

**Universidad Católica de Santa María**

**Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales**

**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica  
y Mecatrónica**



**DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR VIBRATORIO PARA AZÚCAR  
REFINADA DE 10 TM/HR**

Tesis presentada por el Bachiller:

**Cáceres Paucar, David Christian**

Para optar el Título Profesional de:

**Ingeniero Mecánico**

Asesor:

**Ing. Castro Valdivia, Jorge**

**Arequipa-Perú**

**2020**



Universidad Católica  
de Santa María

AREQUIPA - PERÚ

☎ 051 841 282038 🌐 [www.ucsm.edu.pe](http://www.ucsm.edu.pe) 📧 [info@ucsm.edu.pe](mailto:info@ucsm.edu.pe)

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA  
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA

INFORME DICTAMINATORIO

VISTO

EL BORRADOR DE TESIS TITULADO:

**“DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR VIBRATORIO  
PARA AZUCAR REFINADA DE 10TM/Hr”**

Presentado por el Bachiller

CACERES PAUCAR DAVID CHRISTIAN

Nuestro DICTAMEN es

*Aprobado*


OBSERVACIONES

*Ninguna.*

Arequipa, *13 de diciembre* 2019



ING. JORGE CASTRO-VALDIVIA



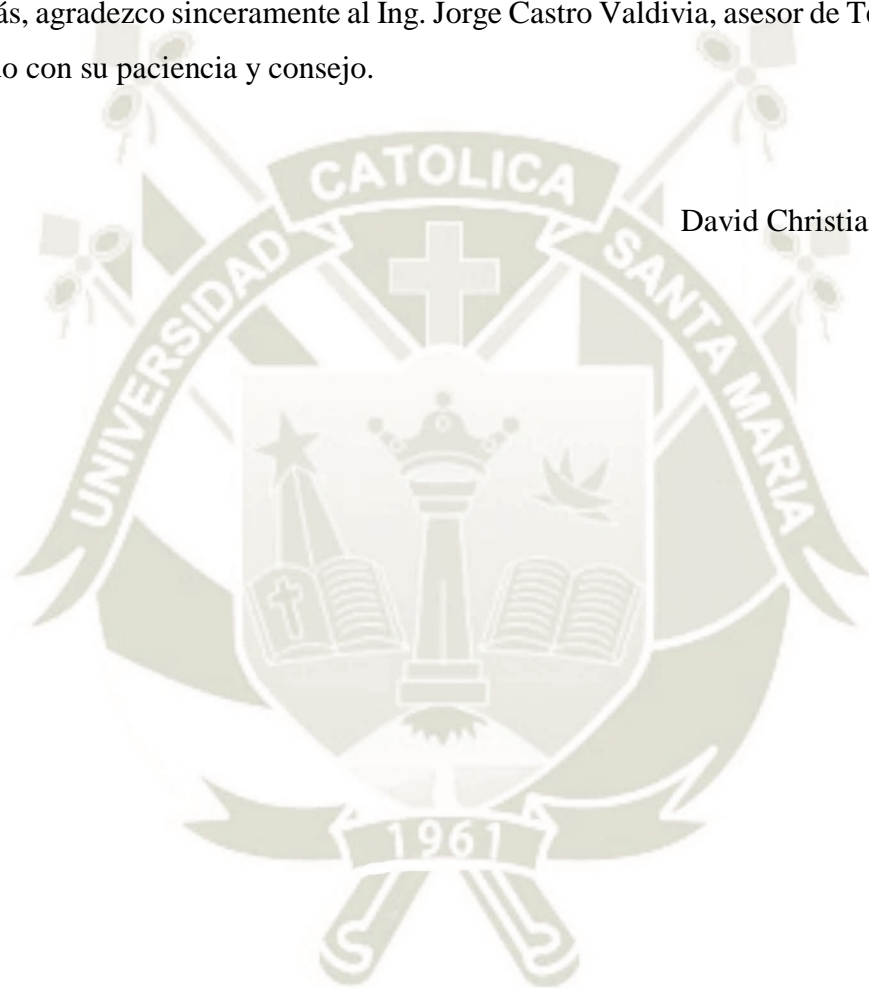
ING. MARCO CARRIZO RIVERA

## AGRADECIMIENTO

Mi más profundo agradecimiento a todos los que hicieron posible esto y mi universidad por darme los conocimientos necesarios y prepararme en mi camino profesional.

Además, agradezco sinceramente al Ing. Jorge Castro Valdivia, asesor de Tesis, por haberme dirigido con su paciencia y consejo.

David Christian Cáceres Paucar



## DEDICATORIA

El presente trabajo de diseño es dedicado principalmente a Dios, por ser el inspirador y darme la fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de los anhelos más deseados.

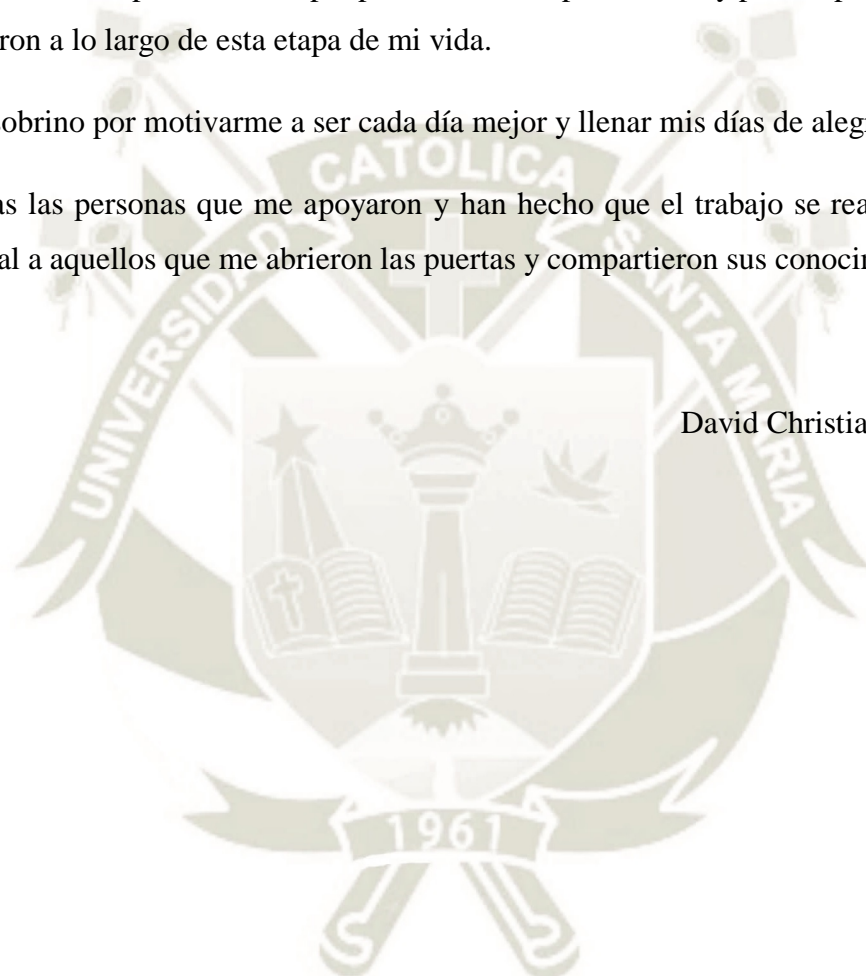
A mis abuelos y padres Agustín y Vilma, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ustedes he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy.

A mis hermanos por estar siempre presentes, acompañándome y por el apoyo moral, que me brindaron a lo largo de esta etapa de mi vida.

A mi sobrino por motivarme a ser cada día mejor y llenar mis días de alegría.

A todas las personas que me apoyaron y han hecho que el trabajo se realice con éxito en especial a aquellos que me abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

David Christian Cáceres Paucar



## RESUMEN

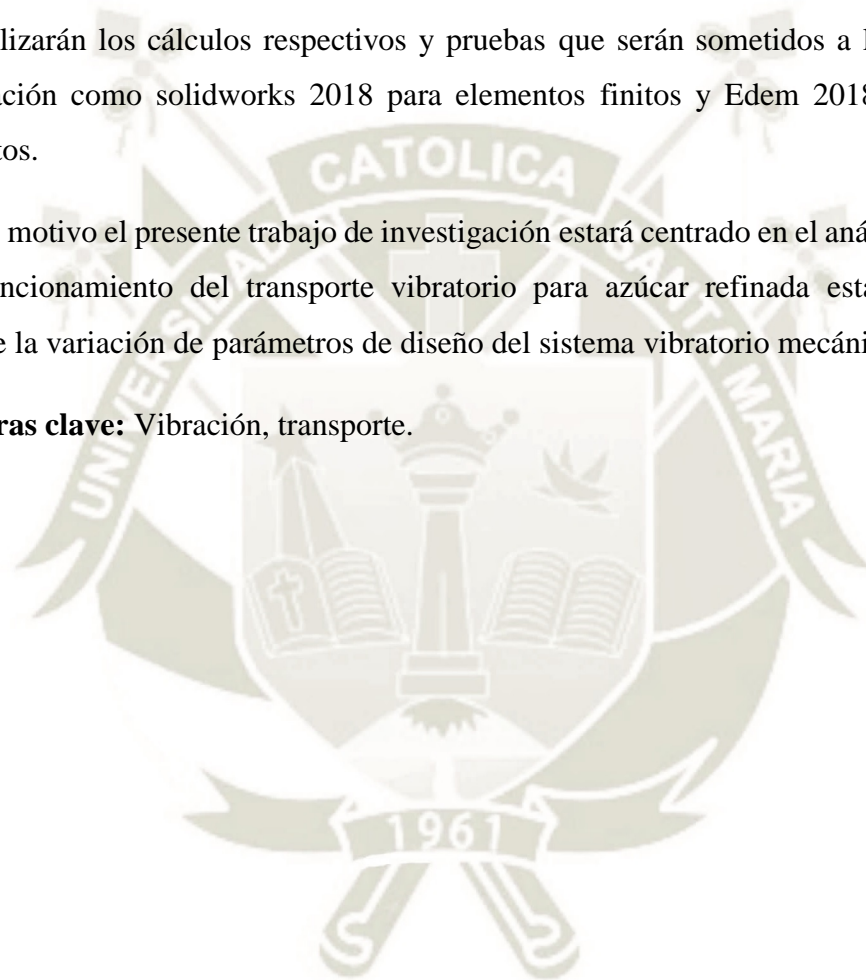
El trabajo está orientado al campo de las vibraciones mecánicas, para contribuir en la investigación del área de Ing. Mecánica de la Universidad Católica de Santa María, mediante el diseño de una maquina transportadora por vibración para el azúcar refinado de 10TM/Hr.

El diseño contempla diversos parámetros como la inclinación, análisis de resonancia, velocidad de transporte, velocidad angular, diseño de resorte y diseño estructural.

Se realizarán los cálculos respectivos y pruebas que serán sometidos a los programas de simulación como solidworks 2018 para elementos finitos y Edem 2018 para elementos discretos.

Por tal motivo el presente trabajo de investigación estará centrado en el análisis y evaluación del funcionamiento del transporte vibratorio para azúcar refinada estableciendo como influye la variación de parámetros de diseño del sistema vibratorio mecánico.

**Palabras clave:** Vibración, transporte.



## ABSTRACT

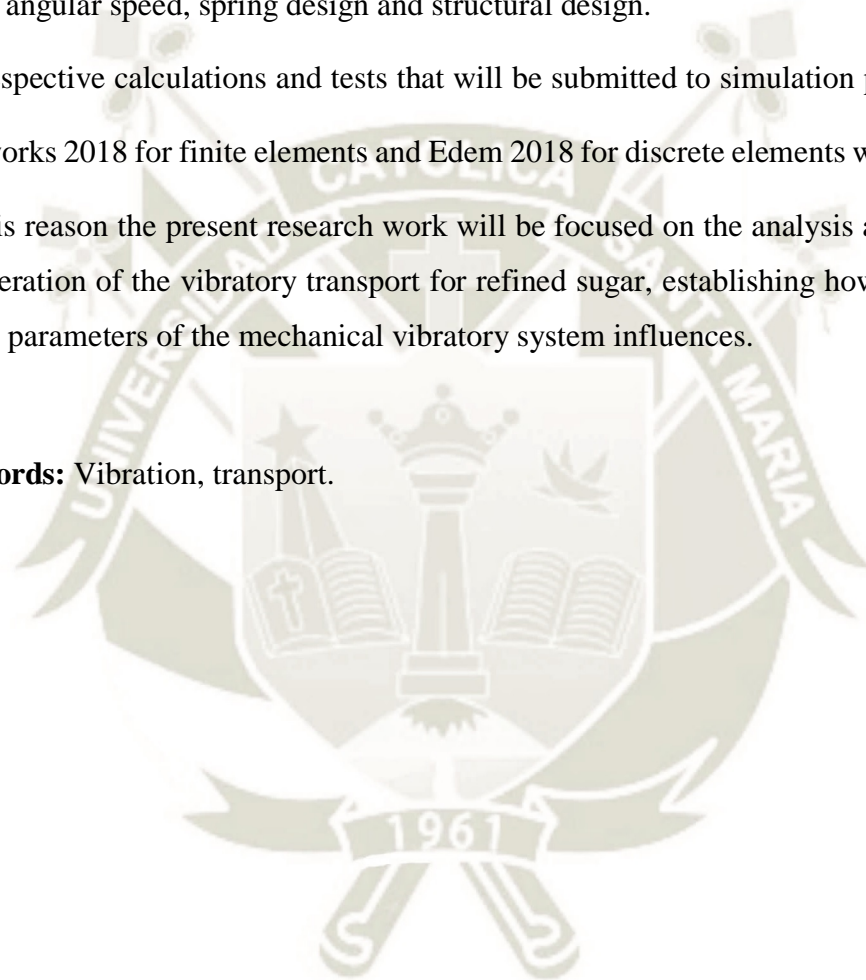
The work is oriented to the field of mechanical vibrations, to contribute to the research of the area of Mechanical Engineering at the Catholic University of Santa María, through the design of a vibration conveyor machine for refined sugar of 10TM / Hr.

The design includes various parameters such as inclination, resonance analysis, transport speed, angular speed, spring design and structural design.

The respective calculations and tests that will be submitted to simulation programs such as solidworks 2018 for finite elements and Edem 2018 for discrete elements will be performed.

For this reason the present research work will be focused on the analysis and evaluation of the operation of the vibratory transport for refined sugar, establishing how the variation of design parameters of the mechanical vibratory system influences.

**Keywords:** Vibration, transport.



## INTRODUCCIÓN

Las vibraciones mecánicas han estado presentes en diversos tipos de sistemas, estas vibraciones pueden controlarse para dar paso a los mecanismos de transporte vibratorio que a través de vibraciones hacen avanzar el material dando este microsaltos, este tipo de sistemas son mayormente utilizados en el transporte de materiales a granel antes de la etapa final de ser embolsados.

El azúcar refinado forma parte de los productos básicos, su consumo es el más popular frente a otros tipos de endulzantes, es por eso que se desea diseñar un transportador vibratorio para este material haciéndolo lo más simple posible y en el proceso de transporte poner en evidencia melazas que se hayan colado al sistema.

Se realizará los cálculos respectivos y los parámetros a intervenir en el diseño, así como someterlos a programas de simulación como Solidworks 2018 y Edem 2018, además se establecerán los planos correspondientes.

Los rangos de vibración están tomados en base a tablas de la norma ISO 2372 que reconoce 4 grupos de maquina con sus respectivos rangos de clasificación.

El diseño contemplara una longitud de 8 metros con una capacidad de transporte de 10 toneladas por hora, utilizando el método unidireccional para el transporte en base al manual del fabricante Italvibras.

## INDICE

<b>AGRADECIMIENTO</b> .....	<b>iii</b>
<b>DEDICATORIA</b> .....	<b>iv</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>v</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>vi</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>vii</b>
<b>CAPITULO I</b> .....	<b>1</b>
<b>1. ANTECEDENTES</b> .....	<b>1</b>
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	1
1.3. DELIMITACIÓN DEL PROYECTO .....	2
1.4. OBJETIVOS.....	2
1.4.1. <i>Objetivo General</i> .....	2
1.4.2. <i>Objetivos Específicos</i> .....	2
<b>Capítulo II</b> .....	<b>3</b>
<b>2. MARCO TEORICO</b> .....	<b>3</b>
2.1. PAUTAS GENERALES PARA EL DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR .....	3
2.2. EL AZÚCAR REFINADO .....	4
2.3. DENSIDAD DEL AZÚCAR.....	5
2.4. TRANSPORTE VIBRATORIO .....	5
2.5. CARACTERÍSTICAS DE UNA MAQUINA VIBRATORIA .....	6
2.6. CAPACIDAD DEL TRANSPORTE VIBRATORIO .....	9
2.7. VIBRACIONES MECÁNICAS .....	11
2.8. CLASIFICACIÓN DE LA VIBRACIÓN .....	12
2.9. GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN.....	13
2.10. DATOS PRÁCTICOS PARA EL DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR VIBRATORIO.....	16
2.11. MÉTODO DE VIBRACIÓN, VELOCIDAD Y ÁNGULO SUGERIDO .....	20
2.12. APLICACIONES INDUSTRIALES .....	23

<b>Capítulo III.....</b>	<b>25</b>
<b>3. INGENIERIA DE PROYECTO .....</b>	<b>25</b>
3.1. CAPACIDAD DE LA MAQUINA Y ELECCIÓN DE LOS MOTOR-VIBRADORES .....	25
3.2. CÁLCULO Y SIMULACIÓN DE LA BANDEJA.....	31
3.3. CALCULO Y SIMULACIÓN DE LA BANCADA DE LA MAQUINA .....	37
3.4. CALCULO Y SIMULACIÓN DE LOS RESORTES.....	48
3.5. CALCULO Y SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE .....	61
3.6. ANÁLISIS DE RESONANCIA .....	64
3.7. ANÁLISIS VIBRATORIO .....	65
<b>Capítulo IV .....</b>	<b>68</b>
<b>4. CALCULO DE COSTOS Y PRESUPUESTOS .....</b>	<b>68</b>
4.1. SEGÚN MATERIAL .....	68
4.2. SEGÚN MAQUINAS .....	69
4.3. SEGÚN DISEÑO.....	69
4.4. COSTO TOTAL.....	69
4.5. COSTO DE POSESIÓN Y COSTO DE OPERACIÓN .....	69
4.6. CALCULO DE VAN Y TIR.....	70
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>72</b>
<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>73</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>74</b>

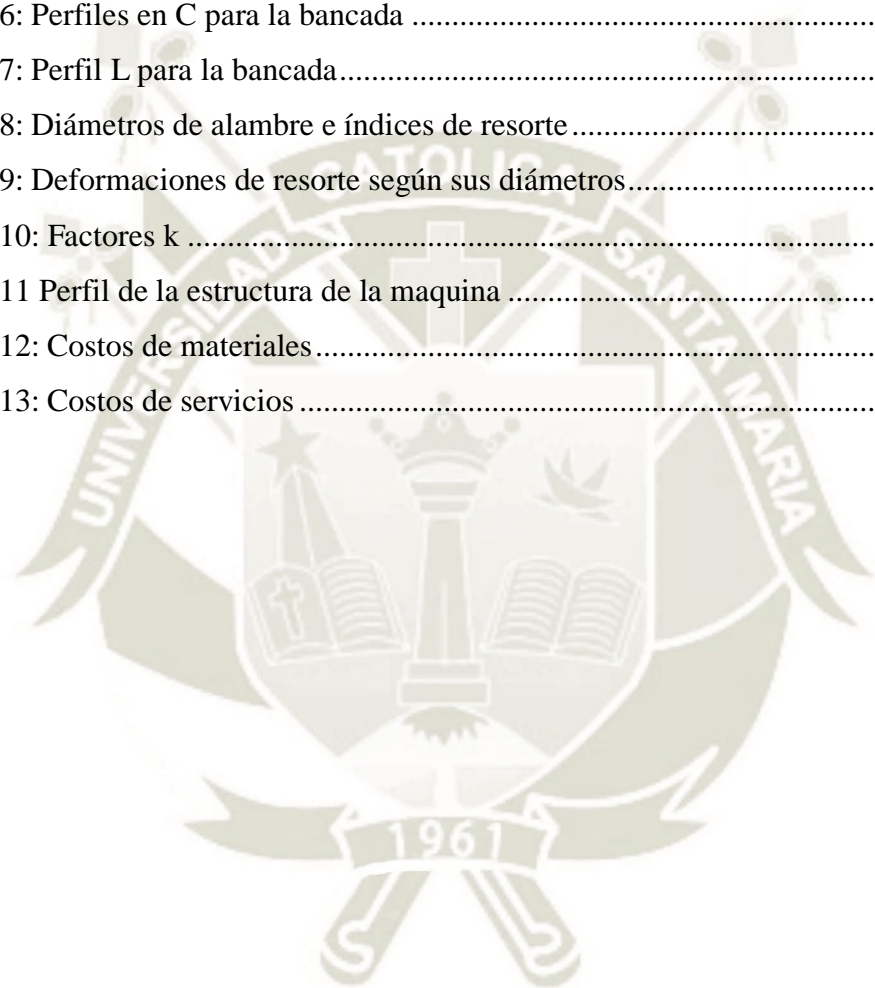
## Índice de Figuras

Figura 1: Tipos de azúcar .....	5
Figura 2: Transportador vibratorio .....	6
Figura 3: Estructura de un transporte vibratorio.....	6
Figura 4: Sistema biela manivela en un transportador vibratorio.....	7
Figura 5: Tipos de extremos de resorte de compresión .....	7
Figura 6: Transporte vibratorio con Flejes .....	8
Figura 7: Clases de canales.....	8
Figura 8: Tipos de patas anti vibratorias .....	9
Figura 9: Vibración periódica y aleatoria .....	11
Figura 10: Grafica de resonancia.....	12
Figura 11: Vibrador electromagnético.....	14
Figura 12: Motor desequilibrado. ....	15
Figura 13: Esquema de un transportador montado sobre flejes inclinados .....	18
Figura 14: Método rotacional de vibración .....	21
Figura 15: Método unidireccional de vibración .....	21
Figura 16: Montaje vibrador unidireccional .....	22
Figura 17: Transportador vibratorio electromagnético utilizado en la industria química. ..	23
Figura 18: Transportador vibratorio neumático para productos alimenticios. ....	23
Figura 19: Transportador vibratorio mecánico para la conducción de carbón. ....	24
Figura 20: Clasificadoras vibratorias montadas en serie para la clasificación de arena.....	24
Figura 21: Grafico del motor-vibrador a 1800 rpm de 60HZ.....	27
Figura 22: Parámetros de diseño del canal transportador.....	31
Figura 23: Bandeja de transporte.....	34
Figura 24: Tamaño de soldadura calculado por el programa .....	35
Figura 25: Limite de elasticidad de la bandeja .....	35
Figura 26: Desplazamiento de la bandeja.....	36
Figura 27: Factor de seguridad de la bandeja .....	36
Figura 28: Diagrama de corte y momento flector perfil C .....	38
Figura 29: Diagrama de corte y momento flector perfil L .....	40
Figura 30: Diagrama de corte y momento flector el apoyo en C .....	43
Figura 31: Modelo de apoyo para resorte-guía.....	44

Figura 32: Limite de elasticidad del apoyo .....	44
Figura 33: Desplazamiento del apoyo .....	45
Figura 34: Comprobación del cordón de soldadura.....	45
Figura 35: Factor de seguridad del apoyo .....	46
Figura 36: Modelo de bancada .....	46
Figura 37: Limite de elasticidad de bancada .....	47
Figura 38: Desplazamiento de la bancada .....	47
Figura 39: Factor de seguridad de la bancada .....	48
Figura 40: a) carga axial b) carga cortante y torsional .....	57
Figura 41: Modelo del resorte .....	59
Figura 42: Limite de elasticidad de resorte .....	59
Figura 43: Desplazamiento del resorte .....	60
Figura 44: factor de seguridad del resorte .....	60
Figura 45: Comprobación de fatiga .....	61
Figura 46: Modelo estructura base de soporte.....	63
Figura 47: Limite de elasticidad de la base de soporte.....	63
Figura 48: Desplazamiento de la base de soporte.....	64
Figura 49: factor de seguridad de la base de soporte.....	64
Figura 50: Ecuación general masa-resorte-amortiguador.....	66
Figura 51: Absorción de la vibración .....	67
Figura 52: Calculo de VAN y TIR en Excel .....	71

## Índice de Tablas

Tabla 1: Tablas de velocidad del material a diferentes rpm .....	20
Tabla 2: Recomendación de parámetros según el tipo de proceso .....	21
Tabla 3: Angulo de incidencia recomendados según el proceso .....	22
Tabla 4: Características modelo MVSS motor vibrador .....	29
Tabla 5: Propiedades del acero inoxidable .....	33
Tabla 6: Perfiles en C para la bancada .....	39
Tabla 7: Perfil L para la bancada.....	41
Tabla 8: Diámetros de alambre e índices de resorte .....	49
Tabla 9: Deformaciones de resorte según sus diámetros.....	53
Tabla 10: Factores k .....	56
Tabla 11 Perfil de la estructura de la maquina .....	62
Tabla 12: Costos de materiales .....	68
Tabla 13: Costos de servicios .....	69



## Índice de variables

$F$  = Fuerza resultante

$m$  = Masa de material

$a_{av}$  = Aceleración del material en avance

$G$  = Peso del material

$g$  = Aceleración de la gravedad

$F_{ad}$  = Fuerza de adherencia

$u_f$  = Coeficiente de rozamiento entre el material y el canal detenido

$d_f$  = Desaceleración del canal al final del recorrido

$dm$  = Es la desaceleración relativa del material respecto a la bandeja

$S1$  = Recorrido del material hacia delante

$V_{max.av}$  = Velocidad máxima alcanzada en avance

$u_m$  = Coeficiente de rozamiento del material flotante

$\rho$  = Densidad

$e$  = excentricidad

$P_v$  = Peso total de la maquina vibrante

$P_c$  = Peso de la estructura de la maquina vibrante

$P_o$  = Peso del o de los moto-vibradores aplicados

$\sigma$ : esfuerzo admisible

$h$ : garganta de soldadura

$l$ : longitud de soldadura

$D$ : diámetro medio de la espira

d: diámetro del alambre

Sut: Resistencia última de tensión

Ssy: Esfuerzo de fluencia a la tensión

A: Intersección

M: pendiente

$\sigma_{perm}$ : esfuerzo cortante

Kb: factor de corrección del efecto de curvatura

Fs: Carga estática

ys: Deformación del resorte

f: fuerza aplicada a cada resorte

k: constante del resorte

Gc: Modulo de cizallamiento del material

N: número de vueltas activas

Fm: fuerza media

Fa: fuerza de amplitud

Fmax: fuerza máxima

Fmin: fuerza mínima

$\sigma_a$ : esfuerzo alternante

$\sigma_m$ : esfuerzo cortante medio

$\sigma_i$ : esfuerzo cortante inicial

Kw: factor de Wahl

Ks: factor de corrección del esfuerzo cortante

C: índice de resorte

Sa: Resistencia alternante

Se: límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte del resorte.

Sm: resistencia media

Sut: resistencia última de tensión

n: factor de seguridad del resorte a fatiga

T: fuerza de torsión

Cc: coeficiente de amortiguamiento crítico

n: vida útil

r: tasa de descuento (COK)

FC: flujo de caja

TIR: tasa interna de retorno

VAN: Valor actual neto

## CAPITULO I

### 1. ANTECEDENTES

#### 1.1. Descripción del problema

Las vibraciones mecánicas, pueden ser perjudiciales o benéficas dependiendo de cómo estén trabajando y para qué proceso quiere que se aplique.

Los sistemas vibratorios para transporte son utilizados en el Perú, ya sea en la industria agrícola, minera y construcción, por su bajo consumo de energía y fácil mantenimiento.

El material granular pese a ser simple presenta varios comportamientos debido a sus diferentes tamaños y formas, se comporta a veces como un sólido, líquido o gas, cuando las distancias son más o menos grandes y la capacidad es importante, aunque la banda transportadora es el medio más popular para el transporte su uso solo se limita a las dimensiones de la fábrica o temperatura del material, por eso para pequeños recorridos y vaciados de tolva el transporte vibratorio es el elemento idóneo, para el proceso de azúcar refinada se deben eliminar las impurezas que se hayan colado en el proceso de fabricación de estas, estos transportes debido a su vibración pueden hacer visible un tamaño de grano diferente o melaza que se haya colado.

#### 1.2. Justificación

Se ha observado que cuando el azúcar refinado es empaquetado para su distribución se suelen colar restos de melaza haciendo que los compradores no lleven el producto por su estética representando pérdidas de venta para la industria del azúcar refinado, esto puede evitarse al eliminar los restos de melaza antes de ser empaquetado ya que el transporte vibratorio envía las partículas más grandes hacia arriba del transportador haciendo que estas sean visibles por un operario para su posterior retiro, estos sistemas son de fácil mantenimiento y requieren poca potencia, además permitirá conocer y profundizar el estudio de estos transportes para el alumno en el campo de las vibraciones mecánicas. Analizando cómo se comporta el material según parámetros de diseño se establecerá la influencia en el proceso de transporte del material granular, estableciendo un ángulo de inclinación recomendada, y una velocidad óptima de transporte, así como una amplitud de movimiento y velocidad

angular, podemos determinar cuáles son las condiciones en el que el material empieza a avanzar y hasta qué punto es capaz de hacerlo.

Se desea encontrar una alternativa sencilla para empresas y compañías que mejoren el traslado del material granulado como es la azúcar refinada para su posterior empaque y distribución del producto.

### **1.3. Delimitación del proyecto**

Este proyecto está limitado para un espacio cerrado con una capacidad a transportar de 10 TM/hr, se trabajará solo con el azúcar refinado sin profundizar sobre el estudio del grano. El diseño de los componentes de la maquina vibratoria debe adaptarse a las condiciones de tecnología en nuestro país y disponibilidad de materia prima.

El análisis de la vibración mecánica se desarrollará desde la Ingeniería a través de bibliografías para saber que parámetros intervienen en el proceso del diseño del transporte vibratorio.

### **1.4. Objetivos**

#### **1.4.1. Objetivo General**

- Diseñar una maquina transportadora por vibración para el azúcar refinado con una capacidad de 10TM/hr y longitud de 8m.

#### **1.4.2. Objetivos Específicos**

- Diseñar y calcular los componentes del sistema bajo las normas AWS D1.1, ISO 2954, ISO 2372.
- Seleccionar los motores vibradores para acoplar al sistema que dará el movimiento para los parámetros requeridos.
- Establecer el ángulo y velocidad de transporte más adecuados para el transporte de azúcar refinado.
- Comprobar los cálculos en el programa Solidwork simulation.
- Realizar costos de posesión y costos de operación del equipo según el formato del manual de rendimiento de caterpillar edición 40.
- Realizar los planos de ensamble y detalles del equipo.
- Simular el proceso de transporte de material mediante el programa Edem.

## Capítulo II

### 2. MARCO TEORICO

#### 2.1. Pautas generales para el diseño de un transportador

Aunque de uno a otro tipo de transportador existen diferencias en su configuración, son imprescindibles ciertos datos para el diseño y selección de los elementos que lo componen, como son:

a) Capacidad a transportar (toneladas por hora)

De acuerdo al material y sus características físicas serán parámetros prefijados el tonelaje, velocidad y volumen de material transportado.

b) Características físicas del material

Se deben tener en cuenta las siguientes: granulometría en cuanto a tamaños en pulgadas o milímetros, fluidez, abrasividad, humedad, fragilidad, temperatura y otras muy específicas como toxicidad, pureza, facilidad de tomar humedad del ambiente (materiales higroscópicos), pegajoso, pulverulento, facilidad de ignición entre otras.

c) Distancia por cubrir

Tanto en dirección horizontal, como vertical o en forma inclinada, subiendo o bajando el material, y por tanto la diferencia de niveles entre los puntos inicial y final. De dicho análisis llegamos a adoptar un solo tipo de transportador, o una combinación de dos o más de ellos, según más convenga desde el punto de vista técnico y económico.

d) Continuidad de operación

Se debe tratar en cuanto sea posible, que los elementos de transporte tengan la menor posibilidad de parada, para evitar costos adicionales por materiales estancados.

e) Condiciones de trabajo

Según las condiciones en las que se encuentre el equipo: a la intemperie, bajo cubierta, en clima frío o cálido y según la duración: ocasional o permanente.

## f) Disposición de la planta

La planta física se dispondrá teniendo en cuenta tanto la distribución en planta como el espacio disponible.

Con los datos anteriores ya definidos se entra a ejecutar el cálculo, diseño y selección de los diferentes equipos, teniendo en cuenta cada uno de los siguientes parámetros por recomendación o adopción de tablas ya establecidas por las casas de fabricantes.

## g) Velocidad

Por tablas se da la máxima permisible, según la clase y tamaño de material, de acuerdo a códigos establecidos en los catálogos o según el tipo de material, uniforme o no uniforme.

## h) Potencia

Potencia para mover la carga horizontalmente.

Potencia para mover la carga verticalmente.

Potencia para mover el transportador vacío.

Potencia para mover mecanismos auxiliares, tales como descargador, limpiadores de banda, dosificadores, etc.

## i) Dimensiones del elemento de transporte

Vienen a determinar la magnitud de ciertos elementos tales como: ancho, espesor de la misma en función de tensiones y esfuerzo admisible del material. Así mismo caen en este punto las dimensiones de accesorios tales como tambores y rodillos de soportes de banda, tensores, dosificadores y tolvas de almacenamiento y otros especiales para cada sistema en particular, al igual que los elementos estructurales soportes como bastidor de todo el conjunto (Pineda Arguello & Subani Rojas, 2004).

## 2.2. El azúcar refinado

El azúcar es un cuerpo de características sólidas y se encuentra cristalizado. Este tipo de sustancia forma parte de los hidratos de carbono, es soluble en H<sub>2</sub>O y se caracteriza por su sabor dulce. La remolacha, la caña y otras clases de vegetales son fuentes que permiten la obtención de azúcar. El término suele utilizarse para nombrar a la sacarosa, que es el azúcar común que se utiliza en la preparación de comidas.

El refinado es el proceso de transformación de la materia prima en azúcar refinada. Consta de varias etapas de lavado, trituración, cocción, filtración, evaporación y centrifugación.

Entre los distintos tipos de azúcar, puede nombrarse el azúcar blanco (que contiene sacarosa en un 99,5%), el azúcar refinado (entre el 99,8% y 99,9% de sacarosa), el azúcar moreno o negro (que se cristaliza y centrifuga, pero no se refina, lo que le confiere un color oscuro) y el azúcar rubio (más claro que el azúcar moreno y con mayor nivel de sacarosa). Brasil es el principal productor de azúcar a nivel mundial, seguido por naciones como Argentina, China y Estados Unidos (Pérez Porto & Gardey, 2010).



*Figura 1: Tipos de azúcar*

Fuente: Pérez Porto & Gardey, 2010

### **2.3. Densidad del azúcar**

La densidad del azúcar puede variar dependiendo si esta refinada o no, como también de la temperatura, tomaremos una densidad aparente (Rein, 2012) para nuestra azúcar refinada que es  $900 \text{ kg/m}^3$  (Anuriev, 2019).

### **2.4. Transporte vibratorio**

Son máquinas de transporte continuo que se emplean para la manipulación de materiales a granel y en bultos por trazas horizontales e inclinadas. Este equipo está diseñado para la transportación por medio de vibraciones controladas. Estos equipos transportan material a través de vibraciones dirigidas. Su construcción es robusta y de gran resistencia.

El transporte vibratorio es uno de los sistemas utilizados por la industria para el manejo de materiales a granel, diseñan de acuerdo a las condiciones de operación,

las vibraciones pueden generarse a partir de la acción mecánica producidas por un motor o puede ser electromagnéticas.

En el caso de los equipos que operan a su frecuencia natural, existe una unidad motriz encargada de entregar el movimiento inicial a la bandeja y mantener el sistema en funcionamiento con un mínimo consumo de energía debido a la acción de las hojas de resorte. Las unidades motrices, se pueden clasificar en dos grupos: mecánicas, que transmiten el movimiento de la bandeja mediante un sistema de biela y excéntrica y electromagnéticas que producen el movimiento de la bandeja por medio de un electroimán que funciona a la frecuencia de la red eléctrica (Anuriev, 2019).



*Figura 2: Transportador vibratorio*

*Fuente: Skako, 2019*

## 2.5. Características de una Máquina Vibratoria

Sus características son las siguientes:

### a) Estructura

Deben ser de fácil diseño tener en cuenta a la hora de diseñar las mismas cargas, capacidades y entorno de trabajo. La estructura se construye robusta de vigas de sección C, I o T, debido esto principalmente a las acciones de los mecanismos vibrantes.



*Figura 3: Estructura de un transporte vibratorio*

*Fuente: Emantrasl, 2019*

b) Unidad Motriz

Existe una unidad motriz encargada de entregar el movimiento inicial a la bandeja y mantener el sistema en funcionamiento con un mínimo consumo de energía debido a la acción de las hojas de resorte, estas unidades motrices se pueden clasificar en dos grupos: mecánicas, que transmiten el movimiento de la bandeja mediante un sistema de biela, excéntrica y electromagnéticas que producen el movimiento de la bandeja por medio de un electroimán que funciona a la frecuencia de la red eléctrica.

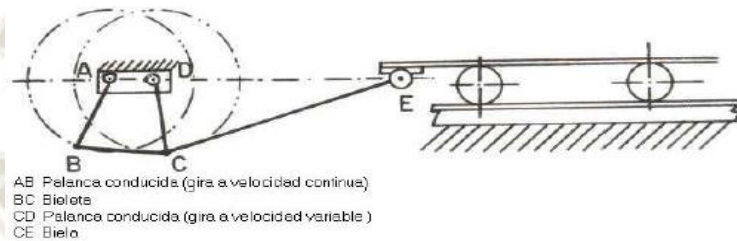


Figura 4: Sistema biela manivela en un transportador vibratorio

Fuente: Pineda, Banco de transporte neumático y vibratorio, pg. 36, 2004

c) Resortes

La bandeja va soportada en un conjunto de elementos elásticos que están diseñados de modo que su frecuencia natural de vibrar o frecuencia de resonancia sea la frecuencia de oscilación del sistema. Con ello se obtiene que su acción elástica mantenga el sistema en movimiento, debido a que la energía de vibración es alternativamente almacenada y liberada. Las hojas de resorte son fabricadas en frío o en caliente de un material compuesto de altísima resistencia y calidad como son aceros al carbono, aceros de aleación y aceros resistentes a la corrosión., que asegura su vida útil por muchos años.

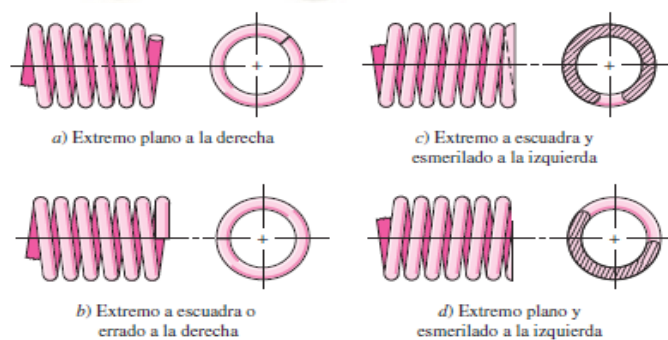
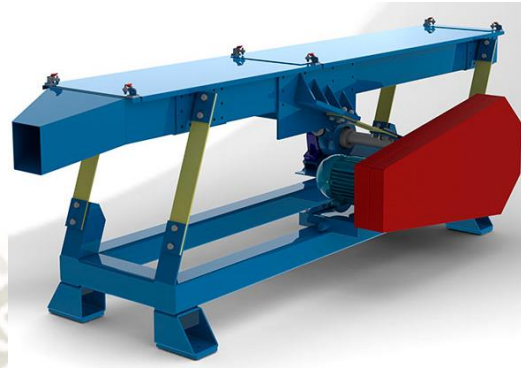


Figura 5: Tipos de extremos de resorte de compresión

Fuente: Shigley, 2008

d) Flejes

Pieza alargada y curva de acero que sirve para muelles y resortes, los flejes proporcionan la fuerza restauradora, tienen forma rectangular son elásticos y su función es soportar la bandeja a la base, dependiendo del método de vibración estas pueden colocarse o no.

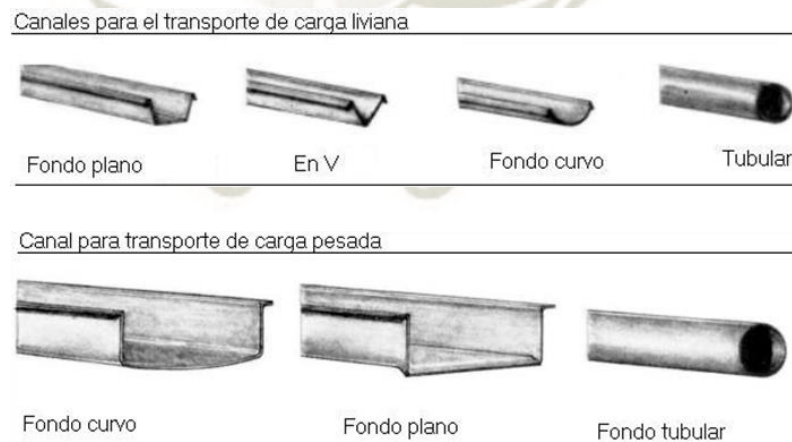


*Figura 6: Transporte vibratorio con Flejes*

*Fuente: Dindelsa, 2019*

e) Bandeja

Es una bandeja generalmente metálica de sección rectangular, trapezoidal u otra, que oscila a una frecuencia y amplitud determinadas, es la encargada de trasladar el producto desde su sector de alimentación al de descarga, además soporta los diferentes accesorios que puede tener el equipo vibratorio (Anuriev, 2019).



*Figura 7: Clases de canales*

*Fuente: Vibromaq, 2019*

## f) Patas anti vibratorias

Son equipos que reducen las vibraciones, su zona de trabajo es de los 50kg a los 13000kg, además son resistentes a la corrosión, temperatura y envejecimiento.



*Figura 8: Tipos de patas anti vibratorias*

*Fuente: Vibromaq, Catalogos, 2019*

## 2.6. Capacidad del transporte Vibratorio

En este rango se consideran los siguientes:

## a) Transportadores por vibraciones mecánicas de baja capacidad

Estos transportadores pueden mover flujos de material de hasta 20 toneladas por hora. Estas unidades son pequeñas, compactas, de larga duración y de gran aceptación en la industria para transportar materiales a grandes distancias, debido a que son equipos simples y seguros. Su canal de transporte está construido en anchos estándar de 5, 8, 12, 18 y 24 pulgadas.

Usualmente se construye en perfil con forma de canal (C), la cual está atornillada a la estructura o fundación de concreto y es el miembro sobre el cual la plataforma o canal es soportado por las barras vibrantes. Los transportadores vibratorios de baja capacidad operan casi en su frecuencia natural. La potencia requerida es pequeña, la velocidad de avance a lo largo del transportador es variable, dependiendo de la mezcla, finura y temperatura del material.

Para material granular, el flujo libre es normal de 30 a 40 pies por minuto, así mismo, la capa de material a transportar dependerá de los factores antes mencionados y usualmente se considera como máximo un espesor de 3 pulgadas. Estos transportadores no deben ser sobrecargados y cuando las cargas máximas son un problema se debe instalar un vibrador con un ancho mayor, de otro modo se presentarán daños en el vibrador y derramamientos de material, normalmente estas unidades son instaladas a nivel, por esto se debe tener cuidado en su uso,

cuando se requieren algunas inclinaciones o cuando la temperatura del material supera los 250 °F.

b) Transportadores por Vibraciones Mecánicas de media capacidad

Los transportadores de éste grupo tienen una capacidad que oscila entre 20 y 50 toneladas por hora. Normalmente estos transportadores son compactos, pre ensamblados y del tipo desbalanceado, por lo que requieren una fundación firme. Su canal de transporte está construido en anchos estándar de 12, 18 y 24 pulgadas. Usualmente su base es de hierro en ángulo o canal, atornillada directamente a la estructura o fundación de concreto. Este miembro sirve de soporte y alineador de las barras vibrantes y del conducto de soporte. La instalación de un transportador balanceado (con contrapeso), conlleva un incremento en los costos, mayor disponibilidad de espacios verticales y su localización debe ser bien definida.

En la mayor parte de instalaciones, estos transportadores operan de acuerdo a la frecuencia con que es transportado el material y el consumo de potencia para su funcionamiento es pequeño. Para material granular en flujo libre se pueden tener velocidades de 20 a 30 pies por minuto y la capa promedio de material está entre 4 y 8 pulgadas.

Usualmente estas unidades trabajan a nivel, por esto se debe tener cuidado cuando se trabaja con inclinaciones o cuando se transportan materiales cuya temperatura es superior a 250 °F. Estos transportadores se emplean principalmente en procesos de separación, operaciones de secado y de enfriamiento.

c) Transportadores por Vibraciones Mecánicas de alta capacidad

Los transportadores de este grupo, al igual que los anteriores son clasificados basándose en el tonelaje transportado, desde 50 a 500 toneladas por hora. Estos transportadores generalmente son balanceados (con contrapeso) y están montados sobre resortes, de forma semejante a los transportadores por vibraciones eléctricas. Deben ser instalados a nivel del piso a través de los silos. Los balanceados pueden ser acoplados en varias formas como pueden ser:

-Usando un contrapeso independiente, soportado sobre las barras vibrantes (flejes) en voladizo.

-Usando un balancín dinámico o un amortiguador de choque.

-Se puede dividir el transportador en dos secciones de pesos iguales, con el generador de vibraciones en el centro y dispuestos de tal forma que la excéntrica opere sobre las dos secciones, una oponiéndose a la otra.

-Usando dos canales (bandejas), operando uno encima de otro y colocando la excéntrica entre ambos.

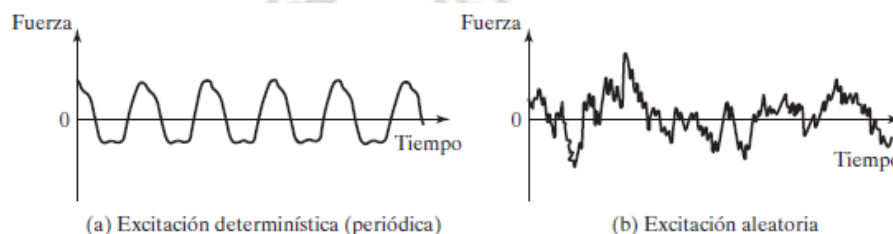
Estos transportadores para trabajo pesado son usados con bandejas anchas y pueden transportar fundiciones calientes y materiales abrasivos. Se dispone de unidades para transportar materiales con temperaturas desde 400 a 1500 °F y pueden ser refrigerados con agua donde sea necesario. Estas unidades de trabajo pesado son especialmente demandadas como separadores de polvo y espaciadores, suministrándose para servicio continuo y requiriendo de muy poco mantenimiento. Se pueden diseñar para moverse a bajas velocidades, 10 a 15 pies por minuto y con un espesor de capa de 24 a 42 pulgadas, dependiendo del ancho del canal y del servicio que se requiera (Pineda Arguello & Subani Rojas, 2004).

## 2.7. Vibraciones Mecánicas

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

También se la puede definir como el cambio de posición en el tiempo (movimiento) de las partes de una máquina hacia un lado y otro con respecto a su posición de reposo.

Otra definición sería la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio, a este tipo de vibración se la conoce también como vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento.



*Figura 9: Vibración periódica y aleatoria*

*Fuente: S. Rao, vibraciones mecánicas 5ed. Pág. 17 (2012)*

### a) Magnitud

Puede medirse en función del desplazamiento producido por la vibración. Por tratarse de un movimiento puede medirse en términos de velocidad o aceleración,

frecuentemente se utiliza aceleración ya que es el más fácil de medir su unidad es  $m/s^2$ .

b) Frecuencia

Indica el número de veces que el objeto vibra por segundo y se mide en hercios (Hz), esta frecuencia puede ser frecuencia natural que es propia del sistema al poseer elementos elásticos y frecuencia forzada que es la respuesta a una fuerza aplicada.

c) Resonancia

La resonancia es un fenómeno físico que afecta a cuerpos rígidos y que pueden vibrar o realizar oscilaciones. En cuerpos blandos es mucho más complicado porque la vibración se absorbe más rápidamente. El secreto de la resonancia radica en aplicar al cuerpo una fuerza periódica que tenga una frecuencia lo más próxima posible a su frecuencia propia o natural. Cuando esto ocurre la amplitud del movimiento aumenta tanto que puede producir la fractura del objeto rápidamente por lo general debe haber una diferencia más del 30% (Pineda Arguello & Subani Rojas, 2004).

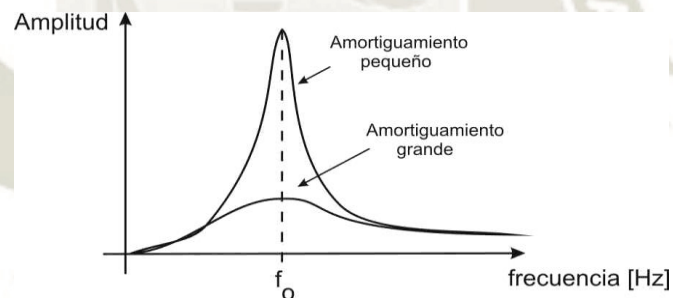


Figura 10: Grafica de resonancia

## 2.8. Clasificación de la vibración

a) Vibración Libre

“Cuando se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la vibración resultante se la conoce como vibración libre. Ninguna fuerza externa actúa en el sistema”. Ejemplo la oscilación de un péndulo simple.

b) Vibración Forzada

Cuando un sistema se somete a una fuerza externa por lo general es una fuerza repetitiva a la vibración resultante se la conoce como vibración forzada. Ejemplo la oscilación que aparece en máquinas como motores diésel.

c) Vibración Amortiguada

Cuando la vibración de un sistema es disipada por fricción u otra resistencia perdiendo energía.

d) Vibración no Amortiguada

Cuando la vibración de un sistema no es disipada por fricción u otra resistencia. El amortiguamiento es un sinónimo de la pérdida de energía de sistemas vibratorios.

e) Vibración Lineal

Si todos los componentes básicos de un sistema vibratorio, (resorte, masa y amortiguador), se comportan linealmente, la vibración resultante se conoce como vibración lineal.

f) Vibración no lineal

Si cualquiera de los componentes básicos se comporta de manera no lineal, la vibración se la conoce como no lineal, el comportamiento lineal de un elemento facilita su estudio, en realidad todo elemento se comporta como no lineal pero los resultados de su estudio no difieren, en su mayoría a los realizados si se les considera como elementos lineales (Rao, 2012).

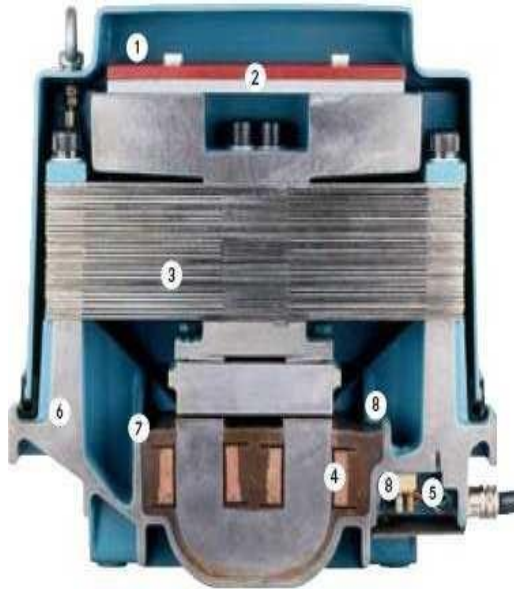
## 2.9. Generación de la vibración

De acuerdo con el método utilizado para generar la vibración, los sistemas vibrantes se dividen así:

a) Transportadores por Vibraciones Eléctricas

Funcionan según un ciclo de impulso y liberación o impulso y empuje, utilizando corriente continua y electroimanes pulsantes o una corriente alterna combinada con imanes permanentes y electroimanes, este puede ser definido como un vibrador con varias unidades de fuerza.

Los canales pueden ser abiertos o cerrados (tubular). La potencia es suministrada por todas las unidades de fuerza, el número y tamaño de éstas depende del tamaño del canal y de la operación en particular que se vaya a realizar con dicho transportador.



1. Cubierta
2. Contrapeso adicional
3. Juego de resortes
4. Electroimán
5. Cable de conexión
6. Carcaza
7. Transductor del movimiento vibratorio
8. Termistor

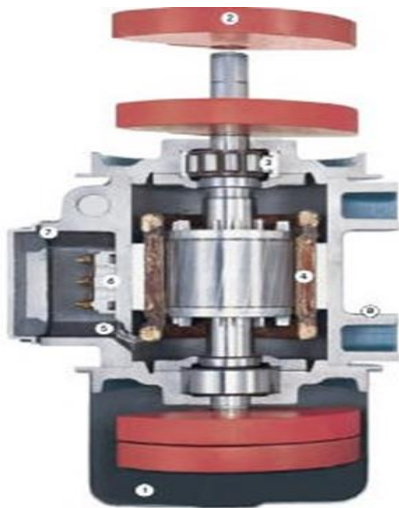
*Figura 11: Vibrador electromagnético*

*Fuente: Aviteq, Magnetic Vibrators, 2019*

b) Transportadores Vibratorios por motores desequilibrados

Estos transportadores pueden manejar una amplia gama de materiales, desde tamaños gruesos hasta pulverulentos y la longitud máxima de transporte recomendada es de 5 metros.

El transportador se acciona mediante un motor desequilibrado (forma especial del motor eléctrico), no requiere de transmisión por correa, engranaje o levas. Los movimientos vibratorios elípticos, circulares o lineales del dispositivo de trabajo pueden ser producidos dependiendo del arreglo del motor. Por ejemplo, cuando se usan unidades de impulsión dobles, donde los motores rotan en direcciones opuestas, se produce un movimiento vibratorio lineal según lo requerido para transportadores longitudinales.



1. Cubierta
2. Pesos desbalanceados
3. Cojinetes del rotor
4. Bobina
5. Termistor
6. Tablero de control
7. Cable de conexión
8. Carcaza

*Figura 12: Motor desequilibrado.*

*Fuente: Aviteq, Unbalanced motors, 2019*

El principio de operación del transportador accionado por motor desequilibrado se describe a continuación:

-Los pesos desbalanceados producen una fuerza oscilante en el eje impulsor, que se encuentra fijo al dispositivo de trabajo, el cual está montado sobre resortes que lo obligan a vibrar en una dirección definida.

-El material granular es transportado por un movimiento de micro saltos, debido a la vibración del equipo.

-Para el movimiento vibratorio lineal se requieren dos motores desequilibrados que roten en sentidos opuestos.

-Una sola impulsión montada en el centro de gravedad produce vibraciones circulares.

-Una sola impulsión produce vibraciones elípticas cuando está montada lejos del centro de gravedad.

Estos transportadores no pueden ser regulados en marcha, sino, cuando se encuentran fuera de operación. Sus masas son desplazables, pudiendo efectuarse una regulación escalonada, desde 60 a 100%.

El canal se coloca horizontalmente o con un ángulo favorable al desplazamiento del material.

c) Transportadores por vibraciones mecánicas

Estos transportadores fueron diseñados para manipular materiales con las mismas características que los transportados en vibradores eléctricos, sobre grandes distancias, pero con más bajo costo que estos.

Una unidad de este tipo ofrece ventajas en auto limpieza, transporte de abrasivos y materiales desmenuzados, los cuales deben ser transportados suavemente; también en los tubulares se pueden transportar sin peligro materiales calientes y con gases. Sin embargo, el transportador opera sobre los mismos principios del transportador eléctrico, las superficies resisten largos períodos al desgaste, ya que el material está siendo movido a saltos hacia delante. Donde se desee, la bandeja del transportador puede ser forrada con material resistente al desgaste.

Estos equipos se diseñan para funcionar en frecuencias específicas y no tienen un buen desempeño en otras frecuencias sin modificaciones cuidadosas del diseño. Por ende, no se adaptan a los cambios frecuentes de capacidad. Las unidades motrices excéntricas mantienen su frecuencia y la magnitud del golpeo sea cual sea la carga, por lo que las sobrecargas pueden provocar daños importantes en ellas. Los pesos excéntricos giratorios pueden proporcionar también la fuerza motriz y aun cuando mantiene una frecuencia constante, la magnitud del golpe se ve afectada de manera definitiva por la carga.

- d) Transportadores por vibraciones causadas por medios hidráulicos y neumáticos. Son adecuados para trabajar en ambientes donde haya aceite, agua o aire a presión, pueden ser extremadamente prácticos, puesto que su diseño de unidad motriz es relativamente simple y se pueden usar válvulas de control de presión para hacer variar la capacidad, ya sea en forma manual o automática. Tienen como ventaja principal la eliminación de los riesgos de explosión (Pineda Arguello & Subani Rojas, 2004).

### 2.10. Datos prácticos para el diseño de un transportador vibratorio.

Para el cálculo de este tipo de transportador se deben tener en cuenta algunos factores como: coeficientes de rozamiento, fuerzas vivas, variaciones de la aceleración (de avance y de frenado) y el peso del material.

Partimos de la segunda ley de Newton:

$$F = m a_{av} = \frac{G}{g} a_{av} \quad (2.1)$$

donde:

F = Fuerza resultante

$m$  = Masa de material que avanza

$a_{av}$  = Aceleración del material

$G$  = Peso del material

$g$  = Aceleración de la gravedad

Para evitar el deslizamiento del material cuando el canal se mueve horizontalmente hacia adelante, es necesario que la fuerza resultante debida a  $a_{av}$ , sea inferior a la fuerza de adherencia, esta fuerza está definida por la siguiente formula:

$$F_{ad} = \mu_f G \quad (2.2)$$

donde:

$F_{ad}$  = Fuerza de adherencia

$\mu_f$  = Coeficiente de rozamiento entre el material y el canal detenido

$G$  = Peso del material

En donde se deduce que la aceleración de movimiento en ida será:

$$a_{av} \leq \mu_f G \quad (2.3)$$

En el momento en que la aceleración de avance,  $a_{av}$ , se hace mayor que  $\mu_f G$ , la partícula empieza a deslizar. Se supone por razones de sencillez, que cuando se ha iniciado el deslizamiento, el movimiento es uniformemente desacelerado; el coeficiente de fricción entre bandeja y material es llamado coeficiente de fricción dinámico y es inferior al estático.

Pero, si como a veces sucede, el movimiento se cumple hacia adelante, a lo largo de un plano inclinado en subida, de inclinación  $\alpha$ , se debe tener en cuenta la componente de la aceleración que tiende a aumentar el peso del material durante el recorrido de retorno en bajada.

Si  $a_{av}$  es la componente horizontal de la aceleración entonces  $a_{av} \tan \alpha$  será la componente vertical y en la subida la presión del material contra el canal se convierte en:

$$a_{av} \leq \frac{u_f g}{1 - \tan \alpha u_f} \quad (2.4)$$

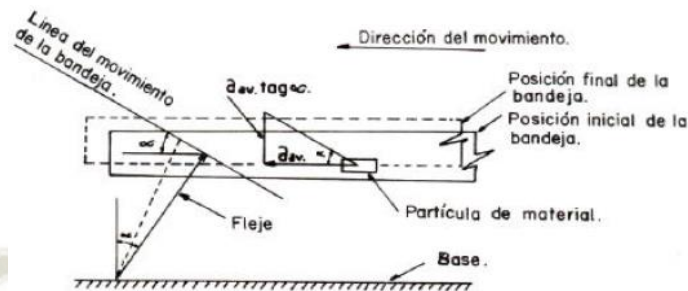


Figura 13: Esquema de un transportador montado sobre flejes inclinados

Fuente: Pineda, Banco de transporte neumático y vibratorio, pg. 84 (2004)

Cuando al final del recorrido de ida el canal se frena provocando una desaceleración  $d_f$  para que el material pueda desprenderse del canal y arrastrarse hacia delante, es necesario que la desaceleración sea, análogamente:

$$d_f \geq \frac{u_f G}{1 - \tan \alpha u_f} \quad (2.5)$$

siendo:

$d_f$  = Desaceleración del canal al final del recorrido

Si  $V_{max.av}$  es la velocidad máxima alcanzada por el canal y el material unidos al final del recorrido de avance, durante el cual permanece la adherencia y si  $u_m$  es el coeficiente de rozamiento dinámico que pertenece al material flotante  $u_m \leq u_f$ , el recorrido que el material puede efectuar hacia adelante en virtud a la fuerza viva,  $S_1$ , se deduce de:

$$V^2 = V_0 + 2a.s \quad (2.6)$$

Luego reemplazando datos en la ecuación 2.5 tenemos:

$$V_{max.av}^2 = 2 d_m S_1 \quad (2.7)$$

donde:

$dm$  = Es la desaceleración relativa del material respecto a la bandeja

$S_1$  = recorrido del material hacia delante

$V_{max.av}$  = velocidad máxima alcanzada

Entonces despejando  $S_1$  en la ecuación 2.7 se obtiene:

$$S_1 = \frac{(V_{max.av})^2}{2 dm} \quad (2.8)$$

En efecto si el canal se mueve horizontalmente, para evitar que durante el retorno el material regrese adherido al canal, la desaceleración relativa debe ser:

$$dm = u_m G \quad (2.9)$$

Y si durante el movimiento de retroceso el canal desciende, por la misma razón ya expuesta se debe cumplir que:

$$dm = \frac{um.G}{1 + \text{tag} \alpha \cdot um} \quad (2.10)$$

Siendo:

$dm$  = Desaceleración relativa del material con respecto a la bandeja

$u_m$  = Coeficiente de rozamiento del material flotante (Dinámico)

Con esta expresión de  $dm$ , el valor de  $S_1$ , queda de la siguiente manera:

$$S_1 = \frac{(V_{max.av})^2}{2} * \frac{1 + \text{tag} \alpha \cdot um}{um.G} \quad (2.11)$$

Es por esta razón que el movimiento a lo largo de un plano inclinado ideal de ángulo  $\alpha$  es ventajoso, por cuanto contribuye al aumento de  $a_{av}$  y a la disminución de  $dm$ , el movimiento con inclinación  $\alpha$  se logra en la práctica, montando el canal sobre muelles o sobre bielas inclinadas un  $\alpha$  con respecto a la vertical en un sentido opuesto

al del movimiento, es por esta razón que el ángulo recomendado va de 25° a 30° (Pineda Arguello & Subani Rojas, 2004).

A continuación, podemos observar cómo va disminuyendo la eficiencia de la velocidad del material en función del ángulo en la siguiente tabla.

Tabla 1: Tablas de velocidad del material a diferentes rpm

3000 rpm 50Hz								
e	Velocidad del material (m/h)							
(mm)	25°	30°	35°	40°	50°	60°	70°	80°
0,3	120	150	150	130	130	100	80	40
0,4	220	220	220	190	190	140	100	50
0,5	300	290	280	240	220	190	130	60
0,6	370	350	330	310	280	220	150	70
0,7	440	430	410	360	320	250	170	80
0,8	510	490	470	420	380	290	200	100
0,9	580	560	590	490	420	330	230	120
1	650	620	600	530	470	360	250	130
1,1	710	690	650	600	520	400	280	140
1,2	780	750	710	660	560	440	300	150
1,3	850	810	780	720	610	480	330	160
1,4	920	890	830	780	650	510	350	180
1,5	990	940	900	830	700	550	380	190
1,6	1050	1010	950	900	750	590	400	200

3600 rpm 60Hz								
e	Velocidad del material (m/h)							
(mm)	25°	30°	35°	40°	50°	60°	70°	80°
0,3	200	200	200	190	150	120	90	40
0,4	280	290	280	250	220	180	110	50
0,5	380	370	330	320	290	220	150	60
0,6	450	430	410	400	330	260	180	90
0,7	430	520	500	470	390	300	210	100
0,8	620	600	580	530	430	350	230	120
0,9	700	690	630	600	500	400	280	130
1	790	750	710	690	560	430	300	150
1,1	900	820	790	730	620	490	330	160
1,2	950	900	870	800	680	520	360	180
1,3	1030	990	930	880	730	580	400	200
1,4	1110	1060	1000	930	800	610	420	210
1,5	1200	1120	1080	1000	850	660	450	230
1,6	1800	1210	1150	1080	900	700	480	240

1500 rpm 50Hz								
e	Velocidad del material (m/h)							
(mm)	25°	30°	35°	40°	50°	60°	70°	80°
1,2	230	290	300	300	250	200	140	80
1,4	340	360	360	350	300	240	180	90
1,6	420	430	430	410	350	290	190	100
1,8	510	500	500	480	400	310	220	110
2	600	590	570	530	450	350	250	120
2,2	650	650	630	600	500	400	280	140
2,4	730	720	690	650	550	440	300	150
2,6	800	790	750	710	600	480	320	160
2,8	880	850	810	780	650	500	350	180
3	950	920	890	820	700	540	380	190
3,2	1020	990	930	880	750	580	400	200
3,4	1090	1050	1000	940	800	620	420	220
3,6	1150	1100	1090	1000	850	660	450	230
3,8	1210	1190	1130	1050	890	700	480	240

1800 rpm 60Hz								
e	Velocidad del material (m/h)							
(mm)	25°	30°	35°	40°	50°	60°	70°	80°
0,8	190	220	230	230	200	160	110	60
1	300	320	300	300	260	210	130	70
1,2	400	400	400	380	320	250	180	90
1,4	500	500	480	450	390	300	210	110
1,6	590	590	550	520	440	350	230	120
1,8	680	680	620	590	500	390	280	140
2	750	750	700	650	550	430	300	150
1,2	850	830	780	730	610	490	320	170
2,4	920	900	850	800	690	520	350	190
2,6	1000	990	920	860	730	580	390	200
2,8	1090	1050	1000	920	790	610	420	210
3	1190	1120	1090	1000	840	650	450	230
3,2	1250	1250	1150	1090	900	700	480	240
3,4	1320	1290	1200	1130	950	750	510	260

Fuente: Vibrotech, 2019

## 2.11. Método de vibración, velocidad y ángulo sugerido

Existen dos métodos de vibración:

### a) Método Rotacional

La resultante de la fuerza de vibración se dirige hacia todas las direcciones por 360°, en sentido horario o anti horario este método de vibración necesita un solo motor vibrador.

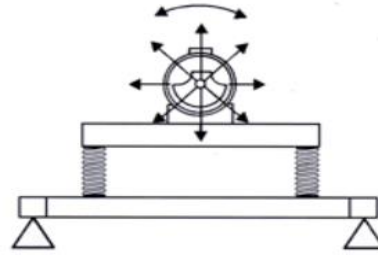


Figura 14: Método rotacional de vibración

Fuente: Italtvibras, Catalogo General ES010. Pg. 88, 2019

b) Método unidireccional

El resultado de la fuerza vibrante se dirige unidireccionalmente en direcciones opuestas, el método de vibración se obtiene utilizando dos vibradores con características electromecánicas similares, junto con su eje de rotación paralelos y direcciones de giro opuestos.

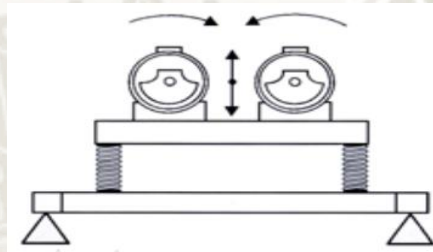


Figura 15: Método unidireccional de vibración

Fuente: Italtvibras, Catalogo General ES010. Pg. 88, 2019

La elección del tipo de vibrador es afectada por varios parámetros, en la siguiente figura se identifica el motor de vibración ideal y rpm recomendados de vibración según al proceso de aplicación.

Tabla 2: Recomendación de parámetros según el tipo de proceso

Tipo de proceso	Peso específico	Tamaño	Metodo de vibración		Vibraciones						Acelerac. en la línea de fuerza a	
			Rotac.	Unidirec.	600	750	1000	1500	3000	6000		9000
					(50Hz)	(50Hz)	(50Hz)	(50Hz)	(50Hz)	(50Hz)		(50Hz)
					720	900	1200	1800	3600	-	-	nxg
Transporte		F		●				●	●			4÷9

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

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

Fuente: Italtvibras, Catalogo General ES010. Pg. 88, 2019

Por esta razón según los datos del fabricante es recomendable utilizar el método unidireccional para transporte con un rpm de 1500 a 3000 para 50Hz y 1800 a 3600 para 60Hz, en nuestro caso trabajaremos con 60Hz.

En el montaje de los vibradores es muy importante tener en cuenta dos aspectos fundamentales:

- El ángulo de incidencia ( $i$ ) de la máquina de vibración para el método unidireccional.
- La posición de los vibradores en la maquina vibratoria: la línea de fuerza de los vibradores debe pasar por el centro de gravedad ( $G$ ).

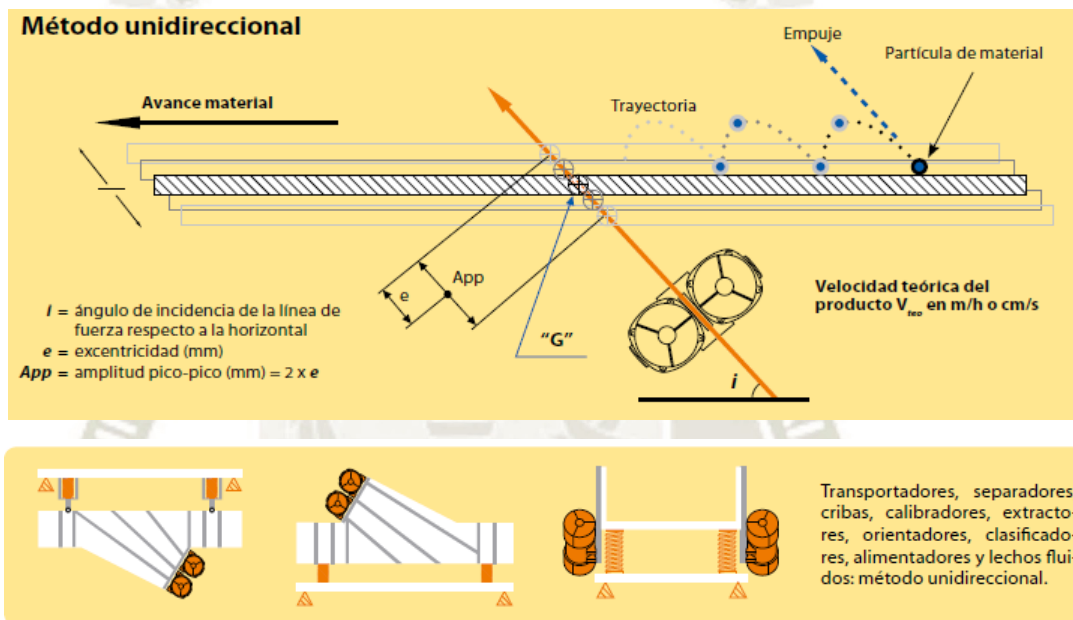


Figura 16: Montaje vibrador unidireccional

Fuente: Italtvibras, Catalogo General ES010. Pg. 92, 2019

El ángulo de incidencia según el tipo de proceso la encontramos en la siguiente tabla:

Tabla 3: Angulo de incidencia recomendados según el proceso

"i"	Procesos/utilizaciones
de 6° a 12°	para especiales separadores (por ej. Industria de la molienda);
de 25° a 30°	para transporte, extracción, alimentación, orientación y clasificación;
de 31° a 45°	para cribado, calibración y separación;
de 45° a 80°	para lechos fluidos.

Fuente: Italtvibras, Catalogo General ES010. Pg. 89, 2019

Por lo que el fabricante recomienda un algo de 25° a 30° para el transporte, el cual ya se demostró a través de las formulas del subcapítulo 2.10 (Italtvibras, 2019).

## 2.12. Aplicaciones industriales

A continuación, se muestran algunas aplicaciones de equipos vibratorios para transporte y clasificación de material granular en diversos campos industriales.

### a) Industria Química:

En la figura se observa un transportador vibratorio electromagnético utilizado para el manejo de materiales abrasivos y húmedos en procesos químicos.

El canal de este transportador, tiene un recubrimiento que le proporciona resistencia a la corrosión y a la abrasión, ya que sus condiciones de trabajo así lo requieren.



*Figura 17: Transportador vibratorio electromagnético utilizado en la industria química.*

*Fuente: Inc, Carman Industry, 2019*

### b) Industria Alimenticia:

El transportador vibratorio mostrado en la figura es empleado en el manejo de productos alimenticios. El canal es fabricado en acero inoxidable. Este tipo de transportador brinda mucha seguridad, debido a que no se generan chispas o calor, ya que el sistema de impulsión es neumático.



*Figura 18: Transportador vibratorio neumático para productos alimenticios.*

*Fuente: Martin, 2019*

### c) Industria Minera:

El servicio en minas es una de las principales aplicaciones de los transportadores vibratorios, como medio auxiliar para el transporte de extracción. En la figura se observa un transportador mecánico empleado para el transporte de carbón.



*Figura 19: Transportador vibratorio mecánico para la conducción de carbón.*

*Fuente:* Vibrator Company Cleveland, 2019

d) Industria de fundición:

Una de las aplicaciones de las zarandas vibratorias es la clasificación de arena, figura. El movimiento vibratorio de las zarandas del esquema es generado por una excéntrica (Pineda Arguello & Subani Rojas, 2004).



*Figura 20: Clasificadoras vibratorias montadas en serie para la clasificación de arena.*

*Fuente:* Henan Liming road y bridge heavy industrial Co, 2019

### Capítulo III

#### 3. INGENIERIA DE PROYECTO

##### 3.1. Capacidad de la Maquina y Elección de los Motor-vibradores

Se establece desde el objetivo principal que la capacidad a transportar es 10 TM/hr para el cual se hace la siguiente conversión:

$$Q=10 \frac{\text{TM}}{\text{hr}} * \frac{1000\text{kg}}{\text{TM}}$$

Resolviendo de la ecuación 3.1 se obtiene:

$$Q=10000\text{kg/hr}$$

Del capítulo 2 pg.5 se establece una densidad aparente para el azúcar refinado que es:

$$\rho=900 \text{ kg/ m}^3$$

El volumen se define con al siguiente formula:

$$V=\frac{m}{\rho} \quad (3.1)$$

donde:

M= masa (kg)

$\rho$  = densidad ( $\text{kg/m}^3$ )

Remplazando datos en la ecuación 3.1 se obtiene:

$$V=\frac{10000\text{kg/hr}}{900 \text{ kg/ m}^3}$$

$$V=11.11\text{m}^3/\text{hr}$$

Normalmente el parámetro de partida para diseñar un transportador vibrante es la velocidad de avance del producto que depende de la inclinación de la fuerza transmitida, la amplitud de oscilación y la velocidad angular del motor-vibrador (Rpm).

Del capítulo 2 pg. 22 tabla 2 el fabricante italvibras recomienda el método de vibración unidireccional para transportes, así como los rpm del motor el cual escogeremos de 1800 rpm a 60Hz por tener mayor rango de la amplitud de oscilación, tomaremos un ángulo de 25° por recomendación visto en el capítulo 2 pg. 23 tabla 3, entonces tomaremos una velocidad teórica de 760m/hr dándonos una excentricidad de 2mm y una amplitud pico a pico de 4mm, ya que según ISO 2372 el rango permisible de vibración para máquinas de hasta 15kw es de 4.5mm (ver anexo I).

Una vez obtenido estos datos se determina el valor del momento estático total  $M_t$  (kg.mm) del o de los motor-vibradores dicho valor se obtiene con la fórmula.

$$M_t = e * P_v \quad (3.2)$$

$$P_v = P_c + P_o \quad (3.3)$$

donde:

$e$ = excentricidad (mm)

$P_v$ = Peso total de la maquina vibrante (kg)

$P_c$ = Peso de la estructura de la maquina vibrante (kg)

$P_o$ = Peso del o de los moto-vibradores aplicados (kg)

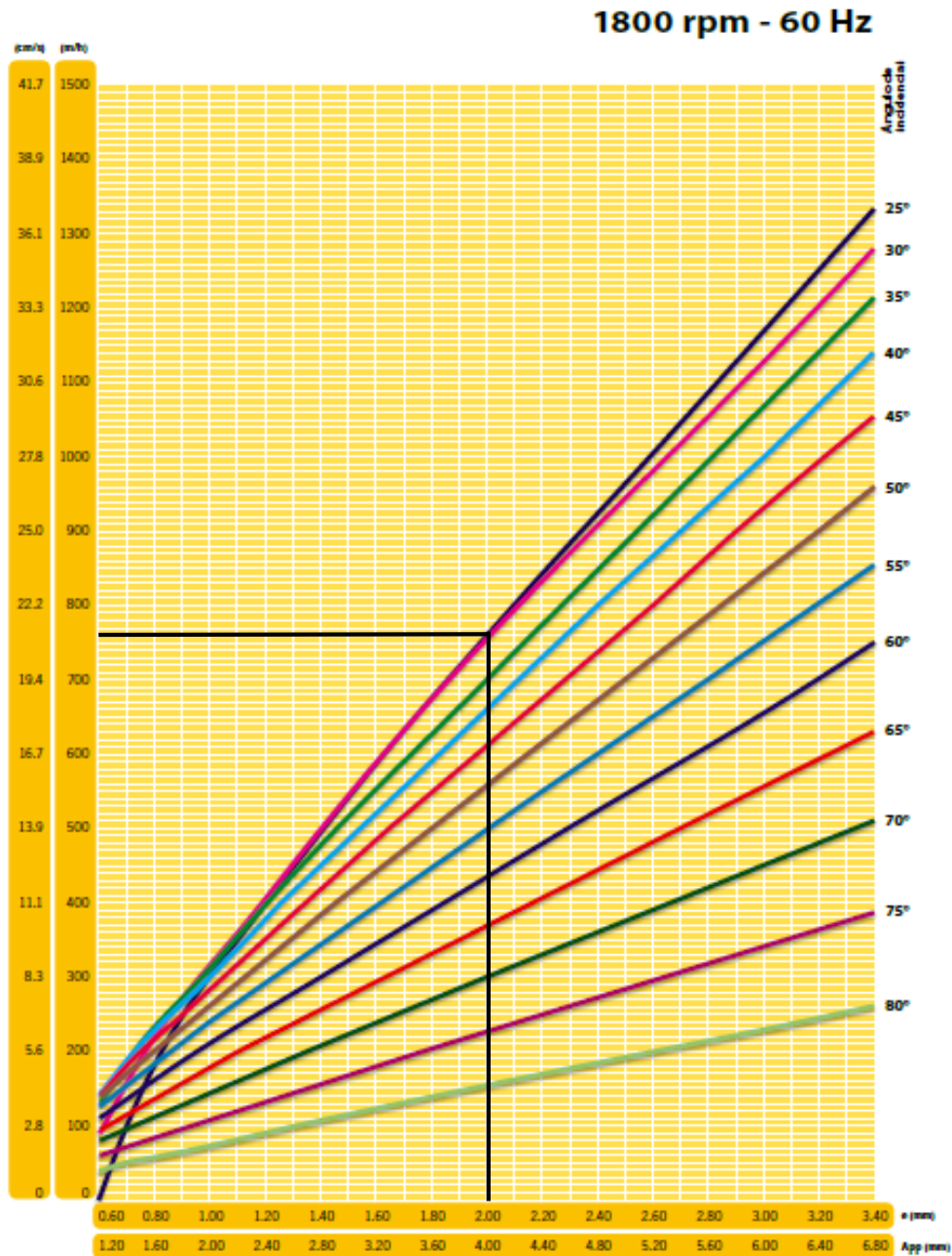


Figura 21: Grafico del motor-vibrador a 1800 rpm de 60HZ

Fuente: Italtibras, Catalogo General ES010. Pg. 89, 2019

Reemplazando datos en la ecuación 3.2 y teniendo en cuenta que el peso total de nuestra maquina vibrante es de 390.28kg que se verá en capítulos siguientes obtenemos:

$$M_t = 2 * 390.28 = 780.56 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Pero como son dos moto-vibradores para el método unidireccional entonces dividimos el resultado entre dos dándonos 390.28 kg.mm

Del anexo J, para el método unidireccional despejaremos la fuerza vibrante requerida (Fv):

$$F_v = 4 * 0.56 * \left( \frac{1800}{1000} \right)^2 * 390.28 = 2832.5 \text{ kg}$$

Se divide para dos moto-vibradores entonces tenemos 1416.25kg por lo cual seleccionamos el modelo MVSS 15/1410-S02 trifasico ya que tiene una fuerza centrífuga de 1449 kg como máximo siendo esta regulable, de potencia 1050w, 50kg de peso y con un momento estático de 400 kgmm.

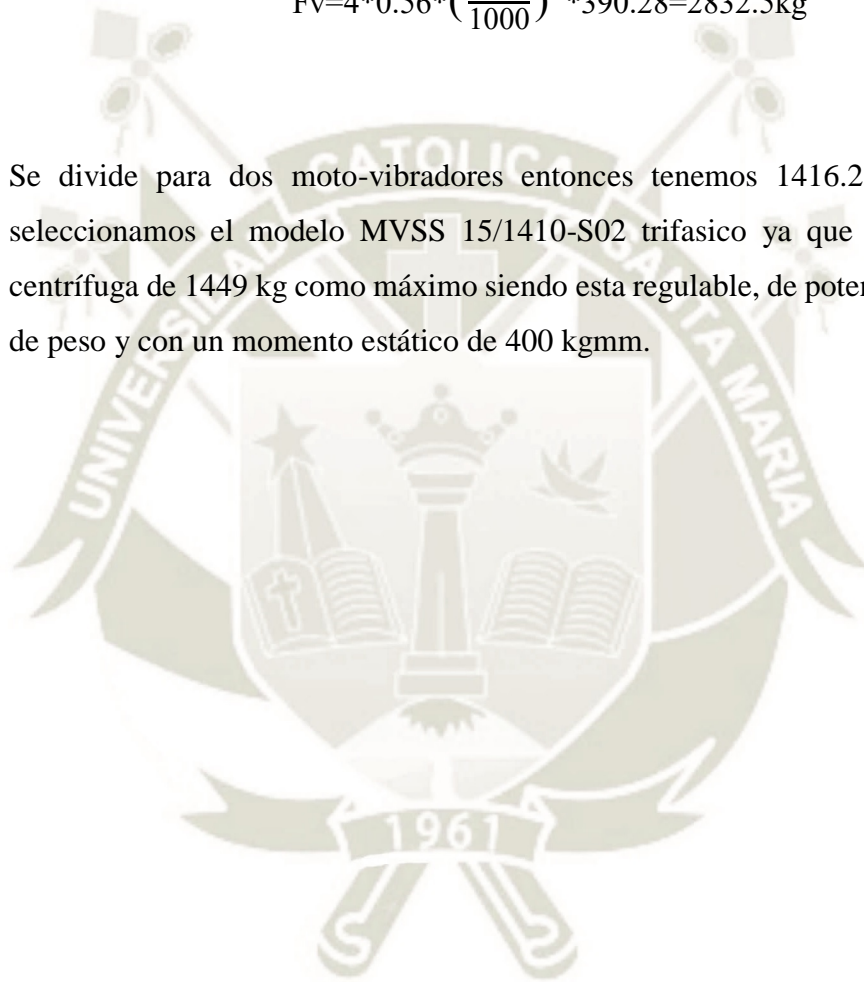
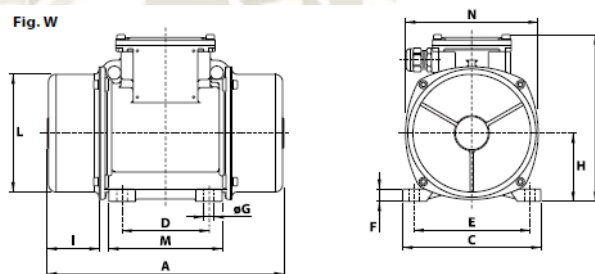


Tabla 4: Características modelo MVSS motor vibrador

4 polos - 1500/1800 rpm

trifásico	Descripción				Características mecánicas								Características eléctricas			
	Código	Tipo	TAM	S <sub>B</sub>	Momento estático* kgmm		Fuerza centrífuga kg				Peso kg		Potencia absorb. max W		Corriente max A	
					50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz	60 Hz	400 V 50 Hz	460 V 60 Hz
601342	MVSS 15/35-S02	00	•	12.0	12.0	30.2	43.5	0.30	0.43	7.80	7.80	85	95	0.21	0.20	
601343	MVSS 15/80-S02	01	•	31.0	21.0	77.9	76.1	0.76	0.75	9.00	8.70	85	95	0.21	0.20	
601365	MVSS 15/100-S02	01	•	38.9	31.0	97.9	112	0.96	1.10	9.40	9.00	85	95	0.21	0.20	
601344	MVSS 15/200-S02	10	•	84.2	58.8	213	214	2.09	2.10	15.8	15.0	170	170	0.41	0.40	
601345	MVSS 15/400-S02	20	•	163	113	412	411	4.04	4.03	22.5	21.7	300	350	0.60	0.60	
601346	MVSS 15/550-S02	20	•	219	163	552	592	5.42	5.81	23.9	22.5	300	350	0.60	0.60	
601526	MVSS 15/700-S08	30	•	286	209	720	760	7.06	7.46	32.0	30.7	525	665	0.92	0.98	
601348	MVSS 15/1100-S02	35	•	415	271	1045	982	10.3	9.63	42.0	37.5	550	680	0.95	0.95	
601349	MVSS 15/1410-S02	40	•	561	400	1413	1449	13.9	14.2	53.0	50.0	900	1050	1.45	1.50	
601350	MVSS 15/1710-S02	50	•	715	485	1798	1757	17.6	17.2	58.5	54.5	1100	1200	2.00	1.90	
601351	MVSS 15/2000-S02	50	•	817	561	2054	2033	20.1	19.9	70.0	68.0	1350	1450	2.50	2.30	
601352	MVSS 15/2410-S02	60	•	962	674	2420	2444	23.7	24.0	82.0	76.0	1600	1700	3.20	3.00	
601353	MVSS 15/3000-S02	60	•	1235	858	3106	3107	30.5	30.5	92.0	89.0	1900	2000	3.80	3.50	
601354	MVSS 15/3810-S02	70	•	1526	1034	3840	3744	37.7	36.7	115	110	2200	2500	3.90	3.90	
601363	MVSS 15/4300-S02	70	•	1720	1173	4326	4250	42.4	41.7	122	117	2500	2800	4.80	4.65	

Fig. W



I <sub>v</sub> /I <sub>a</sub>	50 Hz	60 Hz	Tipo	Figura	Dimensiones (mm)											Condensador (µF)		Prensacable		
					A	B	C	D	E	Orific. øG	N <sup>o</sup>	F	H	I	L	M	N		220 V 50 Hz	115 V 60 Hz
1.78	1.78	1.95	MVSS 15/35-S02	W	209	151	125	62-74**	106	9	4	10	61	45	100	102	117	-	-	M20x1.5
1.78	1.78	1.95	MVSS 15/80-S02	W	225	151	125	62-74**	106	9	4	10	61	53	100	102	117	-	-	M20x1.5
1.78	1.78	1.95	MVSS 15/100-S02	W	241 (50Hz) 225 (60Hz)	151	125	62-74**	106	9	4	10	61	61 (50Hz) 53 (60Hz)	100	102	117	-	-	M20x1.5
2.34	2.34	2.75	MVSS 15/200-S02	W	295	176	152	90	125	13	4	12	73	74	124	122	141	-	-	M20x1.5
3.33	3.33	3.50	MVSS 15/400-S02	W	340	200	167	105	140	13	4	15	82.5	91	143	137	160	-	-	M25x1.5
3.33	3.33	3.50	MVSS 15/550-S02	W	380	200	167	105	140	13	4	15	82.5	111	143	137	160	-	-	M25x1.5
3.48	3.48	3.43	MVSS 15/700-S08	W	378	205	205	120	170	17	4	17	93.5	98	168	160	182	-	-	M25x1.5
4.45	4.45	4.89	MVSS 15/1100-S02	W	434	232	205	120	170	17	4	20	104.5	117	181	162	203	-	-	M25x1.5
4.10	4.10	4.20	MVSS 15/1410-S02	W	442	245	230	140	190	17	4	25	116	105	201	180	225	-	-	M25x1.5
4.29	4.29	4.89	MVSS 15/1710-S02	W	490	245	230	140	190	17	4	25	116	129	201	180	225	-	-	M25x1.5

Fuente: Italtibras, Catalogo General ES010. Pg. 89, 2019

Ahora calcularemos la amplitud de vibración de nuestra maquina sw.

$$sw = \frac{\text{momento en kgmm}}{\text{peso total oscilante en kg}} \tag{3.4}$$

Reemplazando datos en la fórmula 3.4, el momento estático para nuestro motor-vibrador es de 400 kgmm

$$S_w = \frac{400 * 2}{390.28}$$

$$S_w = 2.05 \text{ mm}$$

Al iniciar el cálculo para conseguir una velocidad teórica de 760m/hr se necesitaba una amplitud de 2mm, como tenemos 2.05 mm la podemos dar por válida ya que los motor-vibradores vienen preparados para reducir su masa excéntrica de esta manera, en caso nuestro valor hubiera salido menos de 2 mm tendríamos 2 soluciones que sería disminuir el peso de la bandeja o utilizar un motor-vibrador más potente.

Verificando la elección del motor-vibrador se tiene la siguiente fórmula para la aceleración a lo largo de la línea de fuerza.

$$a = \frac{F_c}{P_v} \quad (3.5)$$

donde:

F<sub>c</sub>: fuerza centrífuga (kg)

P<sub>v</sub>: Peso total de la maquina vibrante (kg)

Para el método unidireccional F<sub>c</sub> será el doble ya que se trata de dos motor-vibradores, para el transporte el valor de la aceleración debe estar comprendido entre 4 y 9 visto en el capítulo 2 pg. 27 tabla 2, entonces reemplazando datos en la ecuación tenemos (Italvibras, 2019).

$$a = \frac{1449 * 2}{390.28} = 7.43$$

### 3.2. Cálculo y simulación de la bandeja

Para el diseño del canal transportador tenemos lo siguiente:

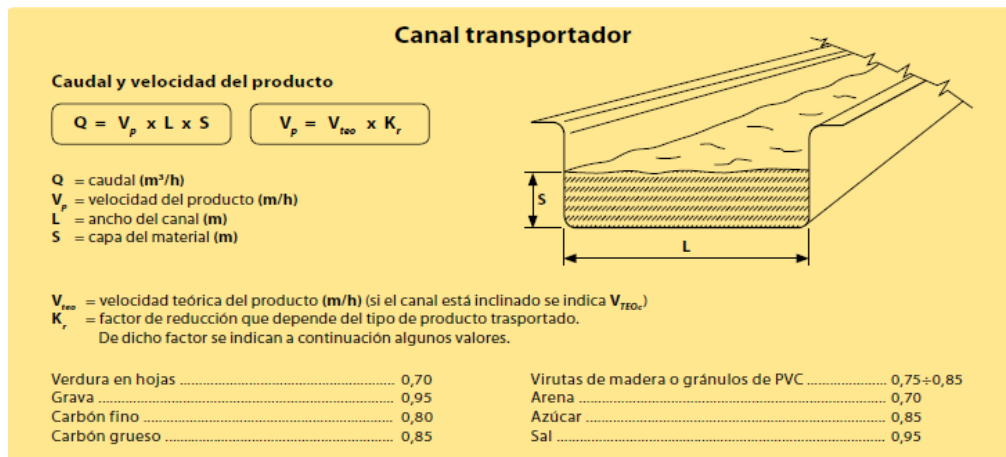


Figura 22: Parámetros de diseño del canal transportador

Fuente: Italtibras, Catalogo General ES010. Pg. 90, 2019

Anteriormente escogimos una velocidad teórica de 760m/hr y tenemos un volumen de  $11.11m^3/hr$ , el factor de reducción para el azúcar de la figura es de 0.85 entonces reemplazando datos obtendremos el ancho del canal (L) y la capa del material (S)

$$V_p = 760 \times 0.85$$

$$V_p = 646 \text{ m/hr}$$

Luego encontrando L y S tenemos:

$$11.11 = 646 \times L \times S$$

$$L \times S = 0.0172 \text{ m}^2$$

Probando valores de L y S se tiene:

$$L = 0.4572 \text{ m}$$

$$S = 0.038 \text{ m}$$

El cual cumple el ancho estándar de 18 pulg. para un canal de transporte de baja capacidad visto en el capítulo 2 además para transportadores de baja capacidad la capa de marial debe tener como máximo 3 pulg o 0.076m visto en el capítulo 2.

Utilizaremos una plancha de acero inoxidable de 1220mm x 2440mm para hacer el canal de 8000mm de largo con ancho de 457.2mm y espesor de 2 mm siendo un AISI

304, tomaremos una altura aproximada de 60mm con unas orejas de 30mm, un frente de 60mm de alto con el mismo ancho del canal para tapanlo y tenga un solo punto de descarga, por lo que el área de la base del canal es  $0.4572m^2$ , es decir que las medidas de la plancha utilizable para el canal son de 8000mm x 637.2mm x 4mm.

El volumen sobre el canal estará dado por lo siguiente:

$$v = \text{Largo} * \text{ancho} * \text{altura}$$

$$v = 8m * 0.4572m * 0.038m$$

$$v = 0.139 m^3$$

Luego se despeja de la fórmula de densidad la masa siendo la densidad del azúcar de  $900kg/m^3$

$$m = \rho * v$$

$$m = 900 \frac{kg}{m^3} * 0.139m^3$$

$$m = 125.1kg$$

La carga distribuida será la masa entre el área por lo que obtenemos:

$$q = \frac{m}{A} \tag{3.6}$$

$$q = \frac{125.1kg}{8m * 0.4572m}$$

$$q = 34.2kg/m^2 = 0.0486 \text{ Psi} = 0.0000342 \text{ kg/mm}^2$$

Suponemos un ancho de 0.3mm para el área de trabajo sobre el que actuarán las fuerzas en el cordón de soldadura más adelante se verá lo requerido realmente.

$$\text{Esfuerzo} = 0.0000342 / (457.2 * 0.3)$$

$$\text{Esfuerzo} = 2.5 * 10^{-7} \text{ kg/mm}^2$$

Tabla 5: Propiedades del acero inoxidable

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%)								
C Max	Si Max	Mn	P Max	S Max	Ni	Cr	Mo	Otros
0,08	1	2	0,04	0,03	8 - 10,5	18 - 20	XX	XX

PROPIEDADES MECÁNICAS						
RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO DE FLUENCIA		Elongación % Min.	PRUEBAS DE DUREZA (MAX)	
Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	Kg/mm <sup>2</sup>	Psi		ROCKWELL B	VICKERS
49	69500	18	25500	40	81,7	160

Fuente: Dipac, 1987

Tomaremos un factor de seguridad de 3 ya que si es muy pequeño la posibilidad de falla se torna inaceptable, pero si es muy grande el diseño se volvera caro.

$$\text{Esfuerzo admisible} = \frac{\text{resistencia de fluencia}(S_y)}{\text{factor de seguridad}(F_s)} \quad (3.7)$$

$$\text{Esfuerzo admisible} = \frac{18}{3} = 6 \text{ kg/mm}^2$$

Entonces para la unir una tapa al canal podemos utilizar la siguiente formula (Shigley, 2008):

$$\sigma = \frac{1.414 * F}{h * l} \quad (3.8)$$

donde:

$\sigma$ : esfuerzo admisible(kg/mm<sup>2</sup>)

F: Fuerza de la carga a soportar(kg/mm<sup>2</sup>)

h: garganta de soldadura (mm)

l: longitud de soldadura (0.4572m que es el ancho del canal visto en 3.14) (mm)

Entonces reemplazando 3.25, 3.23 y 3.15 en 3.18 para despejar h tenemos:

$$h = \frac{1.414 * F}{\sigma * l} \quad (3.9)$$

$$h = \frac{1.414 * 0.0000342 \text{ kg/mm}^2}{2.5 * 10^{-7} \text{ kg/mm}^2 * 457,2 \text{ mm}}$$

$$h = 0.42 \text{ mm}$$

Este último valor será el valor requerido por el cordón de soldadura.

Se necesita conocer la carga máxima que soportará el canal, entonces se procederá a calcular el peso mediante el método DIPAC que está en el anexo G, tomando las medidas de la plancha tenemos:

$$\text{Peso plancha} = \frac{(8000\text{mm} * 644.91\text{mm} * 2\text{mm}) * 7.85}{1000} = 80.004\text{kg}$$

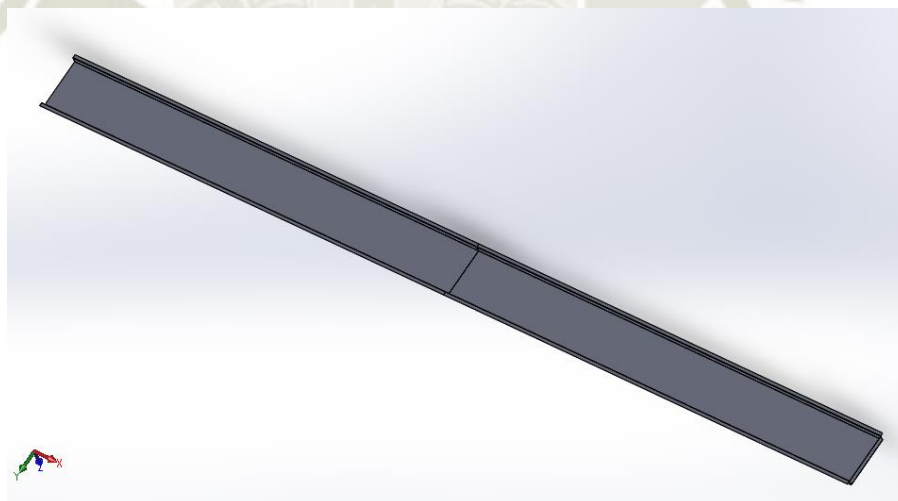
$$\text{Placa frente plancha} = \frac{457.2\text{mm} * 60\text{mm} * 2\text{mm} * 7.85}{1000} = 0.431\text{kg}$$

con estos valores tendríamos el peso de plancha, placa y material.

$$P3 = 80.004 + 0.431 + 125.1 = 205.5 \text{ kg o } 2015\text{N}$$

### **Simulación del canal:**

Se procederá a simular mediante el programa (Solidworks, 2018), a continuación, se presenta el modelo de la bandeja.



*Figura 23: Bandeja de transporte*

*Fuente: Elaboración propia*

Se presenta el cordón de soldadura requerido por el programa Solidworks 2018 siendo de 0.38mm, mientras que nosotros obtuvimos 0.42 mm visto en 3.9 por lo que tomaremos el valor de 2mm para el cordón por tema de facilidad.

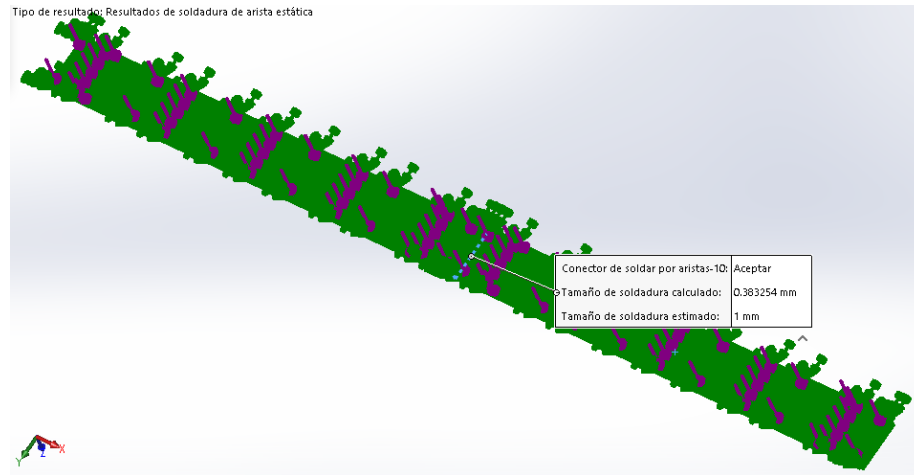


Figura 24: Tamaño de soldadura calculado por el programa

Fuente:Elaboración propia

El programa nos bota un esfuerzo máximo por von mises de  $7.07 e^6$ , mientras que el esfuerzo máximo del material es de  $1.07 e^8$  lo cual nos indica que el material no llega a su límite elástico ni mucho menos al punto plástico y que no fallara por rotura.

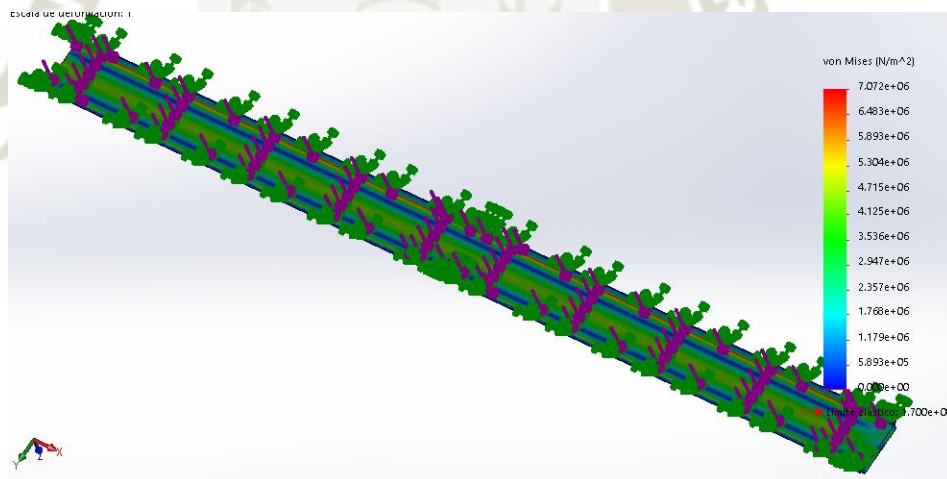
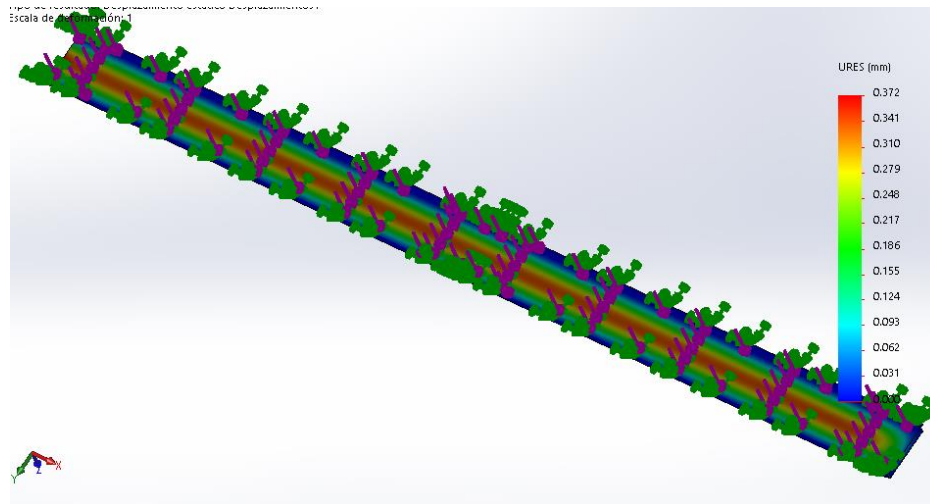


Figura 25: Limite de elasticidad de la bandeja

Fuente:Elaboración propia

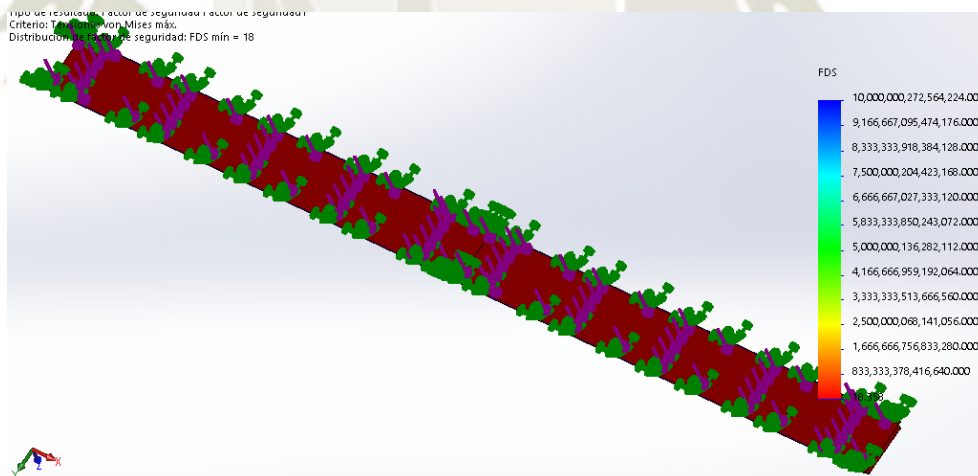
El máximo desplazamiento que tendrá en la bandeja debido a la carga que soporta será de 0.37mm ubicándose en la parte central del final del recorrido.



*Figura 26: Desplazamiento de la bandeja*

*Fuente:Elaboración propia*

El factor de seguridad que se tenía previsto como mínimo es de 3 pero al tener 2mm de espesor el factor de seguridad de la bandeja es de 99.8 mucho más de lo requerido, podría reducirse el espesor, pero lo dejaremos con 2 mm por facilidad para soldar la chapa metálica como indica el anexo B.



*Figura 27: Factor de seguridad de la bandeja*

*Fuente:Elaboración propia*

### 3.3. Cálculo y simulación de la bancada de la maquina

Utilizando el método del anexo G se calcula el peso del portamotorvibrador se tomará una longitud de 914mm x 200mm x 10mm.

$$P_{pm} = \frac{(914\text{mm} * 200\text{mm} * 10\text{mm}) * 7.85}{1000} = 14.35\text{kg}$$

Pero se necesitará 2 para cada motor por lo cual el peso será:

$$P_{pm} = 28.7 \text{ kg}$$

El peso del motor-vibrador visto en la tabla 4 es 50 kg, pero como son 2 entonces será:

$$P_m = 100\text{kg}$$

Entonces el peso del motor-vibrador con el portamotorvibrador será la suma entonces tenemos:

$$P_t = 28.7\text{kg} + 100\text{kg} = 128.7\text{kg} \text{ o } 1262\text{N}$$

Con los datos obtenidos utilizaremos el programa (Mdsolid, s.f.) para el perfil C y el perfil L, se utilizarán 2 perfiles C en cada lado de la bandeja y se colocarán 2 perfiles en L a 3.5m de los extremos cada uno de tal manera que la generación de la vibración quede en el centro de la bandeja, en la siguiente imagen obtendremos los diagramas de corte y momento flector:

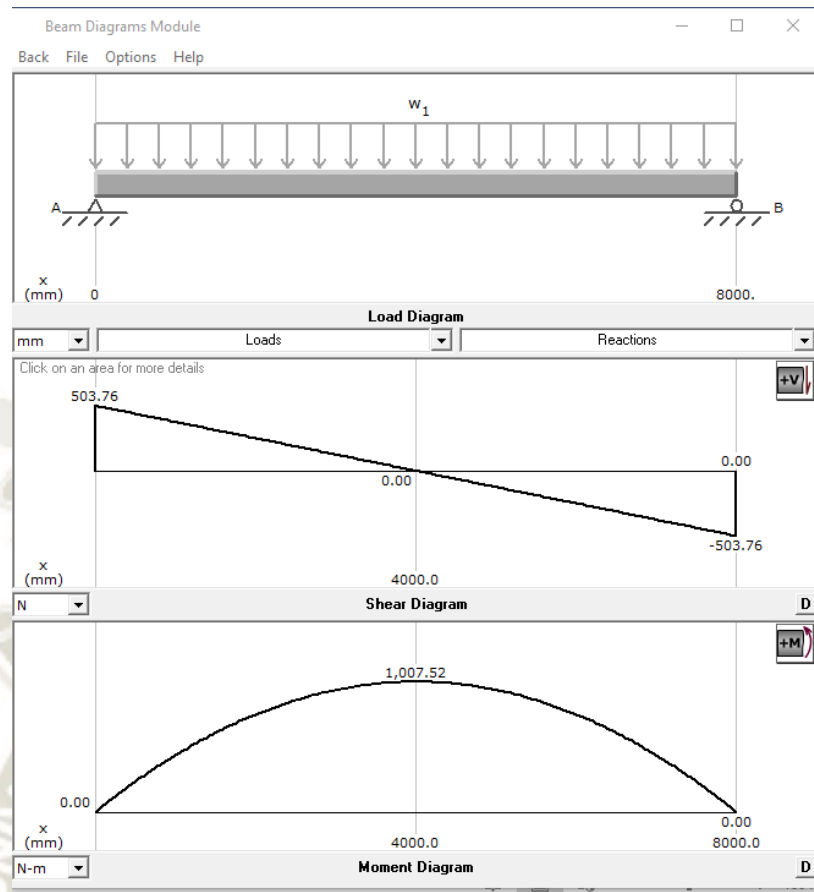


Figura 28: Diagrama de corte y momento flector perfil C

Fuente:Elaboración propia

El momento máximo que soportará el perfil en C será de 1007.52N/m

Ahora se determina el módulo de sección (Hibbeler, 2010).

$$S_x = \frac{M_{max}}{0.6S_y} \tag{3.8}$$

Se trabaja con acero A-36( $S_y=36\text{ksi}=248\text{Mpa}$ )

donde:

$S_y$ : límite de fluencia( $N/m^2$ )

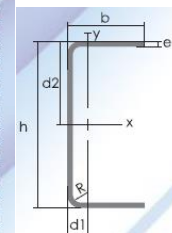
$$S_x = \frac{1007.52\text{N.m}}{0.6 \times 248 \times 10^6 \text{N}/\text{m}^2} = 6.78 \times 10^{-6} \text{m}^3$$

$$S_x = 6.78 \text{cm}^3$$

Se busca un perfil en C con estas características

Tabla 6: Perfiles en C para la bancada

Designación	Dimensiones (mm)			Masa Kg/m	A cm <sup>2</sup>	d1 cm	Momento de inercia		Módulo resistente		Radio de giro	
	h	b	e				Ix	Iy	Wx	Wy	ix	iy
	mm	mm	mm				cm <sup>4</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
C 50 x 25 x 2	50	25	2	1,45	1,87	0,72	7,06	1,13	2,83	0,63	1,94	0,72
C 50 x 25 x 3	50	25	3	2,09	2,7	0,77	9,7	1,57	3,88	0,91	1,89	0,76
C 60 x 30 x 2	60	30	2	1,77	2,26	0,85	12,5	2,00	4,16	0,93	2,35	0,94
C 60 x 30 x 3	60	30	3	2,56	3,3	0,89	17,5	2,84	5,85	1,34	2,31	0,93
C 60 x 30 x 4	60	30	4	3,30	4,2	0,95	21,1	3,51	7,03	1,72	2,24	0,91
C 80 x 40 x 2	80	40	2	2,40	3,07	1,09	30,8	4,89	7,71	1,68	3,17	1,26
C 80 x 40 x 3	80	40	3	3,51	4,5	1,14	43,9	7,01	11	2,45	3,12	1,25
C 80 x 40 x 4	80	40	4	4,56	5,87	1,19	55,4	8,92	13,9	3,17	3,07	1,23
C 80 x 40 x 5	80	40	5	5,55	7,16	1,23	65,49	10,62	16,37	3,83	3,02	1,21
C 80 x 40 x 6	80	40	6	6,49	8,42	1,28	74,18	12,1	18,54	4,44	2,96	1,19
C 100 x 50 x 2	100	50	2	3,02	3,87	1,34	61,5	9,72	12,3	2,66	3,99	1,58
C 100 x 50 x 3	100	50	3	4,45	5,7	1,39	88,5	14,1	17,7	3,89	3,94	1,57
C 100 x 50 x 4	100	50	4	5,81	7,47	1,44	113	18,1	22,6	5,07	3,89	1,56
C 100 x 50 x 5	100	50	5	7,12	9,18	1,48	135	21,8	27,1	6,19	3,84	1,54
C 100 x 50 x 6	100	50	6	8,37	10,82	1,53	115,3	25,14	31,05	7,24	3,79	1,52
C 100 x 60 x 4	100	60	4	6,44	8,13	1,86	128	29,7	25,6	7,17	3,97	1,91
C 100 x 60 x 5	100	60	5	7,91	9,95	1,92	152	35,7	30,5	8,76	3,91	1,9
C 100 x 60 x 6	100	60	6	9,31	12,02	1,93	181,8	42,25	36,36	10,38	3,89	1,87
C 100 x 60 x 8	100	60	8	11,95	15,5	2,06	222,6	52,47	44,52	13,32	3,78	1,83
C 125 x 50 x 2	125	50	2	3,42	4,37	1,2	103	10,4	16,5	2,74	4,86	1,54
C 125 x 50 x 3	125	50	3	5,04	6,45	1,24	149	15,1	23,9	4,02	4,81	1,53
C 125 x 50 x 4	125	50	4	6,60	8,47	1,29	192	19,4	30,7	5,24	4,76	1,51
C 125 x 50 x 5	125	50	5	8,10	10,4	1,34	231	23,4	37	6,4	4,71	1,5
C 125 x 50 x 6	125	50	6	9,55	12,32	1,38	266	27,19	42,67	7,51	4,65	1,48
C 125 x 60 x 5	125	60	5	8,89	11,43	1,7	267	39,36	42,71	9,15	4,83	1,86
C 125 x 60 x 6	125	60	6	10,49	13,52	1,75	309,3	45,83	49,48	10,78	4,78	1,84
C 125 x 60 x 8	125	60	8	13,52	17,5	1,81	383,3	57,3	61,33	13,94	4,68	1,8
C 125 x 80 x 6	125	80	6	12,37	15,92	2,61	394,3	102,9	63,08	19,1	4,97	2,54
C 125 x 80 x 8	125	80	8	16,03	20,69	2,64	493	130,3	78,88	24,3	4,88	2,5
C 125 x 80 x 10	150	80	10	19,45	25,21	2,74	576,6	154,2	92,25	29,31	4,78	2,47



Fuente: Dipac, 1987

Utilizaremos el perfil C60x30x4, por el tema de facilidad de trabajo ya que concuerda con las medidas de altura de la bandeja (60mm) ya que viene en largos de como máximo de 6m tomaremos 2 de 4m para obtener los 8m de largo, luego se aplica el mismo procedimiento para el perfil en L

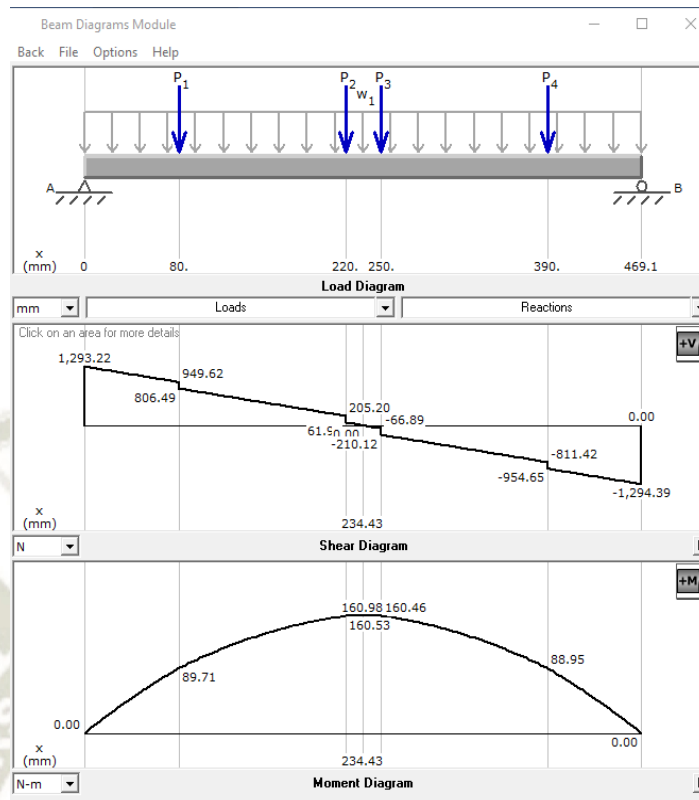


Figura 29: Diagrama de corte y momento flector perfil L

Fuente:Elaboración propia

El momento máximo será de 160.9 N/m, con acero A-36( $S_y=36\text{ksi}=248\text{Mpa}$ ) se reemplaza y se encuentra el perfil L

$S_y$ : límite de fluencia

$$S_x = \frac{160.9 \text{ N.m}}{0.6 \times 248 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 0.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S_x = 1.08 \text{ cm}^3$$

Se busca un perfil en L con estas características

Tabla 7: Perfil L para la bancada

**Especificaciones Generales**

Otras calidades: Previa consulta  
 Largo normal: 6,0m  
 Otros largos: Previa consulta  
 Espesores: Desde 1,5mm hasta 12,0mm  
 Acabado: Natural  
 Otro acabado: Previa consulta

Descripción	Ángulos de alas iguales																			
	b	h	e	Masa	Área	d1	d2	Ángulo a	Eje X - X			Eje Y - Y			Eje U - U			Eje V - V		
									ix	Wx	rx	ly	Wy	ry	Iu	Wu	ru	Iv	Wv	rv
L 20x 2	20	20	2	0,57	0,73	0,60	0,60	45,00	0,28	0,20	0,62	0,28	0,20	0,62	0,46	0,32	0,79	0,10	0,14	0,37
L 20 x 3	20	20	3	0,81	1,03	0,65	0,65	45,00	0,38	0,28	0,60	0,38	0,28	0,60	0,63	0,45	0,78	0,12	0,17	0,34
L 25x 2	25	25	2	0,73	0,93	0,72	0,72	45,00	0,56	0,32	0,78	0,56	0,32	0,78	0,92	0,52	1,00	0,20	0,23	0,47
L 25x 3	25	25	3	1,05	1,33	0,78	0,78	45,00	0,78	0,45	0,77	0,78	0,45	0,77	1,30	0,74	0,99	0,26	0,30	0,45
L 30 x 2	30	30	2	0,88	1,13	0,85	0,85	45,00	1,00	0,46	0,94	1,00	0,46	0,94	1,63	0,77	1,20	0,37	0,35	0,57
L 30x 3	30	30	3	1,28	1,63	0,90	0,90	45,00	1,40	0,67	0,93	1,40	0,67	0,93	2,32	1,09	1,19	0,49	0,46	0,55
L 30x 4	30	30	4	1,65	2,10	0,95	0,95	45,00	1,76	0,86	0,91	1,76	0,86	0,91	2,93	1,38	1,18	0,58	0,55	0,52
L 40x 2	40	40	2	1,20	1,33	1,10	1,10	45,00	2,44	0,84	1,26	2,44	0,84	1,26	3,96	1,40	1,61	0,92	0,65	0,78
L 40x 3	40	40	3	1,75	2,23	1,15	1,15	45,00	3,49	1,22	1,25	3,49	1,22	1,25	5,71	2,02	1,60	1,27	0,90	0,75
L 40x 4	40	40	4	2,28	2,90	1,20	1,20	45,00	4,44	1,59	1,24	4,44	1,59	1,24	7,23	2,59	1,59	1,55	1,10	0,73
L 40x 5	40	40	5	2,77	3,54	1,25	1,25	45,00	5,29	1,92	1,22	5,29	1,92	1,22	8,80	3,11	1,58	1,77	1,25	0,71
L 50x 2	50	50	2	1,51	1,93	1,35	1,35	45,00	4,85	1,33	1,59	4,85	1,33	1,59	7,85	2,22	2,02	1,85	1,05	0,98
L 50x 3	50	50	3	2,22	2,83	1,40	1,40	45,00	7,01	1,95	1,57	7,01	1,95	1,57	11,42	3,23	2,01	2,61	1,47	0,96
L 50x 4	50	50	4	2,90	3,70	1,45	1,45	45,00	9,01	2,54	1,56	9,01	2,54	1,56	14,76	4,18	2,00	3,25	1,84	0,94
L 50x 5	50	50	5	3,56	4,54	1,50	1,50	45,00	10,84	3,10	1,55	10,84	3,10	1,55	17,89	5,06	1,99	3,79	2,14	0,91

Fuente: Dipac, 1987

De igual manera escogeremos los ángulos para soportar el portamotovibrador, en este caso será L40x4. Ya que se usarán los mismos pernos recomendados que el motorvibrador que es el M25x1.5 el cual tiene un diámetro exterior de 25mm.

Adicionalmente a esto se añadirán apoyos en el perfil en C para conectar con los resortes, teniendo 9 apoyos en un perfil C deberán soportar la fuerza para que este no se salga cuando sea soldada al perfil en C por lo que se calcula el peso total a soportar. Peso del canal C60x30x4 según la tabla 6 es 3.3kg/m, como son 2 y tienen un largo de 8m entonces:

$$\text{Peso del perfil C} = 3.3\text{kg/m} \times 8\text{m} \times 2 = 52.8\text{kg}$$

Peso del ángulo L40x4 según tabla 7 es 2.28kg/m, como son 2 ángulos menores a 1 metro(521.2mm) entonces:

$$\text{Peso del perfil L} = 2.28\text{kg/m} \times 0.521\text{m} \times 2 = 2.33\text{kg}$$

Entonces el peso total de la bandeja con material y bancada con sus motor-vibradores es la suma de 3.34; 3.38; 3.44 y 3.45 además consideraremos 0.95kg por temas de pernos y uniones soldadas entonces:

$$P_{bp} = 205.5\text{kg} + 128.7\text{kg} + 52.8\text{kg} + 2.33\text{kg} + 0.95\text{kg} = 390.28\text{kg}$$

Que es el mismo peso visto en la pg. 29, para la elección de los motor-vibradores por lo que está correcto. Este peso será dividido entre 18 ya que será soportado por 18 apoyos:

$$P_{2bp} = 390.28\text{kg} / 18 = 21.68\text{kg}$$

Pero este valor aumentara una vez este en movimiento la máquina, como la fuerza es la masa por la aceleración de la gravedad entonces:

$$F = 21.68\text{kg} \times 9.89\text{m/s}^2 = 214\text{ N}$$

Por lo que esta será la máxima fuerza a soportar para cada soporte tomaremos el mismo perfil C60x30x4 con una longitud de 60mm, tendrá un hueco en el centro de 25mm de diámetro por donde entrará el eje guía para el resorte.

La carga que soportará será la fuerza entre el área de trabajo y esta será:

$$q_a = \frac{21.68\text{kg}}{(60\text{mm} \times 60\text{mm} - \frac{3.1416 \times (12.5\text{mm})^2}{2})} = 0.0065 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Suponemos un ancho de 1mm para el área de trabajo sobre el que actuaran las fuerzas en el cordón de soldadura más adelante se verá lo requerido realmente.

$$\text{Esfuerzo} = 0.0065 / (120 \times 1) = 0.000054 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

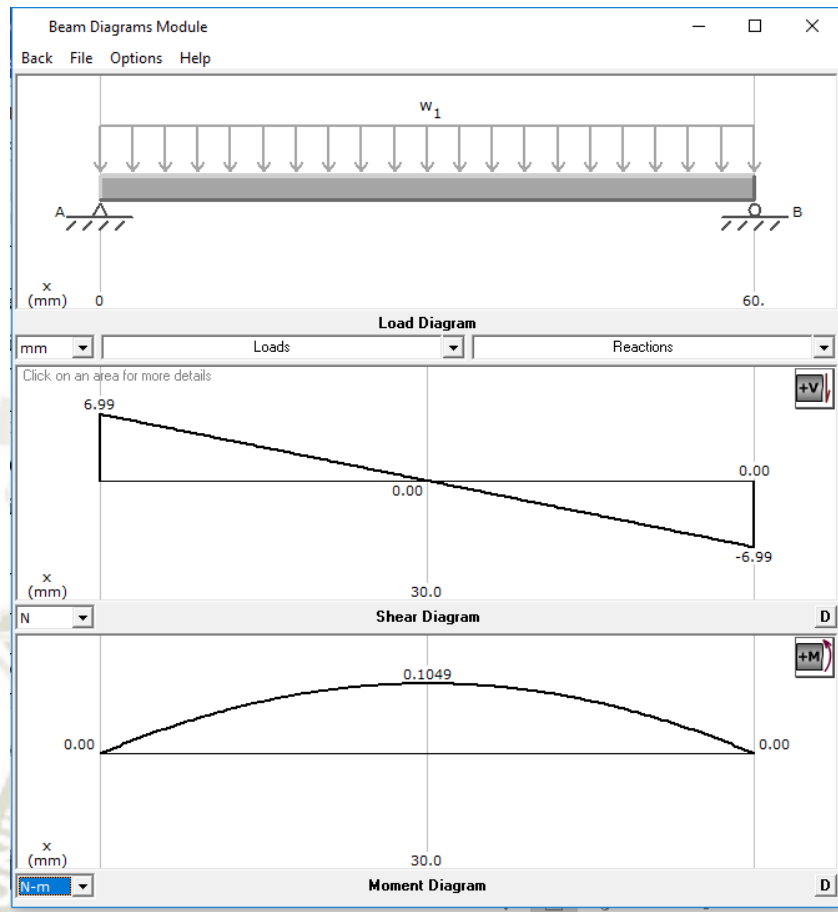


Figura 30: Diagrama de corte y momento flector el apoyo en C

Fuente:Elaboración propia

El momento máximo será de 0.1049N/m, por lo que se utilizará el mismo perfil.

Luego se haya el cordón de soldadura alrededor del perímetro del canal C que es de 120mm:

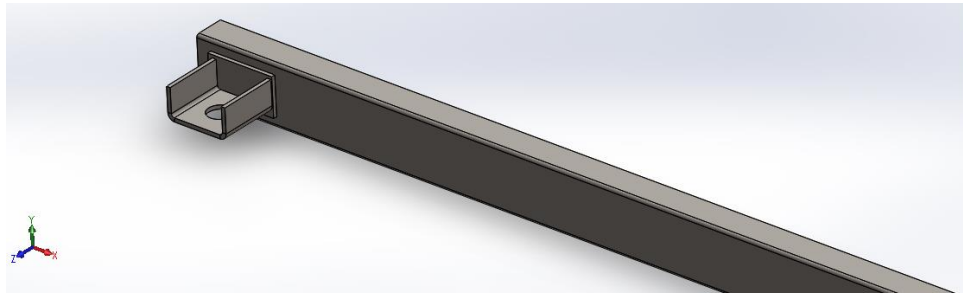
$$h = \frac{1.414 * 0.0069 \text{ kg/mm}^2}{0.000054 \text{ kg/mm}^2 * 120 \text{ mm}}$$

$$h = 1.5 \text{ mm}$$

Este último valor será el valor requerido por el cordón de soldadura

### Simulación de la bancada

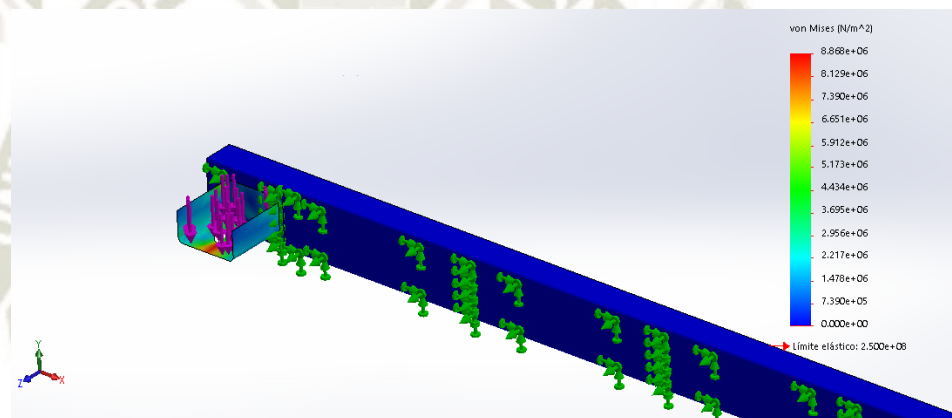
Se procederá a simular mediante el programa solidworks 2018, a continuación, se presenta el modelo del apoyo en el perfil C.



*Figura 31: Modelo de apoyo para resorte-guía*

*Fuente:Elaboración propia*

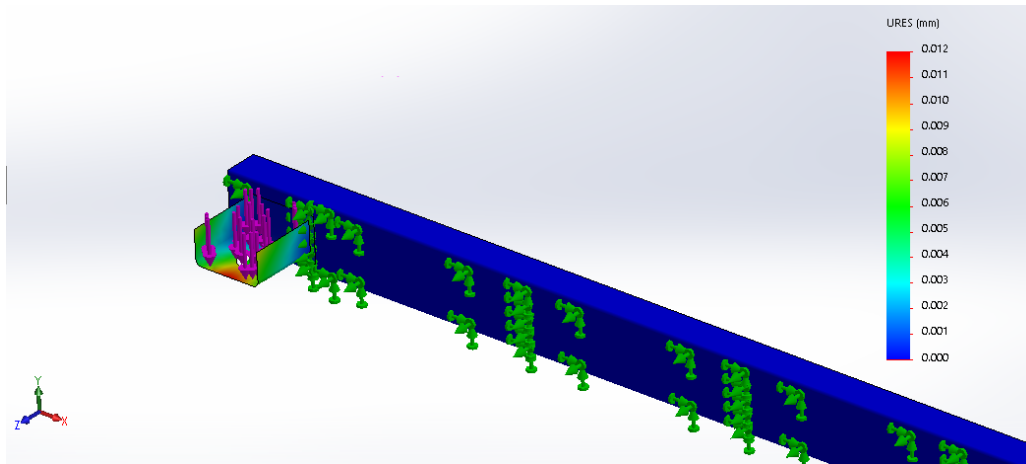
El programa da un esfuerzo máximo por von mises de  $8.86e^6$ , mientras que el esfuerzo máximo del material es de  $2.5 e^8$  lo cual nos indica que el material no llega a su límite elástico ni mucho menos al punto plástico y que no fallara por rotura



*Figura 32: Limite de elasticidad del apoyo*

*Fuente:Elaboración propia*

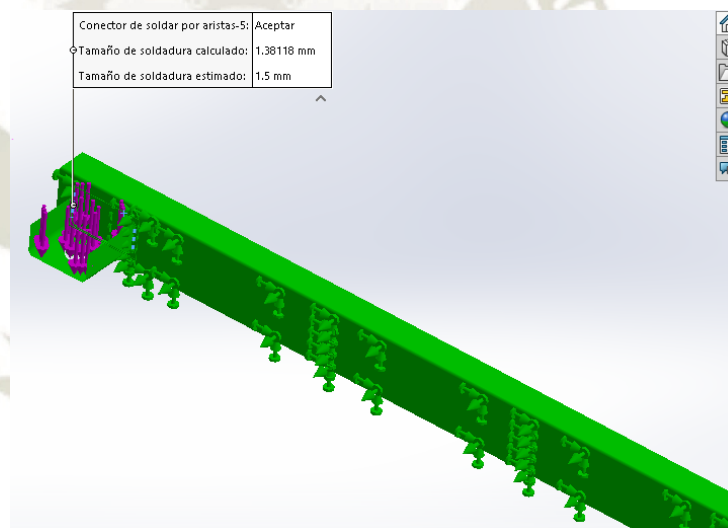
El máximo desplazamiento que tendrá en la bandeja debido a la carga que soporta será de 0.01mm ubicándose en la parte central del final del recorrido.



*Figura 33: Desplazamiento del apoyo*

*Fuente:Elaboración propia*

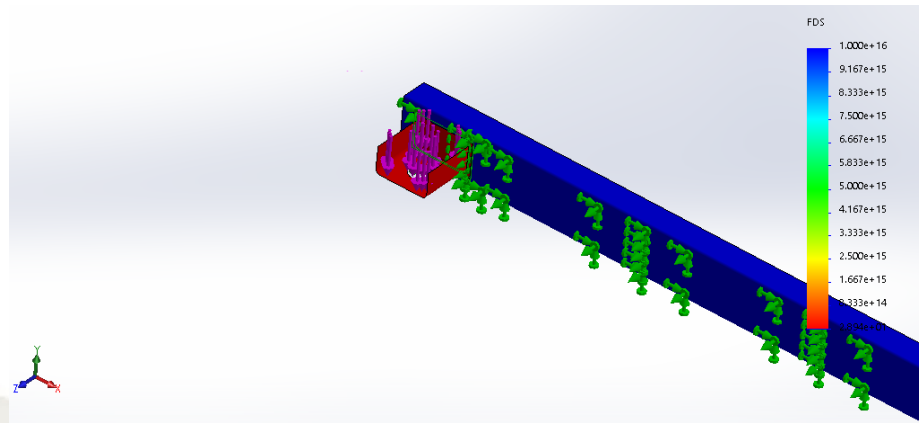
El cordón de soldadura mínimo para la parte más crítica es de 1.38mm mientras que nuestro calculo fue de 1.5, por lo que tomaremos un valor de 3mm por seguridad, mientras que 2mm serán las uniones de los perfiles de la estructura de soporte.



*Figura 34: Comprobación del cordón de soldadura*

*Fuente:Elaboración propia*

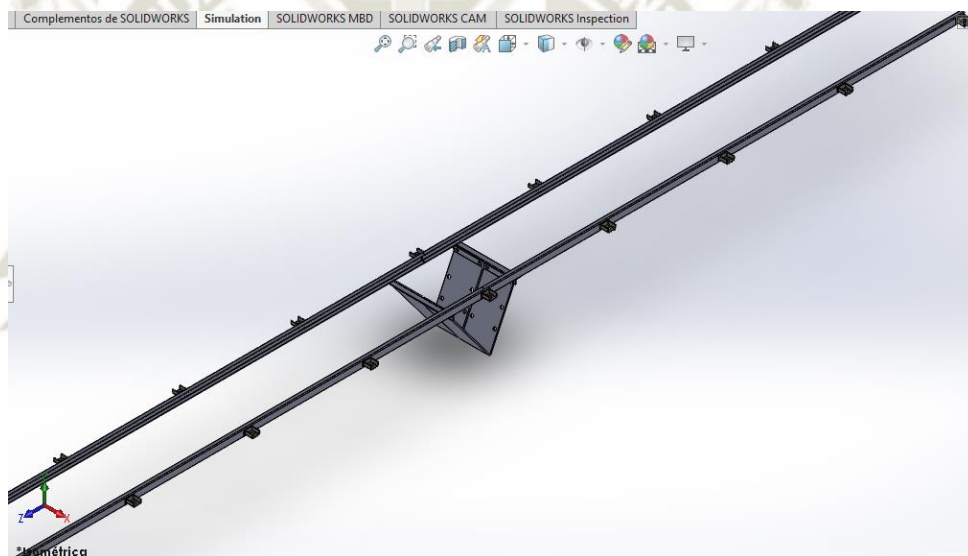
EL factor mínimo de seguridad es de 29 mucho más de lo requerido por lo que está correcto.



*Figura 35: Factor de seguridad del apoyo*

*Fuente:Elaboración propia*

Ahora se presenta el modelo de simulación para la bancada



*Figura 36: Modelo de bancada*

*Fuente:Elaboración propia*

El programa nos muestra un esfuerzo máximo por von mises de  $1.48 e^8$ , mientras que el esfuerzo máximo del material es de  $2.5 e^8$  lo cual nos indica que el material no llega a su límite elástico ni mucho menos al punto plástico y que no fallara por rotura

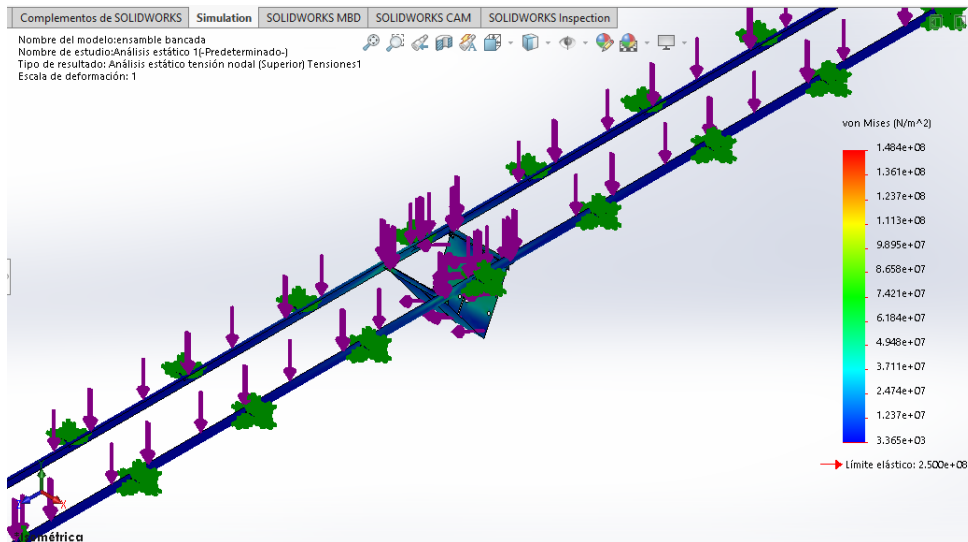


Figura 37: Limite de elasticidad de bancada

Fuente: Elaboración propia

El máximo desplazamiento que tendrá la bancada será de 2.55mm ubicado en el área donde estarán los motor-vibradores.

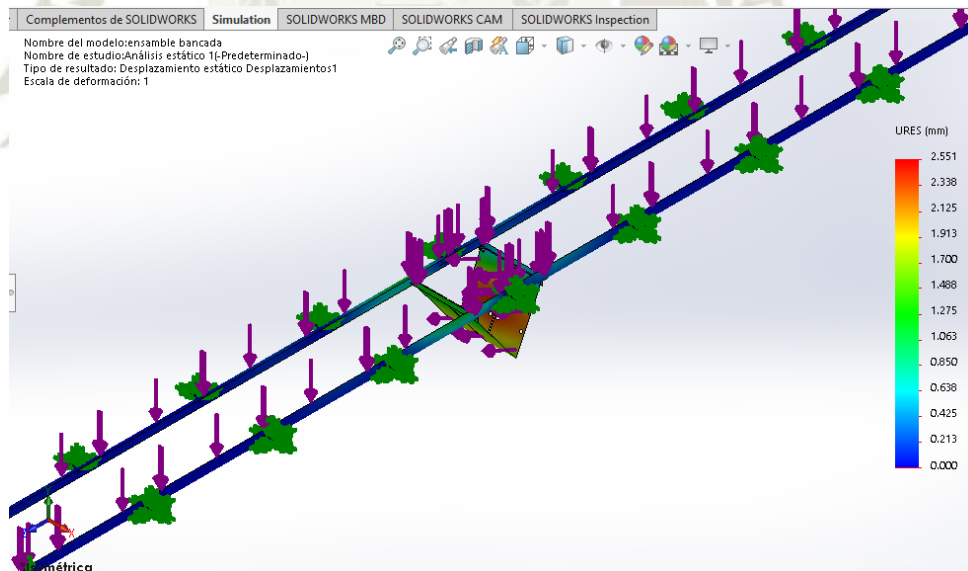


Figura 38: Desplazamiento de la bancada

Fuente: Elaboración propia

El factor de seguridad mínimo será de 1.7 por lo que es aceptable

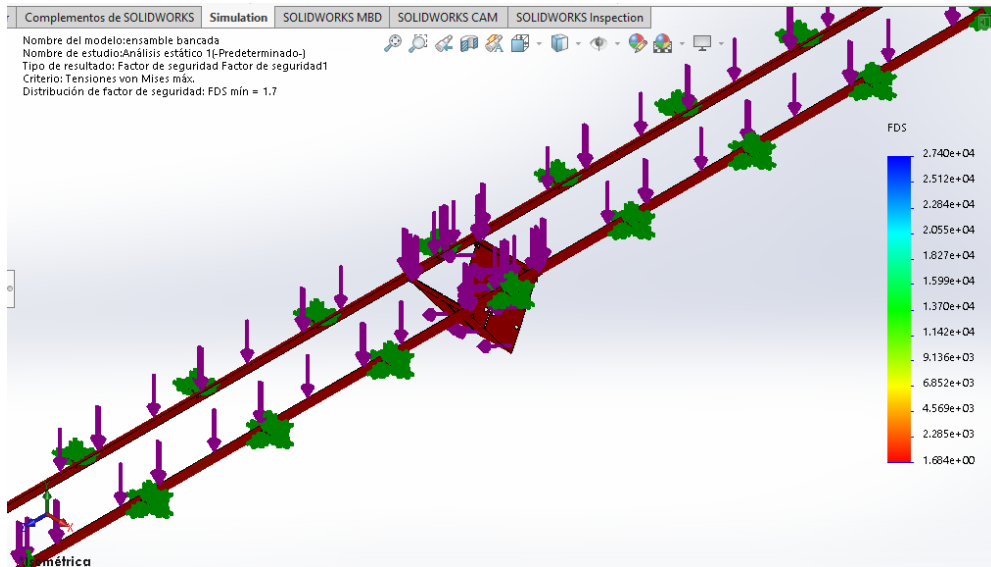


Figura 39: Factor de seguridad de la bancada

Fuente: Elaboración propia

### 3.4. Cálculo y simulación de los resortes

Los resortes que se diseñaran serán un total de 18, pero por la disposición simétrica de los mismos se diseñara un solo resorte es decir que este soportara un 1/18 de la carga total, el peso que soportara cada resorte será de 214N, se asume que no existe cargas de impacto ya que la alimentación es mediante una tolva.

Recomendación para el diseño del índice de resorte (Shigley, 2008).

$$\frac{D}{d} > 4 \quad (3.9)$$

donde:

D: diámetro medio de la espira

d: diámetro del alambre

Elección de material (Shigley, 2008):

$$0.35S_{ut} \leq S_{sy} \leq 0.52S_{ut} \quad (3.10)$$

donde:

S<sub>ut</sub>: Resistencia ultima de tensión (Mpa)

S<sub>sy</sub>: Esfuerzo de fluencia a la tensión(Mpa)

Se selecciona un acero ASTM A232 (AISI 6150), ya que este tipo de acero es recomendado para trabajar a fatiga, entonces del anexo 1E podemos obtener los siguientes datos:

$$E=203.4\text{Gpa}$$

$$G=77.2\text{Gpa}$$

$$S_y=407\text{Mpa}$$

Se procede a calcular la resistencia ultima de tensión (Shigley, 2008).

$$S_{ut} = \frac{A}{d^M} \quad (3.11)$$

donde:

A: Intersección=2005 (ver anexo D)

M: pendiente=0.168 (ver anexo D)

S<sub>ut</sub>: resistencia ultima de tensión(Mpa)

Para estimar el diámetro del alambre se toma en cuenta la recomendación (Shigley, 2008), es decir  $0.8\text{mm} < d < 12\text{mm}$ , en la siguiente tabla se detallan valores para estimar el diámetro del alambre:

Tabla 8: Diámetros de alambre e índices de resorte

Diámetro del resorte (mm)	Diámetro del alambre (mm)	Índice del resorte $4 < C < 12$	estado
10	0.8	12.5	Falla
12	1.1	10.91	Ok
14	1.4	10	Ok
16	1.7	9.41	Ok
18	2	9	Ok
20	2.3	8.7	Ok

22	2.6	8.46	Ok
24	2.9	8.28	Ok
26	3.2	8.13	Ok
28	3.5	8	Ok
30	3.8	7.89	Ok
32	4.1	7.8	Ok

*Fuente:Elaboración propia*

Probando con D=28; d=3.5; C=8 en 3.11:

$$S_{ut} = \frac{2005}{d^{0.168}} = \frac{2005}{3.5^{0.168}} = 1624.5 \text{ Mpa}$$

Luego (Shigley, 2008):

$$S_{sy} = \sigma_{perm} = 0.56 S_{ut} \quad (3.12)$$

$$\sigma_{perm} = 0.56 * 1624.5 = 909.7 \text{ Mpa}$$

donde:

S<sub>sy</sub>: esfuerzo de fluencia a la torsión

σ<sub>perm</sub>: esfuerzo cortante

se calcula K<sub>b</sub>:

$$K_b = \frac{4C+2}{4C-3} \quad (3.13)$$

$$K_b = \frac{4(8)+2}{4(8)-3} = 1.1724$$

donde:

Kb: factor de corrección del efecto de curvatura (adimensional)

Entonces la carga estática (Shigley, 2008) correspondiente a la resistencia a la fluencia, es decir;  $d=3.5$  y  $D=28\text{mm}$  visto en tabla 8 se tiene:

$$F_s = \frac{S_{sy} * \pi * d^3}{8 * k_b * D} \quad (3.14)$$

$$F_s = \frac{909.7 * 10^6 \text{ pa} * \pi * (3.5 * 10^{-3} \text{ m})^3}{8 * 1.17 * 0.028 \text{ m}} = 466.58 \text{ N}$$

donde:

$F_s$ : Carga estática (N)

$S_{sy}$ : Esfuerzo de fluencia a la torsión (Mpa)

$d$ : Diámetro del alambre (m)

$k_b$ : Factor de corrección de efecto de curvatura (adimensional)

$D$ : Diámetro del resorte (m)

Esta fuerza se compara con la carga total que soporta cada resorte:

$F_0 = 214 \text{ N}$  fuerza inicial para un resorte

$F_s = 466.58 \text{ N}$  Carga estática para un resorte

Entonces se observa que la carga estática es mayor que la fuerza inicial del resorte, lo que indicara que el resorte no falla por carga estática entonces ahora se determinara el factor de seguridad del resorte trabajando a carga estática:

$$F.S = \frac{\text{Carga estatica}}{\text{carga inicial en el resorte}} \quad (3.15)$$

$$F.S = \frac{466.58}{214} = 2.18$$

$$y_s = \frac{F}{k} \quad (3.16)$$

donde:

$y_s$ : Deformación del resorte (mm)

$f$ : fuerza aplicada a cada resorte (N)

$k$ : constante del resorte (N/mm)

Como se tiene un proceso de vibración y la amplitud de vibración es generada por los motor-vibradores con rangos variables que dependen de la velocidad de giro y de

la excentricidad de su masa (Shigley, 2008) la constante de un resorte a compresión K recomendado de vueltas activas es de  $3 \leq N_a \leq 15$ , probaremos con 8 espiras:

$$K = \frac{G_c * d^4}{8 * D^3 * N} \quad (3.17)$$

$$K = \frac{11.5 * 10^6 \text{Psi} * (0.1378 \text{pulg})^4}{8 * (1.1024 \text{pulg})^3 * 8} = 48.36 \text{lbs/pulg} = 863.61 \text{kg/m} = 8469 \text{N/m}$$

donde:

Gc: Modulo de cizallamiento del material (alambre músico  $11.5 * 10^6 \text{Psi}$ )

d: diámetro de alambre

D: diámetro medio

N: número de vueltas activas

Entonces de reemplazando 3.16:

$$Y_s = \frac{214}{8.4694} = 25.27 \text{mm}$$

Esta será la deformación calculada cuando el resorte trabaje a máxima carga, variando el diámetro del alambre d se obtendrán nuevos valores de la constante k como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 9: Deformaciones de resorte según sus diámetros

F(N)	D(mm)	d(mm)	K(N/mm)	C	Ys(mm)
214	28	4	14.45	7	14.8
214	28	4.5	23.14	6.22	9.25
214	28	5	35.27	5.6	6.07
214	28	5.5	51.64	5.09	4.14
214	28	6	73.13	4.66	2.93

Fuente:Elaboración propia

Es más conveniente trabajar con la deformación más pequeña posible ya que si la deformación es más grande el material podría caer fuera de la máquina, para aplicaciones importantes los resortes siempre deben estar a escuadra y esmerilados por que se obtiene una mejor transferencia de carga entonces se calcula los parámetros del resorte por lo que se escoge el ultimo valor de la tabla por ser menor a 4.5mm según indica la norma Iso 2372 ver anexo I.

Espiras activas (Na)= 8

Diámetro de alambre (d)(mm) = 6

Espiras totales (Nt)= 10

Longitud libre (Lo)= 91 (Lo<5.26D entonces Lo<147.28mm)

Longitud solida (Ls)=55

Paso (P)= 10

Para el análisis por fatiga se debe establecer la fuerza máxima y mínima para un resorte ya que es el mismo para los demás.

Fuerza debida al peso de los elementos sin carga del azúcar para un resorte será restando el peso total de la maquina vibrante menos el peso del material entre los resortes, es decir:

$$F_{min} = \frac{390.28 - 125.1}{18} = 14.7 \text{kg}$$

entonces fuerza inicial  $F_i=144\text{N}$

Fuerza debida al peso de los elementos con carga del azúcar para un resorte es  $214\text{N}$ , que será la  $F_{\text{max}}$  (Shigley, 2008).

$$F_m = \frac{F_{\text{max}} + F_{\text{min}}}{2} \quad (3.18)$$

$$F_a = \frac{F_{\text{max}} - F_{\text{min}}}{2} \quad (3.19)$$

donde:

$F_m$ : fuerza media (N)

$F_a$ : fuerza de amplitud (N)

$F_{\text{max}}$ : fuerza máxima (N)

$F_{\text{min}}$ : fuerza mínima (N)

Entonces reemplazando valores en 3.18 y 3.19 tenemos

$$F_m = \frac{214 + 144}{2} = 286\text{N}$$

$$F_a = \frac{214 - 144}{2} = 35\text{N}$$

Ahora se deben calcular los esfuerzos alternante, medio e inicial para el análisis por fatiga (Shigley, 2008).

$$\sigma_a = K_w * \frac{8 * F_a * D}{\pi * d^3} \quad (3.20)$$

$$\sigma_m = K_w * \frac{8 * F_m * D}{\pi * d^3} \quad (3.21)$$

$$\sigma_i = K_s * \frac{8 * F_i * D}{\pi * d^3} \quad (3.22)$$

$$K_w = \frac{4 * C - 1}{4 * C + 4} + \frac{0.615}{C} \quad (3.23)$$

$$K_s = \frac{2 * C + 1}{2 * C} \quad (3.24)$$

donde:

$\sigma_a$ : esfuerzo alternante (Mpa)

$\sigma_m$ : esfuerzo cortante medio (Mpa)

$\sigma_i$ : esfuerzo cortante inicial (Mpa)

$K_w$ : factor de Wahl (adimensional)

$K_s$ : factor de corrección del esfuerzo cortante (adimensional)

C: índice de resorte

Reemplazando D, d y C de la tabla 9 en las ecuaciones anteriores tenemos

$$K_w = \frac{4 \cdot 4.66 - 1}{4 \cdot 4.66 - 4} + \frac{0.615}{4.66} = 1.33$$

$$K_s = \frac{2 \cdot 4.66 + 1}{2 \cdot 4.66} = 1.11$$

$$\sigma_a = 15 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_m = 125.6 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_i = 63.22 \text{ Mpa}$$

Se trabaja con el criterio de Goodman modificado (Shigley, 2008).

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{o} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (3.25)$$

donde:

$S_a$ : Resistencia alternante

$S_e$ : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte del resorte.

$S_m$ : resistencia media

$S_{ut}$ : resistencia ultima de tensión= 1505.7 Mpa (para nuestro material)

n: factor de seguridad del resorte a fatiga

se toma como referencia los valores del límite a fatiga teórico (ver anexo N)

$$Se' = 700 \text{ Mpa}$$

$Se'$  = Límite de resistencia a la fatiga en límite rotatoria

Ahora se procede a calcular los factores que modifican el límite a la fatiga, ver anexo F

Tabla 10: Factores  $k$

Factor	Formula	Valor
Ka	$Ka = a * Sut^b = 4.51 * 1505.7^{-0.265}$	0.65
Kb	$Kb = 1.24 * d^{-0.107} = 1.24 * 6^{-0.107}$	1
Kc	torsión	0.59
Kd	<250°C	1
Ke	90% confiabilidad	0.897
kf	Factor de efectos varios	1

Fuente: Elaboración propia

donde:

Ka: Factor de condición para la condición superficial (ver anexo F)

Kb: Factor de modificación por el tamaño (ver anexo F)

Kc: Factor de modificación por la carga (ver anexo F)

Kd: Factor de modificación por la temperatura

Ke: Factor de confiabilidad (ver anexo F)

Kf: Factor de modificación por varios efectos

Se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga (Shigley, 2008).

$$Se = ka * kb * kc * kd * ke * kf * Se' \quad (3.26)$$

$$Se = 240.8 \text{ Mpa}$$

Luego se reemplaza en la fórmula de Goodman modificado 3.25.

$$\frac{15}{240.8} + \frac{125.6}{1505.7} = \frac{1}{n}$$

$$n=6.86$$

Este último resultado indica un diseño seguro en el cual el resorte no fallara por fatiga.

Adicionalmente se analiza bajo carga cortante axial y carga cortante a torsión del resorte como se ve en la figura.

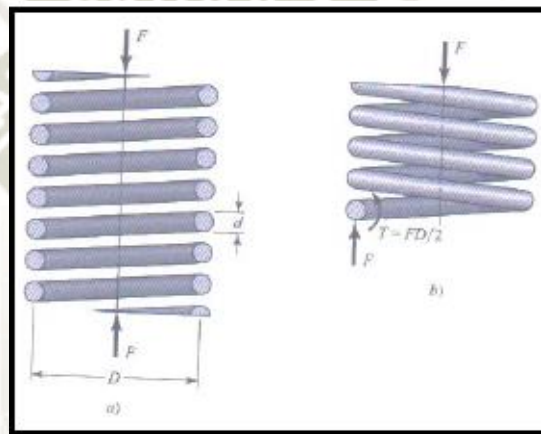


Figura 40: a) carga axial b) carga cortante y torsional

Fuente: Shigley, *Diseño en ingeniería mecánica 8 ed*, pg. 500, 2008

Se determina la fuerza de torsión

$$T = \frac{F \cdot D}{2} \quad (3.27)$$

donde:

F: fuerza axial= 214N

D: diámetro del resorte=28mm

T: fuerza de torsión

Entonces:

$$T= 2996N.mm$$

La frecuencia critica del resorte se define con la siguiente formula (Shigley, 2008).

$$F=\frac{1}{4}\sqrt{\frac{k g}{W}} \quad (3.28)$$

$$W=\frac{\pi^2 d^2 D N a \gamma}{4} \quad (3.29)$$

donde:

k: razón del resorte=73130kg/m de tabla 9

g: aceleración de la gravedad= 9.81m/s<sup>2</sup>

W: peso del resorte (kg)

γ: peso específico (7.9\*10<sup>-6</sup>kg/mm<sup>3</sup>)

Reemplazando datos de la tabla 9, D y d con un numero de espiras de 8 en la ecuación 3.29 se obtiene:

$$W=\frac{\pi^2(6mm)^2 28mm * 8 * 7.9 * 10^{-6} kg/mm^3}{4}=0.1572kg$$

Luego reemplazando en 3.28

$$F=\frac{1}{4}\sqrt{\frac{73130kg/m * 9.81m/s^2}{0.1572kg}}=533.8$$

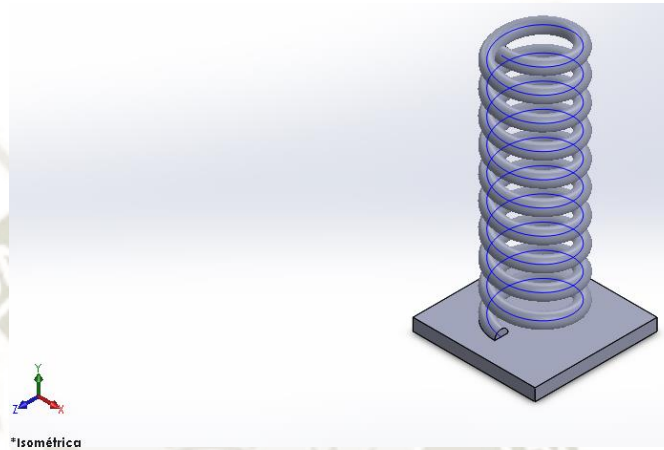
Como cada resorte soportara 21.8kg, entonces se aplica la fórmula 3.28 con este valor:

$$Ff=\frac{1}{4}\sqrt{\frac{73130kg/m * 9.81m/s^2}{21.8kg}}=45.3$$

Se recomienda que la frecuencia crítica sea de 15 a 20 veces mayor que la frecuencia de la fuerza (Shigley, 2008), nuestro valor está cerca de esta característica además una vez unido todo el equipo se verá la frecuencia de resonancia en conjunto.

### Simulación del resorte

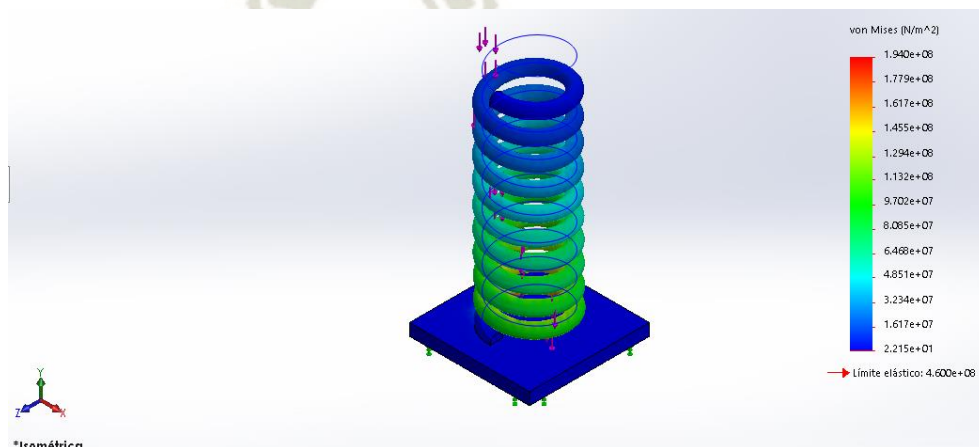
Se procederá a simular mediante el programa solidworks 2018, a continuación, se presenta el modelo del resorte.



*Figura 41: Modelo del resorte*

*Fuente:Elaboración propia*

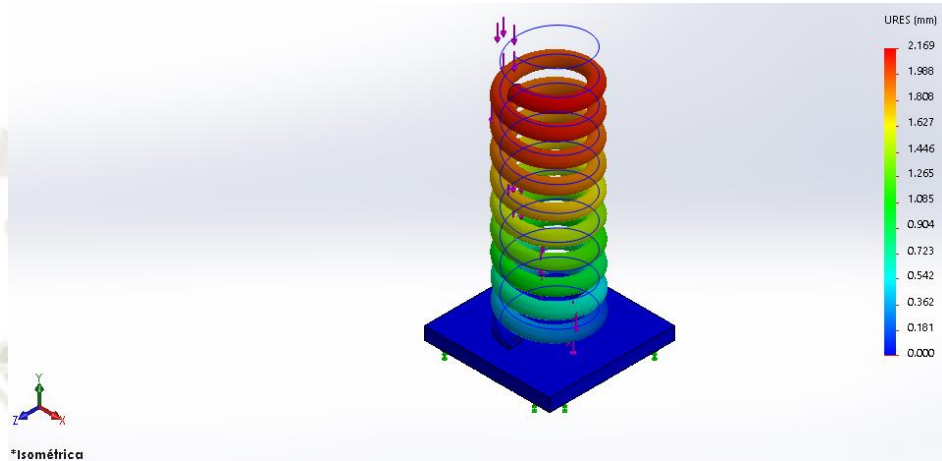
El programa da un esfuerzo máximo por von mises de  $1.94 e^7$ , mientras que el esfuerzo máximo del material es de  $4.6 e^8$  lo cual nos indica que el material no llega a su límite elástico ni mucho menos al punto plástico y que no fallara por rotura, el eje estará unido a la placa de 4mm por un cordón de 3mm que será superior a los 2.5mm.



*Figura 42: Limite de elasticidad de resorte*

*Fuente:Elaboración propia*

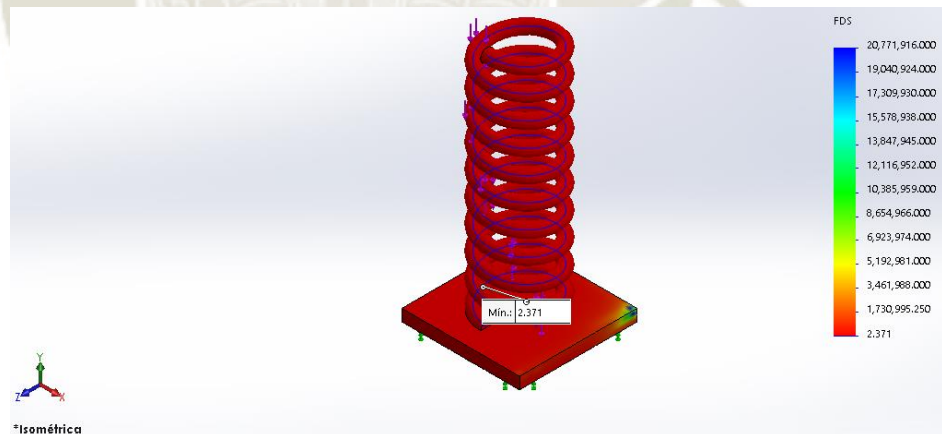
El máximo desplazamiento que tendrá el resorte debido a la carga que soporta será de 2.17mm por lo que su desplazamiento pico a pico será de 4.34mm que es menor a los 4.5mm permitido por la norma ISO2372 en el anexo I, por lo que es correcto.



*Figura 43: Desplazamiento del resorte*

*Fuente:Elaboración propia*

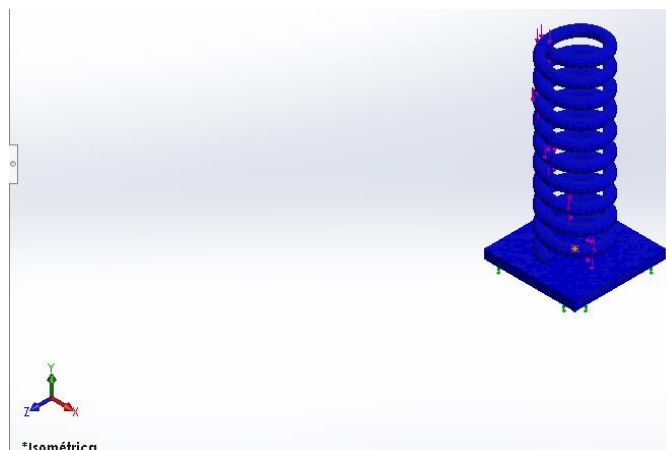
El factor de seguridad mínimo es de 2.4 cercano al 2 calculado.



*Figura 44: factor de seguridad del resorte*

*Fuente:Elaboración propia*

El programa no muestra ninguna zona roja, estas tensiones son tan pequeñas que se pueden descargar los datos de fatiga ya que según nuestros cálculos a fatiga el factor de seguridad es superior a 10.



*Figura 45: Comprobación de fatiga*

*Fuente:Elaboración propia*

### 3.5. Cálculo y simulación de la estructura de soporte

Para el diseño del soporte se realiza en los puntos donde soportara al resto de la estructura, se tiene 214N, correspondiente a la carga total dividida para los 18 resortes, se selecciona un perfil como un elemento sometido a compresión, de donde se trabajará con el esfuerzo permisible.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (3.30)$$

$$\frac{S_y}{F.S} = \frac{P}{A} \quad (3.31)$$

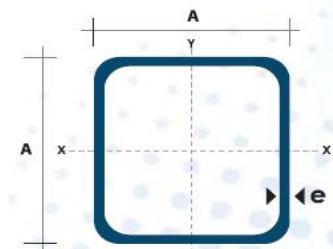
Para un factor de seguridad de 2 se calcula el área mínima permisible (Geovanny, 2015).

$$A_{min} = \frac{P \cdot FS}{S_y} \quad (3.32)$$

$$A_{min} = \frac{214 \cdot 2}{250 \cdot \frac{10^6 N}{m^2}} = 1.712 \cdot 10^{-6} m^2 = 0.01712 cm^2$$

Luego se busca un perfil cuadrado por su facilidad de construcción de la estructura.

Tabla 11 Perfil de la estructura de la maquina



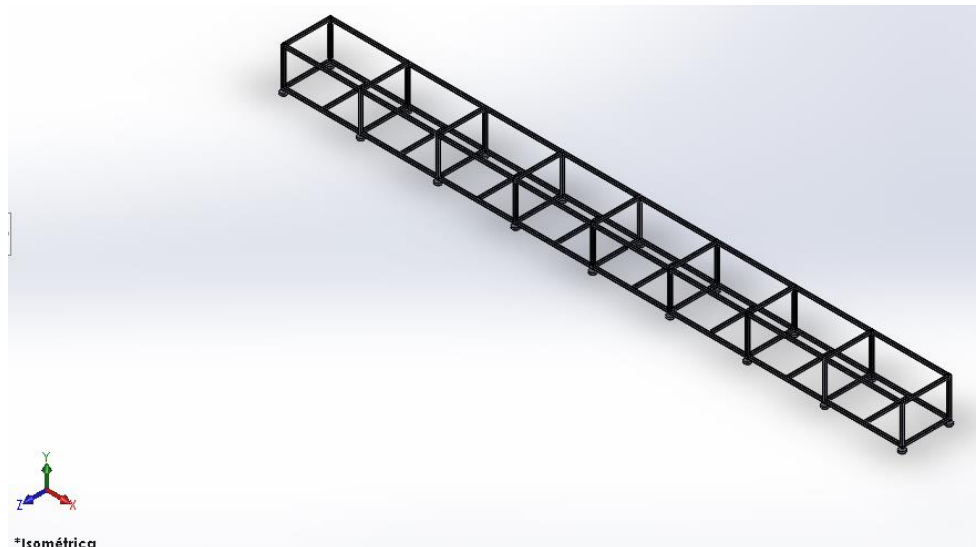
Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm <sup>3</sup>
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	4,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89

Fuente: Dipac, Catalogo, 1987

El tubo estructural más pequeño es 20x20x1.2, pero por facilidad de soldar el eje guía a la estructura de soporte se tomará 30x30x2

### Simulación de la estructura

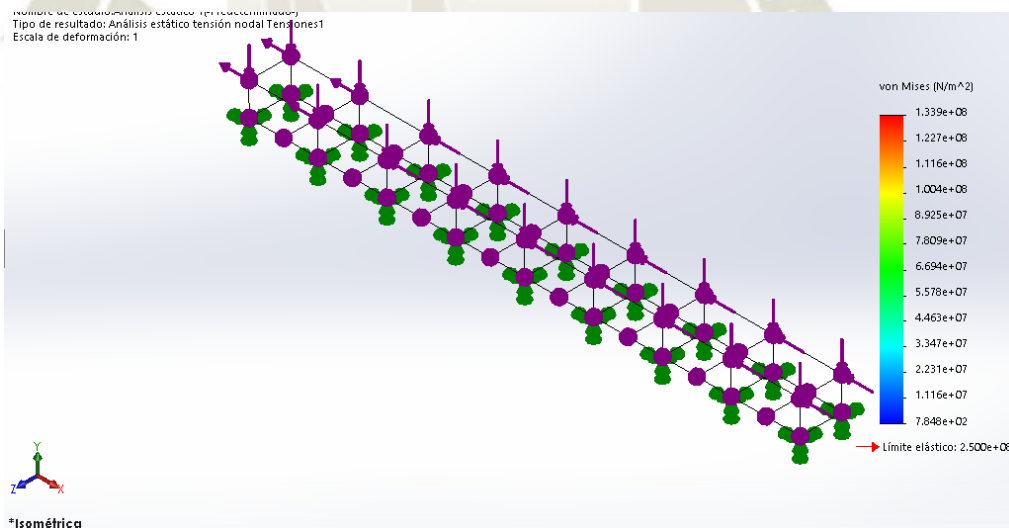
Se procederá a simular mediante el programa solidworks 2018, a continuación, se presenta el modelo de la estructura.



*Figura 46: Modelo estructura base de soporte*

*Fuente:Elaboración propia*

El programa da un esfuerzo máximo por von mises de  $1.34 e^8$ , mientras que el esfuerzo máximo del material es de  $2.5 e^8$  lo cual nos indica que el material no llega a su límite elástico ni mucho menos al punto plástico y que no fallara por rotura.



*Figura 47: Limite de elasticidad de la base de soporte*

*Fuente:Elaboración propia*

El máximo desplazamiento que tendrá la estructura será de 1.5mm ubicado en las esquinas de la parte superior.

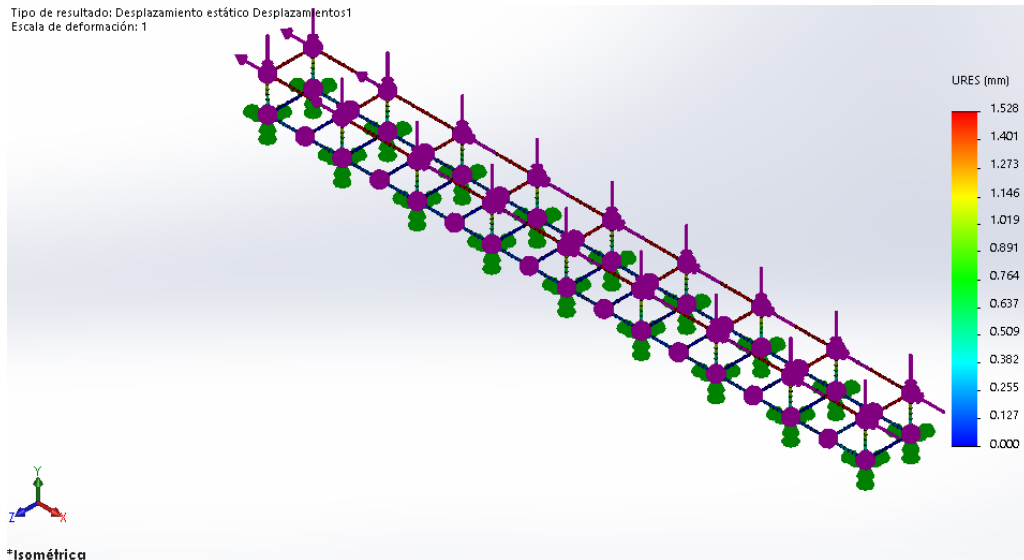


Figura 48: Desplazamiento de la base de soporte

Fuente:Elaboración propia

El factor de seguridad mínimo será de 1.6 lo que indica que es aceptable.

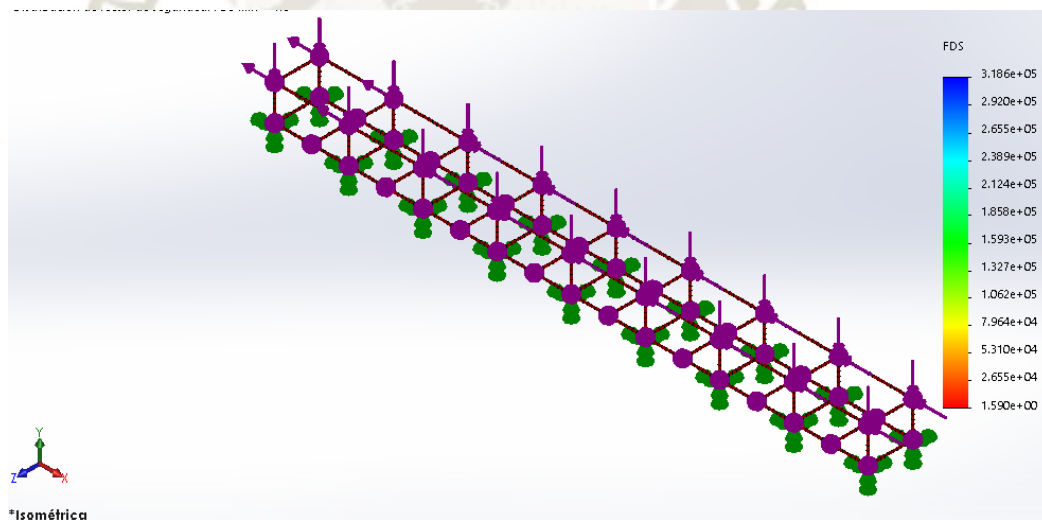


Figura 49: factor de seguridad de la base de soporte

Fuente:Elaboración propia

### 3.6. Análisis de resonancia

El efecto de resonancia está ligado a la razón de todo el sistema ( $w/w_n$ ), ya que de ellos depende que no exista fracturas en la estructura y en los elementos de máquina.

Se determina la frecuencia natural del sistema (Shigley, 2008).

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.33)$$

donde:

$w_n$ : Frecuencia natural (rad/s)

$k$ : constante del resorte= 73130N/m tomado de la tabla 9

$m$ : masa=390.28kg

Entonces  $w_n=13.69$  rad/s

La frecuencia forzada o de funcionamiento es la que genera el movimiento vibratorio y está dada por el motor vibrador según catalogo posea una masa de 50kg cada uno con una frecuencia de:

$$w = 38.24 \text{ rad/s}$$

donde la relación de frecuencia es aplicando

$$r = \frac{w}{w_n} \quad (3.34)$$

$$r = 2.79$$

En este caso comparando la frecuencia  $w$  y  $w_n$ , indica que no existe peligro de resonancia.

### 3.7. Análisis vibratorio

Se calcula el coeficiente de amortiguamiento crítico (Shigley, 2008).

$$C_c = 2 * m \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.35)$$

$$C_c = 2 * 390.28 \sqrt{\frac{73130}{390.28}}$$

$$Cc=10684.8$$

donde:

Cc: coeficiente de amortiguamiento critico (Ns/m)

K: constante del resorte=73130N/m

m: masa=390.28kg

Reemplazando en la ecuación general del sistema masa resorte amortiguador (Ogata, 1987).

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = 0 \tag{3.36}$$

$$390.28\ddot{y} + 10684.8\dot{y} + 73130y = 0$$

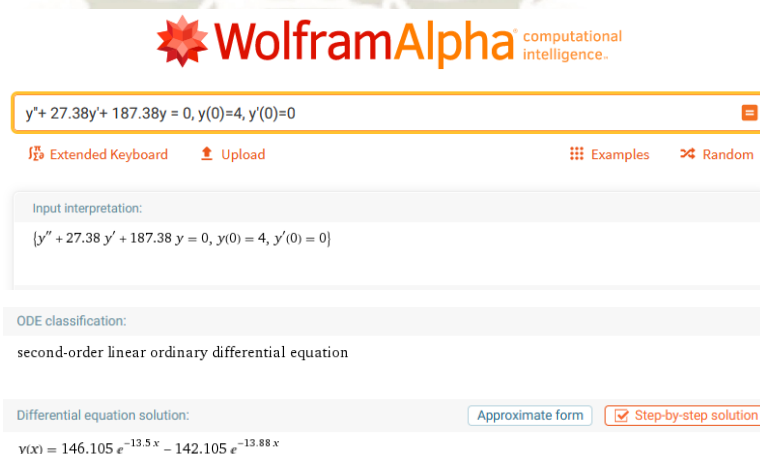
$$\ddot{y} + 27.38\dot{y} + 187.38y = 0$$

Con las condiciones iniciales de la figura 21 en la pg. 28:

$$y(0) = 4\text{mm}$$

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

Se resuelve la ecuación mediante el software libre (Wolframalpha, 2019)



**WolframAlpha** computational intelligence.

$y'' + 27.38y' + 187.38y = 0, y(0)=4, y'(0)=0$

Extended Keyboard Upload Examples Random

Input interpretation:  
 $\{y'' + 27.38 y' + 187.38 y = 0, y(0) = 4, y'(0) = 0\}$

ODE classification:  
second-order linear ordinary differential equation

Differential equation solution:

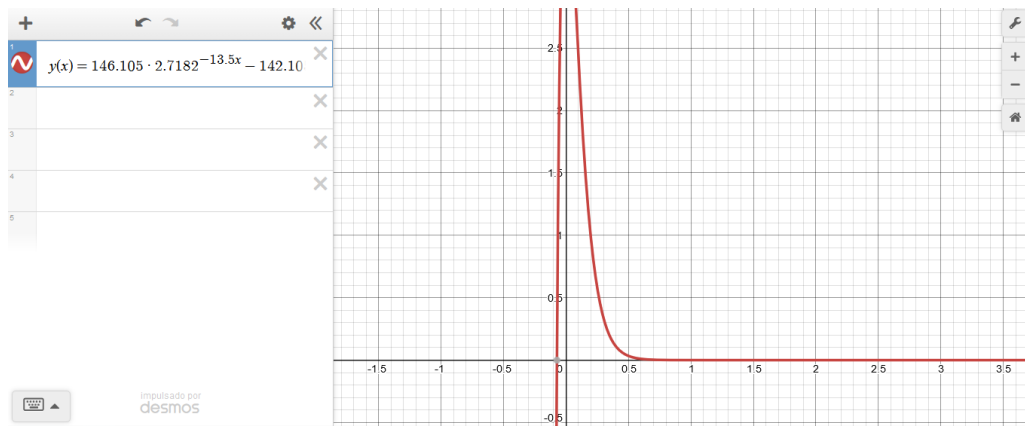
$y(x) = 146.105 e^{-13.5x} - 142.105 e^{-13.88x}$

*Figura 50: Ecuación general masa-resorte-amortiguador*

Simplificando la ecuación

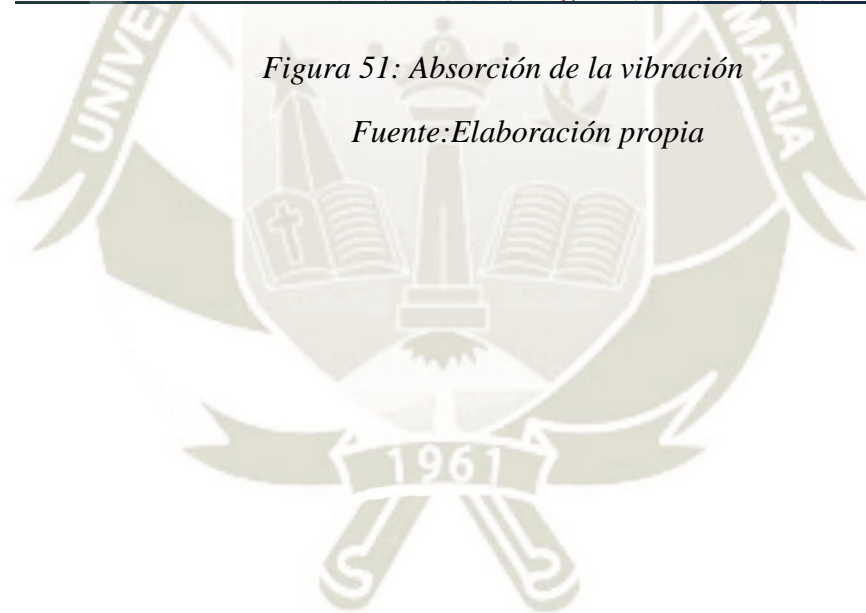
$$Y(t) = 146.105 e^{-13.5x} - 142.105 e^{-13.88x}$$

Mediante el software libre (Desmos, s.f.) se grafica la ecuación anterior, obteniendo que la absorción de la vibración es aceptable ya que en el lapso de 0.6seg no existe transmisión de la vibración.



*Figura 51: Absorción de la vibración*

*Fuente:Elaboración propia*



## Capítulo IV

### 4. CALCULO DE COSTOS Y PRESUPUESTOS

#### 4.1. Según Material

Se tiene un costo referencial de los materiales.

*Tabla 12: Costos de materiales*

Nombre del elemento	Material	Longitud(m)	Precio estimado(US)
Bandeja acero inox	AISI 304	8x0.64x2	1440
placa de acero inox.	AISI 304	0.46x0.06x2	30
Perfil en C60x30x2	A36	8	20
Perfil en L40x2	A36	8	14
Porta motorvibrador	A36	1x1x0.1	60
Motor vibrador	MVSS 15/1410-S02	Total 2	1200
Perfil cuadrado 30x1.5	A36	96	240
Resorte con eje guía	AISI 6150	Total 18	900
Pernos, arandelas y tuercas	Acero al carbono	Total 18	20
Patas antivibratorias	Acero al carnbono	Total 18	540
Total			4464

*Fuente:Elaboración propia*

## 4.2. Según maquinas

*Tabla 13: Costos de servicios*

Costo de hora maquina	dólares
Soldadura eléctrica	45
Servicio de corte y doblado	35
Total x 5 hrs	400

*Fuente:Elaboración propia*

## 4.3. Según diseño

-Para el costo del diseño varía entre 20% al 30% del valor total es decir 1363USD si tomamos un 25%

-Para el costo de mano de obra varía entre 15% al 20% del valor total, es decir 908 si tomamos un 20%

## 4.4. Costo Total

El costo total será la suma de los costos anteriores siendo:

$$CT=4464+400+1363+908=7135USD \quad (4.1)$$

## 4.5. Costo de Posesión y costo de Operación

De la página 1251 del manual de rendimiento de cat edición 40, se usa el formato de costos y presupuestos ver anexo L.

A: Transporte vibratorio

B: 5 Años

C: 5840 hrs

D: 29200 hrs

1.a: 7135USD

1.b: No aplica

1.c: 7135USD

2: 60% valor residual= 4281USD

3.a: 2854USD

3.b: 2854/29200=0.10 USD/hora (perdida por no usar el equipo)

4: Con tasa interés 17% = 0.17USD/hora

5: Con tasa seguro 14% = 0.14USD/hora

6: Con tasa impuesto 19% = 0.19USD/hora

7: Costo total por hora posesión = 0.6 USD/hora

8: 0.16USD/kw\*1.050 kw/hora=0.168USD/hora

9: 5 USD/hora (valor asumido)

10: No aplica

11: No aplica

12: No aplica

13: Costo total de operación = 5.168USD/hora

14: Costo de posesión y operación maquina= 5.768USD/hora

15: 5USD/hora

16: Costo Total de posesión y operación

=10.768USD/hora

(4.2)

#### 4.6. Calculo de VAN y TIR

Se tienen las siguientes fórmulas de VAN y TIR:

$$VAN = FC_0 + \frac{FC_1}{1+r} + \frac{FC_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{FC_{n-1}}{(1+r)^{n-1}} + \frac{FC_n}{(1+r)^n}$$

(4.3)

$$0 = FC_0 + \frac{FC_1}{1+TIR} + \frac{FC_2}{(1+TIR)^2} + \dots + \frac{FC_{n-1}}{(1+TIR)^{n-1}} + \frac{FC_n}{(1+TIR)^n}$$

(4.4)

Donde

n: vida útil

r: tasa de descuento (COK)

FC: flujo de caja

TIR: tasa interna de retorno

VAN: Valor actual neto

De 4.1 se tiene un costo total de 7135USD, tomaremos un COK de 15% con un flujo de caja de los 5 años de 3000, 4500, 5000, 5500 y 6000USD obteniendo el siguiente resultado:

Inversion	CF1	CF2	CF3	CF4	CF5
-7135	3000	4500	5000	5500	6000
COK	15%		VAN	TIR	
			8292	52%	

Figura 52: Calculo de VAN y TIR en Excel

Fuente:Elaboración propia

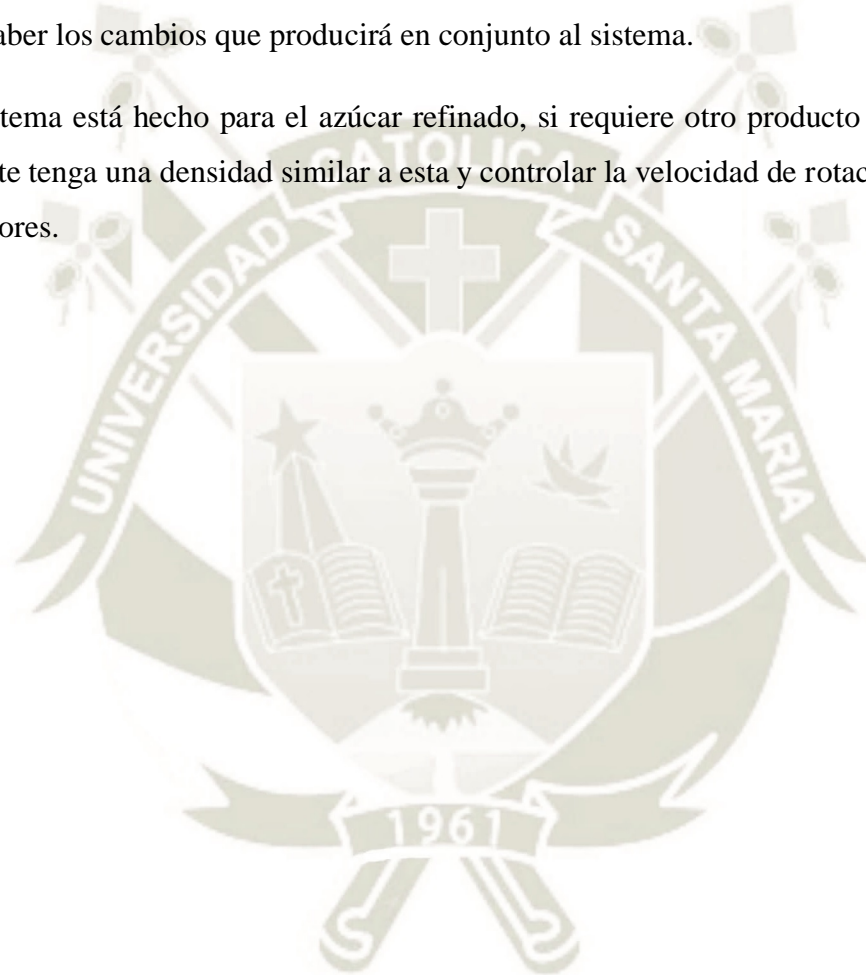
Se observa un VAN de 8292 USD en los 5 años por lo que el proyecto es rentable, mientras que el TIR es de 52% siendo mayor que el COK de 15% por lo que también es rentable y se acepta el proyecto.

## CONCLUSIONES

- Se diseñó y simuló el transportador vibratorio para azúcar refinada de 10 Ton/hr y 8 metros de longitud.
- Se logró diseñar y calcular los componentes que conforman el sistema en base a las normas AWS D1.1, ISO 2954, ISO 2372
- Se seleccionó los motor-vibradores más adecuados para los parámetros dados por el sistema mediante el manual de elección de motorvibrador por el fabricante italvibras.
- Se estableció un ángulo de  $25^\circ$  con una velocidad de 760m/hr para el sistema de 10Ton/hr de azúcar refinada en función a parámetros establecidos por el fabricante Italvibras.
- En el software de diseño Solid Works se simuló los componentes de la máquina transportadora pudiendo visualizar y analizar los más críticos siendo el límite de elasticidad de  $1.48e^8 \frac{N}{m^2}$  en la bancada de apoyo, factor de seguridad 1.6 en la estructura de soporte, cordón de soldadura de 3mm en el eje guía con la placa para el resorte y la relación de frecuencia resonante siendo de 2, esto es una ventaja ya que se puede corregir errores antes de su fabricación si así se diera el caso.
- Se realizó los costos de posesión y de operación siendo de 11.42USD/hr en base al manual de rendimiento Caterpillar edición 40, pg. 1251 este valor es una referencia en caso se quiera alquilar la máquina, el costo de la máquina es de 7135 dólares de 10 ton/hrs con una longitud de 8m.
- Se establecieron los planos que conforman el sistema de transporte vibratorio dibujado en solidworks 2018, ubicado en la última parte del anexo siendo un total de 6 planos.
- Se simuló el proceso de transporte del material para ver cómo se comportaba el azúcar mediante el programa Edem 2018, utilizando 3 tamaños de partícula (2mm; 2.5mm y 3mm)

## RECOMENDACIONES

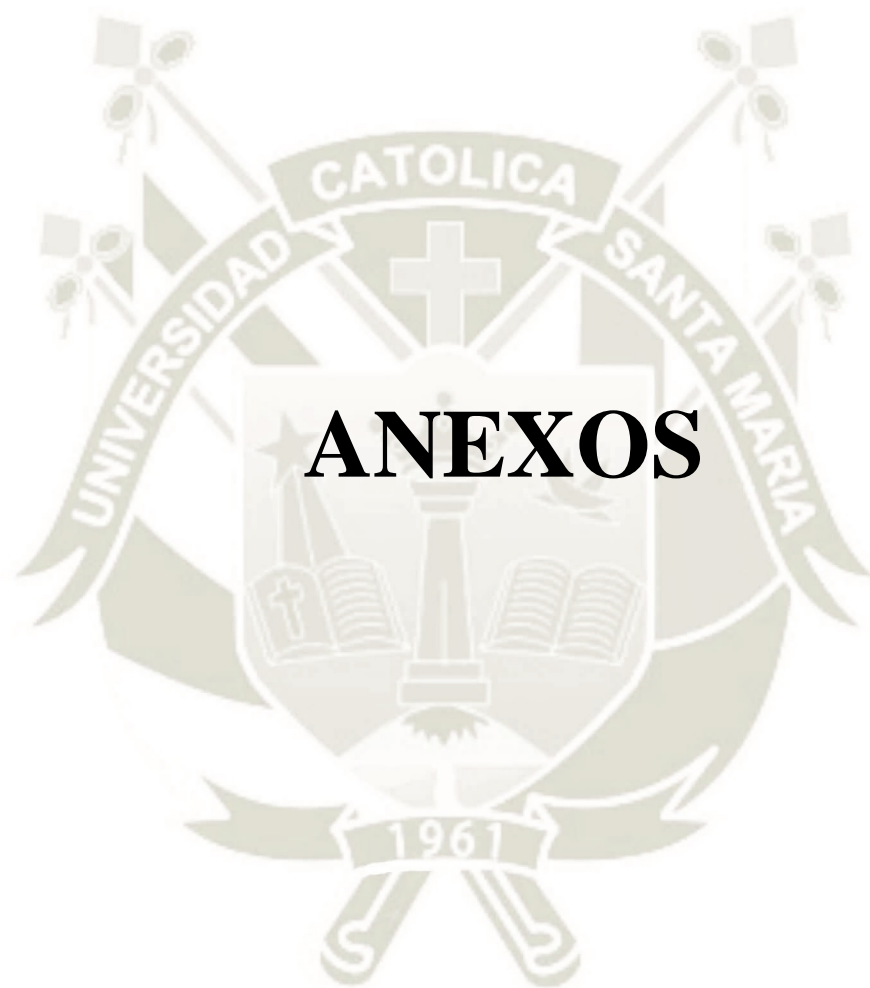
- No se debe forzar el trabajo de diseño, aunque cuente con un factor de seguridad confiable, el trabajo forzado de la maquina reducirá la vida útil y causara daños en componentes.
- En el caso de una futura construcción se recomienda precisión en las dimensiones del acople, de tal forma que no existan problemas al ensamblar la maquina
- En caso de que se requiera modificar la maquinaria es recomendable verificar la resonancia para saber los cambios que producirá en conjunto al sistema.
- El sistema está hecho para el azúcar refinado, si requiere otro producto es recomendable que este tenga una densidad similar a esta y controlar la velocidad de rotación de los motor-vibradores.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Anuriev, V. (2019). *Transportador*. Obtenido de [https://www.ecured.cu/Transportador\\_vibratorio](https://www.ecured.cu/Transportador_vibratorio)
- Aviteq. (2019). *Magnetic Vibrators*. Obtenido de [http://www.aviteq.de/framesets/fs\\_magnetvibratoren-eng.html](http://www.aviteq.de/framesets/fs_magnetvibratoren-eng.html)
- Aviteq. (2019). *Unbalanced motors*. Obtenido de [http://www.aviteq.de/framesets/fs\\_unwuchtmotoren-eng.html](http://www.aviteq.de/framesets/fs_unwuchtmotoren-eng.html)
- Ayala Jiménez, E. S. (2017). *Diseño y simulación de una máquina clasificadora*. Universidad Politécnica Salesiana Sede Quito.
- CAT. (2019). Manual de rendimiento CAT. 2009, 1251, .
- Desmos. (2019). *Desmos*. Obtenido de Desmos: <https://www.desmos.com/calculator>
- Dindelsa. (2019). *Vibratorio*. Obtenido de <https://www.dindelsa.com/tvibratorio.html#>
- Dipac. (1987). *dipacmanta*. Obtenido de dipacmanta: <http://www.dipacmanta.com/>
- Edem. (2018). Programa de simulacion. *Programa de simulacion*.
- Emantrasl. (2019). *Transporte vibratorio*. Obtenido de [:https://www.emantrasl.com/transportadores/vibrantes.html#](https://www.emantrasl.com/transportadores/vibrantes.html#)
- Faires, V. M. (1995). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Editorial Limusa.
- Geovanny, V. (2015). *Diseño y simulación de una maquina clasificadora de granos de maíz según el tamaño*. Quito.
- Henan Liming road y bridge heavy industrial Co. (2019). *Break-day*. Obtenido de <https://www.break-day.com/index1.htm>
- Hibbeler. (2010). *Dinamica*. Mexico: Pearson.
- Inc, Carman Industry. (2019). *Carmanindustries.Com*. Obtenido de <https://www.carmanindustries.com/portfolio-item/chemical-industry-3/>
- Indura. (2019). <https://www.indura.com.pe/web/pe>.
- Ingemecanica. (2019). [www.ingemecanica.com](http://www.ingemecanica.com).
- Italvibras. (2019). *Italvibras*. Obtenido de [http://www.italvibras.it/user/upload\\_inc\\_spagnolo\\_new/spagnolo\\_completo.pdf](http://www.italvibras.it/user/upload_inc_spagnolo_new/spagnolo_completo.pdf)
- Martin, v. s. (2019). *Shakeit*. Obtenido de <https://www.shakeit.com./index.shtml>

- Mdsolid. (2019). *programa mdsolid*. Obtenido de programa mdsolid:  
<http://web.mst.edu/~mdsolids/download.htm>
- Molinero, C. (2019). *Conceptos básicos del plegado de chapa*.  
<https://www.interempresas.net/Deformacion-y-chapa/Articulos/232340-Conceptos-basicos-del-plegado-de-chapa.html>.
- Pérez Porto, J., & Gardey, A. (2010). *Azúcar*. Obtenido de <https://definicion.de/azucar/>>
- Pineda Arguello, E., & Subani Rojas, E. (2004). *Sistema Vibratorio para transporte y clasificación de material granular*. Obtenido de docplayer.es:  
<https://docplayer.es/11410388-Sistema-vibratorio-para-transporte-y-clasificacion-de-material-granular.html>
- Rao. (2012). *Vibraciones mecánicas*. Pearson 5ed.
- Rein, P. (2012). *Ingeniería de la caña de azúcar*. Berlin: Bartens.
- Scribd.com. (2019). *Norma Iso 2372*. <https://es.scribd.com/document/328824278/Norma-Iso-2372>.
- Shigley. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica 8 ed*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Skako. (2019). *Imaqsa*. Obtenido de <http://www.imaqsa.cl/productos-skako/transportador-vibratorio.php#det>
- Solidworks. (2018). Programa de modelado 3D.
- Vibrator Company Cleveland. (2019). *Clevelandvibrator*. Obtenido de  
<http://www.clevelandvibrator.com./coinfo.htm>
- Vibromaq. (2019). *Características generales*. Obtenido de  
[www.vibromaq.com.ar/index.htm](http://www.vibromaq.com.ar/index.htm)
- Vibromaq. (2019). *Catalogos*. Obtenido de  
<http://www.vibromaq.com.ar/Catalogos/patas.pdf>
- Vibrotech. (2019). *Guía para elección motovibradores*. Obtenido de  
<http://vibrotech.com.ar/instructivos/guia-eleccion-motovibrador.pdf>
- Wolframalpha. (2019). *Wolframalpha*. Obtenido de Wolframalpha:  
<https://www.wolframalpha.com>



# ANEXOS

Anexo A: Especificaciones de alambres para resorte.

<u>Nombre del material</u>	<u>Especificaciones similares</u>	<u>descripción</u>
Alambre de piano 0,80 - 0,95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Este es el mejor, el más tenaz y más empleados de todos los materiales para fabricar resortes pequeños. Presentan la mayor resistencia a la tensión y pueden soportar mayores esfuerzos ante cargas repetidas que cualquier otra material para resortes. Disponibles en diámetros de 0,12 a 3mm. No se emplean a temperaturas mayores a 120°C o a temperaturas bajo cero.
Alambre templado en aceite 0,60- 0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 220-41	Se utiliza cuando se necesitan tamaños mayores que el alambre de piano disponible. No adecuado para cargas de choque o de impacto. Disponible en diámetro de 3 a 12mm. No se emplee a más de 180°C, o a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro 0.60- 0,70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM 227-47	Son de uso general más baratos, se utiliza solo donde la duración, la exactitud y la deflexión no sean muy importantes. Disponibles en diámetros de 0,8 a 12mm. No se emplean a más de 120°C o a temperaturas bajo cero.
Cromo- vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Es la aleación más popular para construir resortes en condiciones que implican esfuerzos mayores que los que se puede emplear con los de acero de alto carbono, y para usarlas cuando son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto, se utiliza a temperaturas hasta de 220°C. Disponible en recocido o pre-revenido con tamaño de 0,8 a 12mm de diámetro.

Fuente: Budynas, 2008, pág. 502

**Anexo B: Diámetros de electrodos para soldar espesores**

**Electrodos E-6010**

**INDURA 6010 (E 6010)**

diámetro pulg. mm.	amperaje min. máx.		espesor a soldar mm.
	3/32	1/8	
2,4	60	90	de 1,5 a 3,0
3,2	80	110	de 2,0 a 4,0
4,0	110	160	de 4,0 a 10,0
4,8	150	200	más de 10,0

**Aplicaciones:**  
Ideal para estanques, estructuras, planchas corrientes y galvanizadas, tuberías de presión, cañerías y barcos.

- CC (+).
- Corriente continua, electrodo positivo.

10 Relator: German Carrillo - Nestor Bunster **INDURA** 1200715

Fuente: Indura, 2019

**Anexo C: Tabla de propiedad mecánicas de algunos aceros**

**Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta**  
Datos de varias fuentes.\* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recocido	59	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recocido	60	414	95	655	25	190HB
	templado y revenido	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	templado y revenido @ 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

\* Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.

Fuente: Shigley, 2008

### Anexo D: Tabla de resistencias de alambres

Constantes  $A$  y  $m$  de  $S_{ut} = A/d^m$  para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes

Fuente: De *Design Handbook*, 1987, p. 19. Cortesía de Associated Spring.

Material	ASTM núm.	Exponente $m$	Diámetro, pulg	$A$ , kpsi · pulg <sup>m</sup>	Diámetro, mm	$A$ , MPa · mm <sup>m</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 <sup>†</sup>	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro <sup>‡</sup>	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio <sup>§</sup>	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio <sup>  </sup>	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	0.100-20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.200-40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.10-6	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	

Fuente: Shigley, 2008

### Anexo E: Tabla de propiedad mecánicas de aceros

Propiedades mecánicas de algunos alambres para resorte

Material	Limite elástico, porcentaje de $S_{ut}$ , tensión, torsión		Diámetro $d$ , pulg	$E$		$G$	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
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	65-75		29.5
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

Fuente: Shigley, 2008

Anexo F: Constantes k para diseño de resortes

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{ut}$ , kpsi	$S_{ut}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Eje rotatorio. Para flexión o torsión,

$$p. 280 \quad k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

Para carga axial

$$k_b = 1 \quad (6-21)$$

Elemento no rotatorio. Use la tabla 6-3, p. 282, para  $d_c$  y sustituya en la ecuación (6-20) por  $d$ .

$$p. 282 \quad k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (6-26)$$

p. 283 Use la tabla 6-4 para  $k_d$ , o bien

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad (6-27)$$

pp. 284-285,  $k_e$

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_o$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753

Fuente: Shigley, 2008

**Anexo G: Método practica para calcular planchas de acero**

**METODO PRACTICO PARA CALCULAR PESO DE LAS PLANCHAS DE ACERO**

NOMENCLATURA

L = Largo (mm)  
A = Ancho (mm)  
E = Espesor (mm)  
Peso = Kgs.

$$\text{Peso} = \frac{L \times A \times E \times 7,85}{1,000.00}$$

Ejemplo:  $\frac{(L = 1220\text{mm} \times A = 2440 \text{ mm} \times E = 1,0\text{mm}) \times 7,85}{1,000.00} = 23.368 \text{ Kg}$

Fuente: DIPAC, 1987.

**Anexo H: Tabla de factor de seguridad recomendados.**

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima*	
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 – 4	1.5 - 2	5 – 6	7

Las siguientes recomendaciones NO se deben adoptar si se hace análisis por fatiga

Repetida en una dirección, gradual (choque suave)	6	3	7 – 8	10
Repetida invertida, gradual (choque medio)	8	4	10 – 12	15
Choque fuerte	10 – 15	5 – 7	15 – 20	20

\* Resistencia máxima se refiere a  $S_u$ ,  $S_{uc}$  o  $S_{us}$  (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

\*\* Resistencia de fluencia se refiere a  $S_y$ ,  $S_{yc}$  o  $S_{ys}$  (dependiendo de si el esfuerzo es de tracción, de compresión o cortante)

Fuente: Faires, 1995

### Anexo I: Límites para el rigor de vibración en mm/s

#### GRUPO K – Maquinaria pequeña hasta 15 KW (por ejemplo, motores de producción)

Estado de prueba	Rigor de vibración (mm/s)
Bueno	0 a 0.71
Aceptable	0.72 a 1.80
Permisible	1.81 a 4.5
Peligroso	Mayor a 4.5

#### GRUPO M – Máquinas de tamaño medio hasta 75 KW (por ejemplo, motores eléctricos cimentación especial)

Estado de prueba	Rigor de vibración (mm/s)
Bien	0.00 a 1.12
Aceptable	1.13 a 2.80
Permisible	2.81 a 7.10
Peligroso	Mayor a 7.10

#### GRUPO G – Maquinaria grande sobre cimentación pesada

Estado de prueba	Rigor de vibración (mm/s)
Bien	0.00 a 1.80
Aceptable	1.81 a 4.50
Permisible	4.51 a 11.20
Peligroso	Mayor a 11.20

#### GRUPO T – Maquinaria grande de turbina sobre cimentación especial

Estado de prueba	Rigor de vibración (mm/s)
Bien	0 a 2.80
Aceptable	2.81 a 7.10
Permisible	7.11 a 18.00
Peligroso	Mayor a 18.00

Fuente: Scribd.com, 2019

### Anexo J: Tipos de vibración y fuerza vibrante

CRITERIOS GENERALES DE CALCULO

MEDIANTE LA APLICACIÓN DE MOTOVIBRADORES SE PUEDE OBTENER DOS TIPOS BÁSICOS DE MOVIMIENTOS VIBRATORIOS, ORIENTADOS AL LOGRO DE DIFERENTES EFECTOS SOBRE LOS EQUIPOS A VIBRAR.

**TIPO I**  
(Vibración lineal)

**TIPO II**  
(Vibración circular)

TABLA 3

Fpm (Ciclos por minuto)	Amp(mm) máxima aconsejada
960	19.4
1440	8.7
2850	2.2

Si se desea, la amplitud "Amp" se puede verificar o calcular para otras frecuencias "Fpm", mediante la siguiente fórmula:

$$Amp = \frac{FV}{0.56 \cdot (Fpm)^2 \cdot P}$$

Donde: Fv = Fuerza de vibración requerida (en kg)  
P = Peso total de la estructura + vibradores + producto a vibrar (en kg)  
Fpm = Frecuencia de vibración (o ciclos por minuto) es igual a la velocidad de régimen en r.p.m. del motorvibrador.

TABLA 4

Fpm (Ciclos por minuto)	d (mm) deflexión estática
960	20.3
1440	9.2
2850	2.3

Si se desea, la aislación se puede calcular para otras "Fpm" distintas de las tabuladas, mediante la siguiente fórmula:

$$Aislacion(\%) = 100 - \frac{100}{d \cdot \left(\frac{Fpm}{950}\right)^2 - 1}$$

Donde: d = Deflexión estática (en mm).  
Fpm = Frecuencia de la vibración (ciclos por minutos) es igual a la velocidad de régimen en r.p.m del motorvibrador.

Fuente: Ayala Jiménez, 2017

### Anexo k: Electrodo para soldadura de acero inoxidable

Electrodo, AWS: E 316 L-16	
	<b>Procedimiento:</b> Soldadura por Arco Manual.
	<b>Descripción:</b> Genera un arco suave y estable de transferencia spray. Depósito de excelente apariencia que se ajusta con facilidad a las exigencias del trabajo. La escoria se desprende fácilmente y como el arco es rápidamente restablecido, se usa en soldadura intermitente.
	<b>Usos:</b> El electrodo E 316L ha sido diseñado para aceros austeníticos con un contenido extra-bajo de carbono. El contenido máximo de 0,04% de carbono evita la formación y precipitación de carburos. Ofrece una excelente protección contra la corrosión intergranular. Se recomienda especialmente para aplicaciones resistentes a la corrosión, cuando existen posibilidades de "picadura" (ataque por ácido). No es necesario tratamiento térmico posterior.
	<b>Aplicaciones típicas:</b> Para la soldadura de aceros 316, 316L, 317, 317L, 316Ti y 318.
	<b>Posiciones de soldadura:</b> Plana, Horizontal, Vertical, Sobrecabeza.
	<b>Tipo de corriente:</b> Corriente Continua Polaridad Inversa (CCPI), Corriente Alterna (CA).
	<b>Composición química:</b> C: 0,02%      Mn: 0,63% Si: 0,77%      P: 0,022% S: 0,009%      Cr: 18,5% Ni: 11,7%      Mo: 2,7%
<b>Propiedades mecánicas:</b> Resistencia a la tracción: 580 MPa Elongación (L=4d): 48%	

Fuente: ingemecanica.com, 2019

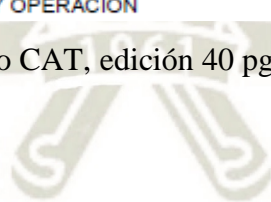
**Anexo L: Formato de cálculo de costos de posesión y operación**

**Costos de Posesión y Operación | Planilla de Cálculos**

COSTOS POR HORA DE POSESIÓN Y OPERACIÓN	FECHA _____	
	Cálculo 1	Cálculo 2
A-Máquina .....		
B-Período estimado de posesión (años) .....		
C-Utilización estimada (horas/año) .....		
D-Tiempo de posesión (total de horas)(B × C) .....		
<b>COSTO DE POSESIÓN</b>		
1. a. Precio de entrega (P) al cliente (incluyendo accesorios) .....		
b. Menos el costo de reemplazo de los neumáticos (si se desea) .....		
c. Precio de entrega menos neumáticos .....		
2. Menos valor residual al reemplazo (S) .....	( ___ %)	( ___ %)
(Ver subsección 2A en el reverso)		
3. a. Valor neto a recobrar mediante el trabajo .....		
(línea 1c menos línea 2)		
b. Costo por hora:		
Valor neto (1) _____ (2) _____		
Total de horas		
4. Costos de interés $\frac{P(N + 1) + S(N - 1)}{2N} \times \% \text{ de tasa de interés simple}$		
N = No. de años		
Horas/Año =		
(1) $\frac{+1 + -1}{\text{Horas/Año}} \times \text{ ___ \%}$		
(2) $\frac{+1 + -1}{\text{Horas/Año}} \times \text{ ___ \%}$		
_____ = _____ =		
_____ Horas/Año		
5. Seguro $\frac{P(N + 1) + S(N - 1)}{2N} \times \% \text{ de tasa de seguro}$		
N = No. de años		
Horas/Año =		
(1) $\frac{+1 + -1}{\text{Horas/Año}} \times \text{ ___ \%}$		
(2) $\frac{+1 + -1}{\text{Horas/Año}} \times \text{ ___ \%}$		
_____ = _____ =		
_____ Horas/Año		
(Método optativo cuando se conoce el costo del seguro por año)		
Seguro \$ _____ por Año ÷ _____ Horas/Año =		

	Cálculo 1	Cálculo 2
6. Impuesto de propiedad $\frac{P(N + 1) + S(N - 1)}{2N} \times \% \text{ de tasa de impuestos}$ N = No. de años $\frac{2N}{\text{Horas/Año}}$ = _____		
(1) $\frac{+1 + -1}{\text{Horas/Año}} \times \%$ (2) $\frac{+1 + -1}{\text{Horas/Año}} \times \%$ _____ = _____ = _____		
(Método optativo cuando se conoce el costo por año de los impuestos a la propiedad) Impuestos a la propiedad \$ _____ por Año ÷ _____ Horas/Año = _____		
7. COSTO TOTAL POR HORA POSESIÓN (sumar las líneas 3b, 4, 5 y 6) .....	<input style="width: 50px; height: 20px;" type="text"/>	<input style="width: 50px; height: 20px;" type="text"/>
<b>COSTOS DE OPERACIÓN</b>		
8. Combustible: Precio Unitario × Consumo (1) _____ × _____ = _____ (2) _____ × _____ = _____		
9. Mantenimiento planificado (MP) – Aceites lubricantes, filtros, grasas, mano de obra: (consulte a su distribuidor Cat local) .....	_____	_____
10.a. Neumáticos: Costo de reemplazo ÷ Horas de uso Costo (1) _____ (2) _____ Duración .....	_____	_____
b. Tren de rodaje (Impacto + Abrasividad + Factor Z) × Factor Básico (1) ( _____ + _____ + _____ ) = _____ × _____ = _____ (2) ( _____ + _____ + _____ ) = _____ × _____ = _____ (Total) (Factor)		
11. Costo de reparaciones (por hora) (consulte a su distribuidor Cat local) .....	_____	_____
12. Elementos de desgaste especial: Costo ÷ Duración .....	_____	_____
13. COSTOS TOTALES DE OPERACIÓN (Sume las líneas 8, 9, 10a (ó 10b), 11 y 12) .....	_____	_____
14. POSESIÓN Y OPERACIÓN DE LA MÁQUINA (Sume las líneas 7 y 13) .....	_____	_____
15. SALARIO HORARIO DEL OPERADOR (incluya beneficios sociales)	_____	_____
16. COSTO TOTAL DE POSESIÓN Y OPERACIÓN	<input style="width: 50px; height: 20px;" type="text"/>	<input style="width: 50px; height: 20px;" type="text"/>

Fuente: Manual de rendimiento CAT, edición 40 pg. 1251, 2009



**Anexo M: Tabla de rangos de trabajo de patas anti vibratorias**



	CÓDIGO	ZONA DE TRABAJO EN KG.	DUREZA DEL MATERIAL	ROSCA
<b>A</b>	PPU-0009	50 A 800	60 SHORE A	M16
	PPU-0010	300 A 2000	70 SHORE A	M16
	PPU-0001	500 A 3000	80 SHORE A	M16

	CÓDIGO	ZONA DE TRABAJO EN KG.	DUREZA DEL MATERIAL	ROSCA
<b>B</b>	PPU-0012	50 A 800	60 SHORE A	M16
	PPU-0013	300 A 2000	70 SHORE A	M16
	PPU-0011	500 A 3000	80 SHORE A	M16

	CÓDIGO	ZONA DE TRABAJO EN KG.	DUREZA DEL MATERIAL	ROSCA
<b>C</b>	PPU-0003	50 A 500	60, 70, 80 y 90 SHORE A	M10
	PPU-0002	300 A 2000	60, 70, 80 y 90 SHORE A	M12
	PPU-0014	500 A 3000	60, 70, 80 y 90 SHORE A	M16
	PPU-0004	1000 A 4000	60, 70, 80 y 90 SHORE A	M22
	PPU-0005	1500 A 7000	60, 70, 80 y 90 SHORE A	M22
	PPU-0006	5000 A 10000	60, 70, 80 y 90 SHORE A	M24
	PPU-0007	2800 A 18000	60, 70, 80 y 90 SHORE A	M24
	PPU-0008	5000 A 13000	60, 70, 80 y 90 SHORE A	M26

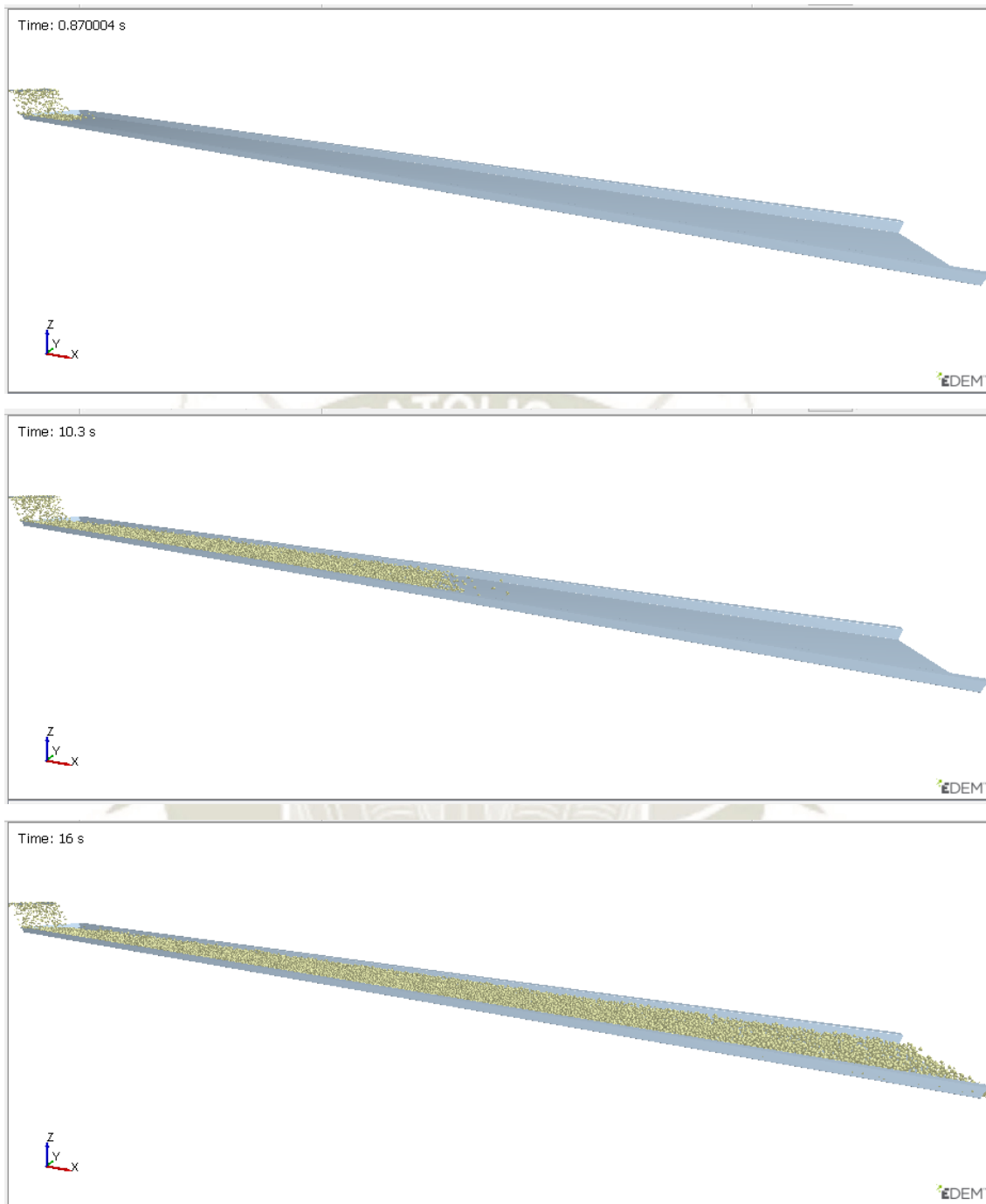
Fuente: Catálogo de patas anti vibratorias ,vibromaq, 2

Anexo N

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

Fuente: Shigley, 2008

### Anexo L: Simulación del transporte de azúcar refinada mediante Eden 2018



Fuente: Elaboración propia en Edem, 2018

Anexo O: Tabla de plegado para aceros

TABLA DE PLEGADO



Relación entre fuerza necesaria (F) de un material ( $R_m=45 \text{ Kg/mm}^2$ ), espesor de la chapa (T), 'V' de la matriz (V), el radio interno de plegado ( $r_i$ ), el ala mínima (b)

T	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
4	5.5	7	8.5	11	14	17.5	22	28	35	45	55	71	89	113	140	175	
1	1.3	1.6	2	2.6	3.3	4	5	6.5	8	10	13	16	20	26	33	41	
0.5	3																
0.6	4	4															
0.8	7	5	4														
1	11	8	7	6	6												
1.2	16	12	10	8	9	8											
1.5	17	15	13	10	11	11											
2	27	22	17	13	13	13											
2.5	36	26	21	17	17	17	13										
3	42	34	27	21	21	21	15										
4	54	42	34	27	27	27	21										
5	67	52	42	33	33	33	26										
6	75	60	48	38	38	38	30										
8	107	85	68	53	53	53	43										
10	134	105	85	67	67	67	53										
12	153	120	96	78	78	78	60										
15	188	150	120	95	95	95	75										
20	270	215	170	135	135	135	108										

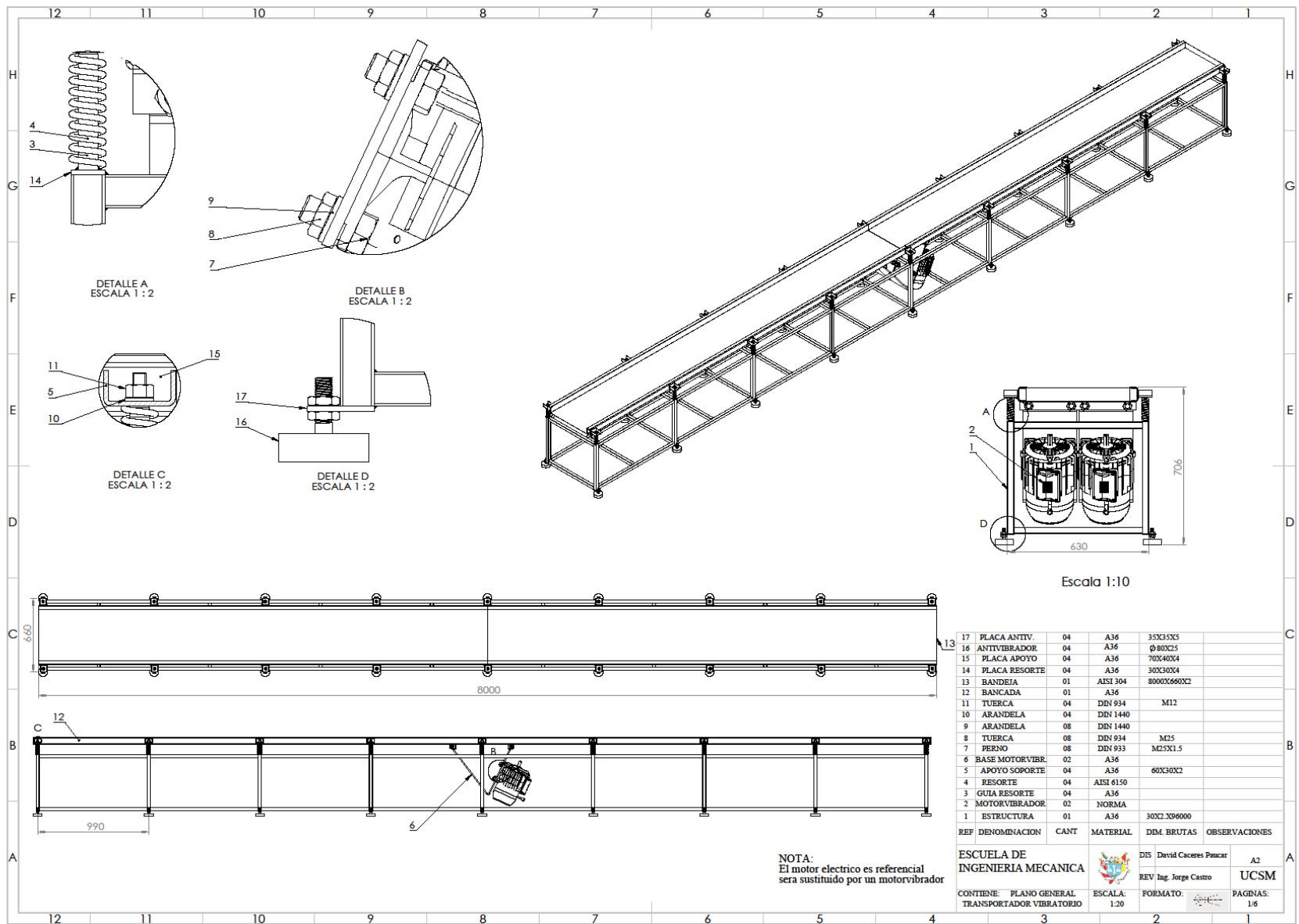
- T** ESPESOR (mm)
- F** FUERZA (Tons)
- $r_i$**  RADIO INTERNO DE PLEGADO EN LA PIEZA
- b** ALA MINIMA
- V** DIMENSION DE LA 'V'

Fuente: Mecos, 2019





# PLANOS



DETALLE A  
ESCALA 1:2

DETALLE B  
ESCALA 1:2

DETALLE C  
ESCALA 1:2

DETALLE D  
ESCALA 1:2

Escala 1:10

NOTA:  
El motor electrico es referencial  
sera sustituido por un motorvibrador

17	PLACA ANTIV.	04	A36	35X35X5		
16	ANTIVIBRADOR	04	A36	Ø80X25		
15	PLACA APOYO	04	A36	70X40X4		
14	PLACA RESORTE	04	A36	30X30X4		
13	BANDEJA	01	AISI 304	8000X660X2		
12	BANCADA	01	A36			
11	TUERCA	04	DIN 934	M12		
10	ARANDELA	04	DIN 1440			
9	ARANDELA	08	DIN 1440			
8	TUERCA	08	DIN 934	M25		
7	PERNO	08	DIN 933	M25X1.5		
6	BASE MOTORVIBR.	02	A36			
5	APOYO SOPORTE	04	A36	60X30X2		
4	RESORTE	04	AISI 6150			
3	GUIA RESORTE	04	A36			
2	MOTORVIBRADOR	02	NORMA			
1	ESTRUCTURA	01	A36	30X2.3X6000		
REF	DENOMINACION	CANT	MATERIAL	DIM. BRUTAS	OBSERVACIONES	

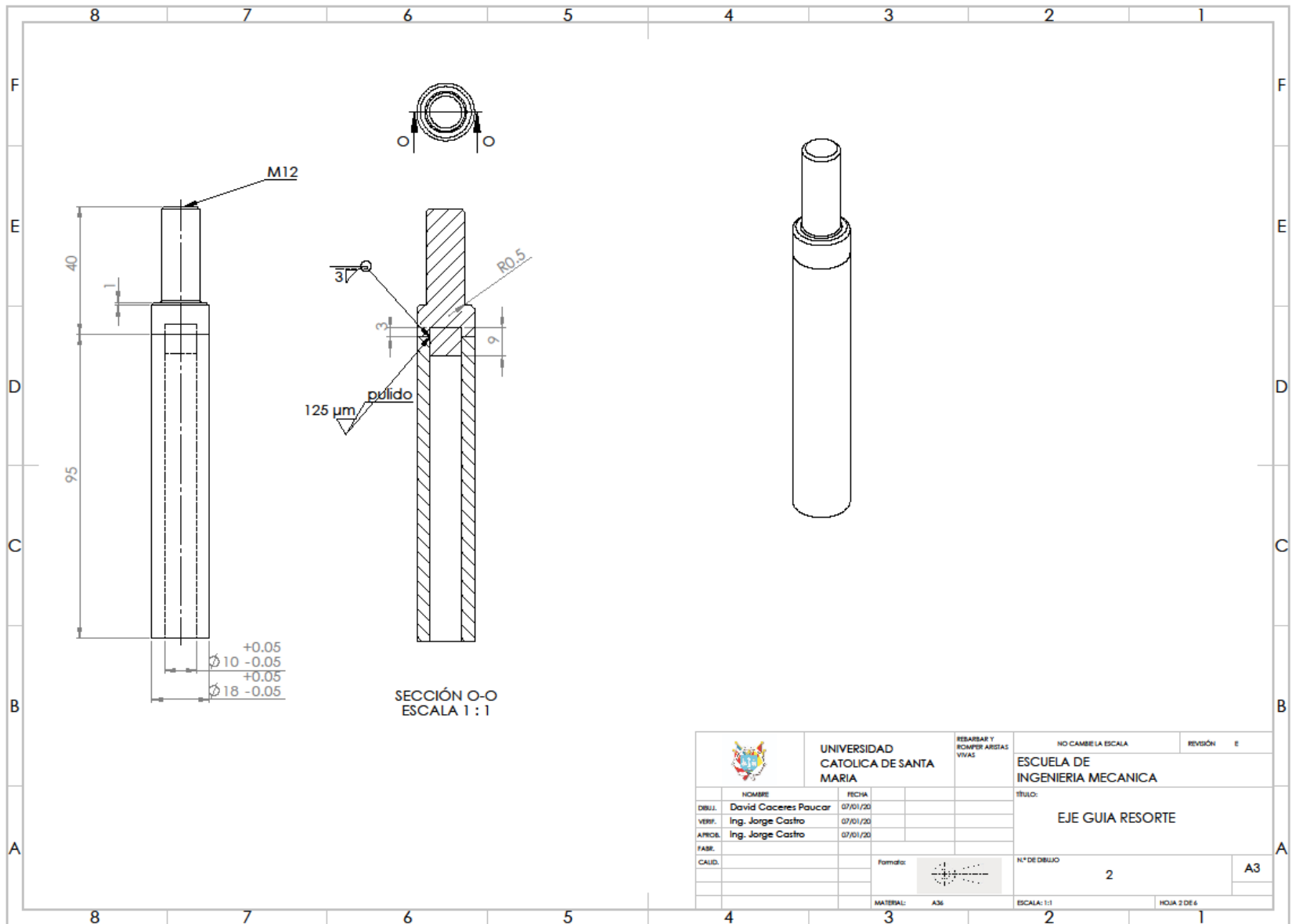
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DIS: David Caceres Pizarar A2

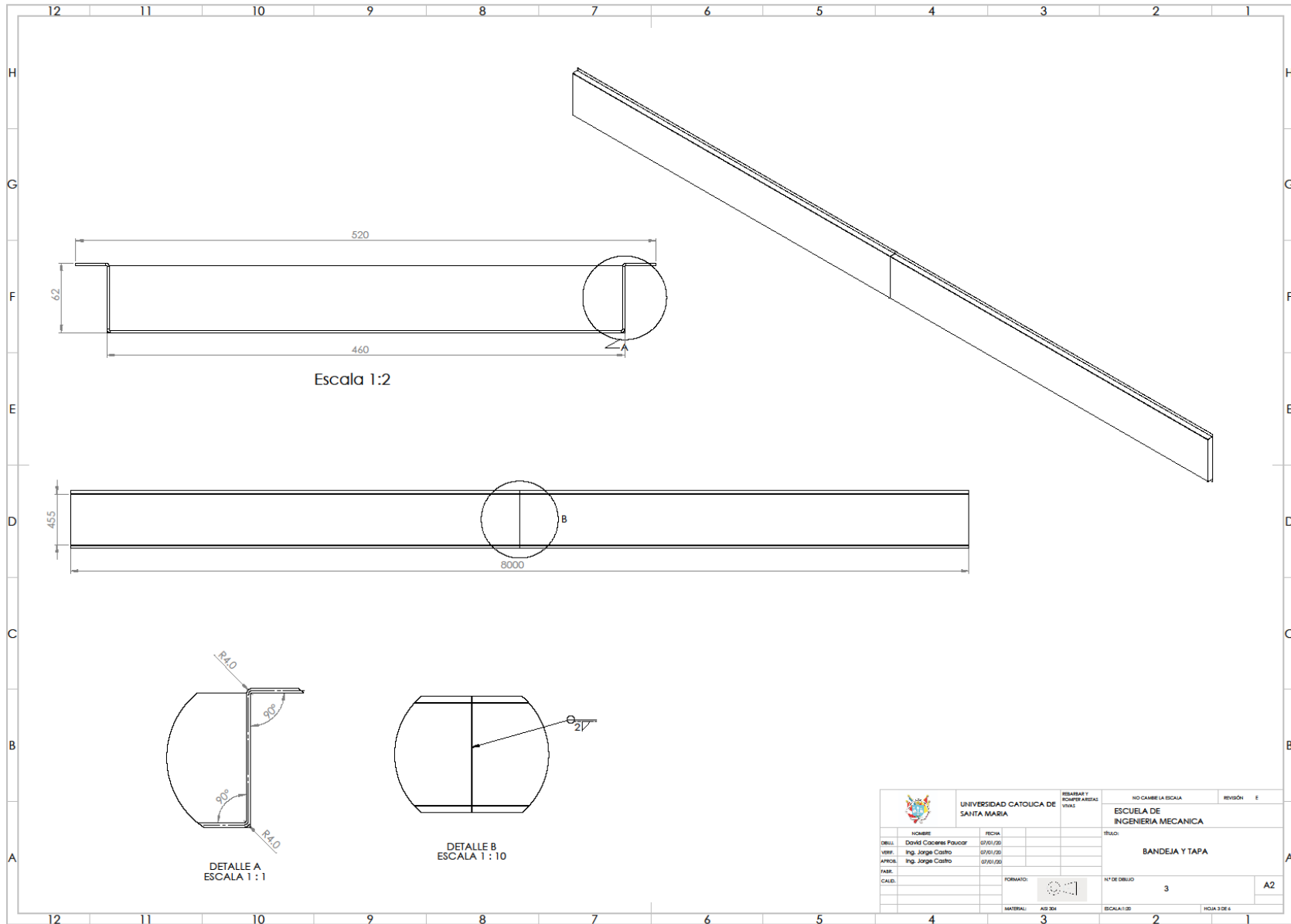
REV: Ing. Jorge Castro UCISM



CONTIENE: PLANO GENERAL ESCALA: 1:20 FORMATO: PAGINAS: 1/6

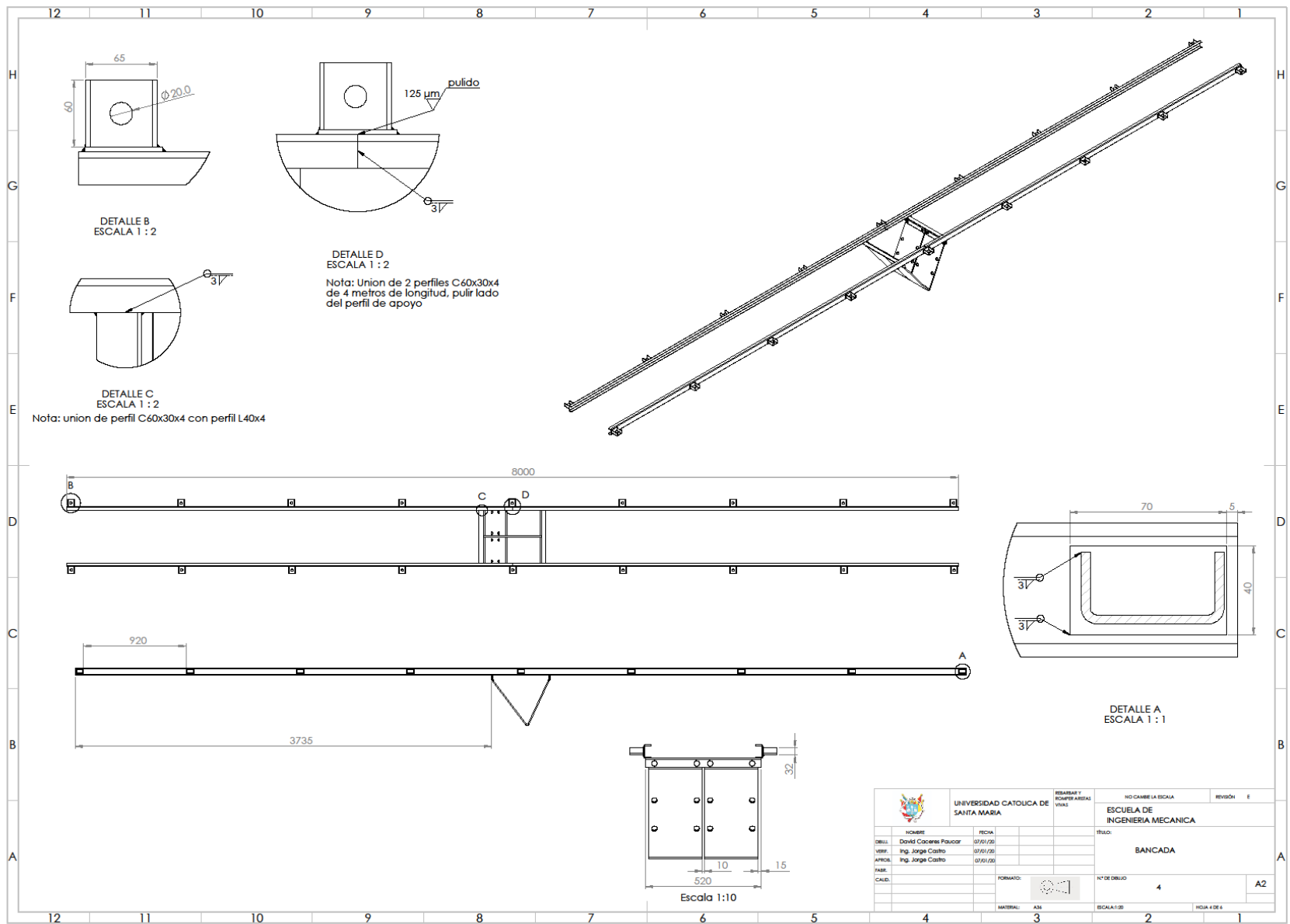
TRANSPORTADOR VIBRATORIO

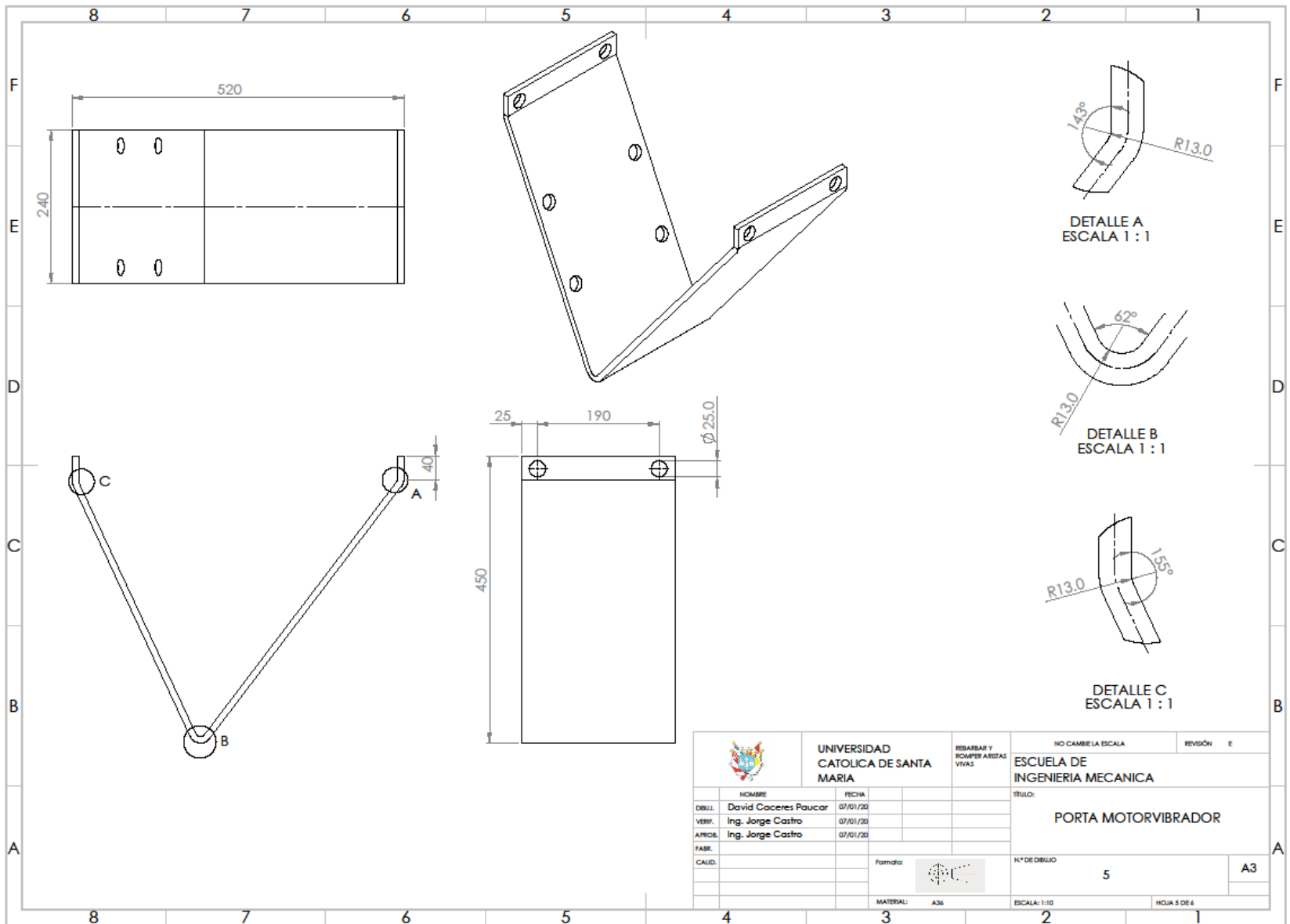



 <b>UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA</b>		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN E
			<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
NOMBRE: David Coceres Paucar FECHA: 07/01/20		TÍTULO: <b>EJE GUIA RESORTE</b>		
DISEÑ: David Coceres Paucar VERIF: Ing. Jorge Castro APROB: Ing. Jorge Castro FECHA: 07/01/20		N° DE DIBUJO: 2		
FASE: CALID.:		Formato:	A3	
		MATERIAL: A36	ESCALA: 1:1	HOJA 2 DE 4

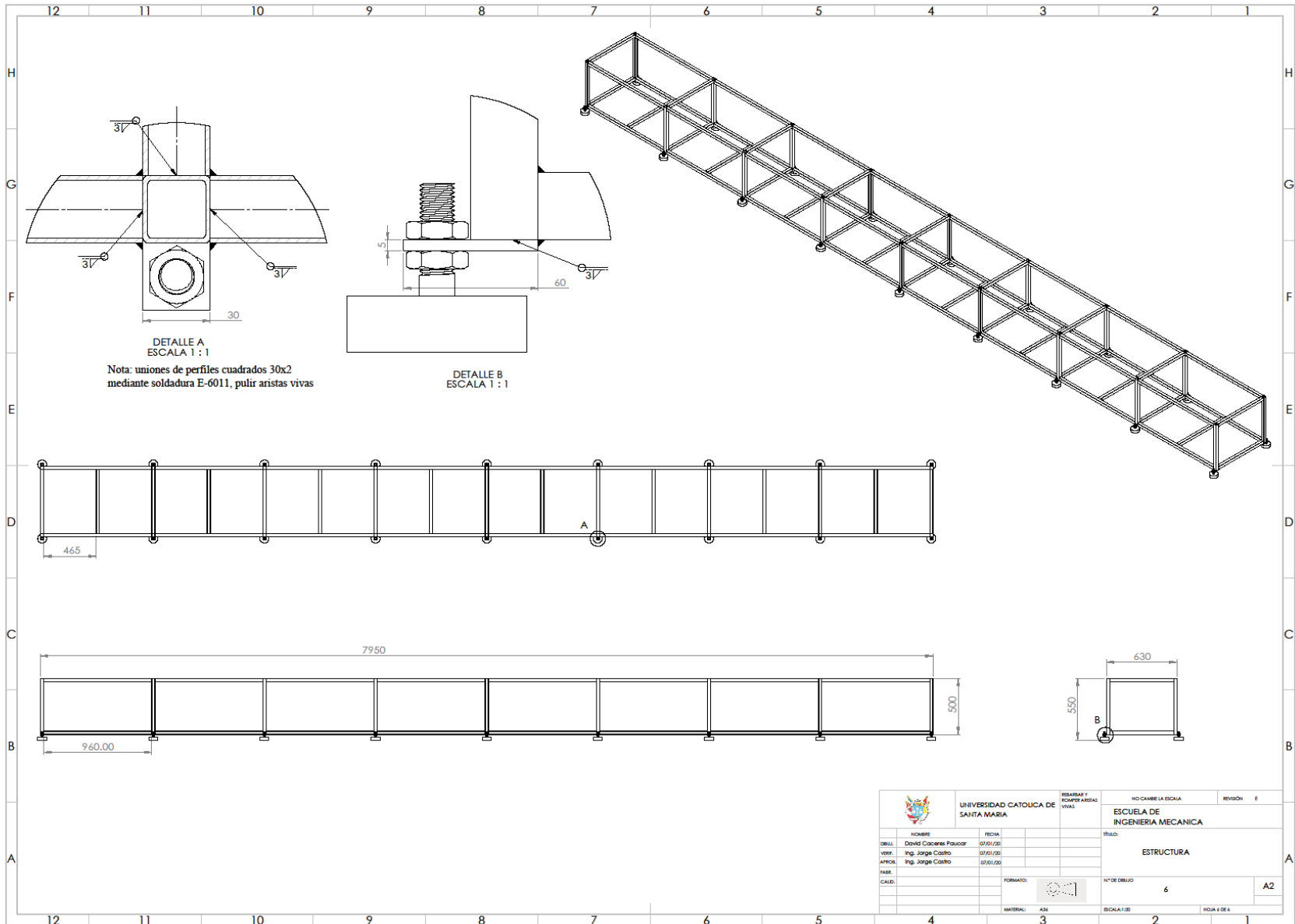


 <b>UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA</b>		REVISAR Y APROBAR VIZAS	NO CAMBIE LA ESCALA REVISIÓN E
TÍTULO: <b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>		TÍTULO: <b>BANDEJA Y TAPA</b>	
NOMBRE: David Caceres Pailoor	FECHA: 07/01/20	N° DE DIBUJO: 3	
DISEÑÓ: Ing. Jorge Castro	FECHA: 07/01/20	ESCALA: 1:20	
APROBÓ: Ing. Jorge Castro	FECHA: 07/01/20	HOJA 3 DE 6	
FASE: CALD:	FORMATO: 	MATERIAL: AIS 304	





 <b>UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA</b>		REVISAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN E
			<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
TÍTULO: <b>PORTA MOTORVIBRADOR</b>				
N° DE DIBUJO <b>5</b>		A3		
MATERIAL: <b>A36</b>		ESCALA: 1:10		
CALID.:		HOJA 5 DE 6		



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA		REPARAR Y COMPARAR ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION E
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		TITULO:		
ESTRUCTURA		N° DE DIBUJO: 6		
MATERIAL: AISI		ESCALA: 1:100		HOJA 6 DE 6
DIBUJ: David Cobarrubias Ponce VERIF: Ing. Jorge Castro APROB: Ing. Jorge Castro CALIB:	FECHA: 07/01/20 FECHA: 07/01/20 FECHA: 07/01/20	FORMATO:	A2	