

“Diseño e implementación de una máquina compactadora de postes de hormigón “Alambrado” aplicable a la fábrica Jesus del Gran Poder para la optimización de producción”

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico

Autores: Aldas Palacios, Adrian Geovanny

Toapaxi Quispe, Luis Eduardo

Director : Ing. Manjarrés Arias Félix Xavier M.Sc.

**Latacunga
2023**



Agenda:

- ▷ 1. Planteamiento del problema
- ▷ 2. Objetivos
- ▷ 3. Fundamentación teórica
- ▷ 4. Diseño de la máquina compactadora de postes de hormigón
- ▷ 5. Implementación de la máquina
- ▷ 6. Análisis de resultados
- ▷ 7. Conclusiones y recomendaciones



Agenda:

- ▶ 1. Planteamiento del problema
- ▶ 2. Objetivos
- ▶ 3. Fundamentación teórica
- ▶ 4. Diseño de la máquina compactadora de postes de hormigón
- ▶ 5. Implementación de la máquina
- ▶ 6. Análisis de resultados
- ▶ 7. Conclusiones y recomendaciones



La compactación de los postes de hormigón y afines de forma manual provoca insatisfacción en los productores debido al contacto directo con la materia prima, a pesar de usar los equipos de protección personal, existen varios factores como el tiempo y la demanda de producción que ocasiona desgaste físico y problemas en la salud.



El desarrollo de esta propuesta pretende brindar una solución para realizar la compactación de postes de hormigón para alambrado y afines, a su vez avanzar en el sector de la construcción con nueva tecnología y nuevos mecanismos que facilitan procesos de construcción mediante habilidad ingenieril, optimizar tiempos de producción, precautelar la salud del personal y solventar las necesidades que demandan a las pequeñas y grandes empresas.



Agenda:

- ▷ 1. Planteamiento del problema
- ▷ 2. Objetivos
- ▷ 3. Fundamentación teórica
- ▷ 4. Diseño de la máquina compactadora de postes de hormigón
- ▷ 5. Implementación de la máquina
- ▷ 6. Análisis de resultados
- ▷ 7. Conclusiones y recomendaciones



Diseñar e implementar una máquina compactadora de postes de “Alambrado” en hormigón aplicable a la fábrica “Jesús Del Gran Poder” para la optimización de producción.



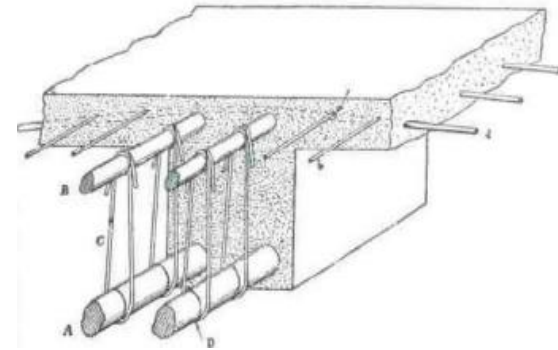
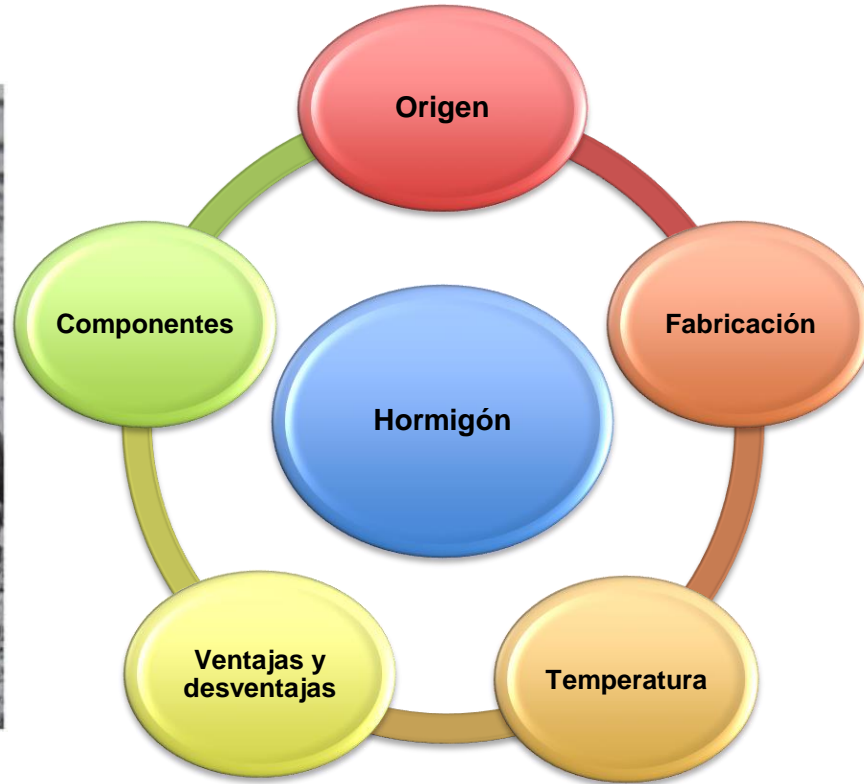
- Realizar una investigación de los diferentes modelos y alternativas de máquinas compactadora de postes de hormigón.
- Efectuar un análisis de factibilidad para la implementación de la máquina compactadora de postes de hormigón.
- Emplear una metodología de diseño para la máquina compactadora de postes de hormigón.
- Adquirir la documentación técnica y renderizados del sistema mediante software computacional CAD en 3D.
- Construir la máquina compactadora de postes de hormigón.
- Someter a la máquina compactadora a pruebas estandarizadas para la validación respectiva.



Agenda:

- ▷ 1. Planteamiento del problema
- ▷ 2. Objetivos
- ▷ 3. Fundamentación teórica
- ▷ 4. Diseño de la máquina compactadora de postes de hormigón
- ▷ 5. Implementación de la máquina
- ▷ 6. Análisis de resultados
- ▷ 7. Conclusiones y recomendaciones





Hormigón Ordinario

Común y corriente

Hormigón en masa

Sin armadura interna

Hormigón armado

Mezcla de acero y hormigón

Hormigón Pretensado

Armadura de acero, tracción tensada

Hormigón Postensado

Armadura especial de acero, tracción tensada

Hormigón mortero

Hormigón normal

Hormigón Ciclópeo

40% Piedra, 60% Hormigón

Hormigón sin finos

Áridos gruesos

Hormigón aireado

Baja resistividad y densidad

Hormigón de alta densidad

Áridos grandes, blindar armazones

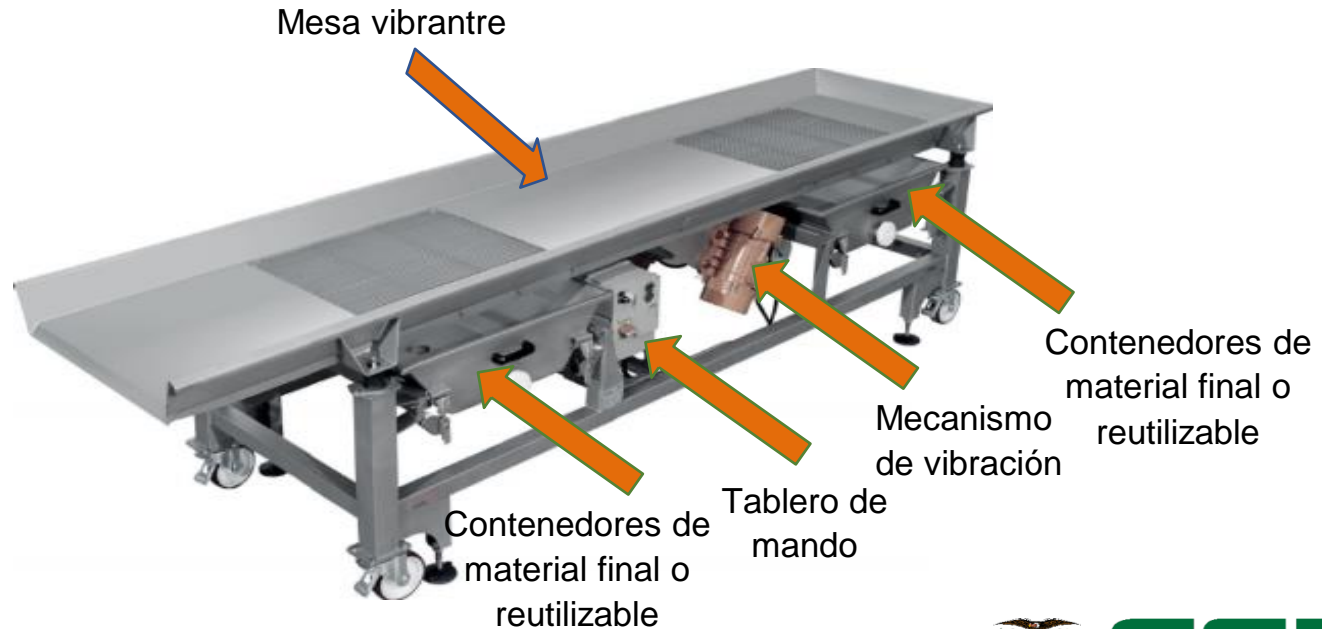
Hormigón Soleras

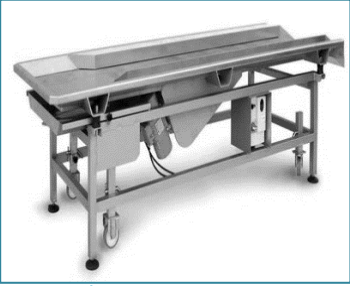
Decorativo y de varios colores





En la siguiente figura se observa las cuatro unidades que posee un sistema de vibración compactación de hormigón, se toma como base para el diseño del sistema de compactación de postes de hormigón.

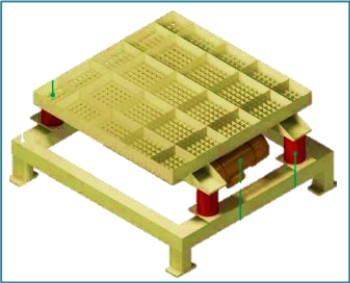




PLATAFORMA SOLIDA



PLATAFORMA TUBULAR



PLATAFORMA MALLADA



PLATAFORMA EMPARRILLADA

Agenda:

- ▷ 1. Planteamiento del problema
- ▷ 2. Objetivos
- ▷ 3. Fundamentación teórica
- ▷ 4. Diseño de la máquina compactadora de postes de hormigón
- ▷ 5. Implementación de la máquina
- ▷ 6. Análisis de resultados
- ▷ 7. Conclusiones y recomendaciones



Tamaño de los postes de hormigón (alambrado), medidas recolectadas en las diferentes fabricas aledañas, medidas que exige el mercado actual.

Muestras	Mojones (m)	Poste Olímpico (m)	Poste Recto (m)
1	1.10	3.30	2.00
2	1.00	3.20	2.10
3	1.05	3.10	2.00
4	1.10	3.10	2.10
5	1.00	3.30	2.10
6	1.10	3.10	2.10
7	1.10	3.20	2.00
8	1.00	3.30	2.00
Promedio	1.05	3.20	2.05



Encuestas realizadas a representantes de la fabrica “JESUS DEL GRAN PODER”; y productores de la parroquia “CUNCHIBAMBA” ubicada en el cantón Ambato provincia de Tungurahua obteniendo los siguientes resultados:

Datos

- Más del 65 % de los productores utilizan la técnicas tradicionales, mientras que el 35% de manera automatizada.
- El 80 % se demoran 10 min en la elaboración de un solo poste de hormigón (promedio 6 postes por hora)
- El 75 % elaboran postes de hormigón semanalmente mientras que el restante producen diario y mensualmente.

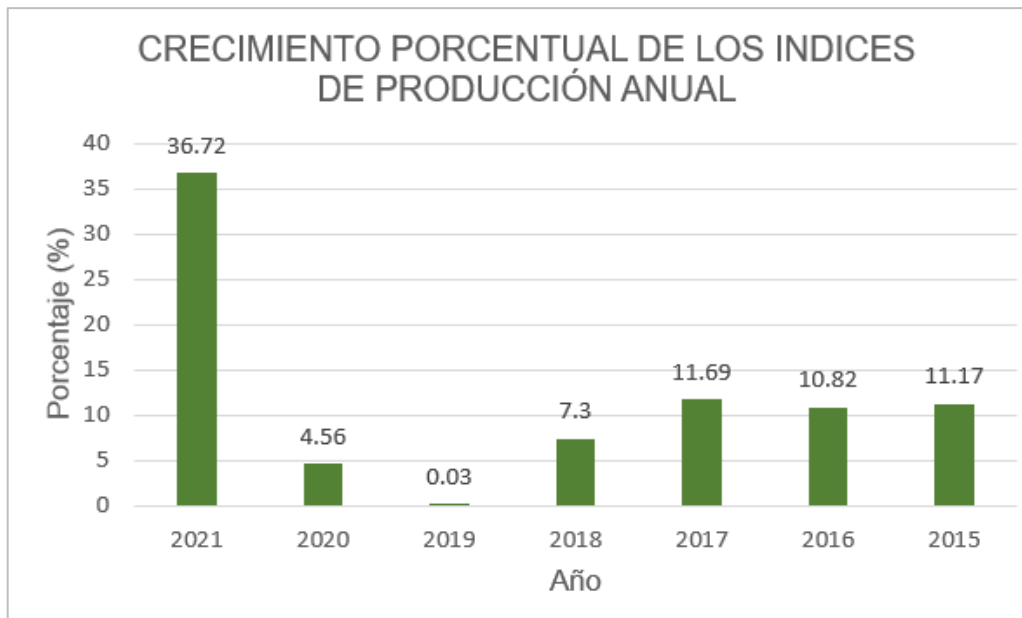
Detalles a tomar en cuenta

- Compactacion rapida y precisa, sin maltratar el producto
- Minimo ruido y fácil operación de la máquina.
- Bajo costo de la máquina (1500 USD)

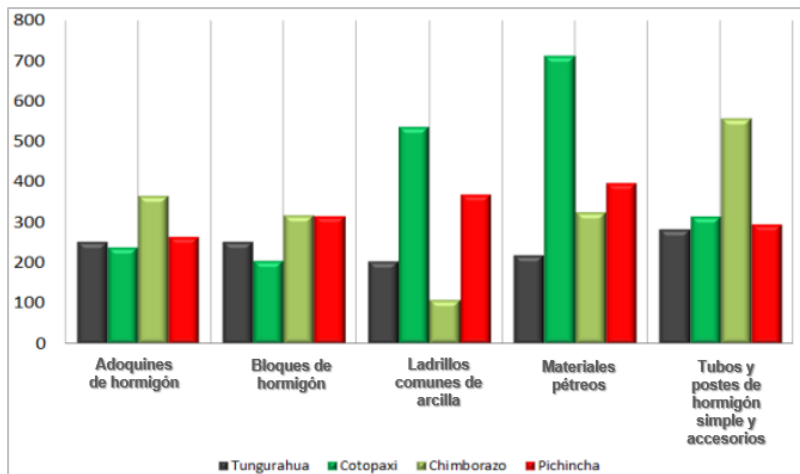


Indices de producción a nivel nacional

Crecimiento anual



Mercado



Estos productos en el mercado en Tungurahua es bastante estable y no presenta variaciones considerables es así que al año 2020, se tiene un promedio de 243.93, en relación al índice nacional de 244.05 en evolución de precios.



Indicador	Porcentaje (2019-2020)
Ventas	2.4 %
Ganancias	1.8 %

Es decir, genera alrededor de 173.651,20 mil dólares anuales abarcando el 7.4% en la participación económica.

Empleo

A nivel nacional el sector de la construcción de prefabricados cuenta con 562 empresas, el cual ofrece 37.059 plazas de empleo repartidos en un 9,9% de hombres y el 0,5% de mujeres, dentro de la región sierra, la provincia de Tungurahua ocupa el tercer lugar con alrededor de 70 empresas registradas y 419 empleados.



Voz del usuario

- Tamaño optimo
- Peso ligero
- Estructura amigable
- Mínimo ruido
- Bajo costo
- Compactación de forma precisa
- Compactación de forma rápida
- No maltrate el producto
- Facil operación
- Transportable

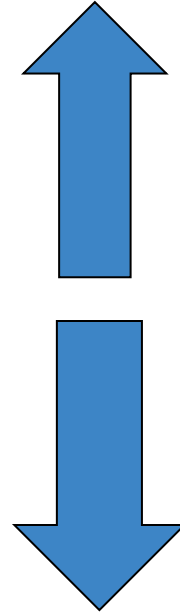
Voz del ingeniero

- Dimensionamiento de la máquina
- Consistencia de los materiales
- Geometría elemental
- Ajuste y tolerancias
- Materiales asequibles
- Tipo de mecanismo vibratorio
- Rapidez de elaboración (producto)
- Velocidad de compactación
- Automatización del sistema
- Tipo de mecanismo móvil



Requisitos del cliente

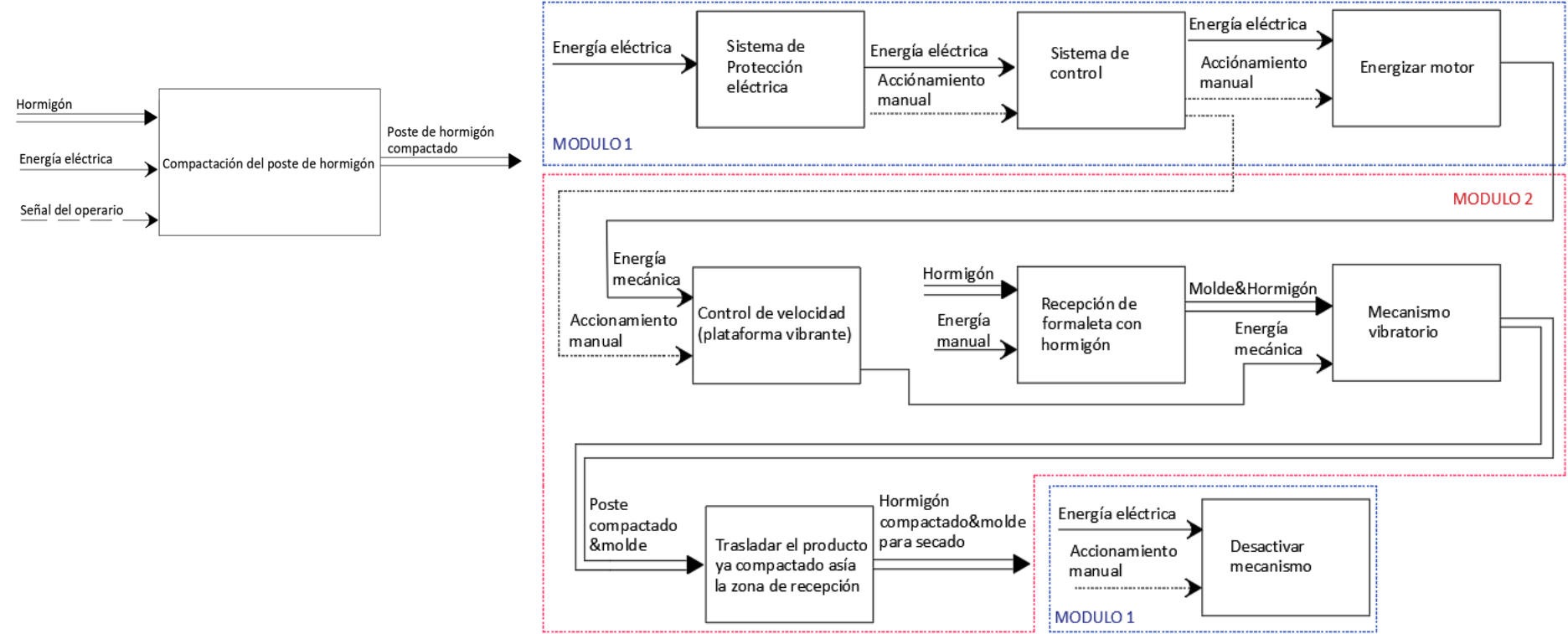
Compactación de forma rápida	16%
Compactación de forma precisa	15%
Fácil operación	15%
Mínimo ruido	14%
No maltrate el producto	13%
Estructura amigable	8%
Transportable	8%
Peso ligero	5%
Bajo costo	3%
Tamaño optimo	2%






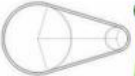
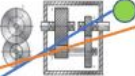



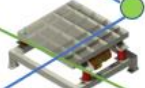





Requerimientos funcionales

Velocidad de compactación manejable	15%
Rapidez de elaboración (producto)	13%
Dimensionamiento de la máquina	11%
Automatización del sistema	11%
Ajuste y tolerancias	10%
Geometría elemental	9%
Tipo de mecanismo móvil	6%
Consistencia de los materiales	5%
Materiales asequibles	3%





Subfunción	Componente 1	Componente 2	Componente 3
Energizar dispositivo de control			
Accionar el dispositivo de control manual/automático			
Energizar máquina			
Sistema de transmisión de potencia			
Mecanismo vibratorio			
Recepción de formaleta con hormigón			
Desactivar el mecanismo			
Alternativa	1	2	3

Método ordinal corregido de criterios ponderados

Selección de la alternativa	Tipo de mecanismo	Velocidad de compactación	Rapidez de elaboración	Dimensionamiento de la	Automatización del sistema	Ajuste y tolerancia	Geometría elemental	Tipo de mecanismo móvil	Consistencia de los	Materiales asequibles	Σ	Prioridad
Solución 1	0,048	0,036	0,024	0,021	0,036	0,021	0,020	0,009	0,030	0,042	0,289	3
Solución 2	0,048	0,055	0,036	0,042	0,036	0,032	0,039	0,018	0,030	0,021	0,359	1
Solución 3	0,048	0,018	0,012	0,064	0,036	0,011	0,059	0,009	0,030	0,064	0,352	2

Selección de alternativa

Se selecciona la SOLUCIÓN 2, gracias a la disponibilidad de sus componentes en el mercado y al cumplimiento de los requerimientos del usuario



Análisis del entorno de cargas

Masa de la varga a soportar

Procesamiento: 1107 kg/h
(18 postes por hora), 61,5
Kg por unidad

Carga requerida

$$C_{requerida} = 1107 \frac{Kg}{h} * \left(\frac{1h}{60min} \right)$$

$$C_{requerida} = 18,45 \frac{Kg}{min}$$

Aproximadamente tres postes
de hormigón 184,5 kg en 10 min

Masa de la plataforma vibrante

Dimensiones de la mesa 2x0,60 m

Para 3 filas de 1 unidad a lo largo de la plataforma vibrante

$$M_{estructura} = 79,51Kg$$

$$M_{plataformavibrante} = M_{estructura} + M_{moldes} + M_{mecanismovibratorio} + M_{soportesinternos}$$

$$M_{moldes} = 53,1Kg$$

$$M_{plataformavibrante} = 79,51Kg + 53,1Kg + 30,14Kg + 2Kg$$

$$M_{mecanismovibratorio} = 30,14Kg$$

$$M_{plataformavibrante} = 164,75Kg$$

$$M_{soportesinternos} = 2Kg$$

Cuestiones de fiabilidad se considera un 10%:

$$M_{producto} = 202,95Kg$$

$$M_{total} = 164,75Kg + 202,95Kg$$

$$M_{total} = M_{plataformavibrante} + M_{producto}$$

$$M_{total} = 367,7Kg$$



Calculo de masa de las excentricas

$W_m = 1725 \text{ rpm} = 180.64 \text{ rad/s}$

$W_{eje} = 1725 \text{ rpm} = 180.64 \text{ rad/s}$

$M_{total} = 380 \text{ kg}$

Geometria=Cilindrica

Material=ASTM A36

Densidad=7850 Kg/m³

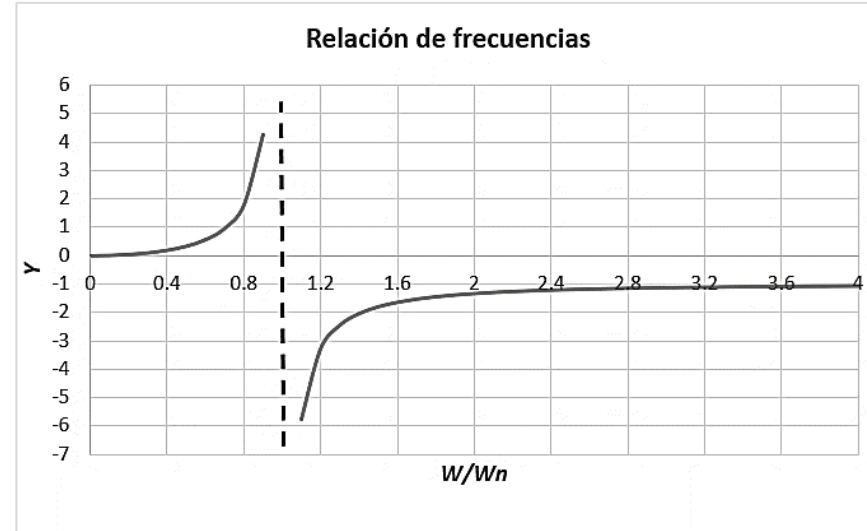
Diametros estimados=150-160mm

Amplitud de vibración vertical

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

$$\frac{y}{R} = \left(\frac{m * \text{sen}(wt)}{M} \right) * \left(\frac{r^2}{1 - r^2} \right)$$

$$y = \left(\frac{r^2}{1 - r^2} \right)$$



$w = w_n \rightarrow$ Amplitud infinita sistema, en resonancia

$w < w_n \rightarrow$ Wt positivo

$w > w_n \rightarrow$ Wt negativo

$$r = \frac{w}{w_n} = 3.7$$



Diseño del sistema compactador

Calculo de masa de las excentricas

Constante elástica

$$k = w_n^2 * M$$

$$k = \left(\frac{w}{3.7}\right)^2 * M$$

$$k_i = 7.69 \frac{Kgf}{mm}$$

NUMERO DE PARTE LEE	DIAMETRO DEL AGUJERO		DIAMETRO DEL PERNO		DIAMETRO EXTERIOR	MATERIAL	DIAMETRO DEL ALAMBRE		LONGITUD SIN CARGA		CARGA A DEFLEXION DEL 37%		CONSTANTE		ALTURA SOLIDA	
	PULG.	MM	PULG.	MM			PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	LBS.	KG	LBS/PULG.	KG/MM
LHL 1250B 02					1.190	30.23	.195	4.95	1 3/4	44.45	388.50	176.22	600.0	10.715	1.080	27.43
LHL 1250B 03					1.160	29.46	.195	4.95	2	50.80	399.60	181.26	540.0	9.643	1.235	31.37
LHL 1250B 04					1.195	30.35	.207	5.26	2 1/2	63.50	462.50	209.79	500.0	8.929	1.555	39.50
LHL 1250B 05					1.165	29.59	.207	5.26	3	76.20	477.30	216.50	430.0	7.679	1.865	47.37
LHL 1250B 06	1 1/4	31.75	5/8	15.88	1.160	29.46	.207	5.26	3 1/2	88.90	472.68	214.40	365.0	6.518	2.150	54.61
LHL 1250B 07					1.160	29.46	.207	5.26	4	101.60	466.20	211.47	315.0	5.625	2.425	61.60



$$m^* R = \frac{y^* M^* (1-r^2)}{r^2}$$

$$m^* R = 70,45 Kg \cdot cm$$

Excentricidad (mm)	Masa (kg)	Volumen (mm ³)	# Excentricas	Espesor (mm)
20	35.22	4,487,165.77	4	55.79
30	23.48	2,991,443.85	4	37.20
40	17.61	2,243,582.88	4	27.90
50	14.09	1,794,866.31	4	22.32
60	11.74	1,495,721.92	4	18.60
70	10.06	1,282,047.36	4	15.94
80	8.81	1,121,791.44	4	13.95
90	7.83	997,147.95	4	12.40
100	7.04	897,433.15	4	11.16

Deflexión estática

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

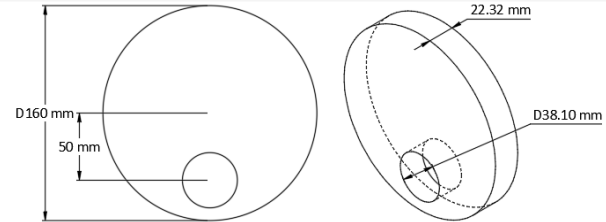
$$\delta = 0,4115cm \approx 4,12mm$$

Posición máxima de amplitud para diseño de maquinaria de prefabricados 4mm

$$y = y_{extendida} + y_{compresion}$$

$$y_{extendida} = y_{compresion} = 2mm$$

$$\delta > y \quad \text{Cumple}$$



Diseño del sistema compactador

Cargas axiales y radiales sobre el eje

Considerando las masas que intervienen sobre el eje

$$M_{total} = M_{polea} + M_{eje}$$

$$M_{total} = 0,4Kg + 4,4Kg$$

$$M_{total} = 4,8Kg$$

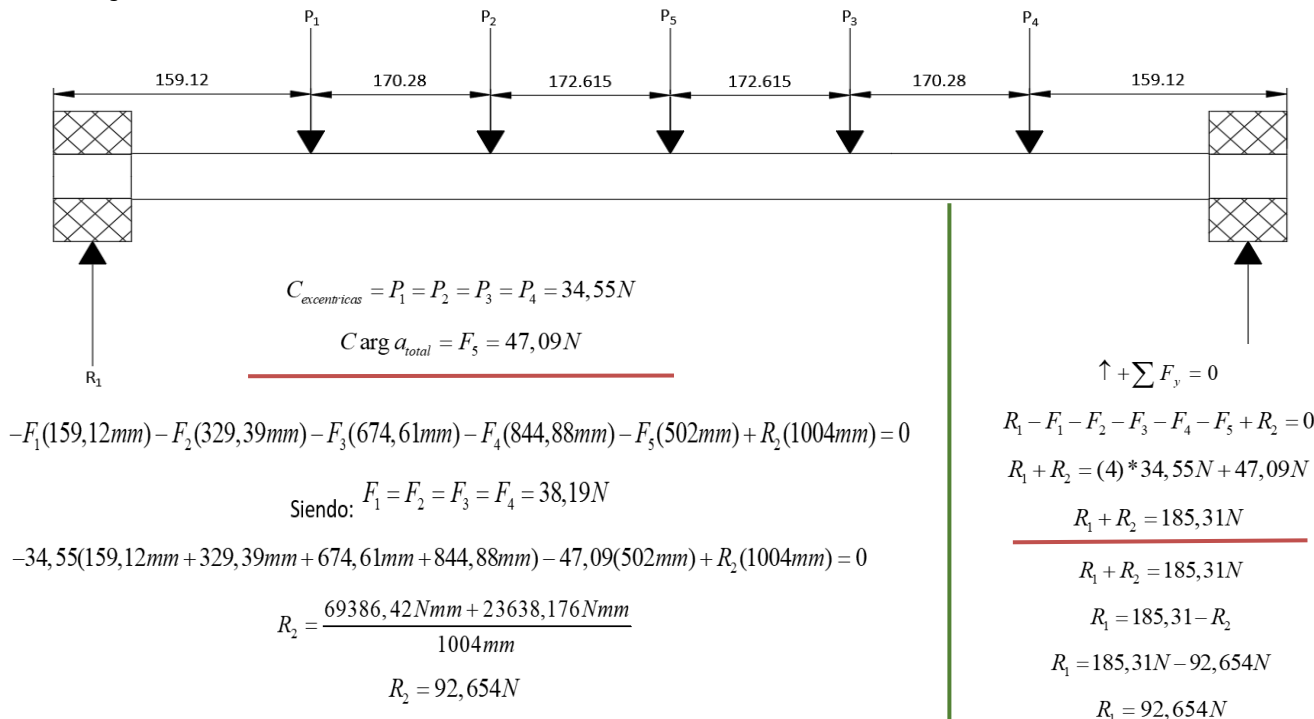
$$C_{arg} a_{total} = 47,09N$$

Cargas de las exentricas

$$C_{Exentricas} = M_{Exentrica} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

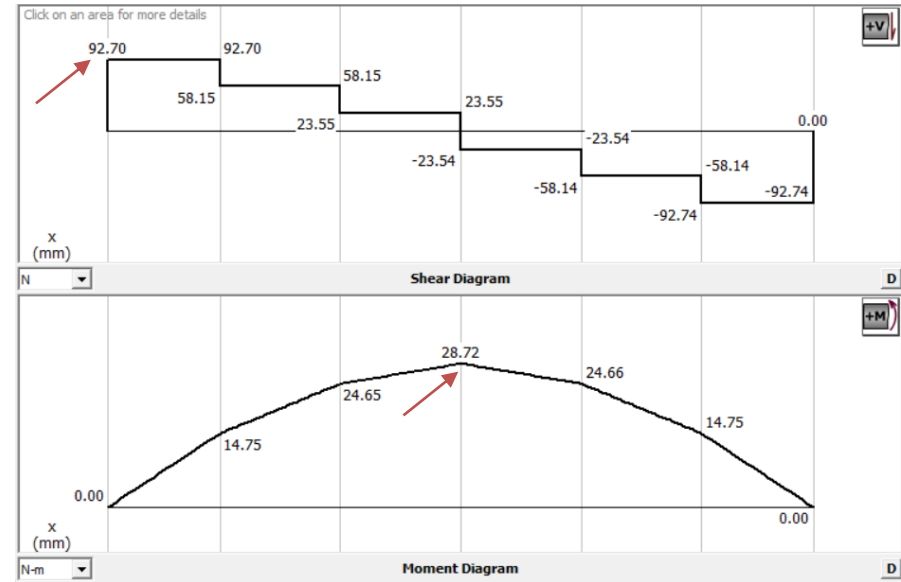
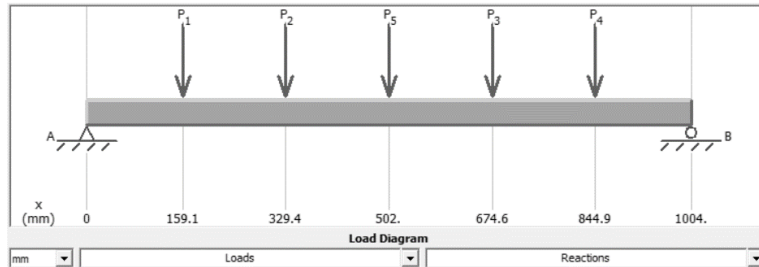
$$C_{Exentricas} = 3,52Kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$C_{exentricas} = 34,55N$$



Cargas axiales y radiales sobre el eje

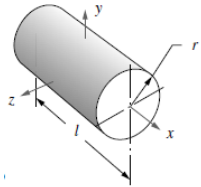
Para validar los cálculos, es necesario simular en el software MDSolids versión estudiantil, así comprobar los resultados de los esfuerzos cortantes y momento flector que ejerce en el eje con dicha carga



Inercia de los elementos

Inercia del eje de transmisión

Cilindro solido



$$I = \frac{1}{2}mr^2$$

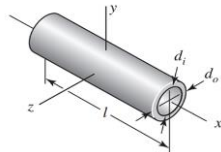
$$I = \frac{1}{2}mr^2 = \frac{1}{8}md^2$$

$$I_{eje1} = \frac{1}{8}(1,47Kg)(0,038m)^2$$

$$I_{eje1} = 0,00026534Kg \cdot m^2$$

$$I_{eje1} = I_{eje2}$$

Cilindro hueco



$$I = \frac{1}{2}m(r_o^2 + r_i^2)$$

$$I_{eje3} = \frac{1}{8}(1,46Kg) [(0,0381m)^2 + (0,0341m)^2]$$

$$I_{eje3} = 0,00047713Kg \cdot m^2$$

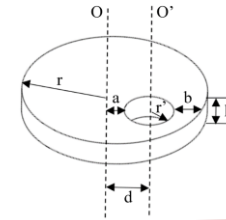
$$\sum I_{Total-eje} = I_{eje1} + I_{eje2} + I_{eje3}$$

$$\sum I_{Total-eje} = 0,00026534Kg \cdot m^2 + 0,00026534Kg \cdot m^2 + 0,00047713Kg \cdot m^2$$

$$I_{Total-eje} = 0,0010078Kg \cdot m^2$$

Inercia eje de las exentricas

Rodela sólido



$$I_D = \frac{1}{2}m_1r^2$$

$$I_D = \frac{1}{2}(3,52Kg)(0,08m)^2$$

$$I_D = 0,011264Kg \cdot m^2$$

$$I_d = \frac{1}{2}m_2(r')^2 + m_2d^2$$

$$I_d = \frac{1}{2}(0,2Kg)(0,01905m)^2 + (0,2Kg)(0,05m)^2$$

$$I_d = 0,00058992Kg \cdot m^2$$

$$\sum I_{exetrica} = I_D - I_d$$

$$I_{exetrica} = 0,01067408Kg \cdot m^2$$



Inercia de los elementos

Inercia de la polea Rodela hueca



Centro de masa: (metros)		
X = 0.0033417		
Y = -0.0003203		
Z = 0.0000000		
Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros cuadrado Medido desde el centro de masa.		
Ix = (0.0000000, 0.0000168, 1.0000000)		Px = 0.0002759
Iy = (0.0119736, -0.9999283, 0.0000168)		Py = 0.0002759
Iz = (0.9999283, 0.0119736, 0.0000000)		Pz = 0.0003705
Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)		
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.		
Lxx = 0.0003705	Lyy = -0.0000011	Lzz = 0.0000000
Lxy = -0.0000011	Lyz = 0.0002789	Lyz = 0.0000000
Lxz = 0.0000000	Lzy = 0.0000000	Lzz = 0.0002759
Momentos de inercia: (kilogramos * metros cuadrados)		
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.		
Ixx = 0.0003705	Iyy = -0.0000015	Izz = 0.0000000
Ixy = -0.0000015	Iyz = 0.0002834	Iyz = 0.0000000
Ixz = 0.0000000	Izy = 0.0000000	Izz = 0.0002805

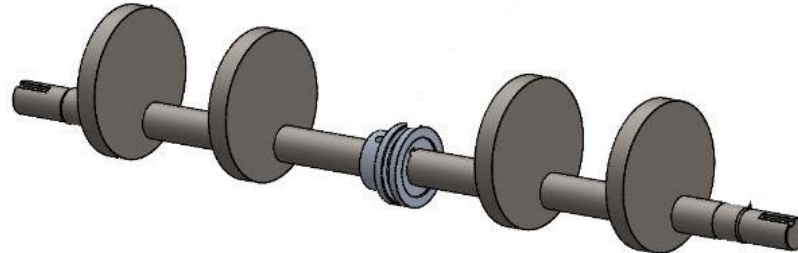
$$I_{Estructura} = I_{yy} = 0,0002834 Kg \cdot m^2$$

Inercia total del eje

$$\sum I_{Total} = 4I_{Excentrica} + I_{Total-eje} + I_{Polea}$$

$$\sum I_{Total} = [4(0,01067408) + 0,0010078 + 0,0002834] Kg \cdot m^2$$

$$\sum I_{Total} = 0,044 Kg \cdot m^2$$



Dimensionamiento del motor eléctrico

Aceleración angular

V=1725 rpm

n=4 polos

$$\omega = V \cdot \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{rev}} \cdot \frac{1 \text{min}}{60 \text{s}}$$

$$\omega = 1725 \cdot \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{rev}} \cdot \frac{1 \text{min}}{60 \text{s}}$$

$$\omega = 180,641 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

t=5s

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = \frac{180,64 \text{rad} / \text{s}}{5 \text{s}}$$

$$\alpha = 36,128 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Torque

$$T = I \cdot \alpha$$

$$T = (0,044 \text{Kg} \cdot \text{m}^2) (36,128 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2})$$

$$T = 1,589 \text{Nm}$$

Potencia requerida del motor

$$P = T \omega$$

$$P = (1,589 \text{Nm}) (180,64 \frac{\text{rad}}{\text{s}})$$

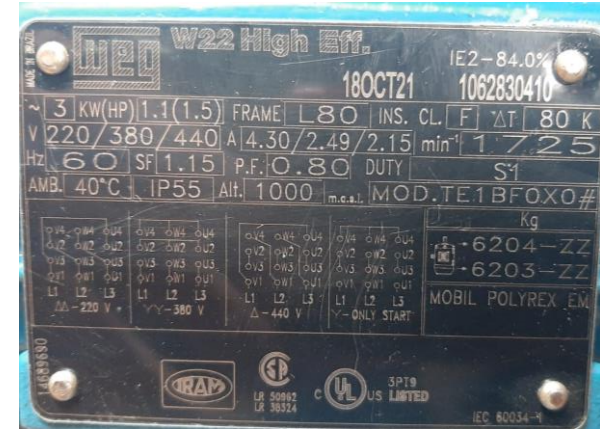
$$P = 287,036 \text{W}$$

Se considera un factor de sobrecarga de 2

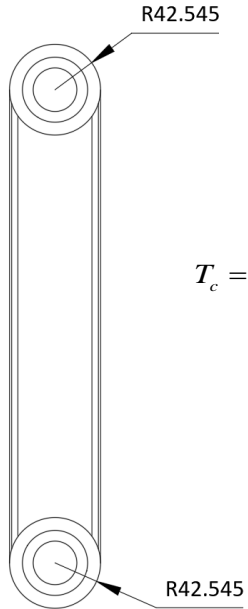
$$P_{HP} = 0,3847 \text{Hp}$$

Según especificaciones del mercado se opta por un motor de 1 Hp

Pero por disponibilidad de la empresa se trabaja con una unidad WEG de 1,5 Hp de 1725 rpm, trifásico



Sistema de transmisión

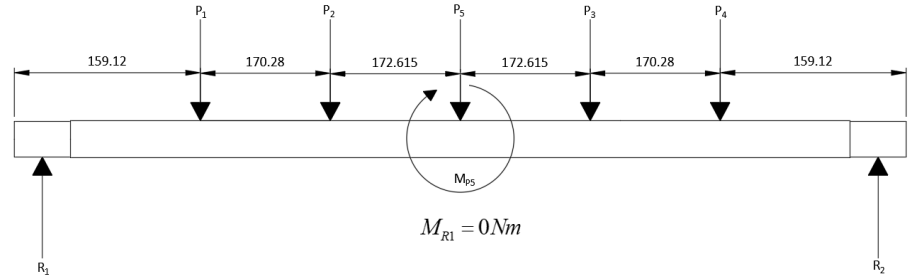


$$T_c = T_m * \left(\frac{R_c}{R_m} \right)$$

$$T_c = 6,08Nm * \left(\frac{42,545mm}{42,545mm} \right)$$

$$T_c = T_m = 6,08Nm$$

Momentos (Analisis del punto crítico)



$$M_{R1} = 0Nm$$

$$M_{P1} = 0 + (92,70 * 0,15912)Nm = 14,75Nm$$

$$M_{P2} = 14,75Nm + (58,15 * 0,17028)Nm = 24,65Nm$$

$$M_{P3} = 24,65Nm + (23,55 * 0,172615)Nm = 28,72Nm$$

$$M_{P3} = 28,72Nm - (23,54 * 0,172615)Nm = 24,65Nm$$

$$M_{P4} = 24,65Nm - (58,14 * 0,17028)Nm = 14,75Nm$$

$$M_{R2} = 14,75Nm - (92,70 * 0,15912) = 0Nm$$

$$M_{P5} = 28,72Nm$$



Resistencia a la fatiga

$$S_e^l = 0,5 S_{ut}$$

$$S_e^l = 0,5(380)MPa$$

$$S_e^l = 190 MPa$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e^l$$

$$S_e = (0,883)(0,833)(1)(1)(0,814)(1)(235MPa)$$

$$S_e = 121,3387MPa \quad S_e = 17,601Kpsi$$

Factor de superficie [ka]

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

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S _{ut} , kpsi	S _{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265

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

$$k_a = (4,51MPa)(380MPa)^{-0.265}$$

$$k_a = 0,934$$

Factor de tamaño [kb]

$$k_b = 1,24d^{-0.107}$$

$$k_b = 1,24(38,1mm)^{-0.107}$$

$$k_b = 0,840$$

Factor de carga [kc]

Sometido a flexión y torsión

$$k_c = 1$$

Factor de temperatura [kd]

$$k_c = 1$$

Temperatura de la fabrica

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

Temperatura, °C	S _T /S _{RT}
20	1.000
50	1.010
100	1.020

Factor de confiabilidad [ke]

Considera del 99%

$$k_e = 0,814$$

Confiabilidad, %	Variación de transformación z _α	Factor de confiabilidad k _e
99	2.326	0.814



Diseño del eje

Concentración de esfuerzos para flexión

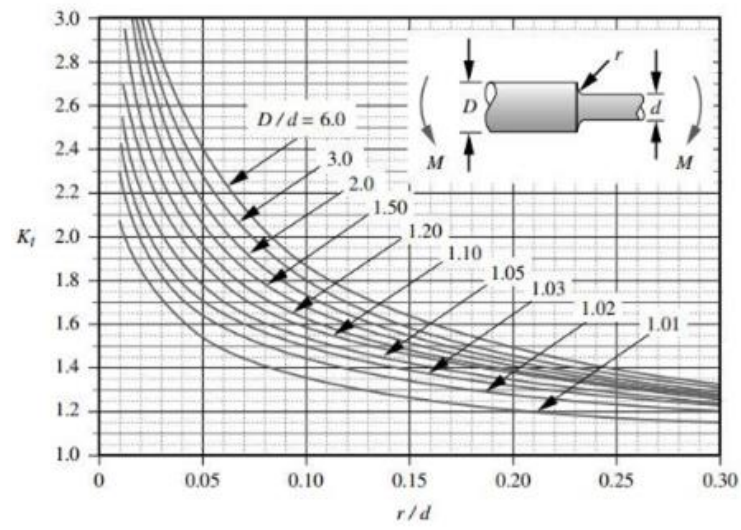
Factor de sensibilidad de muesca

$$r = 3\text{mm}; d = 35\text{mm}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3\text{mm}}{35\text{mm}} = 0,1$$

$$D = 38,1\text{mm}; d = 35\text{mm}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{38,1\text{mm}}{35\text{mm}} = 1,088$$



$$K_t \equiv A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde:

D/d	A	b
6.00	0.878 68	-0.332 43
3.00	0.893 34	-0.308 60
2.00	0.908 79	-0.285 98
1.50	0.938 36	-0.257 59
1.20	0.970 98	-0.217 96
1.10	0.951 20	-0.237 57
1.07	0.975 27	-0.209 58
1.05	0.981 37	-0.196 53
1.03	0.980 61	-0.183 81
1.02	0.960 48	-0.177 11
1.01	0.919 38	-0.170 32

$$K_t = 1,57$$

$$\sigma_{\max} = K_t \frac{M \cdot C}{\pi \cdot D^4} \quad \sigma_{\max} = 1,55 \frac{28,72\text{Nm} \cdot \frac{0,0381\text{m}}{2}}{\pi \cdot [(0,0381\text{m})^4 - (0,0350\text{m})^4]}$$

$$\sigma_{\max} = 28,850\text{MPa} \quad \sigma_{\max} = \sigma_{\min}$$

$$\sigma_{\text{amplitud}} = \frac{\sigma_{\max} - (-\sigma_{\min})}{2} = \sigma_{\max}$$

$$\sigma_{\text{medio}} = \frac{\sigma_{\max} + (-\sigma_{\min})}{2} = 0$$



Diseño del eje

Concentración de esfuerzos para torsión

Factor de sensibilidad de muesca

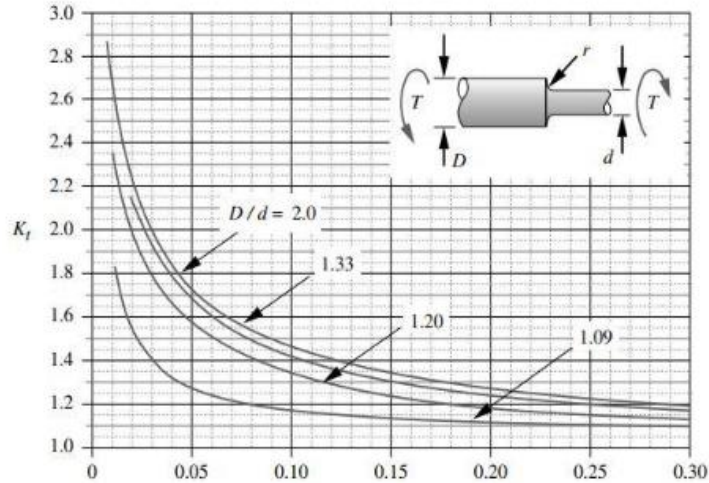
$$r = 3\text{mm}; d = 35\text{mm}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3\text{mm}}{35\text{mm}} = 0,1$$

$$D = 38,1\text{mm}; d = 35\text{mm}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{38,1\text{mm}}{35\text{mm}} = 1,088$$

$$K_{ts} = 1,15$$



$$K_t \equiv A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde:

D/d	A	b
2.00	0.863 31	-0.238 65
1.33	0.848 97	-0.231 61
1.20	0.834 25	-0.216 49
1.09	0.903 37	-0.126 92

$$\tau_{\max} = K_{ts} \frac{TC}{\pi(D^4 - d^4)} \frac{1}{32}$$

$$\tau_{\max} = 1,15 \frac{(6,08\text{Nm})(0,0190\text{m})}{\pi[(0,0381\text{m})^4 - (0,035)^4]} \frac{1}{32}$$

$$\tau_{\max} = 2236826,7\text{Pa} = 2,236\text{MPa}$$

$$\tau_{\text{medio}} = \tau_{\max}$$

$$\tau_{\text{amplitud}} = 0$$



Factor de seguridad

La obtención del factor de seguridad se lo realiza con la recta de Goodman modificable:

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

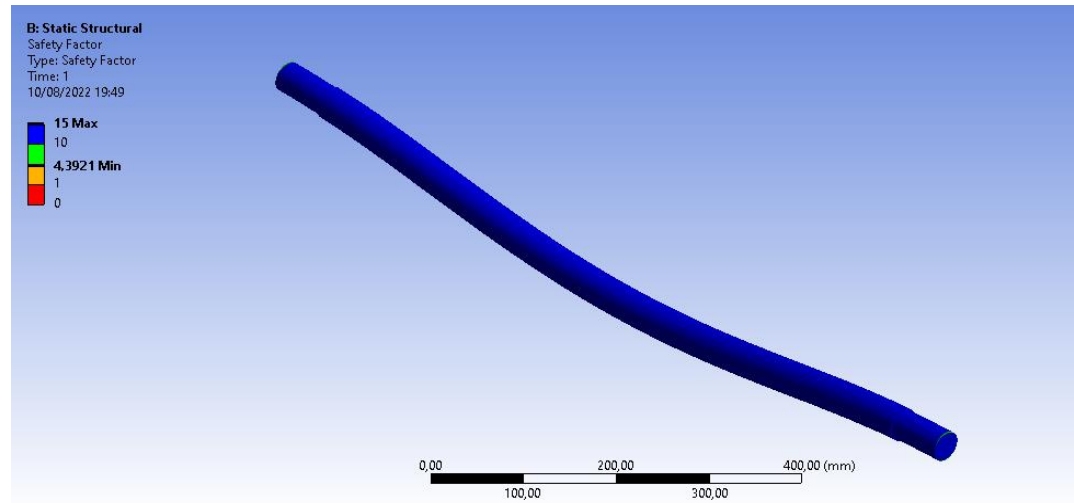
$$\frac{1}{n} = \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{\sqrt{(28,850MPa)^2 + 3(0)^2}}{121,388MPa} + \frac{\sqrt{(0)^2 + 3(2,236MPa)^2}}{380MPa}$$

$$\frac{1}{n} = 0,243 \quad n = 4,106$$

El factor de seguridad es mayor a 1.5, esto indica que el diseño del eje soportará las fuerzas de flexión y torsión que será sometido de acuerdo con las condiciones planteadas.

Factor de seguridad (Software) n=4,392



Para una correcta selección de los rodamientos se debe considerar el diámetro del eje y la carga en el sistema.

$$C = P \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

C → Capacidad de carga dinámica

P → Carga a la que está sometido el rodamiento

k → Factor que depende del tipo de rodamiento

L_d → Duración de diseño en revoluciones

Tomando en cuenta que la máquina compactadora será utilizada por trabajo intermitente, se selecciona un valor promedio de $L=25000$ h, sometido a 1725 rpm

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

$$L_d = L(n)60 \frac{\text{min}}{h}$$

$$L_d = 25000h(1725rpm)60 \frac{\text{min}}{h}$$

$$L_d = 2587500000rev$$

Esfuerzos aplicados en los rodamientos:

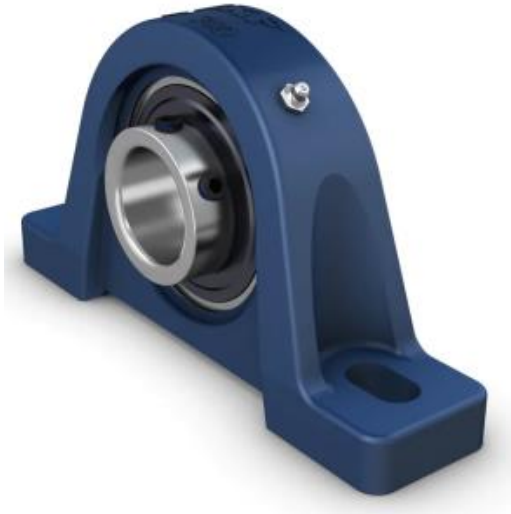
$$R_1 = R_2 = P = 113,35N$$

$$C = 0,1133KN \left(\frac{2587500000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 1,55KN$$



Determinando la capacidad de carga dinámica se selecciona dos rodamientos para un eje de 35mm, el tipo de rodamiento seleccionado es de la marca UCP-207 de bolas con soporte de pie que soporta una carga dinámica $C=25,5\text{KN}$ y una carga estática de $C=15,3\text{KN}$.



Overview

Dimensiones

Altura del centro (soporte de pie)	47.6 mm
Ancho del rodamiento, total	42.9 mm
Ancho total del soporte	46 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	127 mm
Diámetro del eje	35 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	25.5 kN
Capacidad de carga estática básica	15.3 kN
Note	Limiting speed with shaft tolerance h6
Velocidad límite	4 300 r/min



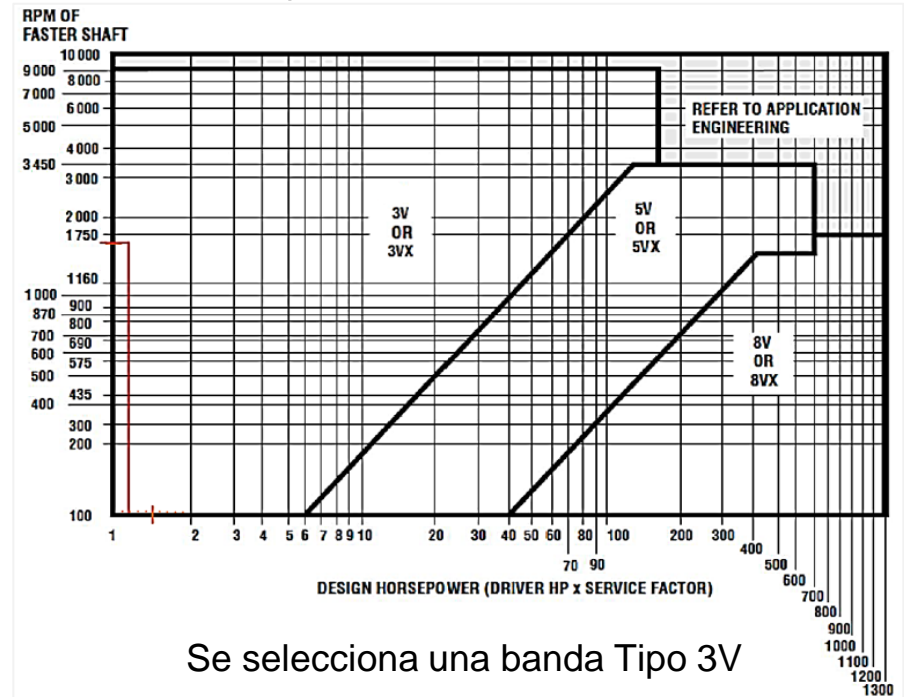
Con el motor seleccionado de las siguientes especificaciones: $\left\{ \begin{array}{l} P_m=1.5Hp \\ W_m=1725rpm \end{array} \right.$

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
				Motores de CA: Alto par torsional ^b Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
				Motores de CA: par torsional normal ^a Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros		
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

$$P_d = k_s * P_m$$

$$k_s = 1.2$$

$$P_d = 1,8Hp \approx 1,3kW$$



Diametro de polea

Sección de la banda	10 ⁸ a 10 ⁹ picos de fuerza		10 ⁹ a 10 ¹⁰ picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Es necesario conocer el diametro de la polea motriz, según la tabla se elije para bandas 3V poleas > a 2.65in o 67.31mm, en mercado existe de 85.09mm.

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$i = 1$$

Velocidad de banda $5m/s < V < 25m/s$ $\left\{ \begin{array}{l} < \text{aumento de tensión} \\ > \text{Efecto de latigazos y vibraciones} \end{array} \right.$

$$V = \frac{\pi * D * n}{60 * 1000}$$

$$V = 7,66m/s$$

Tensión de banda

$$F_o = 500 * \frac{P_d}{z * V} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qV^2$$

Debido a la configuración de banda tipo V se considera una masa por unidad de longitud $q=0.105Kg/m$ y un K_a de 1 por el ángulo de contacto que interviene en fuerza de fricción y potencia transmitida del motor.

$$F_o = 500 * \frac{0,89kW}{1 * 7,66m/s} \left(\frac{2.5}{1} - 1 \right) + (0,105kg/m)(7,66m/s)^2$$

$$F_o = 133,44N$$



Distancia nominal entre centros

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1)$$

$$85,09 < C < 510$$

Longitud nominal de banda

$$L = 2C + 1,57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

$$L = 1157,18mm$$

Distancia real entre centros

$$a = a_0 + \frac{L_2 - L_1}{2}$$

$$a = 445 + \frac{1168,4 - 1157,18}{2}$$

$$a = C = 450,61mm$$



ESPECIFICACIONES

Categoría	Bandas de transmisión en V		
Marca	BANDO	Nombre del fabricante	BANDO BELTING
Cantidad mínima de compra	No disponible	Peso / Kilogram	0.104
EAN	0649717369941	Product Group - BDI	M02356
Serie de la correa	3V	Estilo de la correa	V-Belt
Número de bandas	1 Band	Material extensible	Polyester
Material exterior	Rubber and Fabric	Otras características	Narrow Profile
Pulgadas - Métrico	Inch	Categoría - BDI	Drive Belt V-Belt
UNSPSC	26111801	Fracción arancelaria	4010.39.45.00
Nombre	Belt	String de palabra clave	V
URL del fabricante	https://www.bandousa.com	Número del artículo del fabricante	3V460
Número interno del fabricante	460	Peso/LBS	0.216
Detalle del producto	V-Belt	Especificaciones del producto	46" Outside Length; 3/8" Width; 1 Band; Polyester Tensile Material; Rubber and Fabric Outer Material; 3V Series
Descripción larga	V-Belt; 46" Outside Length; 3/8" Width; 1 Band; Polyester Tensile Material; Rubber and Fabric Outer Material; 3V Series	Ancho de la correa	0.375 pulgadas 9.525 milímetros
Longitud externa de la correa	46 pulgadas 1168.4 milímetros		

Factor de seguridad de banda

Bandas configuración trapezoidal tipo V

Tipo	Perfil trapezoidal			Perfil curvilíneo		
	3V	5V	8V	3mm	5mm	8mm
Esfuerzo máximo admisible (N)	80	300	750	72	195	575

$$n = \frac{F_o}{\sigma_{mb}}$$

$$n = \frac{133,44N}{80N}$$

$$n = 1,66$$



Selección del variador de frecuencia

Para compatibilidad con el motor trifásico, se considero un variador de frecuencia de la misma marca WEG CFW100 2F/2HP, salida 7,3 A/ 220V/3F ya que el motor es de 1,5 HP, evitando que el variador trabaje en sus limites y sufra calentamientos.



Selección del Disyuntor

Para la selección del disyuntor, se toma considerado la corriente nominal del variador de frecuencia, se considera el 10% para garantizar eventualidades del sistema eléctrico.

$$I_{nom-varidor} = 16,1A$$

$$I_{nom} = (1,1)I_{nom-varidor}$$

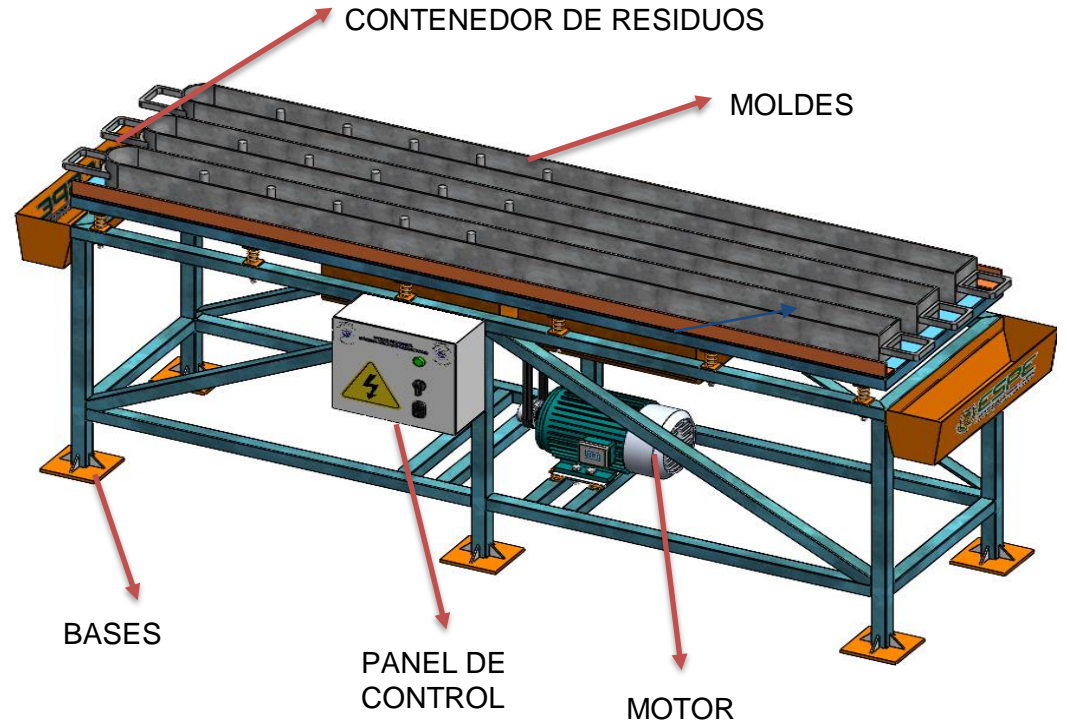
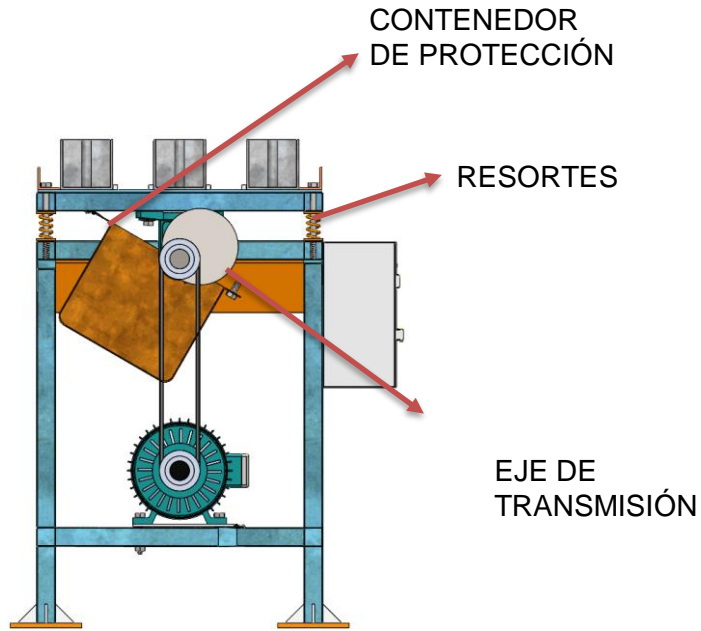
$$I_{nom} = (1,1)(16,1A)$$

$$I_{nom} = 17,71A$$

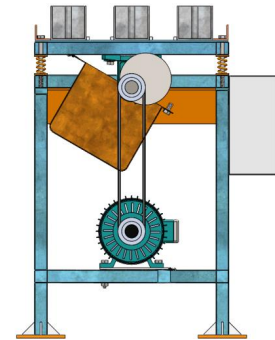
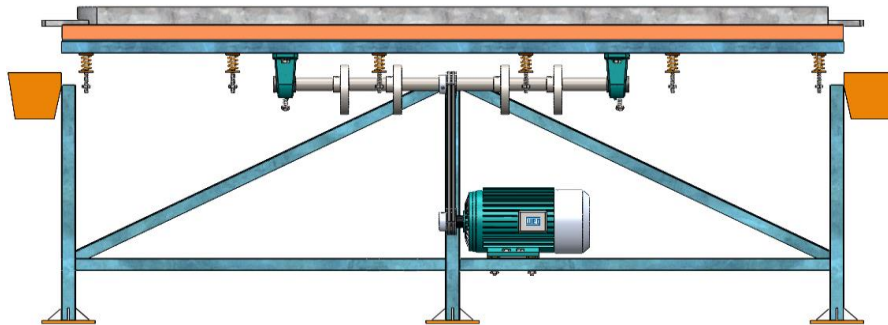
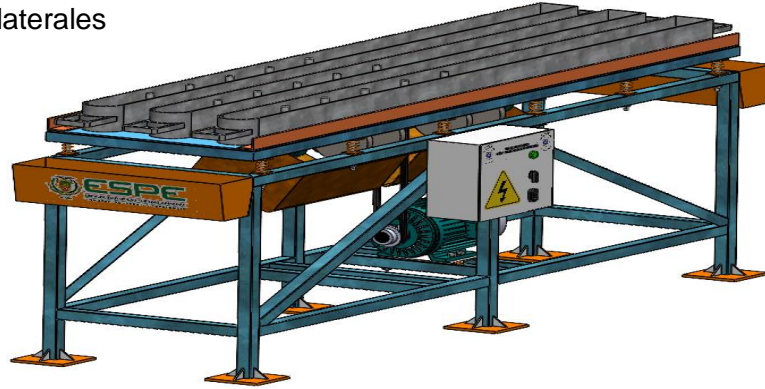
Para compatibilidad del sistema se opta por un disyuntor WEG MDW-C20-2P-C-20 A , presente en el mercado.

Referencia	Corrente	Curva	Código WEG
-	-	-	-
-	-	-	-
MDW-B6-2	6 A	B	10076398
MDW-B10-2	10 A	B	10076406
MDW-B16-2	16 A	B	10076414
MDW-B20-2	20 A	B	10076422
MDW-B25-2	25 A	B	10076430





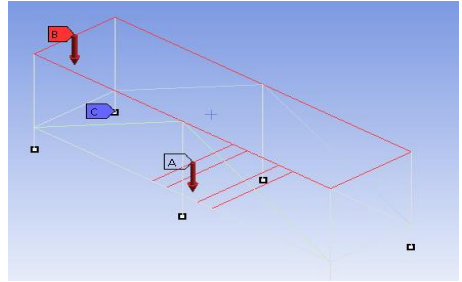
- Vista isométricas de la maquina y laterales



- **Material** : Acero A36; Resistencia a la fluencia: 250 MPa Resistencia última a la tracción: 400 MPa.
- Cargas aplicadas

B: Static Structural-E-SUPERIOR
 Static Structural
 Time: 1, s
 10/08/2022 22:27

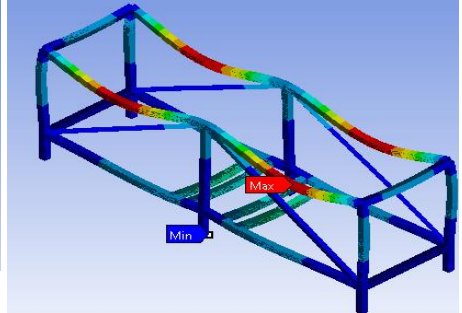
A Force: 21800, N
B Force: 4200, N
C Fixed Support



● **Deformación Total**

B: Static Structural-E-SUPERIOR
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 10/08/2022 22:28

0,46357 Max
 0,41206
 0,36056
 0,30905
 0,25754
 0,20603
 0,15452
 0,10302
 0,051508
0 Min



δ_r = deflexión de la viga

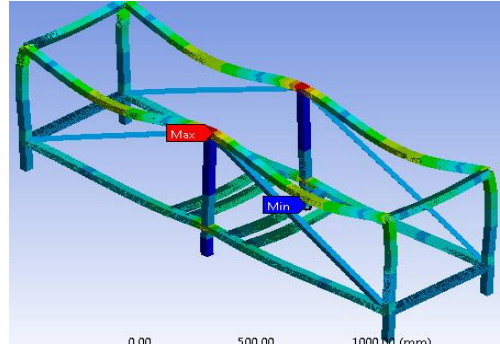
$[\delta]$ = deflexión permisible

$$\delta_r < [\delta] = \frac{L}{800} \quad 0,46357\text{mm} < [\delta] = 2,75\text{mm}$$

● **Esfuerzos principales estructura metálica**

B: Static Structural-E-SUPERIOR
 Maximum Combined Stress
 Type: Maximum Combined Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 10/08/2022 22:29

37,587 Max
 32,413
 27,239
 22,065
 16,891
 11,717
 6,5428
 1,3686
 -3,8055
-8,9796 Min



Esfuerzo a la fluencia



37,587 < 250 MPa
 ∴ Dentro de los parámetros de diseño

● **Factor de seguridad en base al esfuerzo a la fluencia**

$$n = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

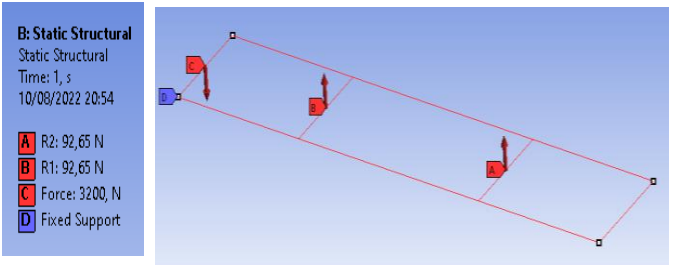
$$n = \frac{250\text{MPa}}{37,587\text{Mpa}}$$

S_y = Resistencia del material a la fluencia

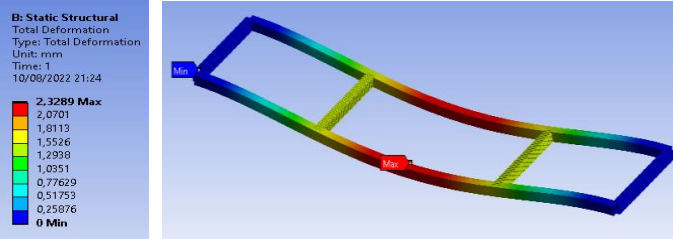
$$n = 6,65$$

σ_d = Esfuerzo de diseño permisible

- **Material** : Acero A36; Resistencia a la fluencia: 250 MPa Resistencia última a la tracción: 400 MPa.
- Cargas aplicadas



● *Deformación Total*

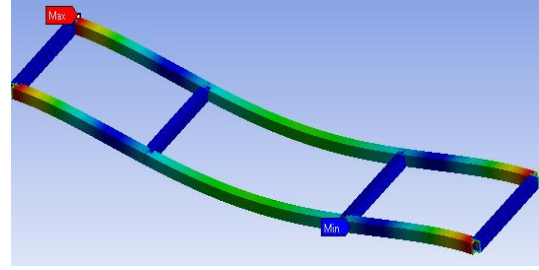


δ_r = deflexión de la viga

$[\delta]$ = deflexión permisible

$$\delta_r < [\delta] = \frac{L}{800} \quad 0,46357\text{mm} < [\delta] = 2,75\text{mm}$$

● *Esfuerzos principales estructura metálica*



Esfuerzo a la fluencia

75,73 < 250 MPa
∴ Dentro de los parámetros de diseño

● *Factor de seguridad en base al esfuerzo a la fluencia*

$$n = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

$$n = \frac{250\text{MPa}}{75,73\text{MPa}}$$

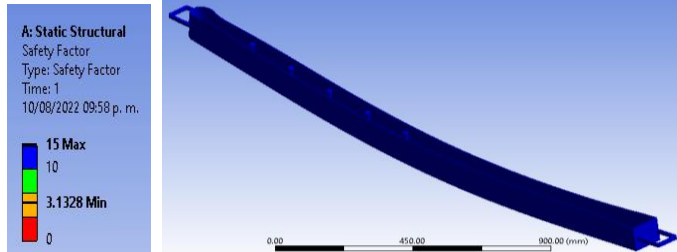
$$n = 3,30$$

S_y = Resistencia del material a la fluencia

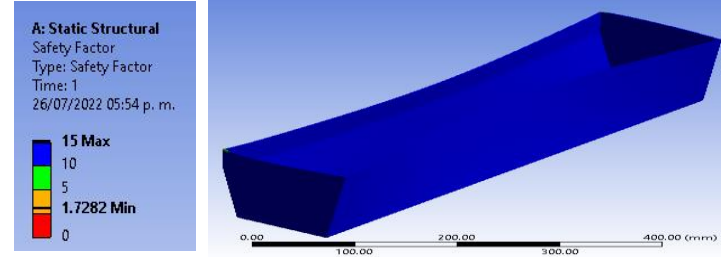
σ_d = Esfuerzo de diseño permisible

- **Material** : Acero A36; Resistencia a la fluencia: 250 MPa Resistencia última a la tracción: 400 MPa.
- *Esfuerzos principales estructura metálica (Factores de seguridad)*

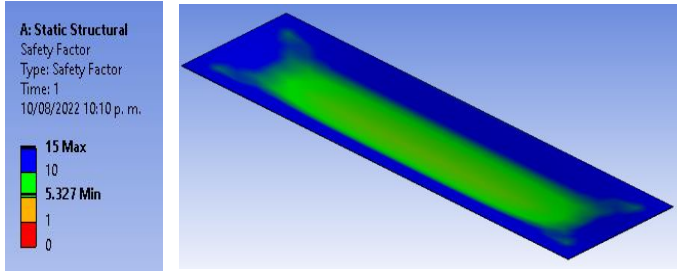
MOLDE $n = 3,132$



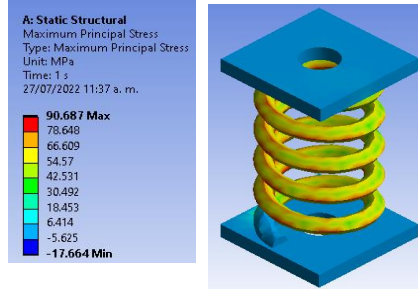
CONTENEDOR DE RESIDUOS $n = 1,728$



PLANCHA $n = 5,327$



RESORTE



$$n = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{90,687 \text{ MPa}}$$

$$n = 2,76$$

Agenda:

- ▷ 1. Planteamiento del problema
- ▷ 2. Objetivos
- ▷ 3. Fundamentación teórica
- ▷ 4. Diseño de la máquina compactadora de postes de hormigón
- ▷ 5. Implementación de la máquina
- ▷ 6. Análisis de resultados
- ▷ 7. Conclusiones y recomendaciones



- Implementación de la maquina compactadora

Estructura

Corte



Armado



Soldeo del esqueleto



Acabados



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Soldeo y acabado de la plataforma



Realización de agujeros



Eje de transmisión

Mecanizado del eje



Soldeo del eje



Excéntricas

Mecanizado de las excéntricas



Soldeo y ensamble de las excéntricas



Ensamble del sistema compactador



Armado del tablero



Proceso anticorrosivo y pintado



Proceso de empotramiento



Puesta de moldes y pruebas de funcionamiento



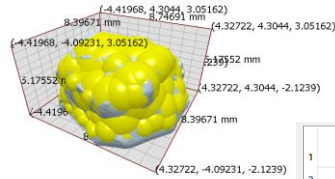
Agenda:

- ▷ 1. Planteamiento del problema
- ▷ 2. Objetivos
- ▷ 3. Fundamentación teórica
- ▷ 4. Diseño de la máquina compactadora de postes de hormigón
- ▷ 5. Implementación de la máquina
- ▷ 6. Análisis de resultados
- ▷ 7. Conclusiones y recomendaciones



- Software Altair Student Edition

Geometría de la partícula roca de ripio



Scale	% of mass	Scale By
1	1	<input checked="" type="radio"/> Radius
2	1.3	<input type="radio"/> Volume
3	1.5	
4	1.9	

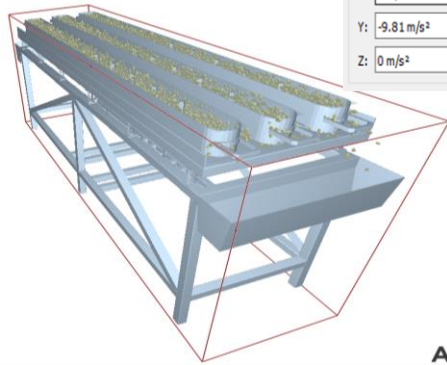
Total %: 100
Import

Gravity

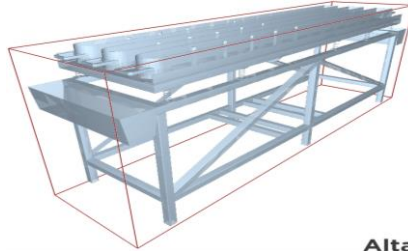
X: 0 m/s²

Y: -9.81 m/s²

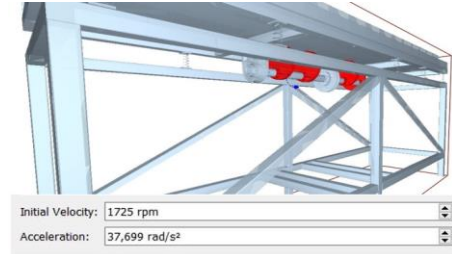
Z: 0 m/s²



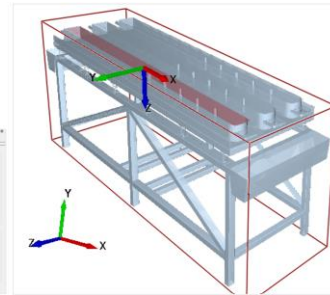
Geometría importada



Configuración de la velocidad de rotación



Configuración del ingreso de partículas



Configuración de ingreso de partículas al sistema

Total Mass: 61.5 kg

Generation Rate

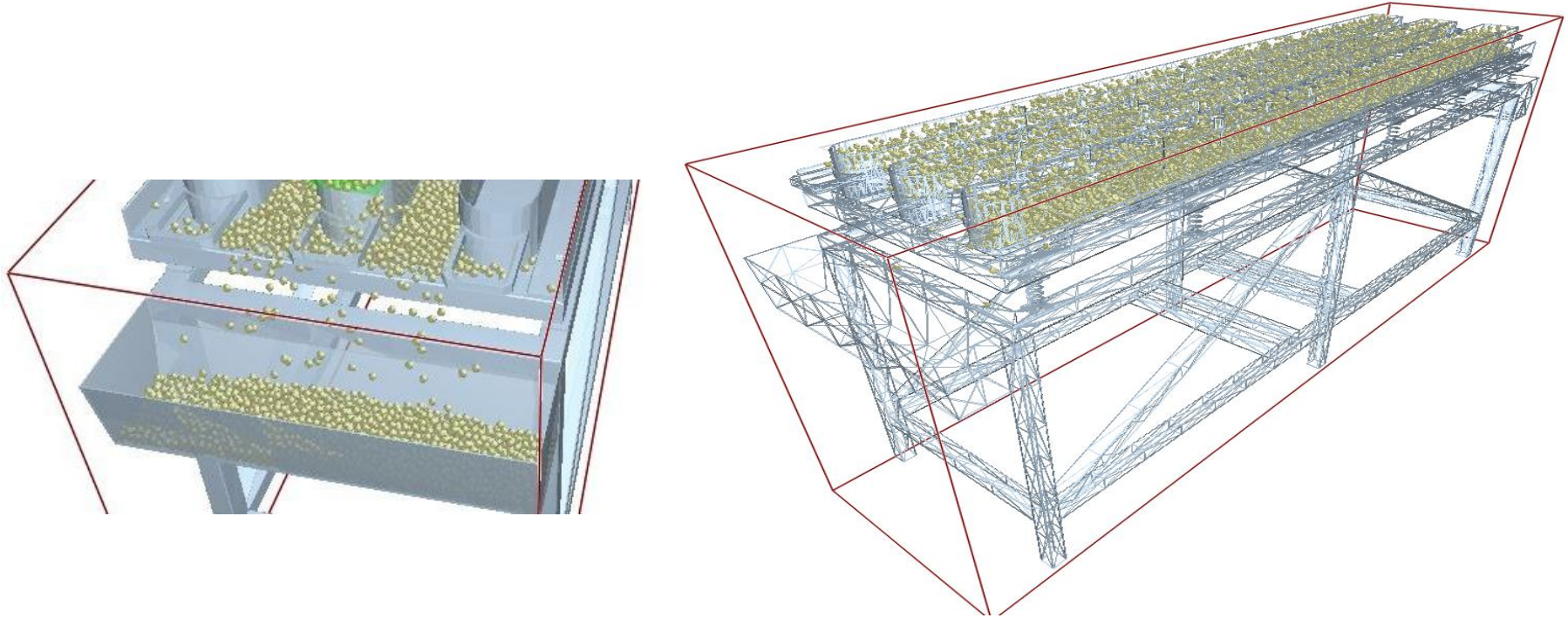
Target Number (per second) Target Mass

2 kg/s

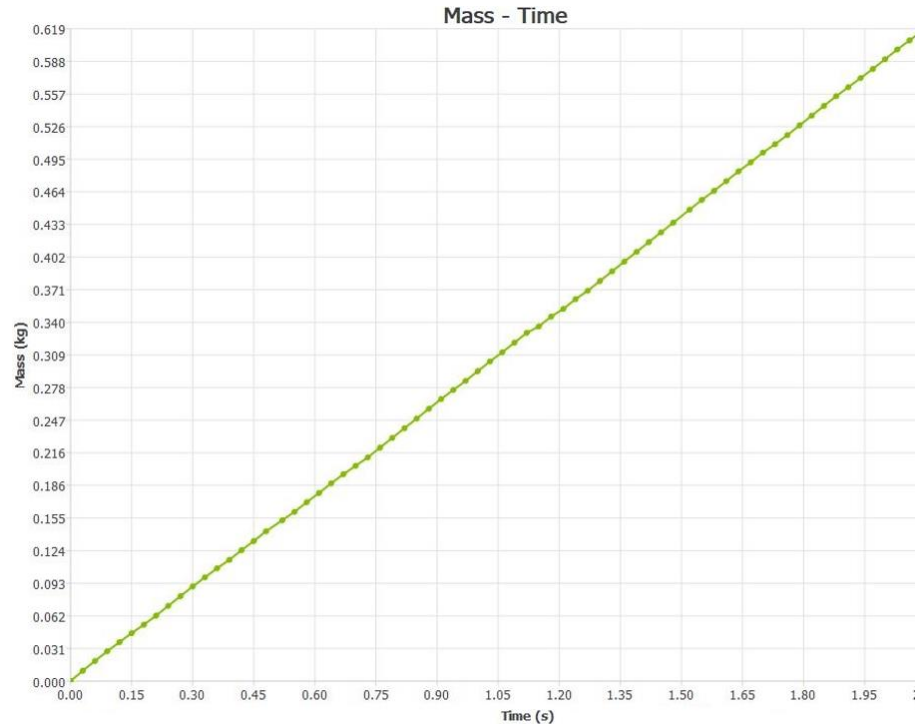
Mass Flow Equation f(t) [kg] 0



- Comportamiento de las partículas (hormigón) dentro de la máquina



- Número de partículas(compactadas) procesadas



El ingreso de partículas es aproximadamente 0,3075Kg por segundo

$$0.31Kg \rightarrow 0.00028h$$

$$x \rightarrow 1h$$

$$x = \frac{0.31Kg * 1h}{0.00028h}$$

$$x = 1107.14Kg$$

$$Capacidad = 1107.14Kg / h$$

La máquina compactadora de postes cumple, ya que la capacidad requerida es de 1107 Kg/h y la que se obtiene por simulación es de 1107,14 Kg/h







Requisitos	Aprobación
Alimentación (Encendido/Apagado)	Cumple
Velocidad adecuada de vibro compactación	Cumple
Capacidad de compactación	Cumple
Distribución uniforme del material (mezcla de hormigón)	Cumple
Protección del producto (poste de hormigón)	Cumple
Mínimo ruido	Cumple
Calidad de producto	Cumple
Adecuado funcionamiento del sistema eléctrico	Cumple



Agenda:

- ▷ 1. Planteamiento del problema
- ▷ 2. Objetivos
- ▷ 3. Fundamentación teórica
- ▷ 4. Diseño de la máquina compactadora de postes de hormigón
- ▷ 5. Implementación de la máquina
- ▷ 6. Análisis de resultados
- ▷ 7. Conclusiones y recomendaciones



- De acuerdo las necesidades de la Fábrica Jesús del Gran Poder, se realizó el diseño y fabricación de una máquina compactadora de los postes de hormigón, permitiendo reducir el tiempo de elaboración, reutilización de recursos, precaución del operador y la calidad del producto.
- Se realizó un análisis investigativo de las diferentes máquinas existentes en el mercado con propósitos iguales o similares en la elaboración de postes de hormigón de alambrado, para la recopilación de información se aplicó una encuesta a los pequeños productores del sector, permitiendo llegar a un modelo de acuerdo a las necesidades de la empresa.
- En Cunchibamba existe una demanda creciente de producción en la elaboración de prefabricados de hormigón entre ellos los postes, por lo que este proyecto ayudara al desarrollo comercial y tecnológico, en consecuencia, la implementación del sistema es factible para el aumento de producción.
- Una correcta metodología de diseño, ayudó a identificar las diferentes necesidades de los usuarios, por tanto, se dimensiono la estructura y el mecanismo de la compactadora de postes, bajos normas internacionales de diseño, garantizando fiabilidad y durabilidad ante eventualidades externas.
-



- Se llevó a cabo la simulación del sistema 3D mediante software computacional, donde se comprobó los diferentes resultados necesarios para el cumplimiento de normas y estándares internacionales, seleccionando materiales e implementos bajo las características requeridas existentes en el mercado nacional como: la tubería para la estructura, el eje giratorio, excéntricas circulares, bases de soporte, planchas, pernos, rodamientos y resortes, mientras que para el diseño de protecciones eléctricas se consideró parámetros de carga, corriente y voltaje salvaguardando al variador y al motor ante fenómenos eléctricos.
- Para la validación del correcto funcionamiento del sistema compactador de postes de hormigón se realizó el protocolo de pruebas comprobando los parámetros requeridos por la empresa “JESUS DEL GRAN PODER”, obteniendo postes en buenas condiciones sin fisuras y sobre todo sin espacios huecos garantizando calidad y durabilidad.
- Con la automatización del sistema arcaico de compactación de postes de hormigón, permite controlar la velocidad de vibro compactación ya que no es lo mismo ingresar a la mesa vibro compactadora un poste de hormigón con el sistema de vibración girando a 1200rpm, que ingresar tres postes a 1725 rpm, en si el incremento de carga sobre la mesa vibrante es directamente proporcional al aumento de rpm en el sistema de vibración.



- Establecer un buen método de diseño y recolección de información para analizar detenidamente las mejores opciones en implementos y materiales para la construcción de las diferentes máquinas, ahorrando tiempo, recursos económicos, materiales y humanos.
- Realizar un análisis completo de los diferentes softwares computacionales de simulación, que garantice resultados lo más reales posibles, puesto que, ayuda a tener valores próximos al cálculo realizado, teniendo en cuenta las unidades a trabajar.
- Para la elaboración de postes es necesario determinar una correcta proporción de los materiales, teniendo en cuenta que no es lo mismo preparar para un poste de manera tradicional que uno de manera automatizada.
- Considerar el dimensionamiento de las excéntricas ya que no es similar implementar excéntricas en máquinas móviles con máquinas sujetas al lugar de trabajo, puesto que las vibraciones aumentan considerablemente provocando el movimiento excesivo de la estructura y mas no de la plataforma vibrante.
- Para posibles mejoras a futuro se recomienda implementar un sistema de mezclado y llenado automatizado, a fin de reducir aún más el tiempo de producción y esfuerzos físicos del operario.



Gracias por su atención



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA