

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR, PREVIO A LA OBTENCIÓN**

**DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VOLTEADORA DE MALLAS ELECTROSOLDADAS DE 630 mm,**

**730 mm Y 930 mm DE ANCHO POR 6500 MM DE LARGO EN COLABORACIÓN CON LA EMPRESA**

**“TIEC – SOLUCIONES METALMECÁNICAS”**

**INTEGRANTES: CEVALLOS SOSAPANTA, ALICIA FERNANDA**

**GRIJALVA FABARA, ALEJANDRO PATRICIO**

**DIRECTOR: Dr. LUIS MIGUEL CARRIÓN MATAMOROS**





# CONTENIDO

- Introducción
- Definición del problema
- Justificación
- Alcance
- Objetivos
- Diseño
- Construcción
- Pruebas de funcionamiento
- Conclusiones
- Recomendaciones



## [Introducción](#)

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Introducción

Las máquinas volteadoras de mallas electrosoldadas son equipos utilizados en la industria de la construcción para voltear y mover paneles de mallas electrosoldadas, estas mallas son estructuras metálicas formadas por alambres longitudinales y transversales que se entrelazan en puntos de soldadura, creando una red resistente y rígida.



# Introducción

El diseño y construcción de una volteadora de malla electrosoldada es una solución eficiente y versátil que permite el movimiento automatizado de objetos, productos o materiales en entornos industriales, siendo que su implementación proporciona beneficios significativos en términos de eficiencia, productividad y seguridad laboral.

[Introducción](#)

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

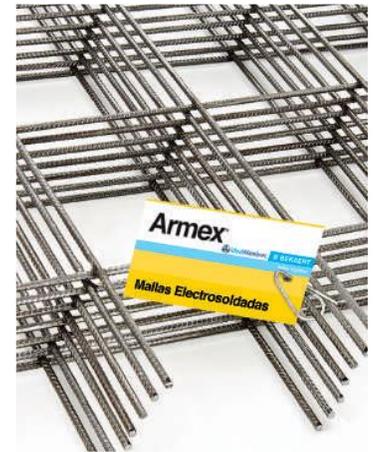
Conclusiones

Recomendaciones

# Definición del Problema

La empresa “IDEAL ALAMBRECK BEKAERT” comenta que en la planta T en la maquina MG-16 (Electrosoldadura) la cual se encarga de producir varios tipos de mallas electrosoldadas (figura 1), los operadores presentan fatiga muscular durante y después de su turno de trabajo debido al esfuerzo continuo que se presenta al momento de voltear las mallas electrosoldadas, si bien no es un problema inmediato o a corto plazo que impida al operador ejercer sus funciones, sin embargo a largo plazo puede generar dolores de espalda que impidan el trabajo continuo del operador.

**Figura 1**  
Mallas electrosoldadas.



*Nota.* En la figura 1 se muestra una malla electrosoldada la cual fue extraída del catálogo de productos de Ideal Alambrec, (BEKAERT, 2023).



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Definición del Problema

Adicionalmente la empresa ha analizado los costos beneficios y han decidido implementar una máquina que se encargue de voltear los diferentes tipos de mallas que produce la maquina MG-16.

Actualmente no existe una maquina en el mercado que cumpla con los requisitos de la empresa por lo cual ha realizado un concurso con sus principales proveedores los cuales deben presentar una propuesta de la maquina a construir.

**Figura 2**  
Malla electrosoldada doblada,



*Nota.* En la figura 2 se muestra una malla electrosoldada doblada la cual fue extraída del catálogo de productos de Ideal Alambrec, (BEKAERT, 2023).



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Justificación

Con la construcción de la volteadora de mallas para la MG-16 el cliente obtendría beneficios como:

- Eliminación de la fatiga del operador.
- Reducción del personal a un operador por turno (actualmente cuentan con dos operadores por turno).
- Reducción del tiempo de producción.
- Reducción del 50% del espacio de empaquetado.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

[Alcance](#)

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Alcance

“IDEAL ALAMBRECK BEKAERT” ha solicitado que la empresa “TIEC – Soluciones Metalmecánicas” sea la encargada de llevar a cabo el diseño y construcción de la volteadora de mallas para la MG-16.

“TIEC” propone entregar el proyecto en 6 meses a partir de haber realizado el anticipo del 40% por parte del cliente (“IDEAL ALAMBRECK BEKAERT”). La volteadora de mallas será capaz de recibir tres tipos de mallas V5, V7 y V9, una capacidad de carga de 1.5 toneladas para el conveyor (Cama de rodillos), debe cumplir con un ciclo de trabajo mínimo de 68 segundos, tener capacidad de expulsar el paquete de mallas que tiene un peso máximo de 1.5 toneladas.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Objetivos

## Objetivo general

Diseñar y construir una volteadora de mallas electrosoldadas de 630 mm, 730 mm y 930 mm de ancho por 6500 mm de largo en colaboración con la empresa "TIEC – SOLUCIONES METALMECANICAS"



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Objetivos

## Objetivos específicos

### Objetivo específico 1

Diseñar y construir el conveyor (cama de rodillos) para una carga de 1.5 toneladas y el sistema de elevación del mismo.

### Objetivo específico 2

Diseñar y construir la mesa giratoria que soportara una carga de 30 kg (peso de la malla), el sistema de elevación y giro de la misma.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Objetivos

## Objetivos específicos

### Objetivo específico 3

Diseñar y construir el sistema de transmisión de potencia para los rodillos motrices.

### Objetivo específico 4

Diseñar y construir guías de la Malla y su sistema neumático.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Objetivos

## Objetivos específicos

### Objetivo específico 5

Diseñar y construir la estructura principal de la máquina que va a soportar una carga de 1.5 toneladas.

### Objetivo específico 6

Diseñar y construir los acomodadores de la malla.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Tabla 1

Tipos de Mallas electrosoldadas que produce ideal alambrec bekaert.

## Definición de los parámetros

## de diseño

## Tipos de Mallas

“IDEAL ALAMBRECK

BEKAERT” produce diferentes

tipos de mallas electrosoldadas las

cuales son:

Vigas Armex

Tipo	Longitud [m]	Secc. Transv.		Varillas Principales	Ø Principal [mm]	Ø Estribos [mm]	Estribos		Peso	
		A [cm]	B [cm]				Núm.	Separación [mm]	kg/u	kg/m
V1	6,50	10,00	10,00	4,00	7,00	4,00	40,00	15,00	9,51	1,46
V2	6,50	15,00	10,00	4,00	7,00	4,00	40,00	15,00	9,91	1,52
V3	6,50	15,00	15,00	4,00	7,00	4,00	40,00	15,00	10,30	1,58
V4	6,50	20,00	10,00	4,00	7,00	4,00	40,00	15,00	10,30	1,58
V-C5	6,50	15,00	10,00	4,00	9,00	5,50	40,00	15,00	16,86	2,59
V-C6	6,50	15,00	15,00	4,00	9,00	5,50	40,00	15,00	17,61	2,71
V-C7	6,50	20,00	10,00	4,00	9,00	5,50	40,00	15,00	17,61	2,71
V-C8	6,50	15,00	15,00	4,00	12,00	6,00	40,00	15,00	28,59	4,40
V-C9	6,50	25,00	15,00	4,00	12,00	6,00	40,00	15,00	30,36	4,67

Nota. En la tabla 1 se muestran los tipos de mallas que produce ideal alambrec, así como las dimensiones y propiedades mecánicas de cada una.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Los tipos de mallas que va a trabajar la volteadora de malla son V-C<sub>5</sub>, V-C<sub>6</sub>, V-C<sub>7</sub>, V-C<sub>8</sub> y V-C<sub>9</sub> las cuales tienen un ancho de 630, 730, 730, 730 & 930 mm por los cuales podemos clasificarlas para nuestro diseño como 3 tipos de mallas.

**Tabla 2**

Clasificación de mallas electrosoldadas.

Clasificación	Tipo	Dimensiones (mm)
Malla Pequeña	V-C <sub>5</sub>	630 x 6500
Malla Mediana	V-C <sub>6</sub> , V-C <sub>7</sub> & V-C <sub>8</sub>	730 x 6500
Malla Grande	V-C <sub>9</sub>	930 x 6500

*Nota.* En la tabla 2 se clasifican los tipos de mallas que va a trabajar la volteadora.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Peso máximo por paquete

El paquete máximo está formado por 50 mallas electrosoldadas, para cada tipo de malla por lo que el peso máximo se debería calcular con la malla más pesada que es la V-C9.

$$P_{max} = P_{unidad} * \#_{mallas}$$

$$P_{max} = 30.36 \frac{kg}{unidad} * 50 unidades = 1518 kg$$

La carga de diseño para el conveyor debería ser de 1.5 toneladas más la carga muerta de la estructura del conveyor.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

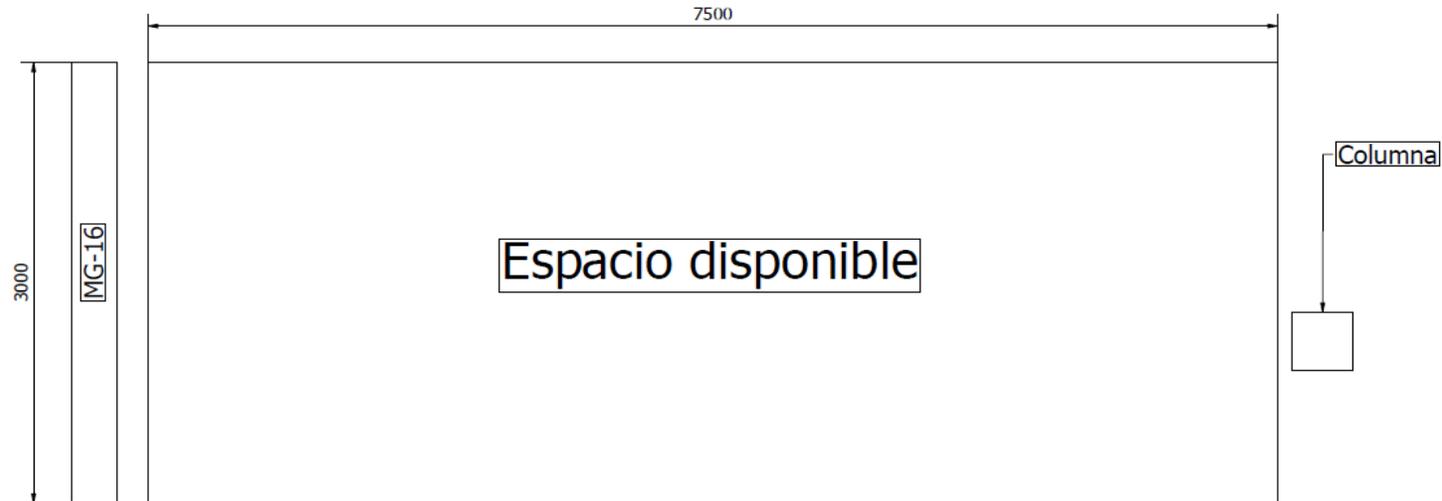
Recomendaciones

# Diseño

## Dimensiones del espacio disponible

El espacio disponible que debería ocupar la volteadora de mallas es de 3 x 7.5 x 4 metros de altura.

**Figura 3**  
Espacio disponible para la ubicación de la volteadora de mallas.



*Nota.* En la figura 3 se muestra el espacio disponible en la empresa "Ideal" donde se ubicará la volteadora de mallas.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

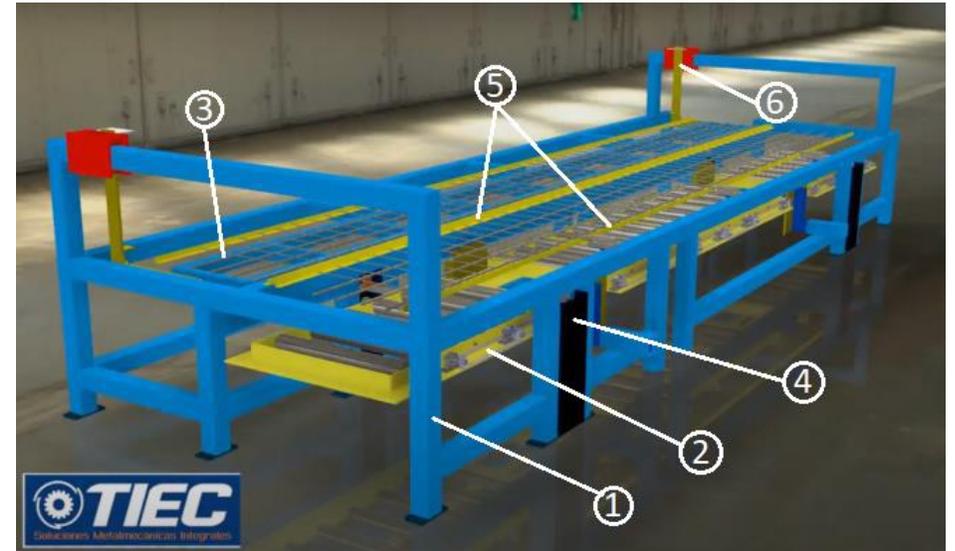
## Esquema de la máquina

Partes principales de la volteadora de mallas.

1. Estructura Principal
2. Conveyor
3. Mesa giratoria.
4. Sistema de elevación conveyor.
5. Guías malla.
6. Sistema de elevación mesa giratoria.

**Figura 4**

Esquema de la volteadora de mallas.



Nota. En la figura 4 se muestra el esquema inicial propuesto a "Ideal" de la volteadora de mallas.



# Diseño

## Animación del funcionamiento de la volteadora

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

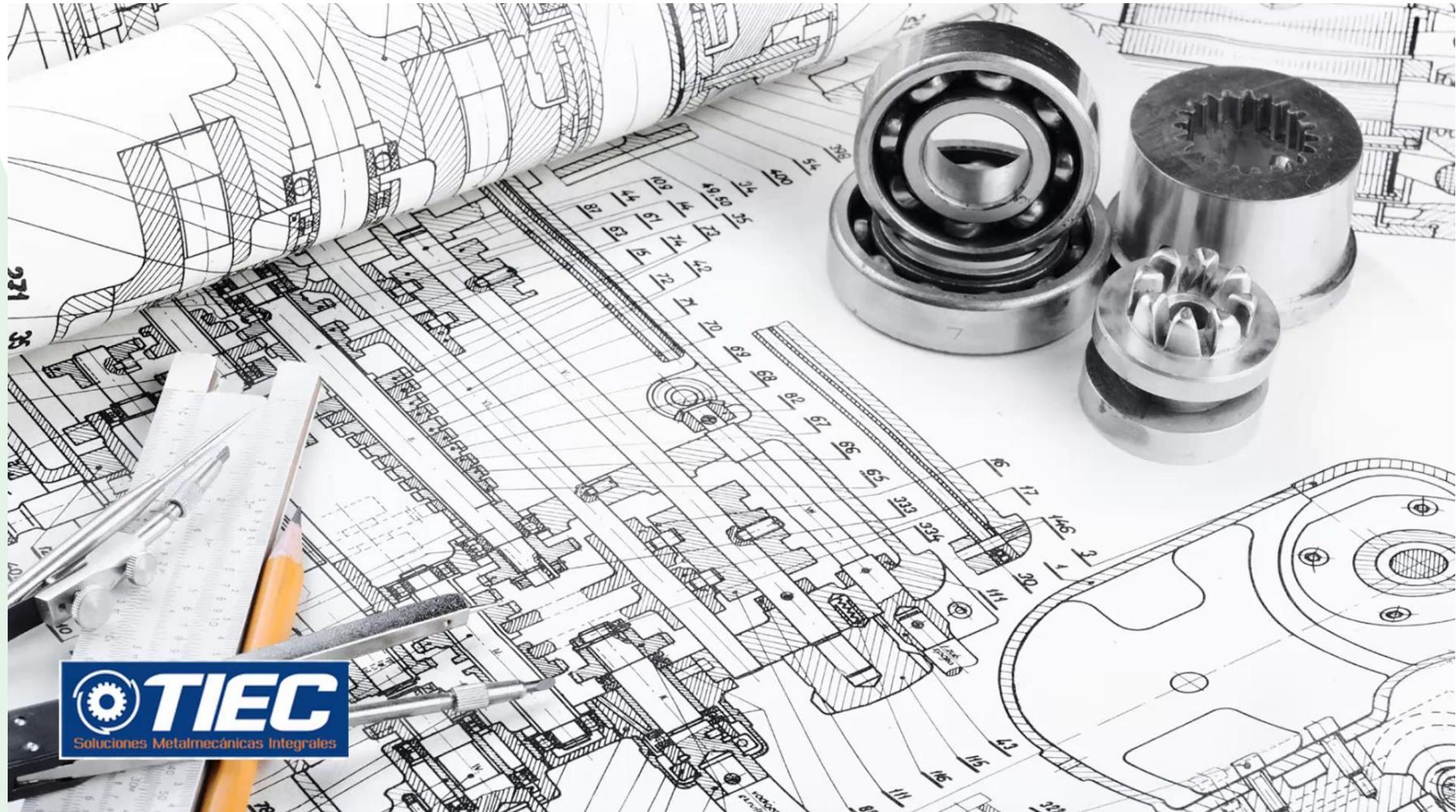
Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones





Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

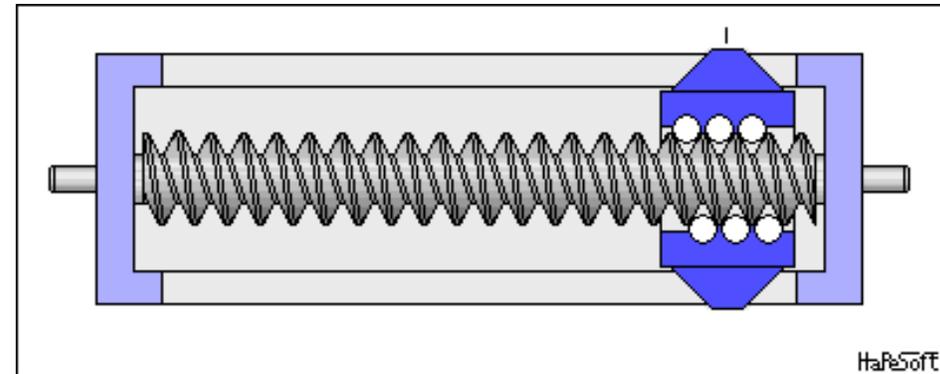
# Diseño

## Tipos de transmisión de potencia

Los sistemas de transmisión de potencia permitir transmitir la energía de una fuente, eléctrica o mecánica a otro elemento mecánico variando la velocidad y torque según sea necesario, los sistemas de transmisión de potencias que se utilizaran son:

- Transmisión por cadena
- Engranajes
- Piñón cremallera
- Tornillos de potencia

Figura 5  
Tornillo de potencia



Nota. En la figura 5 se muestra la animación de un tornillo de potencia el cual transforma el movimiento rotacional de la fuente en lineal.



- Introducción
- Definición del problema
- Justificación
- Alcance
- Objetivos
- Diseño**
- Construcción
- Pruebas de funcionamiento
- Conclusiones
- Recomendaciones

# Diseño

## Conveyor

### Parámetros de diseño

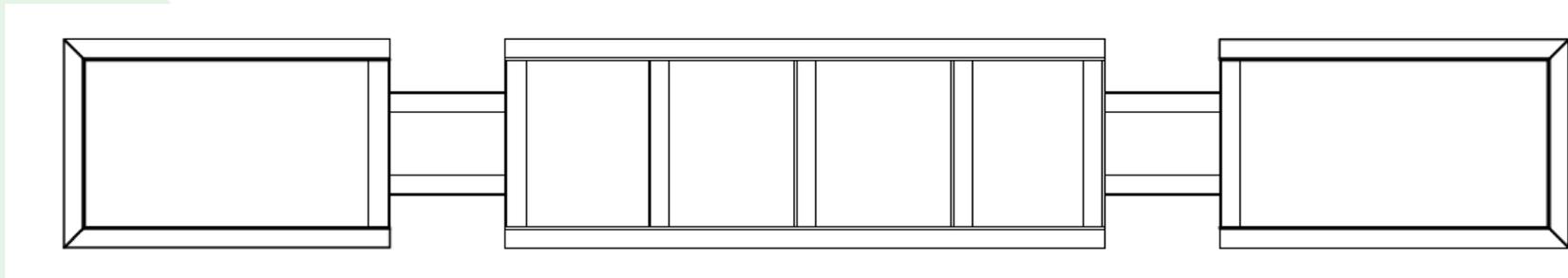
Peso del paquete de mallas

$$P_{carga} = 1.5 \text{ ton}$$

Dimensiones mínimas

$$A_{dimension} = 1000 \times 6500 \text{ mm}$$

**Figura 6**  
Esquema de la estructura del conveyor.



*Nota.* En la figura 6 se muestra la estructura principal del conveyor el cual se encargará de elevar la carga y de sacar el producto una vez completado el paquete.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Análisis de rigidez

El conveyor constara de 4 puntos de apoyo que ejercerán el mecanismo de elevación del conveyor.

Debido a la facilidad para el montaje de chumaceras para los rodillos motrices se decidió colocar un ángulo de 100x100x10 mm.

## Carga distribuida en el perfil estructural

$$W_{carga} = \frac{P_{carga}}{L_{conveyor}}$$

$$W_{carga} = \frac{1500 \text{ kg}}{7 \text{ m}} = 214.286 \approx 215 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

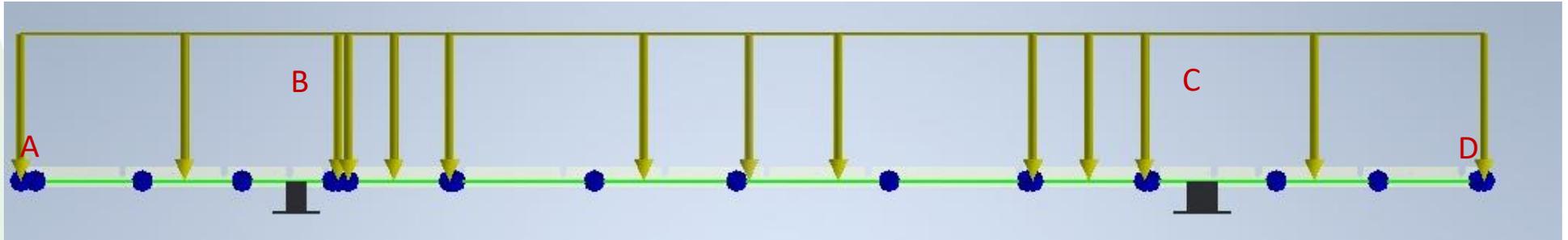
Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

**Figura 7**  
Carga distribuida en el convector.



*Nota.* En la figura 7 se representa la carga distribuida aplicada a la estructura principal del convector para su análisis de deflexión desarrollado en el programa Inventor y ANSYS.

## Cálculo de la deflexión en el perfil estructural

Para realizar un análisis de la deflexión máxima se va a proceder a dividir en 3 tramos, AB, BC, CD con un claro de 1.6, 4, 1.6 m, respectivamente.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Tramo AB & CD

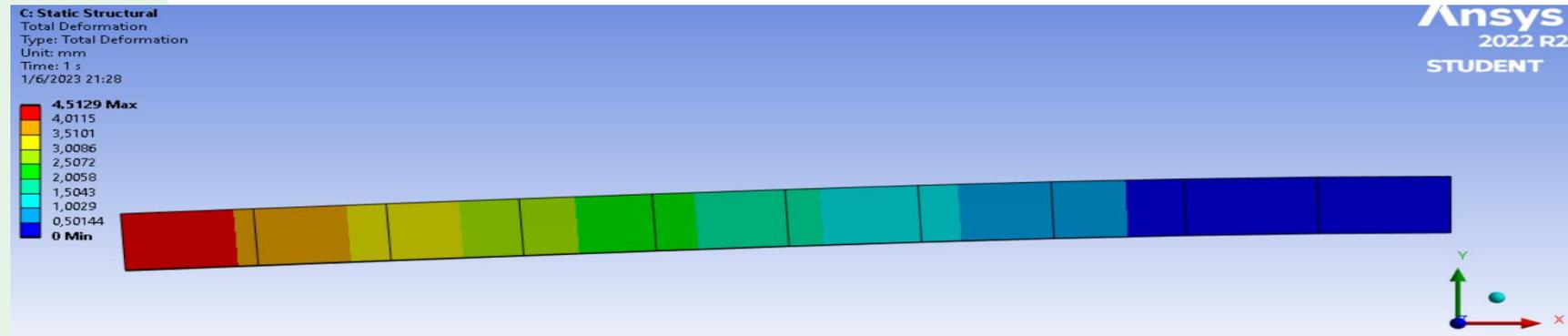
$$\delta_{maxBC} = \frac{W_{carga} * L^4}{8 * E * I}$$

$$\delta_{maxBC} = \frac{215 * 9.81 \frac{N}{m} * 1600^4 mm^4 * 1000}{8 * 200E9 \frac{N}{m^2} * 1.80654 * 10^6 mm^4}$$

$$\delta_{maxBC} = 4.799 mm$$

Figura 8

Resultados de la deflexión máxima (4.51 mm) en el tramo AB & CD.



Nota. En la figura 8 se presentan los resultados de la deflexión del primer tramo que a su vez es idéntico al tercer tramo del conveyor simulados en ANSYS.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Tramo BC

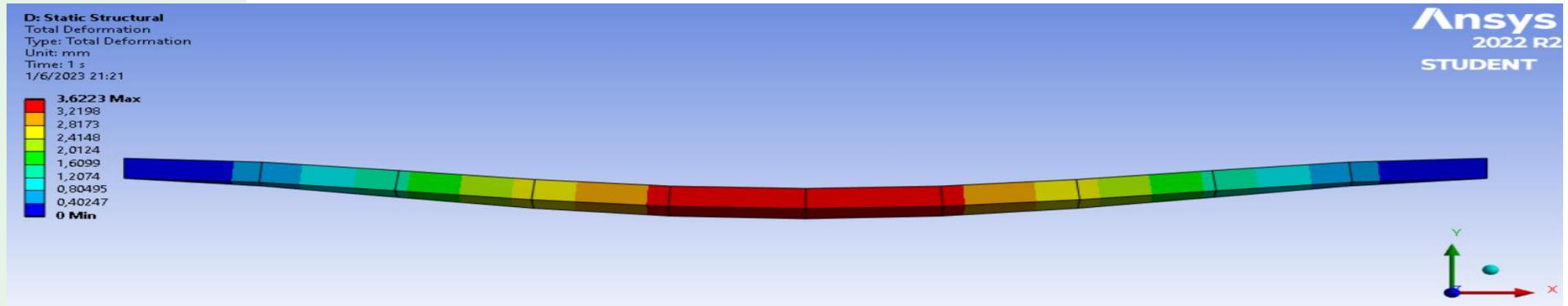
$$\delta_{maxBC} = \frac{W_{carga} * L^4}{384 * E * I}$$

$$\delta_{maxBC} = \frac{215 * 9.81 \frac{N}{m} * 4000^4 mm^4 * 1000}{384 * 200E9 \frac{N}{m^2} * 1.80654 * 10^6 mm^4}$$

$$\delta_{maxBC} = 3.90 mm$$

Figura 9

Resultados de la deflexión máxima (3.622 mm) en el tramo BC.



Nota. En la figura 9 se presentan los resultados de la deflexión del segundo tramo del conveyor simulados en ANSYS.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

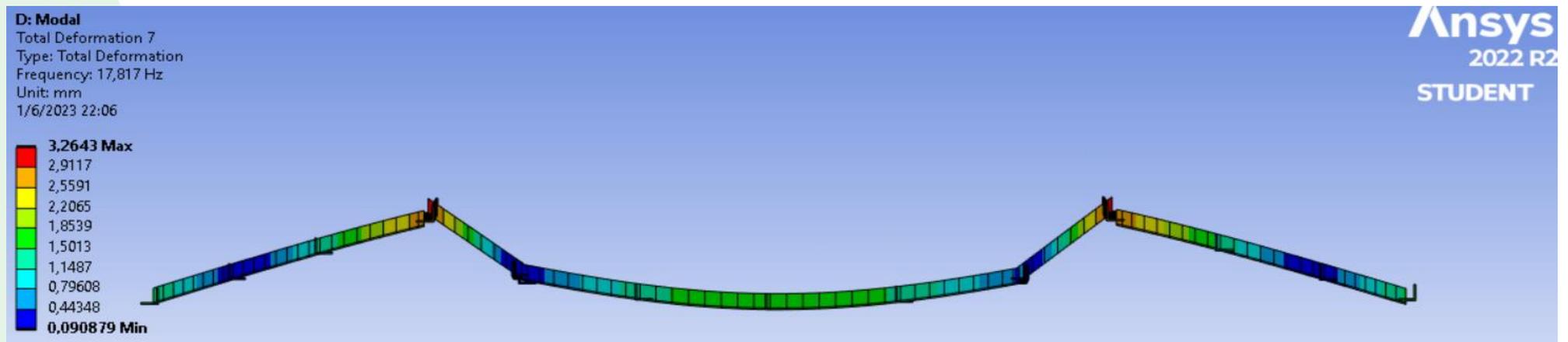
Recomendaciones

# Diseño

## Simulación del conveyor análisis modal sin refuerzo

**Figura 10**

Deformación máxima (3.26 mm) en un análisis modal con un comportamiento desigual.



*Nota.* En la figura 10 se observa una deformación desigual debido a la falta de rigidez única de un tramo con otro.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

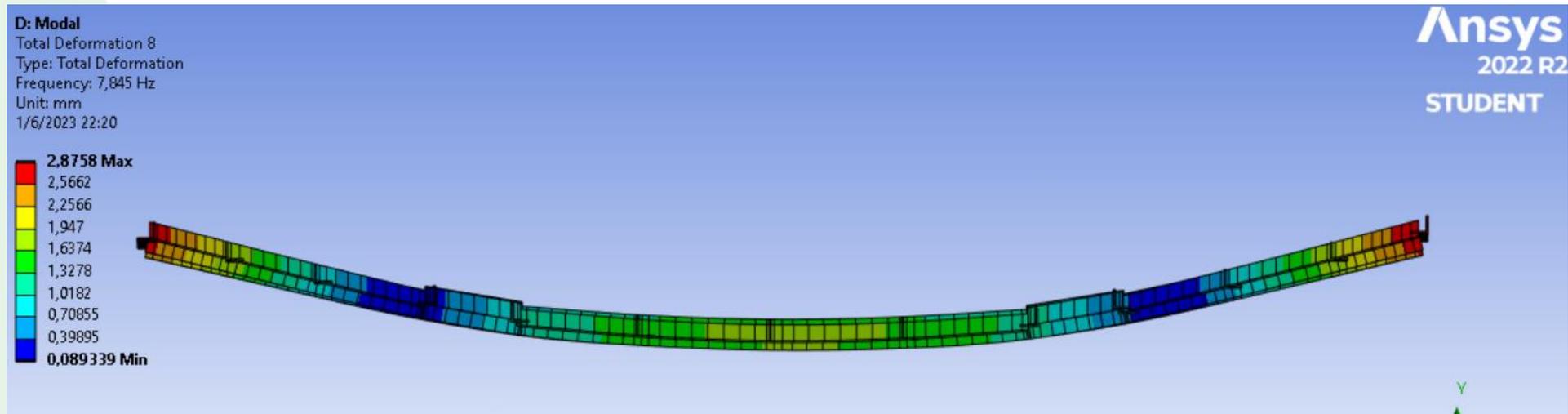
Recomendaciones

# Diseño

## Simulación del conveyor análisis modal con refuerzo

**Figura 11**

Deflexión máxima del conveyor (2.87 mm) en un análisis modal con un comportamiento uniforme.



*Nota.* En la figura 11 al colocar los refuerzos en la parte inferior del conveyor se puede observar que tenemos una deformación uniforme y una rigidez única de todos los tramos.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

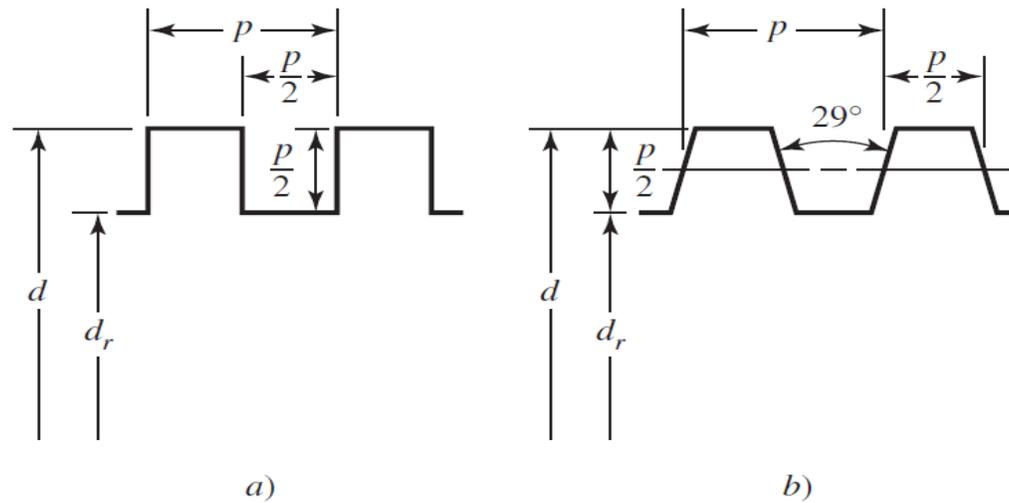
# Diseño

## Mecanismo de elevación del conveyor

### Tornillo de potencia

Figura 12

a) Rosca cuadrada, b) Rosca Acme.



Nota. En la figura 12 se representa la diferencia geométrica entre una rosca cuadrada y una rosca acmé, por (Nisbett, 2008).



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Parámetros de Diseño

$$F = 1500 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1.5 \text{ kN}$$

$$d_t = 34 \text{ mm}$$

$$p = 6 \text{ mm}$$

$$\omega_{\text{motor}} = 1740 \text{ rpm}$$

## Cálculo del diámetro medio y de raíz

$$d_m = d_t - \frac{p}{2} = 34 - \frac{6}{2} = 31 \text{ mm}$$

$$dr = d_t - p = 34 - 6 = 28 \text{ mm}$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Cálculo del torque necesario para subir la carga

$$T_{subida} = \frac{F * d_m}{2} * \left( \frac{l + \pi * f * d_m}{\pi * d_m - f * l} \right)$$

$$T_{subida} = \frac{15000 \text{ N} * 0.031 \text{ m}}{2} * \left( \frac{6 \text{ mm} + \pi * 0.19 * 31 \text{ mm}}{\pi * 31 \text{ mm} - 0.19 * 6 \text{ mm}} \right)$$

$$T_{subida} = 59.192 \text{ N} * \text{m}$$

Cálculo del torque necesario para bajar la carga

$$T_{bajada} = \frac{F * d_m}{2} * \left( \frac{\pi * f * d_m - l}{\pi * d_m + f * l} \right)$$

$$T_{bajada} = \frac{15000 \text{ N} * 0.031 \text{ m}}{2} * \left( \frac{\pi * 0.19 * 31 \text{ mm} - 6 \text{ mm}}{\pi * 31 \text{ mm} + 0.19 * 6 \text{ mm}} \right)$$

$$T_{bajada} = 29.506 \text{ N} * \text{m}$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Análisis de esfuerzos en el tornillo de potencia

### Esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo de potencia

$$\tau = \frac{16 * T_{subida}}{\pi * d_r^3 * 10^6}$$

$$\tau = \frac{16 * 60 Nm}{\pi * \left(\frac{28}{1000}\right)^3 m^3 * 10^6} = 13.9203 MPa$$

### Esfuerzo axial normal nominal

$$\sigma = \frac{-4 * F}{\pi * d_r^2 * 10^6}$$

$$\sigma = \frac{-4 * 15000 N}{\pi * \left(\frac{28}{1000}\right)^2 * 10^6} = -24.361 MPa$$



# Diseño

Esfuerzo de apoyo con una rosca que soporta  $0.38F$

$$\sigma_B = \frac{-2 * 0.38 * F}{\pi * d_m * p * 10^6}$$

$$\sigma_B = \frac{-2 * 0.38 * 15000 \text{ N}}{\pi * \frac{31}{1000} \text{ mm} * \frac{6}{1000} \text{ mm} * 10^6} = 19.509 \text{ MPa}$$

Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca con una rosca que soporta  $0.38F$

$$\sigma_b = \frac{6 * 0.38 * F}{\pi * d_r * p * 10^6}$$

$$\sigma_b = \frac{6 * 0.38 * 15000 \text{ N}}{\pi * \frac{28}{1000} \text{ mm} * \frac{6}{1000} \text{ mm} * 10^6} = 64.799 \text{ MPa}$$

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



# Diseño

## Esfuerzos aplicados sobre el tornillo de potencia

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de

funcionamiento

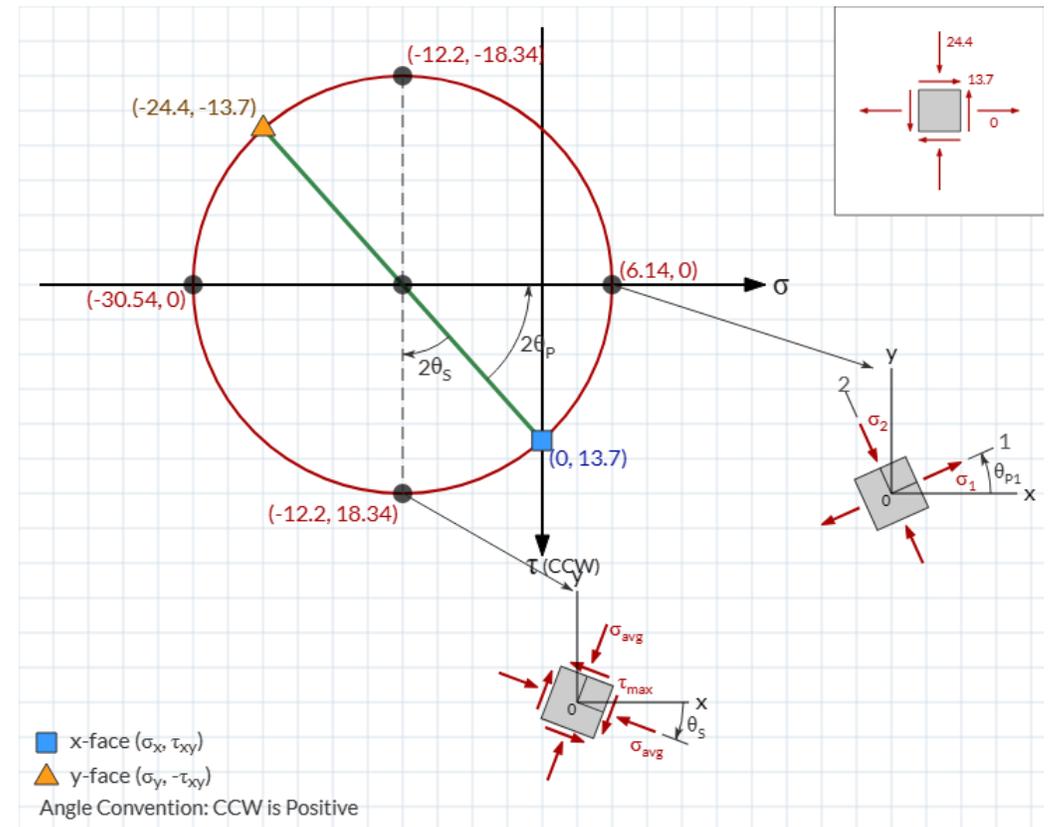
Conclusiones

Recomendaciones

$$\begin{aligned}\sigma_x = \sigma_b &= 64.799 \text{ MPa} \\ \sigma_y &= 0 \\ \sigma_z = \sigma &= -24.361 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\tau_{xy} &= 0 \\ \tau_{yz} = \tau &= 13.733 \text{ MPa} \\ \tau_{zx} &= 0\end{aligned}$$

Figura 13  
Circulo de Mohr's en el plano YZ

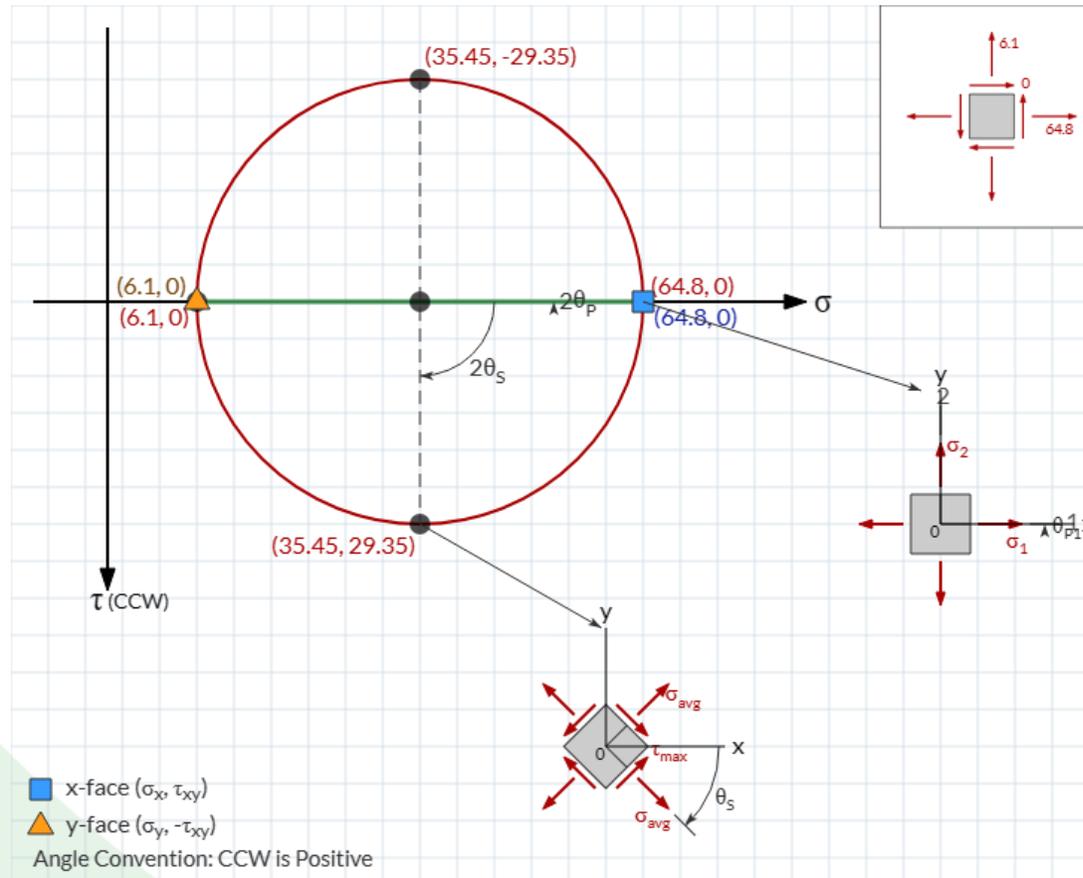


Nota. En la figura 13 se representa el circulo de morh's en el plano YZ de los esfuerzos principales, tomado de <https://elearning.cpp.edu/learning-objects/mohrs-circle/>



# Diseño

**Figura 14**  
Circulo de Mohr's en el plano YZ



*Nota.* En la figura 14 se representa el circulo de morh's en el plano XY de los esfuerzos principales, tomado de <https://elearning.cpp.edu/learning-objects/mohrs-circle/>

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

## Cálculo de los esfuerzos principales

$$\sigma_1 = 64.799 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 6.176 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -30.536 \text{ MPa}$$

## Cálculo del esfuerzo cortante máximo

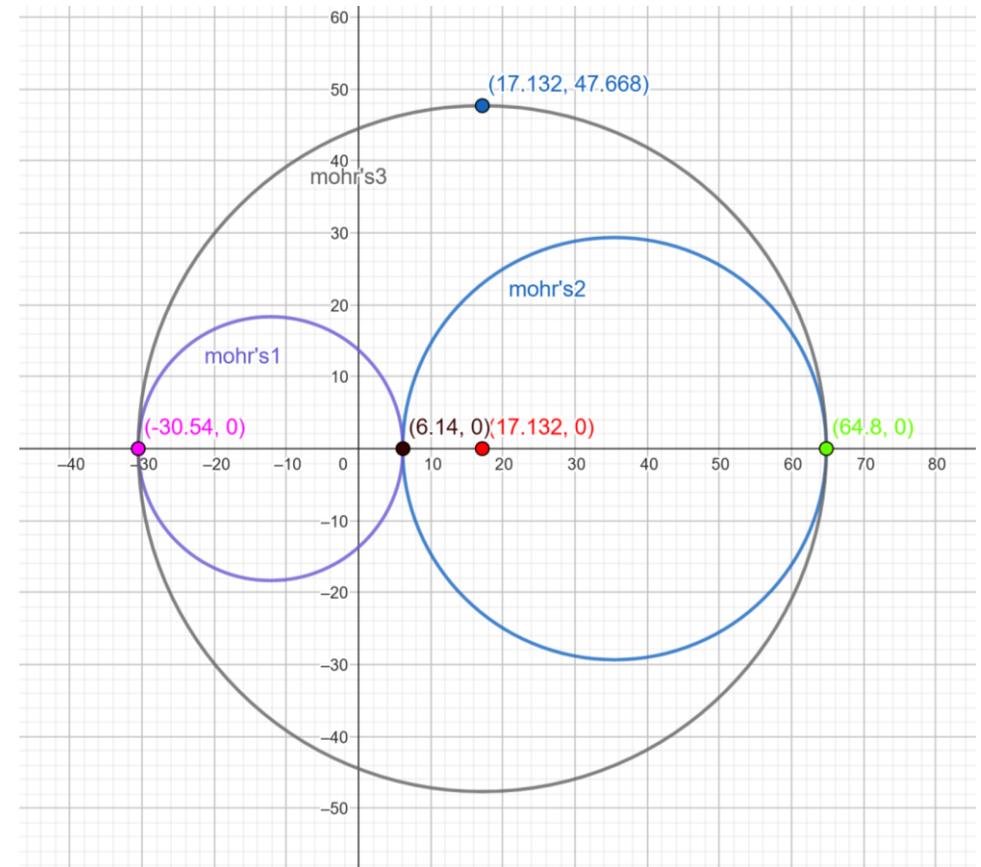
$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{64.799 - (-30.536)}{2} = 47.668 \text{ MPa}$$

# Diseño

Figura 15

Circulo de Mohr's tridimensional representado en el mismo plano



Nota. En la figura 15 se representa el círculo de Mohr's de los esfuerzos principales, tomado de (GeoGebra, 2023)



# Diseño

**Cálculo del esfuerzo equivalente aplicando la teoría de la energía de distorsión TED (Von Misses)**

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

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(64.799 \text{ MPa} - 6.176 \text{ MPa})^2 + (6.176 \text{ MPa} - (-30.536) \text{ MPa})^2 + (-30.536 \text{ MPa} - 64.766 \text{ MPa})^2}{2}}$$

$$\sigma_{eq} = 83.286 \text{ MPa}$$

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



# Diseño

## Selección del material para el tornillo de potencia

Figura 16

Acero al carbono para maquinaria AISI 1045

Acero al carbono para maquinaria

ACEROS

► Cód. IBCA: 760  $\cong$  C45  $\cong$  AISI 1045



### Información general

Acero al carbono sin alea de esmerada manufactura, con buena tenacidad. Características en su alta uniformidad y rendimiento. Puede utilizarse en condición de suministro o con tratamiento térmico de temple y revenido. Aplicable a partes relativamente simples de máquinas. Dureza de suministro aproximada: 200 HB.

Análisis típico %	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
C45	0.42 - 0.50	$\leq 0.40$	0.50 - 0.80	0.045	0.045	$\leq 0.40$	$\leq 0.10$
AISI 1045	0.43 - 0.50	0.15 - 0.35	0.60 - 0.90	0.030	0.050		
Normas equivalentes	AISI (1045), SAE (C1045), W.Nr (1.1820), DIN (CK45)						
Código de color	Rojo / Plomo						

### Propiedades mecánicas

Resistencia a la tracción	65 kg/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo de cedencia	32 kg/mm <sup>2</sup>
Elongación, A5	min 10%
Reducción de área	40 %
Dureza	220 - 235

### Tratamiento térmico

TIPO	°C
Forjado	800 - 1050
Normalizado	830 - 850
Temple (agua)	770 - 810
Temple (aceite)	790 - 830
Revenido (herramientas de corte)	100 - 300
Revenido de bonificación	550 - 650

Nota. En la figura 16 se observa las propiedades mecánicas del acero AISI 1045 proporcionado del catálogo de productos de Ivan Bohman, por (Bohman, 2022).

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

**Cálculo del factor de seguridad para el tornillo por aplastamiento**

$$FS_{ta} = \frac{S_y}{\sigma_{eq}} = \frac{313.92 \text{ MPa}}{83.286 \text{ MPa}} = 3.769$$

**Esfuerzo a la torsión (cortante)**

Para materiales dúctiles

$$S_{sy} = 0.58 * S_y = 182.074 \text{ MPa}$$

**Cálculo del factor de seguridad para el tornillo por cortante**

$$FS_{tc} = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} = \frac{182.074 \text{ MPa}}{47.668 \text{ MPa}} = 3.819$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

**Cálculo del factor de seguridad para el tornillo por cortante del motor**

**Torque del motor**

$$T_m = \frac{P_m * i}{\omega_m}$$

$$T_m = \frac{5500 \text{ W}}{1740 \text{ rpm}} * \frac{30 * 2}{\pi} = 60.369 \text{ Nm}$$

**Figura 17**

Motor eléctrico de 7,5 HP con freno.



*Nota.* En la figura 17 se observa el motor eléctrico con freno de 7,5 HP a 1740 rpm que será utilizado en el sistema de elevación del conveyor.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

**Esfuerzo cortante generado por el motor**

$$\tau_{motor} = \frac{16 * T_m}{\pi * d_r^3 * 10^6}$$

$$\tau_{motor} = \frac{16 * 60.369 Nm}{\pi * \left(\frac{28}{1000}\right)^3 m^3 * 10^6} = 14.006 MPa$$

**Cálculo del factor de seguridad para el tornillo por cortante del motor**

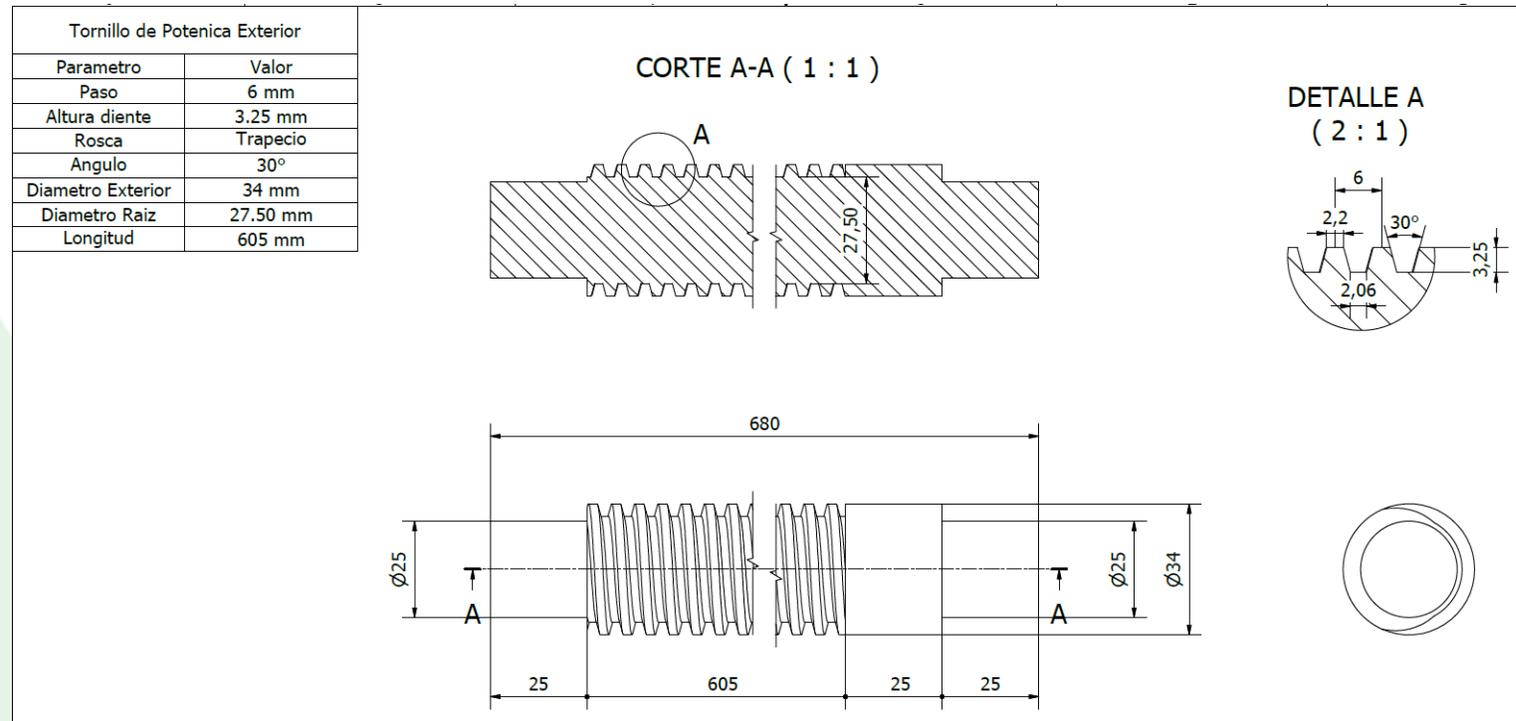
$$FS_{tcm} = \frac{S_{sy}}{\tau_{motor}} = \frac{182.074 MPa}{14.006 MPa} = 13$$



# Diseño

## Geometría del tornillo de potencia

Figura 18  
Plano del tornillo de potencia



Nota. En la figura 18 se observa las dimensiones del tornillo de potencia y los parámetros geométricos del diente para su fabricación.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

[Diseño](#)

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Análisis para la tuerca echa de bronce naval (C83600 SAE40)

Figura 19

Propiedades mecánicas del bronce naval

Leaded Red Brass, UNS C83600, Copper Casting Alloy (Bronze SAE 40)			
<b>Categories:</b> <a href="#">Metal</a> ; <a href="#">Nonferrous Metal</a> ; <a href="#">Copper Alloy</a> ; <a href="#">Brass</a> ; <a href="#">Copper Casting Alloy</a>			
<b>Material Notes:</b>	Casting methods recommended for this alloy: Centrifugal, Continuous, Investment, and Sand.		
	<b>Applications:</b> Válvulas, bridas, accesorios de tubería, artículos de fontanería, piezas de fundición de bombas, impulsores y carcasas para bombas de agua, Accesorios ornamentales Engranajes pequeños.		
	Como los valores de fundición a continuación son para la fundición en arena. La aleación no responde al tratamiento térmico. La asignación de contracción de fundición es del 5,7%		
<b>Key Words:</b>	Leaded Red Brass, composition metal, ounce metal, 85-5-5-5, CA 836, AMS 4855, ASTM B30, ASTM B62, ASTM B271, ASTM B505, ASTM B584, ASTM B145-4A, SAE J462 (CA836), Ingot code number 115, FED QQ-C-390 (CA836), MIL-C-15345 (Alloy 1)		
<b>Vendors:</b>	No vendors are listed for this material. Please <a href="#">click here</a> if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.		
	<a href="#">Printer friendly version</a> <a href="#">Download as PDF</a> <a href="#">Download to Excel (requires Excel and Windows)</a> <a href="#">Export data to your CAD/FEA program</a>		
	Add to Folder: <input type="checkbox"/> My Folder <input type="button" value="0/0"/>		
Physical Properties			
	Metric	English	Comments
Density	8.83 g/cc	0.319 lb/in <sup>3</sup>	
Mechanical Properties			
	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	60	60	Typical
Tensile Strength, Ultimate	255 MPa	37000 psi	
Tensile Strength, Yield	117 MPa	17000 psi	
	@Strain 0.500 %	@Strain 0.500 %	
Elongation at Break	30 %	30 %	In 50 mm
Creep Strength	48.0 MPa	6960 psi	for 0.1% creep
	@Temperature 290 °C, Time 3.60e+7 sec	@Temperature 554 °F, Time 10000 hour	

Nota. En la figura 19 se observa las propiedades mecánicas del bronce naval, por (MatWeb, 2023).

## Esfuerzo a la fluencia

$$S_{yB} = 117 \text{ MPa}$$

## Esfuerzo a la torsión (cortante)

Para materiales dúctiles

$$S_{syB} = 0.90 * S_y = 105.3 \text{ MPa}$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Corrección de los esfuerzos en la tuerca del tornillo sin fin

La carga total es de 1.5 toneladas la cual va estar distribuida en 4 puntos de apoyo (tornillos de potencia) por lo cual los esfuerzos en las tuercas son los esfuerzos del tornillo dividido para 4.

## Cálculo del factor de seguridad para la tuerca por aplastamiento

$$FS_{ta} = \frac{4 * S_{yB}}{\sigma_{eq}} = \frac{4 * 117 \text{ MPa}}{83.286 \text{ MPa}} = 5.619$$

## Cálculo del factor de seguridad para la tuerca por cortante

$$FS_{tc} = \frac{S_{syB}}{\tau_{max}} = \frac{4 * 105.3 \text{ MPa}}{47.668 \text{ MPa}} = 8.836$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

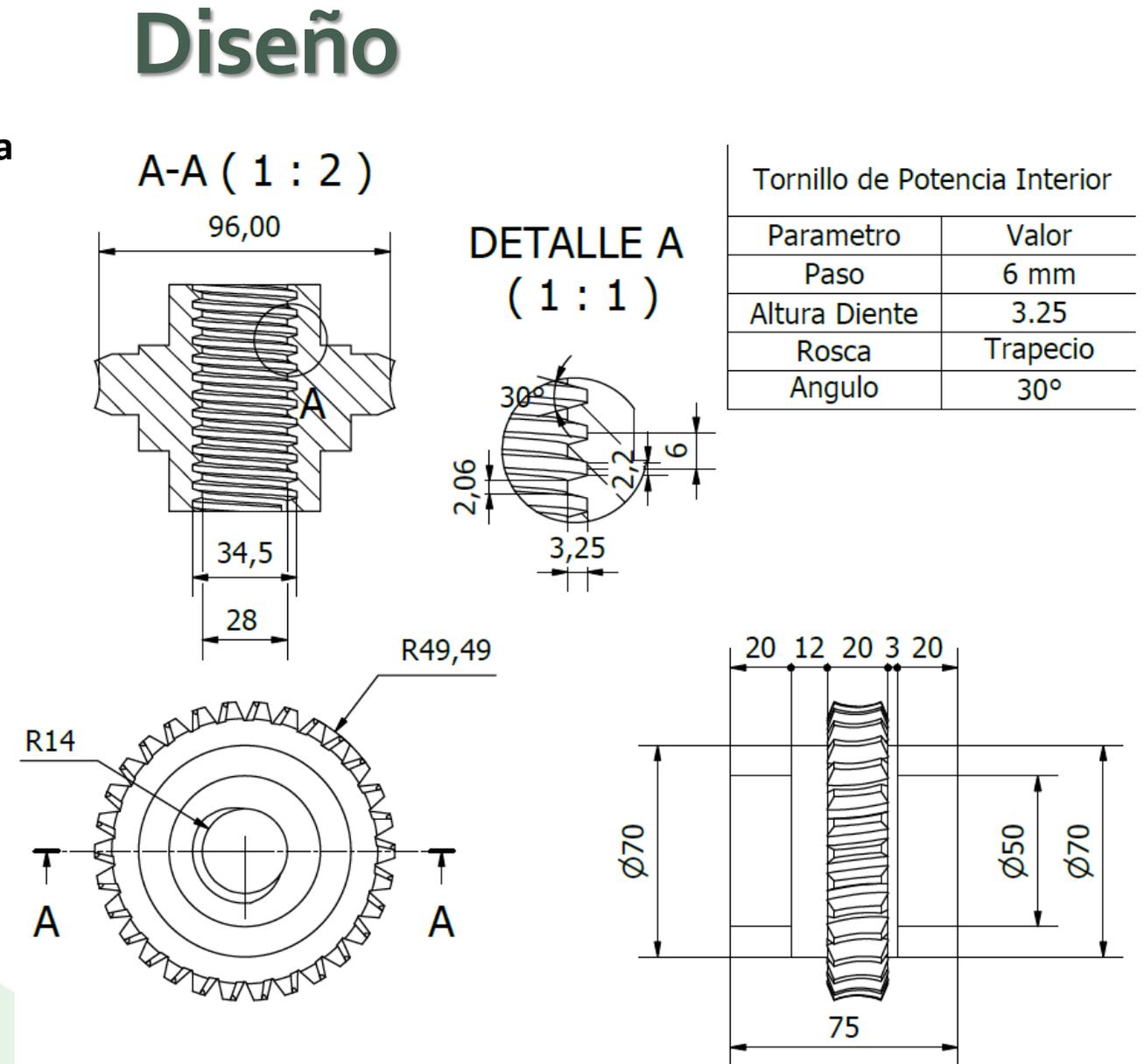
Conclusiones

Recomendaciones

## Geometría del tornillo de potencia

**Figura 20**  
Plano de la corona / tuerca del tornillo de potencia.

*Nota.* En la figura 20 se observa las dimensiones y parámetros del diente para la tuerca del tornillo de potencia que a su vez es una corona.





Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

## Diseño del tornillo sin fin

### Parámetros de diseño

$$P_{motor} = \frac{5.5}{4} KW = 1.375 KW$$

$$\omega_{motor} = 1750 rpm$$

$$i_{in} = 2$$

$$\Phi_{interior} = 26 mm$$

$$m = 3$$

$$k = 2$$

$$\Phi_{ext} = 54 mm$$

# Diseño

Figura 21

Placa de parámetros del motor eléctrico 7,5 HP.



Nota. En la figura 21 se observa los parámetros eléctricos del motor eléctrico 7,5 HP con freno,



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

**Análisis de esfuerzos en el tornillo sin fin / corona**

**Factor de material  $C_s$**

Distancia entre centros

$$C = 69 \text{ mm} \rightarrow C_s = 1000$$

**Factor de corrección de relación  $C_m$**

$$\text{Si } i = 15 \quad C_m = 0.805$$

**Factor de velocidad  $C_v$**

$$\text{Si } V_s = 1745.062 \frac{ft}{min} \quad C_v = 0.189$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Carga permisible al desgaste

$$F_t = C_s * C_m * C_v * B_G * d_g^{0.8}$$

$$F_t = 1000 * 0.805 * 0.189 * \frac{20}{25.4} * \left(\frac{90}{25.4}\right)^{0.8}$$

$$F_t = 329.60 \text{ lbf} \rightarrow 1617 \text{ N}$$

## Carga dinámica

$$F_d = W_{tg} * K_o * K_v$$

## Factor dinámico

$$K_v = \left(\frac{92 + \sqrt{1745.062}}{92}\right)^{0.25} = 1.098$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Factor de sobrecarga

**Figura 22**  
Factores de sobrecarga  $K_o$

**Tabla 15-2**

Factores de sobrecarga  $K_o$  ( $K_A$ )  
(Fuente: ANSI/AGMA 2003-B97.)

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

*Nota:* Esta tabla es para transmisiones reductoras de velocidad. Para transmisiones aumentadoras de velocidad, agregue  $0.01(N/n)^2$  o  $0.01(z_2/z_1)^2$  a los factores anteriores.

*Nota.* En la figura 22 se observa la tabla de los factores de sobrecarga de acuerdo al carácter del movimiento principal y de la máquina impulsada. Tomado de (Nisbett, 2008).

Al ser conectado directamente al motor su movimiento principal es uniforme y la carga sobre la corona es de un impacto ligero.

$$K_o = 1.25$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Carga dinámica

$$F_d = W_{tg} * K_o * K_v$$

$$F_d = 1095.31 \text{ N} * 1.25 * 1.098 = 1503.32 \text{ N}$$

## Condición de diseño

$$F_t \geq F_d$$

$$1617 \text{ N} \geq 1503 \text{ N}$$

Como la carga permisible al desgaste es mayor que la carga dinámica podemos considerar que el diseño es seguro.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Esfuerzo a la flexión en los dientes de la corona

### Factor de Lewis

“El factor de forma de Lewis relacionado con el paso circular. Para  $\phi_n = 14.5^\circ$ ,  $y = 0.100$ ;  $\phi_n = 20^\circ$ ,  $y = 0.125$ ;  $\phi_n = 25^\circ$ ,  $y = 0.150$ ;  $\phi_n = 30^\circ$ ,  $y = 0.175$ .”, tomado de (Nisbett, 2008).

$$y = 0.125$$

### Angulo de hélice

$$\Psi = \lambda = 7.125^\circ$$

### Paso circular del tornillo

$$p_x = \pi * m = \pi * 3 = 9.4247 \text{ mm}$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Esfuerzo a la flexión en los dientes de la corona

$$\sigma_t = \frac{F_d}{y * B_G * p_x * \cos(\Psi)}$$

$$\sigma_t = \frac{1503 \text{ N}}{0.125 * 20 \text{ mm} * 9.4247 \text{ mm} * \cos(7.125)}$$

$$\sigma_t = 64.2863 \text{ MPa}$$

Esfuerzo a la fluencia del bronce naval

$$S_{yB} = 117 \text{ MPa}$$

Cálculo del factor de seguridad

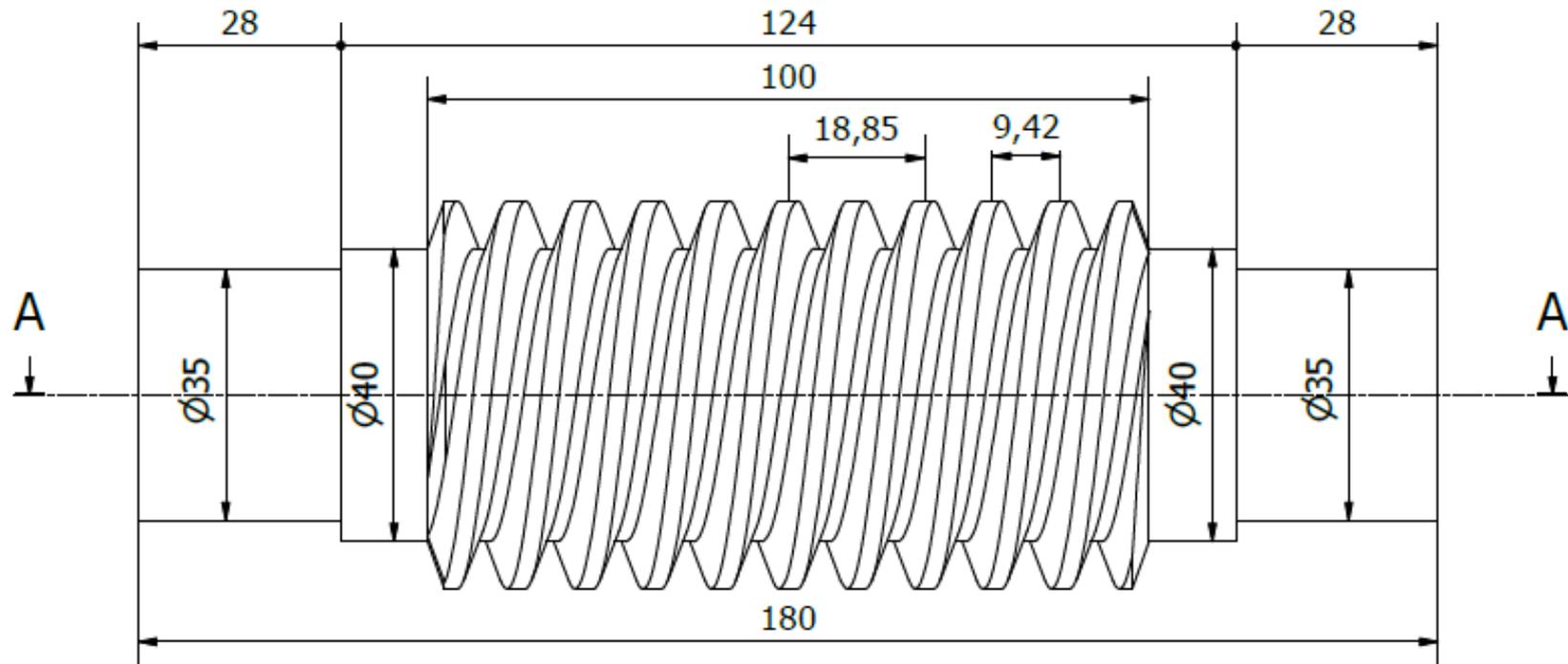
$$FS = \frac{S_{yB}}{\sigma_t} = \frac{117}{64.2863} = 1.82$$



# Diseño

## Geometría del tornillo sin fin

Figura 23  
Geometría del tornillo sin fin con dos entradas.



Nota. En la figura 23 se observa las dimensiones del tornillo sin fin para su fabricación

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

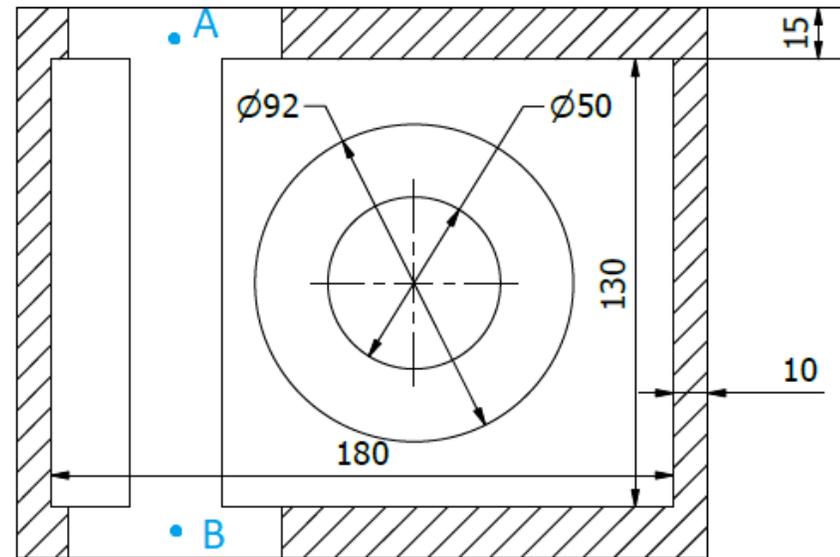
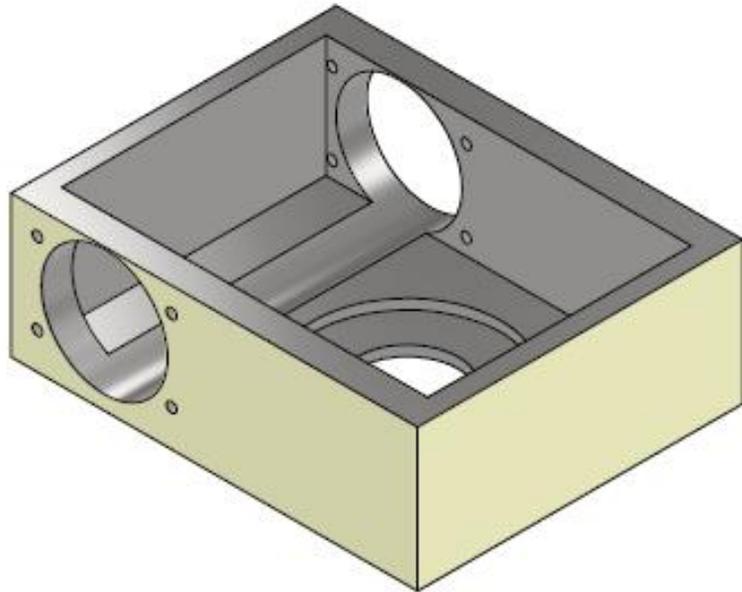
Recomendaciones

# Diseño

## Geometría de la caja reductora

Figura 24

Geometría de la caja reductora para el sistema tornillo sin fin / corona.



*Nota.* En la figura 24 se observa el CAD de la caja reductora la cual portara el tornillo sin fin corona y el tornillo de potencia.

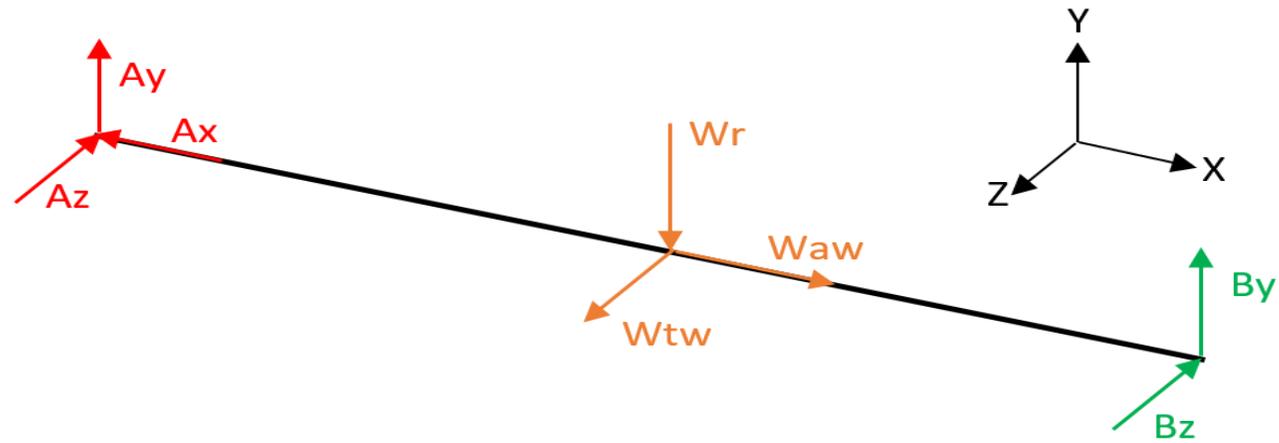


# Diseño

## Diseño de la flecha del tornillo sin fin

La distancia de apoyo del tornillo sin fin (figura 23) en la caja reductora (figura 24) representado por los puntos A-B es de 145 mm.

**Figura 25**  
Cargas Aplicadas el eje de la flecha A-B



*Nota.* En la figura 25 se representan las cargas aplicadas a la flecha AB.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

[Diseño](#)

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

## Diagrama de fuerzas y momentos para el plano X-Y

Figura 26

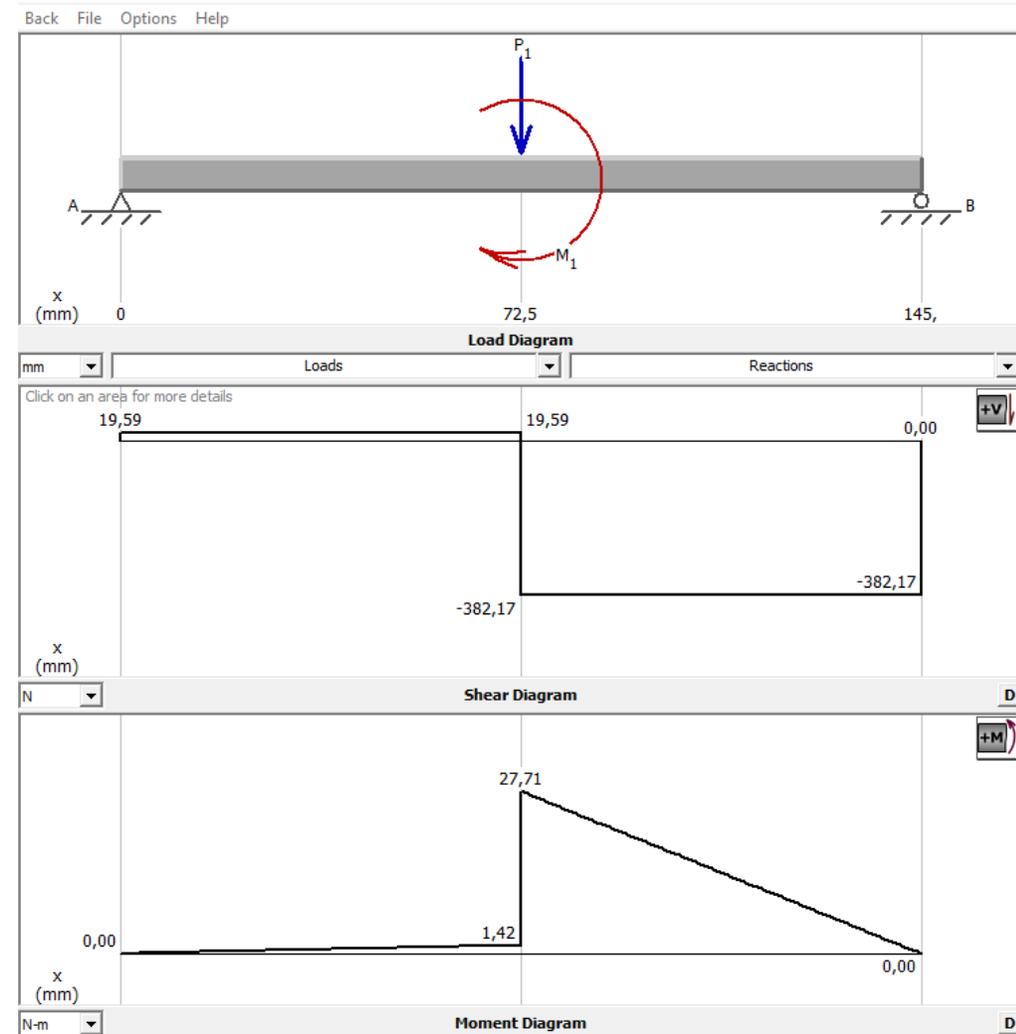
Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano X-Y de la flecha A-B.

Nota. En la figura 26 se observa los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector de la flecha AB en el plano X-Y según el sistema de coordenadas definido en la figura 29.

### Momento flector máximo

$$M_{ts(X-Y)} = 27.71 \text{ Nm}$$

# Diseño





Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

[Diseño](#)

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

## Diagrama de fuerzas y momentos para el plano X-Z

**Figura 27**

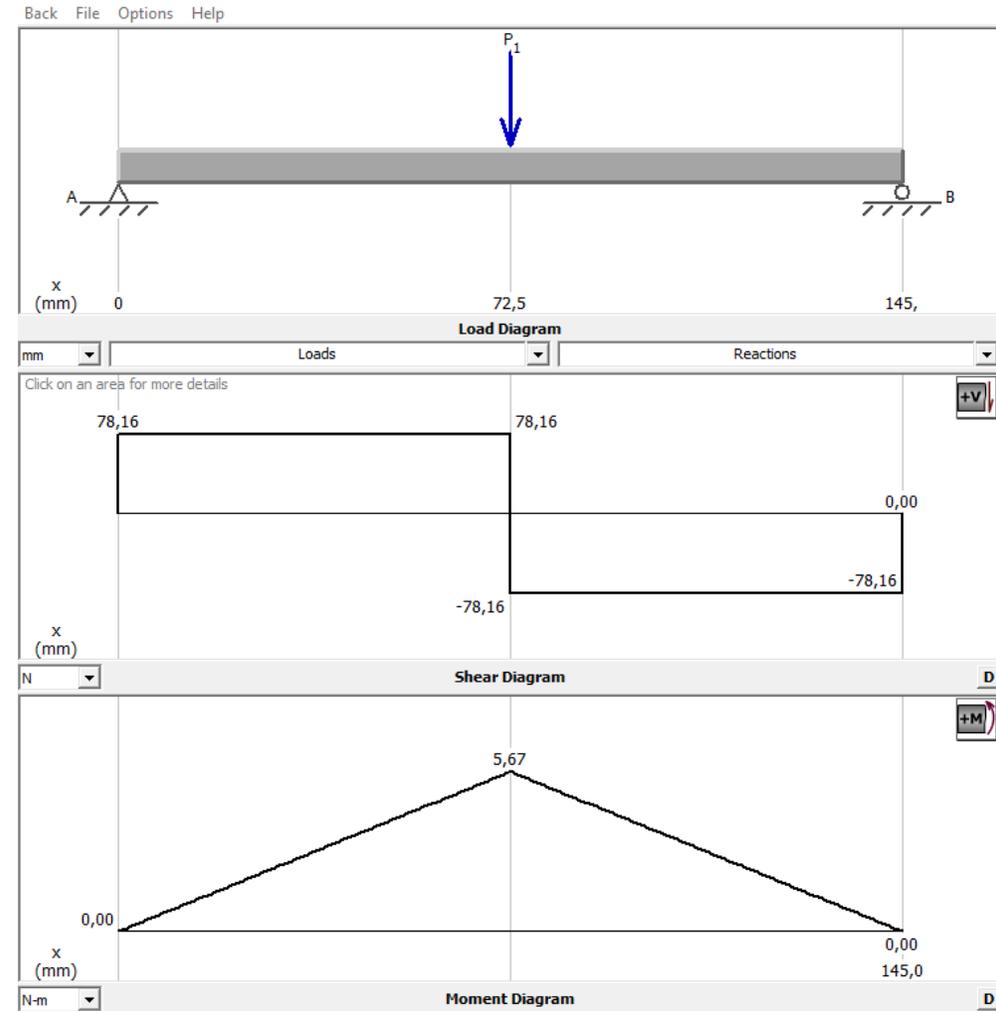
Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano X-Z de la flecha A-B.

*Nota.* En la figura 27 se observa los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector de la flecha AB en el plano X-Z según el sistema de coordenadas definido en la figura 29.

### Momento flector máximo

$$M_{ts(X-Z)} = 5.67 \text{ Nm}$$

# Diseño





Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Cálculo de la resistencia a fatiga

### Selección del material

Para la selección del material nos basamos en materiales comunes (figura 16), existentes en el mercado nacional (Ivan Bohman).

### Esfuerzo a la fluencia y ultima

$$S_y = 32 \frac{kg}{mm^2} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 313.92 MPa$$

$$S_u = 65 \frac{kg}{mm^2} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 637.65 MPa$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

**Coeficientes para el análisis a fatiga (vida infinita)**

**Factor de Superficie (Ka)**

$$k_a = 4.51 * (637.65)^{-0.265} = 0.815$$

**Factor de Tamaño (Kb)**

$$k_b = 1.24 * 30^{-0.107} = 0.8617$$

**Factor de carga (Kc)**

Debido a que el elemento está sometido a combinaciones de carga el factor de carga es:

$$k_c = 1$$

**Factor de temperatura (Kd)**

La temperatura de funcionamiento es a temperatura ambiente por lo cual el factor de temperatura es de 1.

$$k_d = 1$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Factor de confiabilidad ( $K_e$ )

Se procede a trabajar bajo un criterio conservador por lo que el factor de confiabilidad es de 1.

$$k_e = 1$$

## Límite de la resistencia a fatiga

Para aceros donde  $S_u < 1400$  MPa

$$S_{ee} = 0.5 * S_u = 0.5 * 637.35 \text{ MPa} = 318.825 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_{ee}$$

$$S_e = 0.815 * 0.8617 * 1 * 1 * 1 * 318.825 \text{ MPa} = 223.801 \text{ MPa}$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Cálculo de los esfuerzos en la flecha A-B

Momentos máximos de la flecha A-B

$$M_{ts(X-Y)} = 27.71 \text{ Nm} \quad ; \quad M_{ts(X-Z)} = 5.67 \text{ Nm}$$

$$M_{maxAB} = \sqrt{M_{ts(X-Y)}^2 + M_{ts(X-Z)}^2} = \sqrt{27.71^2 + 5.67^2} = 28.2841 \text{ Nm}$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

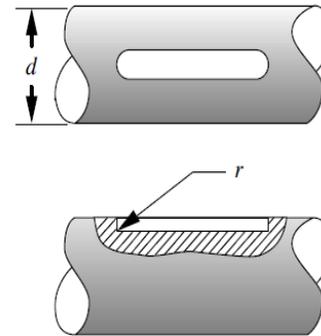
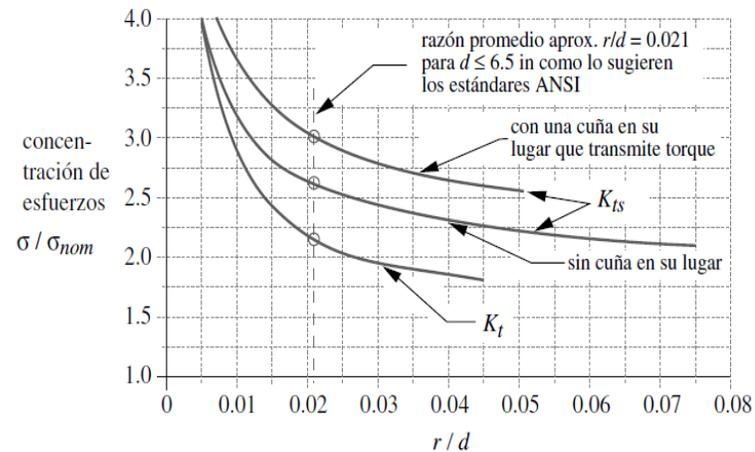
# Diseño

## Concentradores de esfuerzos

### Chaveteros o Cuñas

Figura 28

Factores de concentradores de esfuerzo.



Según la razón promedio aproximada

$r/d=0.021$  para  $d < 6.5$  in como lo

sugieren los estándares ANSI.

$$K_t = 2.2 \quad ; \quad K_{ts} = 3$$

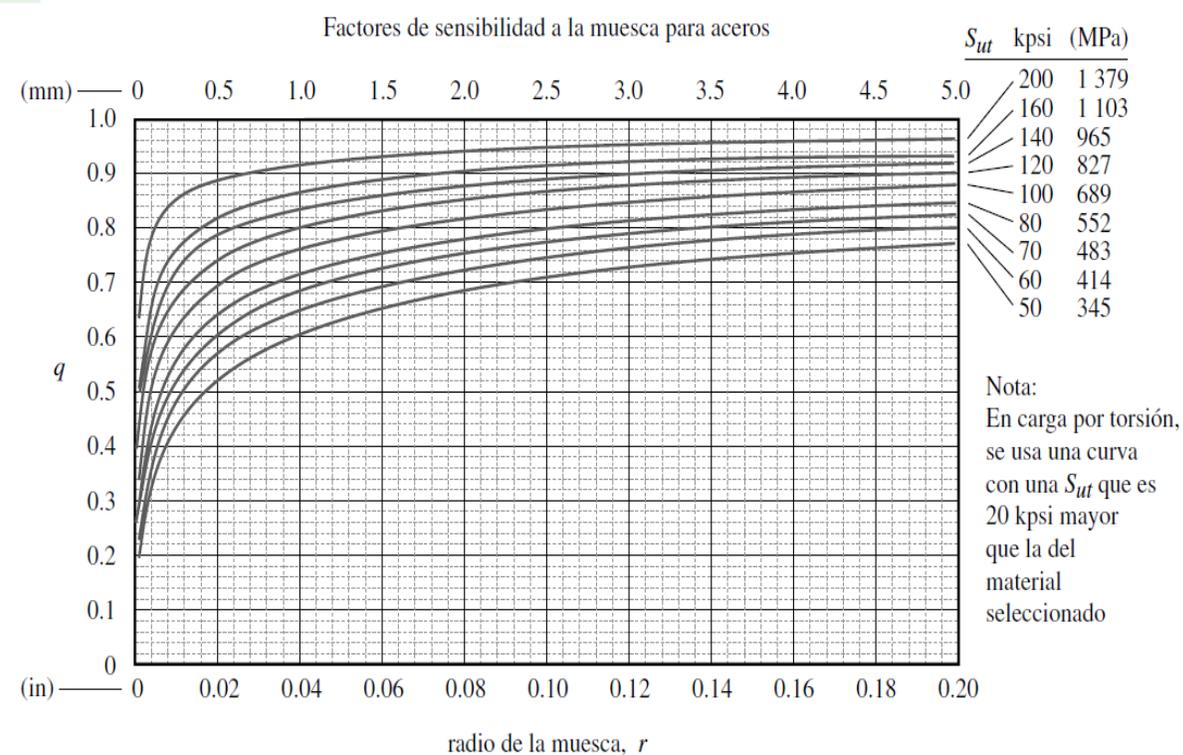
Nota. En la figura 28 se observa las curvas de los concentradores de esfuerzo en relación del radio de la muesca y el diámetro del eje. Tomado de (Norton, 2011).



# Diseño

## Concentradores de esfuerzo a fatiga

**Figura 29**  
Factores de sensibilidad para aceros.



Para un radio de muesca de 1 mm y  $S_u$  (637.65 MPa) obtenemos un valor de:

$$q = 0.76$$

Nota. En la figura 29 se observa el coeficiente  $q$  que se encuentra en función del radio de la muesca y la resistencia última del material a utilizar. Tomado de (Norton, 2011).

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

**Diseño**

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



# Diseño

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

Concentrador de esfuerzo a fatiga

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.76 * (2.2 - 1) = 1.912$$

Concentrador de esfuerzo a fatiga por cortante

$$K_{fS} = 1 + q(K_{tS} - 1) = 1 + 0.76 * (3 - 1) = 2.52$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Concentradores por cargas sometidas a impacto

Figura 30  
Concentradores por cargas sometidas a impacto

Coeficiente	Valor
$K_{sh}, K_{st}$	1.0 para cargas estables o aplicadas gradualmente
	1.0—1.5 para choques menores
	1.5—2.0 para choques fuertes

FUENTE: H.A. Berchardt: A Comprehensive method for designing shafts to insure adequate fatigue life. Mach. Des., (25 de abril de 1963).

Nota. En la figura 30 se observa los concentradores de esfuerzos para cargas sometidas a impacto. Tomado de (H.A. Berchardt, 1963).

Debido a que la carga será estable y no presentará impactos.

$$K_{sb} = 1 \quad ; \quad K_{st} = 1$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Método Dowling para materiales dúctiles

$$K_{fm} = K_f = 1.912 \quad ; \quad K_{fms} = K_{fs} = 2.52$$

Cálculo de los esfuerzos equivalentes

$$\sigma_{mAB} = K_{fm} * \sigma_{mmAB} = 0$$

$$\sigma_{aAB} = K_f * \sigma_{aaAB}$$

$$\tau_{mAB} = K_{fms} * \tau_{mmAB}$$

$$\tau_{aAB} = K_{fs} * \tau_{aaAB} = 0$$



# Diseño

## Esfuerzos equivalente medio y alternante aplicando Von Misses

$$\sigma_{eqmAB} = \sqrt{K_{sb}} * \sqrt{\sigma_{mAB}^2 + 4 * \tau_{mAB}^2} = 1 * \frac{96.2978}{d_{AB}^3} = \frac{96.2978}{d_{AB}^3}$$

$$\sigma_{eqaAB} = \sqrt{K_{st}} * \sqrt{\sigma_{aAB}^2 + 4 * \tau_{aAB}^2} = 1 * \frac{550.845}{d_{AB}^3} = \frac{550.845}{d_{AB}^3}$$

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Cálculo del diámetro de la flecha

Para calcular el diámetro aplicamos uno de los criterios de falla en este caso como nuestro limite es la rotura del elemento utilizaremos el criterio de Soderberg.

Nos planteamos un factor de seguridad de 2.

$$FS = 2$$

$$\frac{\sigma_{eqaAB}}{S_e * 10^6} + \frac{\sigma_{eqmAB}}{S_y * 10^6} = \frac{1}{FS}$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Remplazando valores y despejando la variable del diámetro de la flecha obtenemos:

$$d_{AB} = \sqrt[3]{FS * \left( \frac{550.845}{S_e * 10^6} + \frac{96.2978}{S_y * 10^6} \right)}$$

$$d_{AB} = \sqrt[3]{2 * \left( \frac{550.845}{223.801 * 10^6} + \frac{96.2978}{313.92 * 10^6} \right)} = 0.01769 \text{ m}$$

$$d_{AB} = 17.69 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo que debe tener la flecha es de 17.69 mm sin embargo se ha tomado la decisión de fabricar la flecha con un diámetro de 26 mm.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Selección de rodamientos

Cálculo del número de ciclos

Tiempo de Operación

La empresa cuenta con 2 turnos de 8 horas durante 264 días laborales del año por un periodo de 10 años.

$$t = 2 * 8 \frac{hr}{dia} * 264 \frac{dia}{año} * 10 \text{ año} = 4.224 * 10^4 \text{ hr}$$

$$L_{10A} = \frac{t * \omega_{in} * 60}{10^6} = \frac{4.224 * 10^4 * 3500 * 60}{10^6} = 8.8704 * 10^3 \text{ ciclos}$$



# Diseño

Carga radial para el Rodamiento en B (figura 24).

$$F_{rB} = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{19.787^2 + 78.1565^2} = 80.6224 \text{ N}$$

$$F_{aB} = B_x = 1095.31 \text{ N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 13.5857$$

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Supondremos un rodamiento cónico 32007

Carga radial dinámica equivalente

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 13.5857 > 0.45$$

$$P_{rB} = 0.4 * F_r + Y_1 * F_a$$

$$P_{rB} = 0.4 * 80.6224 \text{ N} + 1.32 * 1095.31 \text{ N} = 1478.058 \text{ N}$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Carga radial estática equivalente

$$P_{0rB} = 0.5 * F_{rB} + Y_0 * F_{aB}$$

$$P_{0rB} = 0.5 * 80.6224 \text{ N} + 0.73 * 1095.31 = 839.888 \text{ N}$$

Cálculo de la capacidad de carga dinámica básica

$$C_{rB} = P_{rB} * \sqrt[p]{L_{10A}} \quad ; \quad \text{para } p = \frac{10}{3}$$

$$C_{rB} = 1478.1 \text{ N} * \sqrt[3]{8.8704 * 10^3} = 22.60 \text{ kN}$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Análisis de la capacidad de carga básica para el rodamiento 32007 en el punto B.

$$C_r \geq C_{rB}$$

$$57 \text{ kN} > 22.60 \text{ kN}$$

Se selecciona el rodamiento 32007 por su capacidad de carga y por el factor geométrico necesario para el conjunto.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

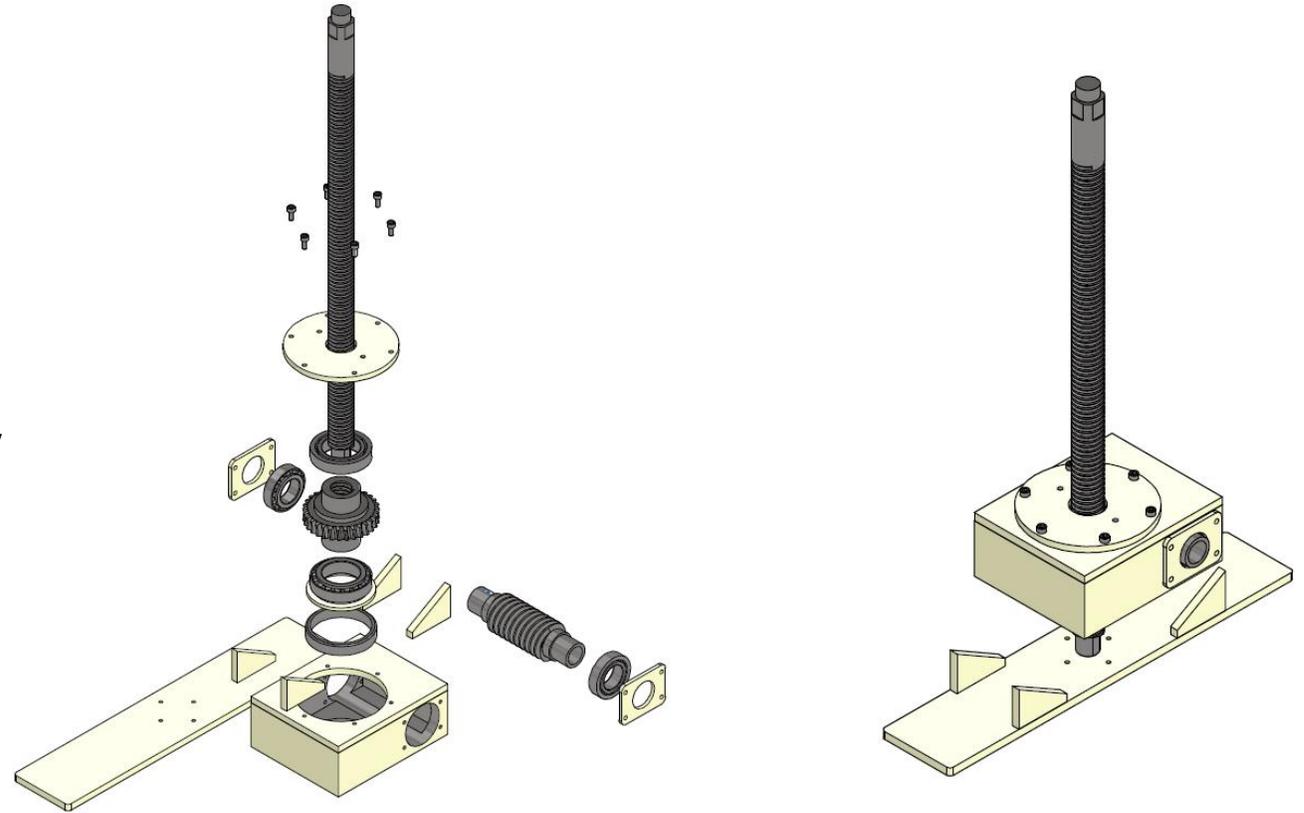
Recomendaciones

# Diseño

## Conjunto del mecanismo de elevación del conveyor

**Figura 31**  
Conjunto y despiece del sistema de elevación  
del conveyor.

*Nota.* En la figura 31 se observa el CAD de despiece y  
ensamblaje de la caja reductora y el tornillo de  
potencia.

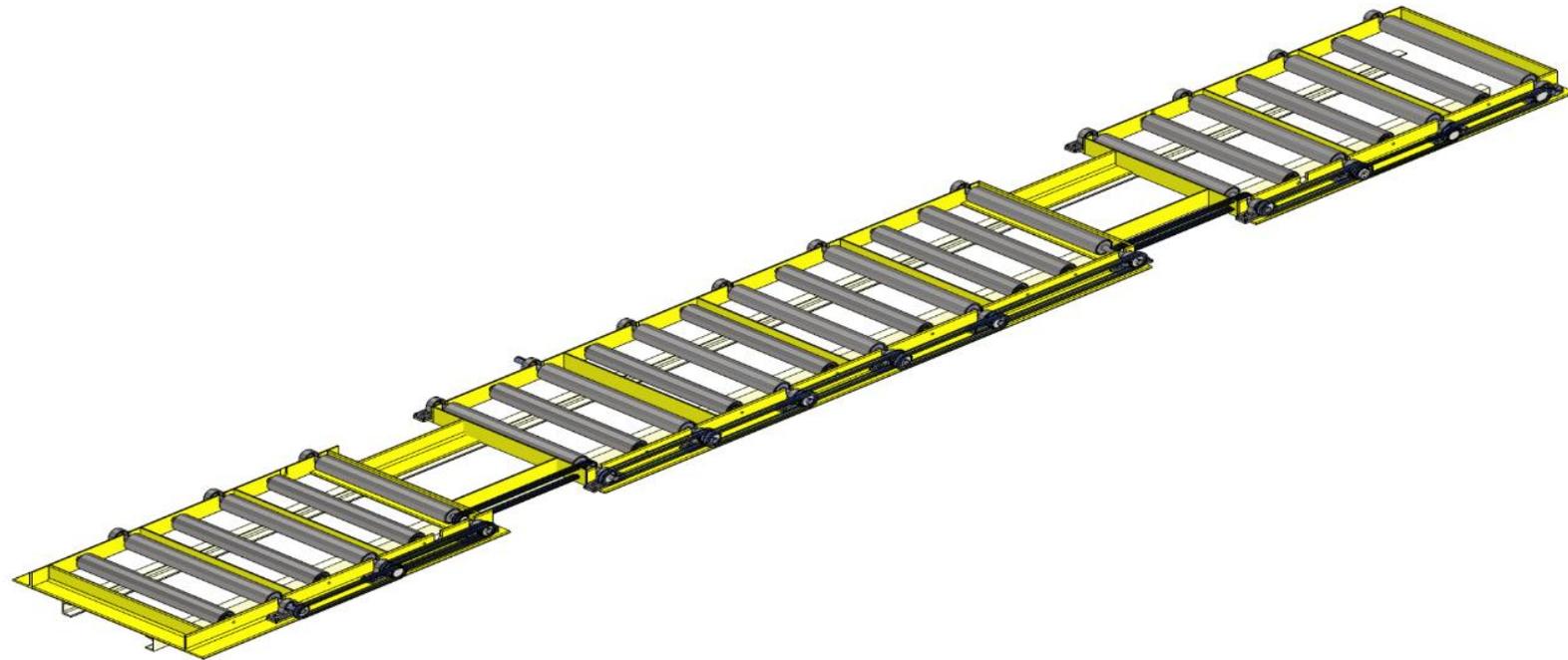




# Diseño

## Rodillos libres y motrices

**Figura 32**  
Conjunto del conveyor con rodillos libres y motrices.



Nota. En la figura 32 se observa el CAD del conveyor de la volteadora de mallas.

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

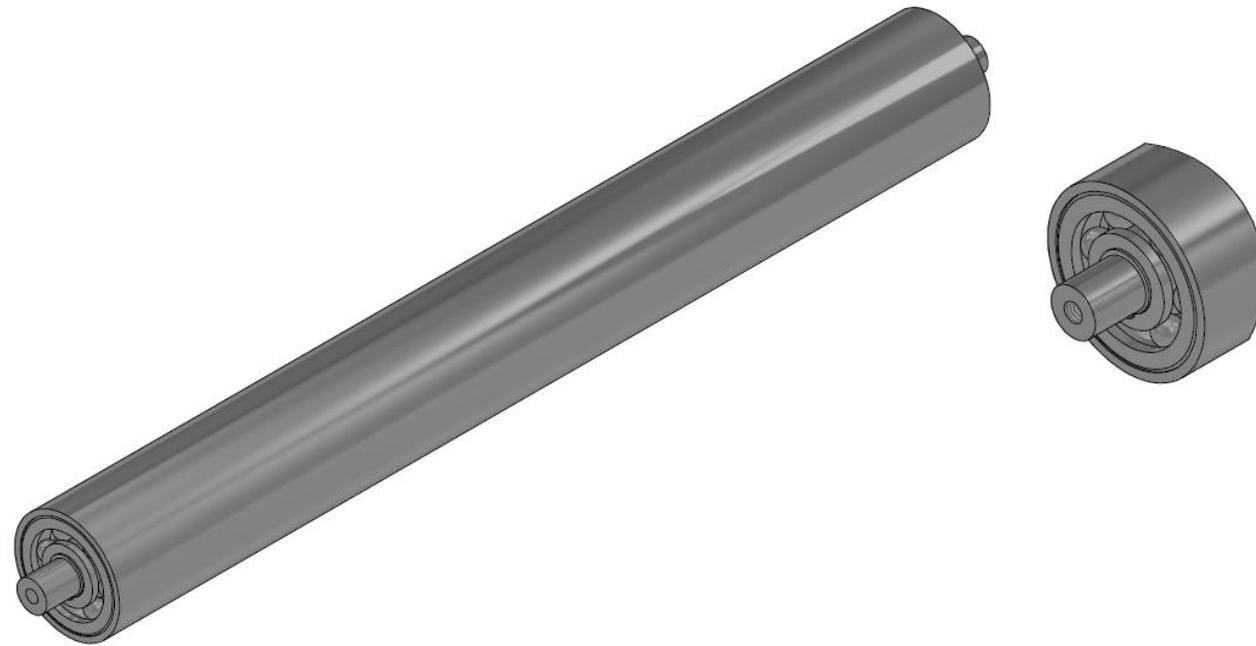
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Rodillos libres

**Figura 33**  
Conjunto del rodillo libre.



*Nota.* En la figura 33 se observa el CAD del rodillo libre que conformaran parte del conveyor.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Parámetros de diseño

$$L = 800 \text{ mm}$$

$$P_{carga} = 1500 \text{ kg}$$

$$\emptyset_{rodillo} = 3 \text{ in} - \text{cedula } 40$$

$$\#_{rodillos} = 25$$

## Cálculo de la carga aplicada a un rodillo

$$P_{rodillo} = \frac{1500 \text{ kg}}{25} = 60 \text{ kg}$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

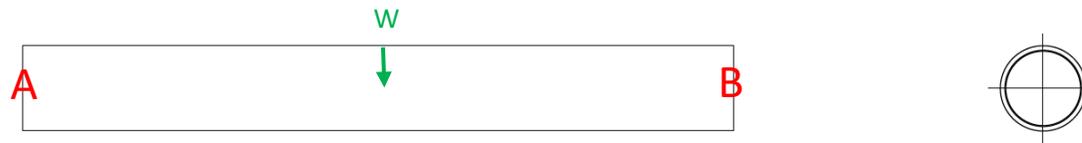
# Diseño

La carga puntual es de 60 kg sin embargo necesitamos transformarlo a una carga distribuida.

$$W_{rodillo} = \frac{60 \text{ kg}}{0.8 \text{ m}} = 75 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

## Diagrama de cuerpo libre

**Figura 34**  
Diagrama de cuerpo libre del rodillo libre.



*Nota.* En la figura 34 se representan las cargas existentes en el rodillo libre.



# Diseño

## Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector

**Figura 35**

Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector del rodillo.

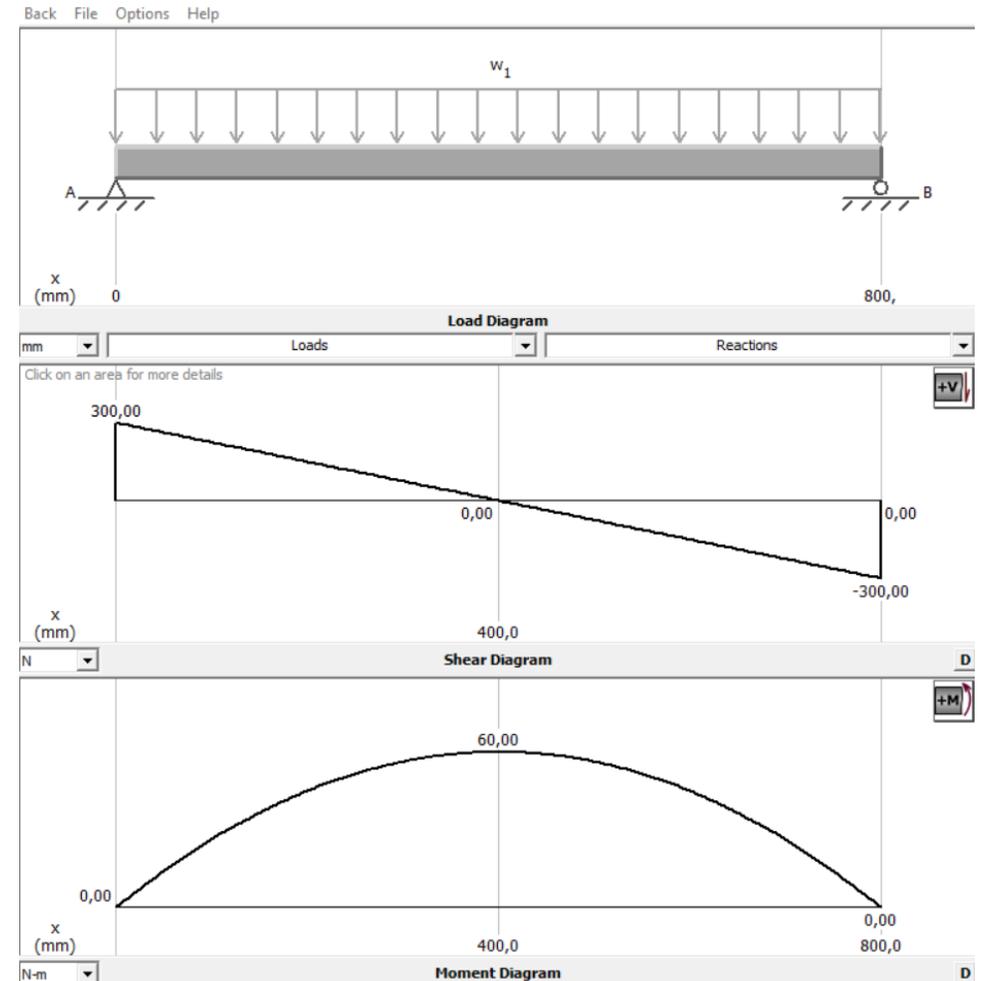
*Nota.* En la figura 35 se observa los diagramas de fuerzas cortantes y momento flector del rodillo libre.

Las reacciones en los puntos A y B son:

$$R_A = 300 \text{ N} \quad ; \quad R_B = 300 \text{ N}$$

Momento flector máximo

$$M_{rl} = 60 \text{ Nm}$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

[Diseño](#)

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



# Diseño

Esfuerzo flexionaste máximo para una sección hueca.

$$\sigma_A = \frac{M_{rl} * c}{I} = \frac{M_{rl} * d_{ext}}{2 * \frac{\pi * (d_{ext}^4 - d_{in}^4)}{64}} = \frac{32 * M_{rl} * d_{ext}}{\pi * (d_{ext}^4 - d_{in}^4)}$$

Propiedades Geométricas del tubo sin costura cedula 40.

$$d_{ext} = 88.90 \text{ mm} \quad d_{in} = 77.92 \text{ mm} \quad e = 5.49 \text{ mm}$$

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



# Diseño

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

**Figura 36**  
Propiedades mecánicas del acero A106.

ASTM A106/A106M – 10						
TABLE 2 Tensile Requirements						
	Grade A		Grade B		Grade C	
	Longitudinal	Transverse	Longitudinal	Transverse	Longitudinal	Transverse
Tensile strength, min, psi [MPa]	48 000 [330]		60 000 [415]		70 000 [485]	
Yield strength, min, psi [MPa]	30 000 [205]		35 000 [240]		40 000 [275]	
Elongation in 2 in. [50 mm], min, %:						
Basic minimum elongation transverse strip tests, and for all small sizes tested in full section	35	25	30	16.5	30	16.5
When standard round 2-in. [50-mm] gage length test specimen is used	28	20	22	12	20	12
For longitudinal strip tests	A		A		A	
For transverse strip tests, a deduction for each 1/32-in. [0.8-mm] decrease in wall thickness below 3/16 in. [7.9 mm] from the basic minimum elongation of the following percentage shall be made		1.25		1.00		1.00

<sup>A</sup>The minimum elongation in 2 in. [50 mm] shall be determined by the following equation:

$$S_{u(A106 Gr B)} = 415 \text{ MPa}$$

$$S_{y(A106 Gr B)} = 240 \text{ MPa}$$

*Nota.* En la figura 36 se observa la tabla con las propiedades mecánicas del material A106 la cual este fabricado el tubo de cedula 40 según el catálogo de IPAC. Tomado de (ASTM, 2023).



# Diseño

## Cálculo del factor de seguridad

Con la finalidad de facilitar el cálculo del elemento mecánico a analizar se busca obtener un factor de seguridad mayor a 4 como compensación de otros tipos de esfuerzo que existan en el mismo.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_A}$$

$$\sigma_A = \frac{32 * 60000 \text{ Nmm} * (88.90 \text{ mm})}{\pi * (88.90^4 - 77.92^4) \text{ mm}^4} = 2.12256 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 2.13 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{240 \text{ MPa}}{2.13 \text{ MPa}} = 112$$

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Cálculo del tamaño del perno

El eje del rodillo va estar sujeto a sus extremos por pernos, por lo cual es necesario determinar el diámetro mínimo del perno a utilizar.

Esfuerzo cortante directo

$$\tau_A = \frac{V}{A_{corte}} = \frac{4 * V}{\pi * d_{raiz}^2}$$

$$FS = \frac{S_{sy}}{\tau_A}$$



# Diseño

Figura 37

Propiedades mecánicas de los pernos de la serie métrica.

## Especificaciones DIN - ISO

Tabla 11-7 Especificaciones métricas y resistencias para pernos de acero

Clase métrica	Número de clase	Intervalo del tamaño del diám. ext. (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Resistencia a la fluencia mínima (MPa)	Resistencia a la tensión mínima (MPa)	Material
4.6	4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	8.8	M3-M36	600	660	830	medio carbono, Q&T
9.8	9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, Q&T
10.9	10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita al bajo carbono, Q&T
12.9	12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, templada y revenida

Se define una clase métrica de 4.8, y un factor de seguridad de 10.

$$S_y = 340 \text{ MPa} \quad ; \quad FS = 10$$

Nota. En la figura 37 se observa las propiedades mecánicas de los pernos métricos comerciales de cabeza hexagonales.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Diámetro de raíz mínima

$$d_{raiz} = \sqrt{\frac{FS * 4 * V}{\pi * 0.58 * S_y}}$$

$$d_{raiz} = \sqrt{\frac{10 * 4 * 600 \text{ N}}{\pi * 0.58 * 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 6.23 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo de la raíz del perno es de 6.23 mm por lo cual se opta por poner un perno

M12.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

**Diseño**

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

## Selección del rodamiento

Al no existir carga axial en el eje del rodillo libre se selecciona un rodamiento rígido de bolas, con la condición de que el diámetro interior es de 35 mm y el exterior debe ser superior a 78 mm, pero no superar los 80 mm.

Se selecciona el rodamiento 6307 el cual tiene un diámetro interior de 35 mm y uno exterior de 80 mm, lo cual se acopla perfectamente a las dimensiones del rodillo libre.

# Diseño

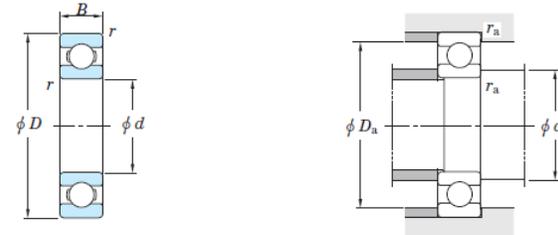
Figura 38

Dimensiones del rodamiento rígido de bolas.

Rodamientos rígidos de bolas de una hilera

Tipo abierto

$d$  (30) ~ (45) mm



Dimensiones principales (mm)				Capacidad de carga básica (kN)		Carga límite de fatiga (kN)	Factor	Límites de velocidad (min <sup>-1</sup> )		No. de rodamiento	Dimensiones de montaje (mm)			(Refer.)
$d$	$D$	$B$	$r$ min.	$C_r$	$C_{0r}$	$C_u$	$f_0$	lub. con Grasa	lub. con Aceite		$d_n$ min.	$D_n$ max.	$r_n$ max.	Peso (kgg)
30	72	19	1.1	33.3	15.0	1.15	13.3	9 600	12 000	6306 6306R 6406	36.5	65.5	1	0.346
	72	19	1.1	41.7	17.7	1.55	12.0	9 800	12 000		36.5	65.5	1	0.379
	90	23	1.5	54.2	23.9	2.05	12.3	8 100	9 700		38	82	1.5	0.735
32	58	13	1	18.8	9.15	0.600	14.5	12 000	14 000	60/32 62/32 63/32	37	53	1	0.127
	65	17	1	29.4	13.1	0.990	13.3	10 000	12 000		37	60	1	0.228
	75	20	1.1	37.6	16.2	1.30	12.7	9 300	11 000		38.5	68.5	1	0.437
35	47	7	0.3	5.95	3.85	0.160	16.5	13 000	16 000	6807 6907 16007 6007 6207 6207R 6307 6307R 6407	37	45	0.3	0.030
	55	10	0.6	13.6	7.75	0.440	15.7	12 000	14 000		39	51	0.6	0.073
	62	9	0.3	15.3	8.85	0.500	15.7	11 000	13 000		37	60	0.3	0.110
	62	14	1	19.9	10.3	0.640	14.9	11 000	13 000		40	58	1	0.155
	72	17	1.1	32.1	15.4	1.10	13.9	9 200	11 000		41.5	65.5	1	0.288
	72	17	1.1	38.7	17.5	1.40	12.9	9 300	11 000		41.5	65.5	1	0.309
	80	21	1.5	41.7	19.3	1.45	13.2	8 500	10 000		43	72	1.5	0.457
	80	21	1.5	50.0	21.7	1.90	12.1	8 700	10 000		43	72	1.5	0.494
	100	25	1.5	68.8	31.0	2.65	12.2	7 200	8 600		43	92	1.5	0.952

Nota. En la figura 38 se observa la geometría de los rodamientos rígidos de bolas. Tomado de (Koyo, 2023).





Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

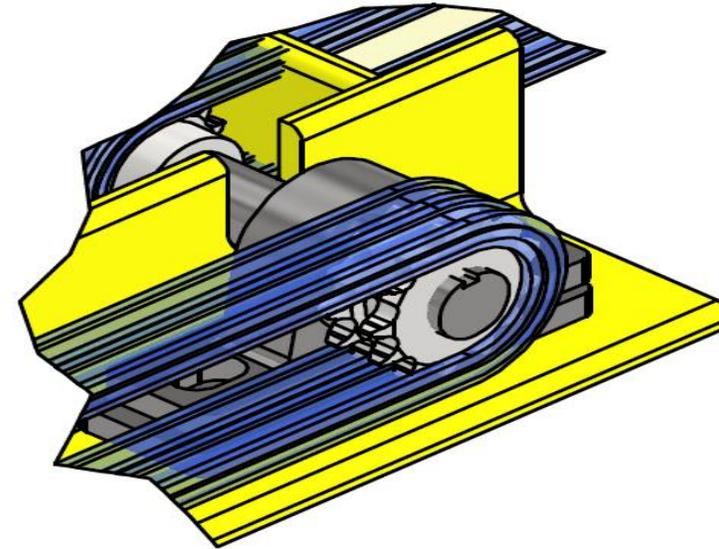
## Rodillo Motriz

Las cargas y reacciones en el rodillo motriz son las mismas que en el rodillo libre, sin embargo, la diferencia entre ellos es que el motriz tiene manzanas que se acopla al tubo de cedula 40 de 3 in mediante soldadura, lo cual le permite comportarse como un solo cuerpo para la transmisión de potencia de un rodillo a otro.

# Diseño

**Figura 40**

Esquema del conjunto del rodillo motriz.



*Nota.* Como se observa en la figura 40 al rodillo motriz se acopla una catalina el cual transmite la potencia de un rodillo a otro mediante cadenas.

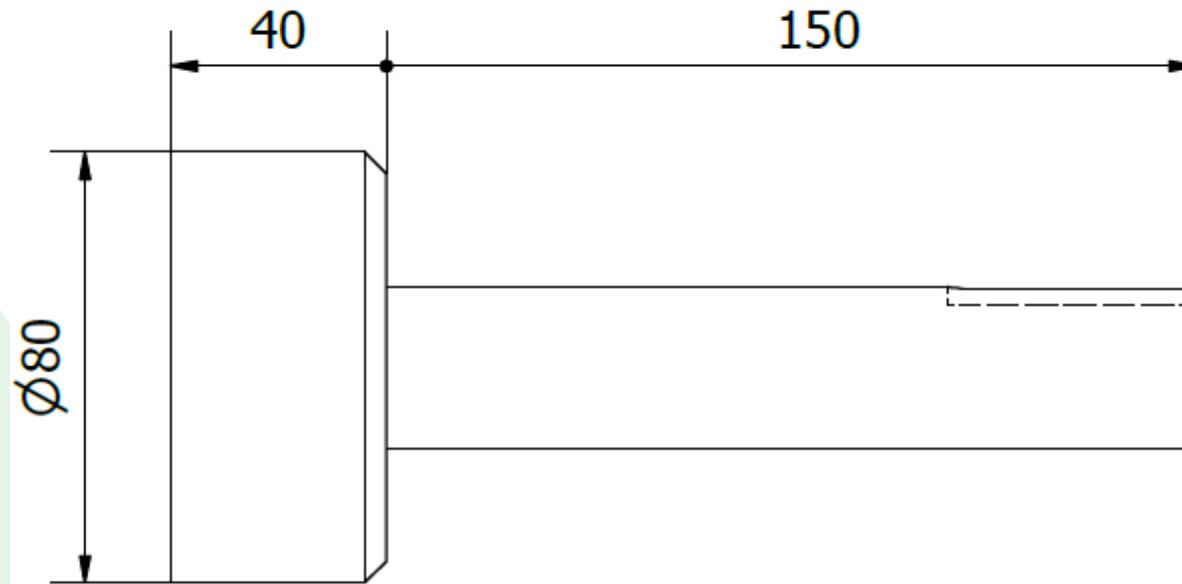


# Diseño

## Geometría de la manzana motriz izquierda

Figura 41

Geometría de la manzana del rodillo motriz lado izquierdo.



*Nota.* En la figura 41 se especifica la geometría de la manzana izquierda del rodillo motriz.

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

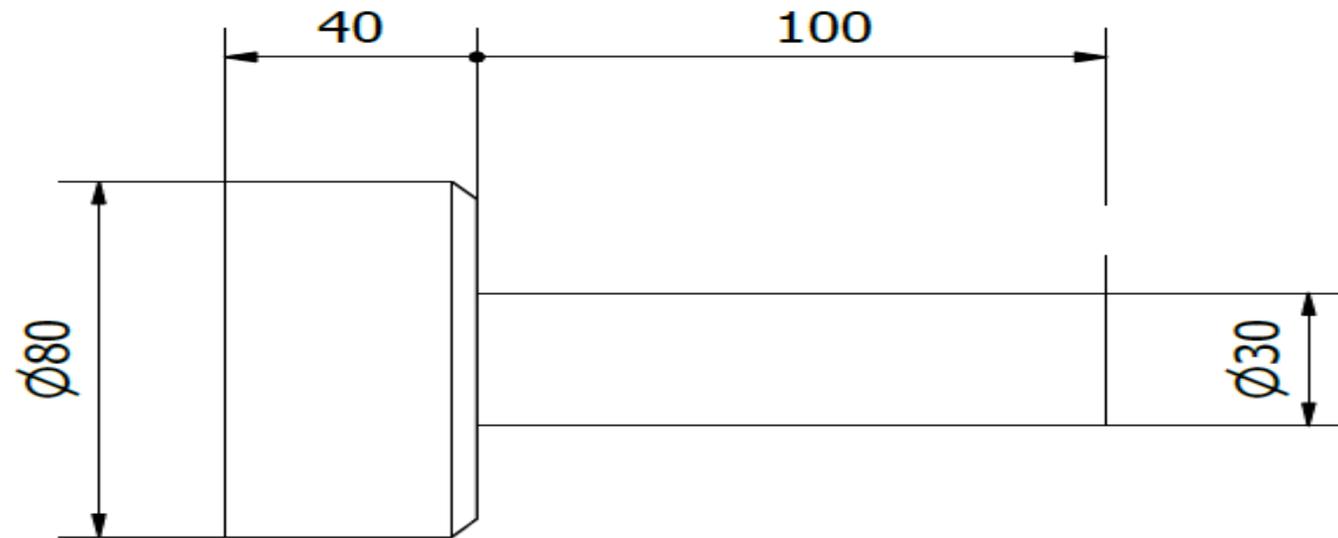
Recomendaciones



# Diseño

## Geometría de la manzana motriz derecha

**Figura 42**  
Geometría de la manzana del rodillo motriz lado derecho.



*Nota.* En la figura 42 se especifica la geometría de la manzana izquierda del rodillo motriz.

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Sistema de transmisión de potencia de los rodillos

### Parámetros de diseño

Se proporciona un motor de 3 HP marca SIEMENS a una velocidad angular de 1740 rpm junto con un reductor ortogonal de 31.2 de factor de reducción.

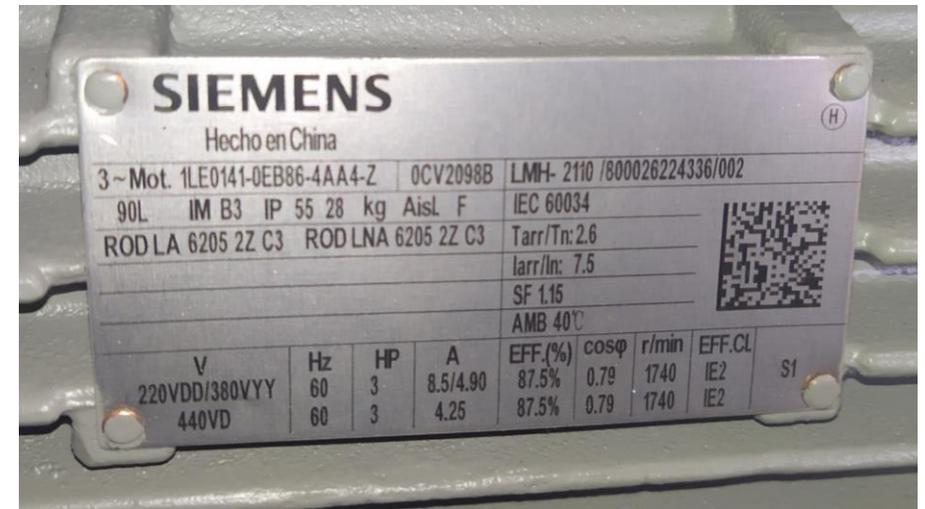
$$P_{M3} = 3 \text{ HP} = 2.2 \text{ kW}$$

$$\omega_{M3} = 1740 \text{ rpm}$$

$$i_{R3} = 31.2$$

Figura 43

Placa de parámetros del motor eléctrico 3 HP.



Nota. En la figura 43 se observa los parámetros eléctricos del motor reductor 3 HP,



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

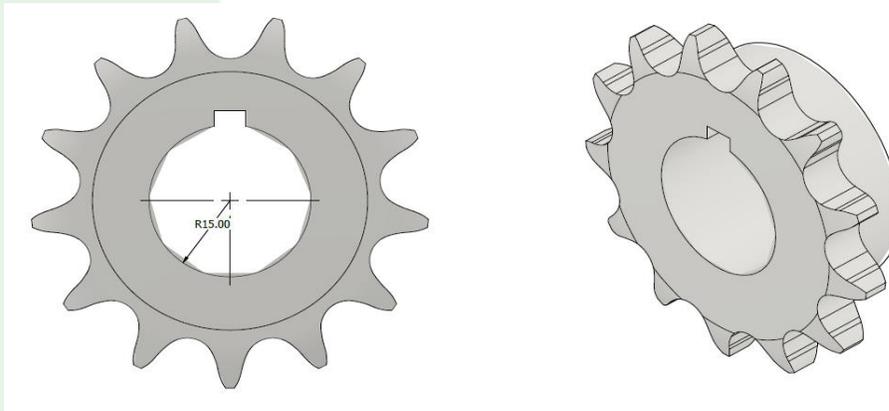
# Diseño

## Cálculo del torque de salida del reductor

$$T_{out} = \frac{2200 * 31.2}{1740} * \frac{30}{\pi} = 376.703 Nm$$

## Selección de la cadena y catalina para los rodillos motrices

**Figura 44**  
Geometría de la catalina 50B13



*Nota.* En la figura 44 se detalla la perforación que se debe realizar a la catalina comercial de 13 dientes para cadena #50.

Se ha seleccionado para una primera estancia la catalina de 13 dientes para una cadena de rodillos #50.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

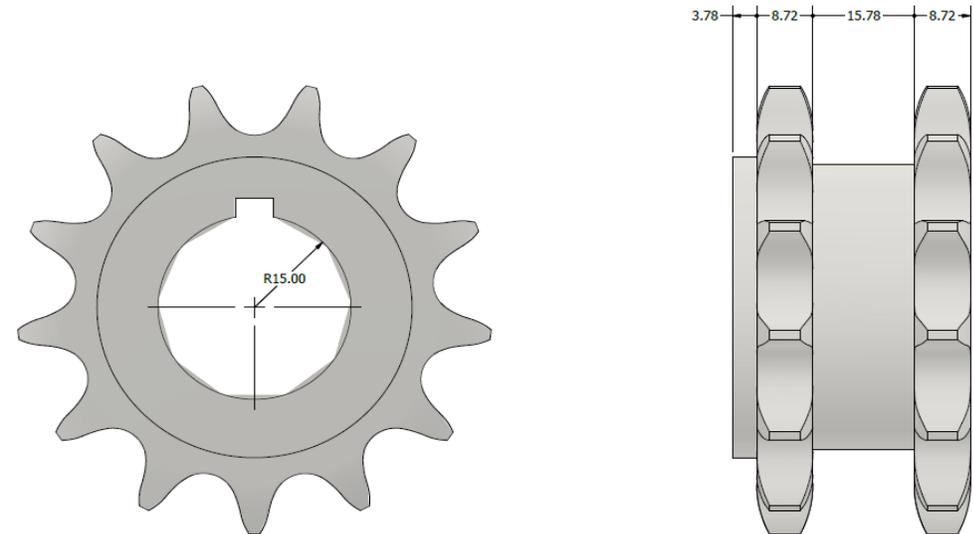
Conclusiones

Recomendaciones

Debido a que se necesita que la transmisión de potencia sea secuencial de una catalina a otra se ha optado por mandar a fabricar una catalina doble pero simple, es decir dos catalinas simples pero unidas.

# Diseño

**Figura 45**  
Geometría de la catalina doble para cadena simple.



Nota. En la figura 45 se detalla la geometría de la catalina doble pero simple.



- Introducción
- Definición del problema
- Justificación
- Alcance
- Objetivos
- Diseño**
- Construcción
- Pruebas de funcionamiento
- Conclusiones
- Recomendaciones

# Diseño

## Potencia corregida

$$P_c = K_1 * K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * P$$

## Coefficiente del número de dientes (K1)

$$K_1 = 0.4$$

**Figura 46**  
Coeficiente del número de dientes.

No. teeth Z	Tooth Factor F2	No. teeth Z	Tooth Factor F2	No. teeth Z	Tooth Factor F2
23	1.22	17	0.90	12	0.35
21	1.11	15	0.60	11	0.30
19	1.00	13	0.40	10	NR <sup>Δ</sup>

*Nota.* En la figura 46 se observa el coeficiente del número de dientes. Tomado de (SKF, 2023).



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Coeficiente de multiplicidad (K<sub>2</sub>)

Como nuestra cadena es simple el coeficiente de multiplicidad toma el valor de:

$$K_2 = 1$$

## Coeficiente del número de eslabones (K<sub>3</sub>)

$$K_3 = 1$$

## Coeficiente del factor de servicio (K<sub>4</sub>)

Debido a que la carga es uniforme y la cadena ser accionada por un motor eléctrico y su función se asemeja a una cinta transportadora el coeficiente del factor de servicio es de 1.

$$K_4 = 1$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Coeficiente de la vida útil (K5)

Por lo general las cadenas se diseñan para una vida útil de 15 000 horas, por lo cual el valor del coeficiente es de 1.

$$K_5 = 1$$

## Cálculo de la potencia corregida

$$P_c = 0.4 * 1 * 1 * 1 * 1 * 2.2 \text{ kW} = 0.88 \text{ kW} \cong 1.2 \text{ HP}$$



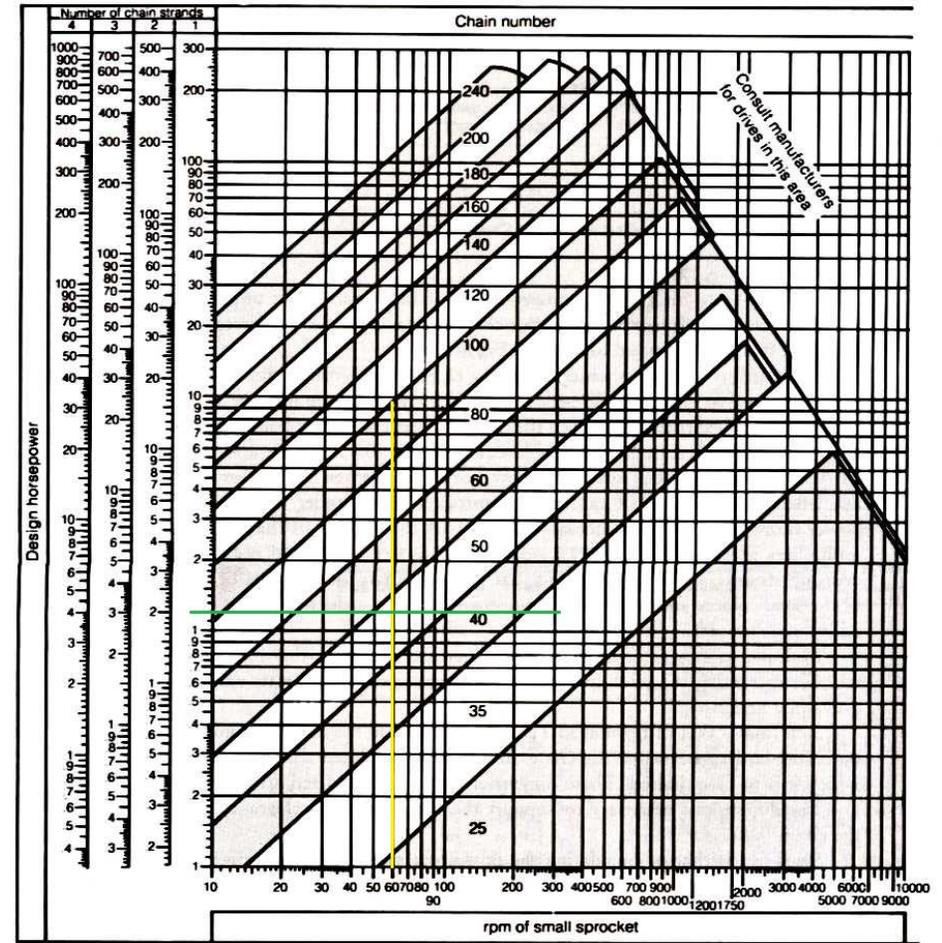
- Introducción
- Definición del problema
- Justificación
- Alcance
- Objetivos
- Diseño
- Construcción
- Pruebas de funcionamiento
- Conclusiones
- Recomendaciones

# Diseño

## Selección de la cadena

**Figura 47**  
Grafica para seleccionar el tipo de cadena.

*Nota.* A partir de la figura 47 y con datos conocidos como la potencia corregida  $P_c=1.2$  HP y una velocidad angular de salida de 60 rpm se selecciona una cadena #50 que tiene como paso 5/8, por (Ingemecanica, 2023).



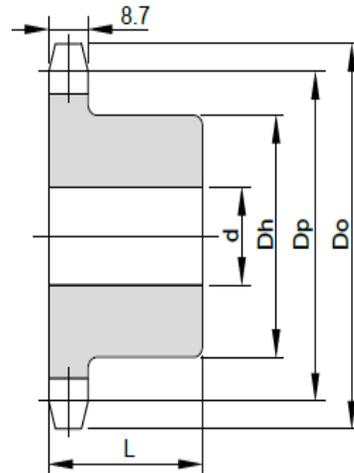


# Diseño

## Tensión transmitida a la cadena

**Figura 48**  
Dimensiones de la catalina 50B13.

*Nota.* En la figura 48 se representa la geometría de las catalinas para cadena #50. Tomado de (Vercellispa, 2023).



Pieza Vercelli Nº	Nº Dientes	Diam. Paso	Diam. Ext.	Hueco		Bocamaza		Peso Aprox.
		Dp	Do	d min	d max	Dh	L	q
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	Kg
50B08*	8	41.48	47.00	9	15.9	28.6	25.4	0.19
50B09*	9	46.41	53.00	9	19	35	25	0.20
50B10*	10	51.38	58.00	9	22	40	25	0.27
50B11*	11	56.35	64.00	12	25	46	30	0.33
50B12*	12	61.34	69.00	12	32	51	30	0.41
50B13	13	66.34	74.00	12	33	51	30	0.46
50B14	14	71.34	79.00	12	36	54	30	0.52

$$F_t = \frac{2 * T_{out}}{d_{50B13}}$$

$$F_t = \frac{2 * 376.703 \text{ Nm} * 1000}{66.34 \text{ mm}} = 11.3567 \text{ KN}$$

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



# Diseño

## Cálculo del FS de la cadena

Figura 49

Tabla de características mecánicas de las cadenas ANSI.

Tabla 17-19

Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: torón sencillo.  
(Fuente: Compilada de la norma ANSI B29.1-1975.)

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamento de hileras múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	–
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)

Resistencia mínima a la tensión de la cadena #50 como lo detalla en la figura 49.

$$T_{\#50} = 21.7 \text{ KN}$$

$$FS = \frac{T_{\#50}}{F_t} = \frac{21.7 \text{ KN}}{11.3567 \text{ KN}} = 1.91$$

Nota. En la figura 49 se observa la tabla donde se detalla la resistencia minia a la tensión de los diferentes tipos de cadenas según ANSI. Tomado de (Nisbett, 2008).

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

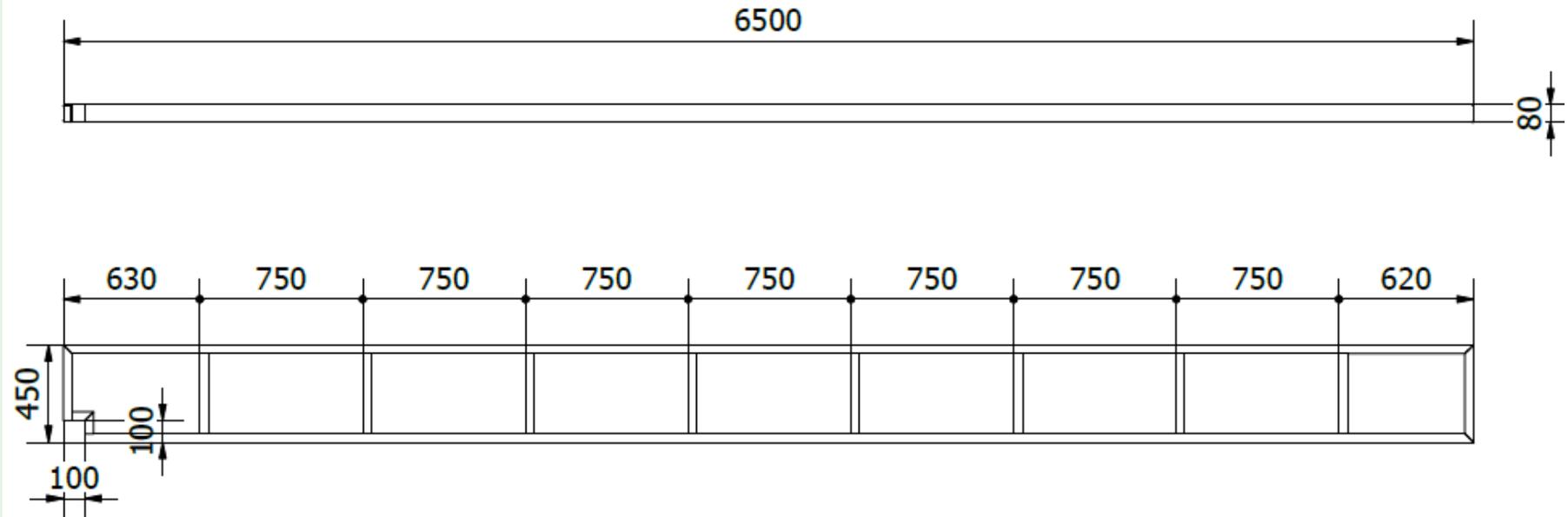
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Mesa giratoria

**Figura 50**  
Esquema de la mesa giratoria.



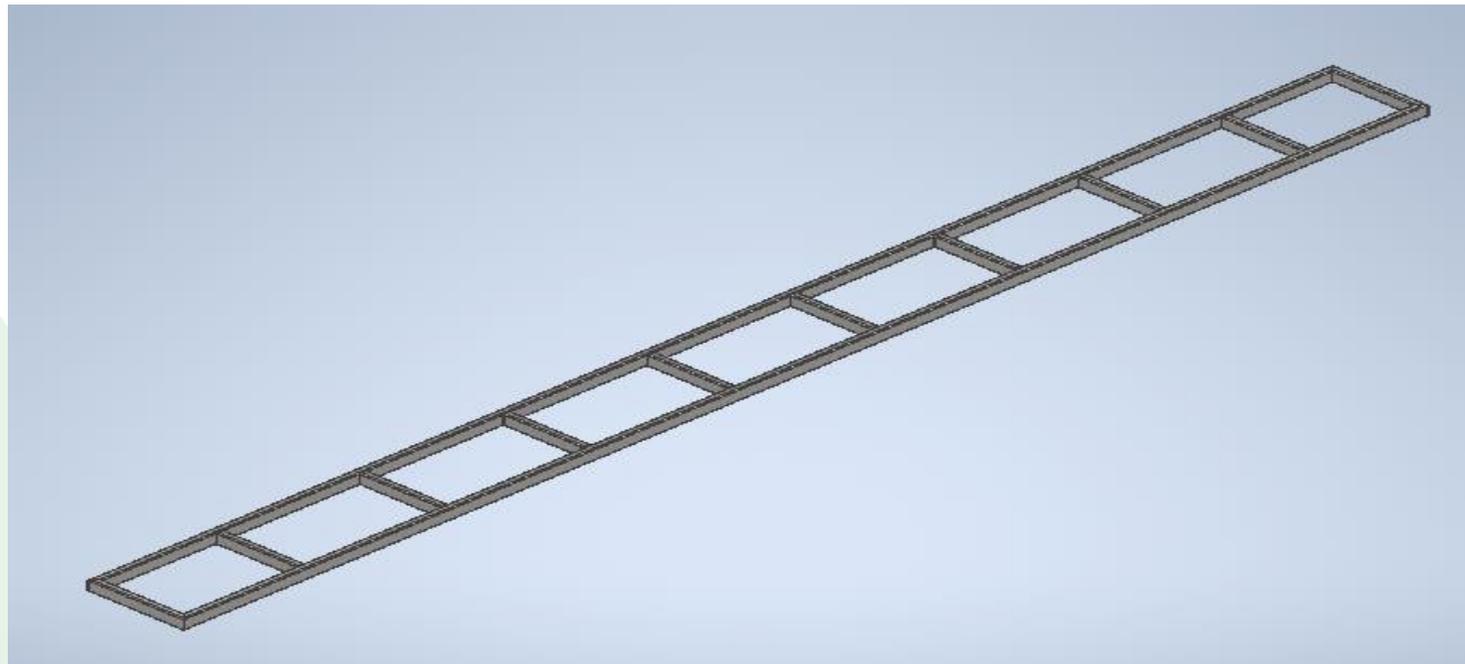
Nota. En la figura 50 se detalla la geometría de la mesa giratoria a fabricar.



# Diseño

## Análisis de deflexión de la mesa giratoria

**Figura 51**  
Diseño de la mesa giratoria.



*Nota.* En la figura 51 se observa el CAD de la mesa giratoria para su posterior análisis de deflexión desarrollado en inventor.

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

## Análisis de deflexión de la mesa giratoria

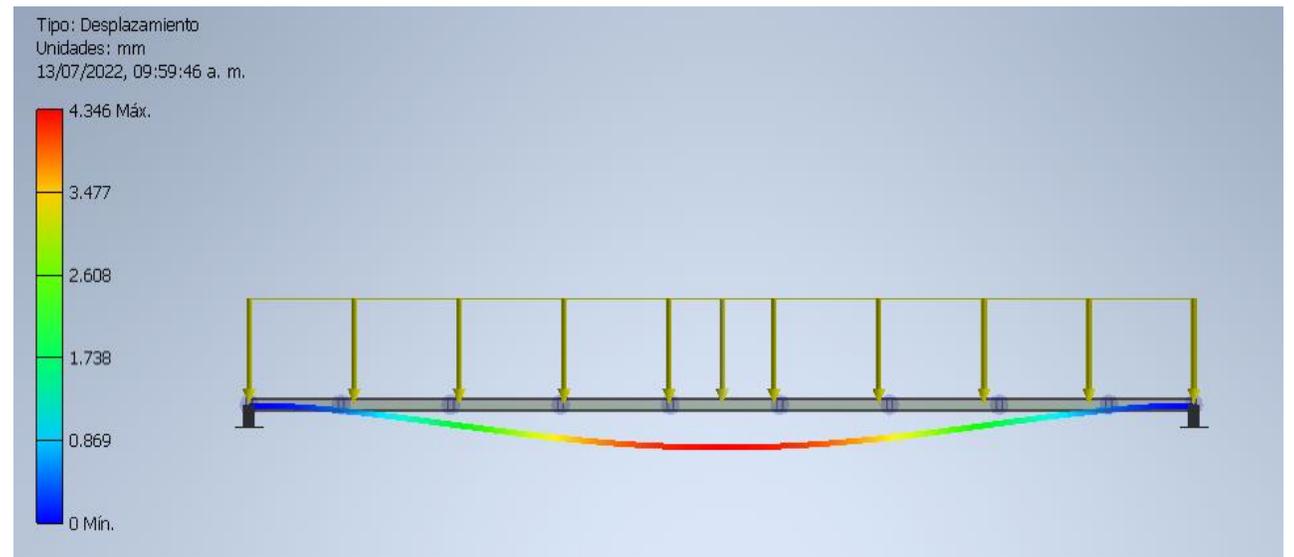
### Parámetros de diseño

- Carga de diseño: 30 Kg
- Carga distribuida en los laterales de la mesa: 20 kg/m
- Gravedad activada.

# Diseño

**Figura 52**

Deflexión de la mesa giratoria perfil rectangular 80x40x3 para una carga de 30 Kg.



*Nota.* En la figura 52 se observa la deflexión de la estructura para un perfil 80x40x3 mm.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

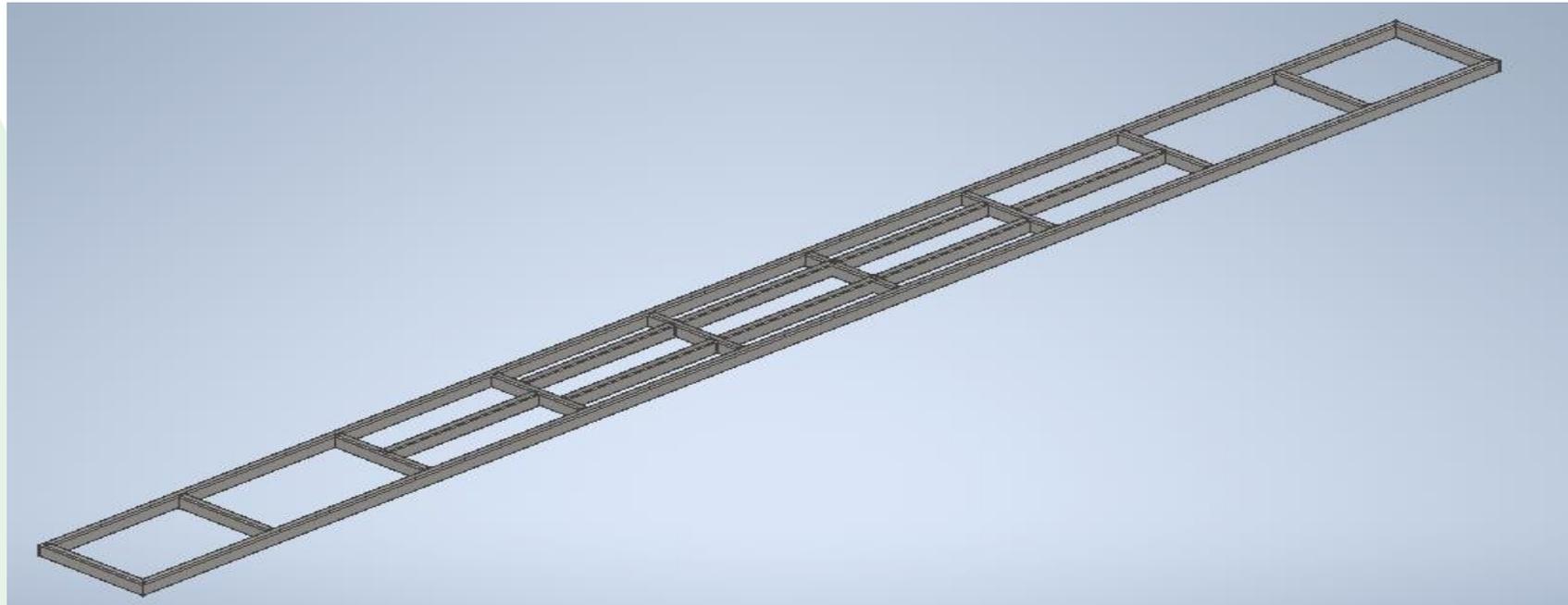
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Simulación del diseño con refuerzos

**Figura 53**  
Diseño con refuerzos de la mesa giratoria.



*Nota.* En la figura 53 se observa el CAD de la mesa giratoria con refuerzos para su posterior análisis de deflexión desarrollado en inventor.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Resumen de las deflexiones máximas simuladas

**Tabla 3**

Resumen de las deflexiones de la mesa giratoria para diferentes tipos de perfiles.

Perfil	Deflexión (mm)	
	Mesa giratoria	Mesa giratoria con refuerzos
Rectangular		
60x40x3	8	-
80x40x3	4.35	-
80x40x4	4.113	4.029
90x50x3	3	2.98
90x50x4	2.9	-
100x50x4	2.3	2.347

Seleccionamos el perfil 80x40x4 mm debido a disponibilidad en el mercado, debido a la poca diferencia de las deflexiones entre el diseño de la mesa giratoria con y sin refuerzos se ha optado por el diseño sin refuerzos.

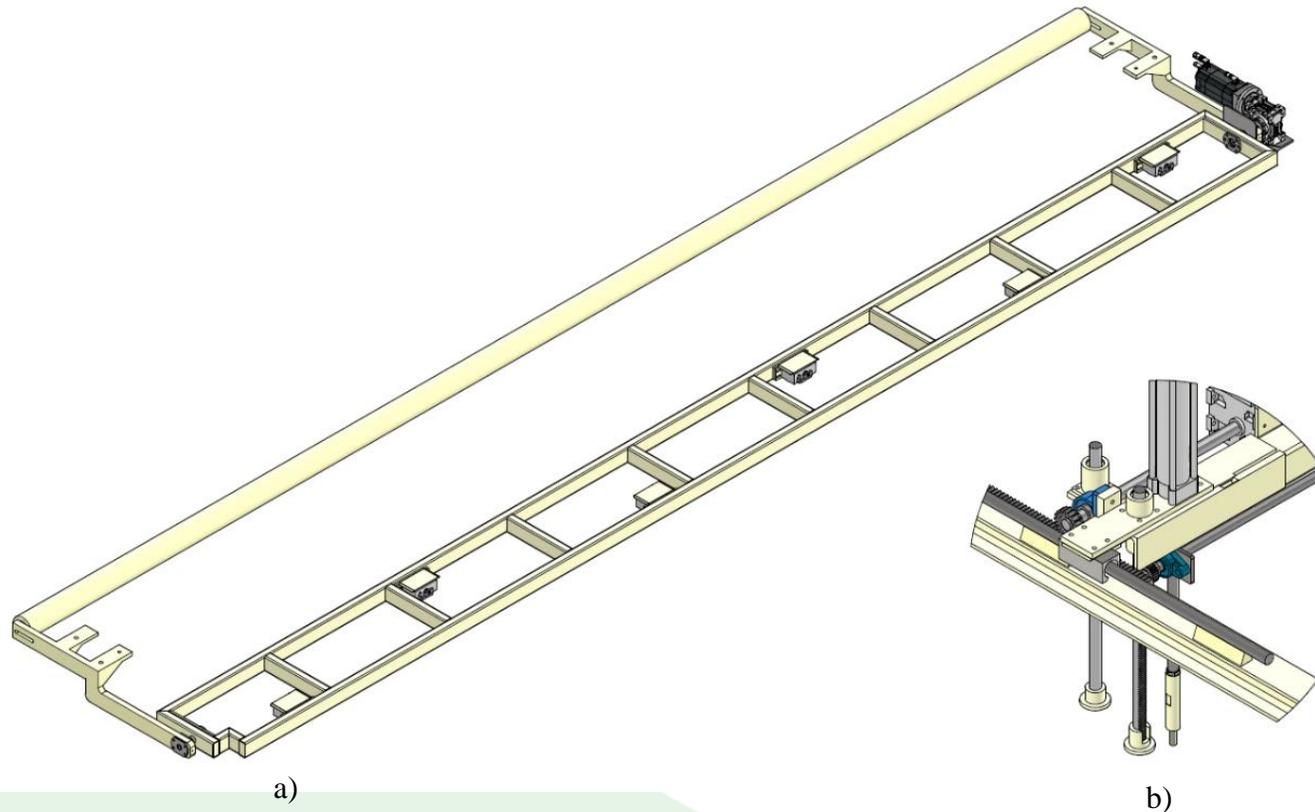


# Diseño

## Sistema de elevación de la mesa giratoria

Figura 54

a) Conjunto de la mesa giratoria, b) Sistema de elevación.



*Nota.* En la figura 54 el sistema de elevación de la mesa giratoria está conformado por dos conjuntos, el conjunto a) que actuara como los puntos de anclajes de la mesa giratoria y el conjunto b) que actúa como la fuente que genera el movimiento.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

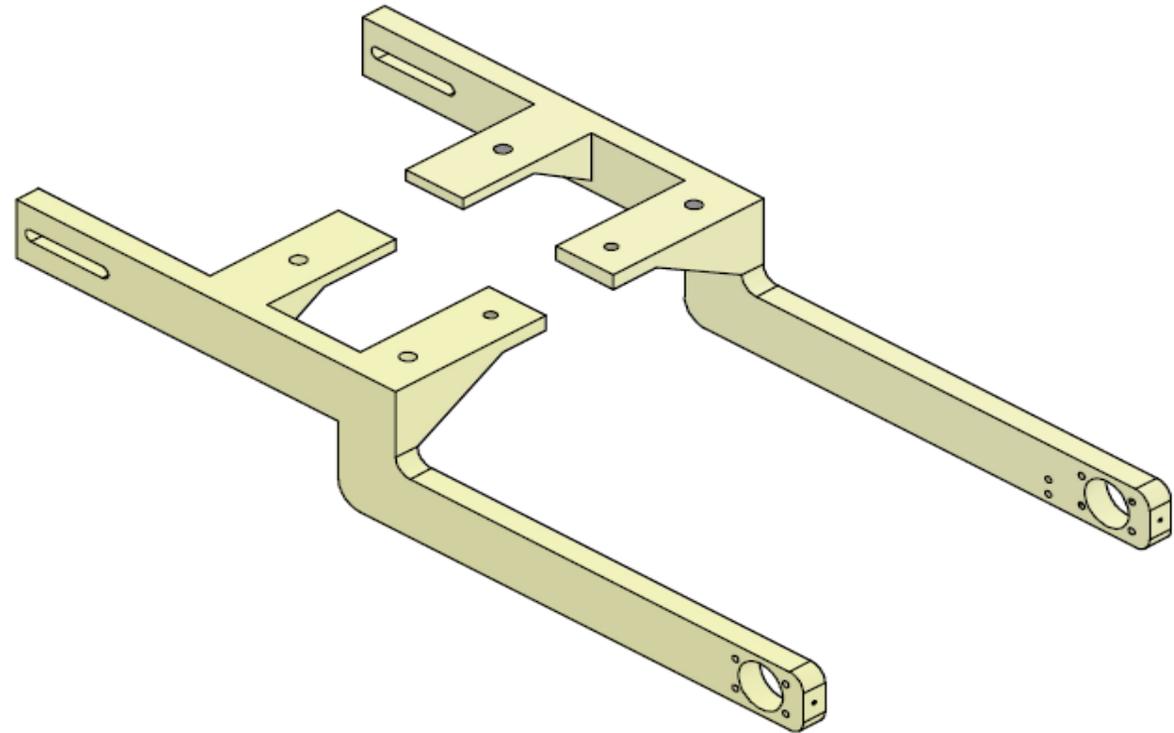
## Conjunto de la mesa giratoria “a)”

### Brazo elevador

**Figura 55**

Brazo elevador de la mesa giratoria.

*Nota.* En la figura 55 se observa los brazos elevadores que se acoplarán a la mesa giratoria y al puente grúa.





Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Reacciones de la mesa giratoria en los puntos de apoyo

### Parámetros de diseño

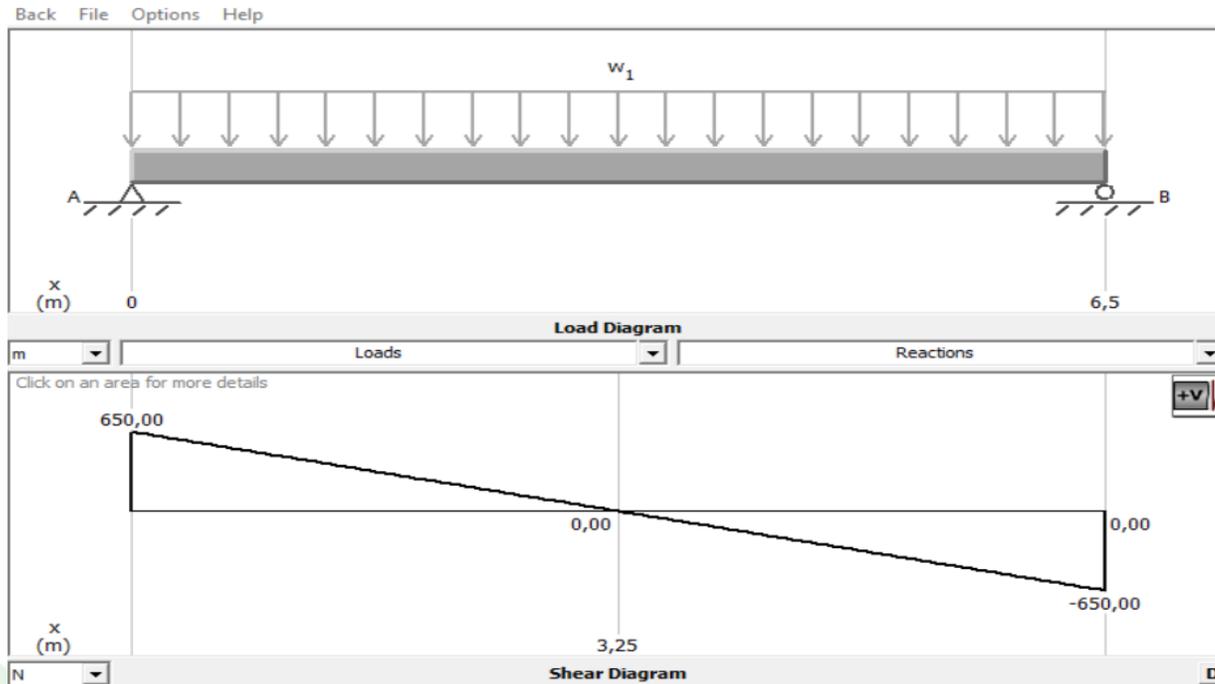
$$W_D = 45 \frac{kg}{m}$$

$$L = 6.5 m$$

*Nota.* En la figura 56 se observa el diagrama de fuerzas cortantes de la mesa giratoria.

Figura 56

Reacciones de la mesa giratoria en los puntos de apoyo.



$$R_A = R_B = 650 N \equiv 66.25 kg$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

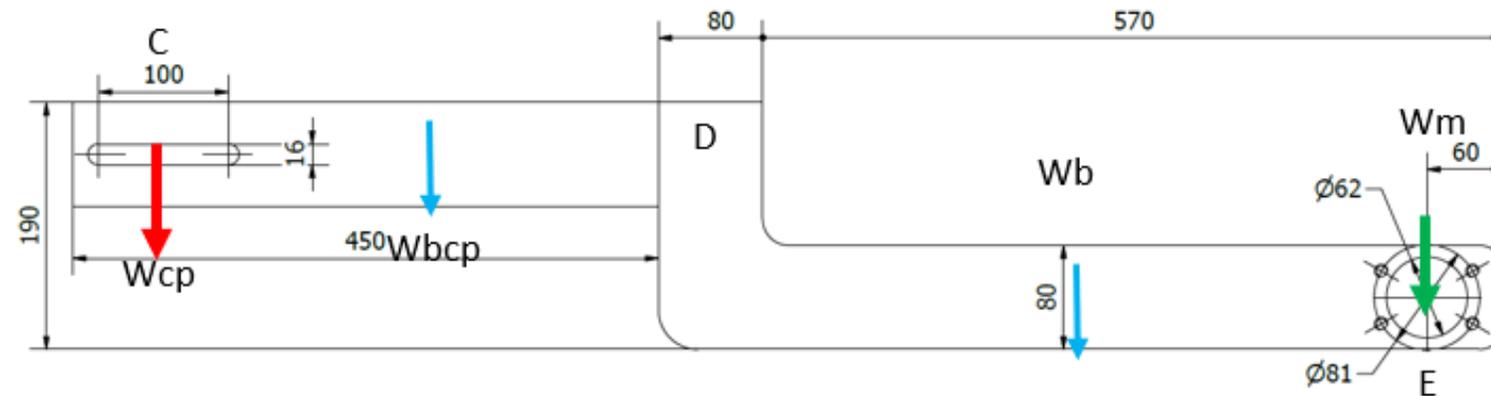
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Equilibrio del brazo elevador

Figura 57  
Esquema del brazo elevador de la mesa giratoria



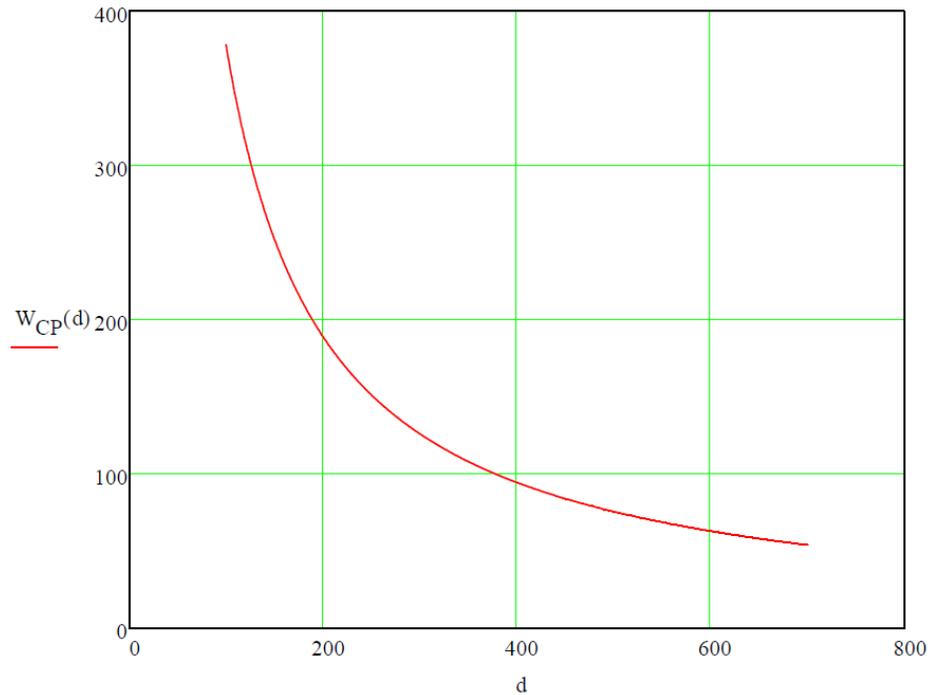
Nota. En la figura 57 se representan las cargas existentes sobre el brazo elevador.

Debido a que el brazo elevador estará acoplado al sistema de elevación de la mesa giratoria (D) obtenemos un cuerpo de 3 puntos de apoyo por lo cual el sistema necesita estar en equilibrio una vez ensamblado la mesa giratoria.



# Diseño

**Figura 58**  
Gráfica de la ecuación del contrapeso.



$$W_{cp} = \frac{W_m * d_1 + W_b * d_3 - W_{Bcp} * d_2}{d}$$

La longitud optima se encuentra entre 470 y 370 mm por lo cual vamos a determinar el peso entre esos límites.

**Tabla 4**  
Límites del contrapeso de la volteadora de mallas.

Distancia (mm)	Contrapeso (kg)
370	80.5096
470	102.27

Nota. En la tabla 4 están los límites del contrapeso para las distancias definidas.

Nota. En la figura 58 se observa una gráfica que representa a los posibles resultados del contrapeso de la mesa giratoria para diferentes distancias.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

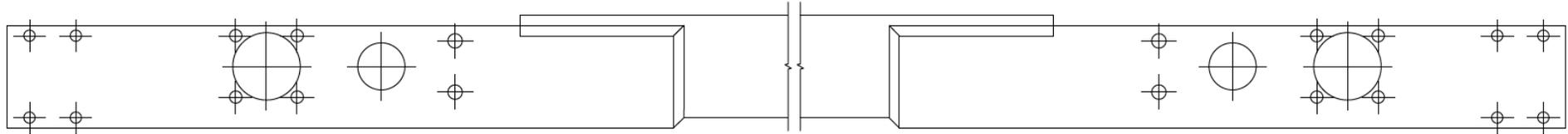
Recomendaciones



# Diseño

## Conjunto del puente grúa “b)”

**Figura 59**  
*Estructura principal del puente grúa.*



*Nota.* En la figura 59 se observa la estructura principal del puente grúa.

El puente grúa está conformado por un tubo cuadrado y un ángulo el cual porta los bocines guía y el actuador neumático que elevara la mesa giratoria.

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

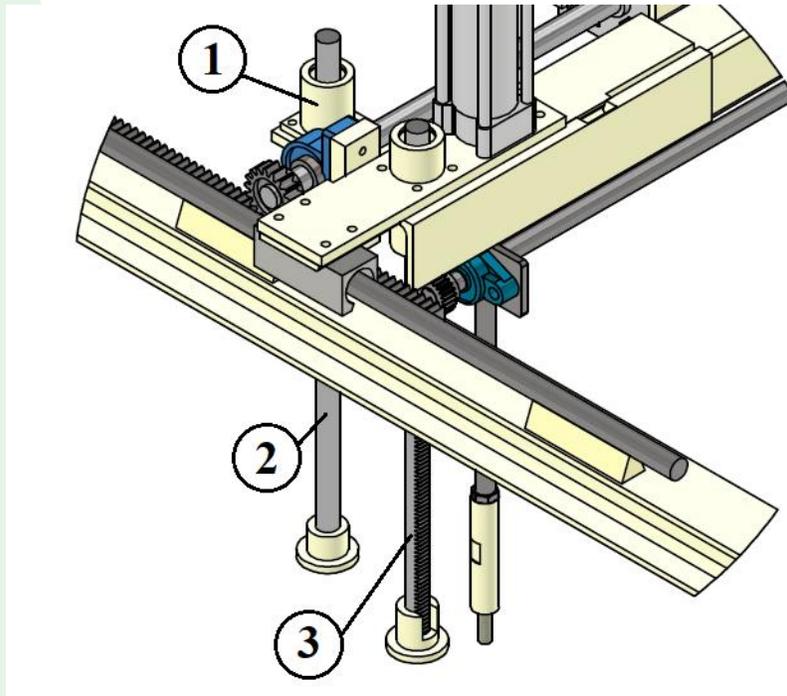
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Componentes principales el sistema de elevación

**Figura 60**  
Componentes principales el sistema de elevación



### Componentes

1. Porta bocín para eje guía.
2. Eje guía.
3. Eje guía con cremallera.

*Nota.* En la figura 60 se resalta los componentes mecánicos principales para la elevación de la mesa giratoria.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

[Diseño](#)

Construcción

Pruebas de funcionamiento

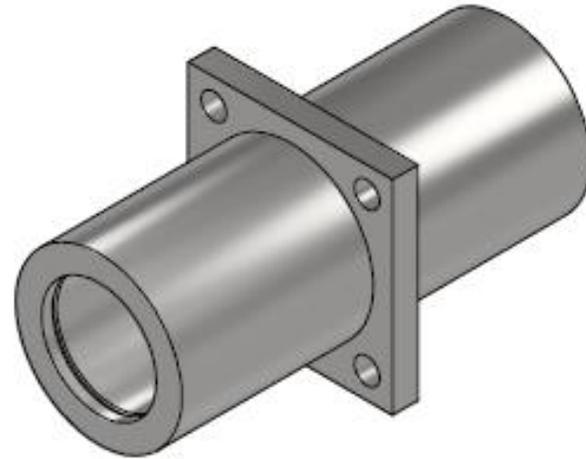
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Bocín para eje guía

**Figura 61**  
Porta bocín para el eje guía



*Nota.* En la figura 61 se observa el CAD del porta bocín para el eje guía que elevará la mesa giratoria y la carga.

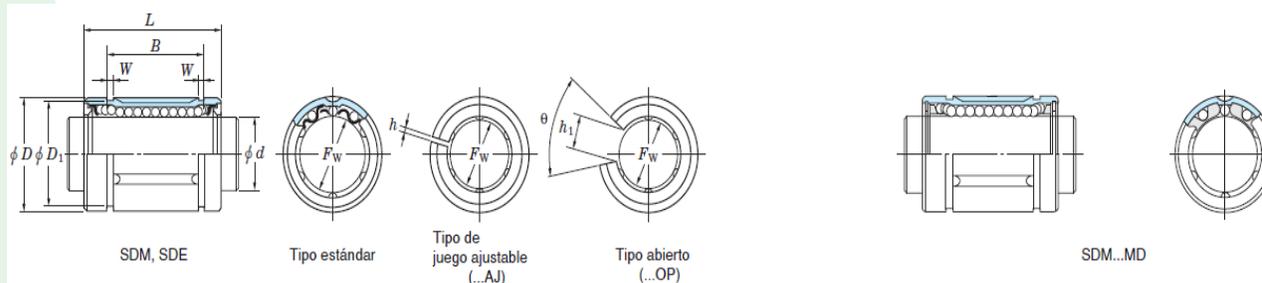
Para elevar la carga se ha decidido colocar ejes guía para ayudar a la rigidez al momento de elevar la mesa giratoria y su carga.



# Diseño

## Selección del rodamiento lineal para el porta bocín.

**Figura 62**  
Dimensiones del rodamiento lineal



Díam. eje (mm)	Dimensiones (mm)									No. de rodamiento <sup>1)</sup>			No. de fila de bolas			Capacidad de carga básica (N)		(Refer.) Masa (g)
	$F_w$	$D$	$L$	$B$	$W$	$D_1$	$h$	$h_1$	$\theta$	Tipo estándar	Tipo de juego ajustable	Tipo abierto	Tipo estándar	Tipo de juego ajustable	Tipo abierto	$C_r$	$C_{0r}$	Tipo estándar
20	20	32	45	31.5	1.6	30.3	2	10	60°	SDE20	SDE20AJ	SDE20OP	5	5	4	590	1 010	96
	20	32	45	31.5	1.6	30.3	2	—	—	SDE20MG	SDE20AJMG	—	5	5	—	590	1 010	88
25	25	40	58	44.1	1.85	37.5	2	12.5	60°	SDE25	SDE25AJ	SDE25OP	5	5	4	1 130	2 030	190
	25	40	58	44.1	1.85	37.5	2	—	—	SDE25MG	SDE25AJMG	—	5	5	—	1 130	2 030	170
	25	40	59	41	1.85	38	2	12	60°	SDM25	SDM25AJ	SDM25OP	5	5	4	1 130	2 030	200
	25	40	59	41	1.85	38	2	—	—	SDM25MG	SDM25AJMG	—	5	5	—	1 130	2 030	170
30	30	45	64	44.5	1.85	43	2.5	15	50°	SDM30	SDM30AJ	SDM30OP	6	6	5	1 470	2 770	250
	30	45	64	44.5	1.85	43	2.5	—	—	SDM30MG	SDM30AJMG	—	6	6	—	1 470	2 770	220
	30	47	68	52.1	1.85	44.5	2	12.5	50°	SDE30	SDE30AJ	SDE30OP	6	6	5	1 470	2 770	340
	30	47	68	52.1	1.85	44.5	2	—	—	SDE30MG	SDE30AJMG	—	6	6	—	1 470	2 770	320

Debido al funcionamiento del eje guía este no presenta una carga radial considerable por lo que el parámetro de selección del rodamiento se basará en las dimensiones del eje guía.

Para el eje guía se ha decidido colocar un eje cromado de 30 mm de diámetro, debido a su acabado superficial que facilita el deslizamiento del rodamiento lineal y por su alta dureza que está entre 66 -69 HRC.

*Nota.* En la figura 62 se presentan las dimensiones generales del rodamiento lineal y sus capacidades de cargas, por Koyo, 2023.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

**Diseño**

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

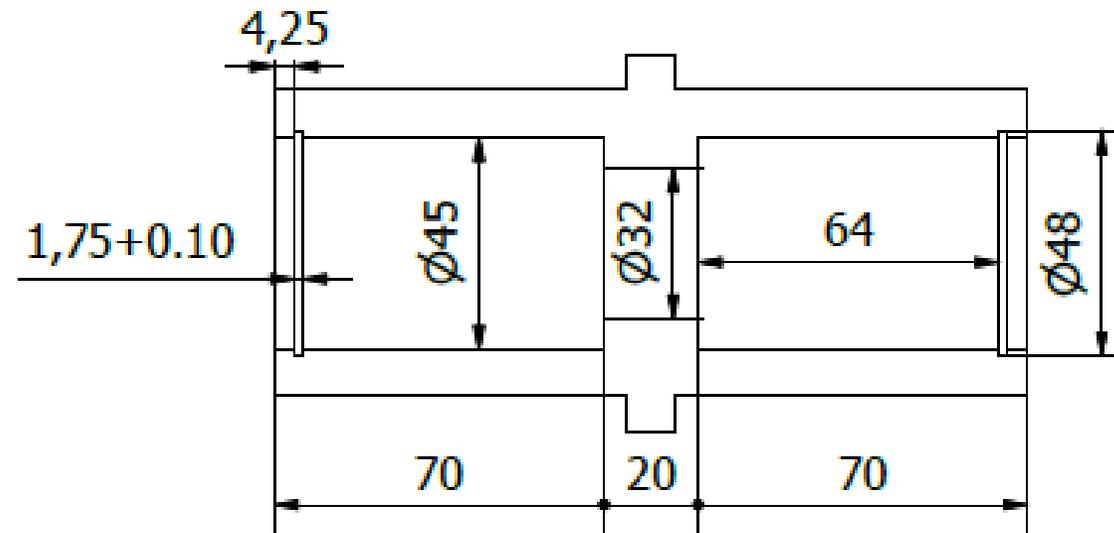
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Según las dimensiones del eje guía que es de 30 mm de diámetro se selecciona el rodamiento lineal SDM30 tipo estándar que presenta una capacidad de carga básica dinámica de

**Figura 63**  
Dimensiones interiores del porta bocín



*Nota.* En la figura 63 se detalla las dimensiones internas del porta bocín para fabricar.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Eje guía con cremallera

La función primaria del eje con cremallera es ayudar a igualar la elevación de la mesa giratoria y la encargada de transmitir la fuerza es un actuador neumático, las cargas sobre los dientes son pequeñas por lo que se ha decidido fabricar a partir de un módulo 2.

## Cargas en el diente

$$W = 150 \text{ kg}$$

Para resumen de análisis del esfuerzo sobre el diente lo simplificaremos como una viga simplemente apoyada, en la cual se presentará la fuerza cortante en el área transversal a la aplicación de la fuerza.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Análisis de esfuerzo cortante en el diente

$$FS = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y * A_d}{W}$$

Figura 64

Propiedades mecánicas del acero cromado 440A.

Crucible Steel 440A Chromium Steel		
Categories:	<a href="#">Metal</a> ; <a href="#">Ferrous Metal</a> ; <a href="#">Stainless Steel</a> ; <a href="#">T 400 Series Stainless Steel</a>	
Material Notes:	Crucible 440A is a hardenable chromium steel which is the toughest of the high chromium cutlery grades. This grade is magnetic at all times. Information provided by Crucible Specialty Metals.	
Vendors:	No vendors are listed for this material. Please <a href="#">click here</a> if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.	
	<a href="#">Printer friendly version</a> <a href="#">Download as PDF</a> <a href="#">Download to Excel (requires Excel and Windows)</a> <a href="#">Export data to your CAD/FEA program</a>	
Physical Properties	Metric	English
Specific Gravity	7.75 g/cc	7.75 g/cc
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	215	215
Hardness, Rockwell C	44	44
	57	57
	57	57
Tensile Strength, Ultimate	724 MPa	105000 psi
Tensile Strength, Yield	414 MPa	60000 psi
	@Strain 0.200 %	@Strain 0.200 %
Elongation at Break	20 %	20 %
Reduction of Area	45 %	45 %
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi

Nota. En la figura 64 se detallan las propiedades mecánicas del acero cromado 440A, por (MatWeb, 2023).

$$A_d = b * t_c = 20mm * 2.774 mm = 55.48 mm^2$$

$$S_y = 414 MPa$$

## Cálculo del factor de seguridad

$$FS = \frac{S_y * A_d}{W} = \frac{414 \frac{N}{mm^2} * 55.48 mm^2}{150 * 9.81 N} = 15.60$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

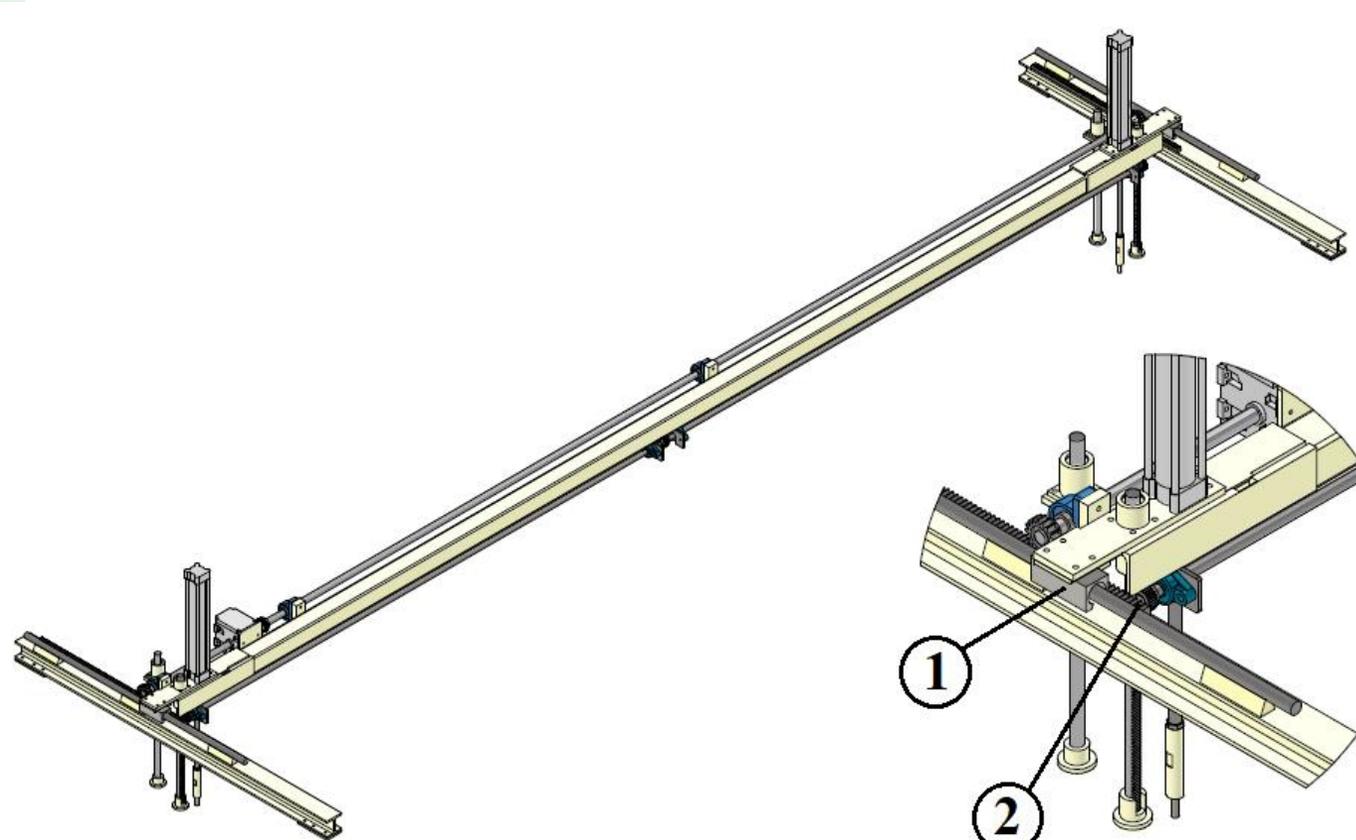
Recomendaciones

# Diseño

## Mecanismo de movimiento de la mesa giratorio

Figura 65

Plano de conjunto el puente grúa y el sistema de movimiento



*Nota.* En la figura 65 se muestra el conjunto del puente grúa y un acercamiento al sistema de movimiento de la mesa giratoria que está conformado por el sistema piñón cremallera.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

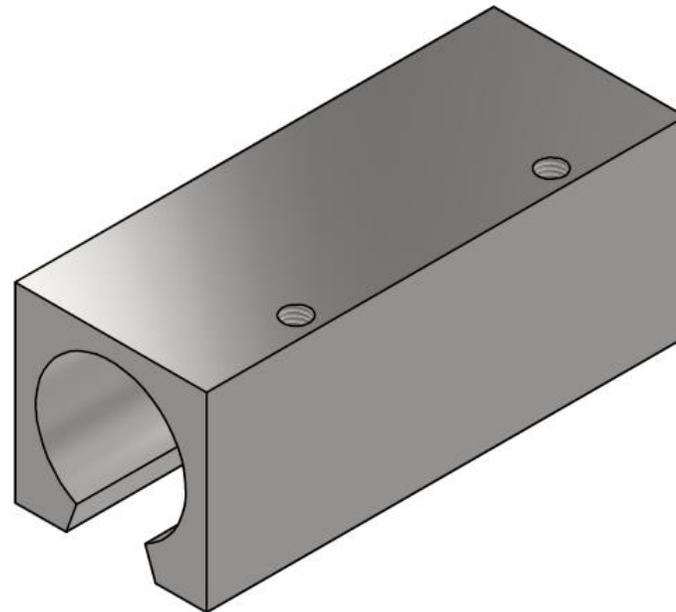
Recomendaciones

# Diseño

## Carro – Guía

**Figura 66**

CAD del carro guía para el puente grúa



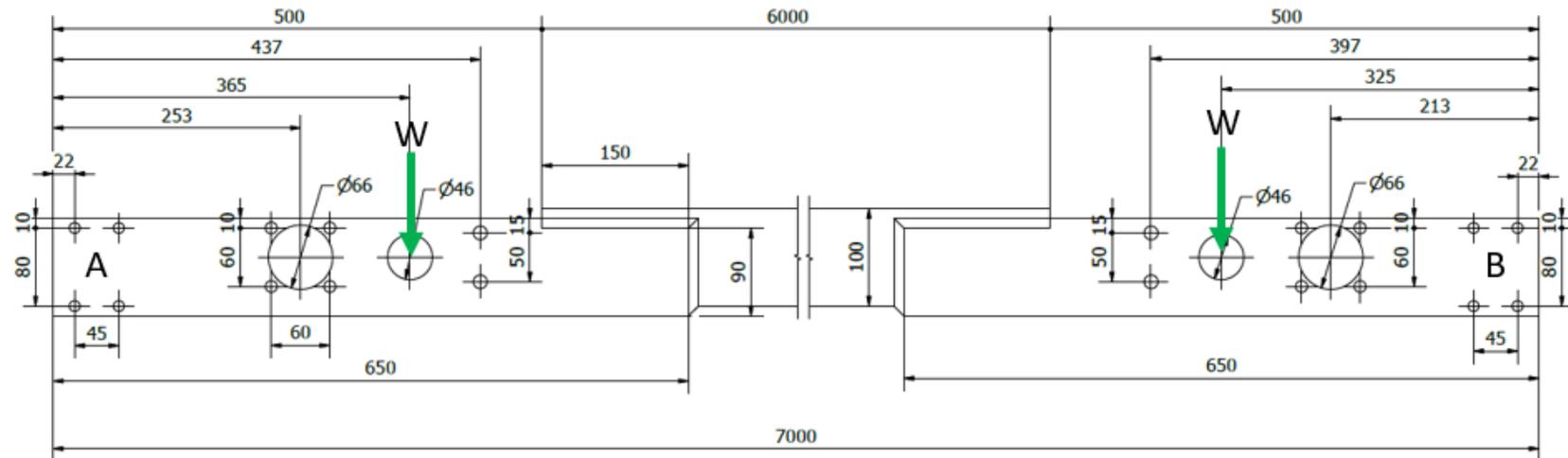
*Nota.* En la figura 66 se observa el CAD del carro guía, el cual va portar rodamientos lineales para un mejor deslizamiento en el eje cromado.



# Diseño

## Cargas aplicadas en el puente grúa

Figura 67  
Cargas aplicadas sobre el puente grúa



Nota. En la figura 67 se detalla las dimensiones, cargas existentes en el puente grúa y sus puntos de apoyo A&B.

$$W_P = 16.98 \frac{kg}{m}$$

$$W = 150 * 1.25 \approx 187 \text{ kg} \approx 1870 \text{ N}$$

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

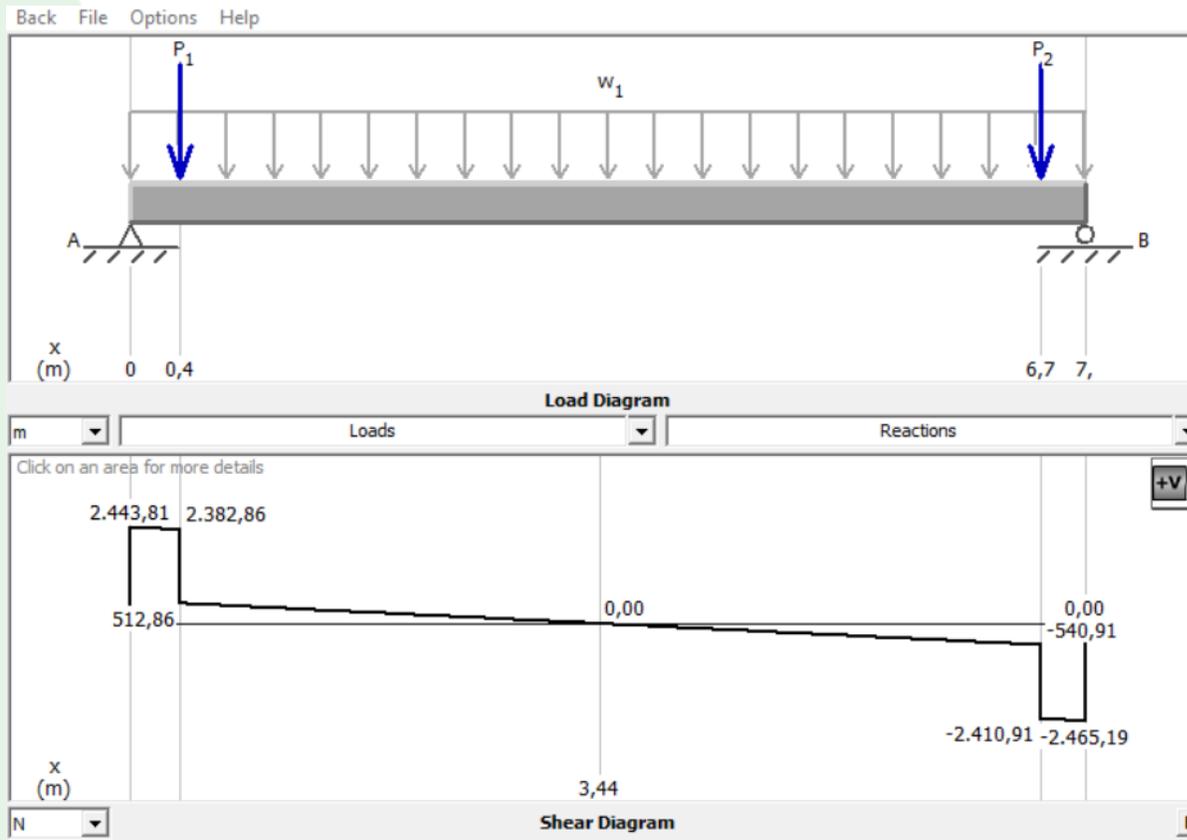
Recomendaciones

# Diseño

## Diagrama de fuerzas cortantes

Figura 68

Diagrama de fuerzas cortantes del puente grúa.



Nota. En la figura 68 se observa el diagrama de fuerzas cortantes del puente grúa y sus reacciones bajo las cargas de diseño determinadas.

$$R_A = 2443.81 \text{ N} \quad R_B = 2465.19 \text{ N}$$

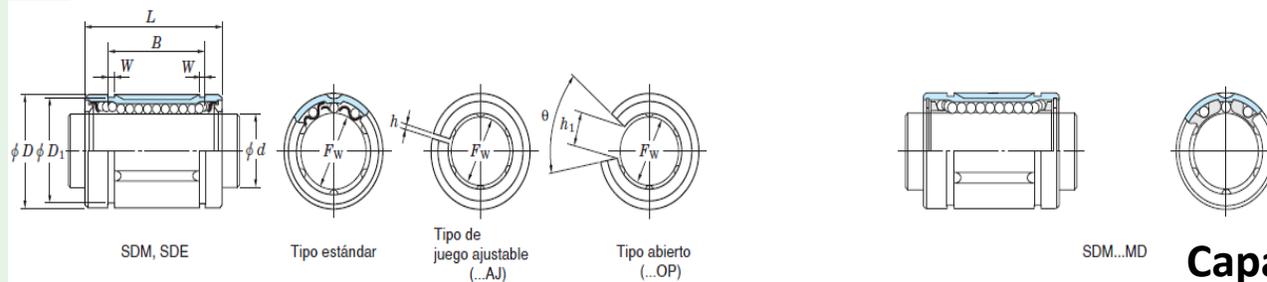


# Diseño

## Selección del rodamiento lineal para el carro guía.

$$P_B = 2470 N$$

**Figura 69**  
Dimensiones del rodamiento lineal



## Capacidad de carga dinámica básica

Diám. eje (mm)	Dimensiones (mm)									No. de rodamiento <sup>1)</sup>			No. de fila de bolas			Capacidad de carga básica (N)		(Refer.) Masa (g)
	$F_w$	$D$	$L$	$B$	$W$	$D_1$	$h$	$h_1$	$\theta$	Tipo estándar	Tipo de juego ajustable	Tipo abierto	Tipo estándar	Tipo de juego ajustable	Tipo abierto	$C_r$	$C_{0r}$	Tipo estándar
20	20	32	45	31.5	1.6	30.3	2	10	60°	SDE20	SDE20AJ	SDE20OP	5	5	4	590	1 010	96
	20	32	45	31.5	1.6	30.3	2	—	—	SDE20MG	SDE20AJMG	—	5	5	—	590	1 010	88
25	25	40	58	44.1	1.85	37.5	2	12.5	60°	SDE25	SDE25AJ	SDE25OP	5	5	4	1 130	2 030	190
	25	40	58	44.1	1.85	37.5	2	—	—	SDE25MG	SDE25AJMG	—	5	5	—	1 130	2 030	170
	25	40	59	41	1.85	38	2	12	60°	SDM25	SDM25AJ	SDM25OP	5	5	4	1 130	2 030	200
	25	40	59	41	1.85	38	2	—	—	SDM25MG	SDM25AJMG	—	5	5	—	1 130	2 030	170
30	30	45	64	44.5	1.85	43	2.5	15	50°	SDM30	SDM30AJ	SDM30OP	6	6	5	1 470	2 770	250
	30	45	64	44.5	1.85	43	2.5	—	—	SDM30MG	SDM30AJMG	—	6	6	—	1 470	2 770	220
	30	47	68	52.1	1.85	44.5	2	12.5	50°	SDE30	SDE30AJ	SDE30OP	6	6	5	1 470	2 770	340
	30	47	68	52.1	1.85	44.5	2	—	—	SDE30MG	SDE30AJMG	—	6	6	—	1 470	2 770	320

$$C = \sqrt[3]{\frac{L * P}{50}} = \sqrt[3]{\frac{33.9407 * 10^3 km * 2470 N}{50}} \approx 120 N$$

*Nota.* En la figura 69 se presentan las dimensiones generales del rodamiento lineal y sus capacidades de cargas, por Koyo, 2023.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

**Diseño**

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

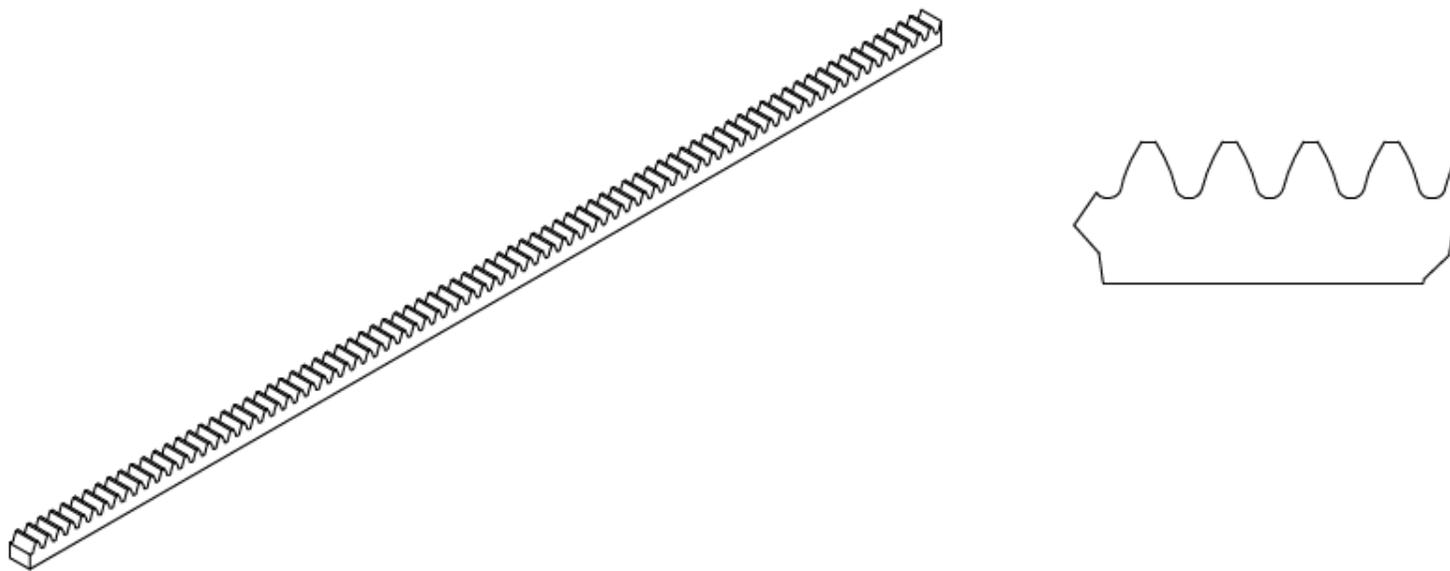
Recomendaciones



# Diseño

## Diseño del sistema piñón cremallera

**Figura 70**  
Cremallera M4



*Nota.* En la figura 70 se representa la cremallera de modulo 4 y la forma del diente.

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Diseño del sistema piñón cremallera

$F_t$ : Fuerza tangencial

$m$ : Modulo

$J$ : Factor geométrico

$K_o$ : Factor de sobrecarga para resistencia flexionante

$K_v$ : Factor dinámico para la resistencia flexionante

$K_s$ : Factor de tamaño para la resistencia flexionante

$K_m$ : Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante

$K_B$ : Factor de espesor del aro

$$\sigma_b = \frac{F_t}{B * m * J} * K_o * K_v * K_s * K_m * K_B$$

$$\sigma_b = \frac{1645 N}{20 * 4 * 0.46} * 1.25 * 1.058 * 1 * 1.064 * 2.056 = 129.324 MPa$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Esfuerzo flexionante permisible

$$\sigma_{b(perm)} = S_t * \frac{Y_N}{K_R * K_T}$$

Donde

$S_t$ : Esfuerzo de flexión permisible

$Y_N$ : Factor de ciclos de esfuerzo

$K_T$ : Factor de temperatura

$K_R$ : Factor de confiabilidad

$$\sigma_{b(perm)} = 248.2 \text{ MPa} * \frac{0.822}{1 * 1} = 204.02 \text{ MPa}$$



# Diseño

Factor de seguridad a flexión

$$FS_b = \frac{\sigma_{b(perm)}}{\sigma_b} = \frac{204.02 \text{ MPa}}{129.324 \text{ MPa}} = 1.58$$

El factor de seguridad que recomienda AGMA ronda entre 1 – 1.5, al obtener un factor de seguridad de 1.58 definimos que el acero AISI 4340 resiste el esfuerzo a flexión.

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Esfuerzo al contacto AGMA

$$\sigma_c = C_p * \sqrt{F_t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_p * B} * \frac{Z_R}{Z_I}}$$

Donde

$F_t$ : Fuerza tangencial

$C_p$ : Coeficiente elástico

$K_o$ : Factor de sobrecarga

$K_v$ : Factor dinámico

$$\sigma_c = 191 \sqrt{MPa} * \sqrt{1645 N * 1 * 1.058 * 1 * \frac{1.064}{72 mm * 20 mm} * \frac{1}{0.7}} = 306 MPa$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Esfuerzo al contacto permisible

Donde

$$\sigma_{c(perm)} = S_c * \frac{Z_N * Z_W}{K_T * K_R}$$

$S_c$ : Esfuerzo de contacto permisible

$Z_N$ : Factor de vida de ciclos de esfuerzo a picadura

$Z_W$ : Factor de la relación de durezas de resistencias a la  
picadura

$K_T$ : Factor de temperatura

$$\sigma_{c(perm)} = 866 * \frac{0.87 * 1}{1 * 1} = 753.42 \text{ MPa}$$

$K_R$ : Factor de confiabilidad



# Diseño

Factor de seguridad por contacto

$$FS_C = \frac{\sigma_{c(perm)}}{\sigma_c} = \frac{753.42 \text{ MPa}}{306 \text{ MPa}} = 2.46$$

Resumen de análisis del sistema piñón cremallera

**Tabla 4**  
Factores de seguridad de un sistema piñón cremallera

<b>Análisis</b>	<b><math>\sigma(AGMA)</math> [MPa]</b>	<b><math>\sigma(Permisible)</math> [MPa]</b>	<b>Factor de Seguridad</b>
Flexión	124	204	1.58
Contacto	306	753	2.46

*Nota.* En la tabla 6 se detallan los esfuerzos en el diente del piñón bajo el análisis AGMA de flexión y contacto a la picadura, así como los factores de seguridad correspondientes.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Torque necesario para rotar la mesa giratoria

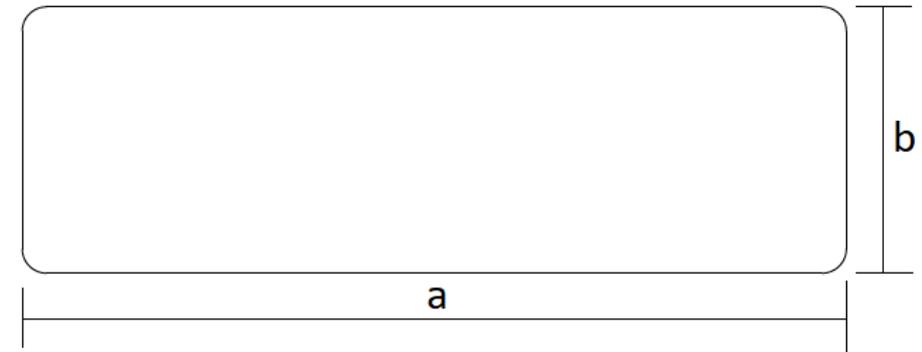
La mesa giratoria con todos los implementos tiene un peso aproximado de 150 Kg.

## Cálculo de la inercia de la mesa giratoria

Para facilitar el análisis vamos a considerar que la mesa giratoria se resume a una placa rectangular que tiene una masa de 150 kg.

Figura 71

Simplificación de la geometría de la mesa giratoria



*Nota.* En la figura 71 se detalla la geometría simplificada de la mesa giratoria para calcular el momento de inercia en el centro de la mesa giratoria.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

$$I_z = \frac{m}{12} * (a^2 + b^2)$$

$$I_z = \frac{150 \text{ kg}}{12} * \left( \left( \frac{450}{1000} \right)^2 + \left( \frac{80}{1000} \right)^2 \right) m^2$$

$$I_z = 253.205 \text{ kg} * m^2$$

Cálculo del torque necesario para rotar la mesa giratoria

$$T = I_z * \alpha_{prom}$$

$$T = 253.205 \text{ kg} * m^2 * 3.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 936.859 \text{ Nm}$$



# Diseño

## Factores de fricción de los rodamientos

Figura 72

Coefficientes de fricción de los rodamientos

tabla 1 - Coeficientes de fricción para diferentes combinaciones de superficie de contacto deslizante (valores orientativos)

Superficie de contacto deslizante combinación	Coeficiente de fricción $\mu$	
	mín.	máx.
Acero/acero	0,08	0,20
Acero/bronce	0,10	0,25
Acero/bronce sinterizado de PTFE	0,05	0,25
Acero/tejido de PTFE	0,02	0,15
Acero/plástico reforzado con fibra de vidrio de PTFE	0,05	0,20

Nota. En la figura 72 se presentan los coeficientes de fricción de los rodamientos obtenidos a través de experimentos en los laboratorios de SKF, por (SKF, 2023).

$$\mu = \frac{\mu_{max} + \mu_{min}}{2} = \frac{0.20 + 0.08}{2} = 0.14$$

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Cálculo del torque necesario para rotar la mesa giratoria

$$T_{prom} = I_Z * \alpha_{prom} * \mu$$

$$T_{prom} = 253.205 \text{ kgm}^2 * 3.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} * 0.14 = 131.16 \text{ Nm}$$

Por lo tanto

$$T_{prom} < T_{out}$$

$$131 \text{ Nm} < 135 \text{ Nm}$$

El torque necesario es menor al torque de salida por lo que el servomotor se encuentra en las capacidades de rotar la mesa giratoria, sin embargo, al ser un servomotor su velocidad puede reducir o aumentar según sea necesario por lo que el torque aumenta o disminuye según sea necesario.

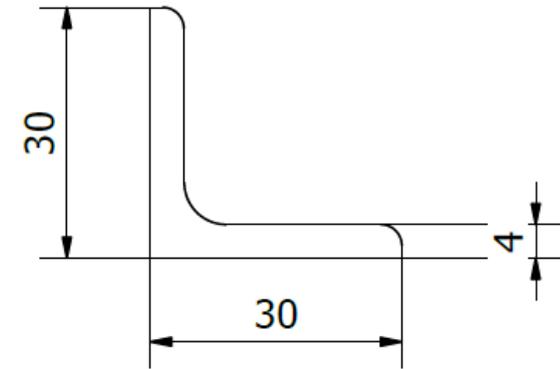
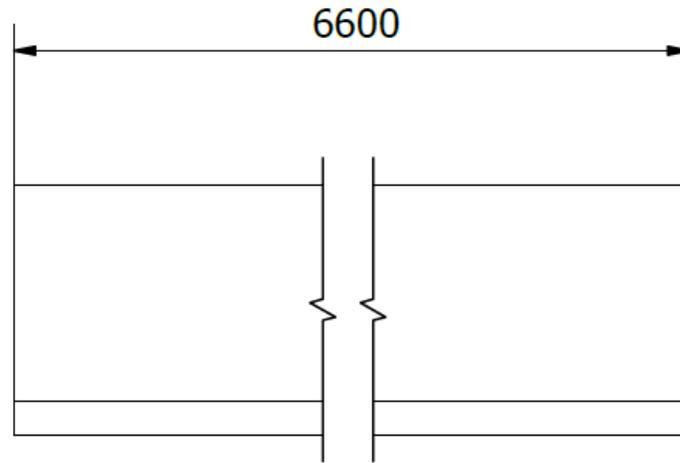


- Introducción
- Definición del problema
- Justificación
- Alcance
- Objetivos
- Diseño**
- Construcción
- Pruebas de funcionamiento
- Conclusiones
- Recomendaciones

# Diseño

## Guías para malla

**Figura 73**  
Dimensiones de las guías de malla



*Nota.* En la figura 73 se detallan las dimensiones de las guías de malla que soportarán a la malla electrosoldada, las cuales estarán accionadas por actuadores neumáticos.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

[Diseño](#)

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

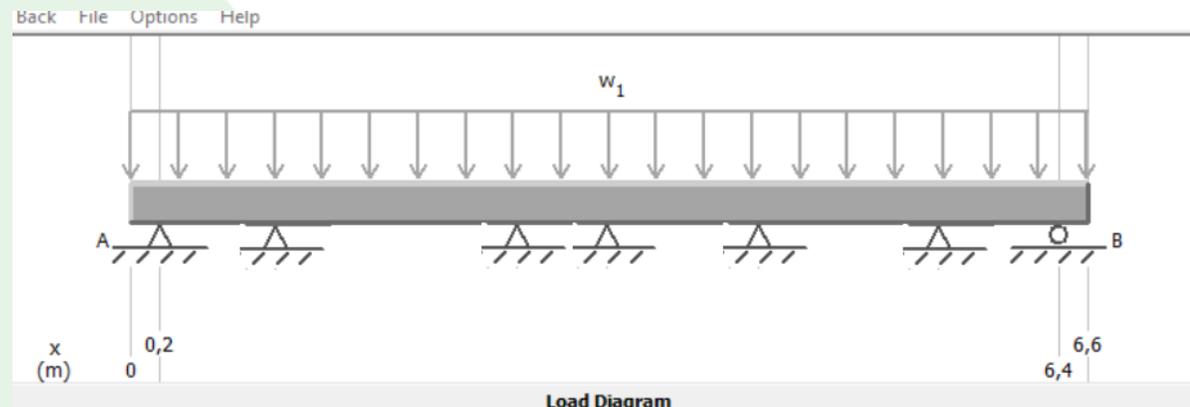
## Parámetros de diseño

$$W_{V9} = 3 \frac{kg}{m} \approx 30 \frac{N}{m}$$

El ángulo de 30x30x4 estará apoyado en 7 puntos de los cuales 3 son actuadores neumáticos y 4 son puntos de apoyo para evitar la deflexión.

Figura 74

Diagrama de la carga aplicada y puntos de apoyo



*Nota.* En la figura 74 se representa la carga aplicada sobre el ángulo y los puntos de apoyo.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

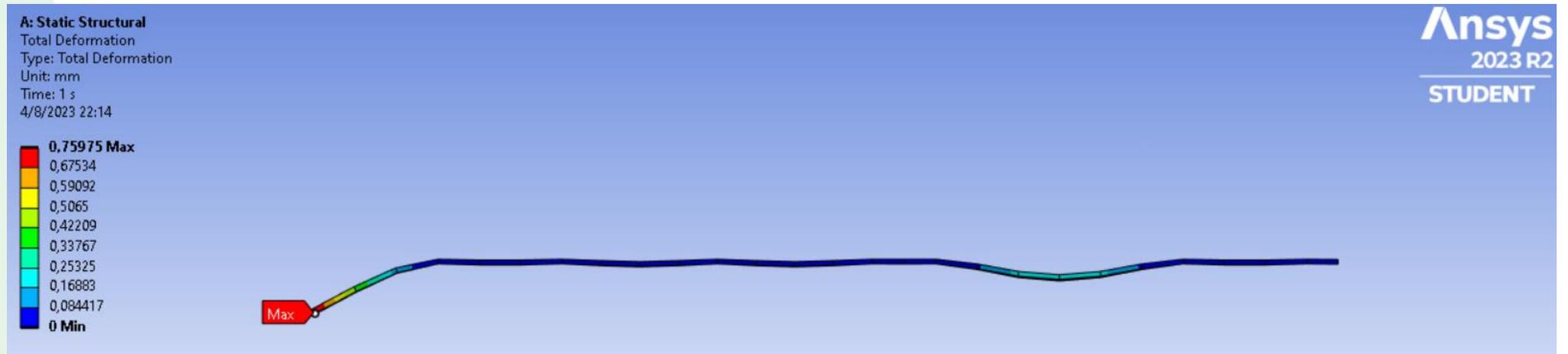
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Análisis de la deflexión

**Figura 75**  
Resultados de la deflexión



*Nota.* En la figura 75 se observan las deflexiones a lo largo del elemento analizado obteniendo una deflexión máxima de 0.8 mm en el extremo superior.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

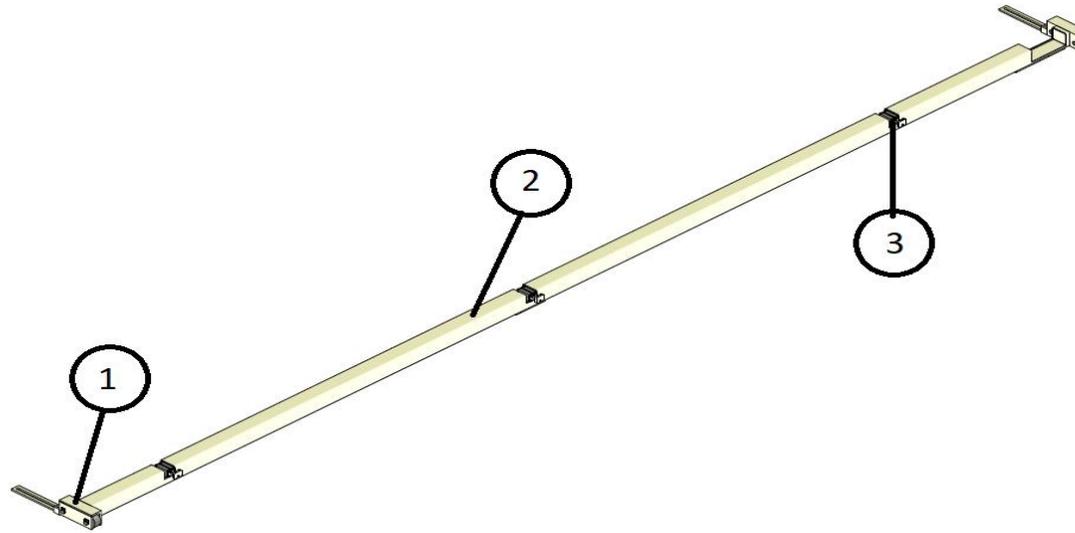
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Portador de pistones central

**Figura 76**  
Portador de pistones móvil



El portador de pistones consta de 3 elementos fundamentales los cuales son:

1. Carro
2. Estructura principal
- Actuador neumático

*Nota.* En la figura 76 se observa el portador de pistones móvil el cual se encuentra en el centro de la volteadora de mallas.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Estructura principal

La estructura principal debe ser capaz de soportar la malla electrosoldada y no presentar una deflexión alta ya que el claro de este elemento es de aproximadamente 7 m.

**Tabla 5**  
Deflexión máxima de algunos perfiles

Perfil	Peso del perfil (N/m)	Inercia (cm <sup>4</sup> )	Carga malla (N/m)	Carga total (N/m)	Deflexión (mm)
100x100x4	118	226.46	25	143	9.871
100x100x5	145	271.36	25	170	9.793
100x100x6	170	312	25	195	9.77

*Nota.* En la tabla 5 se detalla los parámetros para determinar la deflexión máxima de una viga simplemente apoyada en un claro de 7 m.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

[Diseño](#)

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

## Análisis de deflexión para el perfil 100x100x4

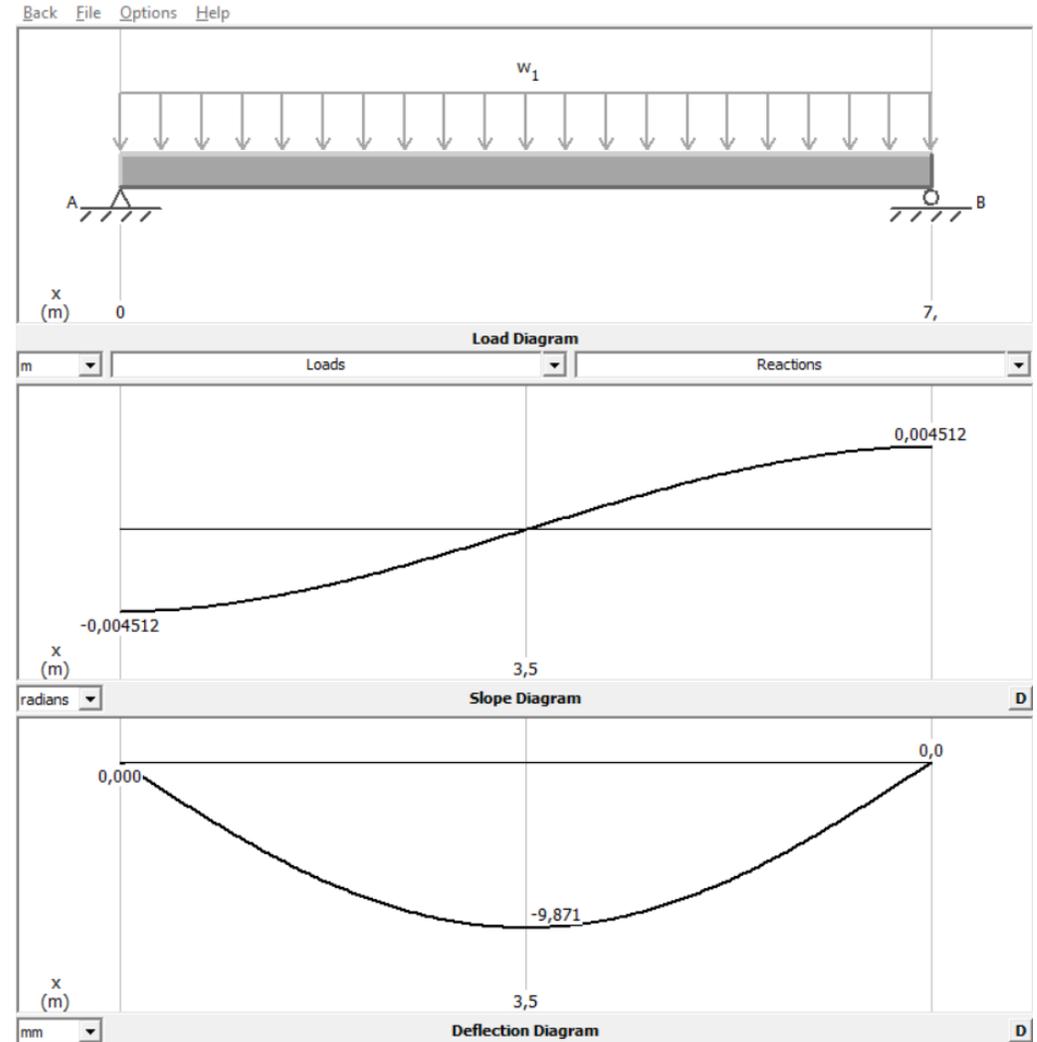
**Figura 77**  
Diagrama de deflexión para el perfil 100x100x4

*Nota.* En la figura 77 se detalla las deflexiones para el perfil 100x100x4 que presenta una inercia de  $226.46 \text{ cm}^4$  con un valor máximo de deflexión de  $9.871 \text{ mm}$  para una carga de  $143 \text{ N/m}$ .

## Reacciones del perfil estructural en sus puntos de apoyo

$$R_A = R_B = 500 \text{ N}$$

# Diseño





Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

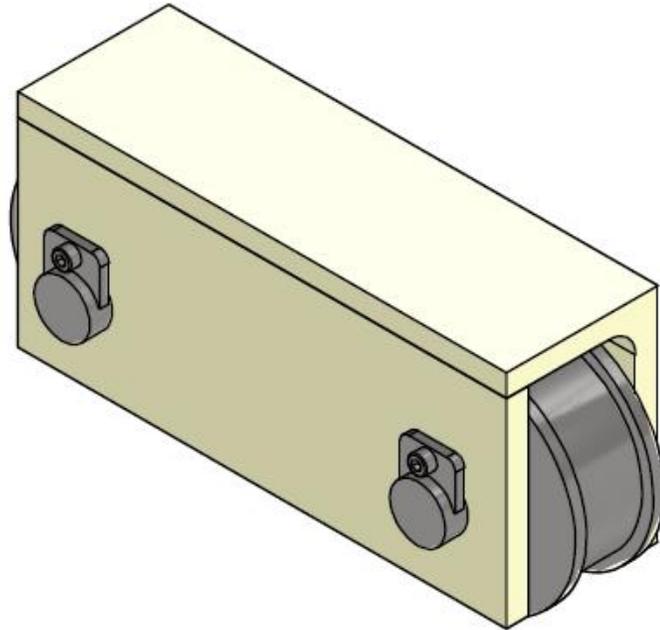
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Carro

**Figura 78**  
Carro para el portador de pistones móvil



*Nota.* En la figura 78 se observa el CAD del carro que se acoplara a la estructura principal.

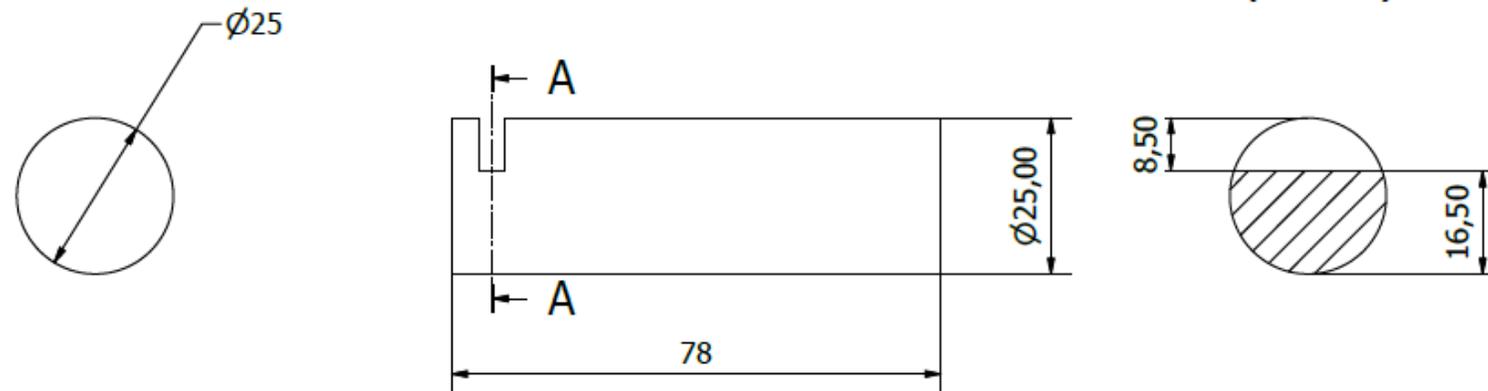
El portador de pistones está conformado por 2 carritos que nos dará la regulación necesaria para los 3 tipos de mallas a trabajar, la principal diferencia entre los carros son sus ruedas, una es acanalada la cual se incrusta sobre una guía rectificadas mientras que el otro carro tiene las ruedas lisas para evitar que se atranque al momento de desplazarse.



# Diseño

## Análisis del pasador de la rueda

Figura 79  
Geometría del pasador de las ruedas



Nota. En la figura 79 se detallan las dimensiones del pasador de las ruedas del carro para el portador de pistones.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Análisis de esfuerzo a cortante

Al ser un pasador en el elemento solo existe un esfuerzo cortante.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{R_A}{\pi * \frac{d^2}{4}} = \frac{4 * R_A}{\pi * d^2}$$

Al implementar el factor de seguridad y la resistencia del material obtenemos:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y * \pi * d^2}{4 * R_A}$$



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

El material que se utilizara es el AISI 1010

$$S_y = 305 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{305 \frac{N}{mm^2} * \pi * 25^2 \text{ mm}^2}{4 * 500 \text{ N}} = 11.97 \approx 12$$

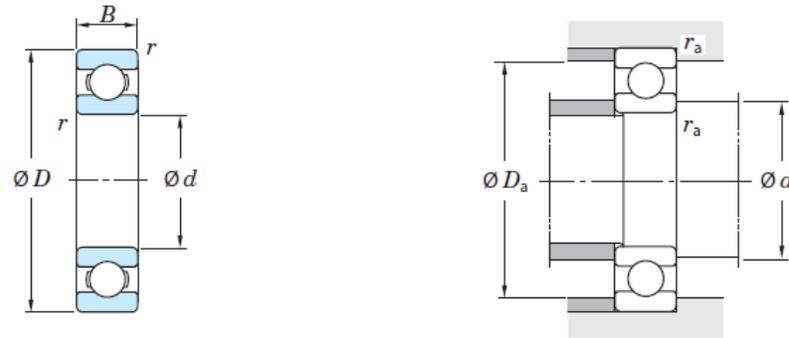
Se obtiene un factor de seguridad de 12 por lo cual el pasador esta sobredimensionado para las cargas aplicadas, sin embargo, se decide colocar el pasador de diámetro 25 por cuestiones geométricas como por selección de rodamientos.



# Diseño

## Selección de rodamientos

**Figura 80**  
Dimensiones de los rodamientos rígidos de bolas



Los rodamientos no están sometidos a un movimiento constante ya que son un ente regulador para cada tipo de malla por lo que prácticamente se podría considerar que los rodamientos están estáticos.

Dimensiones principales (mm)				Capacidad de carga básica (kN)		Carga límite de fatiga (kN)	Factor	Limite de velocidad (min <sup>-1</sup> )		No. de rodamiento	Dimensiones de montaje (mm)			(Refer.)
d	D	B	r min.	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	C <sub>u</sub>	f <sub>0</sub>	lub. con Grasa	lub. con Aceite		d <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> max.	r <sub>a</sub> max.	Peso (kg)
25	37	7	0.3	5.40	2.95	0.120	16.0	18 000	21 000	6805	27	35	0.3	0.022
	42	9	0.3	8.75	4.55	0.230	15.4	16 000	19 000	6905	27	40	0.3	0.041
	47	8	0.3	11.1	5.60	0.340	15.1	15 000	18 000	16005	27	45	0.3	0.060
	47	12	0.6	12.6	5.85	0.380	14.5	15 000	18 000	6005	29	43	0.6	0.080
	52	15	1	17.5	7.85	0.550	13.9	13 000	15 000	6205	30	47	1	0.128
	52	15	1	22.1	9.30	0.740	12.8	13 000	16 000	6205R	30	47	1	0.138

$$P_{0r} = R_A = 500 \text{ N}$$

$$C_{0r} = 5.85 \text{ kN}$$

*Nota.* En la figura 80 se detalla las propiedades geométricas de los rodamientos de bolas y la capacidad de carga.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Actuadores neumáticos

### Actuador neumático para elevar la mesa giratoria

#### Parámetros de diseño

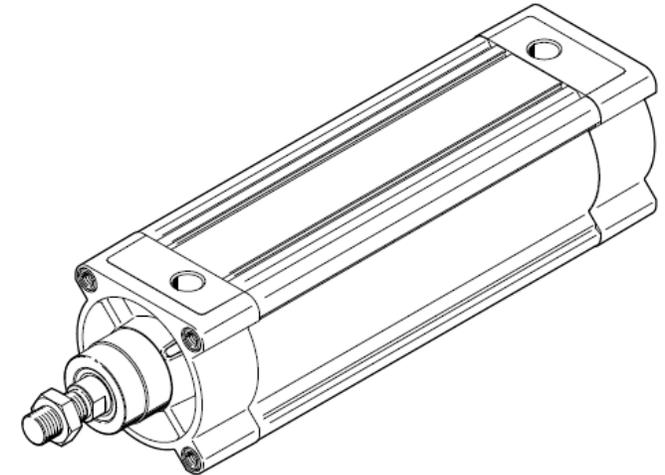
$$W = 150 \text{ kg}$$

$$L_{piston} = 500 \text{ mm}$$

Los actuadores neumáticos más comunes son los de embolo simple y de doble efecto también denominados “DSBC” por Festo por lo cual procedemos a seleccionar un actuador tipo “DSBC”.

**Figura 81**  
Actuador neumático modelo DSBC

*Nota.* En la figura 81 se observa el esquema de un actuador neumático simple de doble efecto.





Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

**Figura 82**  
Fuerzas de empuje y retracción de los actuadores tipo DSBC

<b>Fuerzas [N] y energía de impacto [J]</b>							
Diámetro del émbolo	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica a 6 bar, avance	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
Fuerza teórica a 6 bar, retroceso	415	633	990	1682	2721	4418	6881
Energía máx. de impacto en las posiciones finales							
DSBC-...	0,4 <sup>1)</sup>	0,7	1,0	1,3	1,8	2,5	3,3
DSBC-...-L/-U/-T1/-T3/-T4	0,2 <sup>1)</sup>	0,35	0,5	0,65	0,9	1,25	1,65
DSBC-...-L1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,9	1,25	1,65

*Nota.* En la figura 82 se detallan las fuerzas de los actuadores neumáticos tipo DSBC, así como la energía máxima de impacto, por (FESTO-DSBC, 2023).

En base a las fuerzas proporcionadas por el catálogo de productos de Festo, procedemos a seleccionar un actuador neumático simple de doble efecto con un émbolo de 80 y carrera de 500 mm.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Actuador neumático para las guías de malla

Para la sujeción de la guía para las mallas se colocarán 3 actuadores neumáticos por lo cual es necesario conocer las reacciones en los puntos de apoyo donde se encuentran los actuadores neumáticos.

**Tabla 6**  
Reacciones en los puntos de apoyo de la guía de malla

Apoyo	B	D	F
<b>Fuerza de reacción (N)</b>	35.85	21.15	27

*Nota.* En la tabla 6 se detalla las fuerzas de reacción en los apoyos B, D y F en los cuales se colocarán los actuadores neumáticos.

Refiriéndonos a la figura 82 se selecciona un actuador neumático simple de doble efecto de embolo 32 que presenta una fuerza teórica de 483 N la cual es mayor a la de las reacciones calculadas.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

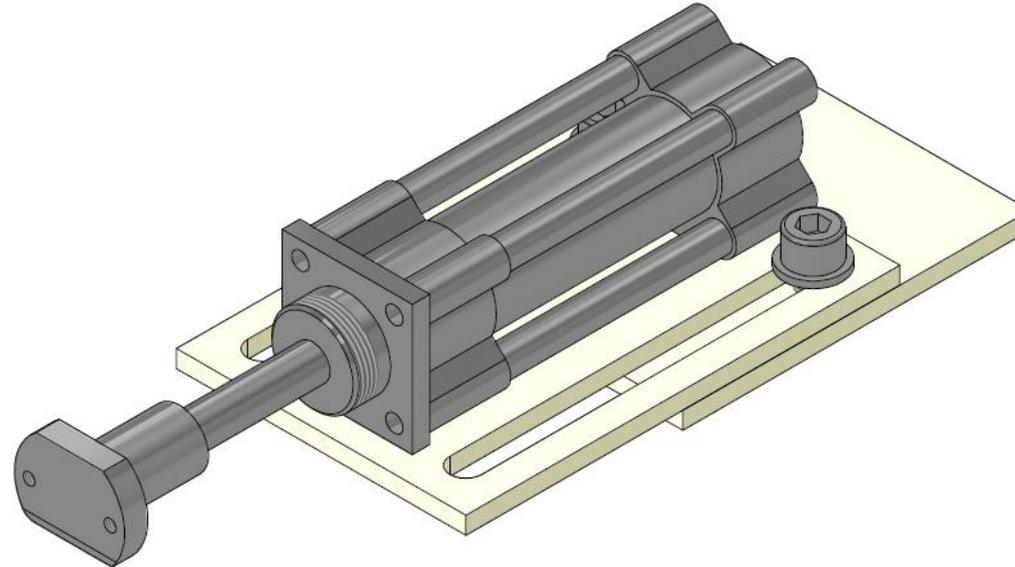
Recomendaciones

# Diseño

## Esquema de sujeción del actuador neumático DSBC 32 40

**Figura 83**

Sistema de sujeción para el actuador neumático DSBC 32 40



*Nota.* En la figura 83 se observa el conjunto de elementos mecánicos que forman la estructura que sujetara al actuador neumático.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

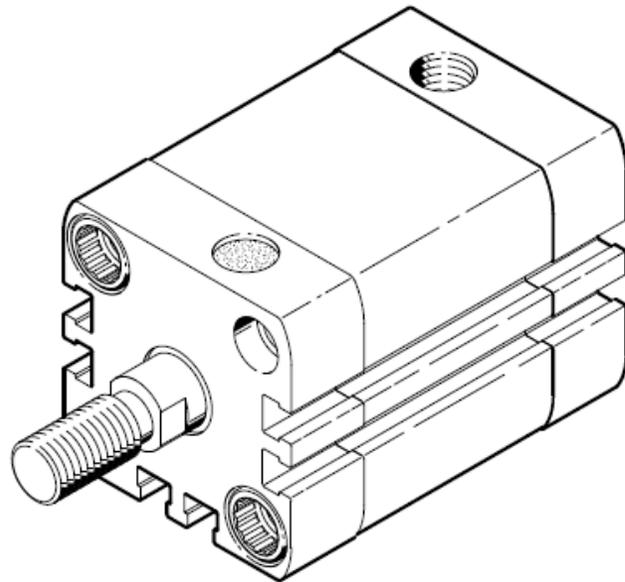
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

Para la guía de mallas central se debe definir otro tipo de actuador neumático, ya que la geometría y espacio disponible en el portador de pistones es limitada.

**Figura 84**  
Actuador neumático compacto



*Nota.* En la figura 84 se observa el esquema del actuador neumático compacto ADN, por (FESTO-ADN, 2023).



# Diseño

**Figura 85**

Fuerzas de empuje y retracción de los actuadores compactos tipo ADN

## Hoja de datos

Fuerzas [N] y energía del impacto [J]	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica a 6 bar, avance											
-	68	121	188	295	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
S1	-	-	-	295	-	754	-	1870	-	4712	-
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
Fuerza teórica a 6 bar, retroceso											
-	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
S1	-	-	-	247	-	633	-	1681	-	4417	-
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
Energía máx. de impacto en las posiciones finales											
-	0,07	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,3	1,8	2,5	3,3
S1	-	-	-	0,3	-	0,7	-	1,3	-	2,5	-
S6	0,035	0,075	0,1	0,15	0,2	0,35	0,5	0,65	0,9	1,25	1,75
K10	-	-	0,16	0,24	0,32	0,56	0,8	1	1,4	2	2,6
S20	-	0,016	0,024	0,083	0,15	0,39	0,48	0,62	0,8	0,9	0,95

*Nota.* En la figura 85 se detalla las fuerzas teóricas de los actuadores compactos para una presión de 6 bar, por (FESTO-ADN, 2023).

Refiriéndonos a la figura 133 se selecciona un actuador neumático compacto simple de doble efecto de embolo 32 que presenta una fuerza teórica de 483 N la cual es mayor a la de las reacciones calculadas.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

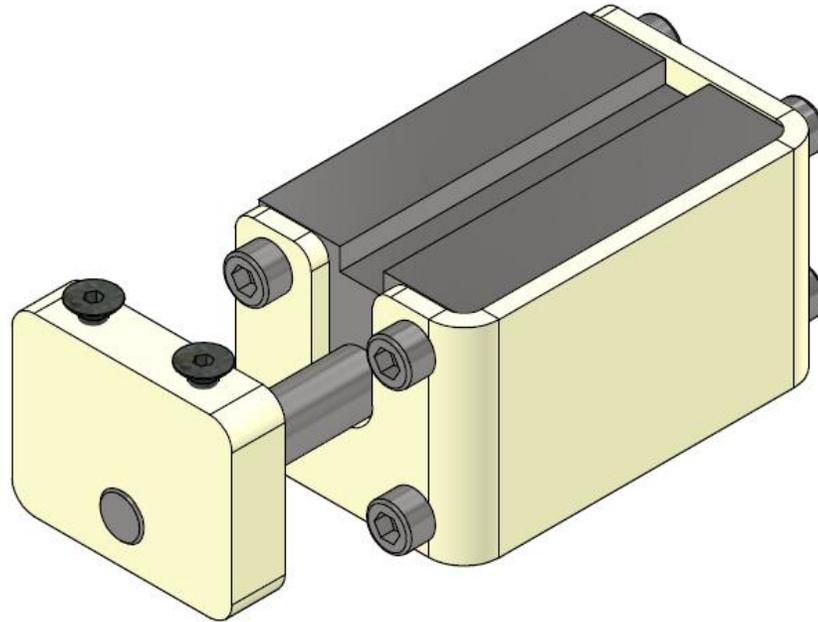
Recomendaciones

# Diseño

## Esquema de sujeción del actuador neumático ADN32 30

**Figura 86**

Sistema de sujeción para el actuador neumático ADN 32 30



*Nota.* En la figura 86 se observa los elementos mecánicos que componen el sistema de sujeción de los actuadores compactos ADN.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

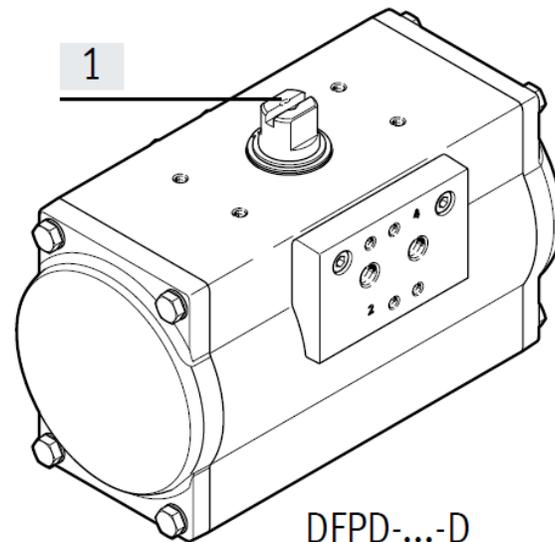
Recomendaciones

# Diseño

## Actuador neumático para ganchos

El sistema de sujeción de la malla estará dado a partir de un actuador neumático rotatorio denominados por FESTO como actuadores giratorios DFPD.

**Figura 87**  
Actuador giratorio



DFPD-...-D  
De doble efecto

*Nota.* En la figura 87 se observa el esquema de un actuador giratorio DFPD, por (FESTO-DFPD, 2023).



# Diseño

**Figura 88**  
Torque teórico en función de la presión suministrada

## Hoja de datos

Momento de giro teórico [Nm] en función de la presión de funcionamiento											
	Presión de funcionamiento [bar]										
Tamaño	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8
10	3,7	4,7	5,6	6,6	7,5	8,4	9,4	10,3	11,2	13,1	15,0
20	7,3	9,1	11,0	12,8	14,6	16,4	18,3	20,1	21,9	25,6	29,2
40	13,9	17,4	20,9	24,4	27,9	31,3	34,8	38,3	41,8	48,7	55,7
80	30,0	37,5	44,9	52,4	59,9	67,4	74,9	82,4	89,9	104,9	119,9
120	42,7	53,4	64,0	74,7	85,4	96,1	106,7	117,4	128,1	149,4	170,8
160	58,5	73,2	87,8	102,5	117,1	131,7	146,4	161,0	175,6	204,9	234,2
240	85,2	106,5	127,8	149,1	170,4	191,7	213,0	234,3	255,6	298,2	340,8
300	109,8	137,2	164,7	192,1	219,6	247,0	274,5	301,9	329,3	384,2	439,1
480	172,4	215,5	258,5	301,6	344,7	387,8	430,9	474,0	517,1	603,3	689,5
700	241,2	301,5	361,8	422,1	482,4	542,7	603,0	663,3	723,6	844,2	964,8
900	306,2	382,7	459,3	535,8	612,4	688,9	765,4	842,0	918,5	1071,6	1224,7
1200	425,2	531,6	637,9	744,2	850,5	956,8	1063,1	1169,4	1275,7	1488,4	1701,0
2300	812,1	1015,1	1218,2	1421,2	1624,2	1827,2	2030,3	2233,3	2436,3	2842,4	3248,4

Nota. En la figura 88 se detalla el torque teórico en función de la presión suministrada y del tamaño del actuador, por (FESTO-DFPD, 2023).

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

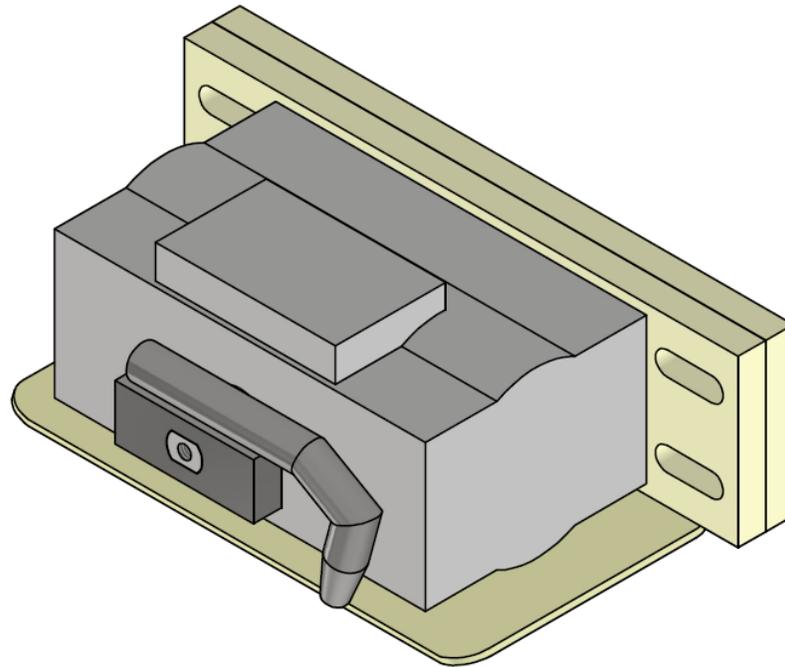
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Esquema de sujeción del actuador giratorio DFPD 20 90

**Figura 89**  
Sistema de sujeción para el actuador giratorio



*Nota.* En la figura 89 se observa los elementos mecánicos que conforman el sistema de sujeción del actuador giratorio.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Cálculo de la fuerza de sujeción

Refiriéndonos a la figura 89 se puede observar el gancho que sujetara la malla acoplada al actuador giratorio, la distancia que existe entre el centro del actuador giratorio y donde sujeta la malla el gancho es de aproximadamente 100 mm.

$$T_{DFPD} = 21.9 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{T}{d} = \frac{21.9 \text{ Nm}}{0.1 \text{ m}} = 219 \text{ N} \approx 22 \text{ kg}$$

Debido a que la longitud de la malla es de 6.5 m se ha decidido colocar 6 actuadores giratorios distribuidos a lo largo de la mesa giratoria, para obtener así una fuerza de sujeción teórica de 1314 N, asegurándonos que la carga al momento de desplazarnos y girar no se caiga, cuelgue o se deslice.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

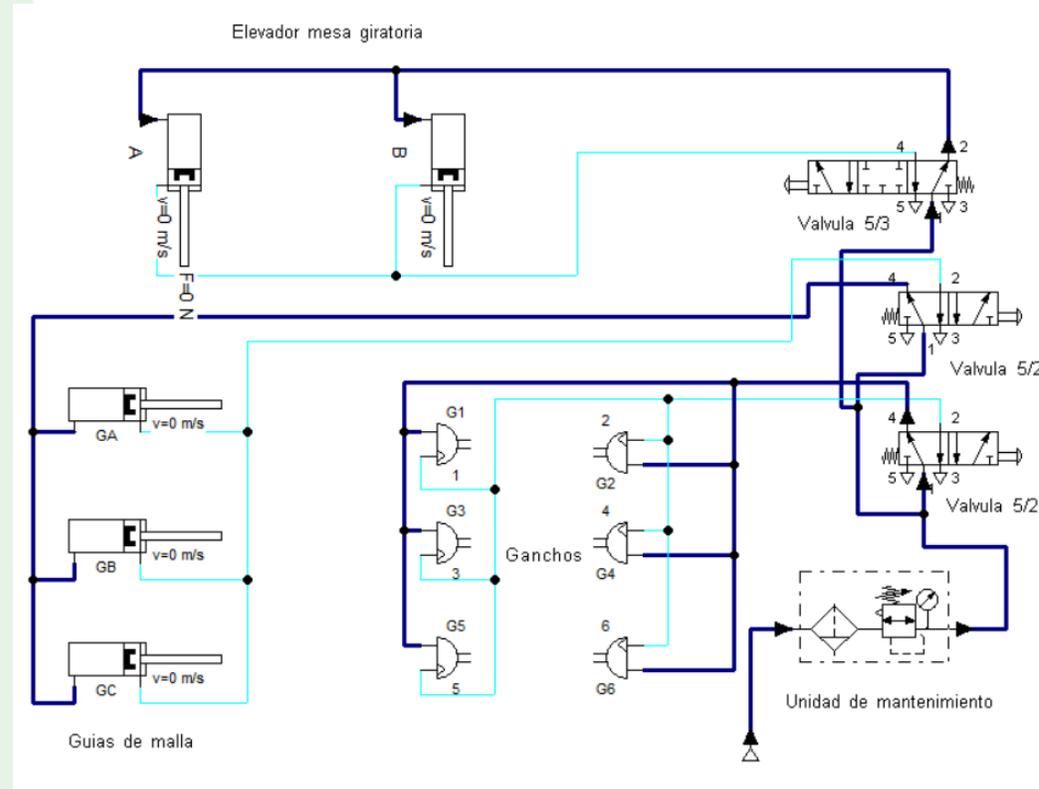
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Simulación de los actuadores neumáticos

**Figura 90**  
Esquema de conexiones neumáticas



Todo el sistema neumático estará conectado a un PLC siemens que se encargará de dar las señales respectivas a cada válvula neumática, así como de alimentar y recibir señales de los sensores de posición de cada actuador, la presión de funcionamiento del sistema es de mínimo 6 bar.

*Nota.* En la figura 90 se observa un esquema de conexiones neumáticas y sus componentes.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

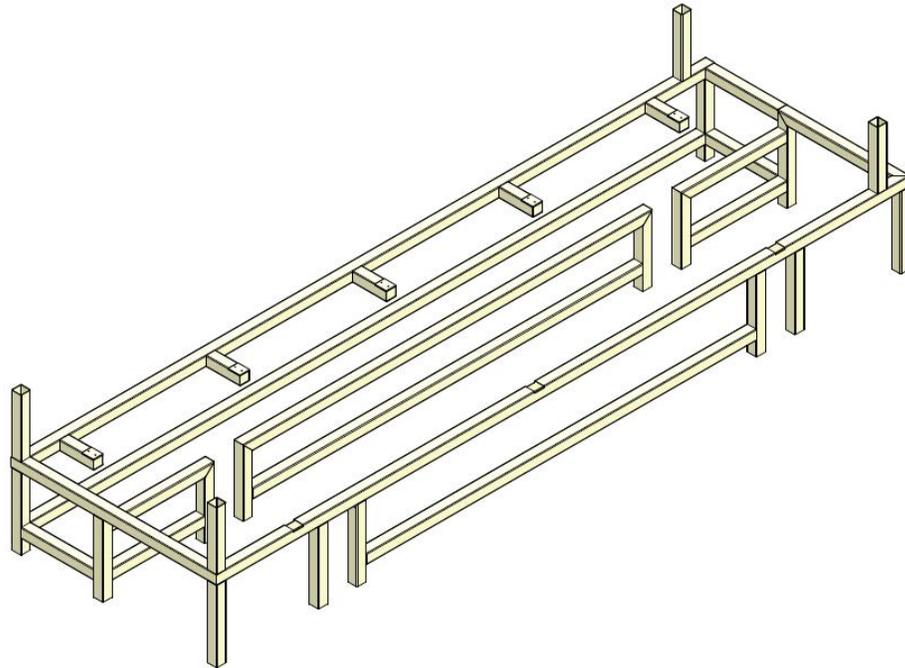
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Estructura principal

**Figura 91**  
Estructura principal



La estructura principal se ha decidido realizar de tubo cuadrado de 100x100x4 mm, esto debido a temas de rigidez que necesita la máquina.

*Nota.* En la figura 91 se observa la estructura principal que conformara la volteadora de malla y portadora de los sub-ensamblajes.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Parámetros de diseño

La principal carga de la estructura son las reacciones del sistema de elevación del conveyor la cual se distribuye en 4 puntos por lo que la carga total del conveyor se divide en 4 puntos de apoyo y a su vez al momento de transmitir la fuerza a la estructura se divide en 2 puntos más en total la carga del conveyor se divide en 8 puntos de apoyo, adicionalmente existe cargas en los extremos donde se apoya la viga HB del puente grúa.

$$W_{Rconv} = \frac{W_{conveyor} * FS}{8}$$

$$W_{Rconv} = \frac{15000 N * 1.25}{8} = 2343.75 \approx 2500 N$$

$$W_{RPG} = 1500 N$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

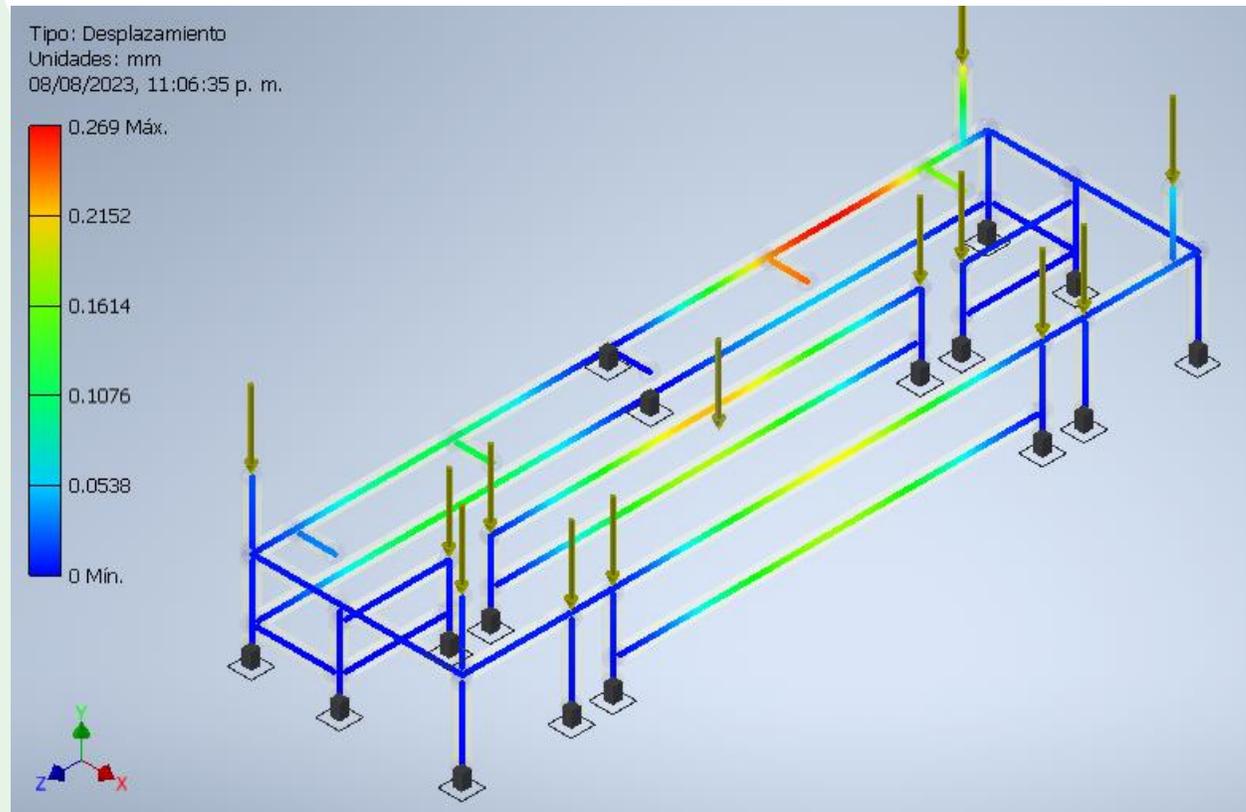
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Deflexión en la estructura

**Figura 92**  
Deflexión de la estructura principal vista isométrica



*Nota.* En la figura 92 se observa la deflexión máxima en la estructura principal con un valor de 0.269 mm.

Las deflexiones arrojadas por la simulación no superan el milímetro por lo cual la estructura principal nos garantiza una alta rigidez al sistema.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

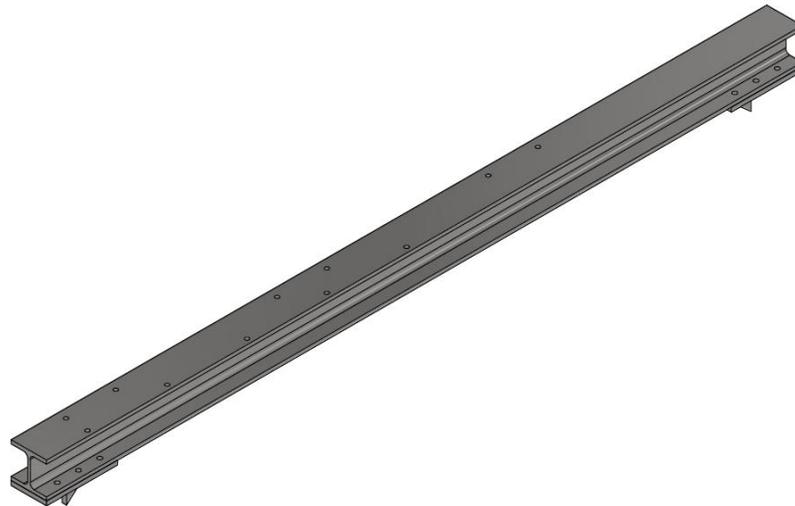
Recomendaciones

# Diseño

## Viga HEB

La viga HEB es el elemento mecánico que une el puente grúa con la estructura principal, el elemento seleccionado es una viga HEB100 el cual se decidió principalmente por la geometría necesaria para colocar el eje guía, cremallera y los componentes necesarios para el movimiento del puente grúa, además de su alta inercia que nos garantizara una deflexión mínima.

**Figura 93**  
Viga HEB100



*Nota.* En la figura 93 se observa la viga HEB100 el cual tiene como función soportar las cargas generadas por la mesa giratoria.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Parámetros de diseño

La principal carga de diseño de la viga HEB son las reacciones de la mesa giratoria y del puente grúa.

$$W_{HEB} = 2470 N * FS$$

$$W_{HEB} = 2470 N * 1.25 = 3087.5 N \approx 3000 N$$



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

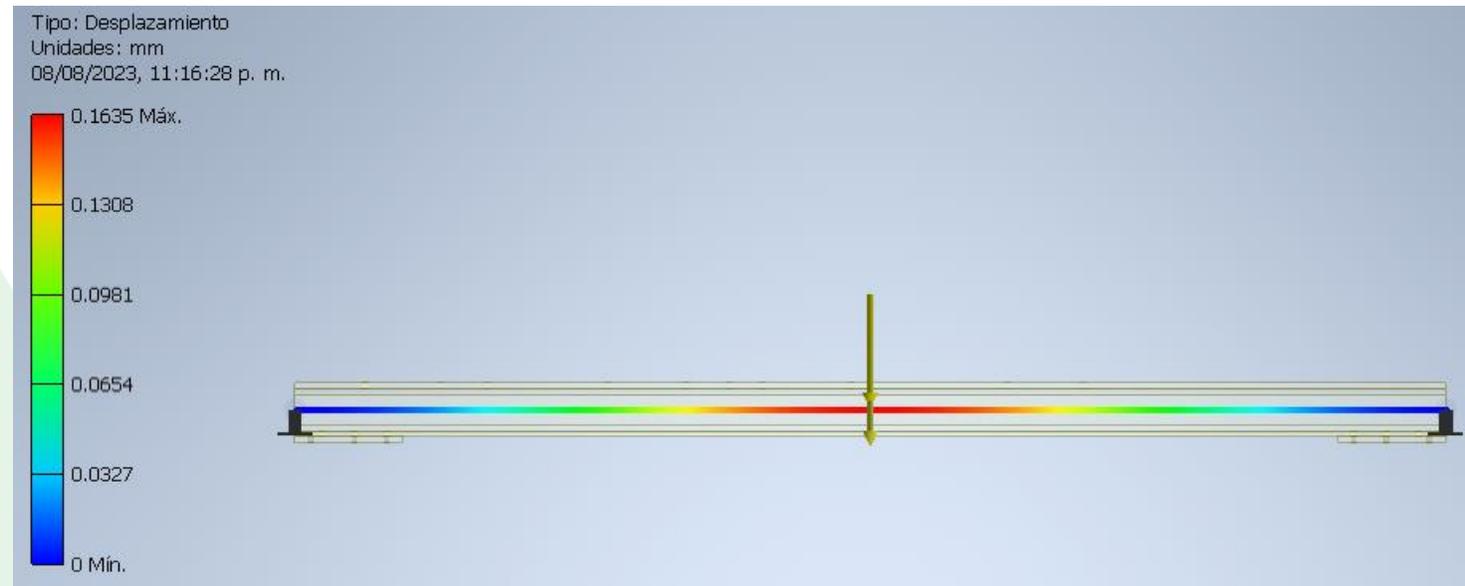
Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Deflexión en la viga HEB

**Figura 94**  
Deflexión en la viga HEB



*Nota.* En la figura 94 se observa la deflexión máxima en la viga HEB100 con un valor de 0.1635 mm en la mitad de la viga, la cual es la posición más crítica.

La viga HEB100 es adecuada para soportar las cargas generadas por el puente grúa durante su movimiento a lo largo de la viga HEB.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

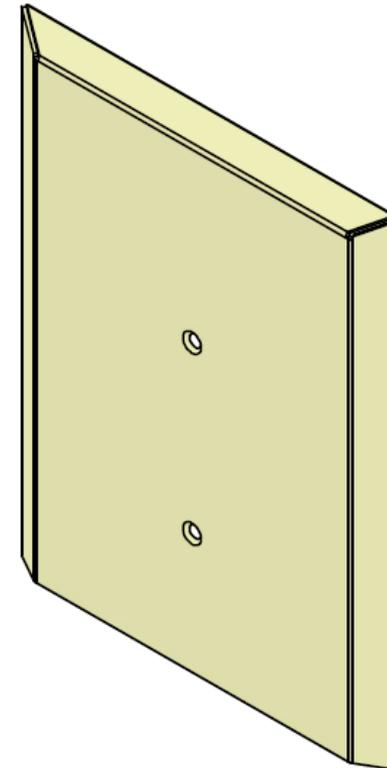
Recomendaciones

# Diseño

## Acomodadores

Los acomodadores son fundamentales para garantizar que la malla no caiga de lado oh que se desigualen en el ancho de las mismas garantizando una salida homogénea del paquete de mallas.

**Figura 95**  
Acomodador lateral



*Nota.* En la figura 95 se observa la geometría del acomodador lateral la cual esta fabricado en un espesor de 4 mm.



Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# Diseño

## Parámetros de diseño

Las cargas principales que se aplican al acomodador serian la fuerza de empuje sobre los acomodadores que generan los extremos de la malla al momento de apilarse en el conveyor, debido a que la malla no cae de una altura mayor a 30 mm la fuerza de impacto será similar al peso de la misma malla por lo cual para el análisis utilizaremos la carga de la malla y un factor de seguridad de dos.

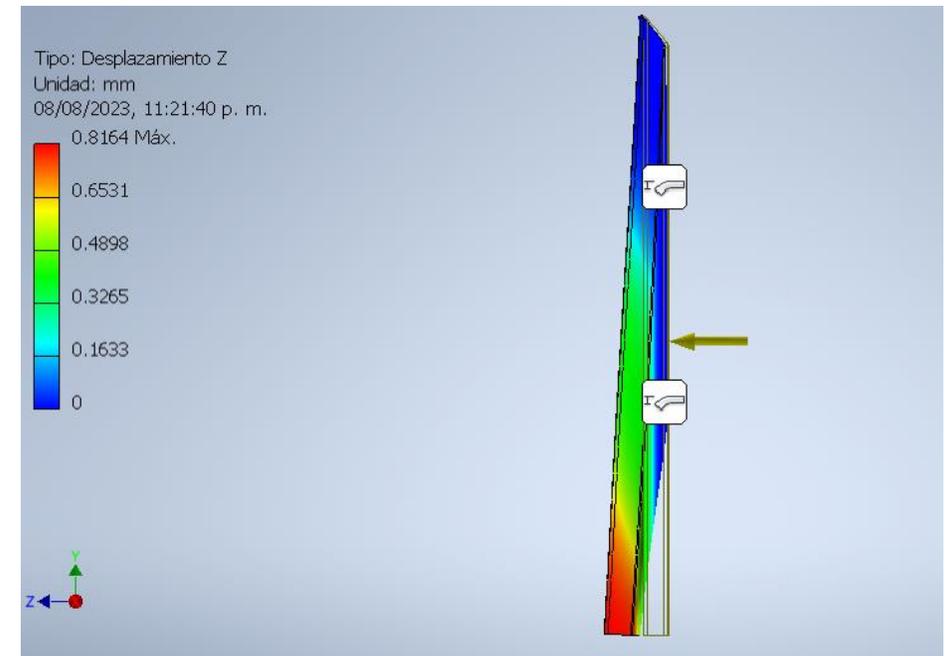
$$W_{FM} = W_m * FS$$

$$W_{FM} = 300 N * 2 = 600 N$$

## Deflexión del acomodador

Figura 96

Deflexión en el acomodador lateral

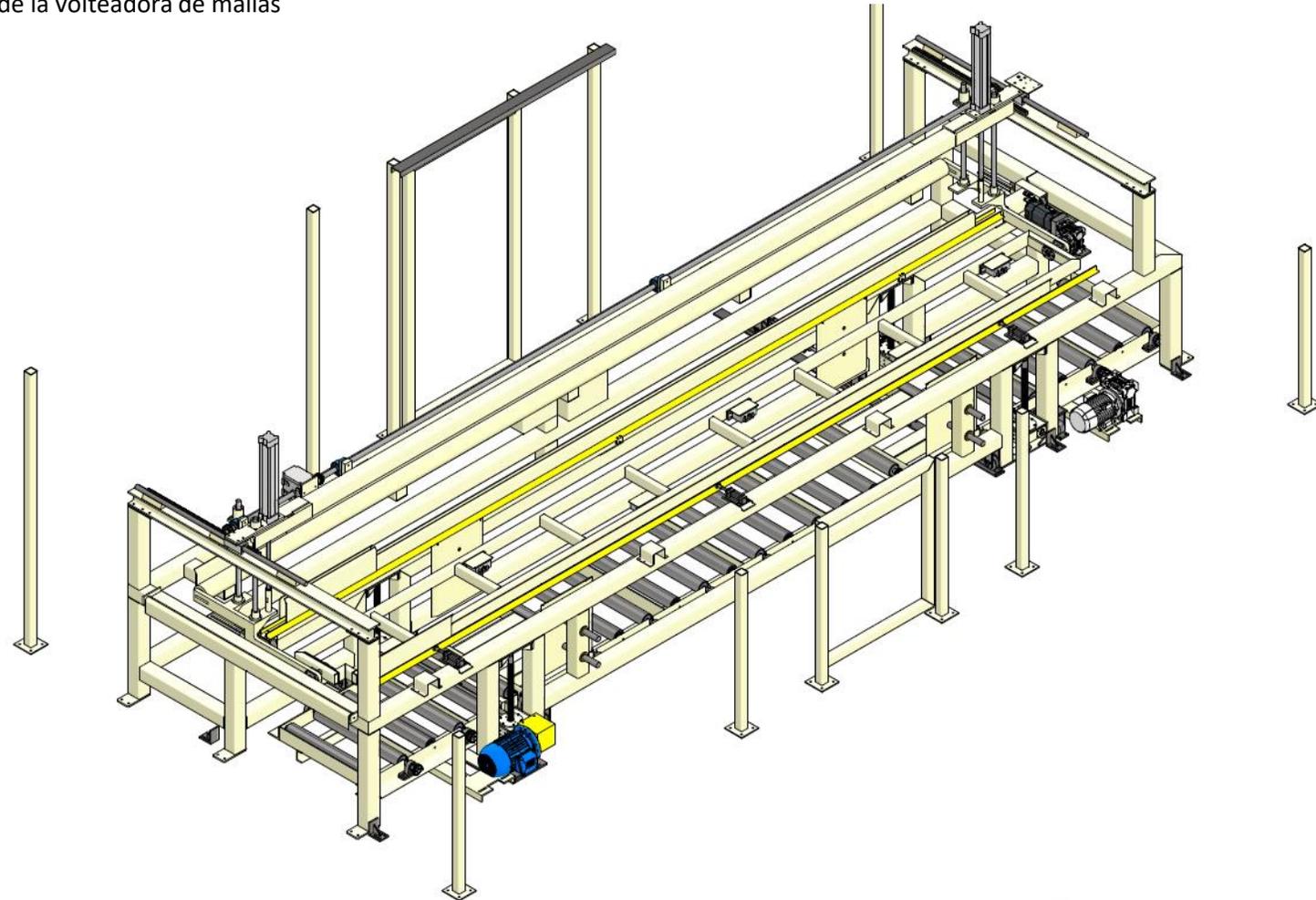


Nota. En la figura 96 se observa la deflexión máxima del acomodador el cual tiene como valor de 0.8164 mm.



# CONSTRUCCIÓN

**Figura 97**  
Plano de conjunto de la volteadora de mallas



*Nota.* En la figura 97 se observa el plano de conjunto de la volteadora de mallas, subconjuntos y los elementos mecánicos que lo conforman.

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



# CONSTRUCCIÓN

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

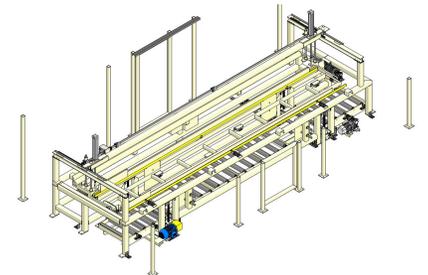
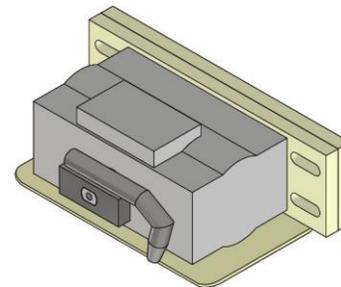
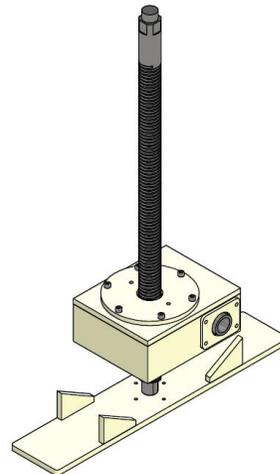
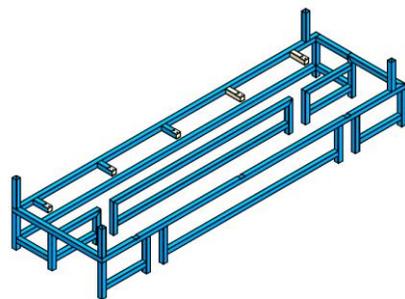
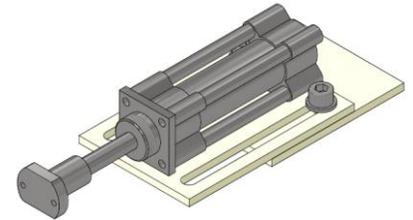
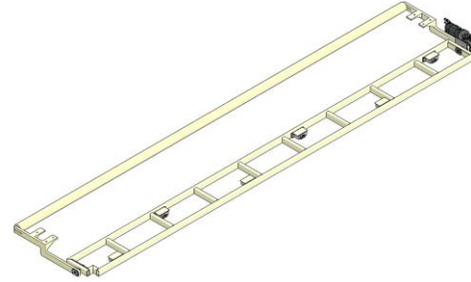
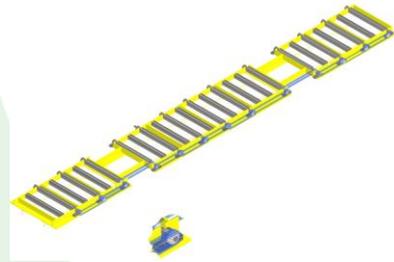
Diseño

Construcción

Pruebas de funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones





Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones

# CONSTRUCCIÓN

**Figura 98**  
Volteadora de mallas vista Isométrica

*Nota.* En la figura 98 se observa una vista isométrica de la volteadora de malla donde se puede apreciar los principales subconjuntos establecidos anteriormente.





# CONSTRUCCIÓN

## Pruebas de funcionamiento de la máquina volteadora

### Pruebas Iniciales

Tabla 6

Videos durante las pruebas iniciales

Nombre	Descripción	Enlace
Movimiento manual	En el video se observa los movimientos manuales de la volteadora de mallas controlados desde el programa TIA Portal.	<a href="https://drive.google.com/file/d/1w2JNqsCDjtau4jymzw7aP-oPJmjaoLxl/view?usp=sharing">https://drive.google.com/file/d/1w2JNqsCDjtau4jymzw7aP-oPJmjaoLxl/view?usp=sharing</a>
Movimiento automático	En el video se observa los movimientos automáticos de la volteadora de mallas controlados desde el programa TIA Portal, al cual se le ha implementado las opciones de recetas para cada tipo de malla.	<a href="https://drive.google.com/file/d/15BQzmlPKmU-Sfplqjd_rPZygyufIQYSd/view?usp=sharing">https://drive.google.com/file/d/15BQzmlPKmU-Sfplqjd_rPZygyufIQYSd/view?usp=sharing</a>
Funcionamiento conveyor	En el video se observa el funcionamiento del sistema de elevación del conveyor, así como el sistema de expulsión de la malla que generan los rodillos motrices.	<a href="https://drive.google.com/file/d/1o3x9sMTfXgjdK32xOKY2B9ohONhqn_do/view?usp=sharing">https://drive.google.com/file/d/1o3x9sMTfXgjdK32xOKY2B9ohONhqn_do/view?usp=sharing</a>
Funcionamiento con malla	En el video se observa el funcionamiento de la secuencia con la malla mediana.	<a href="https://drive.google.com/file/d/1_xM3xE PJDJ4yV6zcR7kV3vM6FHGcrFDq/view?usp=sharing">https://drive.google.com/file/d/1_xM3xE PJDJ4yV6zcR7kV3vM6FHGcrFDq/view?usp=sharing</a>

Nota. En la tabla 6 se encuentran los enlaces de los videos durante las pruebas iniciales, así como una breve descripción del contenido.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

[Pruebas de funcionamiento](#)

Conclusiones

Recomendaciones



# CONSTRUCCIÓN

## Movimiento manual

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

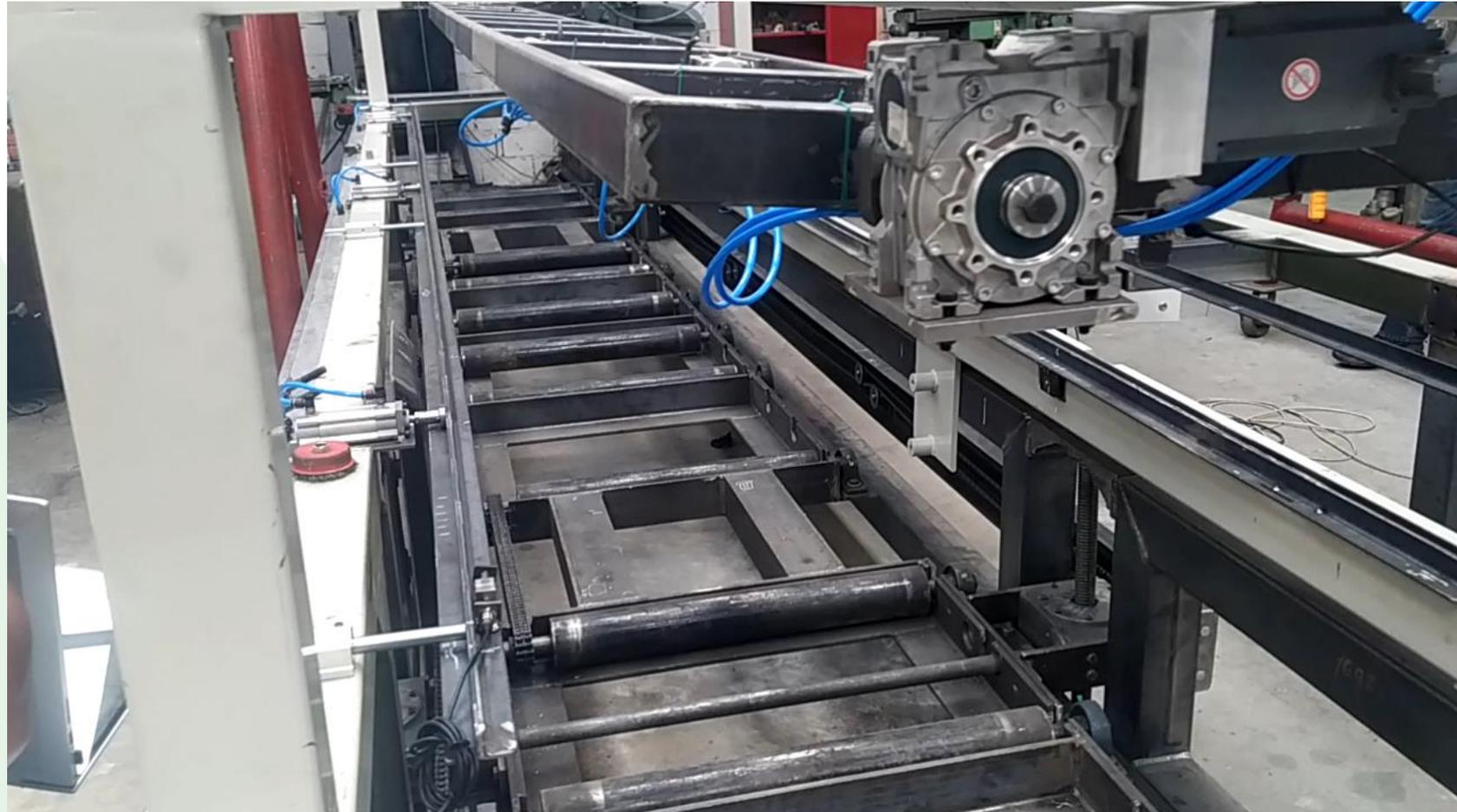
Diseño

Construcción

[Pruebas de  
funcionamiento](#)

Conclusiones

Recomendaciones





# CONSTRUCCIÓN

## Movimiento automático



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



# CONSTRUCCIÓN

## Funcionamiento conveyor



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

[Pruebas de  
funcionamiento](#)

Conclusiones

Recomendaciones



# CONSTRUCCIÓN

## Funcionamiento con malla



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

[Pruebas de  
funcionamiento](#)

Conclusiones

Recomendaciones



# CONSTRUCCIÓN

## Pruebas de funcionamiento de la máquina volteadora

### Pruebas Finales

Tabla 7  
Videos durante las pruebas finales

Nombre	Descripción	Enlace
Malla pequeña	En el video se observa el funcionamiento de la volteadora de mallas, así como la secuencia establecida en la receta para la malla pequeña.	<a href="https://drive.google.com/file/d/105QtqDmmUZRYmkcgZazsLWNKzGOEjCU2/view?usp=sharing">https://drive.google.com/file/d/105QtqDmmUZRYmkcgZazsLWNKzGOEjCU2/view?usp=sharing</a>
Malla mediana	En el video se observa el funcionamiento de la volteadora de mallas, así como la secuencia establecida en la receta para la malla mediana.	<a href="https://drive.google.com/file/d/1rpp2XMqKMnoMsA8NawyEMozQNxPrPhBw/view?usp=sharing">https://drive.google.com/file/d/1rpp2XMqKMnoMsA8NawyEMozQNxPrPhBw/view?usp=sharing</a>
Salida malla mediana	En el video se observa el funcionamiento del sistema de expulsión del paquete de mallas para la malla mediana.	<a href="https://drive.google.com/file/d/16FmsBqgisdjSdoo8KMIF1tOGlbgkgSjA/view?usp=sharing">https://drive.google.com/file/d/16FmsBqgisdjSdoo8KMIF1tOGlbgkgSjA/view?usp=sharing</a>
Malla grande	En el video se observa el funcionamiento de la volteadora de mallas, así como la secuencia establecida en la receta para la malla grande.	<a href="https://drive.google.com/file/d/1DxXTa5E8wpz5GtLBqZKgl5qNAQhaTHkL/view?usp=sharing">https://drive.google.com/file/d/1DxXTa5E8wpz5GtLBqZKgl5qNAQhaTHkL/view?usp=sharing</a>
Salida malla grande	En el video se observa el funcionamiento del sistema de expulsión del paquete de mallas para la malla grande.	<a href="https://drive.google.com/file/d/1OJYDz7RyS1VM8zbFJ3j4TXlgekJvLskj/view?usp=sharing">https://drive.google.com/file/d/1OJYDz7RyS1VM8zbFJ3j4TXlgekJvLskj/view?usp=sharing</a>

Nota. En la tabla 7 se encuentran los enlaces de los videos durante las pruebas finales, así como una breve descripción del contenido.

Introducción

Definición del problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

[Pruebas de funcionamiento](#)

Conclusiones

Recomendaciones



# CONSTRUCCIÓN

## Malla mediana



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



# CONSTRUCCIÓN

## Malla grande



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

[Pruebas de  
funcionamiento](#)

Conclusiones

Recomendaciones



# CONSTRUCCIÓN

**Salida malla mediana**



**Salida malla grande**



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

Recomendaciones



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

[Conclusiones](#)

Recomendaciones

# Conclusiones

- Tras el análisis de deflexión realizado a la estructura principal del conveyor se utilizará como perfil estructural el ángulo de lados iguales de 100x10 mm con refuerzos dados por el perfil estructural UPN80 logrando así una deflexión máxima de 3 mm para una carga de diseño de 1.5 toneladas y un comportamiento uniforme del conveyor durante el ciclo de trabajo.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

[Conclusiones](#)

Recomendaciones

# Conclusiones

- De acuerdo a los parámetros de diseño del sistema de elevación del conveyor se construye un reductor de velocidad sin fin – corona la cual se encargará de soportar la carga de 1.5 toneladas ejercidas sobre el conveyor, garantizando que el tornillo sin fin como la corona resisten las cargas de diseño definidos por AGMA y un factor de seguridad de 1.8 para la corona que está fabricado en bronce naval (C83600 SAE40), eventualmente los rodamientos cónicos 32007 soportan las cargas de diseño, vida útil, adicionalmente la flecha encargada de transmitir la potencia del motor de 7.5 HP presenta un factor de seguridad de 2 para 18 mm de diámetro sin embargo se definió utilizar un diámetro de 26 mm con un factor de seguridad de 6.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

[Conclusiones](#)

Recomendaciones

# Conclusiones

- De acuerdo al análisis de esfuerzos en los dientes del tornillo de potencia se decide fabricar dichos elementos de AISI 1045, los tornillos de potencia deben ser rosca ACME de diámetro 34 mm y paso 6 mm los cuales presentan un factor de seguridad mínimo de 3, garantizando la resistencia del tornillo de potencia y su correcto funcionamiento.
- En base al análisis de deflexión de la mesa giratoria la cual se resume en la tabla 3, se decide fabricar la mesa giratoria de un perfil rectangular de 80x40x4 mm la cual presenta una deflexión máxima de 4 mm para un claro de 6.5 m cuando se le aplica la carga de diseño de 20 kg/m.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

[Conclusiones](#)

Recomendaciones

# Conclusiones

- El sistema de elevación de la mesa giratoria estará dado por dos actuadores neumáticos de embolo 80 con carrera de 500 mm denominado por FESTO como “DSBC 80 500”, bajo una presión de trabajo nominal de 6 bar obteniendo una fuerza teórica de avance de 3016 N por actuador lo cual garantiza el levantamiento de la mesa giratoria.
- El sistema de giro de la mesa giratoria esta dado por un servomotor reductor de 1.5 kW a una velocidad angular promedio de 106 rpm y un torque de salida de 135 Nm al ser un servomotor los parámetros pueden cambiar según la necesidad del cliente.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

[Conclusiones](#)

Recomendaciones

# Conclusiones

- El sistema de movimiento de la mesa giratoria esta dado por un motor reductor de 1 HP la cual esta controlado por un variador de frecuencia para garantizar el desplazamiento preciso que se necesita, el sistema mecánico implementado para realizar este movimiento es el conjunto piñón cremallera, en base al análisis de esfuerzos en los dientes del piñón, por ende la cremallera definen que el conjunto debe ser fabricado de un acero AISI 4340 y modulo 4, obteniendo factor de seguridad por flexión & contacto de 1.5 y 2.5 correspondientemente.



# Conclusiones

Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

[Conclusiones](#)

Recomendaciones

- De acuerdo a los parámetros de diseño los rodillos libres y motrices son fabricados de tubo redondo sin costura de 3 in cedula 40, impulsado por una cadena simple #50 la cual se acopla a un motor reductor de 3HP, obteniendo un torque de 376 Nm adicionalmente se manda a fabricar una catalina simple doble (figura 45) con el objetivo de conectar los rodillos motrices entre si convergiendo en la capacidad de sacar una carga de 1.5 toneladas a una velocidad de salida de aproximadamente 0.3 m/s.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

[Conclusiones](#)

Recomendaciones

# Conclusiones

- De acuerdo al análisis de deflexión en la guía de las mallas (figura 75) obteniendo un valor máximo de 0.8 mm para una carga de diseño de 30 N/m, por lo cual también se generan las reacciones (tabla 5) en los puntos donde se acoplarán los actuadores neumáticos de embolo 32 con carrera de 40 mm, los que son accionados por una electroválvula 3/2 que se acopla al sistema neumático (figura 90).
- En base a la simulación de deflexión en la estructura principal se obtiene un valor máximo de 0.27 mm (figura 92) aplicando las cargas de reacciones del sistema de elevación del conveyor.
- En base a la simulación de deflexión en el acomodador se obtiene un valor máximo de 0.82 mm (figura 95) para una carga de 600 N aplicado sobre la carga del acomodador.



Introducción

Definición del  
problema

Justificación

Alcance

Objetivos

Diseño

Construcción

Pruebas de  
funcionamiento

Conclusiones

[Recomendaciones](#)

# Recomendaciones

- Definir los parámetros de diseño principales del proyecto en un documento redactado y firmado bajo la supervisión del contratista y del contratante.
- Investigar si el proyecto es una implementación independiente o si debe acoplarse a otra maquina ya existente, en caso de acoplarse averiguar con los operadores de la maquina a la que se acopla el proyecto, definir sus parámetros de trabajo, averiguar las posibilidades de cambios.
- Considerar durante el diseño vías para los elementos de conexiones que se necesitan en la parte eléctrica y de automatización.

**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA



# GRACIAS POR SU ATENCIÓN