

AGENDA:

- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
- OBJETIVOS
- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
- DISEÑO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- ANÁLISIS DE RESULTADOS
- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



AGENDA:

- **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**
- **OBJETIVOS**
- **FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA**
- **DISEÑO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA**
- **IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA**
- **ANÁLISIS DE RESULTADOS**
- **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**



Las técnicas o metodologías de clasificación de tomates que se utilizan en la actualidad son manuales, este proceso resulta tedioso, cansado y agotador para las personas que se encargan de esta actividad.



Frente a este aspecto, en esta investigación se propone el diseño e implementación de un sistema clasificador de tomate de riñón, el cual contribuirá en impulsar el sector microempresarial y emprendimientos en las comunidades de la provincia de Cotopaxi.



AGENDA:

- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
- OBJETIVOS
- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
- DISEÑO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- ANÁLISIS DE RESULTADOS
- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



Diseñar e implementar un sistema clasificador de tomate de riñón (*lycopersicum esculentum*) aplicable a la Fundación “AYLLU APU FAA” de la provincia de Cotopaxi-Ecuador para impulsar el sector microempresarial y emprendimientos.



- Recopilar información científica de base que permita referenciar las operaciones inmersas en el proceso de diseño.
- Efectuar el análisis de factibilidad para la construcción de un sistema de clasificación de tomate de riñón.
- Determinar el escenario de cargas por medio de un software computacional especializado para análisis mecánico.
- Diseñar el clasificador de tomate de riñón.
- Virtualizar el sistema mediante un software 3D.
- Construir el sistema clasificador de tomate de riñón.
- Validar el sistema construido mediante el correspondiente protocolo de pruebas.

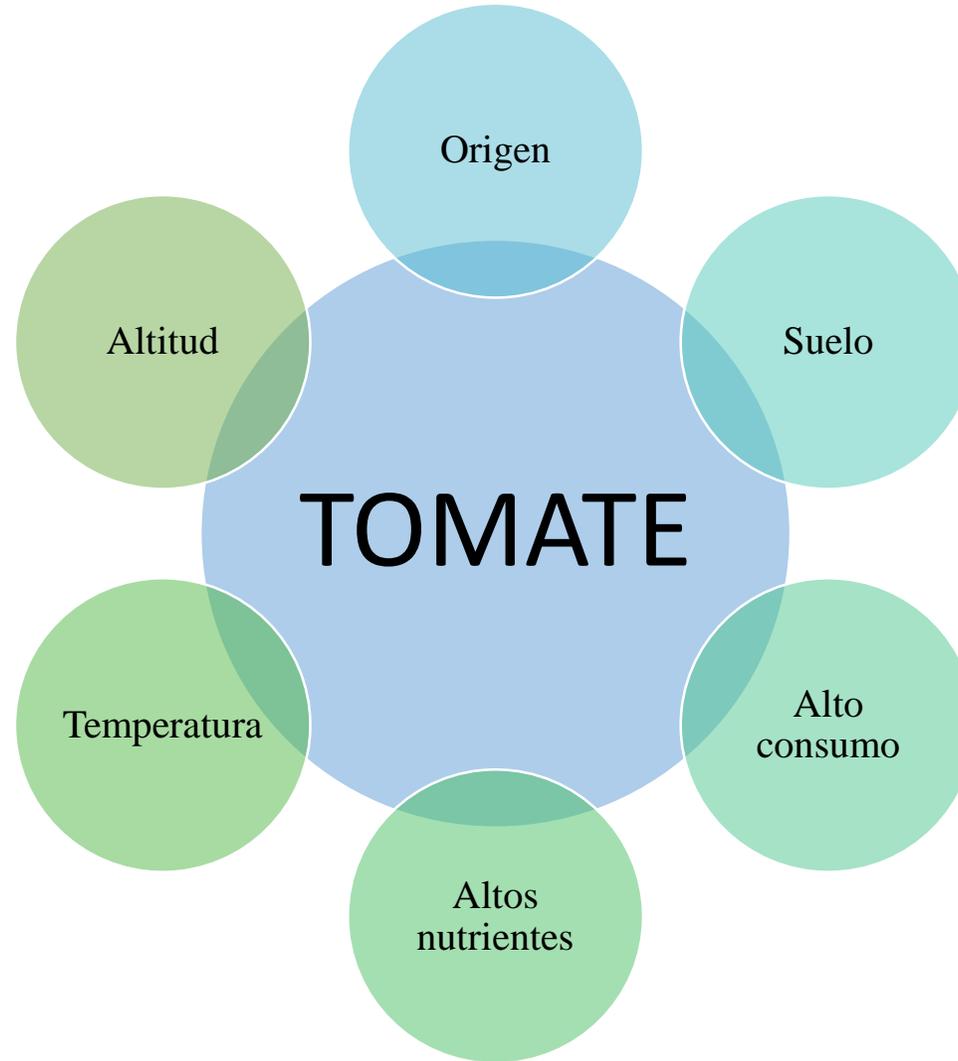


AGENDA:

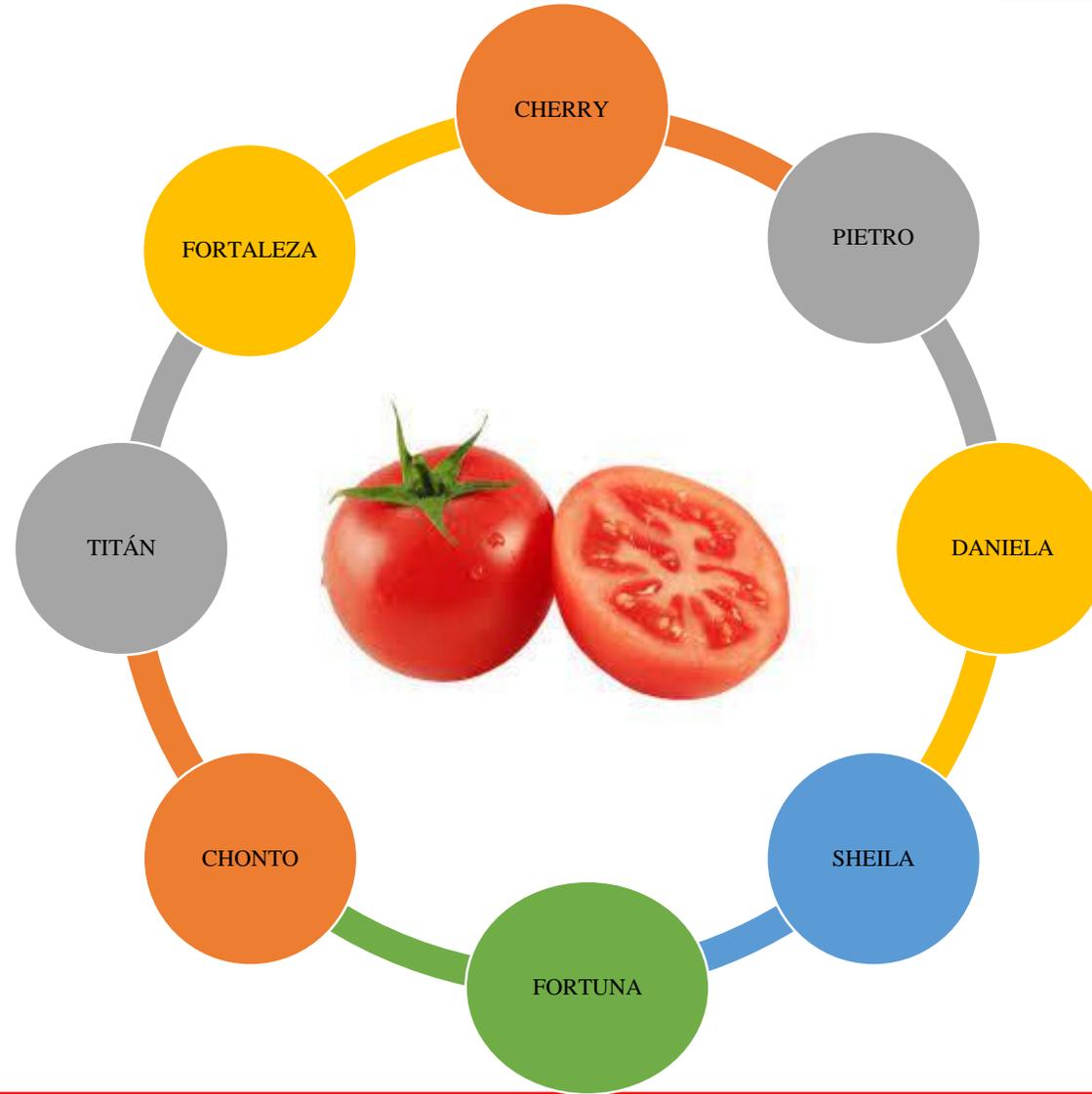
- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
- OBJETIVOS
- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
- DISEÑO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- ANÁLISIS DE RESULTADOS
- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



CARACTERÍSTICAS DEL TOMATE DE RIÑÓN



TIPOS DE TOMATES MÁS CULTIVADOS EN ECUADOR



01

SEGÚN EL TAMAÑO

- Es una clasificación muy habitual



02

SEGÚN EL COLOR

- En varios colores



03

SEGÚN EL CICLO DE CULTIVO

- Por el tiempo de cosecha

04

SEGÚN EL USO

- Alimenticio, medicinal, cosmético, terapéutico

04

SEGÚN LOS DEFECTOS

- Condiciones del fruto



SISTEMA CLASIFICADOR DE TOMATE DE RIÑÓN

Un sistema clasificador de tomate de riñón hace muy bien el trabajo de separar los productos por tamaño se puede observar en la figura de abajo en la cual se pretende dividir en tres unidades principales que son:



Clasificación por malla metálica



Clasificación por varios cilindros perforados giratorios



Clasificación por rodillos



Clasificación por cilindro giratorio



Clasificación por tambor giratorio



Clasificación por correas divergentes



AGENDA:

- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
- OBJETIVOS
- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
- DISEÑO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- ANÁLISIS DE RESULTADOS
- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



Muestra	Primera (mm)	Segunda (mm)	Tercera (mm)	Cuarta (mm)	Quinta (mm)
1	79,2	71,8	65,6	53,3	55
2	83,4	70,6	65,7	61,8	53,8
3	79,4	62,7	63,7	62,9	55
4	76,3	70	65,8	63,7	50,5
5	73,6	71	65,2	65	54,3
6	82	68,9	64	61,3	50,7
7	79,5	70,6	65	59,7	53,6
8	82,5	73,2	67,3	62,9	52,6
9	73,2	68,8	64,6	62	49,3
10	78,3	70,5	64,7	60,3	55,5
11	78	72	66	61	52
12	83	62,6	67	59,6	54,5
Promedio	79	69,4	65,4	61,1	53,1

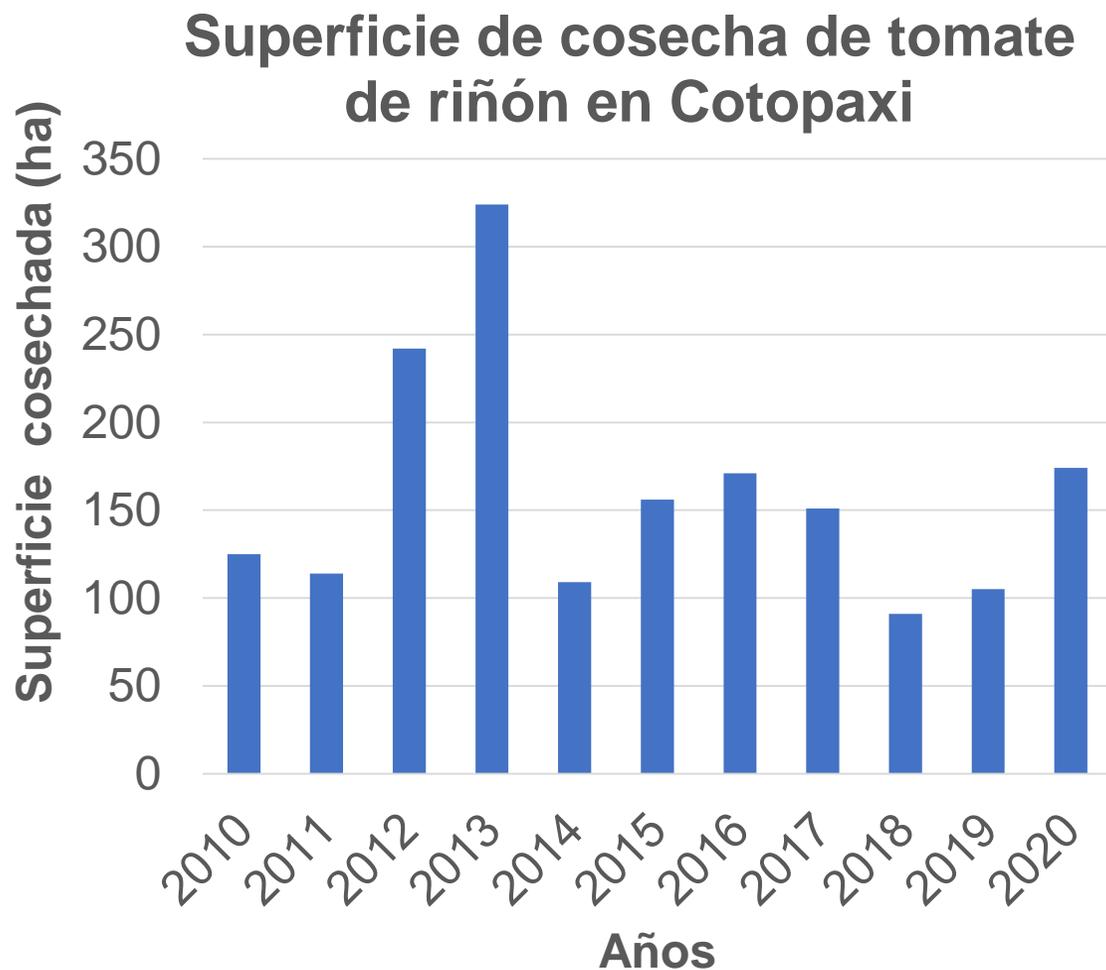


De las encuestas destinadas a los productores de tomate riñón del sector Salache-Quilajaló, previo a dicho análisis, se obtuvo como resultados:

- La mayoría de productores realiza la clasificación del fruto de acuerdo al tamaño.
- En cuanto a los tamaños definidos por los productores va desde una primera clase hasta una sexta.
- El tiempo en la clasificación del tomate de riñón es de 3 a 4 horas.
- El tipo de tomate mas cultivada es el PIETRO.
- La mayoría de emprendedores necesitan de 2 a 4 personas para la clasificación.
- La disposición de la gente para automatizar el proceso de clasificación del tomate de riñón indica que estiman en su mayoría un valor de USD 1500-2000.

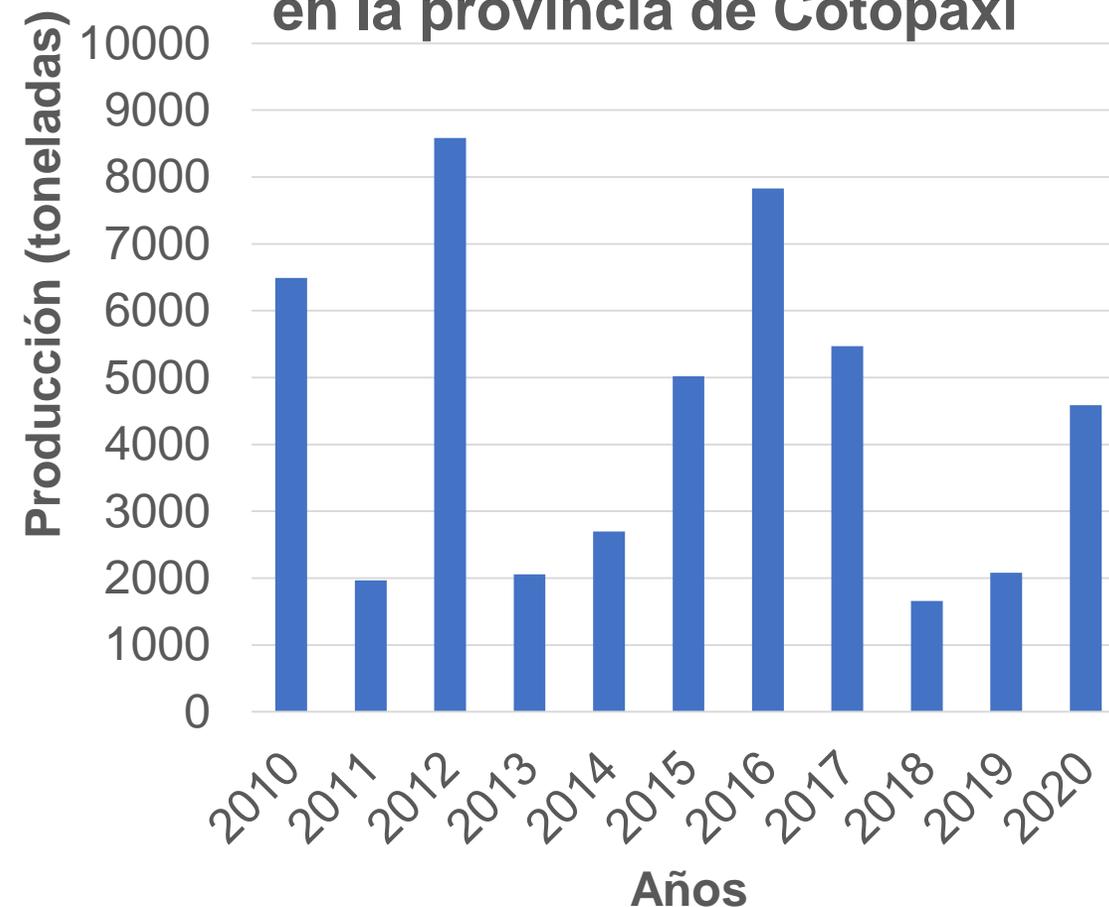


SUPERFICIE:

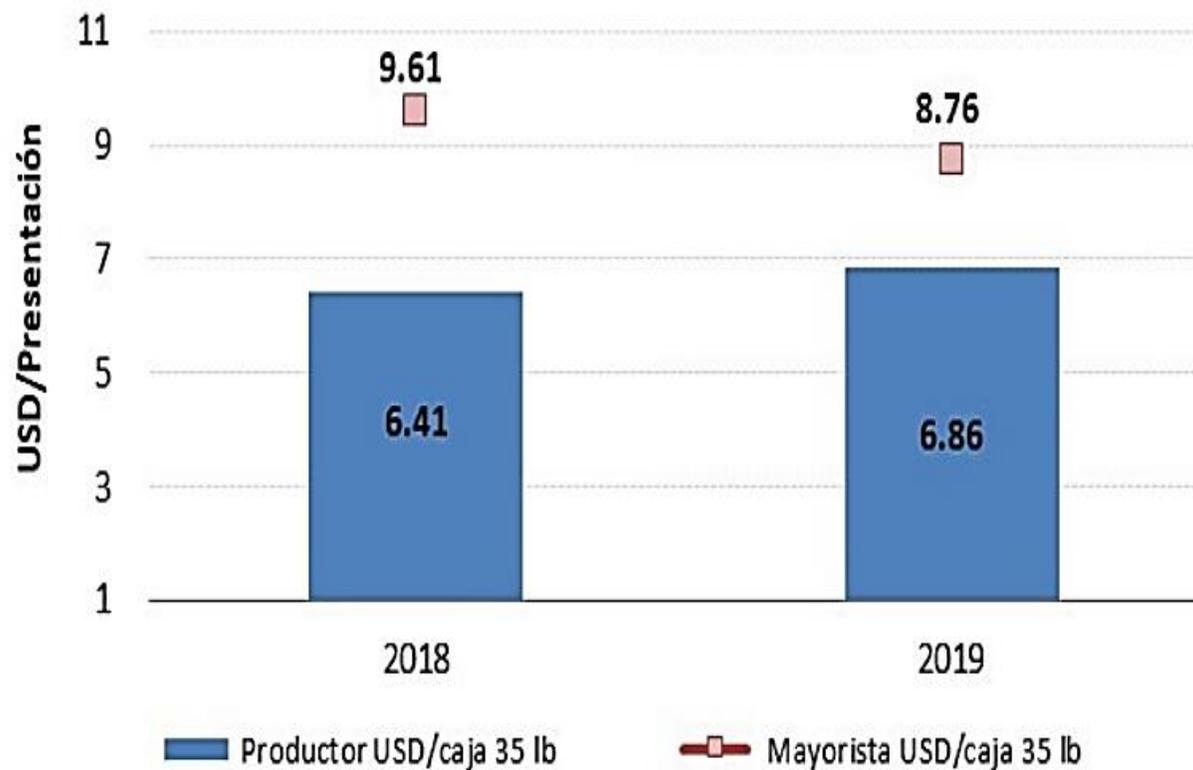


PRODUCCIÓN:

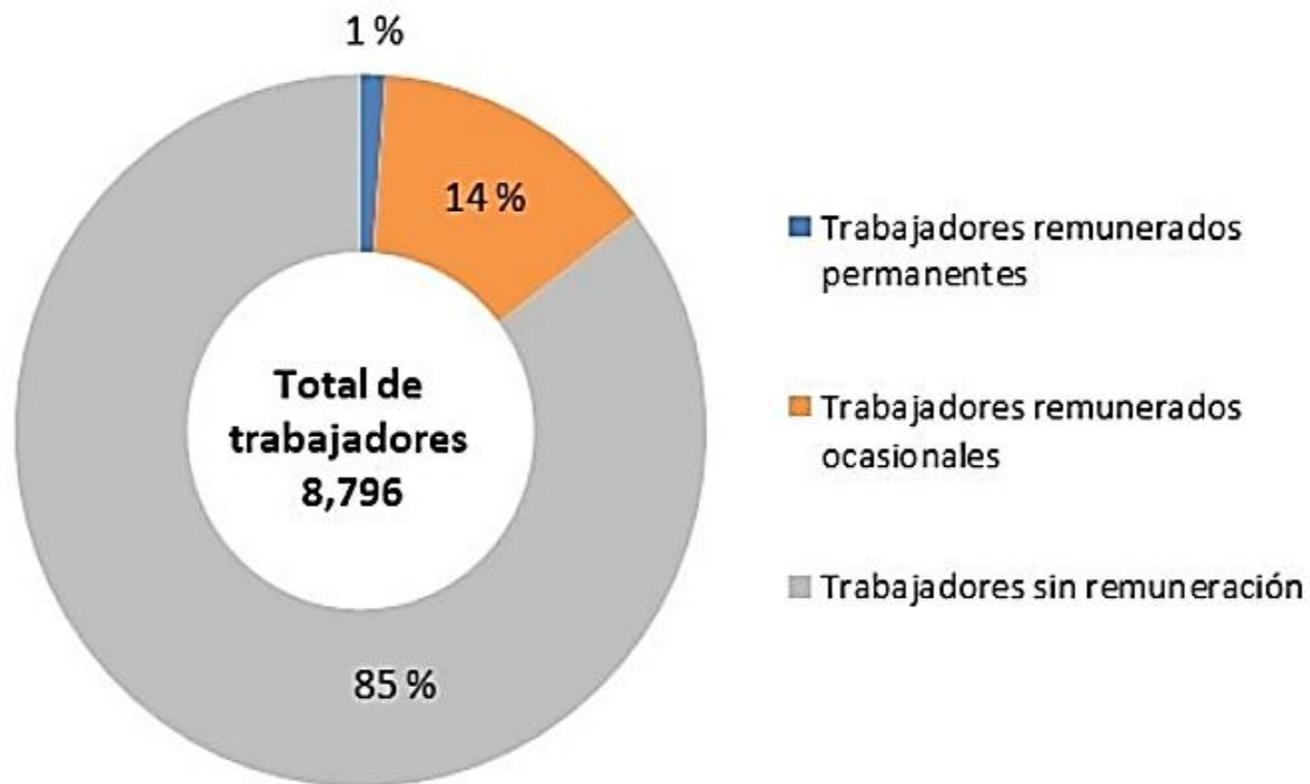
Producción de tomate de riñón en la provincia de Cotopaxi



MERCADO:



EMPLEO:



Voz del usuario

Bajo costo

Clasificación de forma precisa

Mínimo ruido

Clasificación de forma rápida

Tamaño óptimo

No maltrate el producto

Peso ligero

Fácil operación

Clasificación por tamaño

Voz del ingeniero

Materiales

Tipo de mecanismo clasificador

Ajustes y tolerancias

Rapidez del proceso

Geometría y dimensionamiento de la máquina

Velocidad de ingreso de producto

Densidad de los materiales

Automatización del sistema

Tipos de componentes para clasificación



Requerimientos del cliente de mayor relevancia

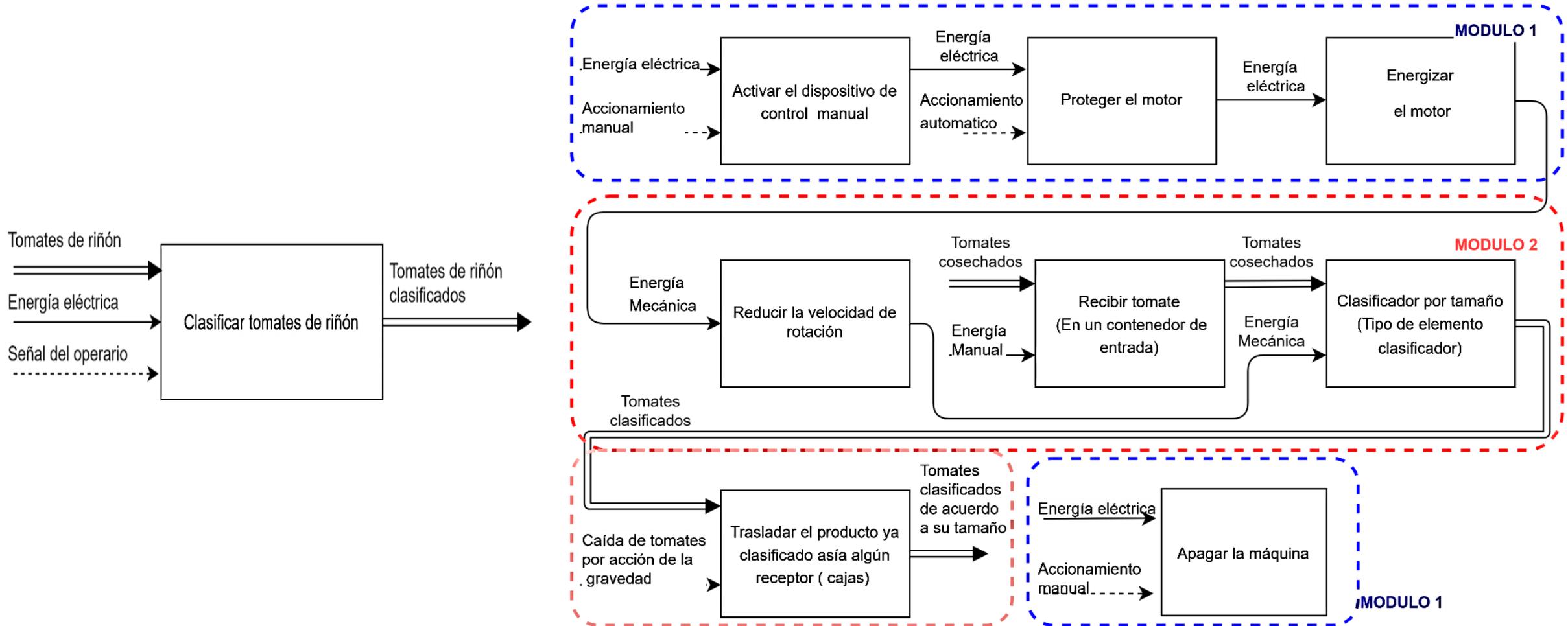
Clasificación por tamaño del producto	22 %
Bajo costo	21 %
No maltrate el producto	20 %
Clasificación de forma precisa	13%
Peso ligero	9 %
Clasificación de forma rápida	6 %
Fácil operación	5 %
Mínimo ruido	2 %
Tamaño óptimo	2 %



Voz del ingeniero

Tipo de mecanismo clasificador	17 %
Tipos de componentes para clasificación	13 %
Materiales económicos	13 %
Velocidad de ingreso del producto	12 %
Característica del mecanismo de la máquina	12 %
Geometría y dimensionamiento de la máquina	10 %
Automatización del sistema	8 %
Ajustes y tolerancias	7 %
Densidad de los materiales	6 %

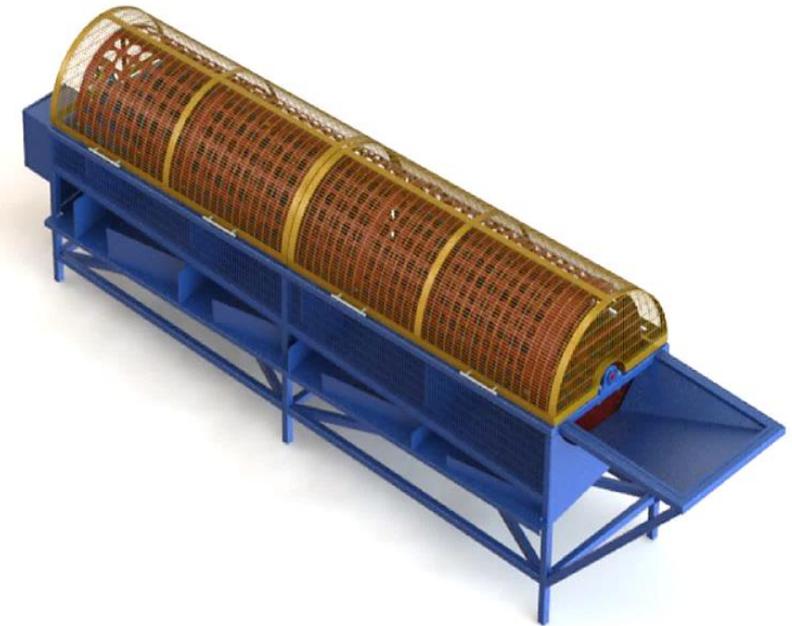




SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ADECUADA

Para evaluar las alternativas y seleccionar la más apropiada, se utilizó el llamado “método ordinal corregido de criterios ponderados”

Selección de la alternativa	Tipo de mecanismo clasificador	Tipos de componentes para clasificación Materiales económicos		Velocidad de ingreso del producto	Característica del sistema de la máquina	Geometría y dimensionamiento de la máquina	Automatización del sistema	Ajustes y tolerancias	Densidad de los materiales	Σ	Prioridad
Solución 1	0,077	0,048	0,032	0,040	0,064	0,021	0,024	0,010	0,014	0,329	2
Solución 2	0,052	0,048	0,095	0,040	0,064	0,021	0,008	0,004	0,042	0,373	1
Solución 3	0,026	0,048	0,063	0,040	0,026	0,042	0,016	0,010	0,028	0,298	3

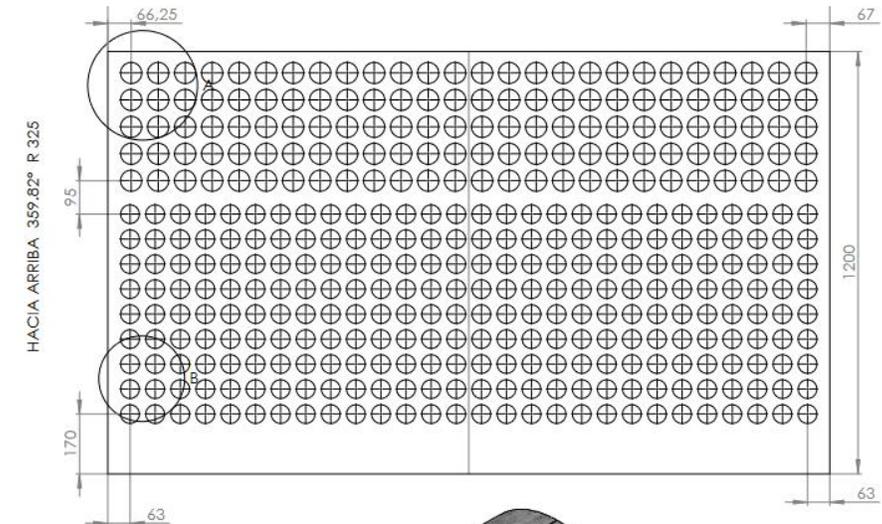


Las dimensiones generales del cilindro giratorio están compuestas de planchas de tool de acero galvanizado, las cuales están disponibles en el mercado con dimensiones definidas de 1 m x 2 m x 1.5 mm de espesor, por lo que se usaran estos 2 m para formar la circunferencia del tambor.

$$\varnothing = \left(\frac{\text{Circunferencia}}{\pi} \right)$$

$$\varnothing = \left(\frac{2 \text{ m}}{\pi} \right) = 0.65 \text{ m}$$

Se tomó en cuenta que el cilindro giratorio tendrá disponible 4 clasificaciones por tamaño del fruto, por lo que el espacio recomendable para su instalación permite un largo de 3.5 metros aproximadamente.



Para el cilindro giratorio se tomó la decisión de dividir en 3 secciones(partes), entre ellas existe 5 rangos o tamaños a clasificar según la necesidad vista en las encuestas, para lo cual cada rango consta de 800 mm de largo

$$M_{Sección\ 1} = 18.09\ Kg,$$

$$M_{Sección\ 2} = 16.19\ Kg,$$

$$M_{Sección\ 3} = 10.87\ Kg,$$

$$M_{Soportes\ internos} = 13.93\ Kg,$$

$$M_{Cilindro} = M_{Sección\ 1} + M_{Sección\ 2} + M_{Sección\ 3} + M_{Soportes\ internos}$$

$$M_{Cilindro} = 18.09\ Kg + 16.19\ Kg + 10.87\ Kg + 13.93\ Kg$$

$$M_{Cilindro} = 57.93\ Kg$$

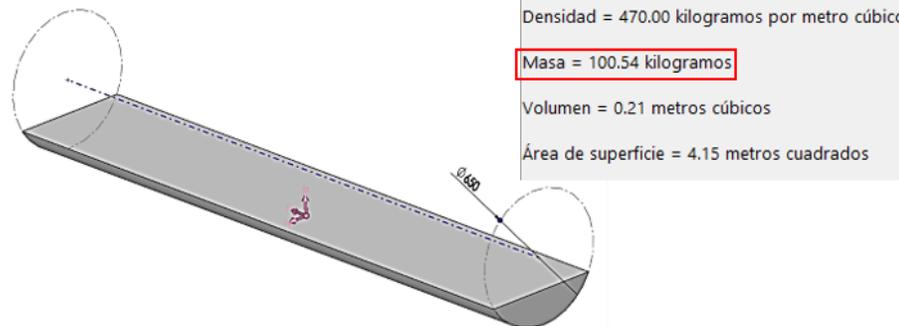
La masa máxima del producto se tomó en consideración un 30% del 100% del volumen total que dispone el cilindro giratorio por cuestiones de seguridad y correcto funcionamiento de la máquina.

$$M_{máxima\ producto} = 100\ Kg,$$

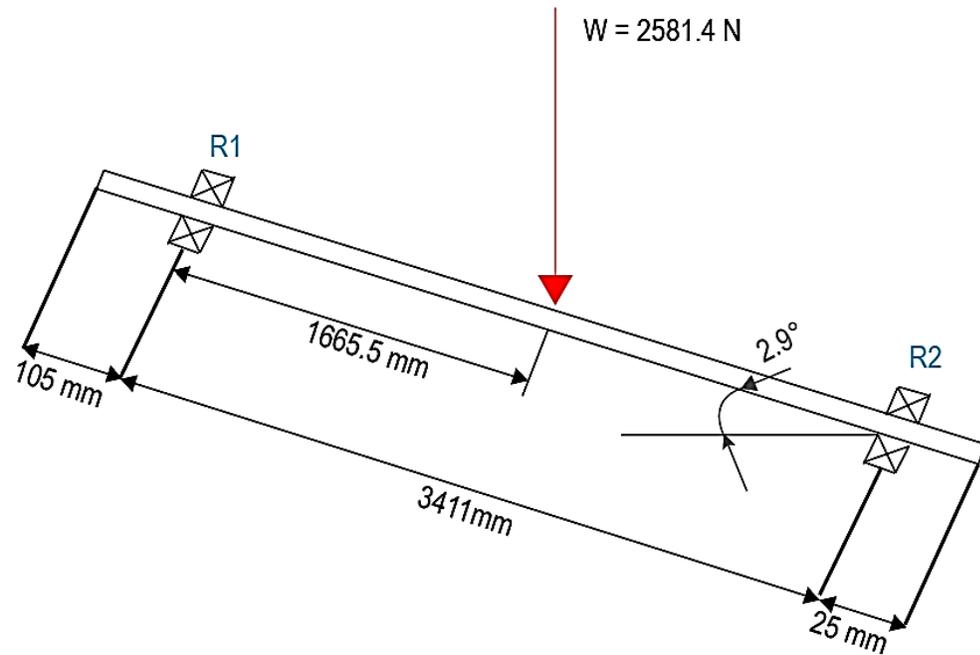
$$M_{Total} = M_{Cilindro} + M_{máxima\ producto}$$

$$M_{Total} = 57.93\ Kg + 100\ Kg$$

$$M_{Total} = 157.93\ Kg$$



Para el cilindro giratorio se tomó la decisión de dividir en 3 secciones(partes), entre ellas existe 5 rangos o tamaños a clasificar según la necesidad vista en las encuestas, para lo cual cada rango consta de 800 mm de largo



$$Carga_{Total} = M_{Total} * 9.807 \frac{m}{s^2}$$

$$Carga_{Total} = 157.93 \text{ Kg} * 9.807 \frac{m}{s^2}$$

$$Carga_{Total} = 1548.8 \text{ N}$$

Por razones de seguridad, se aumenta la carga dos terceras partes dando una carga total de:

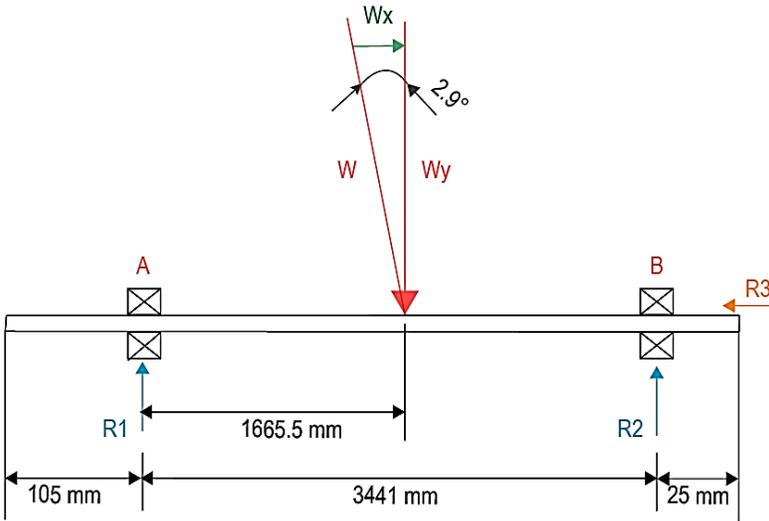
$$Carga_{Total \text{ Seguridad}} = Carga_{Total} + \left(\frac{2}{3}\right) Carga_{Total}$$

$$Carga_{Total \text{ Seguridad}} = 1548.8 \text{ N} + \left(\frac{2}{3}\right) 1548.8 \text{ N}$$

$$Carga_{Total \text{ Seguridad}} = 2581.4 \text{ N}$$



Descomposición de fuerzas ante carga en los rodamientos



$$W_x = \text{Sen}(2.9^\circ) * W$$

$$W = 2581.4 \text{ N,}$$

$$W_x = \text{Sen}(2.9^\circ) * 2581.4 \text{ N}$$

$$W_x = 130.59 \text{ N}$$

$$W_y = \text{Cos}(2.9^\circ) * W$$

$$W_y = \text{Cos}(2.9^\circ) * 2581.4 \text{ N}$$

$$W_y = 2578.1 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$W_x - R_3 = 0$$

$$R_3 = W_x$$

$$R_3 = 130.59 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - W_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = W_y$$

$$R_1 + R_2 = 2578.1 \text{ N}$$

$$R_1 + R_2 = 2578.1 \text{ N}$$

$$R_1 = 2578.1 \text{ N} - R_2$$

$$R_1 = 2578.1 \text{ N} - 1258.81 \text{ N}$$

$$R_1 = 1319.28 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$W_y * (1665.5 \text{ mm}) - R_2 * (3411 \text{ mm}) = 0$$

$$W_y * (1665.5 \text{ mm}) = R_2 * (3411 \text{ mm})$$

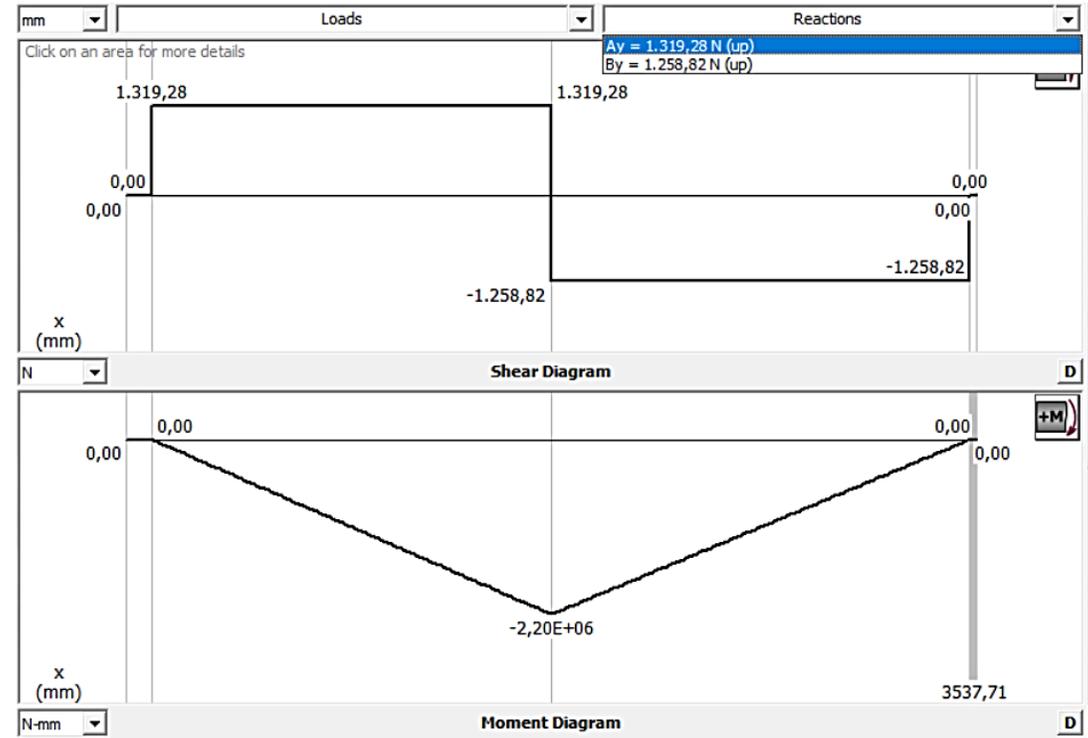
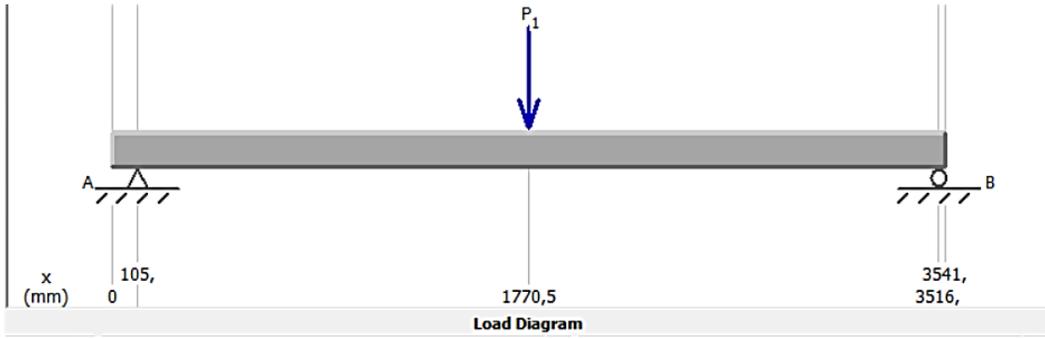
$$R_2 = \frac{W_y * (1665.5 \text{ mm})}{(3411 \text{ mm})}$$

$$R_2 = \frac{2578.09 \text{ N} * (1665.5 \text{ mm})}{(3411 \text{ mm})}$$

$$R_2 = 1258.81 \text{ N}$$

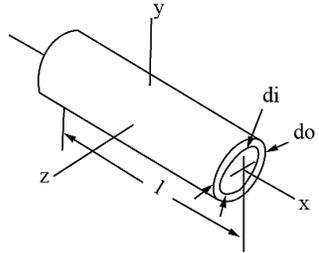


Para validar los cálculos, es necesario simular en el software MDSolids versión estudiantil, así comprobar los resultados de los esfuerzos cortantes y momento flector que ejerce en el eje con dicha carga.



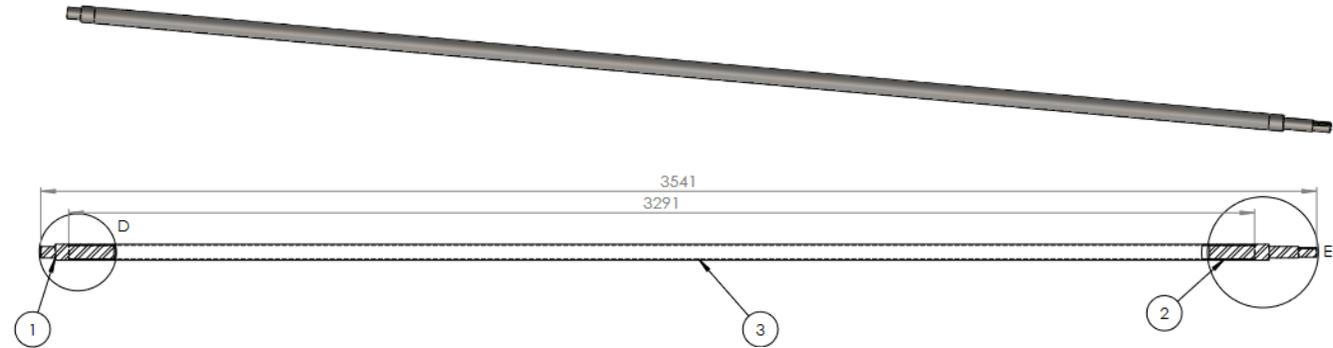
INERCIA DE LOS COMPONENTES

Inercia del cilindro giratorio, se debe tomar en cuenta un cilindro hueco, donde la inercia se obtiene de la siguiente manera:



$$I = \frac{m}{8} * (d_o^2 + d_i^2)$$

$$I = \frac{57.93 \text{ Kg}}{8} * (0.65 \text{ m}^2 + 0.647 \text{ m}^2) = 6.090 \text{ Kg.m}^2$$

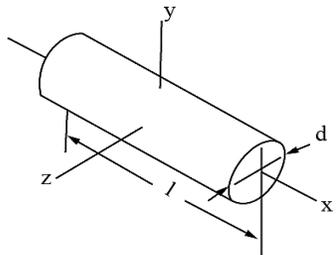


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje lado de entrada	AISI 1045 Masa: 1.85 Kg	1
2	Eje lado de salida	AISI 1045 Masa: 1.85 Kg	1
3	Tubo eje	AISI 1020 e:3 Masa: 10.16 Kg	1

Inercia del eje

El eje se divide en 3 partes, una de ellas es hueca y las dos restantes son sólidas.

- Inercia del eje de transmisión de entrada**



$$I = \frac{m * d^2}{8}$$



INERCIA DE LOS COMPONENTES

Inercia del eje de tubo central

$$I = \frac{m}{8} * (d_0^2 + d_i^2)$$

$$I_{eje\ 2} = \frac{10.16\ Kg}{8} * (0.0445\ m^2 + 0.0385\ m^2) = 0.0044\ Kg.m^2$$

Inercia del eje de transmisión de salida

$$I = \frac{m * d^2}{8}$$

$$I_{eje\ 3} = \frac{1.85\ Kg * 0.0445\ m^2}{8} = 0.00045\ Kg.m^2$$

Inercia del eje total

$$I_{Total\ eje} = I_{eje\ 1} + I_{eje\ 2} + I_{eje\ 3}$$

$$I_{Total\ eje} = 0.00045\ Kg.m^2 + 0.0044\ Kg.m^2 + 0.00045\ Kg.m^2$$

$$I_{Total\ eje} = 0.0053\ Kg.m^2$$



Inercia del tomate de riñón

Según las encuestas realizadas, se considera el tomate Pietro, esta planta genera frutos que pesan entre 230 y 250 gr :

$$I_{\text{tomate riñón}} = \frac{2}{5} * m * r^2$$

$$I_{\text{tomate riñón}} = \frac{2}{5} * 0.23 \text{ Kg} * 0.025 \text{ m}^2 = 0.0000575 \text{ Kg.m}^2$$

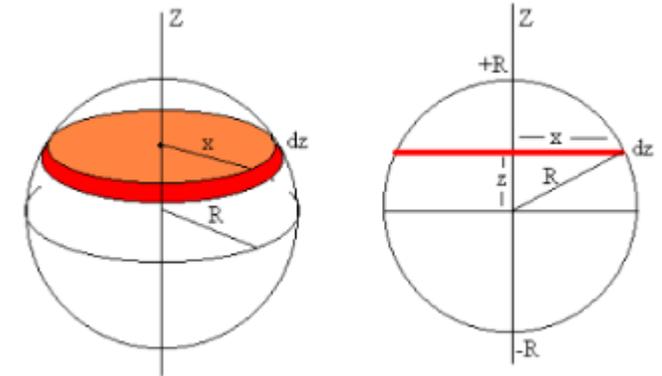
A continuación se considera la capacidad máxima de 100 Kg, entonces:

$$\text{Cantidad de tomates} = \frac{\text{Capacidad máxima}}{\text{Masa de un tomate}} = \frac{100 \text{ Kg}}{0.23 \text{ Kg}} = 434.78$$

Entonces, la inercia total de tomates es:

$$I_{\text{Cap.max tomates riñón}} = 0.0000575 \text{ Kg.m}^2 * 434$$

$$I_{\text{Cap.max tomates riñón}} = 0.0250 \text{ Kg.m}^2$$



Inercia total de componentes

Para la obtención de la inercia total, se hace la sumatoria de todas las inercias antes obtenidas

$$\sum I_{Total} = I_{Cilindro} + I_{Total\ eje} + I_{Cap.max\ tomates\ riñón}$$

$$\sum I_{Total} = 6.09\ Kg.m^2 + 0.0053\ Kg.m^2 + 0.0250\ Kg.m^2$$

$$\sum I_{Total} = 6.12\ Kg.m^2$$



Para la obtener la potencia requerida para girar un objeto es:

$$P = T * n$$

Entonces es necesario calcular el torque con al siguiente fórmula :

$$T = I * \alpha$$

En primera instancia se encuentra la velocidad angular optima del cilindro giratorio que es de 13 rpm ($1.36 \frac{rad}{s}$), valor considerado luego pruebas de funcionamiento. Entonces la aceleración angular se considera que en un tiempo de 0.5 seg es el tiempo de posición de reposo a velocidad de trabajo del motorreductor:

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

$$\alpha = \frac{1.36 \frac{rad}{s}}{0.5 s} = 2.73 \frac{rad}{s^2}$$

Remplazando:

$$T = 6.12Kg.m^2 * 2.73 \frac{rad}{s^2}$$

$$T = 16.67 N.m$$



Remplazando el torque y velocidad angular para obtener la potencia requerida para girar un objeto :

$$P = T * n$$

$$P = 16.67 \text{ N.m} * 1.36 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 22.68 \text{ watts}$$

Se seleccionará un motorreductor SESAME®:

- Potencia: 200 W
- Rpm de salida: 34 rpm
- Torque: 56,17 N.m
- Numero de fases: Trifásico
- Tensión nominal: 220 V
- Corriente nominal: 1,03 A



Para el diseño del eje se tomó como material referencial al Acero 1020 con un límite de rotura “ S_u ” = 379 MPa (55 Kpsi) y límite elástico(fluencia) “ S_y ” 207 MPa (30 Kpsi)

Utilizando el código ASME, la norma dice: La tensión admisible es el 30% de la tensión de fluencia, o el 18% de la tensión de rotura, se toma el menor valor:

$$\sigma_{adm 1} = 0.30 * 379 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm 1} = 113.70 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm 2} = 0.18 * 207 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm 2} = 37.26 \text{ MPa}$$

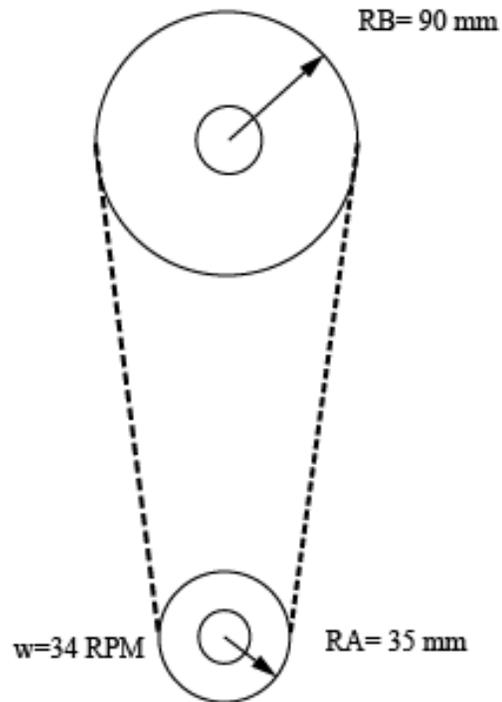
Se adopta el menor que sería el 37.26 MPa elegido como Esfuerzo admisible, según código ASME.

$$\sigma_{adm} = 37.26 \text{ MPa}$$



Es necesario conocer el escenario que se presenta a partir de la polea motriz ubicada en el eje, teniendo así:

Torque transmitido desde la polea A (rueda ubicada en el eje del motorreductor) hacia la polea B (rueda acoplada en el eje máquina) es:



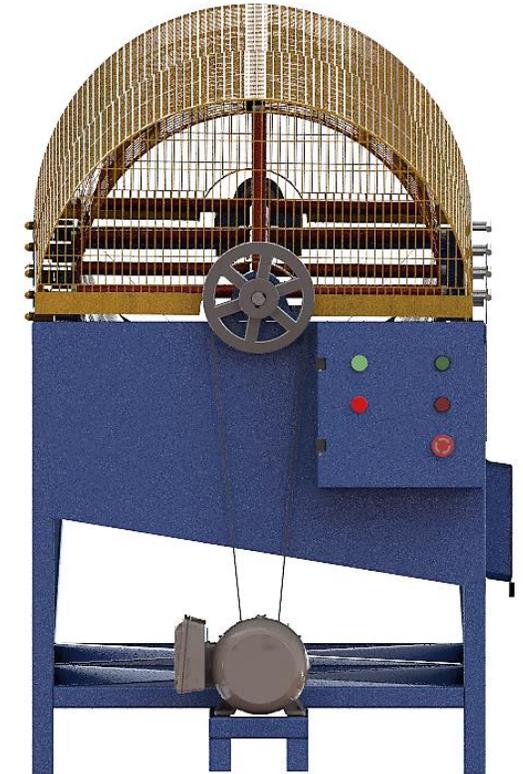
$$T_A = 56.17 \text{ N.m},$$

$$R_A = 35 \text{ mm},$$

$$R_B = 90 \text{ mm},$$

$$T_B = T_A * \left(\frac{R_B}{R_A} \right)$$

$$T_B = 144.43 \text{ N.m}$$



DISEÑO DEL EJE

Se conoce que el eje está sometido tanto a flexión y torsión, entonces se escoge la teoría de la línea modificada de Goodman, la cual involucra a un diseño a los 2 tipos de criterios antes mencionados, se tomará en cuenta el punto más crítico para comprobar que el factor de seguridad sea el óptimo:

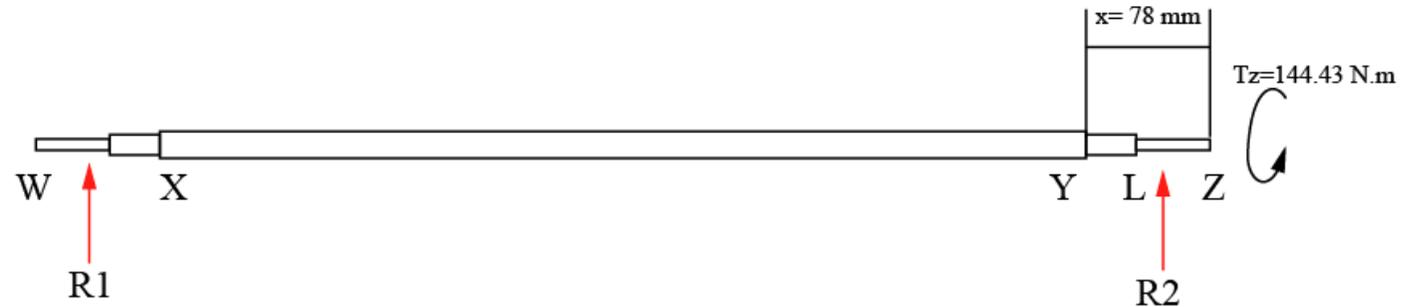
$$R2 = 1258.81 \text{ N},$$

$$T_z = 144.43 \text{ N.m} = 1278.31 \text{ lb.in.},$$

$$D_{Z-L} = 0.038 \text{ m} = 1.49 \text{ in.},$$

$$D_{L-Y} = 0.0445 \text{ m} = 1.75 \text{ in.},$$

$$x = 0.078 \text{ m},$$



Cálculo del límite de fatiga:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

$$K_a = 0.93$$

$$K_b = 0.82$$

$$K_c = 1$$

$$K_c = K_d = K_e = K_f$$

Límite de fatiga del acero 1020:

$$S'_e = 0.5 * S_u$$

$$S'_e = 27.5 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 0.93 * 0.82 * 1 * 1 * 1 * 1 * 27.5 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 21.289 \text{ Kpsi}$$

Es necesario obtener el momento en el punto Y:

$$M_y = R2 * x$$

$$M_y = 1258.81 \text{ N} * 0.078 \text{ m}$$

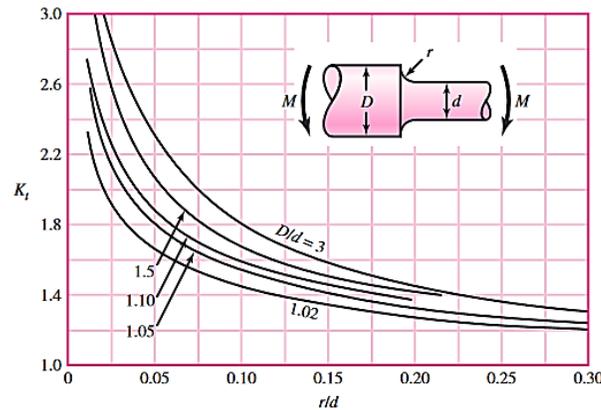
$$M_y = 98.18 \text{ N.m}$$

$$M_y = 868.96 \text{ lb.in}$$



DISEÑO DEL EJE

Gráficas de factores teóricos de concentración del esfuerzo K_t : Eje redondo con filete en el hombro en flexión



$$\frac{r}{d} = \frac{3}{38 \text{ mm}} = 0.08$$

Esfuerzo en eje redondo con filete en el hombro en flexión (psi)

$$\frac{D}{d} = \frac{44.5 \text{ mm}}{38 \text{ mm}} = 1.17$$

$$K_t = 1.7$$

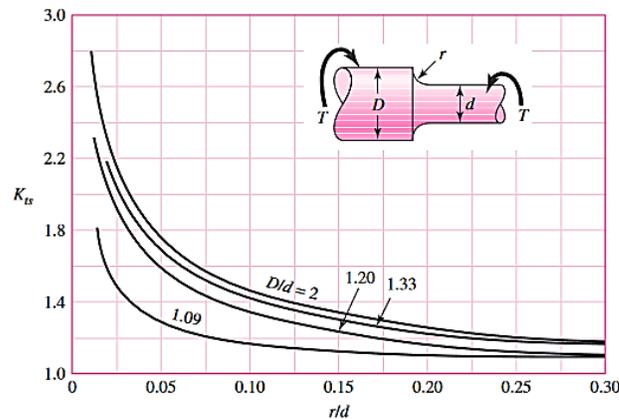
$$\sigma_{max} = K_t \frac{M * C}{I}$$

$$\sigma_{max} = 1.7 * \frac{868.96 \text{ lb.in} * \frac{1.75 \text{ in}}{2}}{\frac{\pi * (1.75 \text{ in}^4 - 1.49 \text{ in}^4)}{64}}$$

$$I = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{64}$$

$$\sigma_{max} = 5917.26 \text{ psi}$$

Gráficas de factores teóricos de concentración del esfuerzo K_{ts} : Eje redondo con filete en el hombro en torsión



$$K_{ts} = 1.35$$

Esfuerzo en eje redondo con filete en el hombro en torsión (psi)

$$\tau_{max} = K_{ts} \frac{T * C}{I}$$

$$\tau_{max} = 1.35 * \frac{1278.31 \text{ lb.in} * \frac{1.75 \text{ in}}{2}}{\frac{\pi * (1.75 \text{ in}^4 - 1.49 \text{ in}^4)}{32}}$$

$$\tau_{amplitud} = 0$$

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

$$C = \frac{d}{2} \quad I = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{32}$$

$$\tau_{max} = 3456.30 \text{ psi}$$



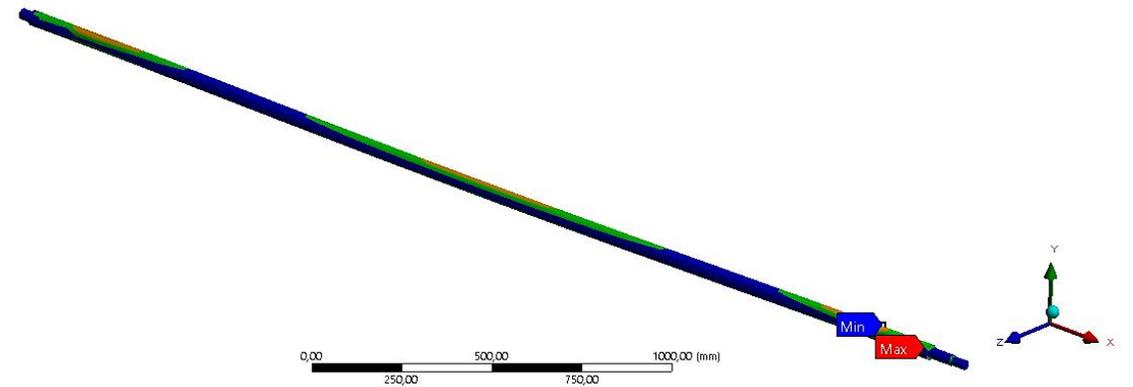
La teoría para la obtención de factor de seguridad con la recta de GOODMAN modificada, establece:

Factor de seguridad, recta modificada de Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u}$$
$$1/n = \left[\frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{S_u} \right]$$

A: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1
9/11/2021 0:56

15 Max
10
2,5523 Min
0



Reemplazamos valores y despejamos n, aquel resultado es el factor de seguridad del eje en la sección analizada, entonces:

$$n = \frac{1}{\left[\frac{\sqrt{5917.26 \text{ psi}^2 + 3 * 0^2}}{21289 \text{ psi}} + \frac{\sqrt{0^2 + 3 * 3456.30 \text{ psi}^2}}{55000 \text{ psi}} \right]}$$

$n = 2.58$

Factor de seguridad (n) es mayor que 1.5, entonces el diseño es satisfactorio si el eje es sometido a torsión y flexión como el caso del proyecto.



SISTEMA BANDA POLEA

Se tiene como base un motorreductor eléctrico de 0,2 kW que funciona a 34 rpm debe accionar un cilindro giratorio a una velocidad de 13 rpm, este valor es definido luego de varias pruebas físicas del sistema clasificador.

Potencia de diseño

$$P_{CA} = K_A * P$$

$$K_A = 1.1$$

$$P = 0.2 \text{ Kw}$$

$$P_{CA} = 1.1 * 0.2 \text{ Kw}$$

$$P_{CA} = 0.22 \text{ Kw}$$

Relación de transmisión

$$i = \frac{N}{n} = \frac{D2}{D1}$$

$$i = \frac{34 \text{ RPM}}{13 \text{ RPM}}$$

$$i = 2.62$$

Factores de servicio para elementos de transmisión de potencia, K_A .

Fuentes de energía		Máquinas impulsadas			
		Uniforme	Impacto ligero	Impacto moderado	Fuerte impacto
		Agitadores, transportadores ligeros, compresores centrífugos	Herramientas mecánicas, bomba de engranajes, mezcladores	Compresores recíprocos, transportadores altamente resistentes	Máquinas de minería, máquinas pesadas
Uniforme	Motor eléctrico, turbinas a gas y vapor de velocidad uniforme y bajo torque	1.00~1.10	1.25~1.35	1.50~1.60	≥1.75
Impacto ligero	Motor eléctrico, turbinas a gas, hidro motor de alto y variable par	1.10~1.25	1.35~1.50	1.60~1.75	≥1.85
Impacto moderado	Motores de Combustión interna multicilindro	1.25~1.50	1.50~1.75	1.75~2.00	≥2.00
Fuerte impacto	Motores de combustión interna de un cilindro	≥1.50	≥1.75	≥2.00	≥2.25

Nota. Tomado de (Jiang, 2019).



SISTEMA BANDA POLEA

Determinación del diámetro de la polea Conductora:

Para obtener la relación de transmisión, se utiliza la siguiente ecuación: Es necesario seleccionar el diámetro de la polea de conducción como $D_1=70$ mm de acuerdo a la siguiente Tabla :

Para el caso se escoge la relación de deslizamiento (ε) = 1.5%, el diámetro de la polea conducida, se puede calcular mediante la ecuación siguiente:

$$D_2 = i(1 - \varepsilon)D_1$$

$$\varepsilon = 0.015,$$

$$D_1 = 70 \text{ mm},$$

$$D_2 = 2.61(1 - 0.015) * 70 \text{ mm}$$

$$D_2 = 179.27 \text{ mm}$$

Diámetros de referencia de las poleas de las correas trapezoidales y longitudes de referencia de las correas trapezoidales estándar Ld, mm

Tipo de Banda	Diámetro de referencia, D	Longitudes de referencia de la correa trapezoidal estándar, Ld
A	70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 106,	630, 700, 790, 890, 990, 1100,
	112, 118, 125, 132, 140, 150, 160,	1250, 1430, 1550, 1640, 1750,
	180, 200, 224, 250, 280, 315, 355,	1940, 2050, 2200, 2300, 2480,
	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800	2700
B	125, 132, 140, 150, 160, 170, 180,	930, 1000, 1100, 1210, 1370, 1560,
	200, 224, 250, 280, 315, 355, 400,	1760, 1950, 2 180, 2300, 2500,
	450, 500, 560, 600, 630, 710, 750,	2700, 2870, 3 200, 3600, 4050,
	800, 900, 1000, 1120	4430, 4820, 5 370, 6070
C	200, 212, 224, 236, 250, 265, 280,	1565, 1760, 1950, 2195, 2420,
	300, 315, 335, 355, 400, 450, 500,	2715, 2880, 3080, 3 520, 4060,
	560, 600, 630, 710, 750, 800, 900,	4600, 5380, 6100, 6815, 7600,
	1000, 1120, 1250, 1400, 1600,	9100, 10700
	2000	

Nota. Tomado de (Jiang, 2019).

En este caso, se selecciona $D_2 = 180$ mm de acuerdo con la Tabla mostrada (polea conducida)



SISTEMA BANDA POLEA

Velocidad de la correa

$$v = \frac{\pi * D1 * n}{60 * 1000}$$

$$v = 0.12 \frac{m}{s}$$

$$0.12 \frac{m}{s} < 25 \frac{m}{s}$$

Cumple con la condición de seguridad y protección de la banda, entonces se determina que la velocidad de la correa es aceptable.

Confirmación de la distancia entre centros y la longitud de referencia

En el caso presente, se selecciona la distancia inicial del centro de:

$$a_0 = 650 \text{ mm},$$

$$L_d' = 2 * a_0 + \frac{\pi}{2} (D1 + D2) + \frac{(D1 + D2)^2}{4 * a_0}$$

$$L_d' = 1697.4 \text{ mm}$$

Se selecciona la longitud de referencia de la correa de la Tabla anterior como: $L_d=1750$ mm, entonces se selecciona una BANDA TIPO V - BELT A-67 (Calibre Delgada) que más se ajusta al diseño realizado.



GATES

A67 ; 13X1700LI

Descripción

GATES A67 ; 13X1700LI

A Series; V-Belt Style; 69" Outside Length; 1/2" Width; 1 Band

No parte

90022067

N° de pieza de BDI

1408998



ESPECIFICACIONES

ALTERNATIVAS

Categoría	Bandas de transmisión en V		
Marca	GATES	Nombre del fabricante	GATES
Cantidad mínima de compra	No disponible	Peso / Kilogram	0.204
EAN	0072053202267	Product Group - BDI	M02356
Serie de la correa	A	Estilo de la correa	V-Belt
Número de bandas	1 Band	Pulgadas - Métrico	Inch
Categoría - BDI	Drive Belt V-Belt	UNSPSC	26111801
Fracción arancelaria	40103900	Nombre	Belt
String de palabra clave	V	URL del fabricante	http://www.gates.com
Número del artículo del fabricante	A67.	Número interno del fabricante	9002-2067
Peso/LBS	0.45	Descripción larga	A Series; V-Belt Style; 69" Outside Length; 1/2" Width; 1 Band
Longitud externa de la correa	69 pulgadas 1,752.6 milímetros	Ancho de la correa	0.5 pulgadas 12.7 milímetros



SISTEMA BANDA POLEA

Tensión de banda inicial F_0

$$F_0 = 500 * \frac{P_{ca}}{z * v} * \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + q * v^2$$

Se considera para el estudio el valor de $q = 0.105 \text{ Kg/m}$, característico de una banda para transmisión de poleas de aluminio y bajas RPMS.

$$F_0 = 500 * \frac{0.22 \text{ Kw}}{1 * 0.12 \frac{\text{m}}{\text{s}}} * \left(\frac{2.5}{1.1} - 1 \right) + 0.105 \text{ Kg} * \left(0.12 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2$$

$$F_0 = 1123.4 \text{ N}$$

Factor de seguridad de la banda

$$n = \frac{F_0}{R_s}$$

$$n = \frac{1123.4 \text{ N}}{200 \text{ N}}$$

$$n = 5.61$$

Esfuerzos máximos de bandas trapezoidales

Esfuerzo máximo admisible de Bandas trapezoidales									
Tipo	Perfil trapezoidal					Perfil curvilíneo			
	Z	A	B	C	D, E	3mm	5mm	8mm	14mm
Esfuerzo máximo (N)	110	200	300	750	1400-1800	50	130	850	2400

Nota. Tomado de (Rodríguez Galbarro, 2021).



SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

La selección de rodamientos depende del diámetro del eje y la capacidad de carga dinámica.

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

C: Capacidad de carga dinámica,

P: Carga a la que está sometido el rodamiento. Determinada en el diseño del eje,

k: Factor que depende del tipo de rodamiento,

L_d: Duración de diseño en revoluciones,

P = 2.581 KN,

Para rodamientos de bolas *K* = 3,

$$L = 1650 \text{ horas}$$

$$L_d = L * rpm * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}}$$

$$L_d = 1650 \text{ h} * 13 \frac{\text{revoluciones}}{\text{minuto}} * 60 \frac{\text{min}}{\text{h}}$$

$$L_d = 1287000 \text{ revoluciones} = 1,2 * 10^6 \text{ revoluciones}$$

Duración recomendada para rodamientos

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

Nota. Tomado de (Mott, 2006).

$$C = 2.815 \text{ KN} * \left(\frac{1,2 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 3 \text{ KN}$$



Una vez determinada la capacidad de carga se selecciona el tipo de rodamiento, para un eje de 38 mm el tipo de rodamiento seleccionado es UCP - P206 de bolas que soporta una carga dinámica $C = 19.5 \text{ KN}$, por lo que el rodamiento seleccionado es satisfactorio

Rodamiento UCP- P206



DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	19.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	11.4 kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.48 kN
Velocidad límite con tolerancia de eje h6		5 000 r/min

MASA

Mass bearing unit		1.2 kg
-------------------	--	--------

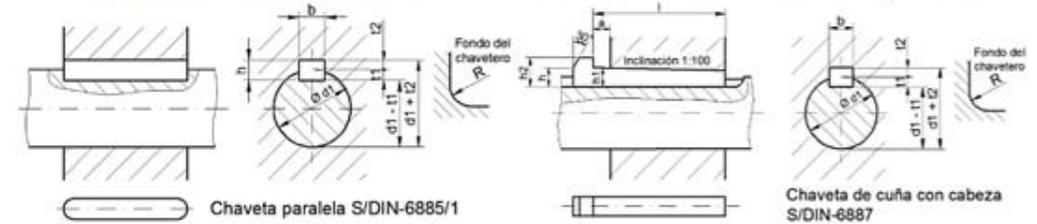
INFORMACIÓN DE MONTAJE

Rosca del prisionero	G_2	M6x1
Tamaño de llave hexagonal para prisionero		3.05 mm
Par de apriete recomendado para el prisionero		4 N-m
Recommended diameter for attachment bolts, mm	G	14 mm
Recommended diameter for attachment bolts, inch	G	0.563 in



La selección de la cuña se efectuará en función del diámetro del eje, para ejes hasta 6 ½ pulgadas de diámetro se recomienda la selección de cuñas cuadradas, mientras que la cuña rectangular se recomienda para ejes mayores; tomando en cuenta esta consideración, para un diámetro de eje 27 mm (1.06 pulgadas) se selecciona una chaveta cuadrada como se indica en la Figura, que tenga una longitud mínima de 50 mm, esto por seguridad de buen acople de la polea hacía en eje.

DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS DIN 6885/1 - 6886 y 6887



Ø eje d mm desde-hasta	Medida chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas chavetero del eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886, 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde-hasta	Tol.H-7 m/m
6-8	2x2	d+0,9	+0,1	-	-	1,1	+0,1	6-10	+0,015 0
8-10	3x3	d+1,3		-	-	1,7			
10-12	4x4	d+1,6		d+1,4	-0,1	2,4		10-18	+0,018 0
12-17	5x5	d+2,1		d+1,9		2,9			
17-22	6x6	d+2,6		d+2,1		3,5	18-30	+0,021 0	
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4		d+2,8	4,7	+0,2	30-50	+0,025 0	
38-44	12x8	d+3,2		d+2,8	4,9				
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9	5,5		50-80	+0,030 0	
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2	6,2				

Nota. Tomado de (OPAC COMPONENTS, n.d.).



Selección del interruptor termomagnético:

Se determina a partir de la corriente nominal del motorreductor: *Corriente nominal: 1.03 A*

La corriente nominal del interruptor termomagnético seleccionado (I_{T-M}), debe ser mayor o igual que la corriente nominal del motor y menor o igual que la corriente admisible ($I_{m\acute{a}x}$)

$$I_n \leq I_{T-M} \leq I_{m\acute{a}x}$$

$$I_{m\acute{a}x} = 1.5 * I_n = 1,54$$

Por lo tanto:

$$1.03 A \leq I_{T-M} \leq 1.54 A$$

Características

Imagen

Marca: EBASEE

Corriente: 2A

Número de polos: 3

Voltaje: 220V



Selección del contactor:

Para la selección del contactor, se toma en cuenta principalmente los siguientes aspectos; las características del motor

Según el catálogo de contactores, se selecciona:

Características

Marca: Metasol

Corriente: 11A

Número de polos: 3

Voltaje: 200/240V

Clase: AC3

Imagen



Selección del relé térmico:

Para la selección del relé térmico se debe conocer el valor de corriente nominal del motorreductor, el cual es de 1.03 A

Características

Marca: Metasol

Corriente: 10A

Número de polos: 3

Voltaje nominal: 690V

Rango de corriente: 1-1.6 A

Imagen



DIAGRAMA DE POTENCIA

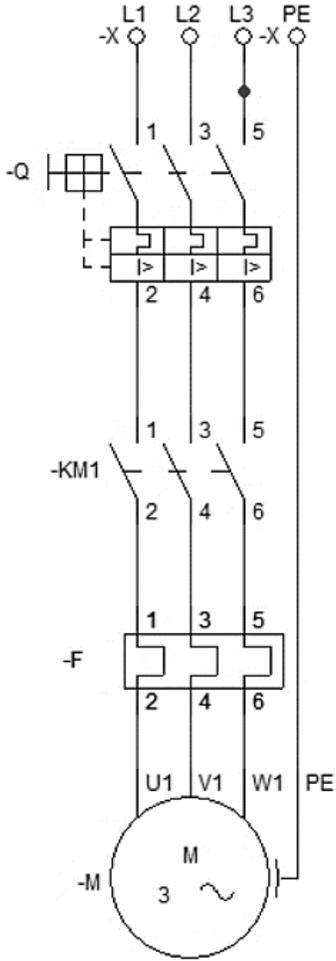
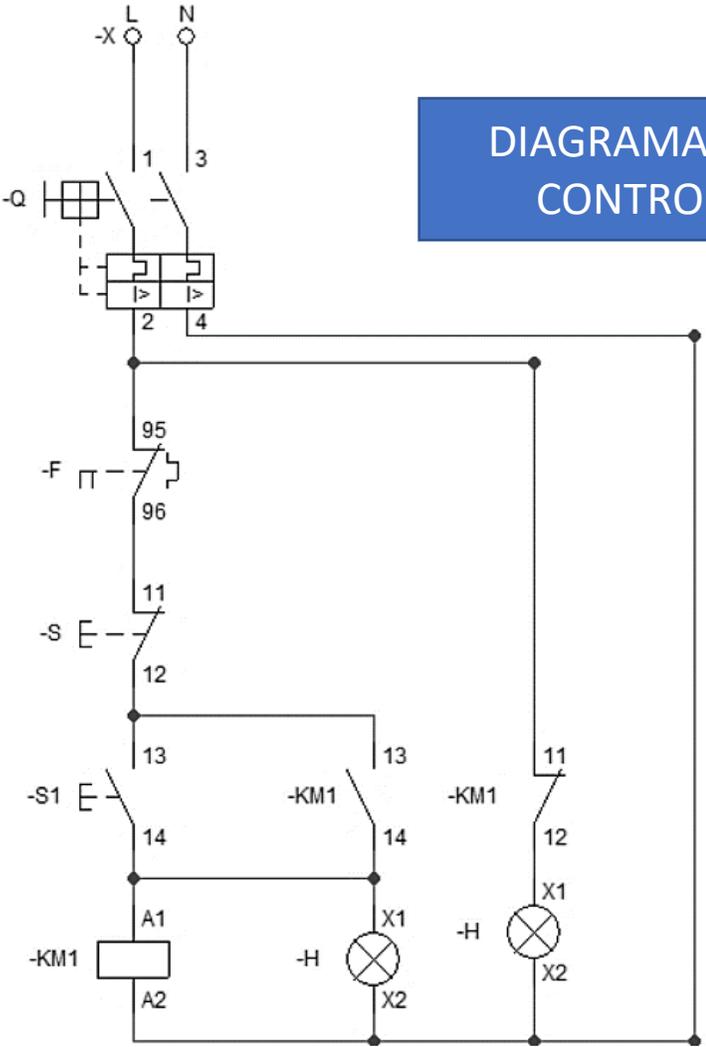
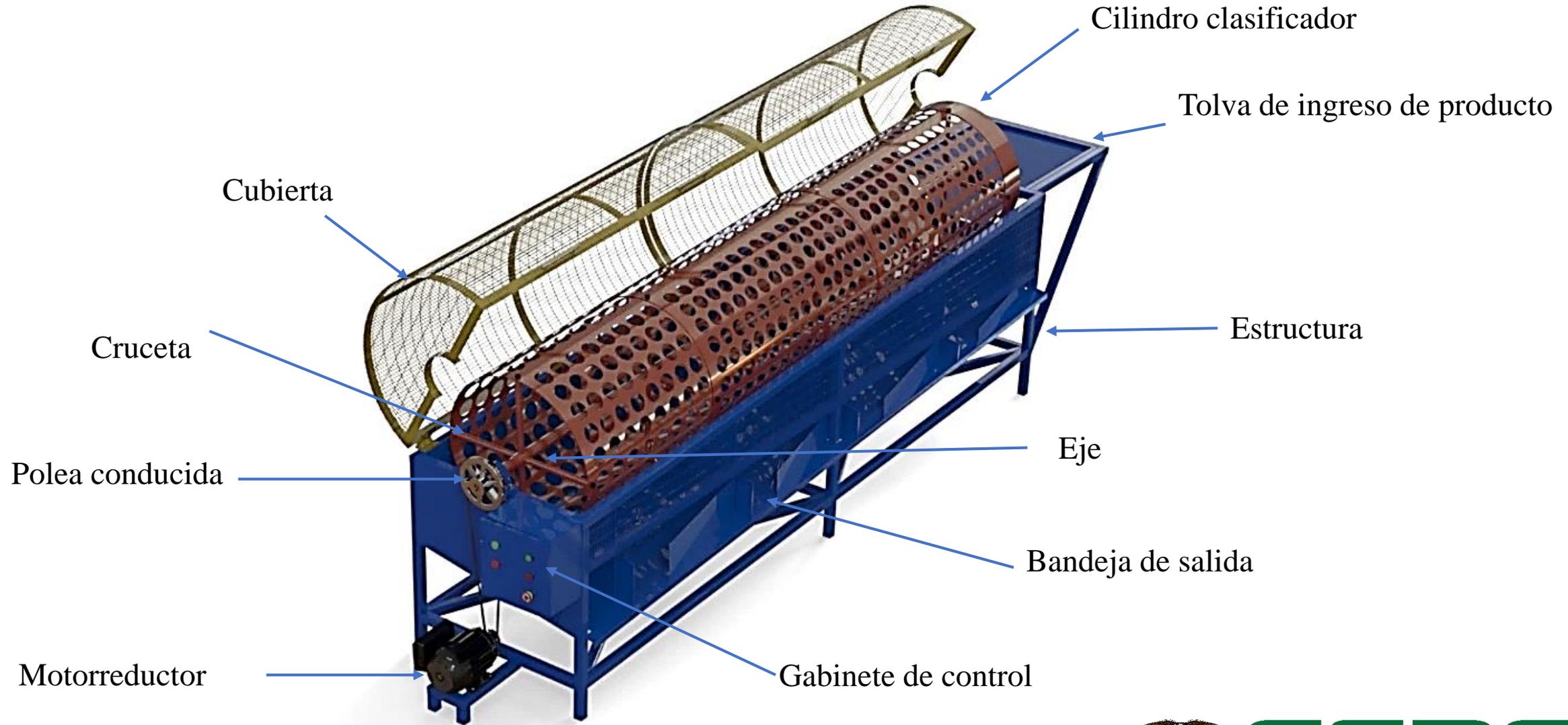
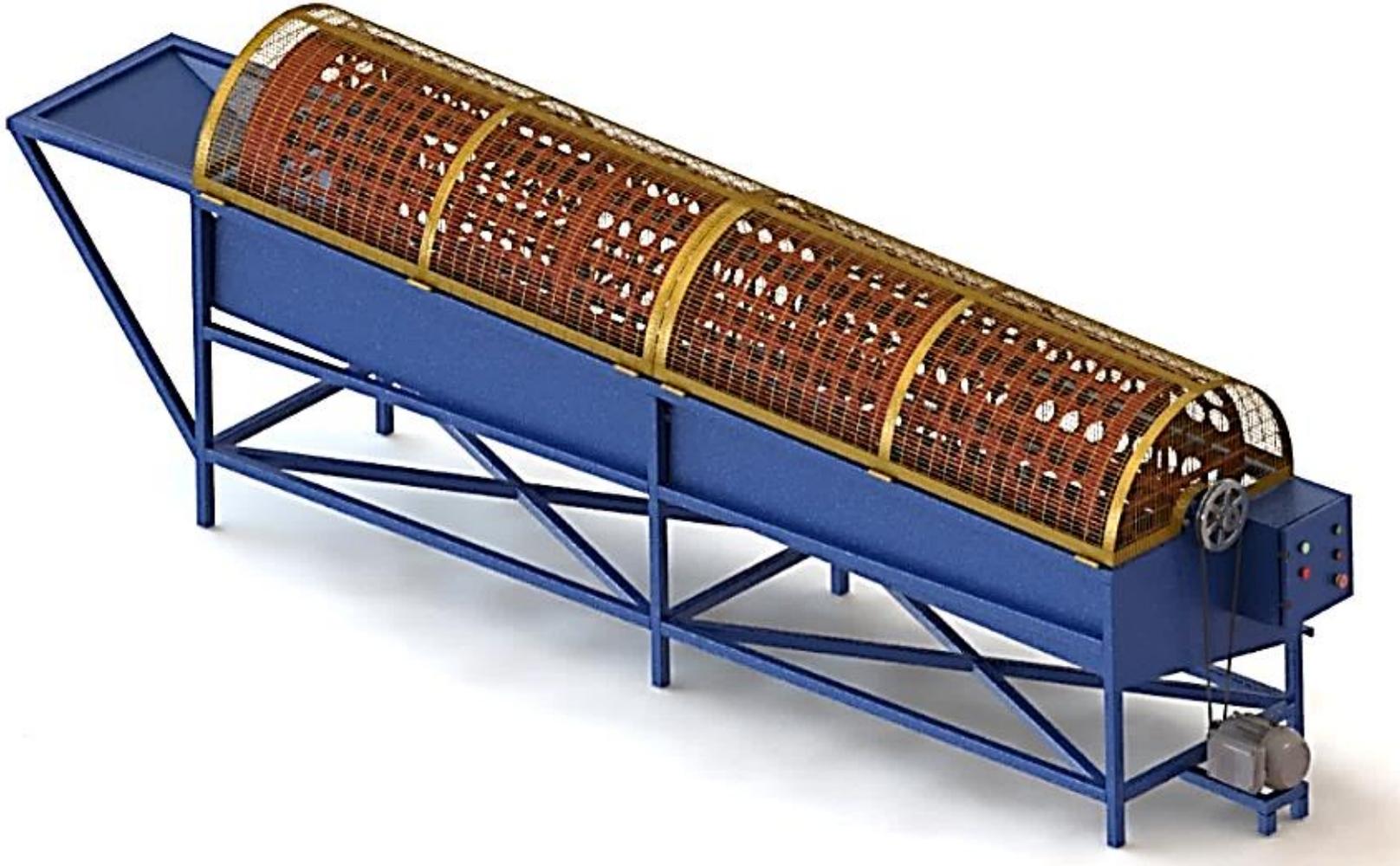
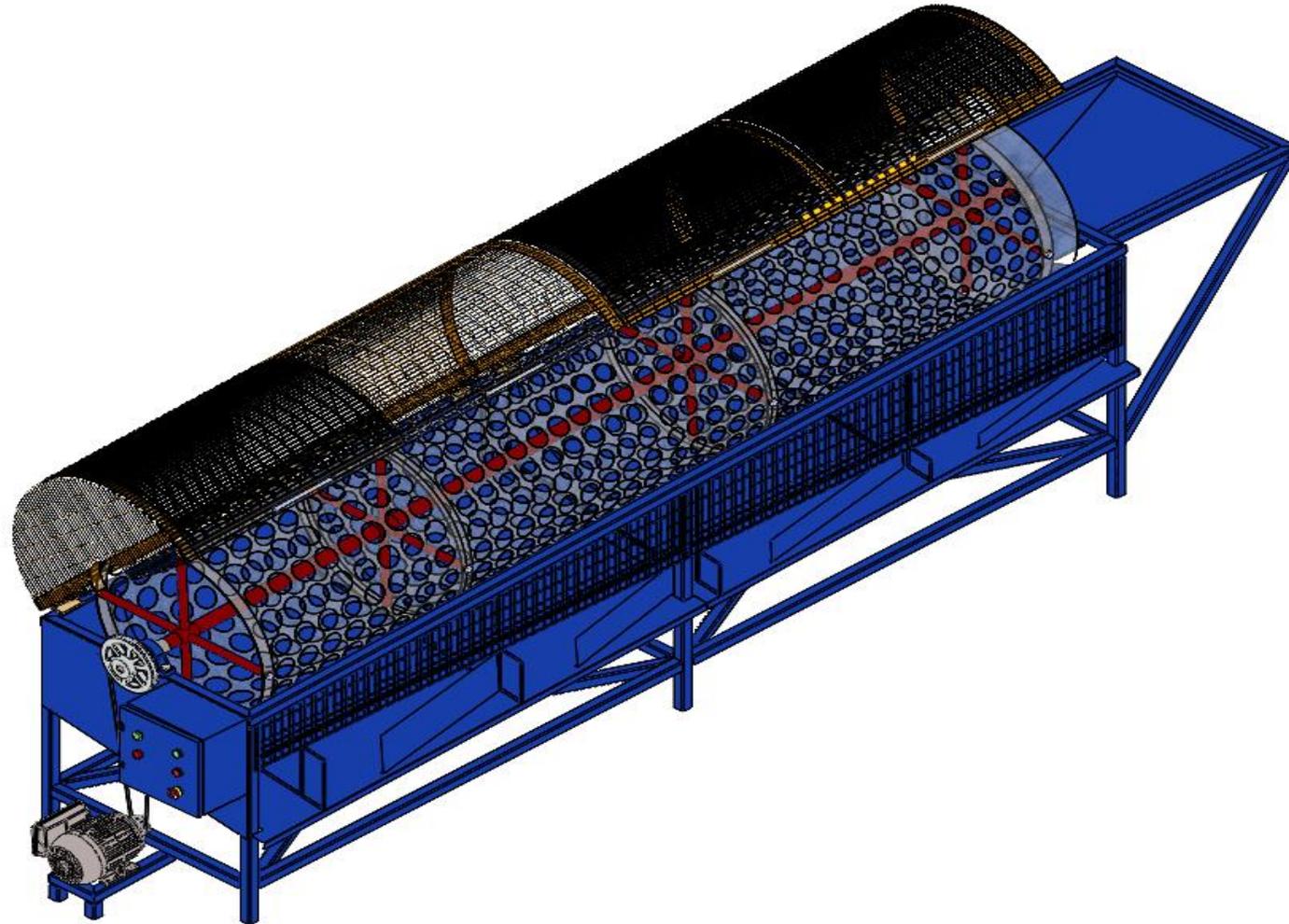


DIAGRAMA DE CONTROL





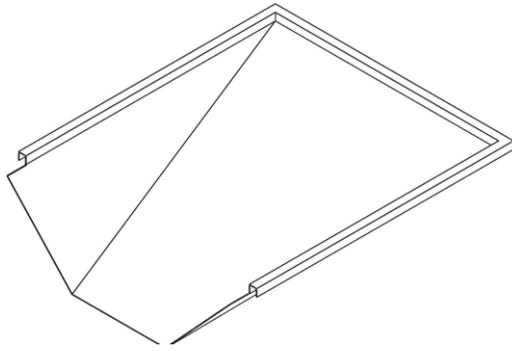




Material: Acero galvanizado ASTM A 653

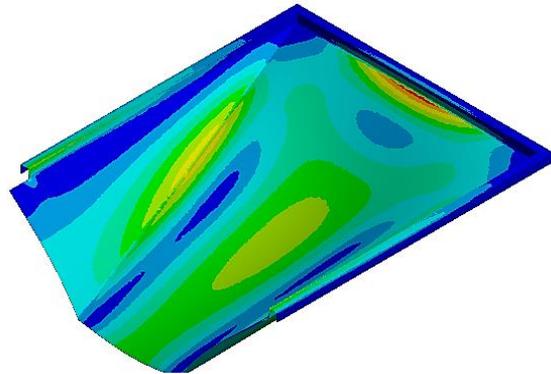
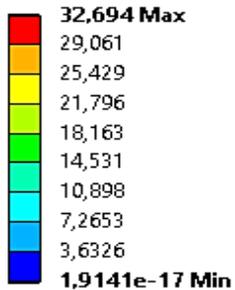
$$S_u = 393.3 \text{ MPa}$$

$$S_y = 292.2 \text{ MPa}$$



$$\theta = 14,76^\circ$$

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 5/11/2021 9:54

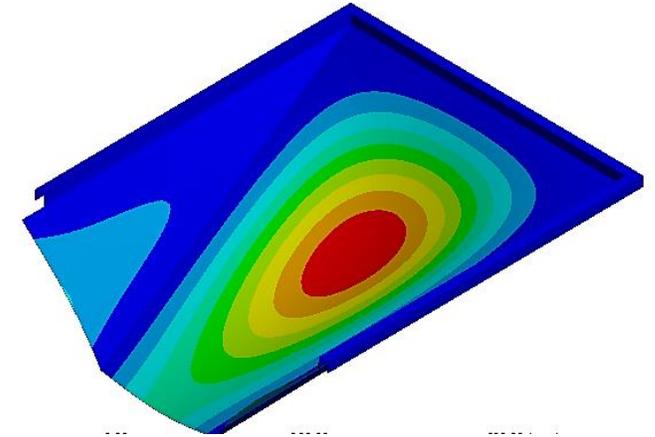
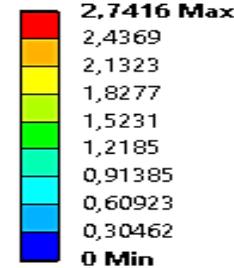


$$\sigma_d < S_y$$

$$32.692 \text{ MPa} < 292.2 \text{ MPa} \therefore \text{Cumple}$$

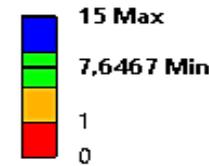
Tensiones principales

A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 5/11/2021 9:32



Desplazamientos

A: Static Structural
 Safety Factor
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 5/11/2021 10:10



Factor de seguridad



Material:

Acero galvanizado ASTM A 653:

$$S_u = 393.3 \text{ MPa}$$

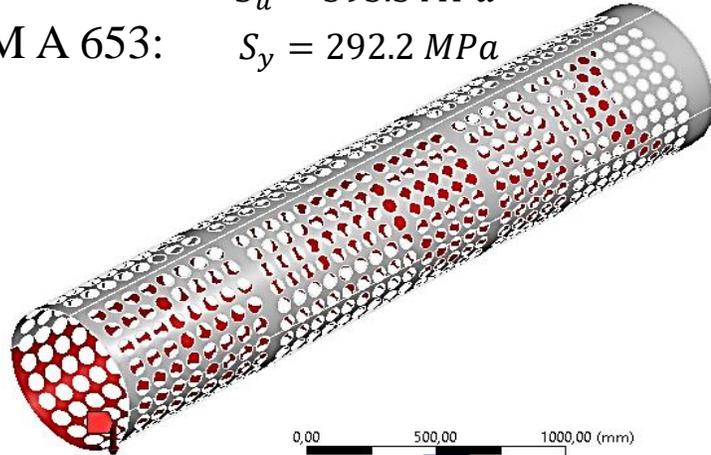
$$S_y = 292.2 \text{ MPa}$$

A: Static Structural

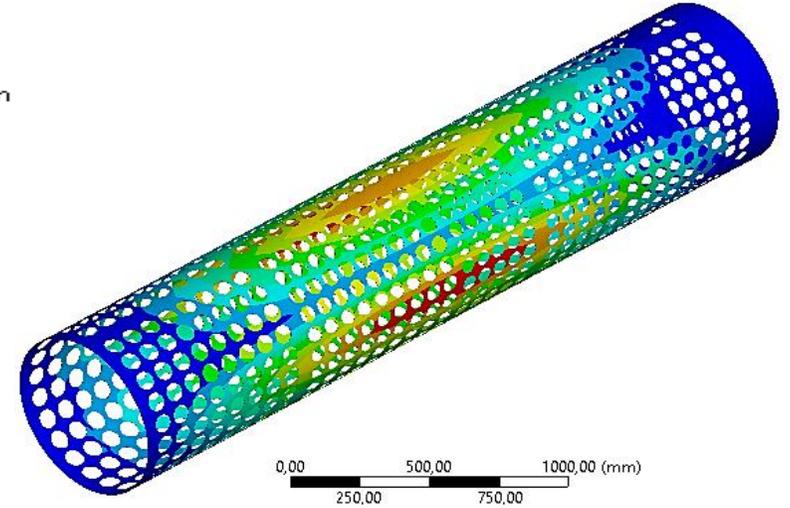
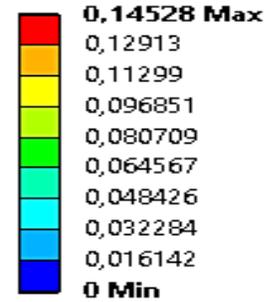
Force
Time: 1, s
5/11/2021 10:51

Force: 980, N
Components: 0,;-980,;0, N

Carga

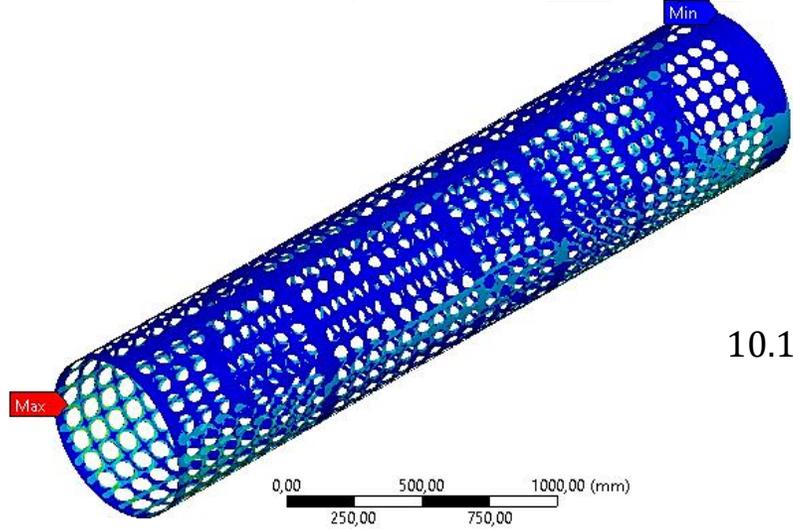
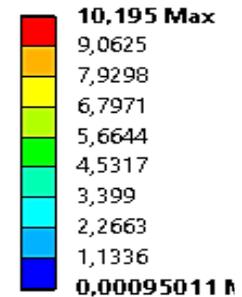


A: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
5/11/2021 11:11



Desplazamientos

A: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (v
Unit: MPa
Time: 1
5/11/2021 12:18



$$\sigma_d < S_y$$

$$10.195 \text{ MPa} < 292.2 \text{ MPa} \therefore \text{Cumple}$$

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

$$n = \frac{292.2 \text{ MPa}}{10.195 \text{ MPa}}$$

$$n = 28.66$$

Factor de seguridad

Tensiones principales



Materiales:

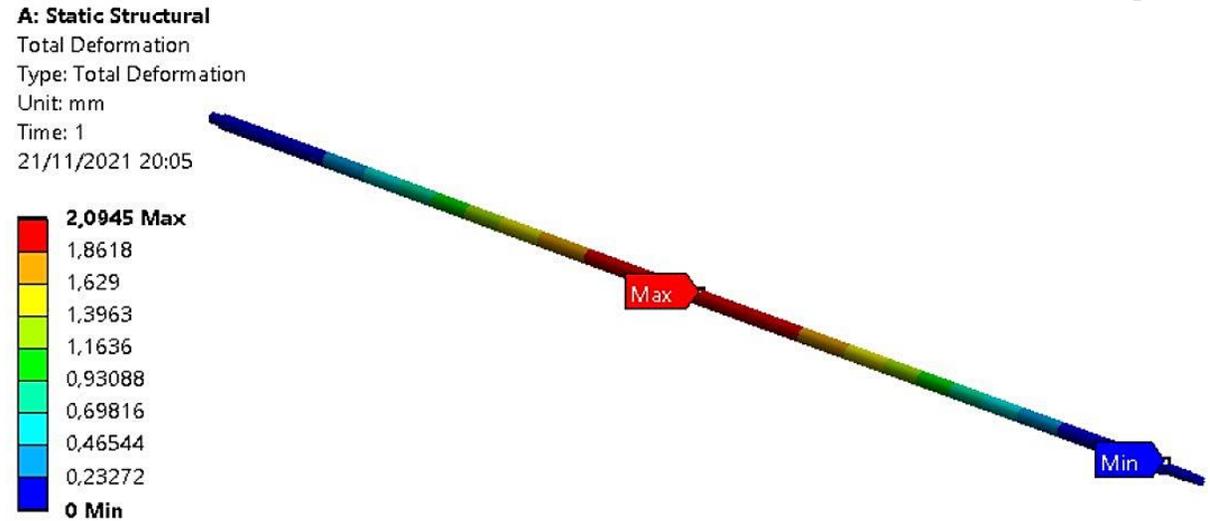
Ejes parte solida AISI 1045: $S_u = 627 MPa$
 $S_y = 531 MPa$

Eje de sección hueca AISI 1020: $S_u = 379 MPa$
 $S_y = 207 MPa$

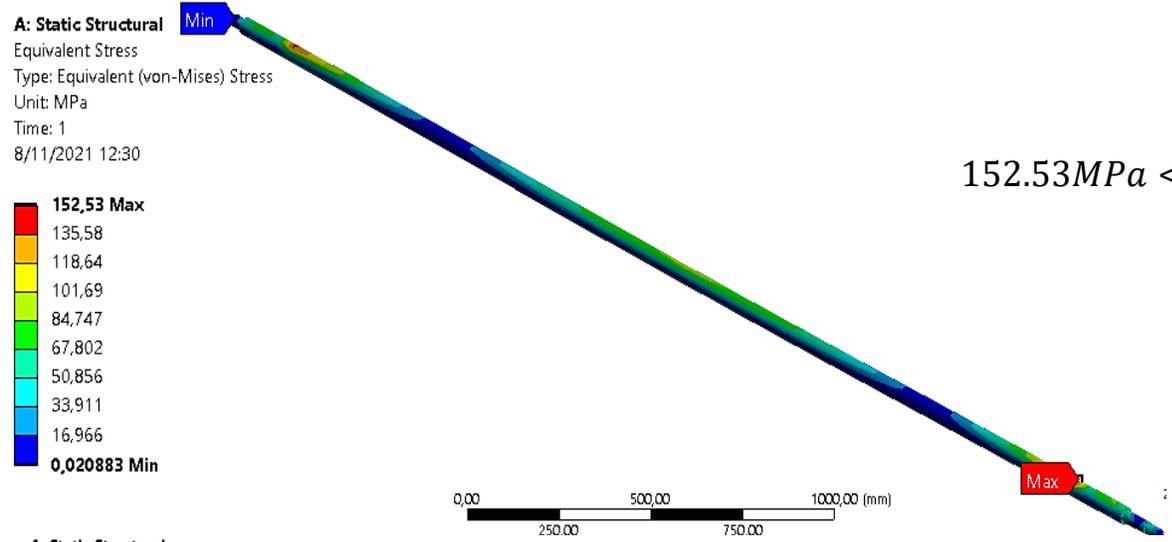
Cargas aplicadas



Desplazamientos



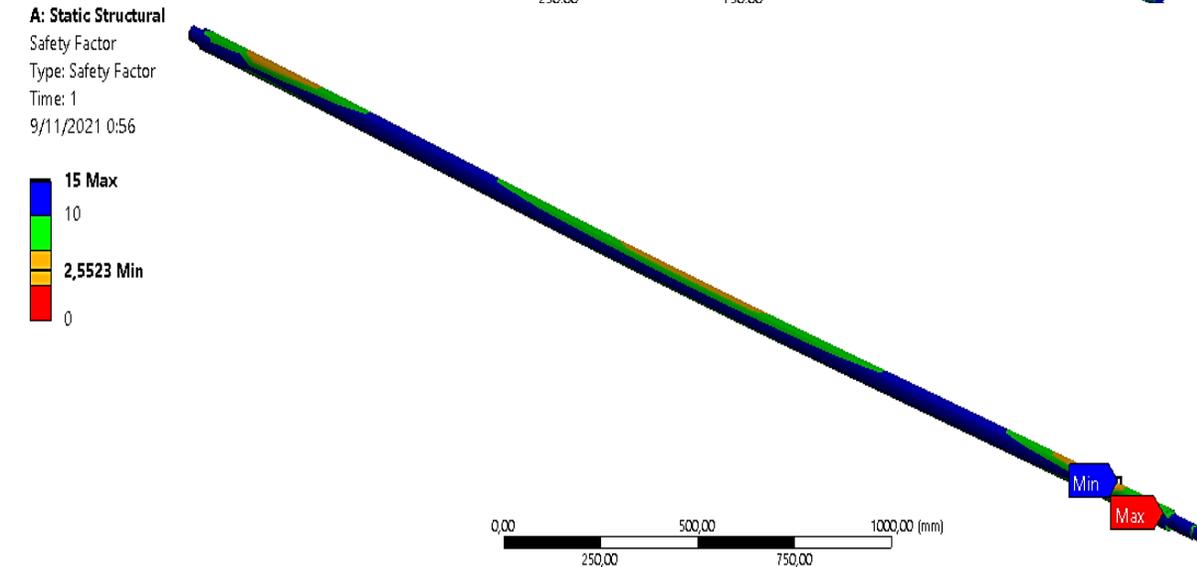
Tensiones principales



$$\sigma_d < S_y$$

152.53MPa < 207 MPa (eje hueco) ∴ Cumple

Factor de seguridad

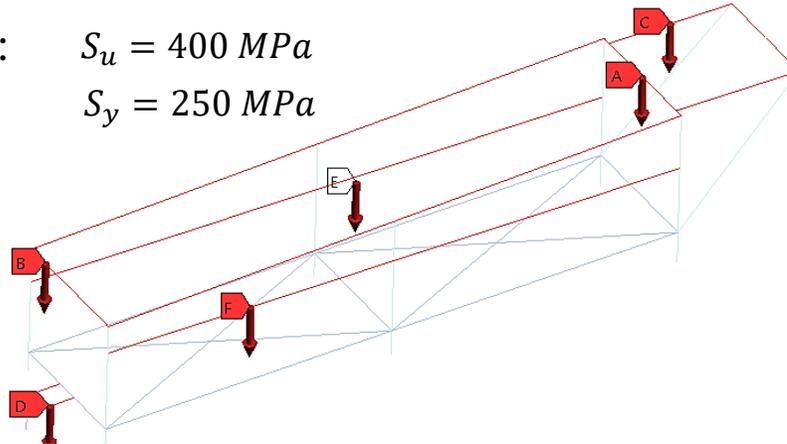


Material:

Acero estructural A 36: $S_u = 400 \text{ MPa}$
 $S_y = 250 \text{ MPa}$

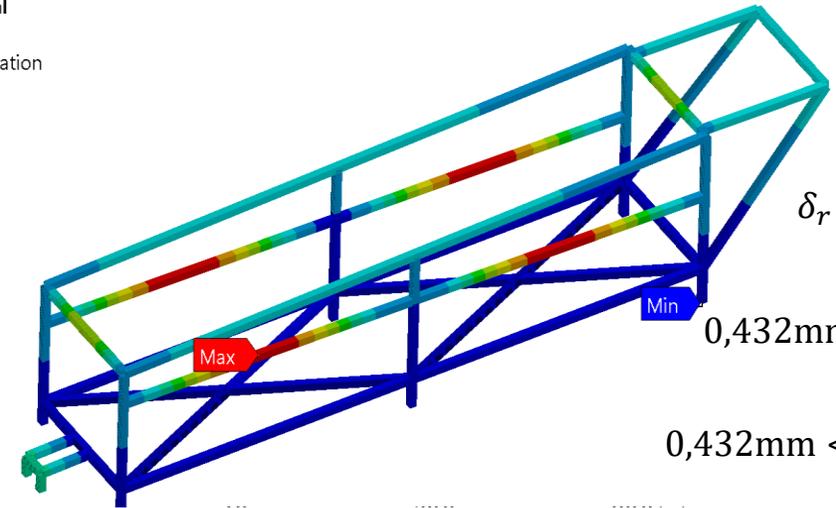
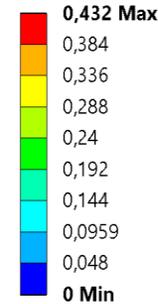
B: Static Structural
 Force
 Time: 1, s
 14/11/2021 23:13

- A** Force: 1258,8 N
- B** Force 2: 1319,3 N
- C** Force 3: 215,17 N
- D** Force 5: 124,46 N
- E** Remote Force: 196,2 N
- F** Force 6: 1317,3 N



Cargas aplicadas en la estructura

B: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 14/11/2021 23:30



$$\delta_r < [\delta]$$

$$\delta_r < [\delta] = \frac{L}{800}$$

$$0,432 \text{ mm} < \frac{1700}{800}$$

$$0,432 \text{ mm} < 2.125 \text{ mm}$$

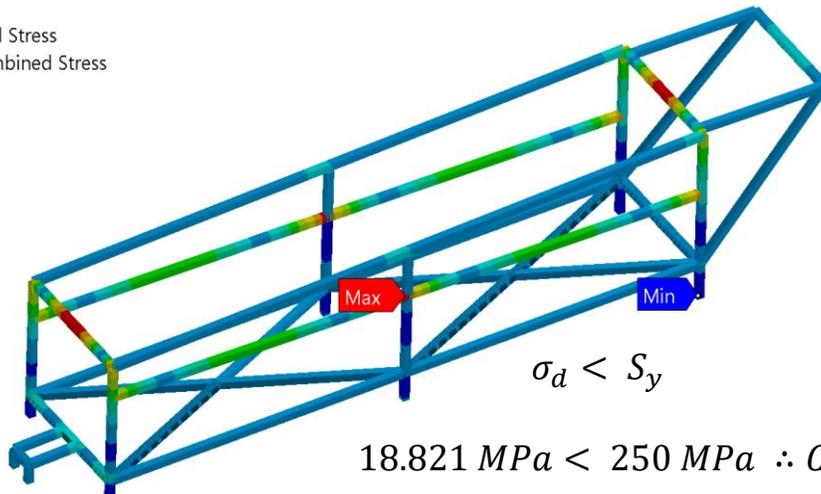
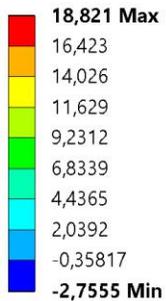
Desplazamientos

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

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{18.821 \text{ MPa}}$$

$$n = 13.283$$

B: Static Structural
 Maximum Combined Stress
 Type: Maximum Combined Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 14/11/2021 23:28



$$\sigma_d < S_y$$

$$18.821 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} \therefore \text{Cumple}$$

Tensiones principales

Factor de seguridad



AGENDA:

- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
- OBJETIVOS
- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
- DISEÑO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- ANÁLISIS DE RESULTADOS
- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



- Cortes de tubo cuadrado para armar la estructura del sistema clasificador



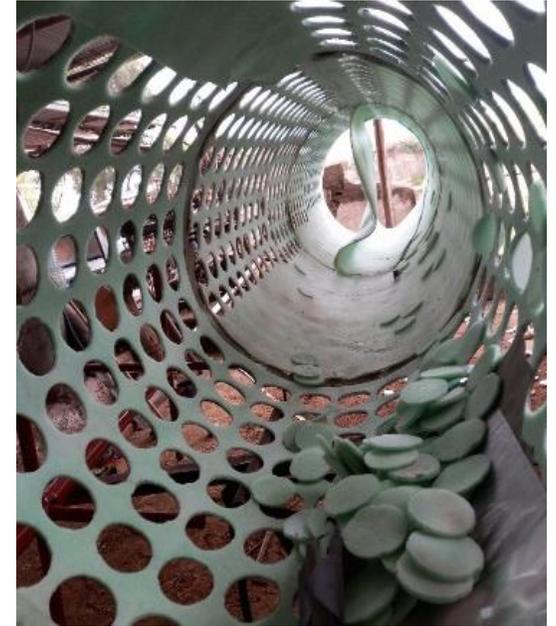
- Corte Electrolasma CNC de los orificios diseñados













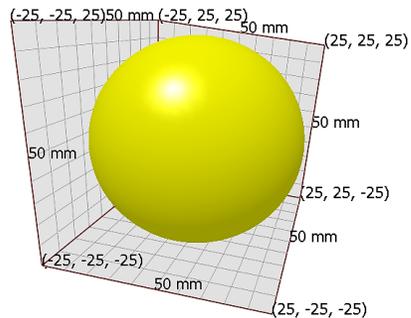
AGENDA:

- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
- OBJETIVOS
- FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
- DISEÑO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA
- ANÁLISIS DE RESULTADOS
- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

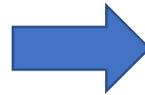


Se opta por utilizar el Software Altair Student Edition.

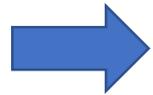
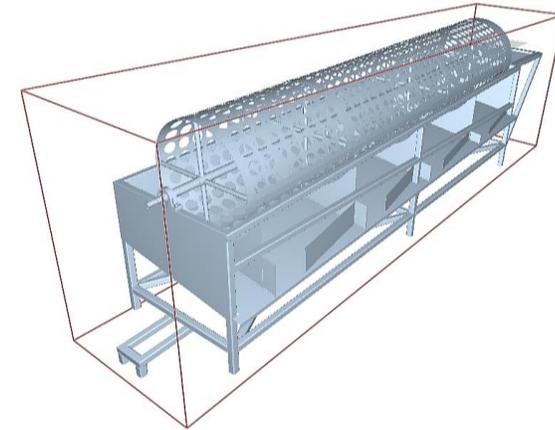
Modelado de la geometría del tomate



Physical Radius
(mm)
25

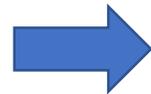


Importación del modelado de la máquina



Velocidad de rotación del cilindro

Initial Velocity: 13 rpm
Acceleration: 0 rad/s²
Reference Space
 Local Global

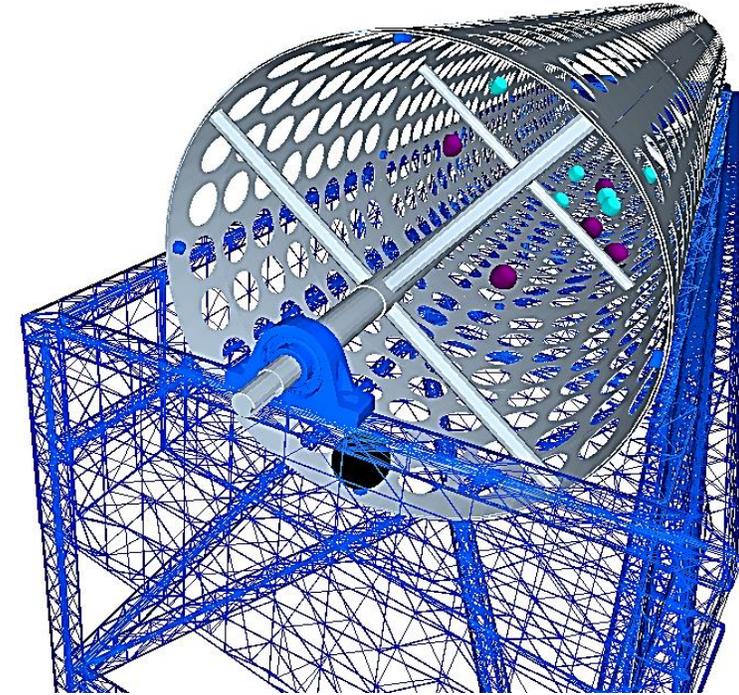
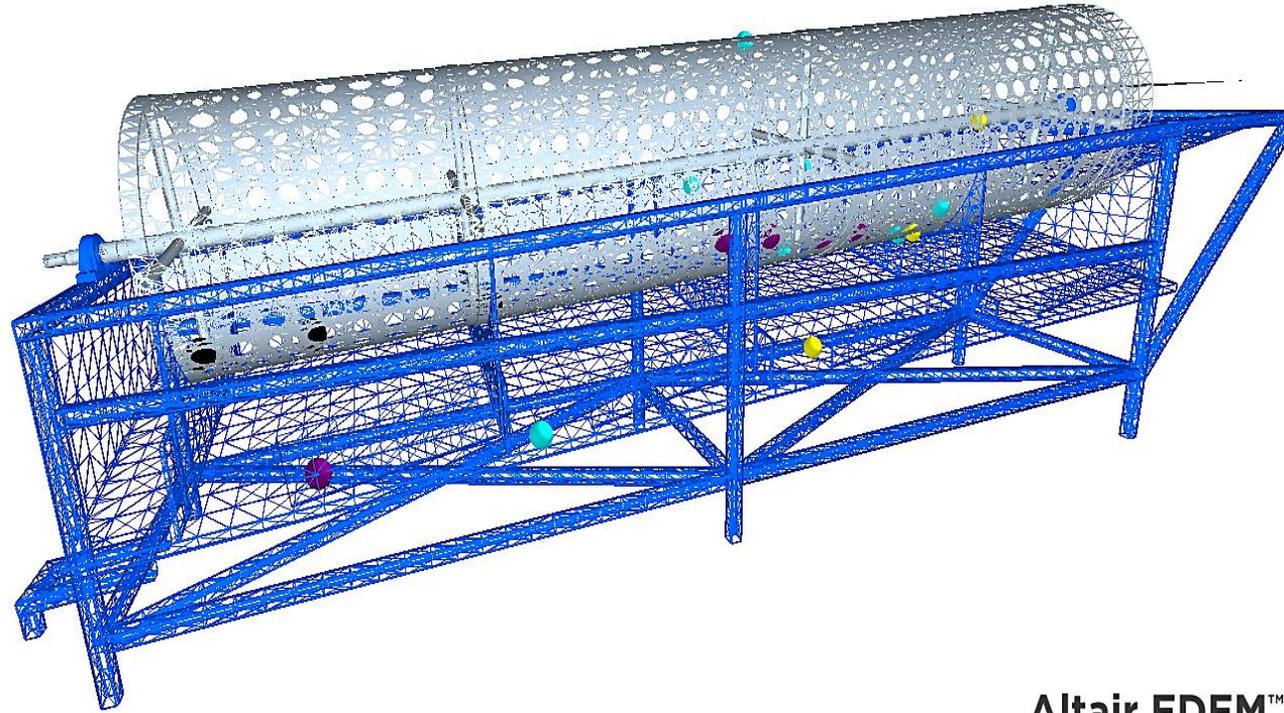


Generación de partículas

Total Mass: 22 kg
Generation Rate
 Target Number (per second) Target Mass
2,7 kg/s



Comportamiento de las partículas dentro de la máquina clasificadora

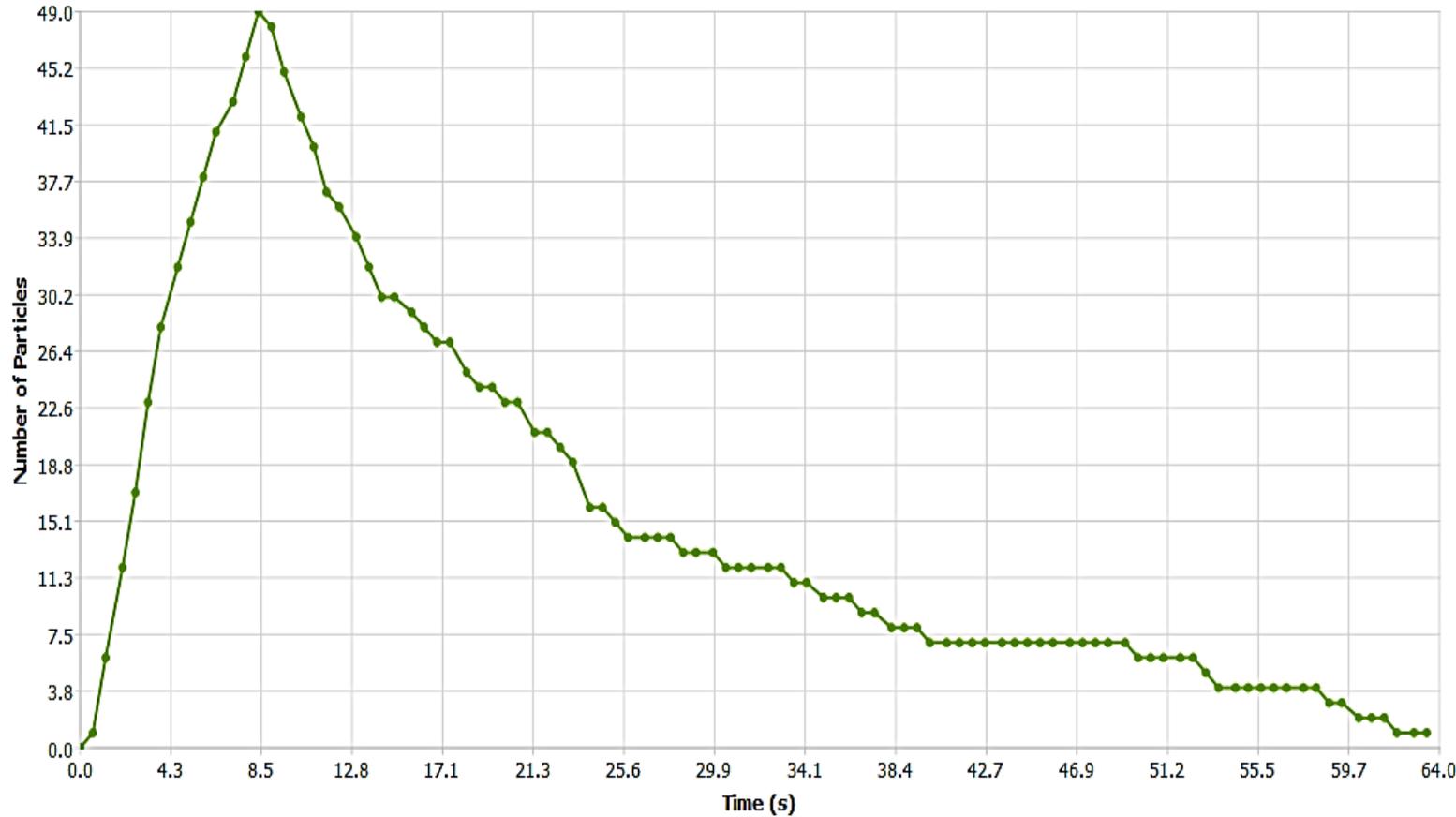


Altair EDEM™



Capacidad de clasificación de la máquina (kg/h)

Number of Particles - Time



$$22 \text{ Kg} \rightarrow 0.017 \text{ h (64 seg)}$$

$$x \rightarrow 1 \text{ h}$$

$$x = \frac{22 \text{ Kg} \times 1 \text{ h}}{0.017 \text{ h}}$$

$$x = 1294.117 \text{ Kg}$$

$$\text{Capacidad} = 1294.117 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \text{ (60 Cajas/ hora)}$$



Comprobación y correcto funcionamiento de la máquina



Clasificación satisfactoria de la máquina clasificadora



Protocolo de pruebas

Requerimientos	Aprobación
Encendido (Puesta en marcha) / Apagado	Cumple
Ingreso correcto de los frutos por la tolva de ingreso	Cumple
Cuidado y protección del producto	Cumple
Capacidad de clasificación	Cumple
Precisión de clasificación en 5 rangos establecidos	Cumple
Salida correcta de los frutos por las tolvas de salida	Cumple
Correcto funcionamiento de la instalación eléctrica	Cumple



AGENDA:

- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS
- INTRODUCCIÓN
- METODOLOGÍA PROPUESTA
- CASO DE ESTUDIO
- ANÁLISIS DE RESULTADOS
- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



- Se diseñó e implementó la metodología de la ingeniería concurrente, la cual contribuye al prototipo del sistema de proceso de clasificación de tomate de riñón por su tamaño, aportando así un diseño para la fabricación, calidad y montaje que requirió el cliente y tomando en cuenta sus necesidades como prioridad para que la persona encargada o profesional contribuya ideas y soluciones innovadoras como evitar la fatiga y cansancio al realizar la actividad de la selección del fruto manualmente, ahorro de recursos, cuidado y protección del producto, relación hombre-máquina de manera que todos estos puntos alarguen la vida útil de la misma y dar un valor agregado al análisis del proceso.
- Se realizó un análisis y diseño mecánico del prototipo del sistema clasificador, de forma que se estudió diagramas de cuerpo libre, esfuerzos cortantes, momentos flectores, deformaciones y factores de seguridad de los componentes como tolvas de alimentación y salida, eje, estructura, cilindro giratorio, poleas y banda por medio de la versión académica del software Ansys Academic – Static Structural, todo lo anterior para validar y garantizar un diseño de calidad para que la máquina trabaje a condiciones normales dado el caso que se de una sobrecarga de producto por los operadores, afín de no presentar y evitar perturbaciones, desalineaciones, fallas o rupturas en los elementos los cuales afectarán a la clasificación del producto.



- Se efectuó un análisis de factibilidad para la construcción del sistema clasificador por medio de encuestas, conversaciones con los miembros de la comunidad Salache-Quilajaló de Latacunga junto con la fundación “AYLLU APU FFA”, para incentivar a los agricultores hacia la industrialización de la región central del Ecuador, así como también facilitar el proceso y ahorrar recursos.
- Se llevó a cabo una minuciosa selección y adaptación de los elementos eléctricos a implementarse en el proyecto, los cuales fueron diseñados bajo parámetros de cargas, corrientes y voltajes para evitar cortocircuitos, sobre corrientes que afecten a la clasificación del producto, es por eso que se trabaja con un control de arranque directo trifásico con sus debidas protecciones de paro normal y de emergencia, los cuales garantizan la vida útil del motorreductor y el sistema motriz propuesto.



- Se logró visualizar el sistema clasificador 3D mediante el software sofisticado, lo cual se obtuvo un modelo casi perfecto a la realidad, para así cumplir con todos los parámetros de diseño mecánico y estética del mismo.
- Gracias al protocolo de pruebas de funcionamiento de la máquina, se validó el correcto cumplimiento del check-list establecido por la fundación y agricultores “AYLLU APU FFA”, dando a conocer que el sistema trabaja en óptimas condiciones al incrementar la capacidad máxima para por cualquier circunstancia, se pueda comprobar y prevenir errores de maltrato o pérdida de calidad de los frutos. Además, se verificó los factores de seguridad estén sobre los valores óptimos establecidos mediante normativas existentes de diseño elementos de máquinas.



- Establecer una buena calidad de mallado para los estudios y análisis de simulación, para así obtener resultados verídicos en cuanto a esfuerzos, deformaciones, factores de seguridad que estén más cercanos a la realidad.
- Establecer conversaciones con el grupo beneficiado para obtener los requerimientos y cumplir las necesidades de diseño y funciones, con el propósito de ahorrar recursos económicos, humanos y tiempo, junto con la seguridad, protección e higiene del producto una vez clasificado.
- Tomar en cuenta la selección de elementos, componentes y materiales de catálogos que garanticen una larga duración y que estén disponibles en el mercado local por cualquier situación que se presente.



GRACIAS POR SU ATENCIÓN



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA