gravedad de contrapesos d: 0.25 m.
- Distancia entre rodamientos: 1.22 m.
- Método de lubricación: Grasa.
- Temperatura de operación T:75°C (165 °F).
- Entorno: Situada en un ambiente limpio, expuesto a altas temperaturas y alta humedad.
- Vida nominal: 20000 h.

#### Tipo y disposición de rodamiento.

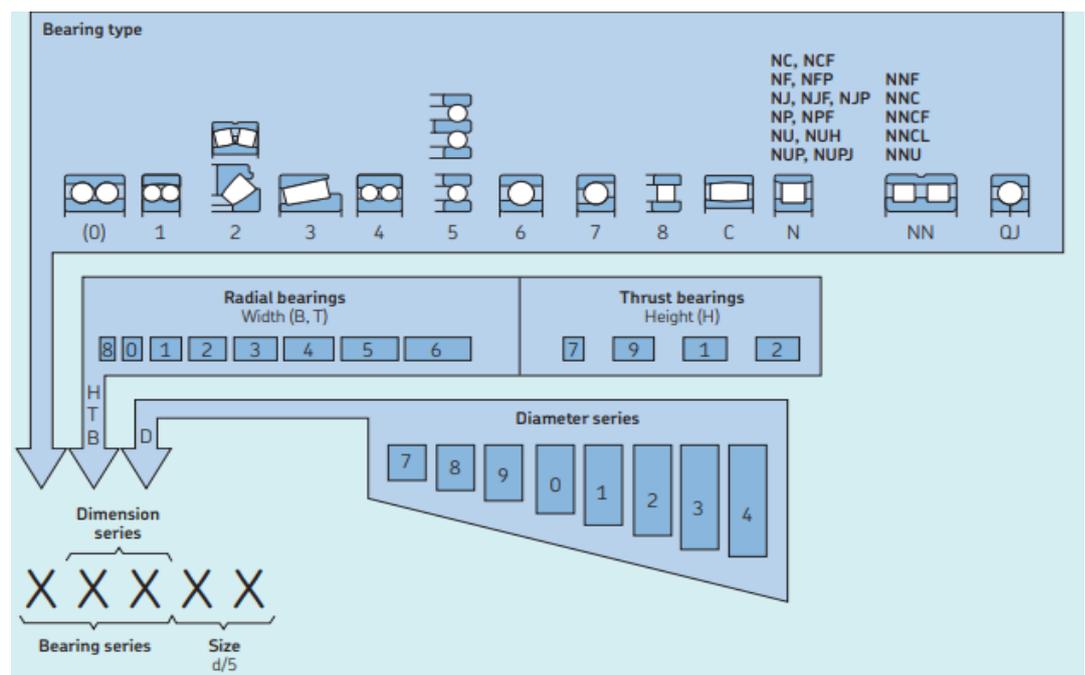
Para este parámetro utilizaremos un sistema de rodamientos fijo/libre, es decir del lado del sistema de transmisión (bandas y poleas) usaremos el rodamiento libre para limitar el movimiento axial de la polea, en cambio

para el lado opuesto usaremos un rodamiento libre que soporte cualquier tipo de movimiento axial producido por dilatación del eje.

La distancia entre los rodamientos de 1.22 m, la gran variedad de piezas soldadas y atornilladas junto con la vibración puede producir desalineación, por lo que se deben seleccionar rodamientos que compensen dicha situación, por lo que seleccionamos rodamientos de rodillos a rótula.

### Tamaño del rodamiento

Hasta esta parte del proceso no se ha seleccionado el diámetro del eje, por lo que supondremos que al menos en sus extremos el eje será muy cercano a 100 mm, los rodamientos de la serie 223 son especiales para aplicaciones vibratorias y de rodillos a rótula por lo que escogemos uno de esta serie, escogeremos uno de diámetro interno igual a 90 mm, por lo que siguiendo la nomenclatura mostrada en la Figura 2.25 el rodamiento seleccionado sería el 22318.



**Figura 2.25: Guía para selección de rodamientos [Wingqvist, AB SKF, 2019].**

La carga dinámica del rodamiento en cribas vibratorias la podemos calcular como:

$$P = \frac{1.2 * G * r * w^2}{2} \quad (2.42)$$

Con la carga dinámica podemos buscar el rodamiento de tipo 22318 más adecuado, lo cual lo sacamos del catálogo de SKF, verificamos que la carga dinámica sea mayor que la que calculamos y seleccionamos el inmediato superior.

La chumacera la seleccionamos de igual forma del catálogo (Figura 2.26) dependiendo del tipo y el diámetro del eje o rodamiento con el que se va a trabajar.

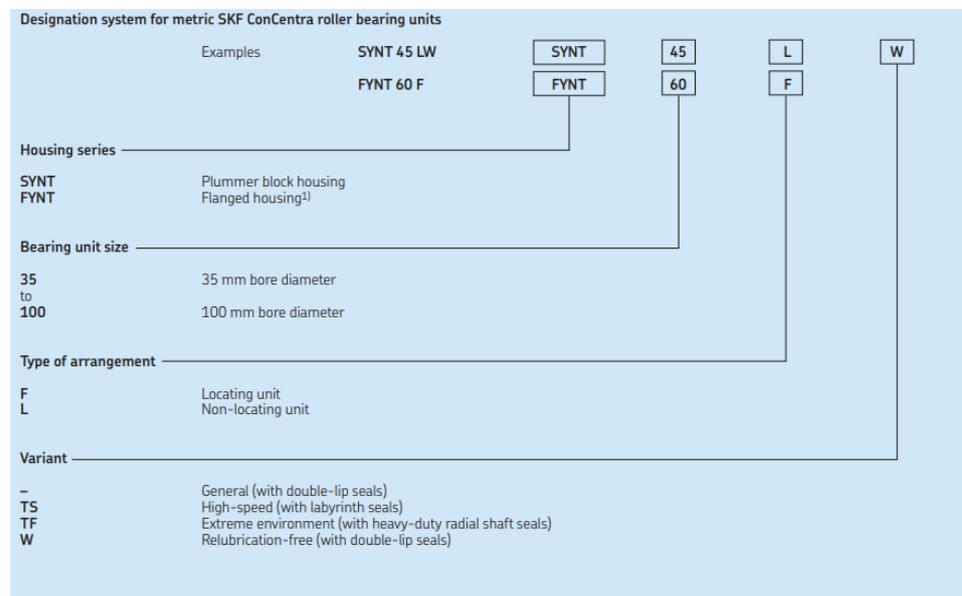


Figura 2.26: Guía para selección de chumaceras [Wingqvist, AB SKF, 2019].

## 2.10.9 Poleas y Bandas

### Parámetros de selección

Según la norma INEN-ISO 254 los parámetros a considerarse para la elección de poleas y bandas de un fabricante o para su diseño son:

Potencia, revoluciones por minuto proporcionados por el motor eléctrico.

Revoluciones por minuto requerida por la máquina en cuestión.

Diámetros de los ejes.

Horas de trabajo y tipo de aplicación.

Cálculo de la potencia de diseño.

$$\text{Potencia de diseño} = P_{\text{motor}} * FS$$

(2.43)

Donde:

$P_{\text{motor}}$ : Potencia proporcionada por el motor.

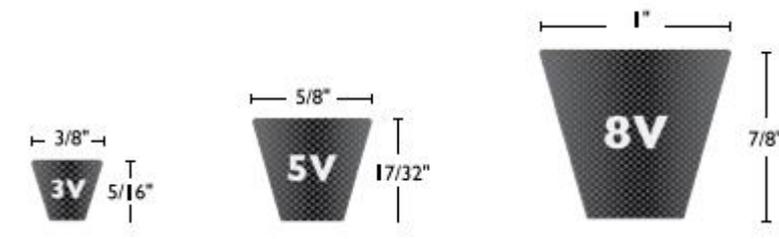
FS: Factor de seguridad según la aplicación (Tabla E. 8 de apéndice E).

### Tipos de bandas según parámetros.

Las bandas en “V” de alta capacidad que son las más idóneas para sistemas de transmisión que requieren una alta velocidad y mayor transporte de potencia, su forma en “V” es más pronunciado y existen 3 tipos: 3V, 5V, 8V (Figura 2.27). Suelen representarse de la siguiente manera:

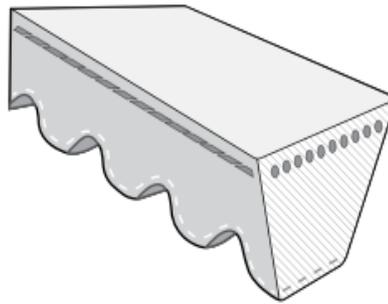
8V 2800

Donde 8V significa el tipo de correa, el mismo dividido para 8 indicará el ancho de la banda en pulgadas, el número 280 indica la longitud externa en pulgadas, por normativa a esta nomenclatura se les agrega un 0.



**Figura 2.27: Bandas en “V” de alta capacidad según fabricante [Intermec, 2022].**

Las bandas en “V” estriadas tienen ranuras en su parte interna, lo que hace que se adapten mejor a la polea como se observa en la Figura 2.28, así mismo son utilizadas en aplicaciones de alta velocidad y suelen representarse con una “X” después de la letra “V”.

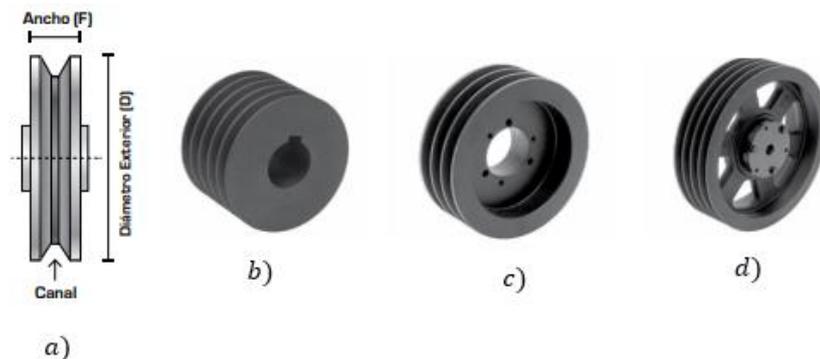


**Figura 2.28 Bandas en “V” estriadas según fabricante [Intermec, 2022].**

Para su elección se observa la Tabla E. 9 (Intermec, 2022), observando la intersección entre el número de revoluciones del motor en rpm y la potencia de diseño.

#### Polea conductora y sistemas de fijación para poleas-Bujes

Las poleas en “V” son las que utilizaremos para nuestro diseño, su terminología indica: Canal: Parte ranurada de la polea, depende del tipo de banda escogida; Diámetro exterior ( $D$ ): Longitud exterior de la polea; Ancho ( $F$ ), como se muestra en la Figura 2.29.



**Figura 2.29: a) Parámetros de las poleas, b) Polea en “V” maciza, c) Polea en “V” aligerada, d) Polea en “V” de radios [Intermec, 2022].**

Para su elección normalmente el fabricante (Intermec, 2022) se basa en los siguientes pasos:

- 1) Diámetro exterior mínimo de la polea a partir de potencia del motor y los rpm del motor (Tabla E. 10).
- 2) Potencia transmitida por la polea 1 mediante 1 sola banda de transmisión (Tabla E. 11).

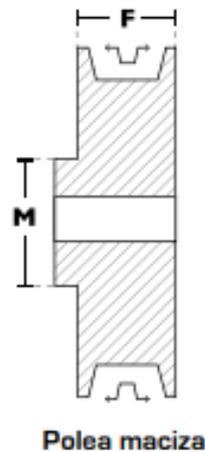
3) Número de bandas.

$$\# \text{ bandas} = \frac{P_{\text{polea}}(1 \text{ sola banda})}{P_{\text{diseño}}} \quad (2.44)$$

Donde:

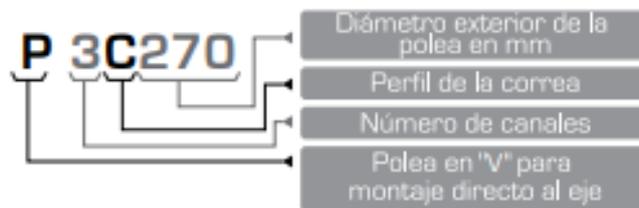
$P_{\text{polea}}$ : Potencia de la polea 1 o polea conductora (ítem 2).

4) De la Tabla E. 12 obtenemos el modelo de la polea. Estas poleas vienen incluidas con buje, que para nuestro diseño no lo tendremos en cuenta, por lo que solo consideraremos el modelo como lo indica la Figura 2.30.



**Polea maciza**

Nomenclatura para poleas para montaje directo al eje.



**Figura 2.30: Nomenclatura de las poleas sin incluir BUJE [Intermec, 2022].**

5) Segunda polea del sistema (polea conducida o de la máquina) y relación de velocidad (Tabla E. 13).

$$D_{\text{polea 2}} = \frac{D_{\text{polea 1}}}{\text{Relación}} \quad (2.45)$$

Donde:

$D_{\text{polea 1}}$ : Diámetro exterior mínimo de la polea 1 (ítem a).

Relación: Relación de velocidad.

$$\text{Relación} = \frac{\text{rpm del motor}}{\text{rpm de la máquina}} \quad (2.46)$$

6) Distancia entre centros.

$$\text{Distancia recomendada: } C = 1.5(D_{\text{polea 1}} + D_{\text{polea 2}}) \quad (2.47)$$

$$\text{Distancia máxima : } CC = 2(D_{\text{polea 1}} + D_{\text{polea 2}}) \quad (2.48)$$

$$\text{Distancia mínima: } CC = 0.7(D_{\text{polea 1}} + D_{\text{polea 2}}) \quad (2.49)$$

Donde:

$C$ : Distancia entre centros. (Vea la ilustración 2.31).

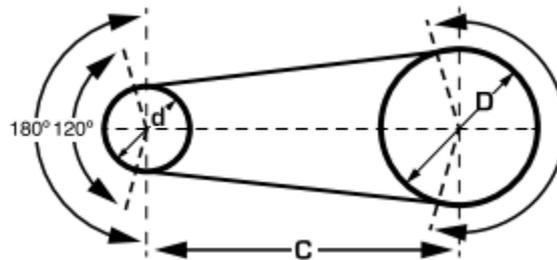


Figura 2.31: Distancia entre los centros de las poleas [Intermec, 2022].

### 2.10.10 Chavetas.

“Las chavetas se instalan en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional, se instalan en una ranura axial, maquinada en el eje llamada cuñero, se hace una ranura similar en el cubo llamada chavetero” (Mott, 2006).

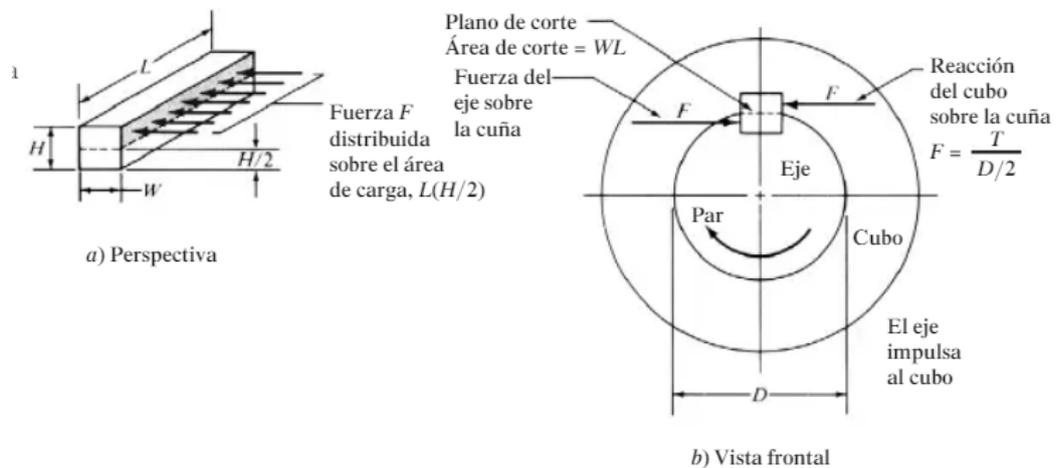
#### Chavetas rectangulares y los materiales.

“Las chavetas más utilizadas son las cuadradas y rectangulares, con ejes de hasta  $6 \frac{1}{2}$  de diámetro, son llamadas chavetas paralelas por sus caras paralelas” (Mott, 2006).

Según la norma ANSI B 17.1 las chavetas se fabrican con aceros al bajo carbón entre los materiales más utilizados tenemos el acero AISI 1020, estos tienen que conservar una buena ductilidad, indicada por el porcentaje de elongación, mayor 10% aproximadamente (véase Tabla E. 14).

### Análisis de esfuerzos y longitud de chavetas

Las fuerzas  $F$  que actúan sobre la chaveta son generadas por el par torsional que actúa en el eje, la reacción a esta fuerza la produce el cubo y será en dirección hacia la chaveta, este conjunto de fuerzas somete a la chaveta a un cortante directo a través de su dirección transversal, como se muestra en la Figura 2.32.



**Figura 2.32: Fuerzas que actúan sobre una chaveta [Mott, 2006].**

Por lo tanto, los modos de falla son: 1) Corte a través de la interfaz eje/cubo.

La fuerza y el esfuerzo cortantes según Mott se calculan:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{\text{cortante}}} = \frac{F}{WL}$$

“La fuerza sobre la chaveta se obtiene del cociente del torque del eje, si el torque del eje varia con el tiempo es posible una falla al cortante por fatiga y se utilizan las componente media y alternante del esfuerzo cortante” (Norton, 2011).

$F_a$ ,  $F_m$ : Fuerza alternante y fuerza media sobre la chaveta.

$T_a, T_m$ : Torque alternante y torque medio.

$r_{eje}$ : Radio del eje.

$\tau_a, \tau_m$ : Esfuerzo alternante y medio.

$A_{cortante}$ : Área transversal de la chaveta WL.

“Para obtener el factor de seguridad a la fatiga por cortante de la chaveta, se calculan los equivalentes de Von Mises” (Norton, 2011).

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.50)$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.51)$$

$$\tau_{xy} = \tau_a, \tau_m$$

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (2.52)$$

Donde:

$\sigma_a, \sigma_m$ : Esfuerzos equivalentes de Von Mises.

FS: Factor de seguridad.

$S_{ut}$ : Resistencia última a la tensión del material de la chaveta.

$S_e$ : Resistencia a la fatiga corregida.

Para calcular la resistencia a la fatiga se consideran factores de corrección como se indica a continuación:

$$S_e = k_{carga} * k_{tamaño} * k_{sup} * k_{temp} * k_{conf} * S'_e \quad (2.53)$$

Donde:

$k_{carga}$ : Factor de carga para flexión o torsión. Para flexión  $k_{carga} = 1$ .

$k_{tamaño}$ : Factor de tamaño. Para  $8 < d_{eje} \leq 250$  mm  $k_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$ .

$k_{sup}$ : Factor de superficie.

Según Shigley y Mitchell  $k_{sup} = AS_{ut}^b$  valores de A y b observar Tabla E.

18.

$k_{temp}$ : Factor de temperatura.

Según Shigley y Mitchell para temperatura  $T \leq 450^\circ\text{C}$ ;  $k_{temp} = 1$ .

$k_{conf}$ : Factor de confiabilidad. Para el 90%  $k_{temp}$ :0.897.

$S'_e$ : Resistencia a la fatiga teórica.

Según Shigley y Mitchell para aceros y con  $S_{ut} < 1400$  MPa se tiene:

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad (2.54)$$

2) La falla por empuje o de presión por contacto se relaciona con el esfuerzo por compresión, debido a la acción del empuje entre los lados de la chaveta y el material del eje o del cubo, por lo tanto, se considera una carga estática. Según Shigley al haber fuerza media y alternante se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_{aplast.m\acute{a}x} = \frac{F_m + F_a}{A_{contacto}} \quad (2.55)$$

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{aplast.m\acute{a}x}} \quad (2.56)$$

Donde:

$\sigma_{aplast.m\acute{a}x}$ : Esfuerzo de presión por contacto o compresión.

$A_{contacto}$ : Área de contacto.  $A_{contacto} = H/2 * L$ .

$N_s$ : Factor de seguridad.

H: Altura de la chaveta.

$S_y$ : Resistencia a la fluencia por tensión.

### Especificaciones de diseño.

- El diámetro del eje utilizado debe ser el diámetro real donde estará instalada la chaveta.
- Seleccione el tamaño de la chaveta de la Tabla E. 15, considerando el diámetro del eje.
- Seleccione el material de la chaveta (Tabla E. 14) y de acuerdo con esto busque la resistencia a la fluencia de la chaveta, del eje y el cubo.
- “La longitud de la chaveta tiene que ser aproximadamente 1.5 veces menor que el diámetro del eje para evitar un giro excesivo por la deflexión del eje” (Norton, 2011).

$$L = 1.5 * d_{eje} - d_{eje} \quad (2.57)$$

- e) Parámetros para su dimensionamiento como profundidad de la cuerda, distancia del chavetero en el eje, longitud del cuñero en el cubo (véase Figura 2.33).

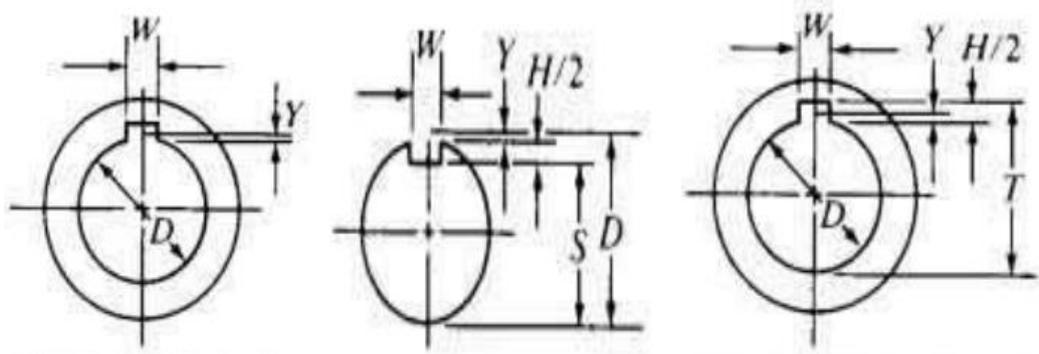


Figura 2.33: a) Profundidad de la cuerda Y; b) Distancia del chavetero en el eje S; c) Longitud del cuñero en el cubo T [Mott, 2006].

$$Y = \frac{d_{eje} - \sqrt{d_{eje}^2 - W^2}}{2} \quad (2.58)$$

$$S = d_{eje} - Y - \frac{H}{2} \quad (2.59)$$

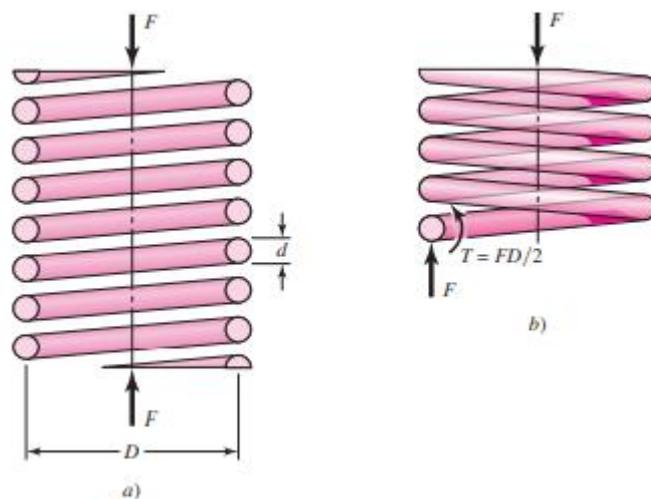
$$T = \frac{d_{eje} + H + \sqrt{d_{eje}^2 - W^2}}{2} + C \quad (2.60)$$

### 2.10.11 Resortes

Nuestro diseño estará expuesto a movimientos debido a las constantes vibraciones por lo tanto los resortes son el elemento mecánico idóneo que puede proveer la suficiente flexibilidad a la máquina, esta puede ser lineal o no lineal a la carga. “Los resortes permiten la aplicación controlada de fuerzas o pares de torsión” (Nisbett, 2008). De acuerdo con su clasificación existen resortes de alambres, resortes planos y resortes con formas especiales.

#### Resortes helicoidales estándar (HCS) y efecto de la curvatura

Dentro del grupo de los resortes de alambres están los resortes helicoidales de alambre redondo, los cuales son los más económicos y resisten cargas de compresión, tensión y de torsión. Para nuestra aplicación los resortes estarán a compresión.



**Figura 2.34: a) Resorte helicoidal, b) Diagrama de cuerpo libre del alambre sometido a cortante directo y a cortante por torsión [Nisbett, 2008].**

Si seccionamos el resorte en algún punto como se muestra la Figura 2.34 se ejercería una fuerza cortante directa  $F$  que provoca un esfuerzo cortante directo; Debido al torque  $T = \frac{FD}{2}$  hay un esfuerzo cortante por torsión, el esfuerzo cortante máximo será  $\tau_{\text{máx}} = \frac{T_r}{J} + \frac{F}{A}$  que actúa en la

fibra interna del resorte, al reemplazar  $\tau_{\text{máx}} = \tau$ ;  $T = FD/2$ ;  $r = d/2$ ;  $J = \pi d^4/32$ ;  $A = \pi d^2/4$ , se obtiene:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2} + \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (2.61)$$

$\tau$ : Esfuerzo cortante máximo.

La curvatura del alambre es importante porque incrementa el esfuerzo en el interior del resorte, este valor de esfuerzo es importante en la fatiga. Se define así el índice del resorte que es una medida de las curvaturas de las espiras.

$$C = \frac{D}{d} \quad (2.62)$$

Donde:

C: Índice del resorte.

Con esta relación reordenamos la ecuación 2.61 del esfuerzo cortante quedando:

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (2.63)$$

Donde  $K_s$  es un factor de corrección del esfuerzo cortante y se define:

$$K_s = \frac{2C + 1}{2C} \quad (2.64)$$

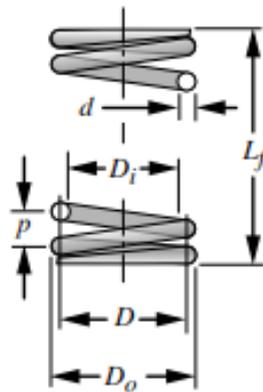
En la mayoría de los casos el valor de C varía entre 6 a 12.

Según Wahl existe otro factor de concentración de esfuerzos el cual incluye tanto los efectos de cortante directo como la concentración de esfuerzos debido a la curvatura, teniendo así:

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} \quad (2.65)$$

### Geometría del resorte

En la Figura 2.35 se muestran los parámetros característicos de un resorte estándar helicoidal.



**Figura 2.35: Parámetros dimensionales del resorte [Norton, 2011].**

$$D_0 = D + d \tag{2.66}$$

$$D_i = D - d \tag{2.67}$$

Donde:

$D_0$ : Diámetro exterior del resorte.

$D_i$ : Diámetro interior del resorte.

$D$ : Diámetro medio del resorte.

$d$ : Diámetro del alambre del resorte.

Análisis de esfuerzos debido a carga estática.

Para obtener una relación entre la resistencia última de tensión y el diámetro se graficó la resistencia del material contra el diámetro del alambre en papel log-log obteniendo así casi una línea recta, aplicando la ecuación de la recta:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \tag{2.68}$$

Nos proporciona una forma de evaluar las resistencias mínimas a la tensión donde:

$A$ : Intersección de la recta. [MPa. mm], [kpsi. pulg].

$m$ : Pendiente de la recta obtenida.

Estos valores los podemos encontrar en la Tabla E. 18 de anexos. La resistencia última a la tensión se compara con la resistencia a la fluencia para carga estática utilizando:

$$S_{sy} = 0.60 * S_{ut} \quad (2.69)$$

Donde:

$S_{ut}$ : Resistencia última a la tensión del material.

$S_{sy}$ : Resistencia a la fluencia para carga estática.

Para comprobar que el resorte es resistente a la carga la fuerza de carga estática debe de ser mayor a la fuerza de carga que tiene que soportar el alambre.

$F_s$  – Carga estática

$$F_s = \frac{S_{sy} \pi d^3}{8K_B D} \quad (2.70)$$

Comprobación  $F_s > \text{Fuerza}_t$

#### Análisis de esfuerzos debido a carga de fatiga.

Se aplica el análisis debido a carga de fatiga porque en nuestro diseño intervienen fuerzas variables en el tiempo, existirán fuerzas máximas y fuerzas mínimas. Según Norton para su diseño con carga de fatiga se utiliza:

$$F_a = \frac{\text{Fuerza}_{\text{máx}} - \text{Fuerza}_{\text{mín}}}{2} \quad (2.71)$$

$$F_m = \frac{\text{Fuerza}_{\text{máx}} + \text{Fuerza}_{\text{mín}}}{2} \quad (2.72)$$

Donde:

$F_a$ : Fuerza alternante.

$F_m$ : Fuerza media.

$\text{Fuerza}_{\text{máx}}$ : Fuerza máxima aplicada al resorte.

$\text{Fuerza}_{\text{mín}}$ : Fuerza mínima aplicada al resorte.

Así mismo calcular los esfuerzos cortantes por medio de los factores de corrección de Wahl y cortante.

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (2.73)$$

$$\tau_m = K_w \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (2.74)$$

$$\tau_i = K_s \frac{8F_i D}{\pi d^3} \quad (2.75)$$

Donde:

$\tau_a$ : Esfuerzo cortante alternante.

$\tau_m$ : Esfuerzo cortante medio.

$\tau_i$ : Esfuerzo cortante inicial.

Finalmente se utiliza el criterio de Goodman modificado (Nisbett, 2008).

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{ut}} = \frac{1}{FS} \quad (2.76)$$

Donde:

FS: Factor de seguridad.

$S_e$ : Resistencia a la fatiga corregida.

La resistencia a la fatiga corregida se obtiene aplicando la ecuación 2.53.

Número de espiras del resorte.

El número total y número de espiras activas dependen del tratamiento en los extremos (Tabla E. 20), para nuestro diseño y el más recomendado es de los extremos cuadrados esmerilados (Nisbett, 2008).

$$N_a = \frac{d^4 G}{8D^3 k} \quad (2.77)$$

$$N_t = N_a + 2$$

(2.78)

Donde:

G: Módulo de elasticidad en torsión.

$N_a$ : Número de espiras activas.

$N_t$ : Número total de espiras.

k: Constante de elasticidad del resorte.

#### Longitudes del resorte.

“La longitud libre es la longitud total del resorte cuando no tiene carga, es decir, tal como se fabricó” (Norton, 2011).

$$L_f = L_s + y_{\text{golpe}} + y_{\text{inicial}} + y_{\text{trabajo}}$$

(2.79)

Donde

$L_f$ : Longitud libre del resorte.

$L_s$ : Longitud sólida del resorte.

$y_{\text{golpe}}$ : Holgura de choque del resorte.

$y_{\text{inicial}}$ : Deflexión inicial del resorte.

$y_{\text{trabajo}}$ : Deflexión de trabajo del resorte.

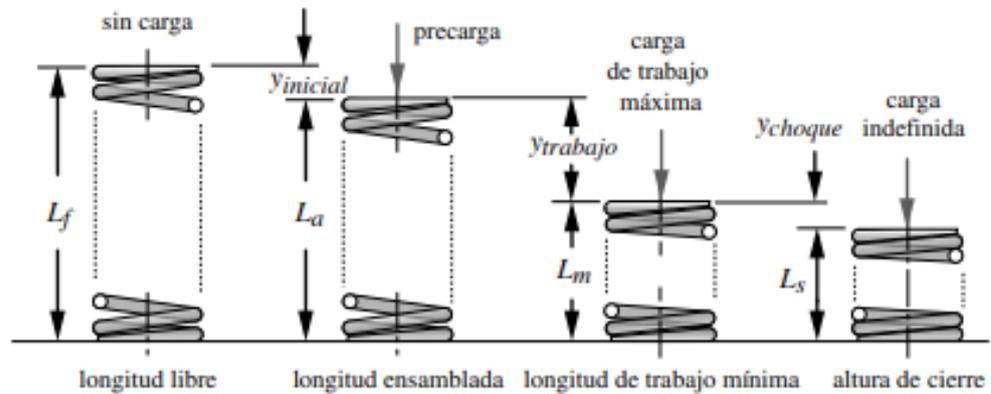
A continuación, describimos las diferentes dimensiones que posee el resorte como se puede observar en la Figura 2.36, por lo tanto, tenemos: La carga de trabajo se aplica para comprimir más el resorte a través de su deflexión de trabajo  $y_{\text{trabajo}}$ ; La altura de cierre o altura sólida es la longitud del resorte cuando se comprime, de modo que todas las espiras están en contacto.

$$L_s = d(N_t + 1)$$

(2.80)

La holgura de choque o entre espiral es la diferencia entre la longitud de trabajo mínima y la altura de cierre, expresada como un porcentaje de la deflexión de trabajo. Se recomienda una holgura mínima de choque del 10% al 20% para eliminar la posibilidad de alcanzar la altura de cierre durante el servicio en resortes fuera de tolerancia, o con deflexiones excesivas (Norton, 2011).

$$y_{\text{golpe}} = 0.20 * y_{\text{trabajo}} \quad (2.81)$$



**Figura 2.36: Longitudes que se utilizan en resortes helicoidales de compresión [Norton, 2011].**

#### Verificación de pandeo.

$$\frac{L_f}{D} \frac{y_{\text{máx}}}{L_f} = \frac{y_{\text{inicial}} + y_{\text{trabajo}}}{L_f} \quad (2.82)$$

#### Material para los resortes.

“Existen gran cantidad de materiales de los resortes como: aceros al carbono, aceros de aleación y aceros resistentes a la corrosión, así como materiales no ferrosos como bronce fosforado, latón para resortes, cobre al berilio y varias aleaciones de níquel” (Nisbett, 2008).

Los aceros que más se utilizan se detallan en la Tabla E. 17.

Al resorte se le aplicará el tratamiento de preesforzado en el cual se comprime el resorte hasta que alcance el límite de resistencia a la fluencia introduciendo así esfuerzos residuales, el tratamiento aumenta la capacidad de carga estática en 45 a 65%; Otro tratamiento a aplicar es el granallado que es la plastificación en frío, aumentará considerablemente el tiempo de vida de las piezas.

### Constante y deflexión del resorte.

“Un resorte helicoidal de compresión es, de hecho, una barra de torsión enrollada de manera helicoidal, la cual se aloja más fácilmente” (Norton, 2011). La deflexión del alambre redondo es:

$$y_{\text{trabajo}} = \frac{8FD^3N_a}{d^4G} \quad \text{o} \quad y_{\text{trabajo}} = \frac{\Delta F}{k} \quad (2.83)$$

Donde:

$y_{\text{trabajo}}$ : Deflexión del alambre del resorte.

$\Delta F$ : Diferencia de cargas axiales aplicadas sobre el resorte.

En la Tabla E. 19 se pueden encontrar los valores de las constantes E y G.

## **2.11 Estructura de soporte.**

### **2.11.1 Procedimiento general de análisis.**

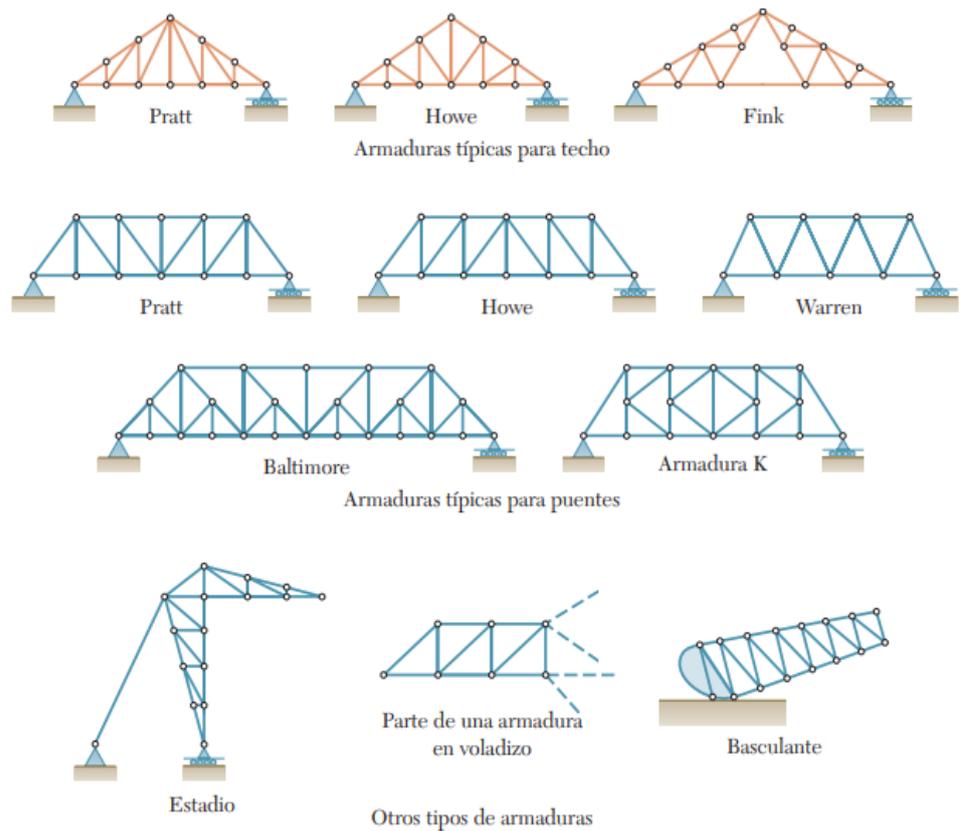
La estructura de soporte será la encargada de aguantar todo el peso de la zaranda más las constantes vibraciones, por ello la estructura seleccionada debe ser lo suficientemente resistente para que pueda aguantar todos los esfuerzos incluidos en el sistema. La mejor manera de equilibrar el peso a lo largo de toda una estructura es utilizar una armadura, con algunos de los diseños más conocidos y preestablecidos. Una armadura por lo general está totalmente restringida y está sujeta a fuerzas múltiples, estas se distribuirán a lo largo de toda la armadura, el proceso para determinar el área transversal de la armadura es el siguiente:

1. Determinar las fuerzas que actúan sobre la armadura.
2. Realizar un diagrama de cuerpo libre y determinar las reacciones en los apoyos.
3. Analizar la fuerza axial o de compresión que actúa en cada eslabón y determinar cuál eslabón soporta mayor fuerza.
4. Determinar el área transversal del eslabón que soporta mayor fuerza, usualmente lo analizamos como una columna metálica

(corta, larga o Intermedia), y todos los demás eslabones tendrán la misma sección transversal.

### 2.11.2 Tipos de estructuras más comunes.

Las armaduras usualmente se diseñan para estructuras grandes como techos y puentes, la estructura de soporte de la zaranda se la diseñará como una armadura, pero a pequeña escala, puesto que seguiremos el mismo procedimiento para su diseño, la Figura 2.37 muestra diferentes tipos de armaduras y su principal aplicación.



**Figura 2.37: Armaduras comunes para estructuras de soporte [Mott, 2006].**

La única condición de la estructura de nuestra zaranda es que debe estar inclinada de tal manera que dé a la caja una inclinación de  $11^\circ$ , por lo que podemos trabajar con armadura de tipo Pratt o Howe preferiblemente. La armadura de tipo Howe está formada por eslabones verticales trabajando a tracción y diagonales trabajando a compresión.

### 2.11.3 Análisis del eslabón de mayor carga.

Una vez encontrado el eslabón que soporta la mayor carga, se realiza un análisis como si este fuera una columna, en donde primero debemos determinar qué tipo de columna es para aplicar el procedimiento más adecuado.

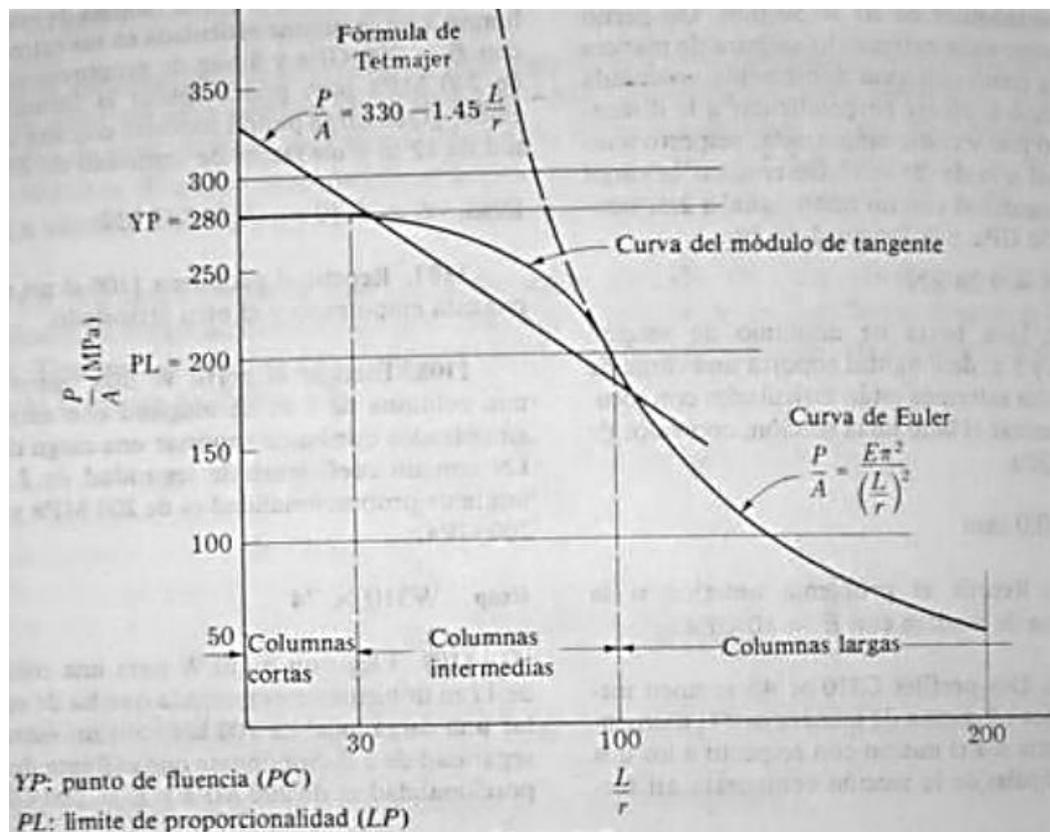


Figura 2.38: Tipos de columnas [Pytel, 2006].

Las columnas largas fallan principalmente por pandeo y aplastamiento sin embargo el aplastamiento es insignificante en relación con los efectos del pandeo, las columnas cortas de igual forma fallan por pandeo y aplastamiento sin embargo en este caso el pandeo es insignificante y las columnas intermedias si tiene una fusión irregular de pandeo y aplastamiento.

Si la columna cae en el rango intermedio luego de verificar su relación de esbeltez  $L/r$ , se debe seguir el método de curva de modelo de tangente para determinar el área adecuada de sección transversal, verificando su valor en la Figura 2.38.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS.

### 3.1 Sistema de cribado (Esquema, materiales y método de sujeción).

#### 3.1.1 Esquema general del paso de los productos en el sistema de cribado.

La Figura 3.1 muestra un diagrama del paso del material a través del tamiz, esto se lo determinó por tamaños, inicialmente ingresa el material completo es decir piedras y camarones, al pasar el tamiz superior, los camarones caen y las piedras más grandes se quedan en la parte superior, en el segundo tamiz tenemos aún camarones y piedras más pequeñas, aquí el producto se mantienen en el tamiz inferior mientras que las piedras caen a la parte inferior de la caja en donde son enviadas por gravedad a un recipiente, los camarones que quedan en el tamiz 2 caen directamente en el tanque de clasificado.

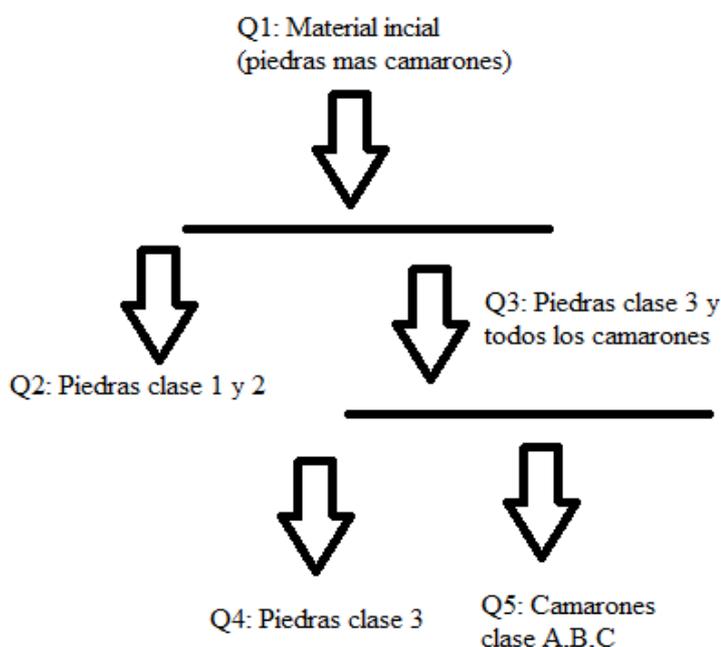


Figura 3.1: Esquema del material sobre los tamices [Fuente: Elaboración propia].

### 3.1.2 Dimensiones de los agujeros de la zaranda.

Las dimensiones de los agujeros se determinaron según la composición granulométrica de las sustancias estudiadas, en la Tabla 3.1 mostramos las dimensiones escogidas de tal manera que se cumpla el diagrama de flujo de la Figura 3.1.

**Tabla 3.1: Dimensión preliminar de los agujeros de los tamices**

[Fuente: Elaboración propia]

Número de Tamiz	Forma de los agujeros	Medida de los agujeros
1	Rectangulares	70 x 32 mm
2	Circulares	35 mm

### 3.1.3 Características de los tamices.

Ambos tamices serán de iguales dimensiones con la diferencia en la distribución de sus agujeros, realizamos el cálculo necesario para el tamiz superior y el tamiz inferior lo dimensionamos de la misma manera, obteniendo los siguientes valores de diseño.

**Tabla 3.2: Dimensiones finales de los tamices [Fuente: Elaboración propia].**

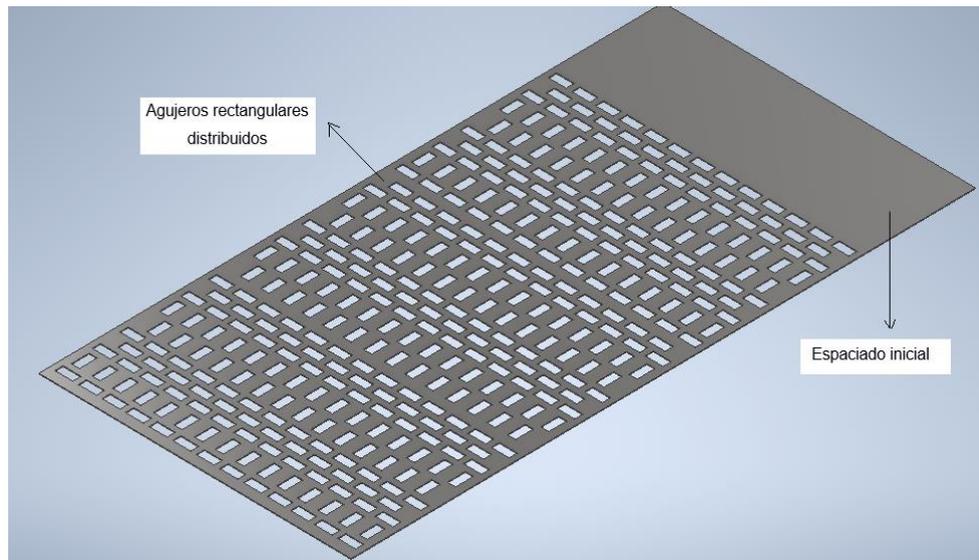
Tamiz superior		Tamiz inferior	
Ancho [mm]	1220	Ancho [mm]	1220
Alto [mm]	2440	Alto [mm]	2440
Espesor [mm]	3	Espesor [mm]	3

El material escogido para elaborar los tamices debe cumplir con todas las normas de higiene, por lo que decidimos trabajar con acero de grado alimenticio, en este caso ACERO INOXIDABLE AUSTENITICO AISI 304.

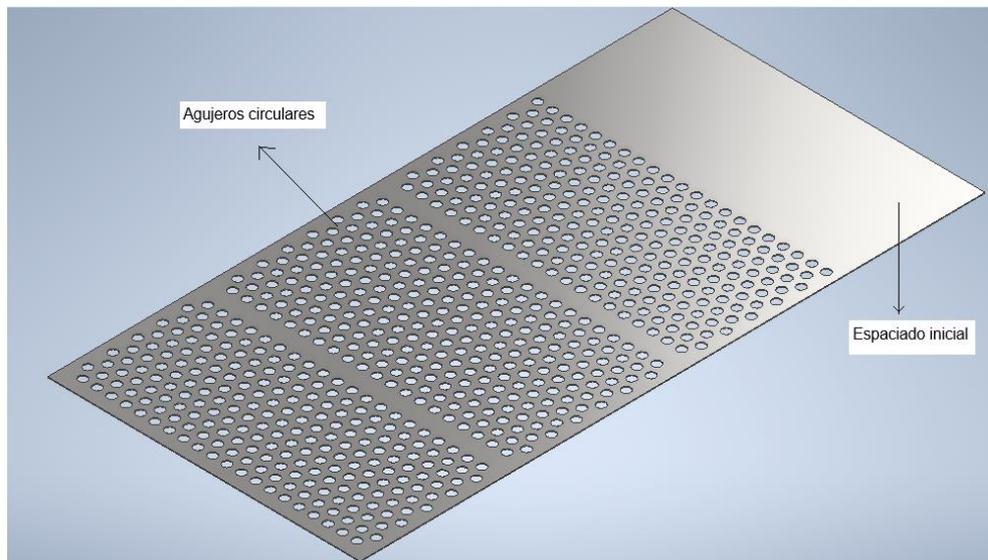
### 3.1.4 Distribución de los agujeros en los tamices

Para determinar el número de agujeros y el espaciado entre cada uno de ellos nos guiamos de la normativa NTE INEN 154, la cual nos muestra dimensiones nominales de aberturas en mallas de acero y placas perforadas, además de distribuciones más adecuadas y eficientes. Para que el flujo de camarones sea más uniforme se decidió dejar un espaciado inicial en el que cae todo el contenido para luego ser arrastrado por las vibraciones y luego tamizado tal como se observa en las Figura

3.2 y Figura 3.3. Las dimensiones finales y número de agujeros se detallan en la Tabla 3.3.



**Figura 3.2: Dimensiones y distribución de agujeros del tamiz superior**  
[Fuente: Elaboración propia].



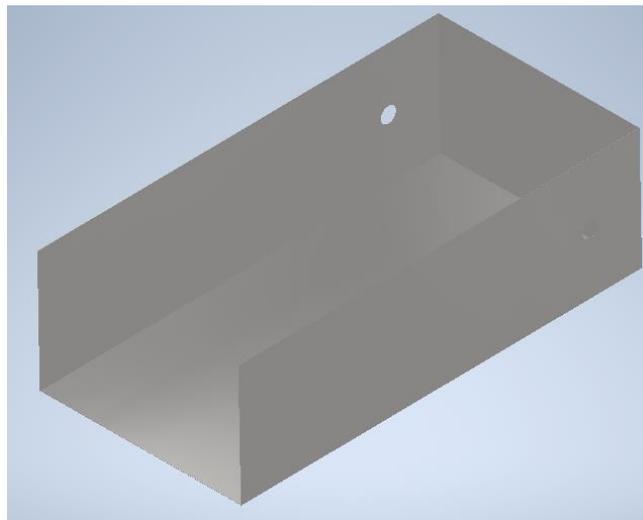
**Figura 3.3: Dimensiones y distribución de agujeros del tamiz inferior**  
[Fuente: Elaboración propia].

**Tabla 3.3: Distribución y espaciado de agujeros en los tamices [Fuente: Elaboración propia].**

Número de agujeros rectangulares	387
Número de agujeros circulares	737
Espaciado vertical del tamiz superior	Entre rectángulos verticales 21.4 mm Entre rectángulos horizontales 22.1 mm
Espaciado horizontal del tamiz superior	Entre rectángulos verticales 48.3 mm Entre rectángulos horizontales 22.1
Espaciado vertical del tamiz inferior	Centro a centro 48.8 mm
Espaciado horizontal del tamiz inferior	Centro a centro 56.3 mm

### 3.1.5 Dimensionamiento de la caja.

El diseño 3D de la caja se muestra en la Figura 3.4, esta se diseñó con planchas de acero inoxidable AISI 304, el material se utilizó por su resistencia a la corrosión, ya que estará en contacto con la humedad del camarón, soportará el peso de los tamices y el peso de los soportes internos de los mismos, estará formada por cuatro superficies, dos laterales, una en la parte trasera y la base, todas las superficies de la caja fueron unidas mediante soldadura en sus extremos.



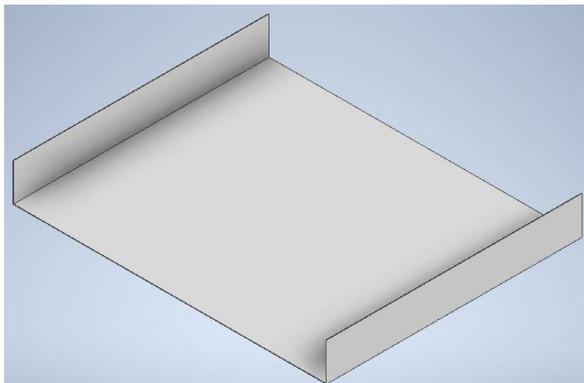
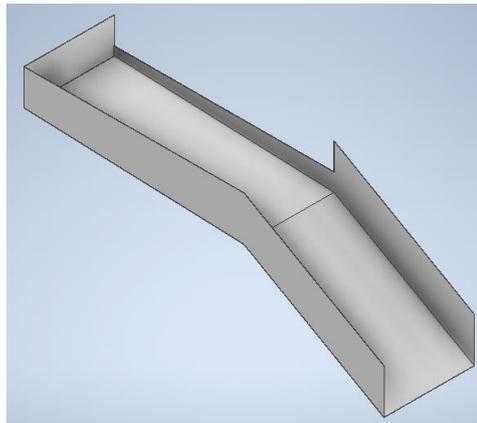
**Figura 3.4: Cuerpo o caja de la zaranda [Fuente: Elaboración propia].**

A continuación, se detalla en la Tabla 3.4 la cantidad, masa, peso y dimensiones de las planchas.

**Tabla 3.4: Dimensiones, cantidad y masa de las paredes de la zaranda**  
 [Fuente: Elaboración propia].

Descripción	Cantidad	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Peso [N]
Pared lateral	2	Ancho: 2440 Altura: 750	28.91 kg	283.4
Pared trasera	1	Ancho: 1224 Altura: 750	14.50	142.1
Pared base	1	Ancho: 1224 Altura: 2442	47.22	462.8
		Masa de la caja	119.6	1171.7
		Volumen de la caja	Volumen <sub>caja</sub> = 0.0151 m <sup>3</sup>	

Se diseñó canastas o superficies encargadas de desalojar todo el material clasificado, la cuales tendrán un ángulo de inclinación de 2° para que el material se deslice con facilidad a través de la superficie como se observa en la Figura 3.5.



**Figura 3.5: Superficies de desalojo para las impurezas y camarones**  
 [Fuente: Elaboración propia].

Para estas superficies de desalojo del producto se utilizaron pedazos de acero inoxidable AISI 304, se estima que se utilizará 1 plancha de acero inoxidable, la dimensión se detalla a continuación:

**Tabla 3.5: Dimensiones, cantidad y masa de las superficies de desalojo de las impurezas y camarones [Fuente: Elaboración propia].**

Descripción	Cantidad	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Peso [N]
Piezas de acero	1	Ancho: 2440 Altura: 1220 Espesor: 2	47.20 kg	462.6
		Masa total de las superficies	47.20	462.6
		Volumen total de las superficies	Volumen <sub>desalojo</sub> = 0.0059 m <sup>3</sup>	

### 3.1.6 Masa total de la caja, tamices y cargada.

**Tabla 3.6: Masa de los elementos que componen la zaranda [Fuente: Elaboración propia].**

Partes de la zaranda	Masa [kg]
Tamiz superior	51.76
Tamiz inferior	52.97
Caja	119.60
Superficies de desalojo del material	47.20
Cargada	408.97
Masa Total	680.50

### 3.1.7 Método de sujeción de los tamices y caja.

El esqueleto interno o soportes de sujeción de los tamices se diseñó de tal manera que la superficie formada sea lo suficientemente rígida para que no ceda ante la presencia del peso del material de producción, para esto, se utilizaron dos clases de perfiles estructurales el primero de acero laminado en caliente en forma de U , con norma de fabricación NTE INEN 1623; Calidad ASTM A 36- SAE J 403 1008 en acero negro; el segundo es un tubo de acero estructural con forma cuadrada, norma de fabricación NTE INEN 2415; Calidad SAE J 403 1008, en presentación de acero negro. Se colocarán como se muestra en la Figura 3.6, los perfiles en U

estarán colocados y soldados longitudinalmente en las paredes laterales de la zaranda, separados con una distancia vertical de 300 mm, los perfiles cuadrados se colocarán transversalmente encima de los perfiles en U, y estarán conectados directamente con la superficie de los tamices. Su dimensionamiento tuvo como referencia el manual de especificaciones para construcciones de acero ANSI/AISC 360-16 (ANSI/AISC, 2016) y sus especificaciones se indican en la Tabla 3.7.



**Figura 3.6: Esqueleto de la caja de la zaranda [Fuente: Elaboración propia].**

**Tabla 3.7: Descripción general de los perfiles utilizados en el sistema de soporte [Fuente: Elaboración propia].**

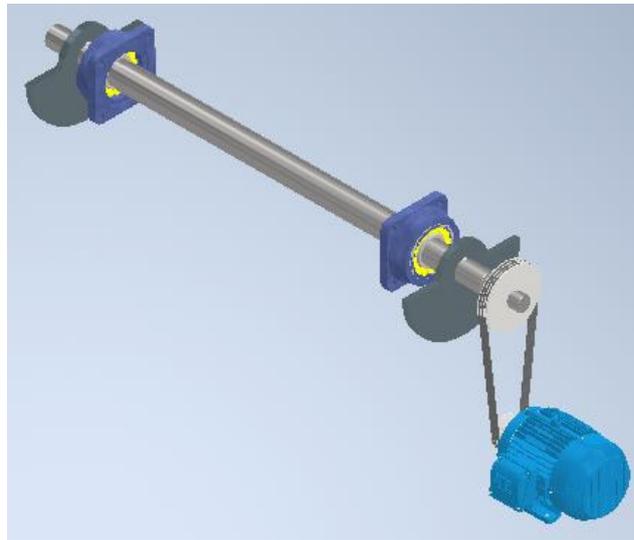
Descripción	Cantidad	Dimensiones [mm]	Masa [kg]	Peso [N]
Perfil UPN	4	Ancho: 25 Altura: 50 Espesor:	14.35	140.63
Tubo cuadrado	10	Ancho: 1224 Altura: 750 Espesor:	43.19	423.24
		Masa de perfiles	57.54	563.87

### 3.2 Sistema de vibración y transmisión (Selección de equipos y descripción).

#### 3.2.1 Descripción general de la solución.

El sistema de operación de la máquina se muestra en la Figura 3.7 y consta de un motor de 10 hp que va a transmitir potencia a un eje de 90 mm de diámetro y 1.97 m de largo que gira a 1000 rpm mediante un

sistema de bandas y poleas, en ambos extremos del eje se ubicarán dos masas semicirculares de 16.85 kg cada una, acoplada mediante chavetas que generarán una fuerza centrípeta de 56.45 kN cada una, dichas fuerzas se verán reflejadas en 4 resortes ubicados bajo la caja de la zaranda, cuando el eje gira por la acción de la polea conductora los resortes se comprimen máximo 5 mm, valor suficiente para generar una vibración del sistema y lograr que funcione el sistema de cribado.



**Figura 3.7: Vista general del diseño del equipo de operación de la zaranda [Fuente: Elaboración propia].**

### 3.2.2 Masas descompensadas.

Los contrapesos se los mandará a fabricar con las siguientes especificaciones mostradas en la Tabla 3.8.

**Tabla 3.8: Especificaciones finales de los contrapesos [Fuente: Elaboración propia].**

Variable (individual)	Valor
Masa [kg]	16.85 kg
Espesor	2.45 cm
Radio semicírculo	23.6 cm
Material	Acero estructural

### 3.2.3 Eje de transmisión.

El eje de transmisión se lo diseñó con el trabajo realizado por (Bavaresco, 2015), en donde se nos proporcionó un análisis completo para determinar

el diámetro más adecuado siguiendo la teoría de falla por distorsión, se analizó cada tramo y se llegó a las dimensiones especificadas en la Tabla 3.9.

**Tabla 3.9: Especificaciones finales del eje de transmisión [Fuente: Elaboración propia].**

	Longitud [m]	Diámetro[mm]	Elementos sostenidos
<b>Tramo A-B</b>	0.15	60	Polea
<b>Tramo B-C</b>	0.15	80	Contrapeso
<b>Tramo C-D</b>	0.15	90	Rodamiento
<b>Tramo D-F</b>	1.22	96	--
<b>Tramo F-G</b>	0.15	90	Rodamiento
<b>Tramo G-H</b>	0.15	80	Contrapeso

#### 3.2.4 Resorte.

El resorte se diseñó en base a la norma europea EN 13906-2, aplicando los criterios de falla por fatiga, el uso del software de diseño 3D INVENTOR PROFESSIONAL permitió visualizar la simulación del resorte con sus especificaciones (Figura 3.8), verificando que el diseño estaba correcto, se lo mandará a fabricar con las siguientes especificaciones.

**Tabla 3.10: Especificaciones finales del resorte [Fuente: Elaboración propia].**

Variable (individual)	Valor
Cantidad de resortes	8
Longitud libre	210.5 mm
Longitud sólida	203.2 mm
Número de espiras	7
Material	Acero inoxidable A302
Diámetro exterior	151.5 mm
Diámetro medio	127 mm
Diámetro interior	102.5 mm
Diámetro alambre	25.4 mm
Deflexión inicial	5.6 mm
Deflexión máxima	7.33 mm



Figura 3.8: Diseño del resorte utilizado [Fuente: Elaboración propia].

### 3.2.5 Rodamientos y chumaceras.

Se determinó que los rodamientos de rodillos de doble hilera son los más adecuados para trabajar en condiciones vibratorias en este caso los de clase 223, y con el diámetro seleccionado de 90 mm tenemos que seleccionar un rodamiento de tipo 22318. Del catálogo de SKF se muestra las dimensiones del rodamiento Tabla 3.11.

Tabla 3.11: Rodamiento seleccionado [Wingqvist, 2019].

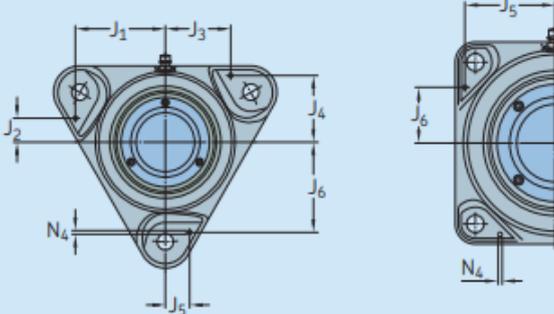
Principal dimensions	Cylindrical bore		Tapered bore		Sealed (2RS, 2RS5)		Mass	Designations		
	d	D	B	C	C <sub>0</sub>	Fatigue load limit P <sub>u</sub>		Speed ratings Reference speed	Limiting speed	Bearing with cylindrical bore
mm						kN	r/min	kg	-	
85	150	36	291	325	34,5	4 000	5 600	2,7	▶ 22217 E	▶ 22217 EK
	150	44	291	325	34,5	-	1 900	3	▶ B52-2217-2RS/VT143	▶ B52-2217-2RSK/VT143
	180	41	331	375	39	3 800	5 300	5,2	▶ 21317 E	▶ 21317 EK
	180	60	577	620	61	2 800	3 800	7,65	▶ 22317 E	▶ 22317 EK
	180	60	577	620	61	2 800	3 800	7,65	▶ 22317 EJA/VA405	▶ 22317 EKJA/VA405
	180	60	577	620	61	2 800	3 800	7,65	▶ 22317 EJA/VA406	-
90	160	40	331	375	39	3 800	5 300	3,4	▶ 22218 E	▶ 22218 EK
	160	48	331	375	39	-	1 800	3,7	▶ B52-2218-2RS/VT143	▶ B52-2218-2RSK/VT143
	160	52,4	372	440	48	2 800	3 800	4,65	▶ 23218 CC/W33	▶ 23218 CCK/W33
	190	43	393	450	45,5	3 600	4 800	6,1	▶ 21318 E	▶ 21318 EK
	190	64	637	695	67	2 600	3 600	9,05	▶ 22318 E	▶ 22318 EK
	190	64	637	695	67	2 600	3 600	9,05	▶ 22318 EJA/VA405	▶ 22318 EKJA/VA405
	190	73	637	695	67	-	1 700	9,8	▶ B52-2318-2RS5/VT143	▶ B52-2318-2RS5K/VT143

Observamos que la rotación del eje sea menor que la nominal en la tabla al igual que las cargas dinámicas y estáticas y procedemos a escoger, de lo cual queda selecciona un rodamiento de tipo 22318 E con dimensiones de 90x190x64.

La chumacera que será la que soportará el rodamiento y lo fijará a una superficie la seleccionaremos de igual forma del catálogo de SKF Tabla 3.12, por las dimensiones y forma de la criba lo más adecuado es utilizar una chumacera de pared, por lo que esta será de tipo FYNT 90.

**Tabla 3.12: Chumacera Seleccionada [Wingqvist, AB SKF, 2019].**

Position and size of dowel pin holes for SKF ConCentra roller bearing units in the FYNT series



Bearing unit Size	Dimensions						
	J <sub>1</sub>	J <sub>2</sub>	J <sub>3</sub>	J <sub>4</sub>	J <sub>5</sub>	J <sub>6</sub>	N <sub>4</sub> max.
–	mm						
FYNT 35	65	17	48	38,5	16	66	6
FYNT 40	71	20	53	43	18	72	6
FYNT 45	71	20	53	45,5	18	72	6
FYNT 50	77	21	57	49	21	77	6
FYNT 55	84	22	62	54,5	22	84	8
FYNT 60	90	24	66	59,5	24	90	8
FYNT 65	–	–	–	–	85	55	8
FYNT 70	–	–	–	–	87	54	8
FYNT 75	–	–	–	–	93	63	8
FYNT 80	–	–	–	–	95	60	8
FYNT 90	–	–	–	–	112	72	8
FYNT 100	–	–	–	–	122	78	8

### 3.2.6 Sistema de bandas y poleas.

El sistema de transmisión más adecuado para las condiciones trabajadas es un sistema de bandas y poleas. Con la ayuda de un manual dado por INTERMEC para sus clientes en donde se indica el proceso para seleccionar las características del sistema de transmisión en función de

las revoluciones del eje y la potencia del motor y basados en la normativa INEN-ISO 254 se determinó que se deberá trabajar con un sistema de bandas 3V de alta capacidad en donde:

$$D_{\text{polea 1}} = 115 \text{ mm}$$

$$D_{\text{polea 2}} = 200 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud banda} = 1476 \text{ mm}$$

$$\text{Canales de banda} = 3$$

Para la polea 1 que estará colocada del lado del eje o polea conducida se seleccionó la P 3V115, mientras que para la polea 2 que estará del lado del motor o polea conductora se seleccionó la P 3V200 (Intermec, 2022).

### 3.2.7 Motor.

En la sección de cálculos se determinó que la potencia requerida por la zaranda debe ser de 6.45 hp, por lo que procedemos a seleccionar de la Tabla 3.13 un motor con una potencia mayor.

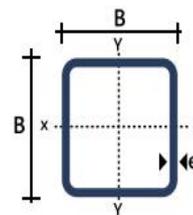
**Tabla 3.13: Datos técnicos de motores trifásicos SIEMENS.**

Potencia		Referencia del motor	Tamaño constructivo	Rated Speed	Eficiencia 100%	Factor de potencia	Corriente nominal		Torque nominal	Datos de arranque			Peso
kW	HP						230V A	460V A		Lb-ft	Corriente de arranque x I <sub>n</sub>	Torque de arranque x T <sub>n</sub>	
<b>Datos eléctricos motores Serie 1LE2225 IE3 4 Polos 1800 rpm</b>													
0,75	1	1LE2225-1AB21-4AA3	143T	1755	85,5%	78,2	2,8	1,4	3,0	9,3	3,0	3,8	73
1,1	1,5	1LE2225-1AB31-4AA3	143T	1740	86,5%	77,3	4,2	2,1	4,5	9,0	3,3	4,2	69
1,5	2	1LE2225-1AB41-4AA3	145T	1740	86,5%	77,3	5,6	2,8	6,0	8,6	3,2	3,9	69
2,2	3	1LE2225-1CB11-4AA3	182T	1760	89,5%	78,5	8	4	9,0	8,3	2,3	3,6	112
3,7	5	1LE2225-1CB31-4AA3	184T	1755	89,5%	80,5	13	6,5	15,0	7,1	2,2	3,5	115
5,5	7,5	1LE2225-2AB11-4AA3	213T	1765	91,7%	78,9	19,4	9,7	22,0	6,5	2,7	4,5	185
7,5	10	1LE2225-2AB21-4AA3	215T	1755	91,7%	81,7	25	12,5	30,0	6,5	2,7	4,1	193
11	15	1LE2225-2BB11-4AA3	254T	1770	92,4%	80,0	38	19	44,0	6,1	1,8	2,3	276

### 3.3 Estructura de soporte.

La estructura soportará al menos dos toneladas de peso más las constantes vibraciones, aparte de estar en contacto con temperaturas bajas, por ello se decidió trabajar con tubos cuadrados estructurales (debido a su alta resistencia en comparación con otros perfiles) de acero negro, ideales para ambientes extremos y espacios con alta probabilidad de corrosión, la Figura 3.9 muestra una descripción del material seleccionado.

Largo Normal:	6 metros
Recubrimiento:	Negro y Galvanizado
Norma de Calidad:	ASTM A 500 Gr. A, B o C
Norma de Fabricación:	NTE INEN 2415
Espesores:	Desde 1,50 a 6,00 mm
Observaciones:	Otras dimensiones y largos, previa consulta



**Figura 3.9: Material seleccionado y sección transversal escogida para diseñar la estructura de soporte de la zaranda [Aceros, 2020].**

Se decidió trabajar con un tubo cuadrado de 100x4 mm, al relacionar las propiedades obtenidas del catálogo, especificadas en la Figura 3.10, con el área mínima de soporte obtenida en los cálculos, podemos confirmar que la estructura soportará el peso e inclusive mucho más. Todas las selecciones realizadas para la estructura de soporte fueron realizadas en conformidad con la normativa NTE E.090 para estructuras metálicas.

Designaciones		Área	Peso	Eje x-x = y-y		
B	e			Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,25	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,90	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
100	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	4,00	3,10	15,10	5,90	1,95

Designaciones		Área	Peso	Eje x-x = y-y		
B	e			Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
70	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
	3,00	7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
	4,00	10,15	7,97	72,22	20,64	2,67
75	1,50	4,35	3,42	38,92	10,38	2,99
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,56	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
90	1,80	6,27	4,92	80,71	17,94	3,59
	2,00	6,94	5,45	88,87	19,75	3,58
	2,50	8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
	3,00	10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
	4,00	13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89
100	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00
	2,00	7,74	6,07	123,01	24,60	3,99
	2,50	9,59	7,53	150,65	30,13	3,96
	3,00	11,41	8,96	177,08	35,42	3,94
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89

Figura 3.10: Dimensiones tubos cuadrados de la sección transversal de la estructura de soporte de la zaranda [Aceros, 2020].

### 3.4 Análisis de costos general del sistema.

La Tabla 3.14 nos muestra un resumen de los materiales necesarios para construir la zaranda, y el costo de cada material obtenido de diversos proveedores.

**Tabla 3.14: Tabla de Costos y resultados [Fuente: Elaboración propia].**

<b>Especificaciones para construir caja y estructura</b>			
<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Precio Total</b>
Plancha de acero inoxidable 304(1220x2440x3)	2 unidades	182.95	365.90
Trabajo de perforación (fresado)	2 planchas	200	400.00
Perfil C de acero estructural A36 de 6 metros (50x25x2)	2 unidades	109.41	218.82
Perfil cuadrado de acero estructural A36 de 6 metros 40x3	2 unidades	93.52	187.04
Planchas de acero estructural A36 1220x2440x2	6 unidades	88.03	528.18
Trabajo de ensamblaje de la caja (Soldadura)	--	500	500.00
<b>Especificaciones del sistema de vibración y transmisión</b>			
Fabricación masas descompensadas (torneado)	2 unidades	250	500.00
Fabricación de resortes	4 unidades	325	1300.00
Eje de acero AISI	1 unidad	350	350.00
Trabajo de torneado del eje de transmisión	--	369	369.00
Fabricación de chavetas	1 unidad	150	150
Sistema de bandas y poleas (VQ 3-3V200; PQ 3-3V115)	1 juego	320	320.00
Motor Siemens trifásico serie 1LE2225 NEMA Premium de 1800 rpm de 10 hp	1 unidad	561.7	561.70
Rodamiento 22318 E	2 unidades	262.97	525.94
Chumacera FYNT 90	2 unidades	153.25	306.50
<b>Materiales para la estructura de soporte</b>			
Tubo cuadrado estructural de acero negro de 6 metros (100x100x3)	4 unidades	125.16	500.64
Trabajo de ensamblaje de la caja (Soldadura)	--	325	325.00
<b>Gastos Generales</b>			
Pintura, tuercas tornillos, herramientas	--	700	700.00
Instalación y ensamblaje final		500	500.00
<b>Total</b>			<b>8138.72</b>

El análisis de costos se realizó con la finalidad de determinar en qué tiempo se podrá recuperar la inversión inicial incluida la construcción de la máquina; Para esto se consideró los egresos e ingresos de la empresa Tabla 3.15 y Tabla 3.16.

**Tabla 3.15: Egresos totales de la empresa incluido el costo de la máquina [Fuente: Elaboración propia].**

<b>Descripción</b>	<b>Costo</b>
Fabricación de la máquina	\$ 8138.72
Mantenimiento mensual	\$ 500.00
Camarón (producción por día)	\$ 20000.00
Pago de empleados	\$100000.00
Pago de múltiples servicios	\$ 8020.00
<b>Total de egresos por mes</b>	<b>\$ 136658.72</b>

**Tabla 3.16: Ingresos mensuales de la empresa [Fuente: Elaboración propia].**

<b>Descripción</b>	<b>Costo</b>
Camarón (ganancia por mes)	\$ 130000.00
<b>Total de ingresos por mes</b>	<b>\$ 240000.00</b>

**Tabla 3.17: Ingresos netos a la empresa mensuales [Fuente: Elaboración propia].**

<b>Meses</b>	<b>Mes 1</b>	<b>Mes 2</b>
<b>Egresos</b>	\$ 136658.72	\$128520.00
<b>Ingresos</b>	\$ 240000.00	\$240000.00
<b>Ingresos netos</b>	<b>\$ 103341.28</b>	<b>\$ 231861.28</b>

Como se puede observar de la Tabla 3.17 la inversión puesta en la máquina se recupera después de 2 meses, el poco tiempo se debe a las grandes ganancias que tiene la empresa y al bajo costo de la elaboración de la máquina.

### 3.5 Diseño final de la zaranda.

En la Figura 3.11 se presenta un esquema general del diseño final.

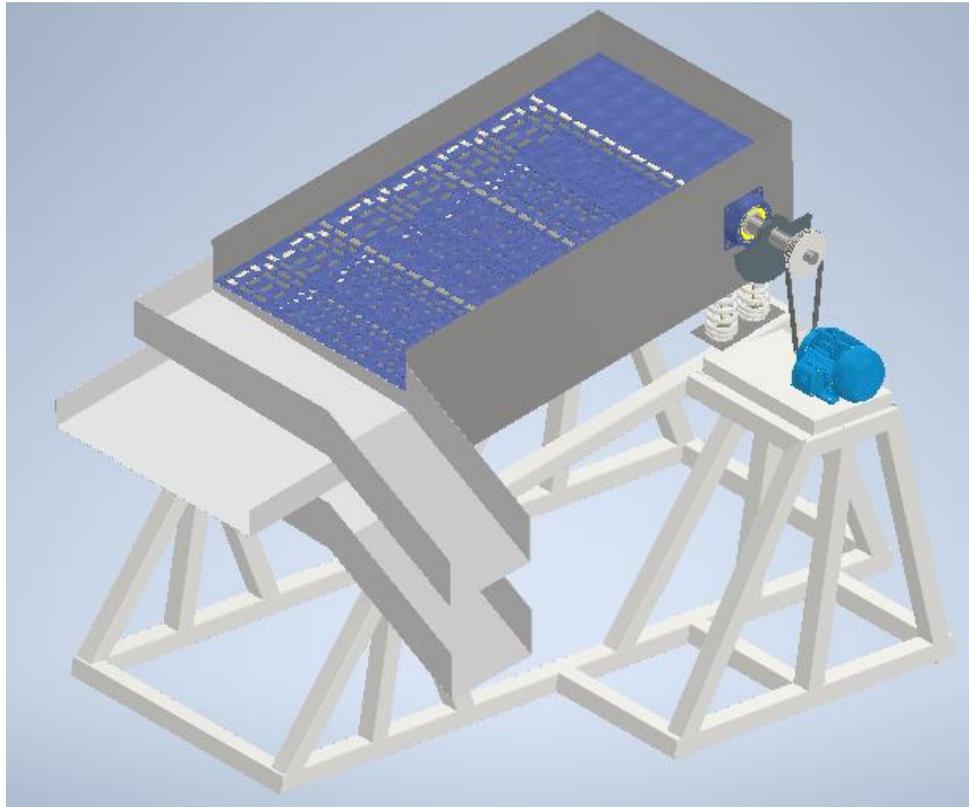
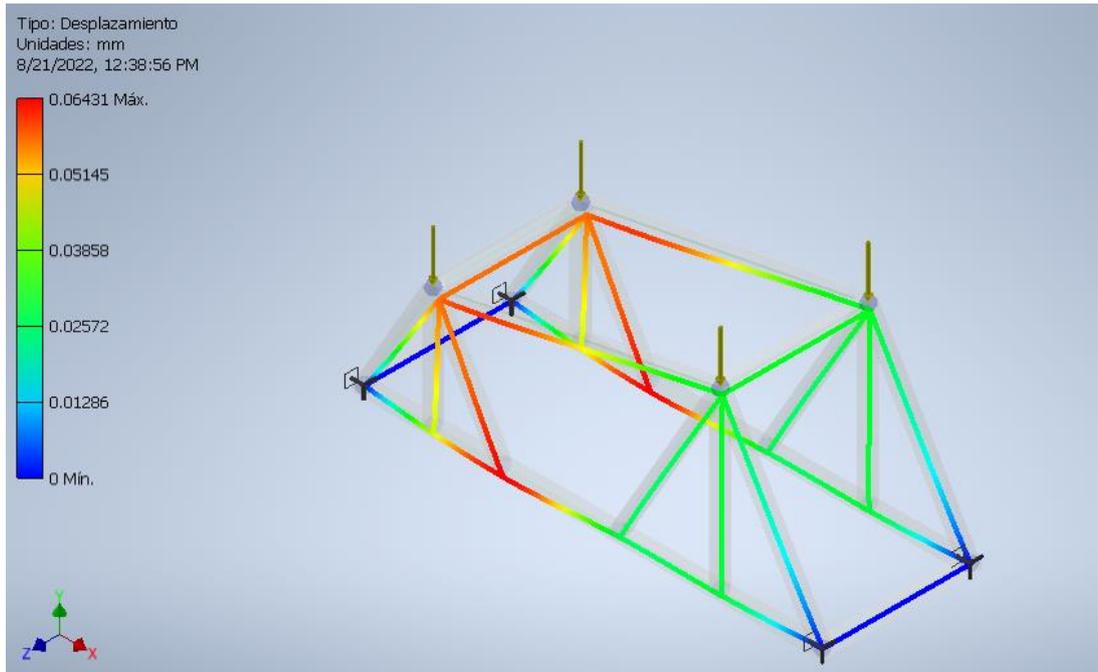


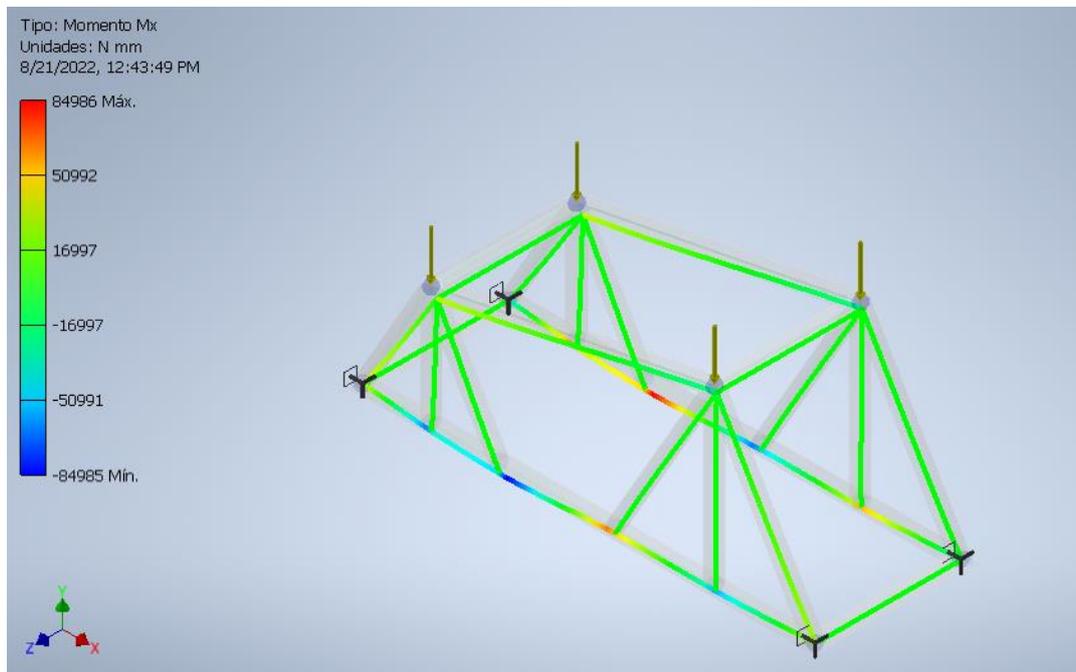
Figura 3.11: Diseño final de la zaranda [Fuente: Elaboración propia].

### 3.6 Resultados elementos finitos.

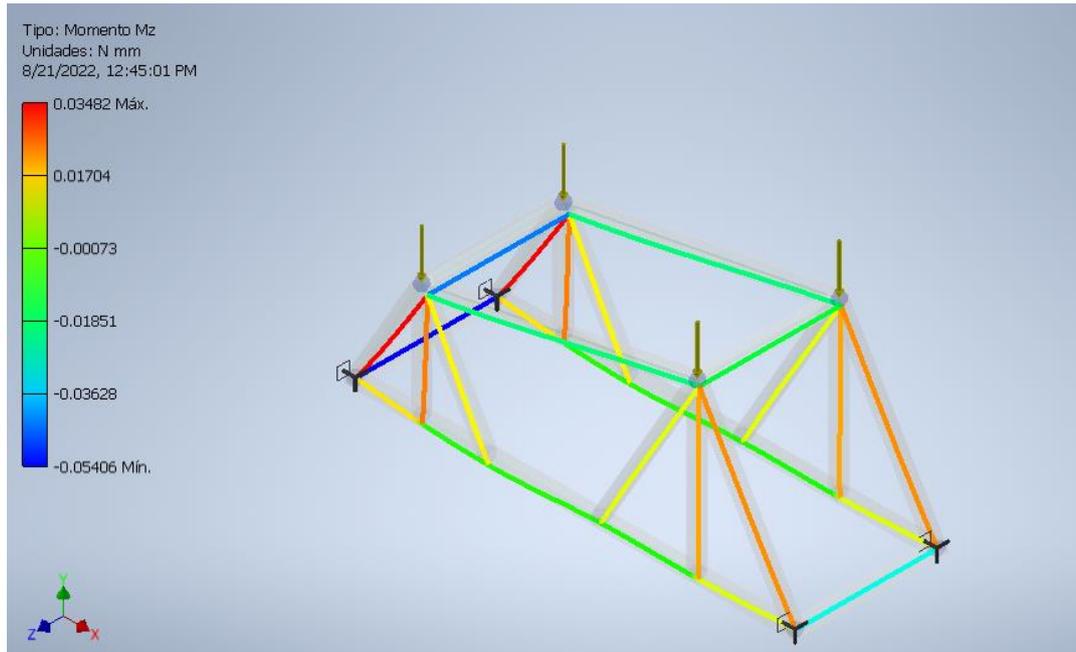
En el análisis de elementos finitos realizado a los elementos más críticos de nuestro diseño, se obtuvieron resultados favorables, obteniendo así: Figura 3.12, Figura 3.13 el análisis de la deflexión, análisis de los momentos en los ejes x e y de la base metálica de la zaranda. Figura 3.15 y Figura 3.16 el análisis de las cargas en los tamices superior e inferior. Figura 3.17 y Figura 3.18 el análisis de Von Mises, deflexión en el resorte.



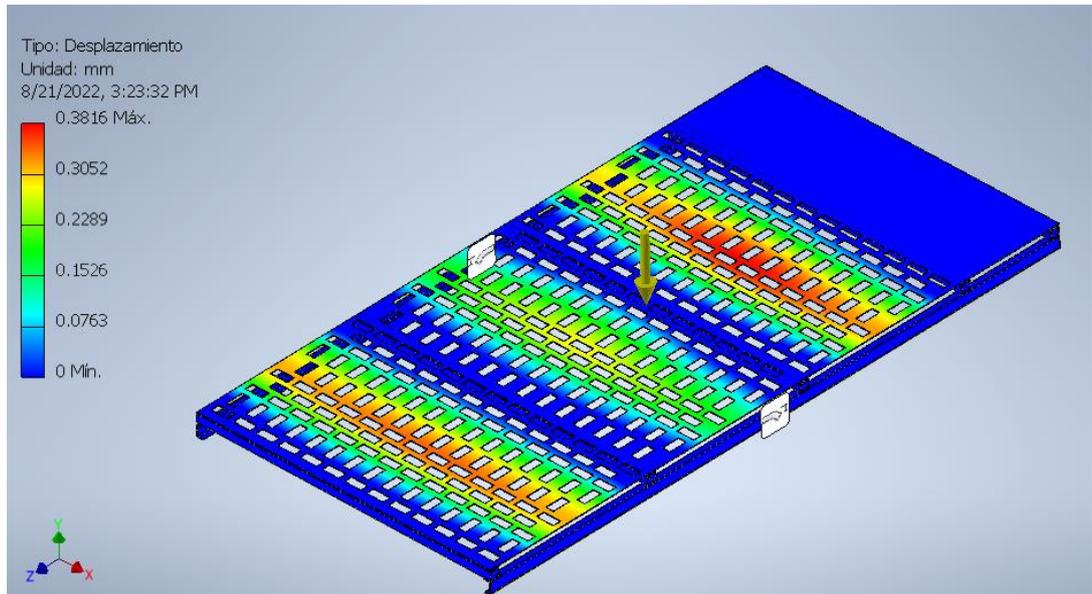
**Figura 3.12: Deflexión de la base [Fuente: Elaboración propia].**



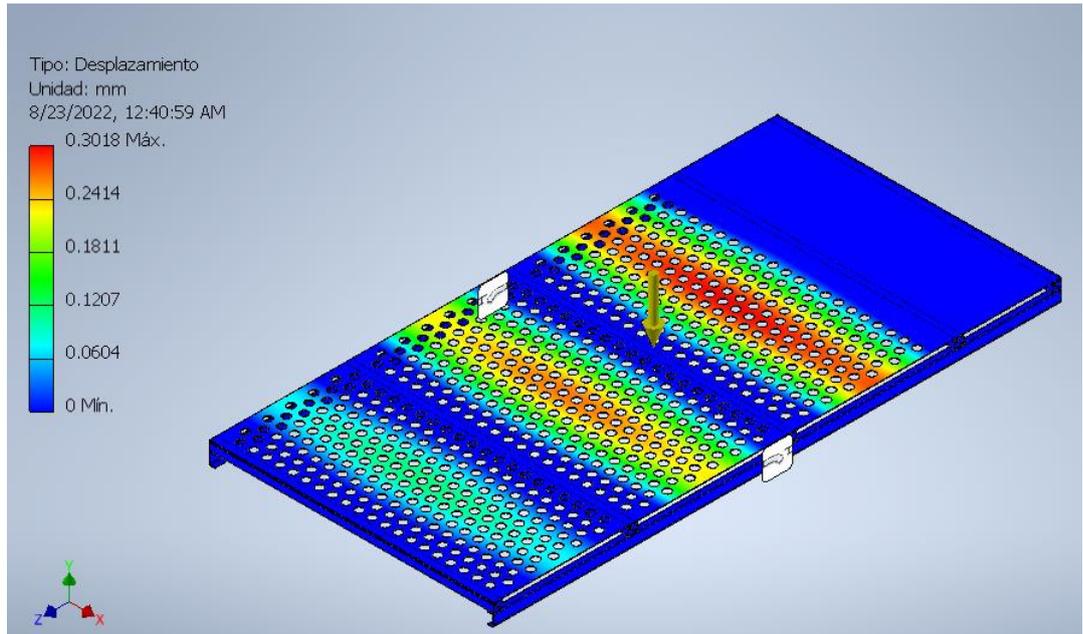
**Figura 3.13: Distribución de momentos en el eje x [Fuente: Elaboración propia].**



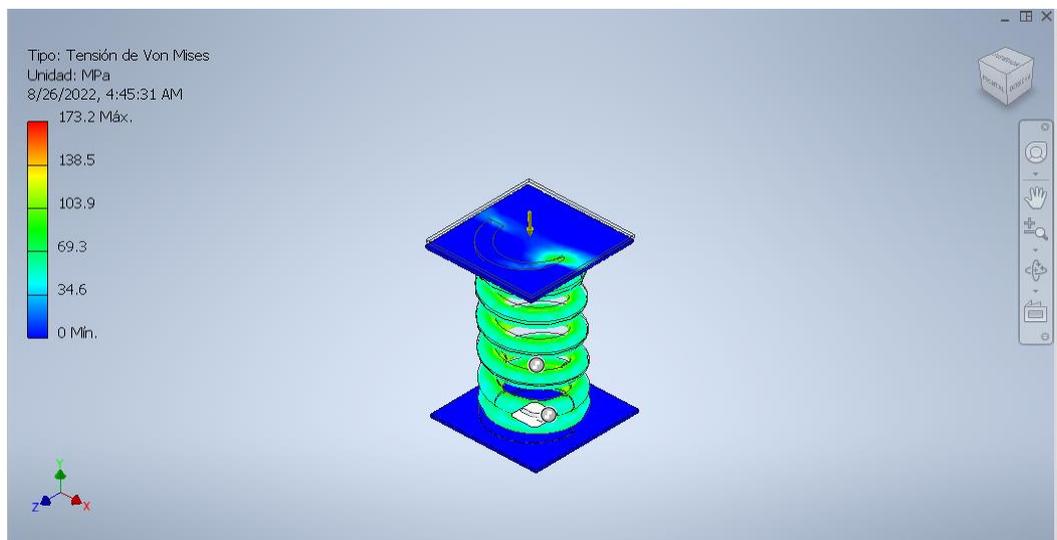
**Figura 3.14:**Distribución de momentos en el eje y [Fuente: Elaboración propia].



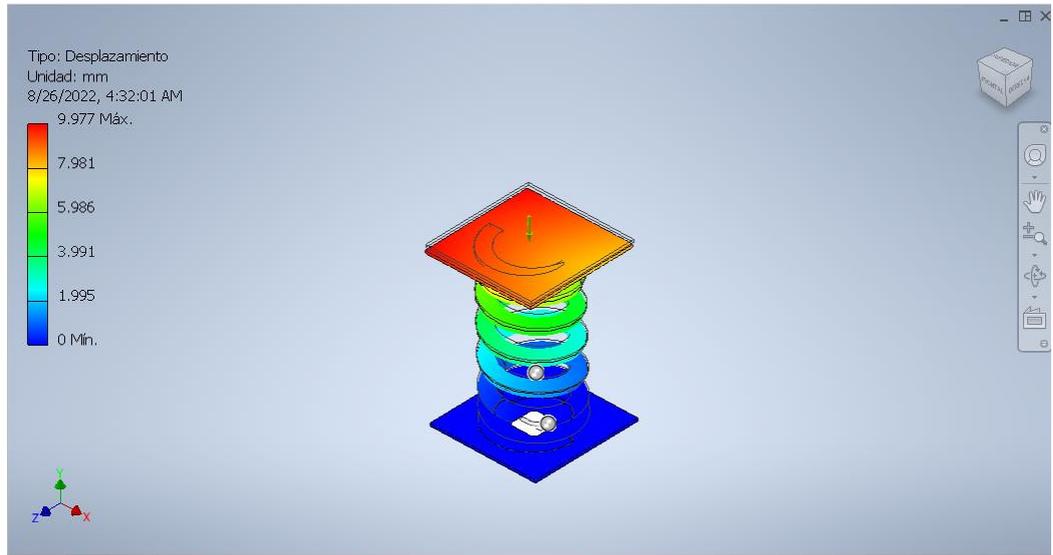
**Figura 3.15:** Deflexión del tamiz superior [Fuente: Elaboración propia].



**Figura 3.16: Deflexión del tamiz inferior [Fuente: Elaboración propia].**



**Figura 3.17: Análisis de Von Mises del resorte [Fuente: Elaboración propia].**



**Figura 3.18: Desplazamiento del resorte [Fuente: Elaboración propia].**

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

1. Se estudió a detalle el diagrama de flujo de la empresa, desde la recepción hasta el empaclado final, para determinar el lugar donde aparece la problemática y el lugar más adecuado de su posible solución, se determinó que el problema mayor se da en la etapa de clasificado, por lo que se decidió implementar la máquina antes de ingresar a esta etapa.
2. Para separar las piedras de los camarones se analizaron diferentes métodos de separación de partículas, se determinó que para partículas de medianas a grandes como las de nuestra problemática, la mejor solución era diseñar un sistema de flotación o un sistema de cribado por medio de tamices, sin embargo, por lo complejo de encontrar una sustancia no toxica que haga flotar los camarones se decidió diseñar un sistema de cribado por medio de zarandas inclinadas.
3. Para realizar el cribado de forma automática se diseñó un sistema de vibraciones, se analizaron tres métodos; un sistema de motovibradores que van pegados a la estructura de la zaranda, un sistema rotativo con contrapesos desbalanceados y un sistema biela manivela excéntrico, se realizó una matriz de decisión con parámetros como eficiencia, costo y mantenimiento, al analizar todos los parámetros se encontró que el sistema predominante y que mejor se adaptaba a los parámetros era el de rotación por masas descompensadas, por lo que se procedió con su respectivo diseño.
4. Se realizó una búsqueda de trabajos con aplicaciones similares a nuestra solución, se encontró varios proyectos académicos en donde diseñaban zarandas vibratorias, pero para aplicaciones mineras o de tamizado de granos y arena, no se encontró un proyecto para nuestra problemática ni

nada similar, de igual forma se adaptó los modelos encontrados a la aplicación estudiada poniendo mucho más énfasis en seguridad alimentaria y selección de materiales que cumplan todas las normativas relacionadas.

5. Se decidió trabajar con dos niveles, en el primero se diseñó un tamiz con perforaciones rectangulares de 50x30 en donde atraviesan los camarones y las piedras más pequeñas, mientras que las piedras de mayor tamaño se quedan en la superficie del mismo, el resto del material pasa a un segundo nivel o tamiz inferior con perforaciones circulares de 25 mm en donde en cambio los camarones quedan en el tamiz y las piedras pequeñas atraviesan el tamiz y avanzan a un tercer nivel en donde son desechadas. Las piedras que quedan en el tamiz superior son desechadas y los camarones en el tamiz intermedio pasan directamente al tanque de clasificado para continuar con la siguiente etapa de producción.
6. El armazón que sostiene a los tamices se diseñó de tal forma que soporta el peso de un bin cargado con camarón, está conformado por dos perfiles en U que se sueldan longitudinalmente a las paredes de la zaranda, a lo largo se ubicó varios tubos cuadrados soldados transversalmente a lo largo de ambos perfiles en U para aligerar la carga sobre los tamices, de igual forma se realizó para el tamiz inferior y superior, además las paredes y tamices son completamente de acero inoxidable para cumplir las normas alimentarias.
7. Se diseñó el eje de transmisión con los diámetros adecuados para cada sección analizada, además se determinó el número de revoluciones según valores recomendados en la normativa NTE INEN 1515 establecido en 1000 rpm, y se diseñó cada elemento que es sostenido en el eje, las masas descompensadas se las diseño de tal forma que generan una fuerza centrípeta de 56.5 kN, los rodamientos seleccionados fueron los 22318-E junto con la chumacera FYNT 90 y el sistema de bandas y poleas los P 3V115 y P 3V200.

8. Se diseñó una estructura lo suficientemente resistente para que soporte todo el peso de la zaranda más las constantes vibraciones, se analizó la estructura seleccionada, se determinó el eslabón que soporta la mayor carga (eslabón AB) y se realizó el análisis respectivo (elemento en compresión se lo analizó como columna Intermedia) con dicho eslabón para determinar el área transversal más adecuada que en este caso fueron perfiles cuadrados de 100x3 mm.
9. La zaranda terminó con la problemática de las piedras que vienen con los camarones desde los estanques, elimina los fallos por dicha problemática y reduce los costos por repuestos y planes de mantenimiento correctivos.
10. El análisis de elementos finitos comprobó que cada uno de los elementos del diseño es apto para su utilización respectiva, de acuerdo a la producción de la empresa. Al realizar el análisis y obtener deformaciones pequeñas tanto en los tamices como el resorte y de la estructura de soporte, podemos enunciar que cada elemento es lo suficientemente rígido para soportar las fuerzas existentes de la máquina.
11. El análisis de costos realizados reflejó el bajo costo de la construcción de la maquinaria diseñada en el que se incluye la mano de obra de los diferentes trabajos que necesitaría antes de implementarla, que de acuerdo a la producción de la empresa la inversión se recuperaría en aproximadamente 2 meses, eso demuestra la rentabilidad positiva y viable del proyecto.

## 4.2 Recomendaciones

1. Tener en consideración el efecto de la fuerza centrípeta especialmente para diseñar la estructura de soporte y el eje de transmisión.
2. Trabajar con un sistema de bandas y poleas, la tensión generada por las vibraciones se puede amortiguar con resortes en el motor, en embargo si se acopla directamente el motor al eje de la zaranda se produce un desbalanceo más difícil de controlar.
3. Trabajar con rodamientos a rodillos y si es posible a doble fila, ya que estos son más resistentes a las vibraciones en comparación con los rodamientos de bola.
4. Diseñar la inclinación teniendo en cuenta el ángulo de talud estático del material a cribar, ya que si aumentamos en exceso la inclinación el proceso de cribado se vuelve menos eficiente.
5. Se recomienda fijar la estructura de la zaranda al piso si es posible para evitar cualquier contratiempo adicional.

# BIBLIOGRAFÍA

- Aceros, J. (03 de 2020). *JN Aceros*. Obtenido de <https://jnaceros.com.pe/blog/beneficios-angulo-acero-inoxidable/>
- ANSI/AISC. (7 de julio de 2016). Especificación para construcciones de acero. *American Institute of Steel Construction*. United States of América.
- Arrizabalaga, N. L. (1990). *Técnicas Máquinas Herramientas*. Madrid: Editorial Paraninfo S.A.
- Balod, S. (Junio de 2022). Importación de camarón de China. *AQUACULTURA*(136), 80.
- Bavaresco, G. (2015). *Procedimiento para el diseño de ejes*.
- Beer, F. R. (2005). *Mecánica de Materiales*. Colombia: Mc Graw Hill.
- Carison, H. (1978). *Spring Designer's Handbook*. New York: L.L. Faulkner.
- DIPAC. (ENERO de 2022). *Productos de acero*. Obtenido de <https://dipacmanta.com/producto/perfiles/perfiles-estructurales/canal-u/>
- Flores, M. L. (2017). The Network EC Team. En *Farmacognosia 2017*. Patagonia, Argentina.
- Fortunato, M. A. (2009). Máquinas de elevación y transporte. *Zarandas Vibratorias*. UTN FRSR.
- HeasideHeavy, I. (2021). *Parámetros de proceso de la criba vibratoria*. Jingjin Road.
- IDEARA. (2014). *Vibraciones mecánicas. Factores relacionados con la fuente y medidas de control*.
- INEN. (1987). Cribas metálicas, zarandas y tamices - INEN 1515. Quito, Pichincha, Ecuador: Instituto ecuatoriano de Normalización.
- INEN. (2013). Perfiles abiertos de acero conformados en frío. Quito, Ecuador: Instituto Ecuatoriano de normalización.
- Intermec. (2022). *Productos Mecánicos para transmisión de potencia*. Obtenido de <file:///C:/Users/HP/Downloads/catalogo%20de%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf>
- Jumbo, B. (2022). Siete factores influyeron en las exportaciones récord ecuatorianas de 2021. *LIDERES*, 40.

- Mora, R. J. (2004). *Diseño de una Zaranda Clasificadora de Material Petreo para el Municipio de Catamayo*. Loja.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: E-BOOK.
- Nisbett, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill Interamericana.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas-Un enfoque integrado*. Naulcapan de Juarez-México: Pearson Educación.
- Pytel, A. (2006). *Resistencia de Materiales*. New York: AlfaOmega Grupo Editor.
- Rao, S. S. (2012). *Vibraciones Mecánicas* (Quinta ed.).
- RCSC. (2016). *Consideraciones en conexiones estructurales*. México.
- RM Industrial Group. (2014). *Catálogo General Grupo RMIG*. Obtenido de [http://rmig.com/files/rmig/pdf/es/rm\\_pattern\\_es\\_204print.pdf](http://rmig.com/files/rmig/pdf/es/rm_pattern_es_204print.pdf)
- Team, T. N. (2022). La tecnificación del sector camaronero. Guayaquil, Ecuador.
- Vásconez, C. C. (1997). *Diseño y cálculo de una zaranda clasificatoria de piedras*. Guayaquil.
- Vinnakota, S. (2006). *Estructuras de acero: comportamiento y LRDF*. México: Mc Graw-Hill Interamericana.
- Wingqvist, S. (2019). *AB SKF*. Obtenido de FYNT 90 L: <https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/roller-bearing-units/flanged-units/productid-FYNT%2090%20L>
- Wingqvist, S. (2019). *Rodamiento 22318 E*. Obtenido de AB SKF: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-22318%20E>

# APÉNDICES

## APÉNDICE A: CÁLCULOS DE LOS TAMICES Y CAJA DE LA ZARANDA

### Cálculos para determinar espesor de la plancha

#### Volumen del bin utilizado

$$V_{\text{bin}} = a_{\text{bin}} * b_{\text{bin}} * h_{\text{bin}}$$

$$V_{\text{bin}} = 0.9 * 0.9 * 0.9$$

$$V_{\text{bin}} = 0.729 \text{ m}^3$$

#### Masa de los camarones contenidos en el bin

$$m_{\text{camarón}} = \rho_{\text{camarón}} * V_{\text{bin}}$$

$$m_{\text{camarón}} = 1020 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.729 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{camarón}} = 743.58 \text{ kg}$$

#### Masa aproximada del material contenido en el bin

$$m_{\text{contenido del bin}} = m_{\text{camarón}} * 1.1$$

$$m_{\text{contenido del bin}} = 743.58 \text{ kg} * 1.1$$

$$m_{\text{contenido del bin}} = 817.938 \text{ kg}$$

#### Masa de cargada

$$m_{\text{cargada}} = \frac{m_{\text{contenido del bin}}}{2}$$

$$m_{\text{cargada}} = \frac{817.928}{2}$$

$$m_{\text{cargada}} = 408.97 \text{ kg}$$

#### Capacidad de la zaranda (Q)

$$Q = \frac{m_{\text{cargada}}}{\text{tiempo de cargada}}$$

$$Q = \frac{408.97 \text{ kg}}{5 \text{ min}}$$

$$Q = 4907.57 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

#### Área completa de la placa de acero inoxidable utilizada

$$\text{Area}_{\text{plancha}} = b * a$$

$$\text{Area}_{\text{plancha}} = 1.22 * 2.44$$

$$\text{Area}_{\text{plancha}} = 2.98 \text{ m}^2$$

### Carga uniformemente repartida

$$q = \frac{m_{\text{cargada}}}{\text{Área}_{\text{plancha}}}$$

$$q = \frac{408.97 \text{ kg}}{2.98 \text{ m}^2}$$

$$q = 137.24 \text{ kg/m}^2$$

$$q = 0.00013724 \text{ kg/mm}^2$$

### Análisis Esfuerzo-Resistencia

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{S_y}{FS}$$

$S_y$  – Resistencia a la fluencia

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{24 \text{ kg/mm}^2}{1.5}$$

$$\sigma_{\text{perm}} = 16 \text{ kg/mm}^2$$

### Relación entre dimensiones principales

$$\eta = \frac{a}{b \text{ (no incluida el área sin agujero)}}$$

$$\eta = \frac{1220 \text{ mm}}{2000 \text{ mm}} = 0.61$$

$\eta$	$\varphi_x$	$\varphi_y$	$\psi$	$k$
1	1.15	1.15	0.71	0.26
1.5	1.20	1.95	1.35	0.34
2	1.11	2.44	1.77	0.37
3	0.97	2.85	2.14	0.37
4	0.92	2.96	2.24	0.38
$\infty$	0.90	3.00	2.28	0.38

### Espesor de la placa

$$e = \sqrt{\frac{\varphi_y * q * \left(\frac{b}{2}\right)^2}{\sigma_{\text{perm}}}}$$

$$e = \sqrt{\frac{1.15 * 0.00013724 \text{ kg/mm}^2 * \left(\frac{2000 \text{ mm}}{2}\right)^2}{16 \text{ kg/mm}^2}}$$

$$e = 3.14 \approx 3 \text{ mm}$$

$$e_{\text{escogido}} = 3 \text{ mm}$$

### Cálculos para determinar el espaciado entre tamices

#### Tamiz inferior

$$\% \text{ Área abierta} = 40$$

Agujeros circulares con arreglo en tresbolillo (Tamiz inferior)

$$\frac{R^2 * 90.69}{T^2} = \% \text{ Área abierta}$$

$$T = \sqrt{\frac{R^2 * 90.69}{\% \text{ Área Abierta}}}$$

$$T = \sqrt{\frac{35^2 * 90.69}{47}}$$

$$T = 48.79 \text{ cm}$$

#### Tamiz Superior

$$\% \text{ Área Abierta} = 35$$

### Cálculos para determinar la altura de la caja

Volumen de la caja = Volumen del bin

$$a * b * h = \text{Volumen del bin}$$

$$h_{\text{superior}} = \frac{\text{Volumen del bin}}{a * b}$$

$$h_{\text{superior}} = \frac{0.729 \text{ m}^3}{2.44 \text{ m} * 1.22 \text{ m}}$$

$$h_{\text{superior}} = 0.245 \text{ m} = 24.49 \text{ cm}$$

$$h_{\text{superior escogida}} = 30 \text{ cm}$$

$$h_{\text{inferiorescogida}} = 30 \text{ cm}$$

$$h_{\text{base}} = \frac{h_{\text{superior}}}{2}$$

$$h_{\text{base}} = 12.245 \text{ cm}$$

$$h_{\text{base escogida}} = 15 \text{ cm}$$

$$h_{\text{total}} = h_{\text{superior escogida}} + h_{\text{inferior escogida}} + h_{\text{base escogida}}$$

$$h_{\text{total}} = 30 + 30 + 15$$

$$h_{\text{total}} = 75 \text{ cm}$$

## Cálculos para determinar el peso de la caja tamices y contenido

### Volumen de tamiz superior

$$\text{Volumen}_{\text{tamiz superior}} = (a * b - \# \text{agujeros} * \text{Área}_{\text{agujeros}}) * e$$

$$\text{Volumen}_{\text{tamiz superior}} = (1.22 * 2.44 - 393 * 0.07 * 0.032) * 0.003$$

$$\text{Volumen}_{\text{tamiz superior}} = 0.0063 \text{ m}^3$$

### Volumen tamiz inferior

$$\text{Volumen}_{\text{tamiz inferior}} = (a * b - \# \text{agujeros} * \text{Área}_{\text{agujeros}}) * e$$

$$\text{Volumen}_{\text{tamiz inferior}} = \left(1.22 * 2.44 - 800 * \frac{\pi}{4} * 0.035^2\right) * 0.003$$

$$\text{Volumen}_{\text{tamiz inferior}} = 0.00662 \text{ m}^3$$

### Masa tamiz superior

$$\text{masa}_{\text{tamiz superior}} = \rho_{\text{acero}} * \text{Volumen}_{\text{tamiz superior}}$$

$$\text{masa}_{\text{tamiz superior}} = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.0063 \text{ m}^3$$

$$\text{masa}_{\text{tamiz superior}} = 49.69 \text{ kg}$$

### Masa tamiz inferior

$$\text{masa}_{\text{tamiz inferior}} = \rho_{\text{acero}} * \text{Volumen}_{\text{tamiz inferior}}$$

$$\text{masa}_{\text{tamiz inferior}} = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.00662 \text{ m}^3$$

$$\text{masa}_{\text{tamiz inferior}} = 52.30 \text{ kg}$$

### Volumen de la caja

$$\text{Volumen}_{\text{caja}} = \text{Vol}_{\text{transversal}} + 2\text{Vol}_{\text{longitudinal}} + \text{Vol}_{\text{base}}$$

$$\text{Volumen}_{\text{caja}} = b * h * e + 2 * a * h * e + a * b * e$$

$$\text{Volumen}_{\text{caja}} = 1.224 * 0.75 * 0.002 + 2 * 2.44 * 0.75 * 0.002 + 1.224 * 2.442 * 0.002$$

$$\text{Volumen}_{\text{caja}} = 0.0151 \text{ m}^3$$

### Masa de la caja

$$\text{masa}_{\text{caja}} = \rho_{\text{acero}} * \text{Volumen}_{\text{caja}}$$

$$\text{masa}_{\text{caja}} = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.0151 \text{ m}^3$$

$$\text{masa}_{\text{caja}} = 119.56 \text{ kg}$$

### Masa total

$$\text{masa}_{\text{total}} = \text{masa}_{\text{caja}} + \text{masa}_{\text{tamiz inferior}} + \text{masa}_{\text{tamiz superior}} + \text{masa}_{\text{cargada}}$$

$$\text{masa}_{\text{total}} = 119.6 \text{ kg} + 52.30 \text{ kg} + 49.69 \text{ kg} + 408.97$$

$$\text{masa}_{\text{total}} = 630.5 \text{ kg}$$

## Cálculos para seleccionar los perfiles estructurales

### Carga distribuida

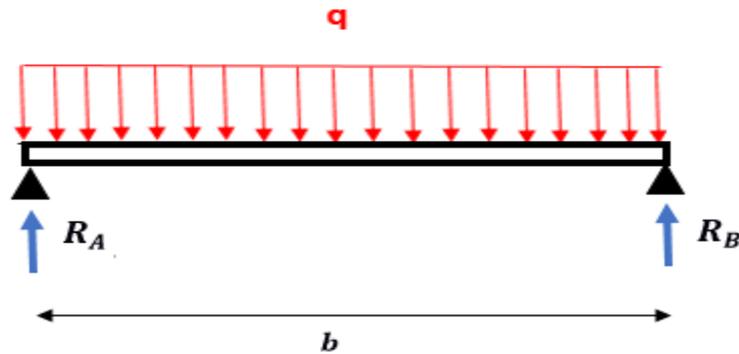
$$m_{\text{tamiz+cargada}} = \text{masa tamiz}_{\text{superior}} + \text{masa}_{\text{cargada}}$$

$$m_{\text{tamiz+cargada}} = 49.69 \text{ kg} + 408.97 \text{ kg}$$

$$m_{\text{tamiz+cargada}} = 458.66 \text{ kg}$$

$$q = \frac{m_{\text{tamiz+cargada}}}{b} = \frac{458.66 \text{ kgf}}{1.22} = 375.95 \text{ kgf/m}$$

### Fuerza-Reacciones



$$\sum M_A = 0$$

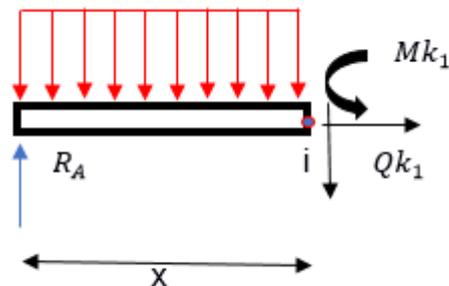
$$R_B(1.22) - q(1.22)(0.61) = 0$$

$$R_B = \frac{94.62 \text{ kgf/m} * 1.22 \text{ m} * 0.61 \text{ m}}{1.22 \text{ m}}$$

$$R_B = 229.33 \text{ kgf}$$

$$R_A = 229.33 \text{ kgf}$$

### Momento máximo de la viga



$$\sum Mk_i = 0$$

$$-R_A x + q(x) \left(\frac{x}{2}\right) + M_{k_1} = 0$$

$$M_{k_1} = +R_A x - q(x) \left(\frac{x}{2}\right)$$

$$x = 0 \quad \rightarrow \quad M_{k_1} = 0$$

$$x = 0.61 \text{ m} \quad \rightarrow \quad M_{k_1} = 69.84 \text{ kgf} - \text{m}$$

$$x = 1.22 \text{ m} \quad \rightarrow \quad M_{k_1} = 0$$

### Esfuerzo admisible y módulo de sección (perfil cuadrado)

$$W_{\text{perfil cuadrado}} = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{perm}}}$$

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{S_y}{1.6}$$

$$S_{\text{ACERO A-36}} = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{250 \text{ MPa}}{1.6}$$

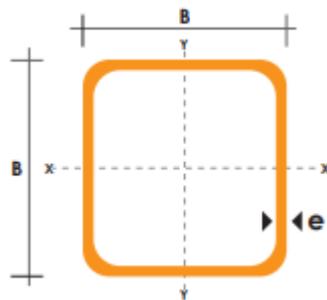
$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{2549.3 \text{ kgf/cm}^2}{1.6}$$

$$\sigma_{\text{perm}} = 1593.31 \text{ kgf/cm}^2$$

$$W_{\text{perfil cuadrado}} = \frac{69.84 \text{ kgf} - \text{m} * \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}}}{1593.3 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$W_{\text{perfil cuadrado}} = 4.38 \text{ cm}^3$$

40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94



$$B = 40 \text{ mm}$$

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$m_{\text{tamiz+cargada+ángulo}} = 458.66 + 17.70 \text{ kg} = 476.36$$

$$q = \frac{m_{\text{tamiz+cargada}}}{b} = \frac{\text{kgf}}{2.44} = 195.23 \text{ kgf/m}$$

$$R_B = 119.09 \text{ kgf}$$

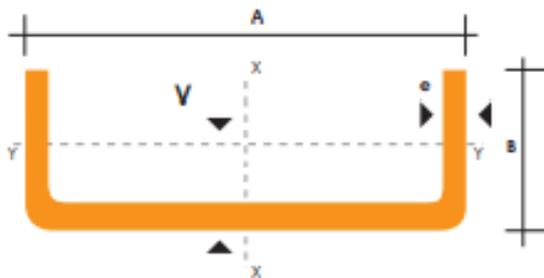
$$R_A = 119.09 \text{ kgf}$$

$$Mk_1 = 36.30 \text{ kgf} - m$$

$$W_{\text{perfil U}} = \frac{36.30 \text{ kgf} - m * \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}}}{1593.3 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$W_{\text{perfil U}} = 2.28 \text{ cm}^3$$

40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.81	0.85



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

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

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

### Masa de los perfiles estructurales escogidos

$$\text{masa}_{\text{perfiles}} = (5 * m_{\text{perfil seleccionado1}}) + (2 * m_{\text{perfil seleccionado2}})$$

$$\text{masa}_{\text{perfiles}} = (5 * 3.54 \text{ kg/m} * 1.22 \text{ m}) + (2 * 1.47 \text{ kg/m} * 2.44 \text{ m})$$

$$\text{masa}_{\text{perfiles}} = 2 * 28.77 \text{ kg} = 57.54 \text{ kg}$$

$$\text{masa}_{\text{total}} = 630.5 \text{ kg} + 57.54 \text{ kg} = 688.04 \text{ kg}$$

## APÉNDICE B: CÁLCULOS SISTEMA DE VIBRACIÓN POR CONTRAPESOS

### Frecuencia natural del sistema

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = 0.8$$

$$\omega_n = \frac{\omega}{0.8}$$

$$\omega_n = \frac{104.72}{0.8}$$

$$\omega_n = 130.9 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

### Constante del resorte

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

$$k_{\text{total}} = \frac{\omega_n^2 * M}{g}$$

$$k_{\text{total}} = \frac{(130.9 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^2 * 1200 \text{ kg}}{980 \text{ cm/s}^2}$$

$$k_{\text{total}} = 20981 \text{ kgf/cm} = 20575 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

### Masa del contrapeso

$$\frac{MX}{m_d e} = \frac{r^2}{1 - r^2}$$

$$\frac{M * A_{\text{criba}}}{m_{\text{contrapeso}} * e} = \frac{\frac{\omega^2}{\omega_n^2}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}$$

$$\frac{M * A_{\text{criba}}}{m_{\text{contrapeso}} * e} = \frac{0.8^2}{1 - 0.8^2} = 1.78$$

$$m_{\text{contrapeso}} = \frac{1200 * 0.005}{0.1 * 1.78}$$

$$m_{\text{contrapeso}} = 33.71 \text{ kg}$$

$$m_{\text{contrapeso}} = 16.85 \text{ kg}$$

individual

### Fuerza centrípeta de cada masa rotatoria

$$F = m_{\text{contrapeso}} * ex * \omega^2 \sqrt{\frac{1}{(1 - r^2)^2}}$$

$$F = 16.85 * 0.1 * 104.75^2 \sqrt{\frac{1}{(1 - 0.8^2)^2}}$$

$$F = 56.45 \text{ kN}$$

### Dimensiones de la masa rotatoria

$$V_{\text{contrapeso}} = \frac{m_{\text{contrapeso individual}}}{\rho_{\text{acero estructural}}}$$

$$V_{\text{contrapeso}} = \frac{16.85 \text{ kg}}{7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_{\text{contrapeso}} = 2.146 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_{\text{contrapeso}} = 2146 \text{ cm}^3$$

$$r_{\text{masa}} = \frac{3\pi e}{4}$$

$$r_{\text{masa}} = \frac{3\pi * 10 \text{ cm}}{4}$$

$$r_{\text{masa}} = 23.6 \text{ cm}$$

$$L_{\text{contrapeso}} = \frac{2V_{\text{contrapeso}}}{\pi * r_{\text{masa}}^2}$$

$$L_{\text{contrapeso}} = \frac{2 * 2146 \text{ cm}^3}{\pi * 23.6 \text{ cm}^2}$$

$$L_{\text{contrapeso}} = 2.45 \text{ cm}$$

### Torque producido por la masa del contrapeso

$$T_{\text{mo}} = 2T_{\text{ma}}$$

$$T_{\text{mo}} = 2 * m_{\text{contrapeso individual}} * g * ex$$

$$T_{\text{mo}} = 2 * 16.85 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.1 \text{ m}$$

$$T_{\text{mo}} = 33 \text{ Nm}$$

### Potencia inicial del motor

$$P_{\text{inicial-motor}} = T_{\text{mo}} * \omega$$

$$P_{\text{inicial-motor}} = 33 \text{ Nm} * 104.72 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P_{\text{inicial-motor}} = 3456 \text{ W}$$

$$P_{\text{inicial-motor}} = 4.63 \text{ hp}$$

$$P_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{inicial-motor}}}{0.8 * 0.9}$$

$$P_{\text{motor}} = \frac{4.63}{0.8 * 0.9}$$

$$P_{\text{motor}} = 6.45 \text{ hp}$$

### Resistencia a la fatiga

$$S_n = C_b * C_s * C_r * C_o * S'_n$$

Su queda establecido como  $4569 \text{ Kgf/cm}^2 = 448.07 \text{ MPa}$

El eje estará en un ambiente a temperatura ambiente por lo que  $C_b=1$

El factor de corrección por superficie establecido en  $C_s=1.8$

Para el factor de confiabilidad aplicamos la siguiente ecuación

$$C_r = 1 - AB$$

Donde  $A=0.076$  por ser acero y  $B=0.4$  al relacionarlo con el porcentaje del límite de fatiga

$$C_r = 1 - 0.076 * 0.4$$

$$C_r = 0.97$$

$C_o=1.3$  al ser un material laminado

Para aceros dúctiles como el seleccionado para el eje se cumple

$$S'_n = 0.5 S_u$$

$$S_n = 1 * 1.8 * 0.97 * 1.3 * 0.5 * 4569$$

$$S_n = 5185.36 \text{ kgf/cm}^2$$

### Factor de concentrador de esfuerzos

Se usará un chavetero de perfil por lo que  $k_f=1.6$

### Diámetro del eje

$$d_{eje} = \left[ 10.19N \left[ \left( \frac{Kf * Mmáx}{Sn} \right)^2 + 0.694 \left( \frac{T}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{eje} = \left[ 10.19N * 2.5 \left[ \left( \frac{1.6 * 84993}{5185.36} \right)^2 + 0.694 \left( \frac{336.5}{3374} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{eje} = 8.74 \text{ cm}$$

Seleccionamos un diámetro igual a 9 cm.

## APÉNDICE C: CÁLCULOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN, RESORTES Y CHAVETAS

### Bandas de transmisión

#### Parámetros de selección

$$\text{Potencia de diseño} = P_{\text{motor}} * FS$$

Tabla E8 para cribas vibratorias → FS = 1.4

$$\text{Potencia de diseño} = 10 \text{ hp} * 1.4$$

$$\text{Potencia de diseño} = 14 \text{ hp}$$

$$\text{rpm del motor} = 1800 \text{ rpm}$$

#### Tipo de bandas

#### Bandas 3V de alta capacidad

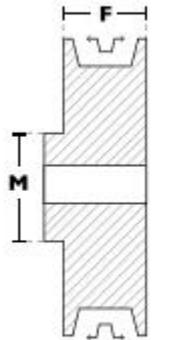
5.00	100	75	75	65
7.50	115	100	75	75
10.00	115	115	100	75
15.00	135	115	115	100
20.00	155	135	115	115
25.00	170	155	115	115

$$D_{\text{polea } 1} = 115 \text{ mm (exterior)}$$

4.15	4.50	4.86	5.28	5.70	6.24	6.92	7.45	8.88	12.02	1500
4.38	4.75	5.13	5.57	6.00	6.60	7.30	7.86	9.36	12.62	1600
4.60	5.00	5.40	5.86	6.32	6.93	7.68	8.26	9.82	13.20	1700
4.72	5.13	5.53	6.00	6.48	7.10	7.86	8.46	10.05	13.46	1750
4.83	5.25	5.66	6.15	6.63	7.26	8.04	8.65	10.27	13.73	1800
5.25	5.50	5.92	6.43	6.93	7.60	8.40	9.03	10.70	14.24	1900
5.27	5.72	6.17	6.70	7.22	7.90	8.75	9.40	11.13	14.72	2000
5.48	5.95	6.42	6.97	7.50	8.22	9.10	9.76	11.53	15.16	2100

$$\# \text{ bandas} = \frac{14 \text{ hp}}{4.83 \text{ hp}} = 3 \text{ bandas}$$

## Polea conductora y polea conducida (1 y 2)



Polea maciza

3 CANALES									
Ancho (F) = 38,1 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Huevo máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en lb
pulg	mm			mm	pulg				
3.9	100	PQ 3-3V100	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.2
4.1	105	PQ 3-3V105	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.3
4.3	110	PQ 3-3V110	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.4
4.5	115	PQ 3-3V115	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.5
4.7	120	PQ 3-3V120	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.7
5.0	125	PQ 3-3V125	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.0
5.1	130	PQ 3-3V130	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.1

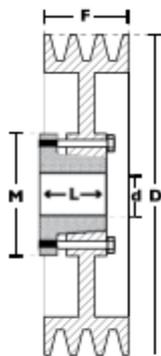
Modelo de la polea 1 o conductora PQ3-3V115

$$\text{Relación} = \frac{\text{rpm del motor}}{\text{rpm de la máquina}}$$

$$\text{Relación} = \frac{1800 \text{ rpm}}{1000 \text{ rpm}} = 1.8$$

$$D_{\text{polea 2}} = D_{\text{polea 1}} * \text{relacion} = 115 \text{ mm} * 1.8$$

$$D_{\text{polea 2}} = 207 \text{ mm}$$



Modelo T3

4.3	110	PQ 3-3V110	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.4
4.5	115	PQ 3-3V115	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.5
4.7	120	PQ 3-3V120	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.7
5.0	125	PQ 3-3V125	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.0
5.1	130	PQ 3-3V130	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.1
5.3	135	PQ 3-3V135	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.3
5.6	140	PQ 3-3V140	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.9
6.0	150	PQ 3-3V150	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	5.9
6.3	160	PQ 3-3V160	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.1
6.5	165	PQ 3-3V165	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.3
6.7	170	PQ 3-3V170	SO6	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.5
6.9	175	VQ 3-3V175	SO6	42.9	1-11/16	35	100	T2	6.8
7.0	180	VQ 3-3V180	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	6.9
7.5	190	VQ 3-3V190	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	9.0
8.0	200	VQ 3-3V200	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	10.6
8.5	210	VQ 3-3V210	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	12.3
9.9	250	VQ 3-3V250	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.1
10.6	270	VQ 3-3V270	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.0
11.0	280	VQ 3-3V280	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.5
11.8	300	VQ 3-3V300	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	15.6
12.5	320	VQ 3-3V320	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	16.5

Modelo de la polea 2 o conductora VQ3-3V200

$$\text{Distancia recomendada: } C = 1.5(D_{\text{polea 1}} + D_{\text{polea 2}})$$

$$\text{Distancia recomendada: } C = 1.5(115 \text{ mm} + 207 \text{ mm})$$

$$C = 483 \text{ mm}$$

## Longitud de la banda

$$L_p = 2C + 1.57(D_{\text{polea 1}} + D_{\text{polea 2}}) + \frac{(D_{\text{polea 1}} - D_{\text{polea 2}})^2}{4C}$$

$$L_p = 2 * 483 \text{ mm} + 1.57(115 \text{ mm} + 207 \text{ mm}) + \frac{(115 \text{ mm} - 207 \text{ mm})^2}{4 * 483 \text{ mm}}$$

$$L_p = 1476$$

## Chavetas

### Parámetros de diseño

Material de la chaveta: ACERO AISI 1020

Diámetro del eje para la masa descompensada  $d_{eje} = 80$  mm

Diámetro del eje para la polea  $d_{eje} = 60$  mm

### Dimensiones de la chaveta para la masa descompensada

$58 < d \leq 65$	18 x 11
$65 < d \leq 75$	20 x 12
$75 < d \leq 85$	22 x 14
$85 < d \leq 95$	25 x 14

Para un eje  $d_{eje} = 80$  mm

Ancho  $W = 22$  mm

Altura  $H = 14$  mm

### Análisis de esfuerzos

Esfuerzo cortante, falla por corte

Par torsional :  $T = T_{ma}$

$$T_{ma} = 506 \text{ Nm}$$

Fuerza media y fuerza alternante sobre la cuña

$$F_a = \frac{T_a}{d_{eje}/2} = \frac{506 \text{ Nm}}{80 \text{ mm}/2 * 1 \text{ m}/1000 \text{ mm}} = 12650 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{T_m}{d_{eje}/2} = \frac{506 \text{ Nm}}{80 \text{ mm}/2 * 1 \text{ m}/1000 \text{ mm}} = 12650 \text{ N}$$

Suponiendo  $L = 1.5 * 80 \text{ mm} - 80 \text{ mm} = 40$  mm

Esfuerzo cortante alternante y medio

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{cortante}} = \frac{12650 \text{ N}}{22 \text{ mm} * 40 \text{ mm}} = 14.375 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{cortante}} = \frac{12650 \text{ N}}{22 \text{ mm} * 40 \text{ mm}} = 14.375 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzos de Von Mises

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(14.375 \text{ N/mm}^2)^2} = 25 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(14.375 \text{ N/mm}^2)^2} = 25 \text{ N/mm}^2$$

Factor de seguridad a la fatiga por cortante de la chaveta

Sae 1020 Resistencia última a la tensión  $S_{ut} = 469 \text{ MPa}$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} = 234.5 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_{carga} * k_{tamaño} * k_{sup} * k_{temp} * k_{conf} * S'_e$$

$$S_e = 1 * 1 * 0.84 * 1 * 1 * 234.5 \text{ MPa} = 211 \text{ MPa}$$

$$FS = N_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{25 \text{ MPa}}{211 \text{ MPa}} + \frac{25 \text{ MPa}}{469 \text{ MPa}}} = 5$$

Esfuerzo por aplastamiento, falla por empuje

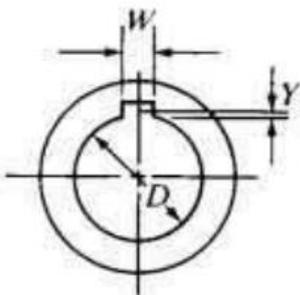
$$\sigma_{\text{aplast.máx}} = \frac{F_m + F_a}{A_{\text{contacto}}} = \frac{12650 \text{ N} + 12650 \text{ N}}{7 \text{ mm} * 40 \text{ mm}} = 90.35 \text{ N/mm}^2$$

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{\text{aplast.máx}}}$$

Sae 1020 Resistencia a la fluencia a la tensión  $S_y = 393 \text{ MPa}$

$$N_s = \frac{393 \text{ MPa}}{90.35 \text{ MPa}} = 4.35$$

Altura de cuerda



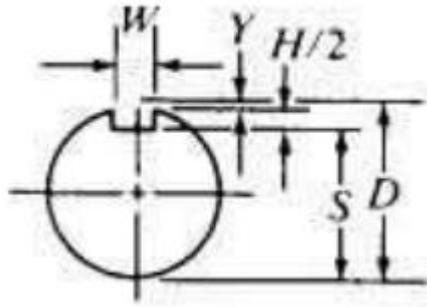
a) Altura de cuerda

$$Y = \frac{d_{\text{eje}} - \sqrt{d_{\text{eje}}^2 - W^2}}{2}$$

$$Y = \frac{80 \text{ mm} - \sqrt{80 \text{ mm}^2 - (22 \text{ mm})^2}}{2}$$

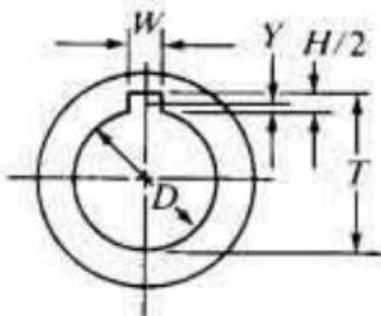
$$Y = 1.54 \text{ mm}$$

### Profundidad del chavetero en el eje



$$S = d_{\text{eje}} - Y - \frac{H}{2}$$
$$S = \frac{d_{\text{eje}} - H + \sqrt{\phi^2 - W^2}}{2}$$
$$S = \frac{80 - 14 + \sqrt{(80)^2 - (22)^2}}{2}$$
$$S = 71.46 \text{ mm}$$

### Profundidad del cuñero en el cubo



c) Profundidad del cuñero en el cubo

$$T = \frac{d_{\text{eje}} + H + \sqrt{d_{\text{eje}}^2 - W^2}}{2} + C$$
$$T = \frac{80 \text{ mm} + 14 \text{ mm} + \sqrt{80^2 - 22^2}}{2} + 0.127 \text{ mm}$$
$$T = 85.6 \text{ mm}$$

### Dimensiones de la chaveta para polea

$50 < d \leq 58$	16 x 10
$58 < d \leq 65$	18 x 11
$65 < d \leq 75$	20 x 12

Para un eje  $d_{\text{eje}} = 60 \text{ mm}$

Ancho  $W = 18 \text{ mm}$

Altura  $H = 11 \text{ mm}$

### Análisis de esfuerzos

Esfuerzo cortante, falla por corte

Par torsional :  $T = T_{\text{ma}}$

$$T_{\text{ma}} = 506 \text{ Nm}$$

Fuerza media y fuerza alternante sobre la cuña

$$F_a = \frac{T_a}{d_{\text{eje}}/2} = \frac{506 \text{ Nm}}{60 \text{ mm}/2 * 1 \text{ m}/1000 \text{ mm}} = 16867 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{T_a}{d_{\text{eje}}/2} = \frac{506 \text{ Nm}}{60 \text{ mm}/2 * 1 \text{ m}/1000 \text{ mm}} = 16867 \text{ N}$$

$$\text{Suponiendo } L = 1.5 * 60 \text{ mm} - 60 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

Esfuerzo cortante alternante y medio

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{\text{cortante}}} = \frac{16867 \text{ N}}{18 \text{ mm} * 30 \text{ mm}} = 31.23 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{\text{cortante}}} = \frac{16867 \text{ N}}{18 \text{ mm} * 30 \text{ mm}} = 31.23 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(31.23 \text{ N/mm}^2)^2} = 54 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{3(31.23 \text{ N/mm}^2)^2} = 54 \text{ N/mm}^2$$

Factor de seguridad a la fatiga por cortante de la chaveta

Sae 1020 Resistencia última a la tensión  $S_{ut} = 469 \text{ MPa}$

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} = 234.5 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_{\text{carga}} * k_{\text{tamaño}} * k_{\text{sup}} * k_{\text{temp}} * k_{\text{conf}} * S'_e$$

$$S_e = 1 * 1 * 0.84 * 1 * 1 * 234.5 \text{ MPa} = 211 \text{ MPa}$$

$$FS = N_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{54 \text{ MPa}}{211 \text{ MPa}} + \frac{54 \text{ MPa}}{469 \text{ MPa}}} = 2.7$$

Esfuerzo por aplastamiento, falla por empuje

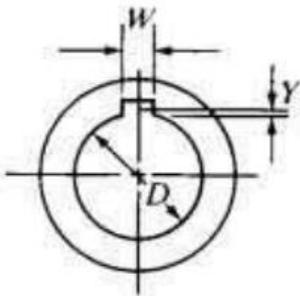
$$\sigma_{\text{aplast.max}} = \frac{F_m + F_a}{A_{\text{contacto}}} = \frac{16867 \text{ N} + 16867 \text{ N}}{5.5 \text{ mm} * 30 \text{ mm}} = 204.4 \text{ N/mm}^2$$

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{\text{aplast.máx}}}$$

Sae 1020 Resistencia a la fluencia por tensión:  $S_y = 393 \text{ MPa}$

$$FS = N_s = \frac{393 \text{ MPa}}{204.4 \text{ MPa}} = 1.92$$

Altura de cuerda

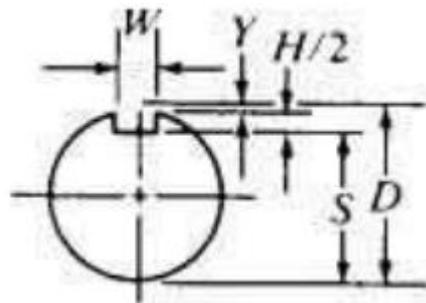


a) Altura de cuerda

$$Y = \frac{d_{\text{eje}} - \sqrt{d_{\text{eje}}^2 - W^2}}{2}$$
$$Y = \frac{60 \text{ mm} - \sqrt{60 \text{ mm}^2 - 18 \text{ mm}^2}}{2}$$

**Y = 1.38 mm**

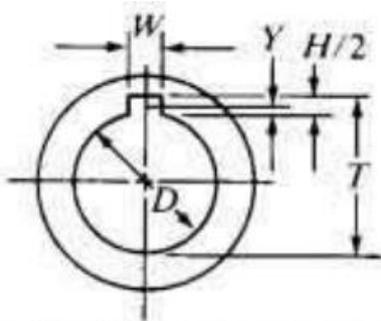
Profundidad del chavetero en el eje



$$S = d_{\text{eje}} - Y - \frac{H}{2}$$
$$S = \frac{d_{\text{eje}} - H + \sqrt{d_{\text{eje}}^2 - W^2}}{2}$$
$$S = \frac{60 \text{ mm} - 11 + \sqrt{60^2 - 18^2}}{2}$$

**S = 53.11 mm**

Profundidad del cuñero en el cubo



c) Profundidad del cuñero en el cubo

$$T = \frac{d_{\text{eje}} + H + \sqrt{d_{\text{eje}}^2 - W^2}}{2} + C$$
$$T = \frac{60 \text{ mm} + 11 \text{ mm} + \sqrt{60^2 - 18^2}}{2} + 0.127 \text{ mm}$$

**T = 64.24 mm**

## Cálculos para seleccionar el resorte

### Falla por carga estática

### Consideraciones y carga de diseño

$$\text{masa}_{\text{total}} = 688.04 \text{ kg} + 1311.96 \text{ kg}$$

$$\text{masa}_{\text{total}} = 2000 \text{ kg}$$

$$\text{masa}_{\text{total}} = 2000 \text{ kg} * 9.8 \text{ m/s}^2 = 19600 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza}_{\text{total}} = \frac{19600 \text{ N}}{8} = 2450 \text{ N por cada resorte}$$

$$\text{Fuerza}_{\text{sin carga}} = 688.04 \text{ kg} - 408.97 \text{ kg} + 1311.96 \text{ kg} = 1591.03 \text{ kg}$$

$$\text{Fuerza}_{\text{sin carga}} = 1591.03 \text{ kg} * 9.8 \text{ m/s}^2 = 15592.1 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza}_{\text{sin carga}} = \frac{15592.1 \text{ N}}{8} = 1949 \text{ N por cada resorte}$$

C = varia de 6 a 12

$$\eta = 1.2$$

C valor promedio C = 5

### Diámetro del resorte

Considerando:

Material de alambre acero inoxidable ASTM A302

$$G = 69 \text{ GPa}$$

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = K \frac{8FC}{\pi d^2}$$

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

$$A = 7394 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^m$$

$$m = 1.214$$

Preesforzado el esfuerzo admisible aumenta y se elimina la concentración de esfuerzos por curvatura

Preesforzado  $\rightarrow K = K_s$  (factor de corrección del cortante)

$$K_s = \frac{2C + 1}{2C} = \frac{2 * 5 + 1}{2 * 5} = 1.1$$

$$\text{Constante extremos fijos } \alpha = \frac{S_{sy}}{S_{ut}} = 0.5$$

Condición de extremo	Constante $\alpha$
Resorte apoyado entre superficies planas paralelas (extremos fijos)	0.5
Un extremo apoyado por una superficie plana perpendicular al eje del resorte (fijo); el otro extremo con pivote (articulado)	0.707
Ambos extremos con pivote (articulados)	1
Un extremo sujeto; el otro libre	2

\*Los extremos apoyados por superficies planas deben estar a escuadra y esmerilados.

(recomendación con tratamiento preesforzado)

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = K_s \frac{8FC}{\pi d^2} \rightarrow S_{ut} * \alpha = K_s \frac{8FC\eta}{\pi d^2} \rightarrow \frac{A}{d^m} * \alpha = K_s \frac{8FC\eta}{\pi d^2}$$

$$d = \left( K_s \frac{8FC\eta}{\alpha \pi A} \right)^{\frac{1}{2-m}}$$

$$d = \left( 1.1 * \frac{8 * 2450 \text{ N} * 5 * 1.2}{0.5 * \pi * 7394 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{1.214}} \right)^{\frac{1}{2-1.214}}$$

$$d = 21.5 \text{ mm}$$

Carga estática producida por la resistencia a la fluencia y su comprobación

$F_s$  –Carga estática

$$F_s = \frac{S_{sy} \pi d^3}{8K_B D}$$

$$S_{sy} = 0.45 * S_{ut}$$

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{7394 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{1.214}}{(25.4)^{1.214} \text{mm}^{1.214}} = 145.7 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0.45 * 145.7 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 65.56 \text{ MPa}$$

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} = \frac{4 * 5 + 2}{4 * 5 - 3} = 1.3$$

$$C = \frac{D}{d} \rightarrow D = C * d = 5 * 25.4 \text{ mm} = 127 \text{ mm}$$

$$F_s = \frac{65.56 \text{ MPa} * \pi * (25.4 \text{ mm})^3}{8 * 1.3 * (127 \text{ mm})}$$

$$F_s = 2555 \text{ N}$$

Comprobación  $F_s > \text{Fuerza}_t$

2555 N > 2450 N – – – – –ok cumple

## Análisis de fatiga del resorte

### Consideraciones de diseño

Fuerza máxima ejercida en cada resorte  $F_{\text{máx}} = 2450 \text{ N}$

Fuerza mínima ejercida en cada resorte  $F_{\text{mín}} = 1949 \text{ N}$

Precarga inicial  $F_{\text{inicial}} = 1938 \text{ N}$

$C = 5$

$d = 25.4 \text{ mm}$

$D = 127 \text{ mm}$

### Esfuerzo alternante, medio e inicial

Fuerza alternante, Fuerza media

$$F_a = \frac{F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}}{2} = \frac{2450 \text{ N} - 1949 \text{ N}}{2} = 250.5 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{F_{\text{máx}} + F_{\text{mín}}}{2} = \frac{2450 \text{ N} + 1949 \text{ N}}{2} = 2199.5 \text{ N}$$

Factor de corrección de Wahl, Factor de corrección cortante inicial

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 * 5 - 1}{4 * 5 - 4} + \frac{0.615}{5} = 1.31$$

$$K_s = 1.1$$

Esfuerzo alternante y esfuerzo medio

$$\tau_a = K_w \frac{8F_a D}{\pi d^3} = 1.31 * \frac{8 * 250.5 \text{ N} * 127 \text{ mm}}{\pi * (25.4 \text{ mm})^3} = 6.48 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = K_w \frac{8F_m D}{\pi d^3} = 1.31 * \frac{8 * 2199.5 \text{ N} * 127 \text{ mm}}{\pi * (25.4 \text{ mm})^3} = 57 \text{ MPa}$$

$$\tau_i = K_s \frac{8F_i D}{\pi d^3} = 1.1 * \frac{8 * 1949 \text{ N} * 127 \text{ mm}}{\pi * (25.4 \text{ mm})^3} = 42 \text{ MPa}$$

### Límite de resistencia a la fatiga

$$S'_e = \left\{ \begin{array}{ll} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ ksi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ ksi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{array} \right\}$$

$$S_{ut} = 145.7 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5 * 145.7 \text{ MPa} = 72.85 \text{ MPa}$$

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Factor de modificación de condición superficial

$$k_a = aS_{ut}^b = 4.51 * (145.7 \text{ MPa})^{-0.265} = 1.2$$

Factor de tamaño

$$k_b = 1.24d^{-0.107} = 1.24(25.4 \text{ mm})^{-0.107} = 0.88$$

Factor de temperatura

$$k_c = 0.59 \text{ torsión}$$

$$T < 25^\circ \rightarrow k_d = 1$$

Factor de confiabilidad

$$90\% \rightarrow k_e = 0.897$$

Factor de varios efectos

$$k_f = 1$$

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

$$S_e = 1.2 * 0.88 * 0.59 * 1 * 0.897 * 1 * 72.85 \text{ MPa} = 40.71 \text{ MPa}$$

Criterio de Goodman modificado

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$$

$$\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

$$\frac{6.48 \text{ MPa}}{40.71 \text{ MPa}} + \frac{57 \text{ MPa}}{145.7 \text{ MPa}} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 1.82$$

$\eta > 1$  — — — — ok cumple

Simulación

$$D_0 = D + d = 127 \text{ mm} + 24.5 \text{ mm}$$

$$D_0 = 151.5 \text{ mm}$$

$$D_i = D - d = 127 \text{ mm} - 24.5 \text{ mm}$$

$$D_i = 102.5 \text{ mm}$$

The screenshot shows a software interface for spring design. The 'Cálculo' (Calculation) tab is active. Key input parameters are highlighted with red boxes:
 

- Material: Conductor estirado - Acero inoxidable Cr-Ni (17 242)
- Material properties:  $\sigma_{ult}$  = 1180.000 MPa,  $\tau_A$  = 590.000 MPa,  $G$  = 68500.000 MPa,  $\rho$  = 7850 kg/m<sup>3</sup>,  $us$  = 0.900 su
- Design options:  $F_1$  = 1949 N,  $F_8$  = 2450 N,  $F$  = 2400.000 N
- Dimensions:  $d$  = 25.400 mm,  $D$  = 127 mm,  $L_0$  = 300 mm
- Active coils:  $n$  = 5.00000000 su
- Results:  $k$  = 347.980 N/mm

 A status bar at the bottom indicates: '4:46:41 AM El cálculo indica la compatibilidad del diseño.'

### Deflexión de trabajo del resorte

$$k = 347.98 \text{ N/mm}$$

$$y_{\text{trabajo}} = \frac{\Delta F}{k}$$

$$y_{\text{trabajo}} = \frac{2450 \text{ N} - 1949 \text{ N}}{348 \text{ N/mm}}$$

$$y_{\text{trabajo}} = 1.44 \text{ mm}$$

### Número de espiras activas

$N_a$  – Número de espiras activas

$$N_a = \frac{d^4 G}{8 D^3 k} = \frac{(25.4 \text{ mm})^4 * 68500 \text{ MPa}}{8 * (127 \text{ mm})^3 * 347.98 \text{ N/mm}}$$

$$N_a = 5 \text{ espiras}$$

$N_t$  – Número total de espiras

$$N_t = 5 + 2$$

$$N_t = 7 \text{ espiras}$$

Longitud comprimida máxima o longitud sólida

$$L_s = d(N_t + 1) = 25.4 \text{ mm} * (7 + 1)$$

$$L_s = 203.2 \text{ mm}$$

Deflexión inicial-carga mínima

$$y_{\text{inicial}} = \frac{\text{Fuerza}_{\text{mín}}}{k} = \frac{1949 \text{ N}}{347.98 \text{ N/mm}} = 5.6 \text{ mm}$$

Deflexión de choque-20% de la deflexión de trabajo

$$y_{\text{golpe}} = 0.20 * y = 0.20 * 1.44 \text{ mm} = 0.288 \text{ mm}$$

Longitud libre

$$L_f = L_s + y_{\text{golpe}} + y_{\text{inicial}} + y_{\text{trabajo}} = 203.2 \text{ mm} + 0.288 \text{ mm} + 5.6 \text{ mm} + 1.44 \text{ mm}$$

$$L_f = 210.53 \text{ mm}$$

Deflexión máxima del resorte desde su longitud libre y su fuerza

$$y_{\text{cierre}} = L_f - L_s = 210.53 - 203.2 = 7.33 \text{ mm}$$

$$F_{\text{cierre}} = k y_{\text{cierre}} = 347.98 \text{ N/mm} * 7.33 \text{ mm} = 2550 \text{ N}$$

$$\tau_{\text{cierre}} = k_s \frac{8F_{\text{cierre}}D}{\pi d^3} = 1.1 \frac{8 * 2550 \text{ N} * 127 \text{ mm}}{\pi * (25.4 \text{ mm})^3} = 55.36 \text{ N/mm}^2$$

$$N_{s_{\text{cierre}}} = \frac{S_{sy}}{\tau_{\text{cierre}}} = \frac{65.56 \text{ MPa}}{55.36 \text{ MPa}} = 1.2 \text{ valor aceptable} > 1$$

Verificación de pandeo

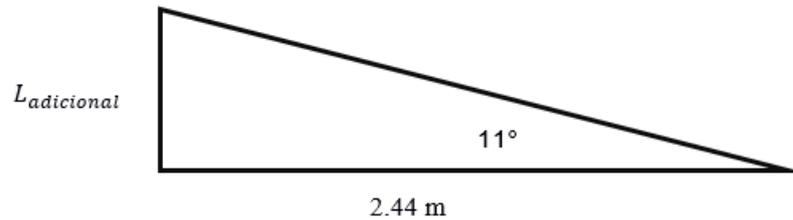
$$\frac{L_f}{D} = \frac{210.53 \text{ mm}}{127 \text{ mm}} = 1.66$$

$$\frac{y_{\text{máx}}}{L_f} = \frac{y_{\text{inicial}} + y_{\text{trabajo}}}{L_f} = \frac{5.6 \text{ mm} + 1.44}{210.53 \text{ mm}} = 0.033$$

Los puntos establecidos se encuentran en la zona estable de la gráfica NO HAY PANDEO

## APÉNDICE D: ESTRUCTURA DE SOPORTE

$$L_{\text{armadura1}} = L_{\text{armadura2}} = 1 \text{ m}$$



$$\tan(11^\circ) = \frac{L_{\text{adicional}}}{2.44}$$

$$L_{\text{adicional}} = \tan(11^\circ) * 2.44$$

$$L_{\text{adicional}} = 0.47$$

$$L_{\text{columna 3}} = L_{\text{adicional}} + L_{\text{columna 1}}$$

$$L_{\text{columna 3}} = 0.47 + 1$$

$$L_{\text{columna 3}} = 1.47 \text{ m}$$

$$L_{\text{columna 4}} = 1.47 \text{ m}$$

Como se utilizarán 4 resortes espaciados transversalmente, todo el peso se distribuirá entre ellos por lo que la reacción en cada armadura sería de:

$$P_{\text{trabajo}} = \frac{3000\text{kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{4}$$

$$P_{\text{trabajo}} = 4.905 \text{ kN}$$

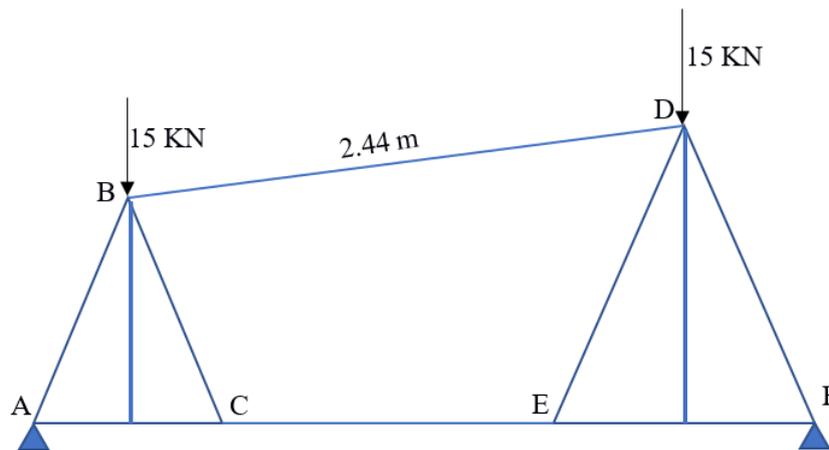
Para trabajar a condiciones críticas debemos multiplicar la carga por el factor de seguridad, el cual en este caso se define en 3.

$$P_{\text{crítica}} = \text{FS} * P_{\text{trabajo}}$$

$$P_{\text{crítica}} = 3 * 4.905\text{kN}$$

$$P_{\text{crítica}} = 14.715\text{kN}$$

La carga crítica determinada es la que soportará cada armadura, las dos armaduras delanteras y las dos traseras serán similares respectivamente y se decidió trabajar con un sistema sencillo en donde sus dimensiones se definieron según las restricciones del proyecto como altura del tanque de clasificado y diámetro de resorte. El objetivo es determinar cuál es el eslabón que soporta mayor carga para realizar los cálculos de área transversal con dicho elemento.



Primero procedemos a calcular las dimensiones de cada eslabón, sabiendo que el ángulo del eslabón BD con la horizontal es de 11 grados, que los triángulo ABD Y DEF que forman los eslabones son equiláteros (60°) y que la altura del triángulo ABC es de 1 y la del triángulo DEF es de 1.47.

$$\tan(60) = \frac{1}{\frac{LAC}{2}}$$

$$LAC = \frac{2}{\tan(60)}$$

$$LAC = 1.15 \text{ m}$$

Como es un triángulo equilátero podemos concluir que:

$$LAB = 1.15 \text{ m}$$

$$LBC = 1.15 \text{ m}$$

$$\tan(60) = \frac{1.47}{\frac{LEF}{2}}$$

$$LEF = \frac{1.47 * 2}{\tan(60)}$$

$$LEF = 1.69 \text{ m}$$

Como es un triángulo equilátero podemos concluir que:

$$LDE = 1.69 \text{ m}$$

$$LDF = 1.69 \text{ m}$$

$$LBDx = 2.44 * \cos(11)$$

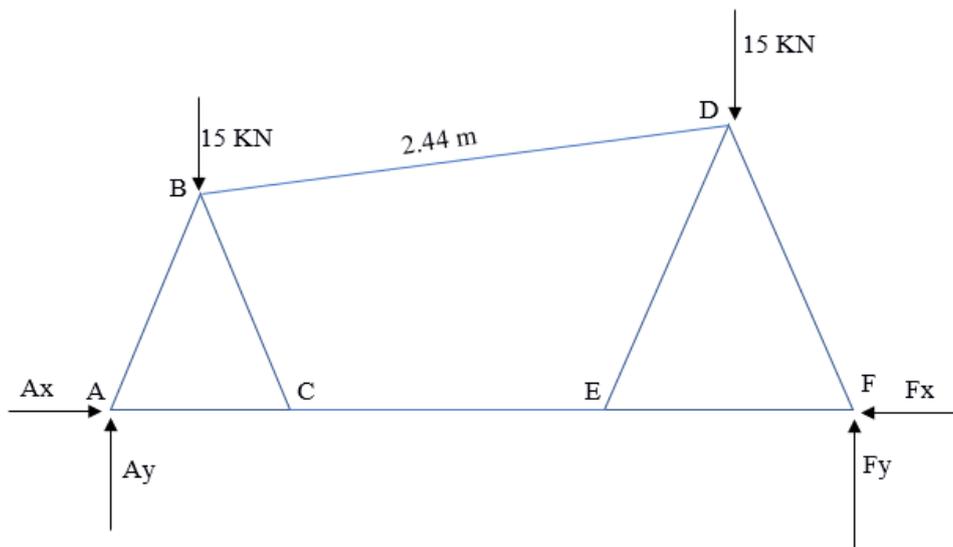
$$LBDx = 2.40$$

$$LCE = LBDx - \frac{LEF}{2} - \frac{LAB}{2}$$

$$LCE = 2.4 - \frac{1.69}{2} - \frac{1.15}{2}$$

$$LCE = 0.98$$

Ahora realizamos un diagrama de cuerpo libre de toda la armadura para obtener las reacciones en los apoyos

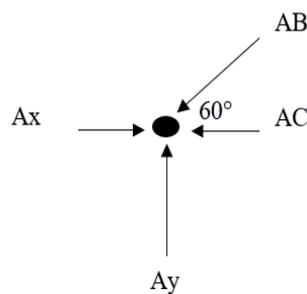


$$\sum M_A = -15 * 0.58 - 15 * 2.975 + 3.82 * F_y$$

$$F_y = 14 \text{ kN}$$

$$A_y = 16 \text{ kN}$$

Análisis nodo A



$$\sum F_x = 0$$

$$Ax = AC$$

$$\sum F_y = 0$$

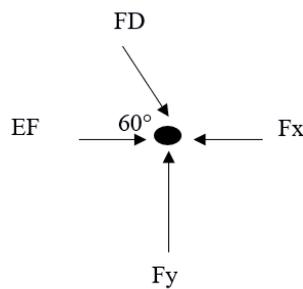
$$A_y = AB * \text{sen}(60)$$

$$AB = \frac{A_y}{\text{sen}(60)}$$

$$AB = \frac{16}{\text{sen}(60)}$$

$$AB = 18.48 \text{ kN}$$

Análisis nodo F



$$\sum F_x = 0$$

$$EF = F_x$$

$$\sum F_y = 0$$

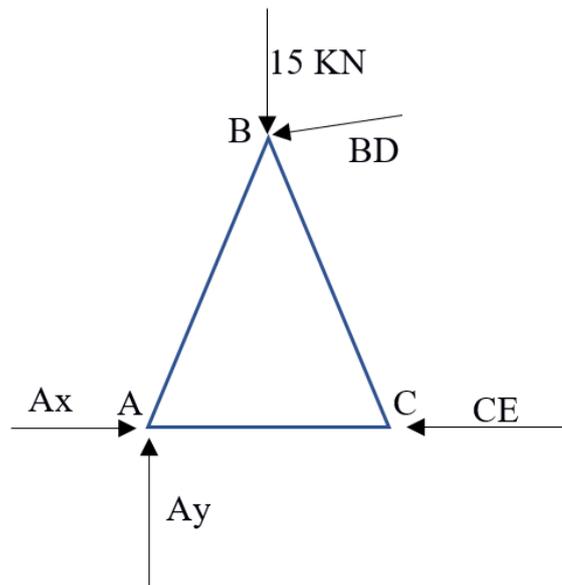
$$F_y = FD * \text{sen}(60)$$

$$FD = \frac{F_y}{\text{sen}(60)}$$

$$FD = \frac{14}{\text{sen}(60)}$$

$$FD = 16.17 \text{ kN}$$

Corte estructura



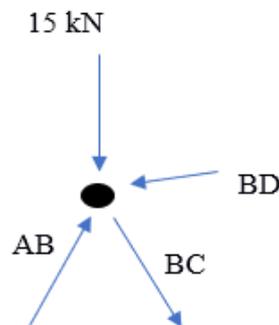
$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 15 - BD * \text{sen}(11^\circ) = 0$$

$$BD = \frac{16 - 15}{\text{sen}(11^\circ)}$$

$$BD = 5.24 \text{ kN}$$

Análisis nodo B



$$\sum F_y = 0$$

$$-15 - BC * \text{sen}(60) + AB * \text{sen}(60) - BD * \text{sen}(11)$$

$$BC = \frac{AB * \text{sen}(60) - BD * \text{sen}(11) - 15}{\text{sen}(60)}$$

$$BC = \frac{18.48 * \text{sen}(60) - 5.24 * \text{sen}(11) - 15}{\text{sen}(60)}$$

$$BC = 0$$

Si siguiendo el mismo proceso podemos concluir que:

$$DE = 0$$

Eslabón AB soporta mayor carga

### Cálculo área transversal

$$L_{AB} = 1.15 \text{ m}$$

$$r = \sqrt{I/A}$$

$$r = \sqrt{11.06/2.85}$$

$$r = 1.99 \text{ cm}$$

$$r = 0.0199$$

Relación L/r

Esta relación se la hace con la longitud efectiva, como el eslabón se encuentra empotrado la longitud efectiva será la mitad de la longitud total

$$\frac{L/2}{r} = 1.15/2/0.0199$$

$$\frac{L}{r} = 28.9$$

Según la relación tenemos una columna intermedia por lo que aplicamos las ecuaciones de este tipo de estructuras

Relación de esbeltez

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{\sigma_{pc}}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200 * 10^9}{380 * 10^6}} = 102$$

Como la relación de esbeltez es mayor que la esbeltez mecánica el factor de seguridad queda expresado con la siguiente ecuación

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3 \left(\frac{l_e}{r}\right)}{8C_c} - \frac{\left(\frac{l_e}{r}\right)^3}{8C_c}$$

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3(28.9)}{8 * 102} - \frac{(28.9)^3}{8 * 102^3}$$

$$FS = 1.77$$

$$\sigma_t = \frac{\left(1 - \frac{\left(\frac{Le}{r}\right)^2}{2Cc^2}\right) \sigma_{pc}}{FS}$$

$$\sigma_t = \frac{\left(1 - \frac{(28.9)^2}{2 * 102^2}\right) 380 * 10^6}{1.77}$$

$$\sigma_t = 213.8 \text{ MPa}$$

$$P = \sigma T * A$$

$$P = 213.8 * 10^6 * \left(\frac{2.85}{100^2}\right)$$

$$P = 60.9 \text{ kN}$$

Como vemos la fuerza crítica obtenida es mucho mayor a la que soporta el eslabón por lo que el perfil queda aprobado

$$\tan 30 = \frac{BC}{DB}$$

$$BC = DB * \tan 30$$

$$BC = 1 * \tan 30$$

$$BC = \frac{1}{\sqrt{3}}$$

$$BA = \frac{1}{\sqrt{3}}$$

$$DC = \sqrt{1^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^2}$$

$$DC = \sqrt{1^2 + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^2}$$

$$DC = \frac{2}{\sqrt{3}}$$

$$DA = \frac{2}{\sqrt{3}}$$

$$\sum M_A = C_y \left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right) - 7.358 \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)$$

$$C_y = 3.679 \text{ N} \text{ Por simetría } A_y = 3.679 \text{ N}$$

### Análisis del nodo A

$$\sum F_y = A_y - AD * \cos 30 = 0$$

$$AD = \frac{A_y}{\cos 30}$$

$$AD = \frac{3.679}{\cos 30}$$

$$AD = 4.25$$

$$\sum F_x = AB - AD * \sin 30 = 0$$

$$AB = AD * \sin 30$$

$$AB = 4.25 * \sin 30$$

$$AB = 2.125$$

Por inspección del nodo B

$$BC = 2.125$$

$$BD = 0$$

Análisis nodo C

$$\sum F_y = C_y - CD * \cos 30 = 0$$

$$CD = \frac{C_y}{\cos 30}$$

$$CD = \frac{3.679}{\cos 30}$$

$$CD = 4.2$$

## APÉNDICE E – TABLAS Y CATÁLOGOS

**Tabla E. 1 Factores de corrección para el rendimiento de la zaranda.**

Rendimiento medio por 1 m <sup>2</sup> de superficie del tamiz en las cribas giratorias y vibratorias										
Indice	Agujeros del tamiz, mm									
	0,5	0,8	1	2	3	6	10	13	16	20
Rendimiento medio, m <sup>3</sup> /h	3,0	3,5	4,0	5,5	7,5	13	19	22	24,5	28
Indice	Agujeros del tamiz, mm									
	25	30	40	50	60	70	80	100	150	200
Rendimiento medio, m <sup>3</sup> /h	31	33,5	37	42	46	50	55	63	90	110

Tabla E. 2 Coeficientes de corrección para cribas vibratorias.

Coeficientes de corrección para la fórmula (2.1) al calcular el rendimiento de cribas giratorias y vibratorias												
Coeficiente	Condiciones de cribado que toma en consideración el coeficiente	Condiciones de cribado y valores numéricos de los coeficientes										
		k	Influencia de los menudos	Contenido en el material inicial de granos de tamaño menor que la mitad del tamaño de los agujeros en el tamiz, %	0	10	20	30	40	50	60	70
Valor de k	0,4			0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
l	Influencia de los granos gruesos	Contenido en el material inicial de granos de tamaño mayor que el de los agujeros en el tamiz, %	10	20	25	30	40	50	60	70	80	90
		Valor de l	0,94	0,97	1,00	1,03	1,09	1,18	1,32	1,55	2,00	3,36
m	Eficacia del cribado	Eficacia del cribado, %	40	50	60	70	80	90	92	94		
		Valor de m	2,3	2,1	1,9	1,65	1,35	1,0	0,9	0,8		
n	Forma de los granos y material	Forma de los granos	Material fragmentado, diverso (salvo el carbón)				Redonda (por ejemplo, guija marítima)			Carbón		
		Valor de n	1,0				1,25			1,5		
o	Influencia de la humedad	Humedad del material	Para agujeros del tamiz menores que 25 mm				Para agujeros del tamiz mayores que 25 mm					
			Seco	Húmedo	Aterro-nado	En función de la humedad						
		Coeficiente o	1,0	0,75—0,85	0,2—0,6	0,9—1,0						
p	Procedimiento de cribado	Cribado en seco o húmedo	Para agujeros del tamiz menores que 25 mm				Para agujeros del tamiz mayores que 25 mm					
			Seco	Húmedo con rociado			Cualquiera					
		Valor de p	1,0	1,25—1,40			1,0					

Tabla E. 3 Composición química del acero inoxidable.

Tipo de estructura	Tipo de Composición	Descripción de acuerdo a JIS*	Descripción de acuerdo a AISI**	Descripción de acuerdo a DIN***	COMPOSICION QUIMICA %					
					C	Si max	Mn	P max	S max	Ni
Austenite	17 Cr-5Ni-7Mn	SUS 201	201		0,15 max	1,00	5,50 ~ 7,50	0,06	0,030	3,50 ~ 5,5
	18 Cr-6Ni-10Mn	SUS 202	202		0,15 max	1,00	7,50 ~ 10,00	0,06	0,030	4,00 ~ 6,00
	17Cr-7Ni	SUS 301	301	4310	0,15 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	6,00 ~ 8,00
	18Cr-8Ni-highC	SUS 302	302	4300	0,15 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	8,00 ~ 10,00
	18Cr-8Ni	SUS 304	304	4301	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	8,00 ~ 10,50
	18Cr-8Ni-extra-low-C	SUS 304 L	304L	4306	0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00
	18Cr-12Ni	SUS 305	305	3955	0,12 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,50 ~ 13,00
	23Cr-12Ni	SUS 309 S	309 S	4845	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	12,00 ~ 15,00
	25Cr-20Ni	SUS 310 S	310 S		0,08 max	1,50	2,00 - max	0,04	0,030	19,00 ~ 22,00
	18Cr-12Ni-2,5Mo	SUS 316	316	4401	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,00 ~ 14,00
	18Cr-12Ni-7,5Mo-extra-low-C	SUS 316 L	316 L	4404	0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	12,00 ~ 15,00
	18Cr-12Ni-2Mo-2Cu	SUS 316 J1		4505	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,00 ~ 14,00
	18Cr-13Ni-3,5Mo	SUS 317	317	4402	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	18,00 ~ 15,00
	18Cr-13Ni-3,5Mo-extra-low-C	SUS 317 L	317 L		0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	11,00 ~ 15,00
	18Cr-8Ni-Ti	SUS 321	321	4541	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00
18Cr-9Ni-Nb	SUS 347	347	4550	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00	
Ferrite	13Cr-Al	SUS 405	405	4002	0,08 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	16Cr	SUS 429	429	4009	0,12 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
	18Cr	SUS 430	430	4016	0,12 max	0,75	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	18Cr-Mo	SUS 434	434	4113	0,12 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
Martensite	13Cr-low Si	SUS 403	403	4024	0,15 max	0,50	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	13Cr	SUS 410	410	4000	0,15 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	13Cr-high C	SUS 420 J2	420	4021	0,26 ~ 0,40	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
	18Cr-high C	SUS 440 A	440 A		0,60 ~ 0,75	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
Endurecido por precipitación	17Cr-7Ni-1Al	SUS 631	631		0,09 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	6,50 ~ 7,75

JIS\* Japanese Industrial Standards  
 AISI\*\* American Iron and Steel Institute  
 DIN\*\*\* Deutsche Industrie Normen



**Tabla E. 4 Aleaciones de acero inoxidable y sus propiedades.**

Aleaciones de acero inoxidable	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Rockwell o Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
Tipo 301	recocido en tiras	40	276	110	758	60	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	200	1 379	8	41HRC
Tipo 302	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	190	1 310	5	40HRC
Tipo 304	recocido en láminas	35	241	85	586	50	80HRB
	rolado en frío	160	1 103	185	1 276	4	40HRC
Tipo 314	recocido en barras	50	345	100	689	45	180HB
Tipo 316	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
Tipo 330	rolado en caliente	55	379	100	689	35	200HB
	recocido	35	241	80	552	50	150HB
Tipo 410	recocido en láminas	45	310	70	483	25	80HRB
	tratamiento térmico	140	965	180	1 241	15	39HRC
Tipo 420	recocido en barras	50	345	95	655	25	92HRB
	tratamiento térmico	195	1 344	230	1 586	8	500HB
Tipo 431	recocido en barras	95	655	125	862	25	260HB
	tratamiento térmico	150	1 034	195	1 344	15	400HB
Tipo 440C	recocido en barras	65	448	110	758	14	230HB
	T y R @ 600 °F	275	1 896	285	1 965	2	57HRC
17-4 PH (AISI 630)	endurecido	185	1 276	200	1 379	14	44HRC
17-7 PH (AISI 631)	endurecido	220	1 517	235	1 620	6	48HRC

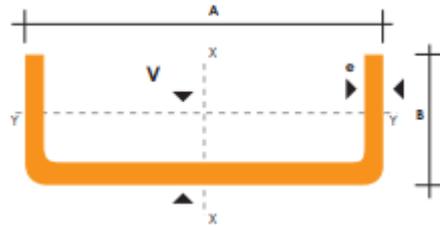
\* *Propiedades de algunos metales y aleaciones. International Nickel Co., Inc. Nueva York*

**Tabla E. 5 Aleaciones de acero estructural y sus propiedades.**

Calidad Estructural

NORMA	COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS				
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alarga-miento %	Doblado 180°	NORMA EQUIVALENTE
ASTM A-588M GRADO A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min		
ASTM A-283 GRADO C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015
JIS G-3101 SS41 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min		

Tabla E. 6 Dimensiones de los perfiles UPN y sus propiedades.



DIMENSIONES			PESOS			TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm <sup>2</sup>	I	W	I	I	W	I	x
						cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.33	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.40	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.28
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.48	5.70	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	48.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.76	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.83	2.06
125	50	2	20.58	3.43	4.37	103.60	16.50	4.86	10.40	2.74	1.54	1.30
125	50	3	30.42	5.07	6.45	149.00	23.90	4.81	15.10	4.02	1.53	1.34
125	50	4	39.90	6.65	8.47	192.00	30.70	4.76	19.40	5.24	1.51	1.39
125	50	5	49.14	8.19	10.40	231.00	37.00	4.71	23.40	6.40	1.50	1.34
125	50	6	58.16	9.69	12.32	266.00	42.67	4.65	27.19	7.51	1.48	1.38
125	60	5	53.82	8.97	11.43	266.98	42.71	4.83	39.36	9.15	1.86	1.70
125	60	6	64.82	10.82	13.52	309.23	49.48	4.78	45.83	10.78	1.84	1.73
125	60	8	84.00	14.00	17.50	383.34	61.33	4.68	57.30	13.94	1.80	1.81
125	80	6	76.44	12.74	15.92	394.28	63.08	4.97	102.94	19.10	2.54	2.61
125	80	8	99.30	16.55	20.69	493.02	78.88	4.88	130.27	24.30	2.50	2.64
125	80	10	120.96	20.16	25.21	576.62	92.25	4.78	154.19	29.31	2.47	2.74
150	50	2	22.92	3.82	4.87	159.00	21.10	5.71	10.90	2.80	1.50	1.09
150	50	3	33.96	5.66	7.20	230.00	30.70	5.65	15.90	4.11	1.49	1.13
150	50	4	44.64	7.44	9.47	297.00	39.60	5.60	20.50	5.36	1.47	1.17
150	50	5	55.02	9.17	11.70	359.00	47.90	5.55	24.80	6.55	1.46	1.22
150	50	6	66.36	11.06	13.82	416.89	55.55	5.49	28.80	7.70	1.44	1.26
150	60	5	59.70	9.95	12.68	441.85	54.91	5.7	41.72	9.40	1.81	1.56
150	60	6	72.12	12.02	15.02	478.93	63.85	5.64	48.70	11.07	1.80	1.60
150	60	8	93.60	15.60	19.50	568.74	79.83	5.54	61.15	14.35	1.77	1.74
150	60	6	83.64	13.94	17.42	603.42	80.45	5.88	109.91	19.73	2.51	2.43
150	80	8	108.90	18.15	22.69	760.23	101.36	5.78	139.53	25.09	2.47	2.44
150	80	10	132.96	22.16	27.71	896.29	119.50	5.68	185.85	30.37	2.44	2.54

También en galvanizado e inoxidable

Tabla E. 7 Dimensiones de los tubos cuadrados y sus propiedades.

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84

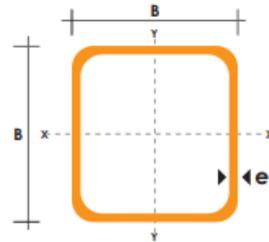


Tabla E. 8 Factor de servicio de bandas y poleas.

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros, prensas, cortadores <b>Cribas giratorias y vibratorias</b> Ventiladores de más de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para aserríos y trabajos en madera Transportadores (arrastré o tornillo) Compresores de pistón Molinos de martillo Pulverizadores Excitadores Maquinaria textil Bombas de pistón Elevadores cangilones Maquinaria para ladrillos Sopladores de desplazamiento positivo	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias-mandíbula-rodillo) Extrusoras-molinos de caucho Molinos de bolas Malacates	1.5	1.6	1.8

Tabla E. 9 Potencia en hp de los diferentes tipos de bandas y poleas.

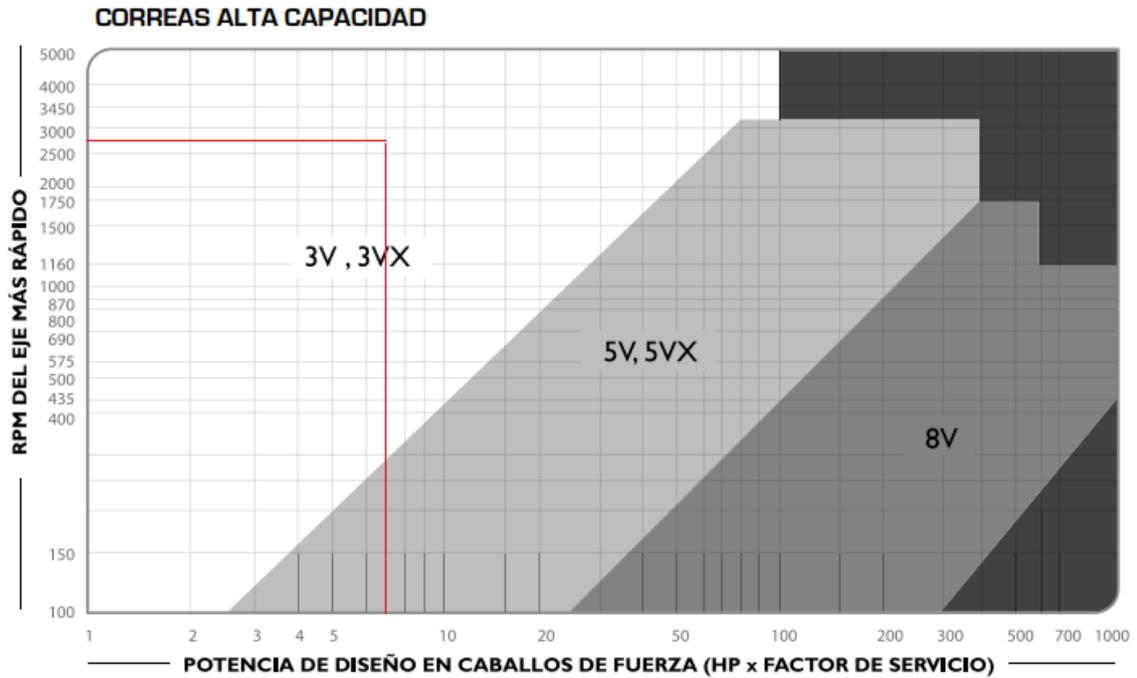


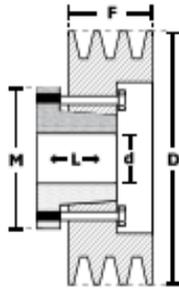
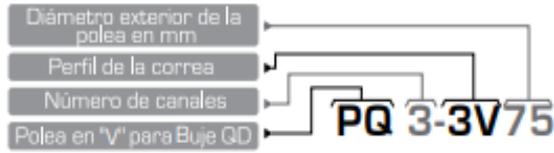
Tabla E. 10 Diámetros mínimos para bandas y poleas.

Diámetros mínimos en mm				
Caballos de fuerza (HP)	RPM de Motor			
	900	1200	1800	3600
0,50	65	-	-	-
0,75	65	65	-	-
1,00	65	65	60	-
1,50	75	65	65	60
2,00	75	65	65	65
3,00	75	75	65	65
5,00	100	75	75	65
7,50	115	100	75	75
10,00	115	115	100	75
<b>15,00</b>	135	115	<b>115</b>	100
20,00	155	135	115	115
25,00	170	155	115	115
30,00	170	170	135	-
40,00	210	170	155	-
50,00	230	210	170	-
60,00	260	230	190	-
75,00	260	260	230	-
100,00	350	350	250	-
125,00	380	350	280	-
150,00	465	350	-	-
200,00	550	-	-	-
250,00	-	-	-	-
300,00	-	-	-	-

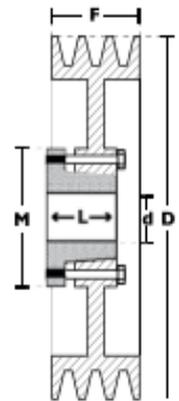
Tabla E. 11 Tabla de capacidad de transmisión por un solo canal de la polea.

TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)										3V
Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)										
115	120	125	135	140	150	165	175	200	270	
0.37	0.40	0.43	0.47	0.50	0.55	0.61	0.65	0.78	1.07	100
0.70	0.75	0.81	0.88	0.95	1.04	1.15	1.23	1.48	2.04	200
1.01	1.10	1.17	1.27	1.37	1.50	1.66	1.80	2.14	2.95	300
1.30	1.40	1.52	1.64	1.77	1.94	2.15	2.32	2.78	3.84	400
1.60	1.72	1.85	2.00	2.17	2.37	2.63	2.84	3.40	4.70	500
1.80	1.95	2.10	2.28	2.46	2.70	3.00	3.22	3.86	5.32	575
1.87	2.02	2.18	2.37	2.55	2.80	3.10	3.35	4.00	5.53	600
2.10	2.30	2.47	2.68	2.89	3.17	3.25	3.80	4.54	6.26	690
2.14	2.32	2.50	2.70	2.93	3.20	3.56	3.84	4.60	6.34	700
2.20	2.40	2.58	2.80	3.02	3.30	3.67	3.96	4.74	6.54	725
2.40	2.60	2.80	3.05	3.30	3.60	4.00	4.32	5.18	7.13	800
2.60	2.80	3.03	3.30	3.55	3.90	4.32	4.66	5.58	7.67	870
2.67	2.90	3.12	3.40	3.66	4.00	4.45	4.80	5.74	7.90	900
2.80	3.04	3.27	3.55	3.84	4.20	4.67	5.03	6.02	8.28	950
2.93	3.17	3.42	3.72	4.00	4.40	4.88	5.26	6.30	8.65	1000
3.18	3.45	3.72	4.04	4.36	4.78	5.30	5.72	6.84	9.37	1100
3.33	3.60	3.90	4.23	4.57	5.00	5.56	6.00	7.16	9.60	1160
3.43	3.72	4.00	4.36	4.70	5.16	5.72	6.17	7.37	10.07	1200
3.67	3.98	4.30	4.67	5.04	5.53	6.13	6.60	7.90	10.75	1300
3.90	4.25	4.58	4.98	5.37	5.90	6.53	7.03	8.40	11.40	1400
3.97	4.30	4.65	5.05	5.45	5.98	6.63	7.14	8.52	11.56	1425
4.15	4.50	4.86	5.28	5.70	6.24	6.92	7.45	8.88	12.02	1500
4.38	4.75	5.13	5.57	6.00	6.60	7.30	7.86	9.36	12.62	1600
4.60	5.00	5.40	5.86	6.32	6.93	7.68	8.26	9.82	13.20	1700
4.72	5.13	5.53	6.00	6.48	7.10	7.86	8.46	10.05	13.46	1750
4.83	5.25	5.66	6.15	6.63	7.26	8.04	8.65	10.27	13.73	1800
5.05	5.50	5.92	6.43	6.93	7.60	8.40	9.03	10.70	14.24	1900
5.27	5.72	6.17	6.70	7.22	7.90	8.75	9.40	11.13	14.72	2000
5.48	5.95	6.42	6.97	7.50	8.22	9.10	9.76	11.53	15.16	2100
5.70	6.18	6.66	7.23	7.80	8.52	9.42	10.10	11.92	15.57	2200
5.90	6.40	6.90	7.50	8.06	8.82	9.74	10.45	12.30	15.94	2300
6.10	6.62	7.13	7.74	8.33	9.10	10.05	10.77	12.65	16.28	2400
6.30	6.83	7.36	7.98	8.60	9.40	10.35	11.10	13.00	16.58	2500
6.50	7.04	7.58	8.22	8.85	9.66	10.64	11.40	13.30	16.84	2600
6.67	7.24	7.80	8.45	9.10	9.92	10.92	11.68	13.60	17.06	2700
6.86	7.44	8.01	8.68	9.33	10.17	11.18	11.96	13.90	17.23	2800
6.95	7.54	8.10	8.80	9.45	10.30	11.30	12.10	14.02	17.30	2850
7.04	7.63	8.22	8.90	9.56	10.42	11.44	12.22	14.15	17.38	2900
7.20	7.82	8.42	9.10	9.80	10.66	11.70	12.47	14.40	17.45	3000
7.55	8.18	8.80	9.52	10.20	11.10	12.15	12.93	14.80	17.48	3200
7.87	8.52	9.16	9.89	10.60	11.50	12.55	13.33	15.15	17.32	3400
7.95	8.60	9.24	9.90	10.70	11.60	12.65	13.42	15.22	17.24	3450
8.17	8.84	9.50	10.24	10.96	11.87	12.90	13.67	15.40	16.94	3600
8.46	9.14	9.80	10.58	11.28	12.20	13.20	13.95	15.54	-	3800
8.72	9.40	10.08	10.85	11.57	12.46	13.46	14.16	15.58	-	4000

Tabla E. 12 Modelo de la polea motriz o polea 1 con buje.



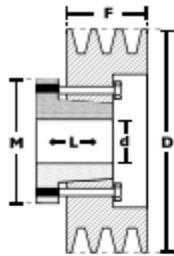
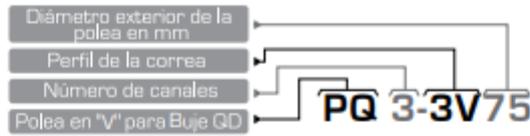
Modelo T1



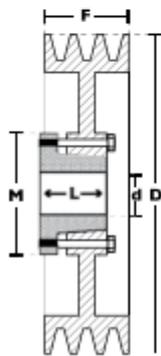
Modelo T3

3 CANALES									
Ancho [F] = 38,1 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Huevo máxima con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2.5	65	PQ 3-3V65	JA	25.4	1	27	50	T1	1.6
2.6	67	PQ 3-3V67	JA	25.4	1	27	50	T1	1.8
2.8	70	PQ 3-3V70	JA	25.4	1	27	50	T1	2.0
3.0	75	PQ 3-3V75	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.2
3.1	80	PQ 3-3V80	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.5
3.3	85	PQ 3-3V85	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.8
3.6	90	PQ 3-3V90	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.0
3.9	100	PQ 3-3V100	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.2
4.1	105	PQ 3-3V105	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.3
4.3	110	PQ 3-3V110	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.4
4.5	115	PQ 3-3V115	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.5
4.7	120	PQ 3-3V120	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.7
5.0	125	PQ 3-3V125	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.0
5.1	130	PQ 3-3V130	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.1
5.3	135	PQ 3-3V135	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.3
5.6	140	PQ 3-3V140	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.9
6.0	150	PQ 3-3V150	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	5.9
6.3	160	PQ 3-3V160	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.1
6.5	165	PQ 3-3V165	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.3
6.7	170	PQ 3-3V170	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.5
6.9	175	VQ 3-3V175	SDS	42.9	1-11/16	35	100	T2	6.8
7.0	180	VQ 3-3V180	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	6.9
7.5	190	VQ 3-3V190	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	9.9
8.0	200	VQ 3-3V200	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	10.6
9.0	230	VQ 3-3V230	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	12.0
9.9	250	VQ 3-3V250	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.1
10.6	270	VQ 3-3V270	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.0
11.0	280	VQ 3-3V280	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.5
11.8	300	VQ 3-3V300	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	15.6
12.5	320	VQ 3-3V320	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	16.5
13.7	350	VQ 3-3V350	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	19.6
14.0	355	VQ 3-3V355	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	20.0
15.7	400	VQ 3-3V400	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	22.5
19.0	485	VQ 3-3V485	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	33.0

Tabla E. 13 Modelo de la polea conducida o polea 2 con buje.



Modelo T1



Modelo T3

3 CANALES									
Ancho (F) = 38,1 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Huevo máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2.5	65	PQ 3-3V65	JA	25.4	1	27	50	T1	1.6
2.6	67	PQ 3-3V67	JA	25.4	1	27	50	T1	1.8
2.8	70	PQ 3-3V70	JA	25.4	1	27	50	T1	2.0
3.0	75	PQ 3-3V75	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.2
3.1	80	PQ 3-3V80	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.5
3.3	85	PQ 3-3V85	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.8
3.6	90	PQ 3-3V90	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.0
3.9	100	PQ 3-3V100	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.2
4.1	105	PQ 3-3V105	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.3
4.3	110	PQ 3-3V110	S06	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.4
4.5	115	PQ 3-3V115	S06	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.5
4.7	120	PQ 3-3V120	S06	42.9	1-11/16	35	80	T1	3.7
5.0	125	PQ 3-3V125	S06	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.0
5.1	130	PQ 3-3V130	S06	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.1
5.3	135	PQ 3-3V135	S06	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.3
5.6	140	PQ 3-3V140	S06	42.9	1-11/16	35	80	T2	4.9
6.0	150	PQ 3-3V150	S06	42.9	1-11/16	35	80	T2	5.9
6.3	160	PQ 3-3V160	S06	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.1
6.5	165	PQ 3-3V165	S06	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.3
6.7	170	PQ 3-3V170	S06	42.9	1-11/16	35	80	T2	6.5
6.9	175	VQ 3-3V175	S06	42.9	1-11/16	35	100	T2	6.8
7.0	180	VQ 3-3V180	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	6.9
7.5	190	VQ 3-3V190	SK	54.0	2-1/8	50	100	T2	9.9
8.0	200	VQ 3-3V200	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	10.6
9.0	230	VQ 3-3V230	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	12.0
9.9	250	VQ 3-3V250	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.1
10.6	270	VQ 3-3V270	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.0
11.0	280	VQ 3-3V280	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.5
11.8	300	VQ 3-3V300	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	15.6
12.5	320	VQ 3-3V320	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	16.5
13.7	350	VQ 3-3V350	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	19.6
14.0	355	VQ 3-3V355	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	20.0
15.7	400	VQ 3-3V400	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	22.5
16.0	405	VQ 3-3V405	SF	57.1	2-1/4	52	120	T3	23.0

Tabla E. 14 Propiedades mecánicas de aceros al carbono.

Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono							
Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información							
Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	rolado en caliente	26	179	47	324	28	95
	rolado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	rolado en caliente	30	207	55	379	25	111
	rolado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	rolado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650 °F	50	345	75	517	32	149
	rolado en frío	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000 °F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800 °F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400 °F	94	648	123	848	17	495
1035	rolado en caliente	40	276	72	496	18	143
	rolado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	rolado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650 °F	54	372	86	593	28	170
	rolado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200 °F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800 °F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400 °F	86	593	113	779	19	262

Tabla E. 15 Cuñas tamaños estándar según diámetros del eje.

Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes					
Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)	
0.312 < d ≤ 0.437	0.093	#10	8 < d ≤ 10	3 x 3	
0.437 < d ≤ 0.562	0.125	#10	10 < d ≤ 12	4 x 4	
0.562 < d ≤ 0.875	0.187	0.250	12 < d ≤ 17	5 x 5	
0.875 < d ≤ 1.250	0.250	0.312	17 < d ≤ 22	6 x 6	
1.250 < d ≤ 1.375	0.312	0.375	22 < d ≤ 30	8 x 7	
1.375 < d ≤ 1.750	0.375	0.375	30 < d ≤ 38	10 x 8	
1.750 < d ≤ 2.250	0.500	0.500	38 < d ≤ 44	12 x 8	
2.250 < d ≤ 2.750	0.625	0.500	44 < d ≤ 50	14 x 9	
2.750 < d ≤ 3.250	0.750	0.625	50 < d ≤ 58	16 x 10	
3.250 < d ≤ 3.750	0.875	0.750	58 < d ≤ 65	18 x 11	
3.750 < d ≤ 4.500	1.000	0.750	65 < d ≤ 75	20 x 12	
4.500 < d ≤ 5.500	1.250	0.875	75 < d ≤ 85	22 x 14	
5.500 < d ≤ 6.500	1.500	1.000	85 < d ≤ 95	25 x 14	

Tabla E. 16 Coeficientes de factor de superficie.

<b>Coeficientes del factor de superficie de la ecuación 4.7e</b>				
Fuente: Shigley y Mischke, <i>Mechanical Engineering Design</i> , 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1989, p. 283, con autorización				
Acabado superficial	Para $S_{ut}$ en MPa se usa		Para $S_{ut}$ en kpsi ( <u>no psi</u> ) se usa	
	<i>A</i>	<i>b</i>	<i>A</i>	<i>b</i>
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

**Tabla E. 17 Materiales usuales para fabricar resortes.**

Nombre del material	Especificaciones similares	Descripción
Alambre de piano, 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Éste es el mejor, el más tenaz y el más empleado de todos los materiales para fabricar resortes pequeñas. Presenta la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos ante cargas repetidas que cualquier otro material para resorte. Disponible en diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 pulg). No se emplee a temperaturas mayores de 120°C (250°F), o a temperaturas bajo cero.
Alambre templado en aceite, 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Éste es un acero para resortes de uso general que se emplea para elaborar muchos tipos de resortes de espiras, cuando el costo del alambre de piano resulta prohibitivo y se necesitan tamaños mayores que el alambre de piano disponible. No adecuado para cargas de choque o impacto. Disponible en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.500 pulg), pero se consigue con tamaños mayores y menores. No se emplee a más de 180°C (350°F), o a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro, 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Este acero se usa para fabricar resortes de uso general más barato y se debe utilizar sólo donde la duración, la exactitud y la deflexión no sean muy importantes. Disponible en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg). No se emplee a más de 120°C (250°F), o a temperaturas bajo cero.
Cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Ésta es la aleación más popular de acero para construir resortes en condiciones que implican esfuerzos mayores que los que se pueden emplear con los aceros al alto carbono, y para usarla cuando son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Se utilizan ampliamente para fabricar resortes de válvulas de motores de aviones y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Disponible en recocado o prerrevenido con tamaños de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg) de diámetro.
Cromo silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación constituye un material excelente para fabricar resortes sometidos a esfuerzos elevados y cargas de impacto que requieren larga vida. Las durezas Rockwell de C50 a C53 son muy comunes y el material se utiliza hasta temperaturas de 250°C (475°F). Disponible en 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg) de diámetro.

**Tabla E. 18 Valores del coeficiente A y de la pendiente b.**

Material	ASTM núm.	Exponente <i>m</i>	Diámetro, pulg	<i>A</i> , kpsi · pulg <sup><i>m</i></sup>	Diámetro, mm	<i>A</i> , MPa · mm <sup><i>m</i></sup>	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite†	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro‡	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio§	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio¶	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302#	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

\*La superficie es lisa, sin defectos y tiene un acabado brillante y lustroso.

†Tiene escamas ligeras debido al tratamiento térmico, que se deben remover antes del galvanizado.

‡La superficie es lisa y brillante sin marcas visibles.

§Alambre revenido de calidad aeronáutica; también se obtiene recocido.

¶Revenido a Rockwell C49, pero se puede obtener sin revenir.

#Acero inoxidable tipo 302.

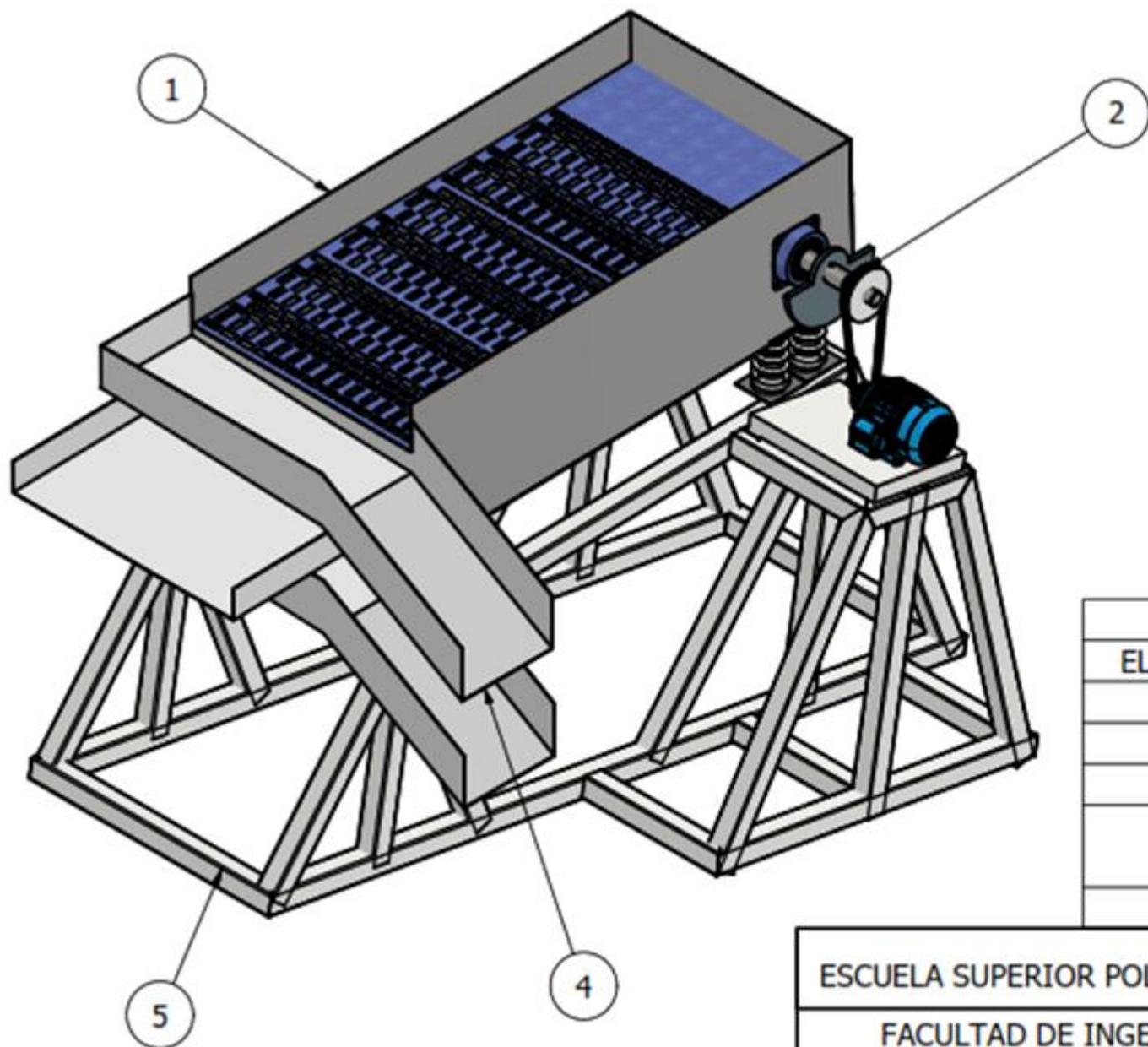
\*\*Temple CA510.

Tabla E. 19 Propiedades de los alambres de resortes.

Material	Límite elástico, porcentaje de $S_{ur}$ tensión, torsión		Diámetro $d$ , pulg	E		G	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
	A232	88-93		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	45-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3
Aleación inconel X-750	65-70	40-45		31	213.7	11.2	77.2

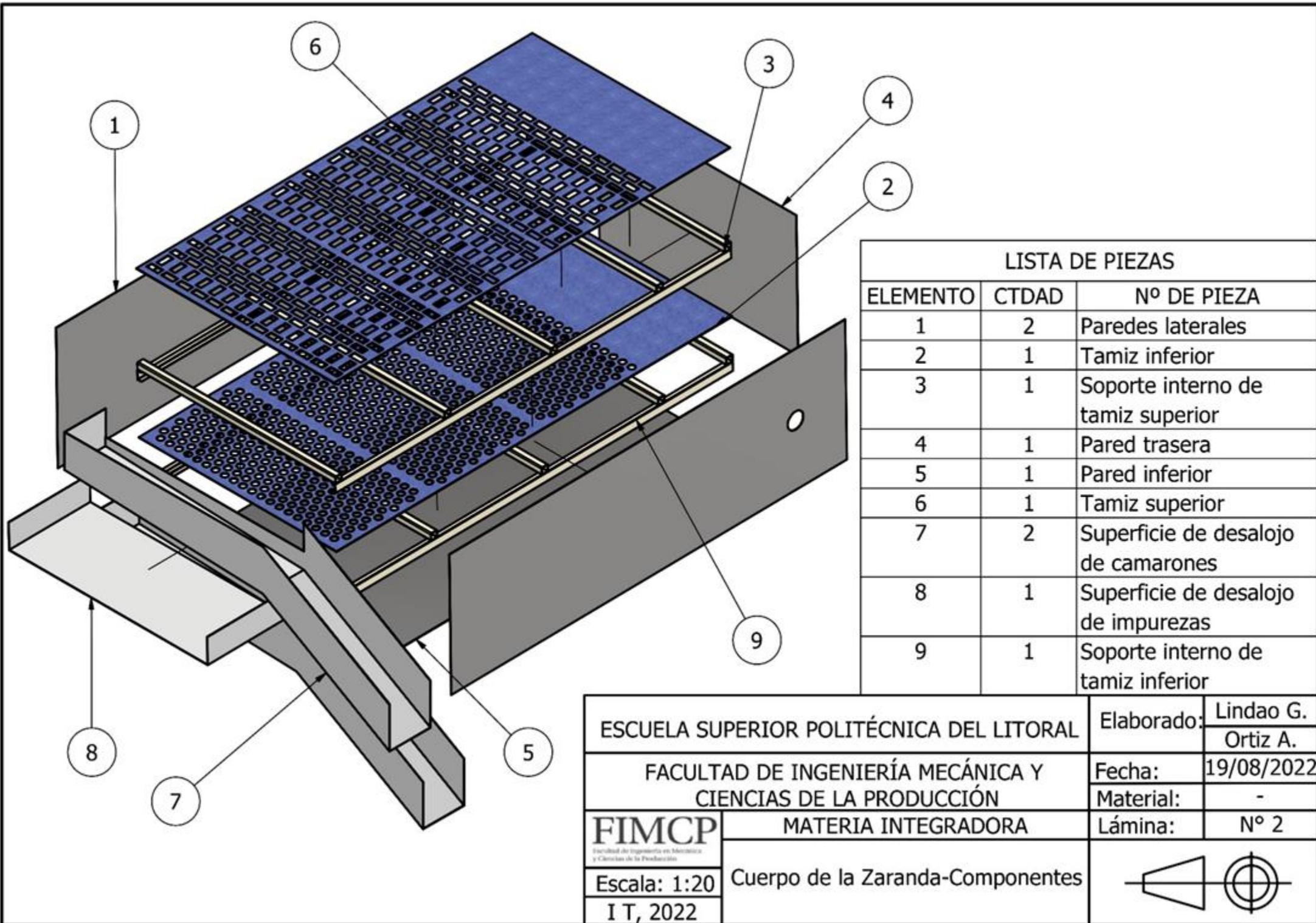
Tabla E. 20 Tipos de extremos de resortes.

Término	Tipo de extremos de resortes			
	Plano	Plano y esmerilado	A escuadra y cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, $N_e$	0	1	2	2
Espiras totales, $N_t$	$N_a$	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, $l_0$	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud sólida, $L_s$	$d(N_t + 1)$	$dN_t$	$d(N_t + 1)$	$dN_t$
Paso, $p$	$(l_0 - d)/N_a$	$l_0/(N_a + 1)$	$(l_0 - 3d)/N_a$	$(l_0 - 2d)/N_a$



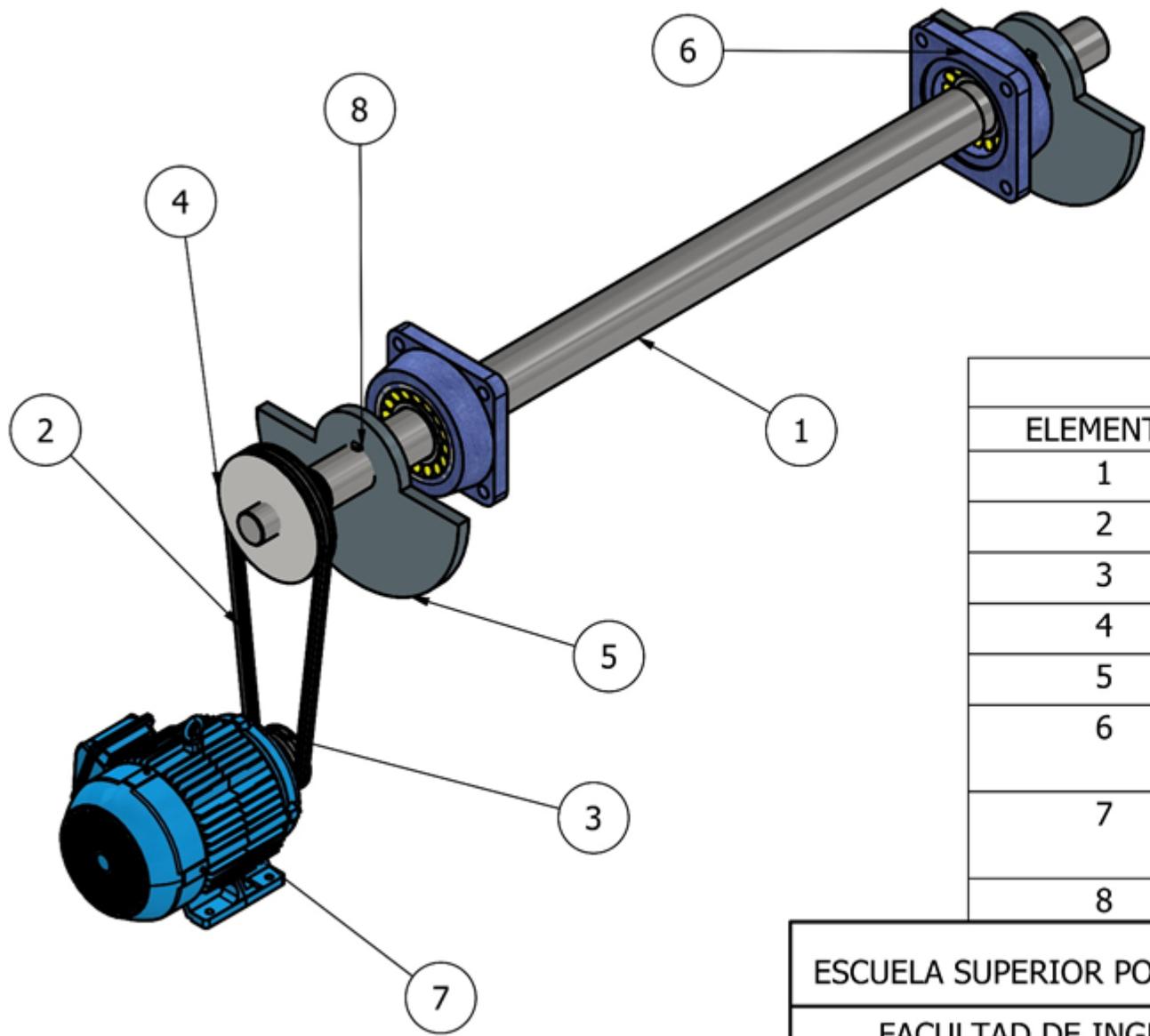
LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Cuerpo de la zaranda
2	1	Sistema de potencia
3	8	Resortes
4	3	Sistema de desalojo de material
5	1	Estructura de soporte

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
MATERIA INTEGRADORA		Material:	-
FIMCP <small>Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción</small>		Lámina:	Nº 1
Escala: 1:28 I T, 2022	Zaranda Vibratoria		



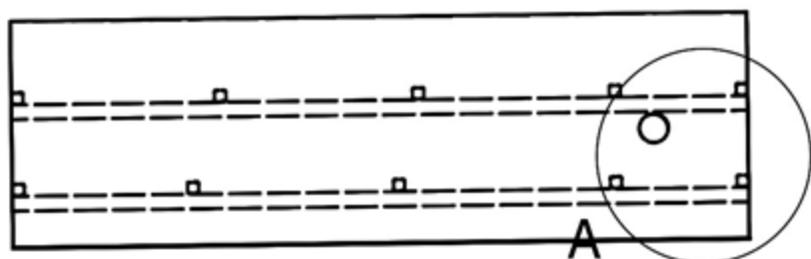
LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA
1	2	Paredes laterales
2	1	Tamiz inferior
3	1	Soporte interno de tamiz superior
4	1	Pared trasera
5	1	Pared inferior
6	1	Tamiz superior
7	2	Superficie de desalajo de camarones
8	1	Superficie de desalajo de impurezas
9	1	Soporte interno de tamiz inferior

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
FIMCIP <small>Instituto de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción</small>		Material:	-
MATERIA INTEGRADORA		Lámina:	Nº 2
Escala: 1:20	Cuerpo de la Zaranda-Componentes		
I T, 2022			

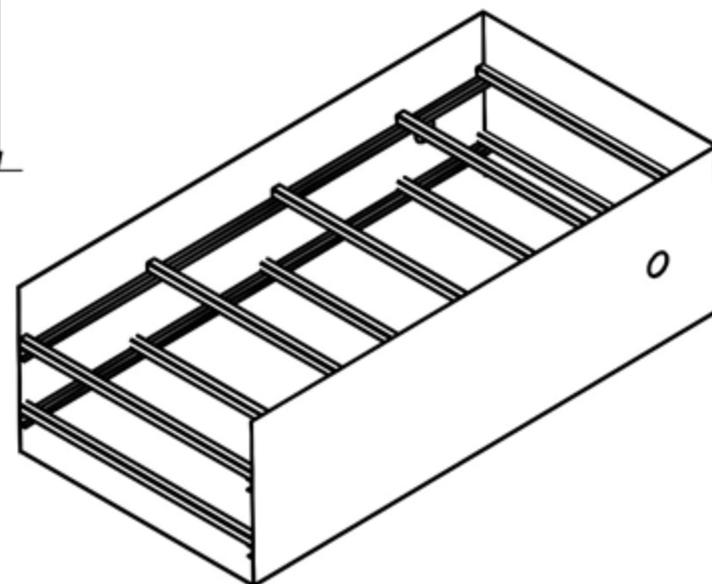
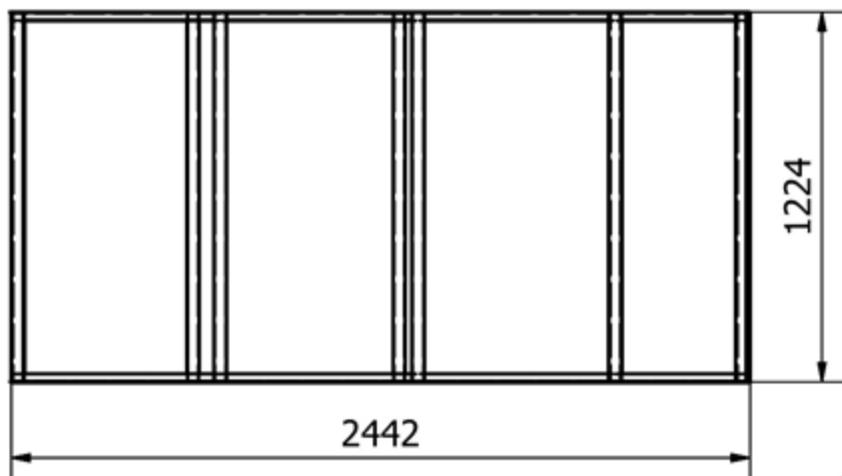
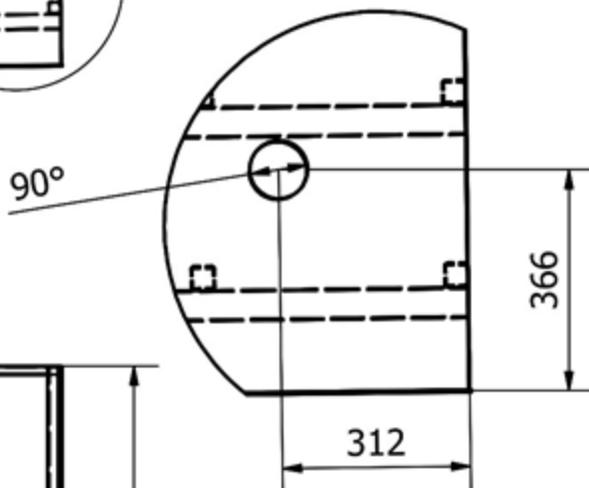
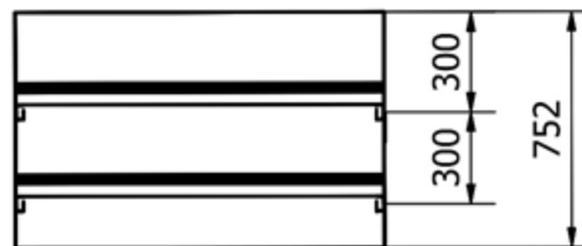


LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CANTIDAD	Nº DE PIEZA
1	1	Eje principal
2	3	Banda Trapezoidal 3V 3800
3	1	Polea conductora P 3V115
4	1	Polea conducida P 3V200
5	2	Masa Descompensada
6	2	Chumacera FYNT 90 Rodamiento 22318 E
7	1	Motor trifásico 10HP/4POLOS/1800 RPM
8	4	Chavetas

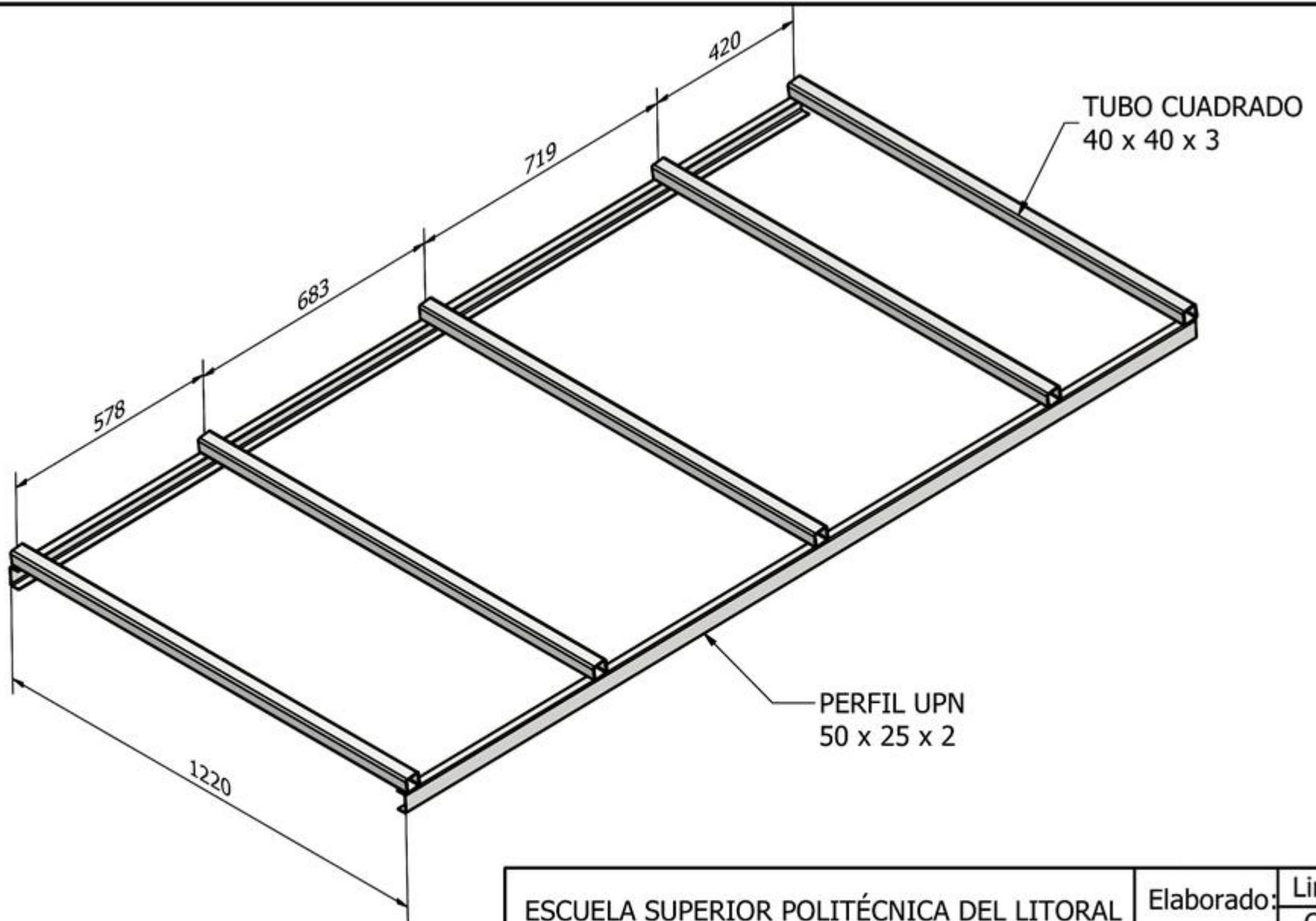
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
		Material:	-
	MATERIA INTEGRADORA	Lámina:	Nº 3
	Escala: 1:11 I T, 2022	Sistema de potencia- Componentes	



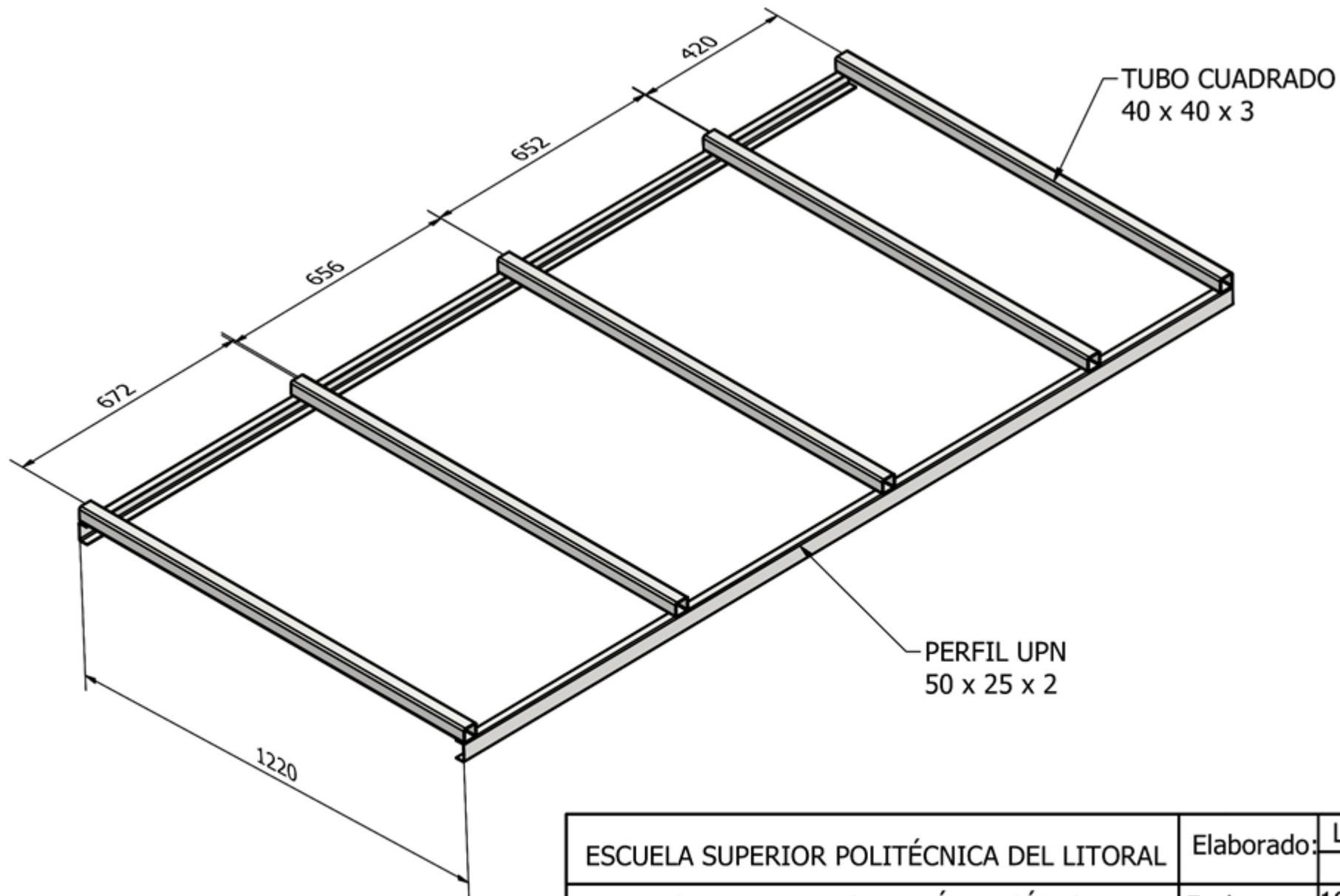
A ( 0.08 : 1 )



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
MATERIA INTEGRADORA		Material:	AISI 304
Caja de la zaranda		Lámina:	N° 4
Escala: 1:28 I T, 2022			

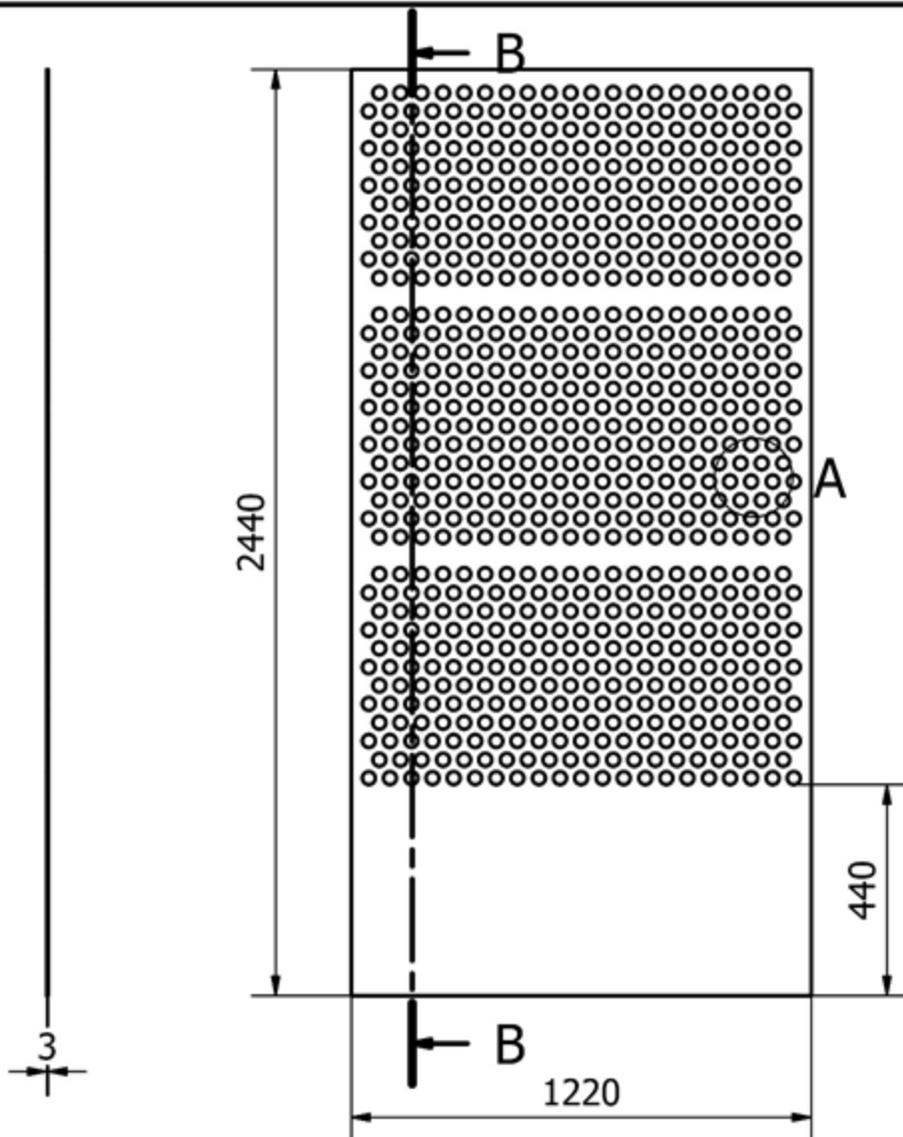


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.	
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022	
		Material:	ASTM A 36	
<b>FIMCP</b> <small>Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción</small>	MATERIA INTEGRADORA		Lámina:	Nº 5
	Soporte interno- Tamiz inferior			
Escala: 1:12				
I T, 2022				

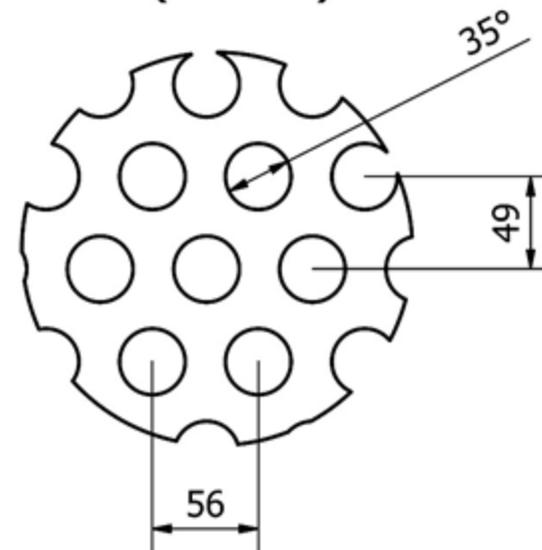


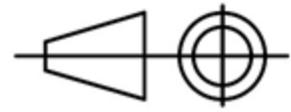
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.	
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022	
		Material:	ASTM A 36	
<b>FIMCP</b> <small>Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción</small>	MATERIA INTEGRADORA		Lámina:	Nº 6
	Escala: 1:12 I T, 2022	Soporte interno- Tamiz superior		

B-B ( 0.05 )

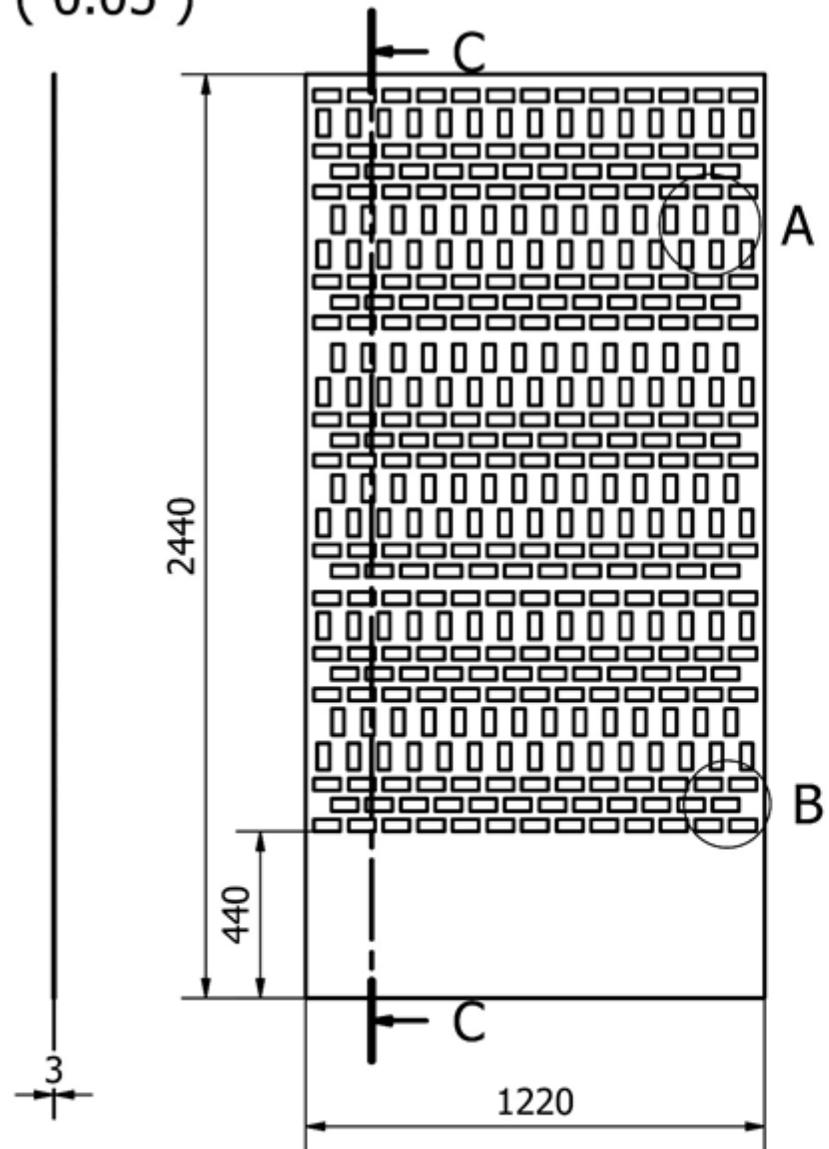


A ( 1 : 4 )

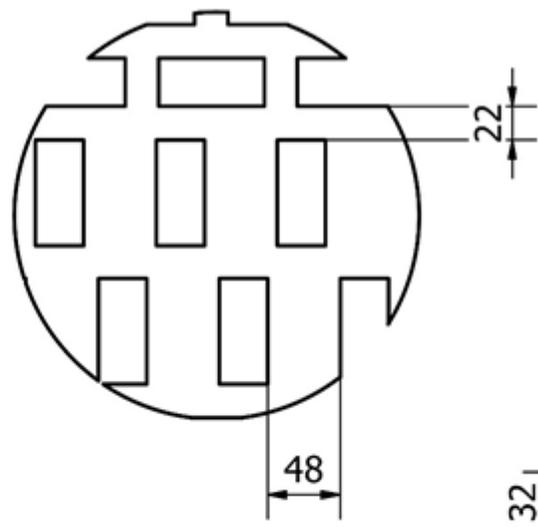


ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.		
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022		
MATERIA INTEGRADORA		Material:	AISI 304		
Lámina:		Nº 7			
					
Escala: 1:20				Tamiz Inferior	
I T, 2022					

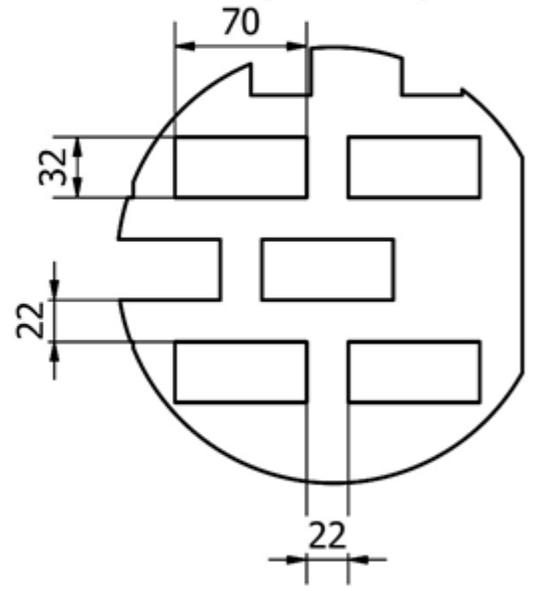
C-C ( 0.05 )



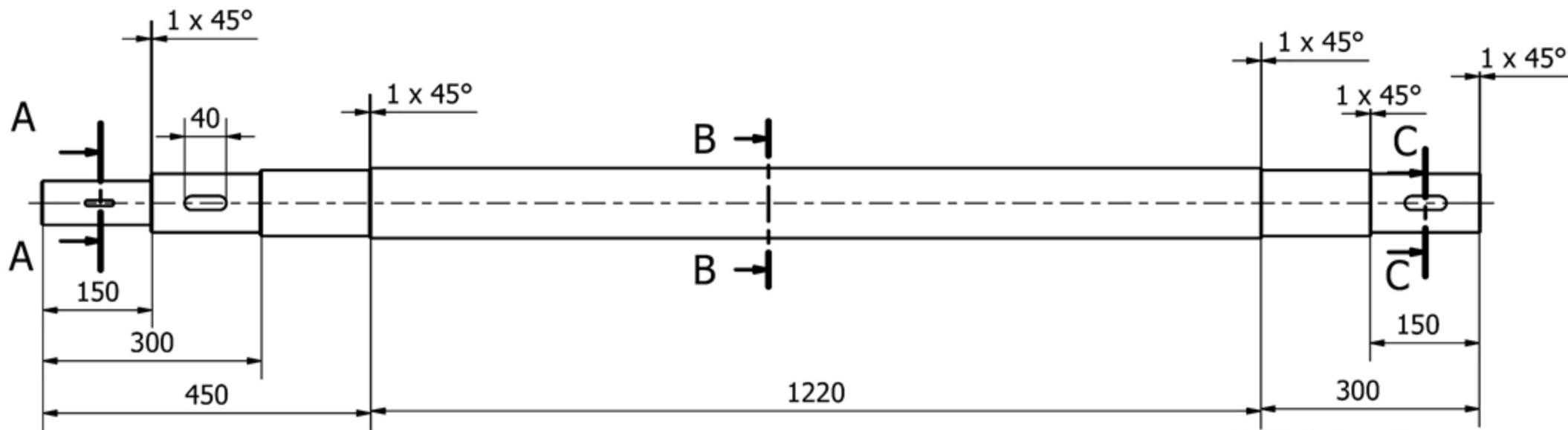
A ( 1 : 5 )



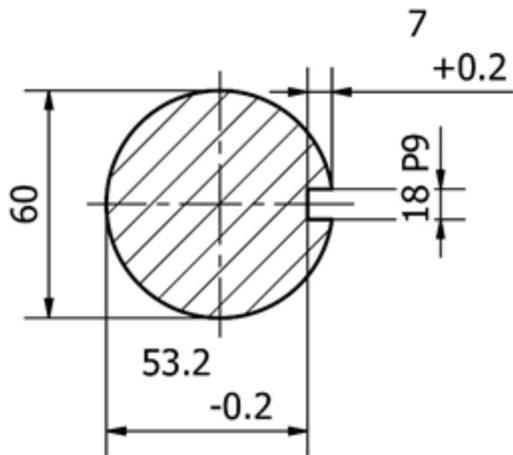
B ( 1 : 4 )



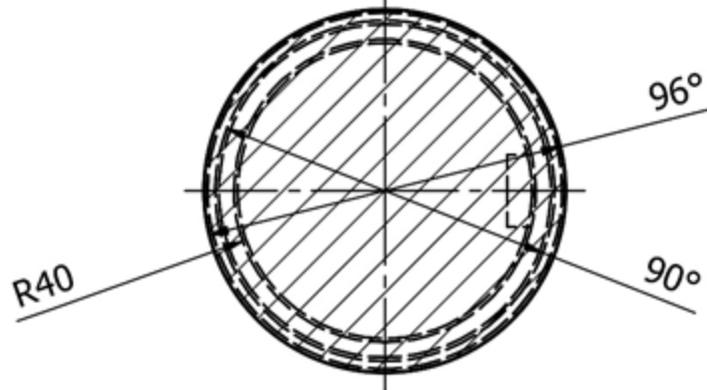
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
MATERIA INTEGRADORA		Material:	AISI 304
MATERIA INTEGRADORA		Lámina:	Nº 8
Escala: 1:20			
I T, 2022			
		<p>Tamiz Superior</p>	



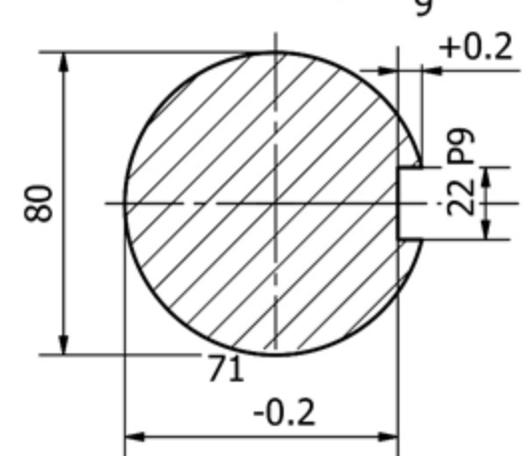
A-A ( 1 : 2 )



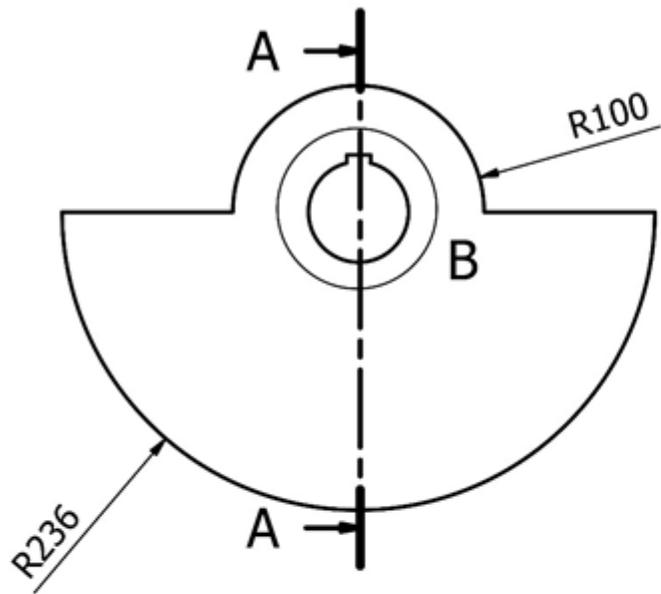
B-B ( 1 : 2 )



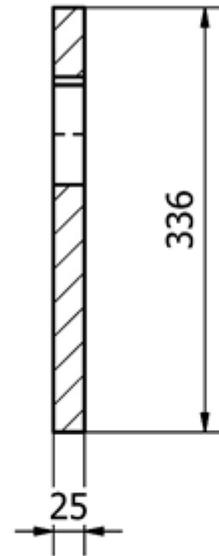
C-C ( 1 : 2 )



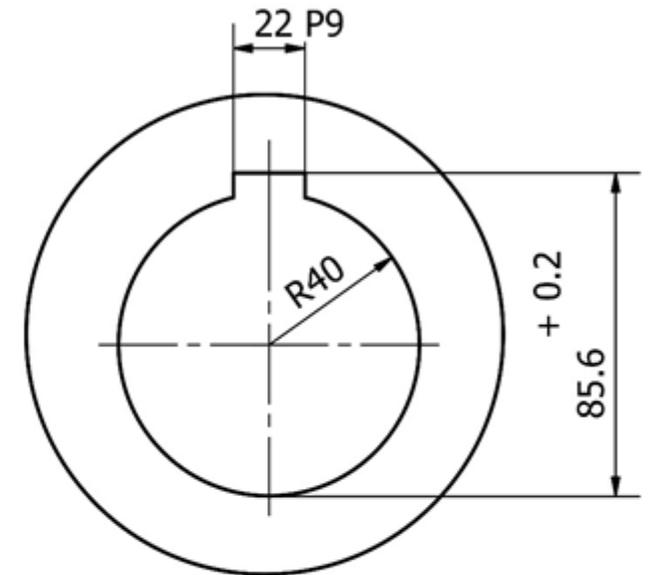
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
MATERIA INTEGRADORA		Material:	AISI 1020
Lámina:		N° 9	
Eje			
Escala: 1:8			
I T, 2022			



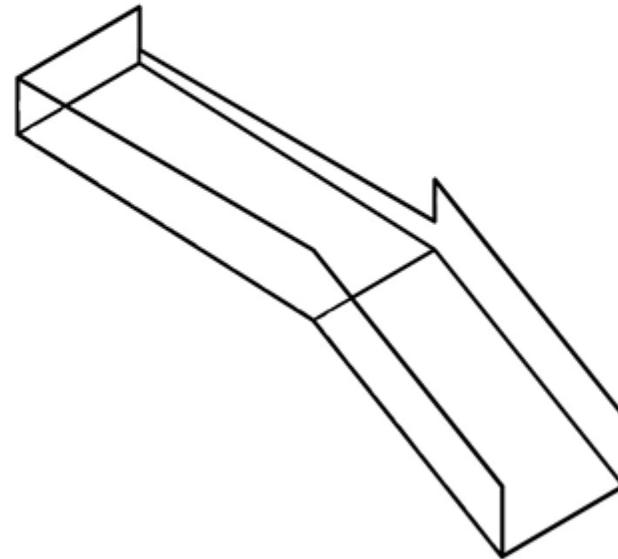
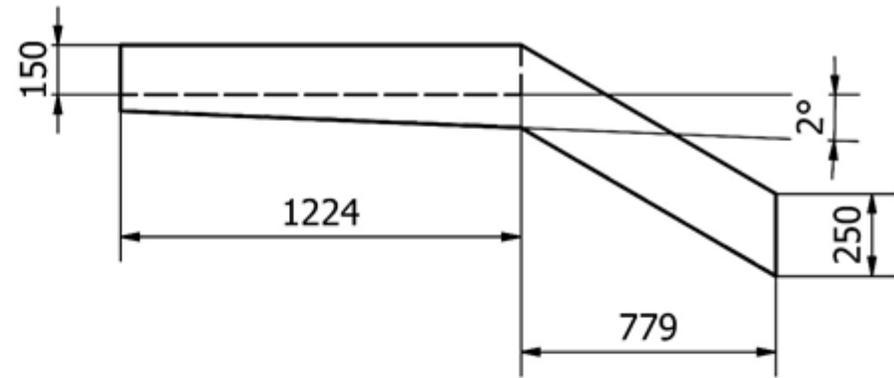
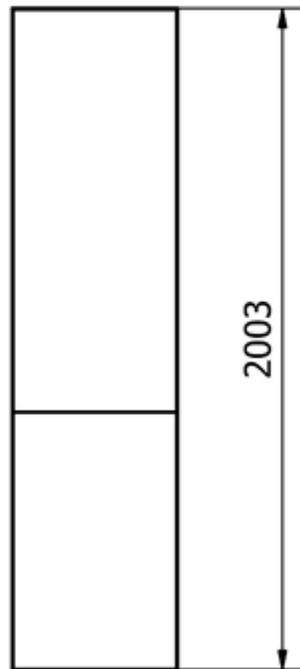
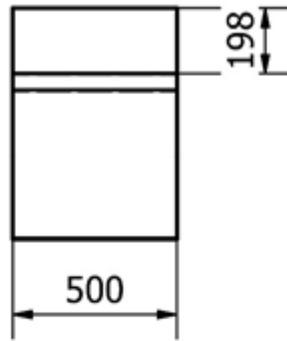
A-A ( 1 : 6 )



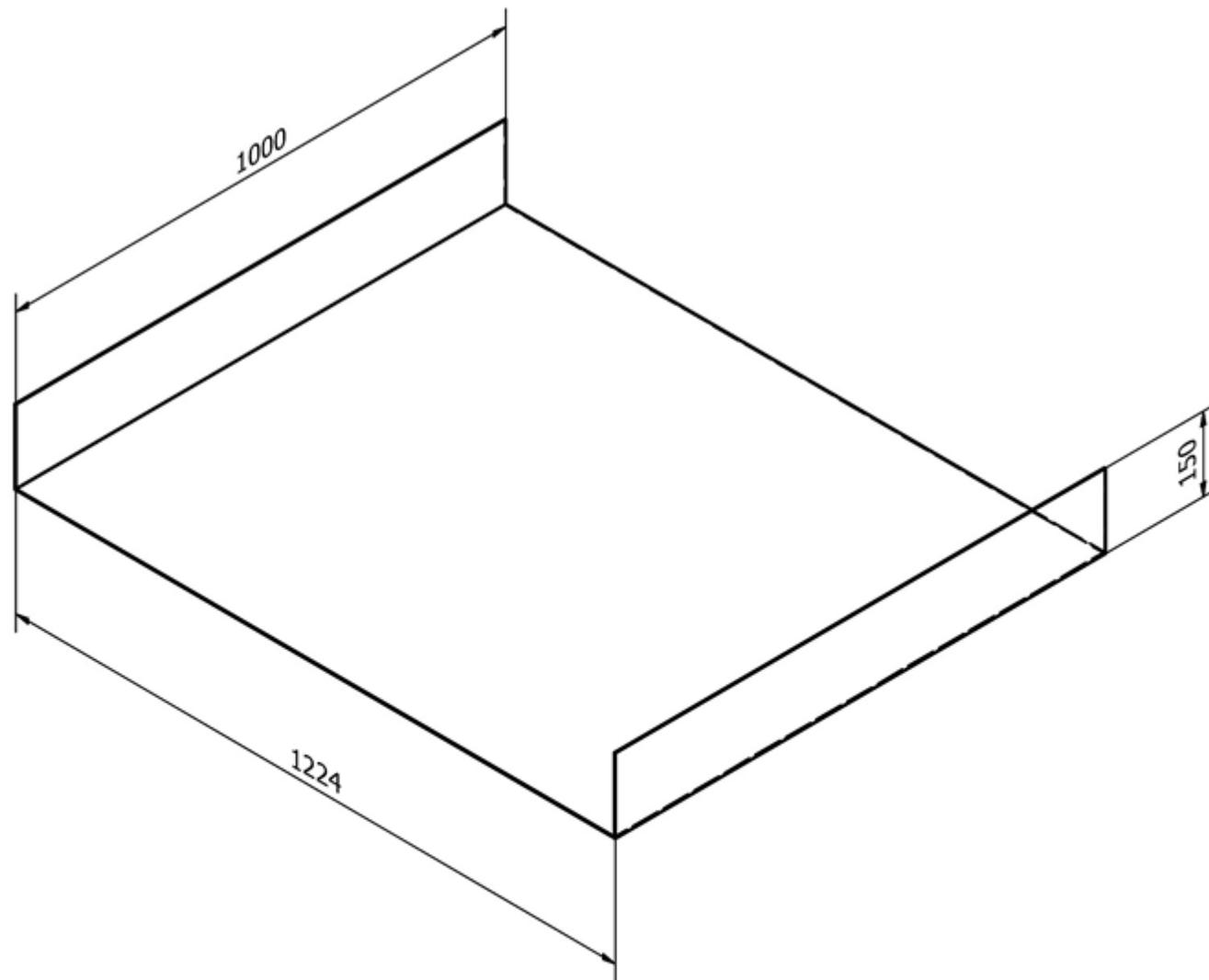
B ( 1 : 2 )



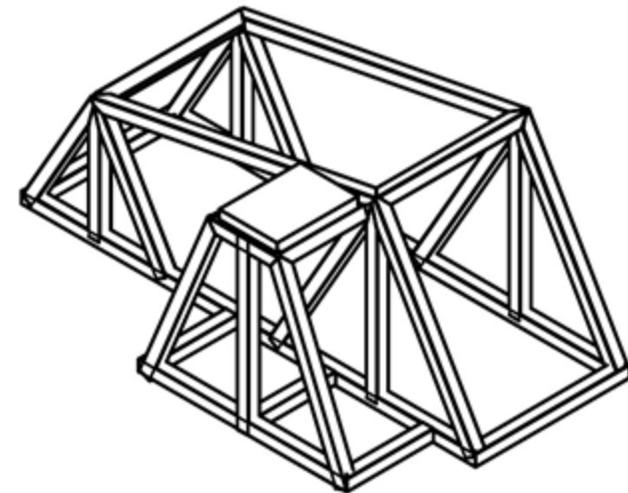
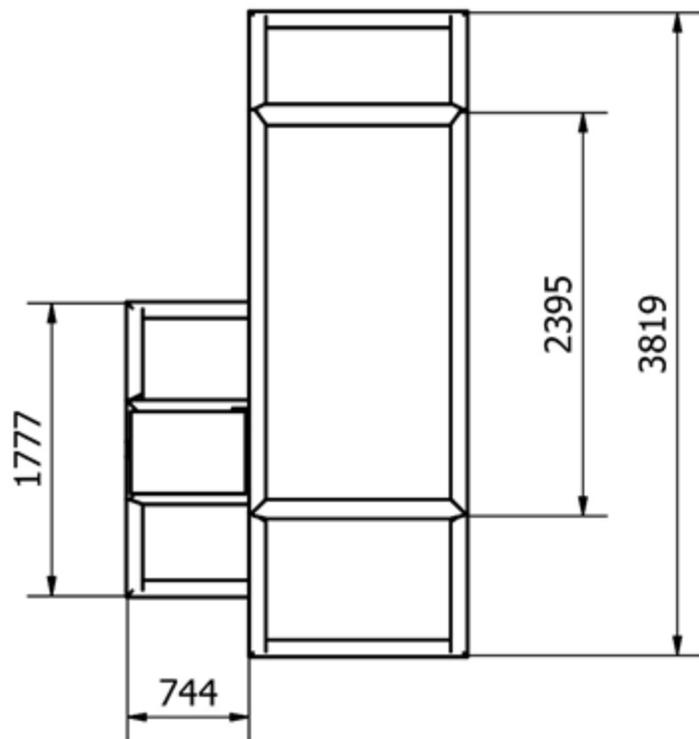
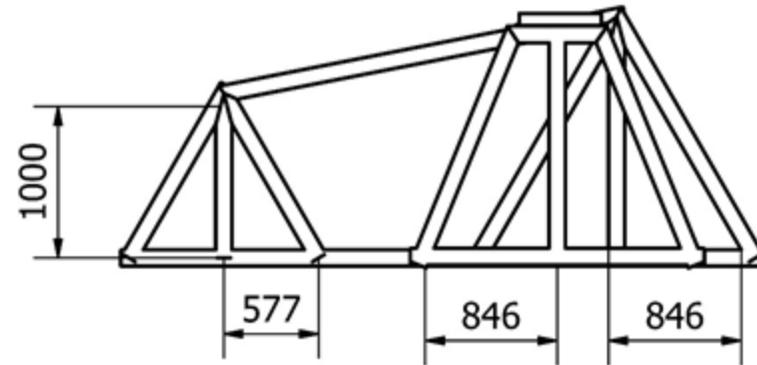
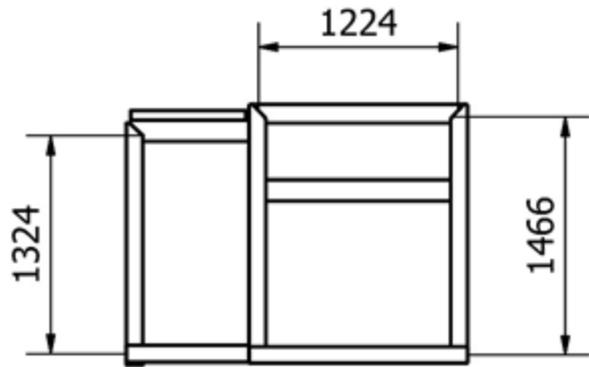
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
		Material:	-
<b>FIMCP</b> <small>Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción</small>	MATERIA INTEGRADORA	Lámina:	N° 10
	Masa Descompensada		
Escala: 1:6			
I T, 2022			



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
FIMCP <small>Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción</small>		Material:	AISI 304
MATERIA INTEGRADORA		Lámina:	N° 11
Escala: 1:23	Superficie de desalajo de impurezas		
I T, 2022			



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
FIMCP <small>Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción</small>		Material:	AISI 304
MATERIA INTEGRADORA		Lámina:	N° 12
Escala: 1:10	Superficie de desalajo de camarón		
I T, 2022			



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		Elaborado:	Lindao G. Ortiz A.
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		Fecha:	19/08/2022
MATERIA INTEGRADORA		Material:	ASTM A36
Escala: 1:46		Lámina:	N° 13
I T, 2022		Estructura de soporte	