

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**  
**ESCOLA POLITÈCNICA SUPERIOR D'ALCOI**

**QUEMADORA DE PASTILLAS DE YEMA LINEAL-LINEAL**

Trabajo Final de Grado  
Grado en Ingeniería Mecánica

**Autor:** IVAN ESPI ORTA

**Tutor:** SAMUEL SANCHEZ CABALLERO

**Curso académico:** 2014-2015

## Resumen

En vista de la nueva tendencia tecnológica surge la idea de diseñar y construir una máquina de tostado de pastillas de yema. Con la implantación de la máquina mencionada se pretende obtener una dosificación del azúcar y tostado de él, con un menor tiempo de ejecución y una homogeneidad del proceso, lo que permitirá aumentar la eficiencia y productividad en la empresa

El proyecto está dirigido para el sector del turrón y en concreto para la producción de una clase de producto, la finalidad del proyecto es conseguir diseñar y fabricar una máquina que realice la aportación de producto necesario para su posterior tueste sin intervención del operario.

En el desarrollo del proyecto se calcularán las diversas piezas para que la máquina realice su función sin tener ningún tipo fallo mecánico. Se confeccionarán tanto los planos pertinentes de la máquina general como de sus piezas.

La máquina está diseñada para finalizar el proceso de la fabricación de las pastillas de yema tostada.

La operación consiste en introducir la pastilla de yema, con su forma final, en la cinta que la dirige hacia la dosificadora de azúcar, que es la encargada de realizar la descarga del azúcar sobre la pastilla de yema.

Una vez se ha descargado el azúcar sobre la pastilla sigue su camino por la cinta hasta llegar al quemador, este calienta el azúcar hasta llegar a su fusión y conseguir su tostado. Posteriormente la pastilla sigue avanzando por la cinta pasando por la zona de enfriamiento, mediante ventilación forzada.

Una vez se ha finalizado el proceso de tostado y enfriado del azúcar por una de las caras de la pastilla se procede a girar la pastilla para realizar la misma operación pero esta vez en la cara opuesta.

Para conseguir voltear la pastilla sin intervención de un operario se coloca otra cinta transportadora a un subnivel, para que la pastilla al pasar de un nivel al otro pueda conseguir que la pastilla se de vuelta, y seguidamente se realiza el mismo proceso de tostado y enfriamiento del azúcar.

Una vez finalizado todo el proceso hemos conseguido el tostado de las dos caras de la pastilla de yema.

## Agradecimientos

Quería agradecer exclusivamente a mis padres, MERCHE y DEMETRIO, por todas las ayudas que me han ofrecido y todos los sacrificios que han realizado para poder llegar a hasta aquí a poder realizar mi proyecto de fin de grado.

También sin olvidar de mí hermano, DAVID, que tanto me ha ayudado en esta vida como en mi etapa de estudiante.

Por otra parte a la empresa, MEJISA MECTRUFY, que tengo que agradecerle la oportunidad de ofrecerme el proyecto y así poder realizarlo de una maquina física y poder ver lo que estoy estudiando en mi proyecto y por otra parte mejorar mi aprendizaje.

Por ultimo quería agradecer a la universidad por tantos momentos buenos y malos vividos y sobre todo a muchos profesores por enseñarme todas las cosas que hoy en día se.

# Índice

Listado de Símbolos .....	6
Prefacio.....	7
1. Introducción .....	8
1.1. Justificación académica del proyecto.....	8
1.2. Justificación técnica del proyecto. ....	8
1.3. Objetivos del proyecto. ....	8
2. Estudio de mercado .....	9
2.1. Estudio del estado del arte. ....	9
2.2. Análisis de la competencia. ....	9
2.3. Determinación del segmento de mercado. ....	10
3. Requerimientos y especificaciones.....	11
4. Características básicas de la maquina .....	13
4.1. Descripción general de la máquina.....	14
4.2. Descripción de los subconjuntos de la máquina. ....	17
4.2.1. Conjunto Dosificador:.....	17
4.2.3. Conjunto extracción humos:.....	19
4.2.4. Conjunto enfriador:.....	20
4.2.5. Conjunto cilindros sobre el carro .....	20
4.2.6. Conjunto bastidor .....	22
4.3. Descripción de funcionamiento de la máquina. ....	25
5. Cálculos justificativos.....	26
5.1. Cinta transportadora .....	26
5.1.2. Rodillos .....	27
5.1.2.1. Funciones de los rodillos.....	27
5.2. Ejes.....	28
5.3. Reductores .....	37
5.4. Selección de los motores.....	41
5.5. Chavetas.....	44
5.5.1. Chaveta para Motor de arrastre de la cinta transportadora.....	44

5.6.2.	Chaveta para Motor del quemador.....	45
5.6.3.	Chavetas transmisión de cilindros.....	46
5.7.	Volumen tolva .....	47
6.	Presupuesto.....	48
7.	Planos.....	49
7.1.	Índice de planos.....	49
7.1.1.	Conjunto.....	49
7.1.2.	Eje y rodillo motriz .....	49
7.1.3.	Eje y rodillo tensor.....	49
7.1.4.	Dosificador azúcar.....	49
7.1.4.1.	Soportes sensor vibrador azúcar .....	49
7.1.5.	Caja ventilación .....	49
7.1.6.	Conjunto volcador y rampa de salida final.....	49
7.1.7.	Bastidor .....	49
7.1.8.	Conjunto cilindros sobre el carro .....	49
7.1.9.	Conjunto horno.....	49
7.2.	Planos del conjunto.....	49
7.3.	Planos despiece .....	49
8.	Normativas.....	50
9.	Conclusiones .....	51
10.	Bibliografía .....	52
11.	Apéndices .....	53

## Listado de Símbolos

D,d y $\varnothing$	Diámetro
h	Altura
b	base
L	Longitud
V	Volumen
A	Área
S <sub>1</sub> y S <sub>2</sub>	Superficies
T	Par motor
C <sub>m</sub>	Accionamiento motor
C <sub>h</sub>	Funcionamiento maquina h/día
C <sub>a</sub>	Arrancadas/día.
S <sub>y</sub>	Límite de fluencia
Z	Numero dientes
z	numero de chavetas
M	Momento torsor
Q	Cortante
D <sub>p</sub>	diámetro primitivo
i	relación de transmisión

## Prefacio

Este tipo de proyecto ha sido asignado gracias al haber realizado las prácticas en una empresa “MEJISA MECTRUFÍ”, que se dedica al diseño y fabricación de maquinaria y en mi caso, tenían que realizar una máquina para el sector del turrón y al comentármelo me pareció interesante, ya que realizas un proyecto donde se puede ver y comprobar el trabajo que estas realizando.

Para la realización del proyecto he dedicado casi todas las horas que estaba en la empresa y para la ejecución he gastado el software de AutoCAD y libros para su correcta realización.

# 1. Introducció

## 1.1. Justificació acadèmica del projecte.

El projecte està enfocad al diseny d una maquina específica y me decantado por este tipo de proyecto porque en mi trayectoria acadèmica he escogido el bloque de diseny de máquinas, también quiero profundizar y reflejar lo aprendido en las asignaturas cursadas tanto en la primera etapa universitarias como en el bloque de especialización.

Mi motivo de motivación en la realización de este tipo de proyecto es poder ver reflejado y poder apreciar el trabajo realizado en la práctica.

## 1.2. Justificació tècnica del projecte.

El motivo de realizar este tipo de proyecto en particular es bajo demanda de una empresa externa.

Los motivos de su realización se basan en que la máquina que dispone la empresa demandante está demasiado anticuada y con lo cual existen riesgos para el operario y ralentiza la producción deseada por la empresa.

A consecuencia de estos factores se intenta diseñar una máquina que intente cumplir con los requisitos demandados por la empresa externa.

## 1.3. Objetivos del projecte.

La máquina ha sido diseñada para finalizar el proceso que conlleva la pastilla de yema tostada.

Al inicio de la máquina se le introduce la pastilla de yema ya fabricada, solo a falta del tostado siendo la finalidad de la máquina.

La máquina debe realizar la dosificación deseada y el tostado de las dos caras de una pastilla de yema, sin intervención de los operarios en toda la operación salvo para su alimentación y extracción.

## 2. Estudio de mercado

### 2.1. Estudio del estado del arte.

En el mercado existen diferentes modelos para finalidad del proceso, existen fabricas relacionadas con el sector que deciden y prefieren realizarlo artesanal el proceso de tostado y otras fábricas más productivas que prefieren aumentar el volumen de la producción, mejorando el tipo de maquinaria, al haberse quedado anticuadas ya sea por el ritmo de producción o al querer mejorar la seguridad en las máquinas.

### 2.2. Análisis de la competencia.

La máquina será diseñada para un único sector, el del turrón.

#### Producción:

Esta máquina se pretende diseñar para poder abarcar un mercado más amplio que el actual, al pretender aumentar su producción en línea.

#### Clientes:

De esta manera podemos garantizar una similitud en todos los productos al ser fabricados en una máquina que trabaja con unos parámetros específicos.

Dirigiéndonos a satisfacer las necesidades de los clientes la empresa quiere mantener un patrón en su elaboración del producto, para así comercializar el producto de manera semejante sin variar su cantidad y la manera en que se realiza siendo todos los productos semejantes.

#### Ventajas e inconvenientes:

Con la producción del producto en la maquina diseñada una de las ventajas es que todos los productos son muy similares.

Otra ventaja es que el operario no tiene ningún riesgo de quemaduras o lesión por dicha producción, esto se debe al no tener que intervenir en el proceso efectuado por la máquina.

Uno de los inconvenientes es que el proceso no es artesano, y con lo cual nos tendremos que dirigir a un sector en particular.

### 2.3. Determinación del segmento de mercado.

La máquina está pensada para una empresa de alimentación.

En este caso particular la maquina diseñada está enfocada para el sector del turrón, en particular a la producción de pastillas de yema tostada.

Según la demanda del cliente y sus especificaciones se quiere diseñar esta máquina para que pueda producir un alto nivel de producto acabado.

### 3. Requerimientos y especificaciones

La máquina está dirigida al sector del turrón con unos requerimientos a cumplir de realizar el aporte de la cantidad de azúcar adecuada y su posterior tostado, con la ventaja de que la máquina voltear la pastilla para realizar la misma operación por la cara opuesta.

Las especificaciones de la máquina son el aporte la cantidad justa de azúcar en el sitio adecuado y realice el tostado a la temperatura óptima sin llegar a quemar el azúcar y dirigir la pastilla desde el principio de la línea al final de la línea sin interrupciones.

Como ya nos hemos referido en el capítulo anterior vamos a justificar las especificaciones a cumplir.

#### Competencia:

Existen diversos talleres en los cuales se pueda fabricar dicha máquina, pero en este taller de MEJISA se ha dedicado a la construcción de dicha máquina desde que innovaron el sector, con lo cual esto con lleva a una alta experiencia en el sector de construcción de este tipo de modelo de maquinaria.

También tenemos que recalcar que el taller es el encargado de fabricar muchas máquinas para este tipo de sector alimenticio.

La máquina ha sido encargada por una empresa de turrón que ya lleva mucho tiempo trabajándole MEJISA como mecánicos. Esto es garantía para la fábrica de turrón por el servicio técnico que puede ofertar el taller, ya que su proximidad, siendo pocos kilómetros, esto garantiza una fiabilidad del funcionamiento de la empresa en plena campaña, ya que su productividad es alta, en el caso de que la máquina se averíe produciría unas pérdidas altas.

#### Demanda:

La máquina está diseñada especialmente para el sector del turrón, en concreto para la fabricación de pastillas de yema tostada.

La máquina también está pensada para poder abarcar el sector de pastelería, para las tartas o cremas que tengan un tostado superficial.

La máquina está diseñada para una alta producción de pastillas (con una producción de 250 unidades por minuto), con el fin de aumentar la productividad, la eficacia y mejorar las medidas de seguridad en la máquina.

Precio:

Con el fin de mejorar la calidad de servicio en la empresa alimenticia se diseñado la maquina según las características del cliente, esto hace que el coste sea mayor, al ser un diseño específico y satisfaciendo las necesidades que el cliente demanda.

Según el presupuesto de la máquina y de la mano de obra para su construcción se ha calculado un presupuesto total de (19103.95€), siendo rentable para la empresa demandante, al ser fabricada y trasladada en un plazo fijado por el demandante para empezar con la nueva campaña.

## 4. Características básicas de la máquina

La máquina consta de un bastidor donde soporta todas las piezas de la máquina.

Para el transporte de las pastillas se realiza mediante un motor que es el que realiza el giro para su avance, la cinta está fabricada de nylon ya que se ha diseñado para alimentación.

La primera fase consta de un dosificador de azúcar, la función de dosificar se realiza mediante vibradores y la posición para la colocación del azúcar se realiza mediante un sensor de posición.

Seguidamente nos encontramos con el tostador, compuesto por un bombo que en su interior está colocado el quemador que es el encargado de proporcionar el calor al bombo. El bombo es el encargado de tostar el azúcar al paso de la pastilla por su camino.

El tostador tiene colocado en su parte alta un extractor que su finalidad es extraer los posibles gases generados en el tueste.

A continuación nos encontramos la cámara de refrigeración, que es diseñada para enfriar la capa de azúcar tostada, es constituida por un ventilador y una cámara para poder dirigir el aire de manera deseada.

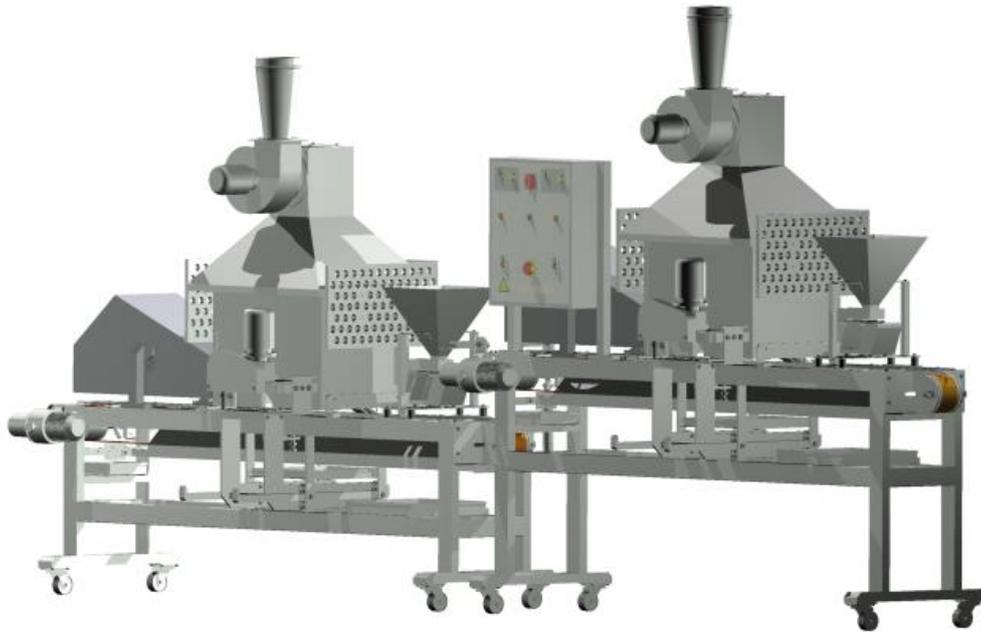
Llegando al final de la primera etapa nos encontramos con el volcador que tiene como función girar a la cara opuesta de la pastilla y esto se realiza gracias a una plancha de acero inoxidable fijada a una horquilla que al estirar hace bajar la plancha generando el volteo.

La segunda etapa consta de las mismas fases pero en este caso por la cara opuesta a la realizada.

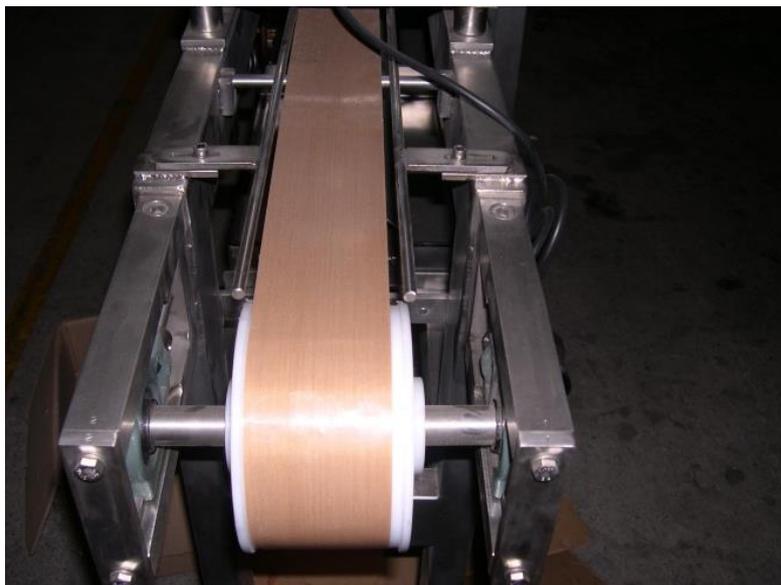
Una de las medidas de seguridad consta de si existe algún fallo eléctrico y no avance la cinta y en su caso las pastillas, se ha diseñado para que el bombo pueda sacarse en un carro móvil y así no producirse ninguna avería por calentamiento o quemadura de algún dispositivo.

#### 4.1. Descripción general de la máquina.

La máquina se constituye básicamente del bastidor encargado de aguantar todas las piezas.



- Cinta transportadora que su función es transportar las pastillas.



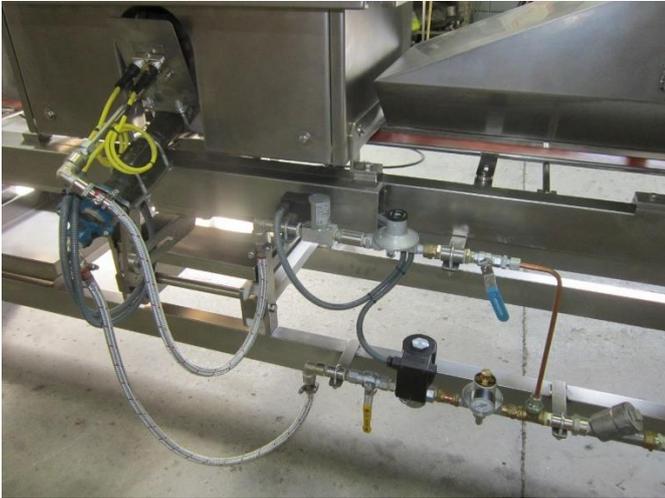
- Conjunto de dosificar de azúcar, que se compone de una tova y un vibrador es el encargado de dosificar la cantidad correcta.



- Conjunto del horno consta de un bombo que está a temperatura óptima para el tostado del azúcar una campana de extracción para evacuar posibles gases.



- Conjunto de gas natural, es se constituye de las tuberías para el guiado del gas, de un mezclador aire-gas y un quemador que es el encargado de proporcionar la llama.



- Conjunto de refrigeración, este está constituido por un ventilador con una capacidad de caudal máximo de 960 m<sup>3</sup>/h y un peso de 1.6Kg con lo cual puede enfriar el azúcar tostado de la pastilla a su paso.



- Conjunto volcador, este consta de una plancha donde está sujeta por un extremo a un cilindro neumático, cuando la pastilla llega a su posición la fotocélula indica que está en posición para la maniobra y el cilindro desplaza su vástago haciendo descender la plancha y ocasionando el giro de la pastilla, el vástago del cilindro devuelve a su posición inicial la plancha.



## 4.2. Descripción de los subconjuntos de la máquina.

En este apartado se detallaran los subconjuntos que componen la maquina en general:

### 4.2.1. Conjunto Dosificador:

El conjunto del dosificador se compone de una tolva, encargado de mantener un volumen de azúcar específico, dicha tolva está fabricada mediante unas pletinas de acero inoxidable AISI-304 de 1.5mm de grosor.



Tambi3n se compone con unos vibradores TARNOS modelo FT-02, encargado de realizar la dosificaci3n mediante la vibraci3n transmitida.



Este conjunto realiza la descarga del az3car mediante una rampa.

Para poder realizar la descarga en la posici3n correcta dispone de un sensor de posicionamiento.

Este subconjunto es el encargado de dosificar el az3car en la pastilla a su paso bajo la rampa de descarga.

#### 4.2.2. Conjunto horno:

El conjunto del horno est3 compuesto por unas paredes de acero inoxidable (refractario) AISI-310, tambi3n tendr3 instalado unos aislamientos en las paredes para garantizar el aislamiento calorífico tipo SPINTEX-HP 353-144, con un espesor de 40mm.



#### 4.2.3. Conjunto extracción humos:

**Campana:** Fabricada por chapas de acero inoxidable AISI-304, donde en su parte superior de la campana tendrá un orificio para la colocación de un extractor de humos.



**Extractor:** modelo CMP-718-4T/R, el conjunto está diseñado para evacuar cualquier humo ocasionado por el tueste.



#### 4.2.4. Conjunto enfriador:

Ventilador: Siendo de tipo SODECA HCD-25, caudal máximo de extracción de 960 m<sup>3</sup>/h, siendo su función la de refrigerar las pastillas procedentes del tostador.

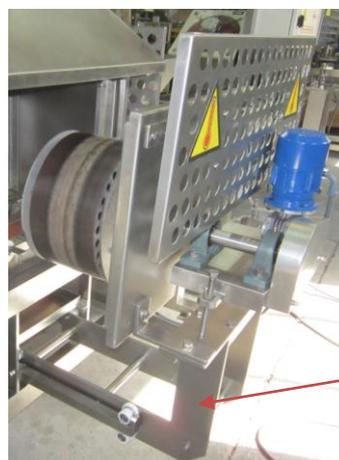


La cámara de refrigeración: Formada por chapas de acero inoxidable AISI-304 de 1.5mm de grosor, diseñada para redirigir el aire hacia la pastilla de forma deseada.



#### 4.2.5. Conjunto cilindros sobre el carro

Carro: Confeccionado de acero inoxidable AISI-303 diseñado para poder desplazar el bombo tostador hacia detrás y pudiendo apartarlo de la cinta y no ocasionar problemas por la temperatura.



Carro

**Soporte:** Formado por un acople para ubicar y fijar el motorreductor y el cilindro tostador siendo este de acero inoxidable AISI-304 de 4mm de grosor.



**Discos:** El conjunto de los discos, 3 de estos discos realizados de acero inoxidable (refractario) AISI-310 de 5mm de grosor y un cuarto disco de acero inoxidable AISI-304 de 15mm de grosor, son los encargados de realizar el tostado del azúcar.



**Cadena:** Siendo una de las piezas fundamentales la cadena es de 3/8" encargada de transmitir el movimiento, como consecuencia de utilizar una cadena se fabrica un envolvente como protección de esta como medio de seguridad.



#### 4.2.6. Conjunto bastidor

**Bastidor:** este conjunto se forma de un bastidor de acero inoxidable forma rectangular de 80×40×1.5, siendo el encargado de aguantar todos los componentes de la maquina en general.



**Ruedas:** Para poder proporcionar un movimiento a la maquina se disponen de unas ruedas giratorias de inoxidable tipo MPIG4 080 TXL4FD 34-102.



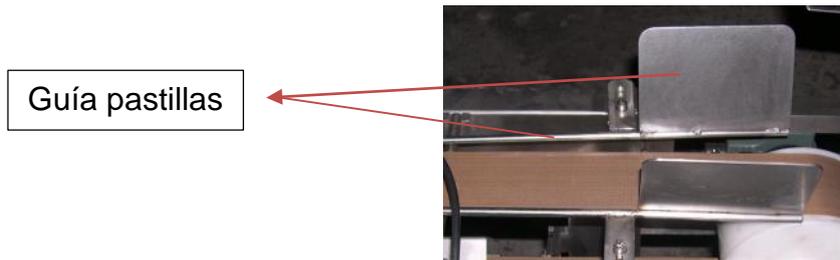
**Cojinetes:** Disponemos de unos cojinetes con sus respectivos soportes, con estos aseguraremos un buen giro.



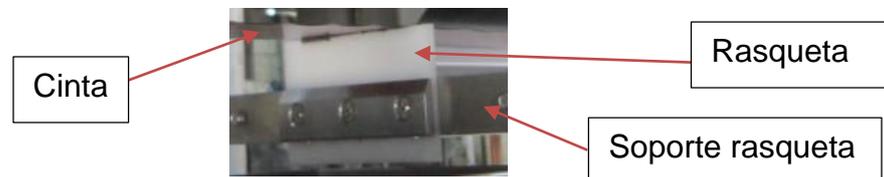
Soporte tensor: Tendremos un soporte para el tensor de la rueda conducida y su chapa protectora, para poder garantizar la tensi3n apropiada de la cinta y la seguridad de posibles riegos.



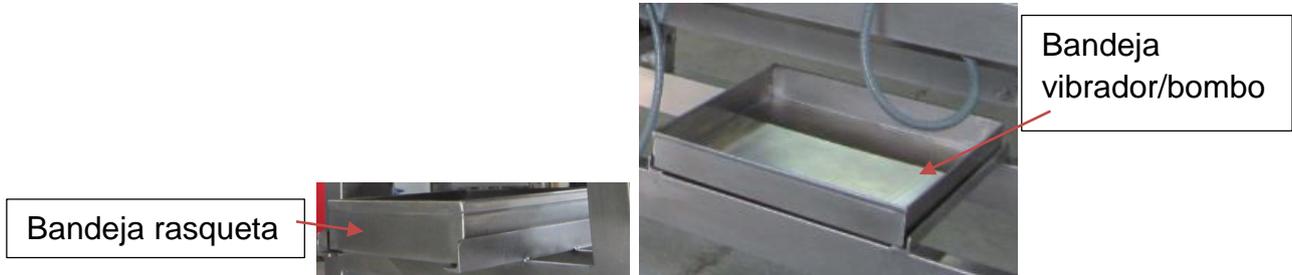
Guías para pastillas: Para un buen guiado de las pastillas hemos diseado unas guías de pastillas de geometría circular de acero inoxidable AISI-304, con un  $\varnothing 7\text{mm}$ .



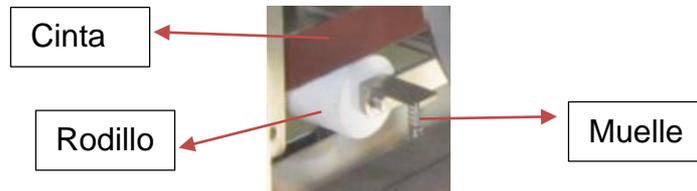
Rasqueta para la cinta: Para asegura una limpieza de la cinta de posibles productos depositados hemos colocado una rasqueta para la cinta que se encarga quitar posibles residuos depositados en la cinta.



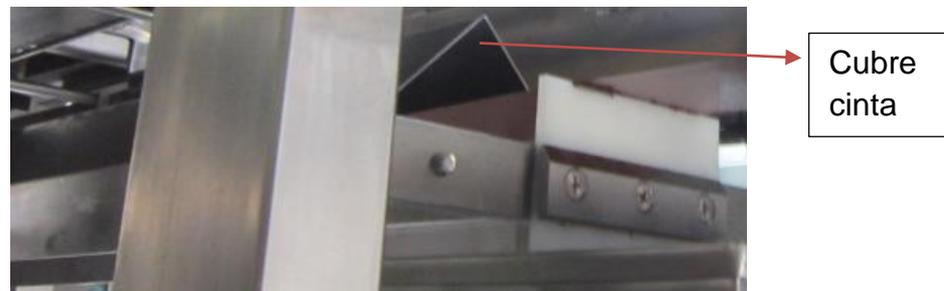
**Bandejas:** Se han diseñado unas bandejas donde irán colocadas bajo el vibrador-dosificador, cilindro tostador y la rasqueta de la cinta, para garantizar una higiene de posibles desprendimientos de residuos.



**Rodillos flotantes bajo la cinta:** Este es el encargado de asegurar la presión que ejerce el bombo tostador sobre la pastilla, para que esta no exceda.



**Cubre cintas:** Chapa de acero inoxidable AISI-304 de 1.5 de grosor, que tiene como finalidad cubrir la cinta transportadora y con lo cual protegerla de suciedad y aportando una seguridad sobre y de ella.



### 4.3. Descripción de funcionamiento de la máquina.

EL funcionamiento de la máquina consiste en dosificar y tostar el azúcar.

En principio se acciona el motor eléctrico que va engranado a un reductor que es el que regula la fuerza y velocidad de la cinta transportadora de pastillas con la finalidad de conducir la pastilla a la velocidad adecuada para cada etapa del proceso. Con lo cual la pastilla es conducida hacia el dosificador de azúcar donde un sensor capta la presencia de la pastilla, en ese instante se activa el vibrador proceder a la descarga, de la cantidad justa, de azúcar. Una vez finalizada la descarga la cinta sigue dirigiendo la pastilla hacia el quemador, donde se sitúa el bombo, que es calentado por el quemador de gas natural estando a su temperatura optima, que se encarga de calentar el azúcar hasta su temperatura de fusión y dejándolo finalmente tostado. Seguidamente la pastilla continúa su camino entrando en la cámara de enfriamiento, constituida por un ventilador que impulsa aire por una cámara refrigerando el azúcar caliente de la pastilla a su paso, finalizando la primera etapa.

En la segunda etapa empieza girando la pastilla, que esto se consigue al pasar la pastilla de un nivel a otro subnivel, una vez se consigue voltear la pastilla empieza a desplazarse por otra cinta transportadora haciendo los mismos pasos que en la primera etapa, dosificación del azúcar y tostado del mismo. Saliendo la pastilla enfriada y terminada completamente por el otro extremo.

## 5. Cálculos justificativos

### 5.1. Cinta transportadora

#### 5.1.1. Calculo de la capacidad y del par necesario

Primeramente tendremos que calcular la cinta transportadora y saber el par necesario.

Para saber el par necesario para mover la cinta en plena carga sabemos que:

Largo de la cinta= 2545mm.

Largo de 1 pastilla yema=205mm.

Separación entre pastillas= 10 mm.

Con lo cual podemos saber que:  $Unidades_{total} = \frac{2545}{225} = 11.31Unidades \cong 11unidades$

Peso de cada pastilla=250g×11und=2750g → 2.75 Kg

Suponiendo que en el peor de os casos el coeficiente de rozamiento entre la banda y los rodillos seria de 0.3 esto quiere decir que el peso no se transfiere al 100% y con lo cual tendríamos.

Masa a transportar=2.75·0.3=0.825Kg

Peso<sub>total</sub> = 0.825×9.81=8.1N

La velocidad de la cinta tendrá que ser la estipulada por nosotros ya que debe ir acorde a la velocidad del bombo para poder realizar un buen tostado, siendo:

Velocidad cinta= 10.4m/min

$$V = 10.4 \frac{m}{min} \times \frac{1 min}{60s} = 0.173 \frac{m}{s} \quad \varnothing_{rodillo}=151mm \rightarrow R=0.0755m$$

$$\omega = v/r \rightarrow \frac{0.173}{0.0755} = 2.29 \frac{rad}{s}$$

$$n = \frac{60 \times \omega}{2 \times \pi} = \frac{60 \times 2.29}{2 \times \pi} = \mathbf{21.87rpm \rightarrow 22rpm}$$

El movimiento de la cinta lo realizara un motorreductor que va acoplado a un eje, encargado de transmitir el par necesario.

Par torsor necesario para girar la cinta a plena carga:

$$T = F \times r \rightarrow 8.1 \times 0.0755 = \mathbf{0.62N \cdot m}$$

F= en este caso será el peso total en plena carga.

r= radio del rodillo motriz

Para poder transmitir el par torsor necesitaremos una potencia, que se calcula con la siguiente fórmula:

$$P = T \times \omega \rightarrow 0.62 \times 22 = \mathbf{13.64W}$$

Con la potencia requerida para el arrastre de la cinta podremos calcular el del motorreductor.

$$\left. \begin{array}{l} 1 \text{HP} = 746 \text{W} \\ X \text{HP} = 13.64 \text{W} \end{array} \right\} x = \mathbf{0.018 \text{HP}}$$

### 5.1.2. Rodillos

La cinta transportadora también se constituye por unos rodillos y soportes, siendo unos de los componentes principales, lo cual su buen funcionamiento depende del funcionamiento de la cinta. Si el giro de estos no es bueno aumentara la fricción y a consecuencia el consumo de energía, esto conlleva a un desgaste de los recubrimientos de la banda con la consiguiente reducción de la vida de la misma.

La separación de los rodillos se establece en función de la anchura de la banda, el diámetro de los rodillos se establece dependiendo del ancho, de la velocidad de la banda y al tipo de carga que está sometida.

#### 5.1.2.1. Funciones de los rodillos

Los rodillos deben cumplir 3 funciones importantes:

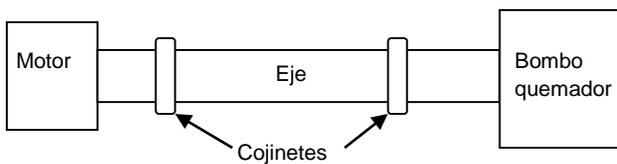
- 1) soportar la banda transportadora y el material a transportar en el ramal superior, los rodillos de la parte de carga además deben soportar el impacto producido por la caída del material.
- 2) Garantizar el centrado de la banda, que por diversas razones está sometida a diferentes fuerzas que tienden a descentrarla de su posición ideal.
- 3) Ayudar a la limpieza de la banda, aunque esta es limpiada mediante una rasqueta, pueden quedar adheridos restos de material y esto puede llevar a un desvío de la banda.

## 5.2. Ejes

El buen funcionamiento de la máquina se debe a un buen dimensionamiento de los ejes motrices, con el fin de que no se averíe ya que es una de las partes más importantes en su funcionamiento.

### ➤ Eje del horno:

El eje del horno es el encargado en dar movimiento rotacional al horno para conseguir que el horno gire junto al eje y poder aportar calor a las pastillas que pasan por su parte inferior sin llegar a quemar la cinta transportadora.



El bombo quemador se compone por varios discos formando un conjunto, una serie de 3 discos están formados por acero inoxidable AISI 310 refractario y un cuarto disco formado de acero inoxidable AISI 304 refractario.

Masa de discos AISI 310=9 Kg

$$\text{Disco de AISI 304} = \begin{cases} \varnothing_{\text{int}}=20\text{cm} \\ e=1.5\text{cm} \\ \varnothing_{\text{ext}}=3.5\text{cm} \end{cases} \quad \begin{aligned} A &= (\pi \times 20^2) - (\pi \times 3.5^2) = 1218.15\text{mm}^2 \\ V &= A \times e \Rightarrow 1218.15 \times 1.5 = 1827.23\text{mm}^3 \end{aligned}$$

Densidad del AISI 304= 7.93 g/cm<sup>3</sup>

Masa = V×ρ → 1827.23×7.93=14489.93g→14.5Kg

Masa total bombo=14.5+9=23.5 Kg → Peso<sub>total</sub> =23.5×9.81= **230.5 N**

Como deseamos que el horno gire a una velocidad de 10.8 m/min tenemos que calcular las rpm a la que debe girar.

$$\left. \begin{aligned} V &= 10.8 \frac{\text{m}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60\text{s}} = 0.18 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ \varnothing_{\text{Bombo}} &= 350\text{mm} \rightarrow 0.175\text{m} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \omega &= v/r \rightarrow \frac{0.18}{0.175} = 1.03 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ n &= \frac{60 \times \omega}{2 \times \pi} = \frac{60 \times 1.03}{2 \times \pi} = \mathbf{9.84\text{rpm}} \end{aligned}$$

El movimiento del bombo lo realizara un motorreductor que va acoplado a un eje, encargado de transmitir el par necesario.

Par necesario para girar el bombo quemador:

$$T = F \times r \rightarrow 230.5 \times 0.175 = \mathbf{40.34 \text{ N}\cdot\text{m}}$$

F = en este caso será el peso del bombo.

r = radio del bombo

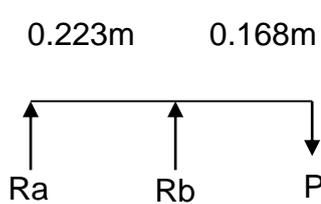
Para poder transmitir el par necesitaremos una potencia que se calcula con la siguiente fórmula:

$$P = T \times n \rightarrow 40.34 \times 9.84 = \mathbf{396.9 \text{ W}}$$

$$9.84 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{rad}}{1 \text{rev}} \times \frac{1 \text{min}}{60 \text{s}} = 1.03 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\left. \begin{array}{l} 1 \text{HP} = 746 \text{W} \\ x \text{HP} = 396.9 \text{W} \end{array} \right\} x = \mathbf{0.53 \text{HP}}$$

Para poder calcular el diámetro necesario del eje tendremos que estudiar el momento flector y cortante



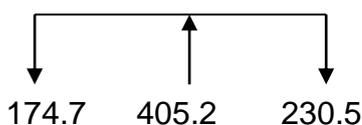
$$\sum F_y = 0$$

$$R_a + R_b = P; \quad R_a + R_b = 230.5$$

$$\sum M_a = 0$$

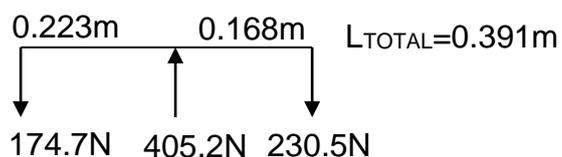
$$R_b \times 0.223 - 230.5 \times 0.392 = 0$$

$$R_b = \frac{230.5 \times 0.392}{0.223} = \mathbf{405.2 \text{ N}}$$



$$R_a = 230.5 - 405.2 = \mathbf{-174.7 \text{ N}}$$

Momentos flectores y cortantes:



Leyes de momentos:

$$\begin{array}{l}
 0 < x < 0.223 \\
 Mx = -174.7 \cdot x
 \end{array}
 \left\{
 \begin{array}{l}
 M_0 = 0 \\
 M_1 = -39 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{array}
 \right.$$

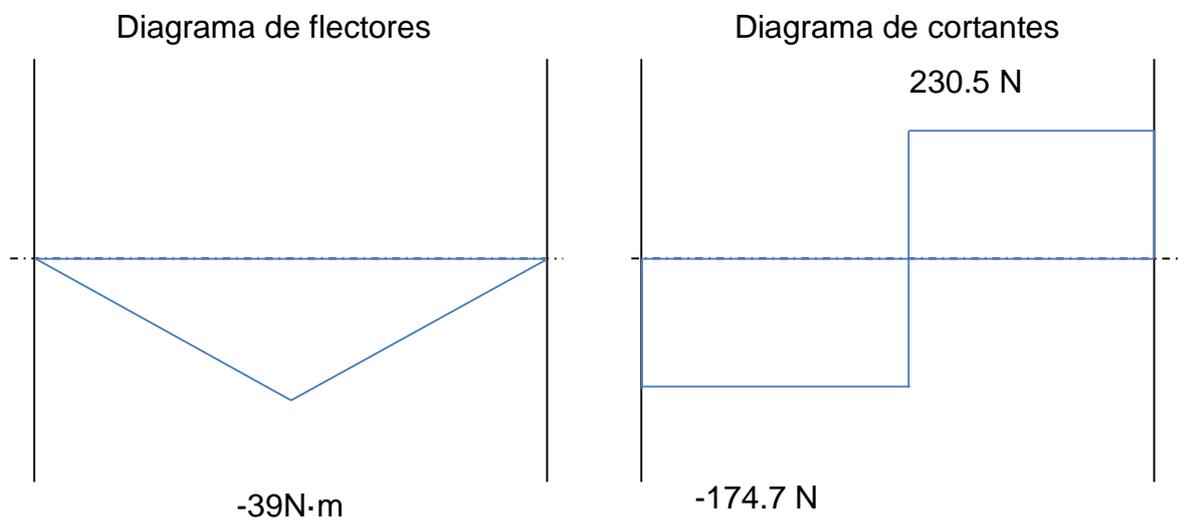
$$\begin{array}{l}
 0.223 < x < 0.391 \\
 Mx = -174.7 \cdot x + 405.2 \cdot (x - 0.223)
 \end{array}
 \left\{
 \begin{array}{l}
 M_2 = -39 \text{ N} \cdot \text{m} \\
 M_3 = -0.234 \text{ N}
 \end{array}
 \right.$$

Cortantes: para evaluar los cortantes tenemos que hacer la derivada de los momentos flectores.

$$Q_1 = -174.7 \text{ N}$$

$$Q_2 = -174.7 + 405.2 = 230.5 \text{ N}$$

Diagrama de momentos flectores y cortantes:



El eje se deberá calcular para el momento en Rb siendo el punto con mayor momento, el material elegido para la constitución del eje es de acero inoxidable AISI 304.

Propiedades mecánicas de AISI 304	
Modulo elasticidad	195 GPa
Resistencia tracción	515 MPa
Resistencia fluencia	205 MPa
Resiliencia	170 MPa

A continuación se indicaran los cálculos y factores que intervienen para que no tenga falla por fatiga.

Para saber la fatiga real, se deben introducir unos factores que condicionan el eje a la realidad.

Se': Limite de fatiga teórico = **205 MPa**

Ca: Coeficiente acabado=  $a \cdot (S_{sut})^b$

Para acero mecanizado sabemos que:

$$a=4.51; b= -0.265; \rightarrow 4.51 \cdot (515)^{-0.265} = \mathbf{0.86}$$

Cb: Coeficiente de tamaño:  $1.189 \cdot d^{-0.097}$

$$1.189 \cdot 35^{-0.097} = \mathbf{0.84}$$

Cc: Coeficiente de confianza = **0.75**

Cd: coeficiente de  $T^{a_{280^{\circ}\text{C}}} = 1$

( $0 < T^a < 450^{\circ}\text{C}$ )

Ce: Coeficiente concentrador de tensiones:  $K_t = 1 + q \cdot (K_t - 1)$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}; \sqrt{a} = -0.32865 + 34.5452 \cdot S_{ut}^{-0.60977} = 0.44; q = \mathbf{0.76}$$

D/d=1.2; r/d=0.057  $\rightarrow K_t = \mathbf{1.9}$  (tabla C.2 disseny de maquines)

Entonces con los datos conocidos podemos calcular el factor de concentración de tensiones.

$$K_f = 1 + 0.76 \cdot (1.9 - 1) = \mathbf{1.684}$$

Entonces ahora sabemos el límite de fatiga corregido que tendrá nuestro eje.

$$S_e = 205 \cdot 0.86 \cdot 0.84 \cdot 0.75 \cdot 1 = \mathbf{111.69 \text{ MPa}}$$

Pero al tener concentradores de tensiones tendremos un nuevo límite de fatiga corregido por estos concentradores.

$$S_{ek} = \frac{S_e}{K_f} = \frac{111.069}{1.684} = \mathbf{65.96 \text{ MPa}}$$

Con los datos conocidos, procederemos al cálculo de un predimensionada del eje utilizando el método de Soderberg con un coeficiente de seguridad de 3:

	<b>TEORÍA DE SODERBERG</b>
<b>EXPRESION GENERAL</b>	$d = \left[ \frac{16 \cdot n}{\pi} \left( \left( \frac{T}{S_n} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_w} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$
<b>T.C.M.</b> ( $S_{sy} = 0,5 S_y$ ) ( $S_{se} = 0,5 S_e$ )	$d = \left[ \frac{32 \cdot n}{\pi} \left( \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$

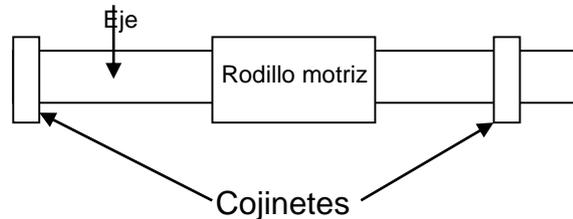
$$D = \left[ \frac{16 \times n}{\pi} \cdot \left( \left( \frac{T}{S_{sy}} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_{se}} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} =$$

$$D = \left[ \frac{32 \times 3}{\pi} \cdot \left( \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} = D = \left[ \frac{32 \times 3}{\pi} \cdot \left( \left( \frac{40340}{65.96} \right)^2 + \left( \frac{39000}{515} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} = 26.6 \text{ mm}$$

En nuestro caso hemos sobredimensionado bastante, y se ha diseñado de Ø40mm el eje para asegurar el funcionamiento de la máquina y también se ha diseñado en base al orificio del reductor.

### Eje para arrastre de la cinta transportadora:

Este eje es el encargado de transmitir movimiento al rodillo motriz que se encarga de transmitirlo a la cinta transportadora para conseguir el arrastre del producto.



El eje está constituido de acero inoxidable AISI 303 por su alta maquinabilidad sin perder sus propiedades mecánicas.

El conjunto se constituye en el eje apoyado sobre dos cojinetes y en su centro un rodillo que es el encargado de transmitir el par a la cinta transportadora.

Una vez calculada la potencia y el par necesario procederemos al cálculo del eje motriz.

Conociendo los datos:

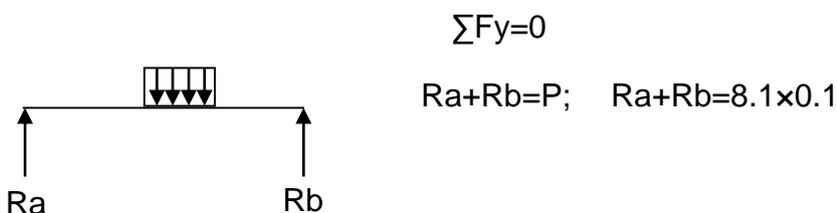
$$\text{Peso}_{\text{total}} = 0.825 \times 9.81 = 8.1 \text{ N}$$

$$\varnothing_{\text{rodillo}} = 151 \text{ mm} \rightarrow R = 0.0755 \text{ m}$$

$$T = F \times r \rightarrow 8.1 \times 0.0755 = \mathbf{0.62 \text{ N}\cdot\text{m}}$$

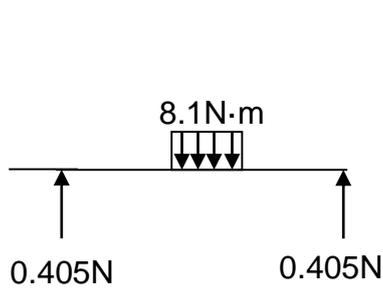
$$P = T \times n \rightarrow 0.62 \times 22 = \mathbf{13.64 \text{ W}}$$

Para poder calcular el diámetro necesario del eje tendremos que estudiar el momento flector y cortante.



$$\sum F_y = 0$$

$$R_a + R_b = P; \quad R_a + R_b = 8.1 \times 0.1$$



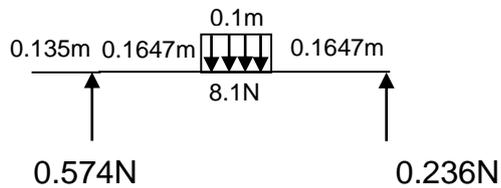
$$\sum M_a = 0$$

$$R_b \times 0.5644 - 8.1 \times 0.1 \times 0.1647 = 0$$

$$R_b = \frac{8.1 \times 0.1 \times 0.1647}{0.5644} = \mathbf{0.236 \text{ N}}$$

$$R_a = 8.1 \times 0.1 - 4.35 = \mathbf{0.574 \text{ N}}$$

Momentos flectores y cortantes:



$$L_{\text{TOTAL}} = 0.5644 \text{ m}$$

Leyes de momentos:

$$\begin{cases}
 0 < x < 0.1647 & \left\{ \begin{array}{l} M_0 = 0 \\ M_1 = 0.039 \text{ N}\cdot\text{m} \end{array} \right. \\
 Mx = 0.236 \cdot x &
 \end{cases}$$

$$\begin{cases}
 0.1647 < x < 0.2147 & \left\{ \begin{array}{l} M_2 = 0.039 \text{ N}\cdot\text{m} \\ M_3 = 0.029 \text{ N}\cdot\text{m} \end{array} \right. \\
 Mx = 0.236 \cdot x - \frac{8.1}{2} \cdot (x - 0.1647)^2 &
 \end{cases}$$

$$\begin{cases}
 0.2147 < x < 0.4294 & \left\{ \begin{array}{l} M_3 = 0.029 \text{ N}\cdot\text{m} \\ M_4 = 0.031 \text{ N}\cdot\text{m} \end{array} \right. \\
 Mx = 0.236 \cdot x - \frac{8.1}{2} \cdot (x - 0.145)^2 &
 \end{cases}$$

Cortantes: para evaluar los cortantes tenemos que hacer la derivada de los momentos flectores.

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= 0.0236 \\
 Q_2 &= 0.236 - 8.1 \cdot x = \begin{cases} Q_2 = -0.77 \\ Q_3 = -1.5 \end{cases} \\
 Q_3 &= 0.236 - 8.1 \cdot x = \begin{cases} Q_3 = -1.5 \\ Q_4 = -2.8 \end{cases}
 \end{aligned}$$

Diagrama de momentos flectores y cortantes:

Diagrama de flectores (N·m)

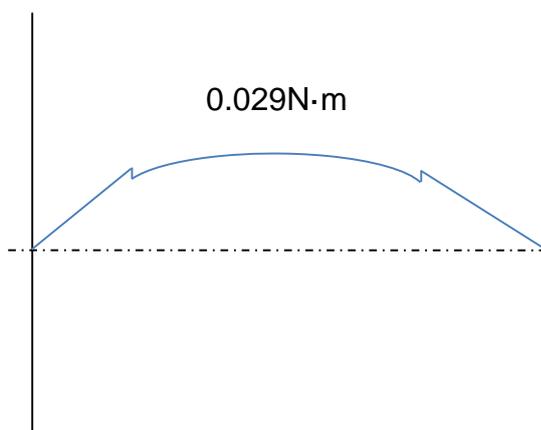
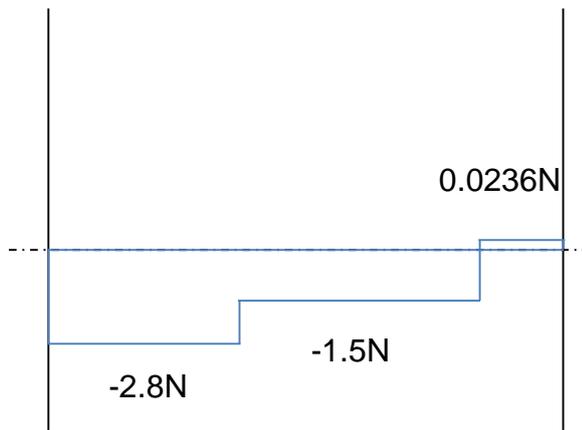


Diagrama de cortantes (N)



El eje se deberá calcular para el momento máximo siendo el punto con mayor momento  $M_{\max}$  = siendo el eje de acero inoxidable AISI 303

Propiedades mecánicas de AISI 303	
Modulo elasticidad	193 GPa
Resistencia tracción	515 MPa
Resistencia fluencia	205 MPa

A continuación se indicaran los cálculos y factores que intervienen para que no tenga falla por fatiga.

Para saber la fatiga real, se deben introducir unos factores que condicionan el eje a la realidad.

$$S_n = S_n' \cdot C_a \cdot C_b \cdot C_c \cdot C_d \cdot C_e$$

Siendo:

$S_n'$ : Límite de fatiga teórico = **205 MPa**

$C_a$ : Coeficiente acabado:  $a \cdot (S_{sut})^b$

Para acero mecanizado sabemos que:

$$a = 4.51; b = -0.265; \rightarrow 4.51 \cdot (515)^{-0.265} = \mathbf{0.86}$$

$C_b$ : Coeficiente de tamaño:  $1.189 \cdot d^{-0.097}$

$$1.189 \cdot 24^{-0.097} = \mathbf{0.87}$$

$C_c$ : Coeficiente de confianza = **0.75**

$C_d$ : coeficiente de  $T^a = 1$

$C_e$ : Coeficiente concentrador de tensiones:  $K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}; \sqrt{a} = -0.32865 + 34.5452 \cdot S_{ut}^{-0.60977} = 0.44; q = 0.60;$$

$$K_t = 1.58 (\text{tabla})$$

Entonces con los datos conocidos podemos calcular el factor de concentración de tensiones.

$$K_f = 1 + 0.60 \cdot (1.58 - 1) = \mathbf{1.348}$$

Entonces ahora sabemos el límite de fatiga real que tendrá nuestro eje.

$$S_n = 205 \cdot 0.86 \cdot 0.87 \cdot 0.75 \cdot 1 = \mathbf{115.1 \text{ MPa}}$$

Pero al tener concentradores de tensiones tendremos un nuevo límite de fatiga corregido por estos concentradores.

$$S_{ek} = \frac{S_e}{K_f} = \frac{115.1}{1.348} = \mathbf{85.4MPa}$$

Seguidamente procederemos al cálculo del diámetro mínimo de eje y utilizaremos la siguiente fórmula:

Seguidamente procederemos al cálculo de un predimensionada del eje utilizando el método de Soderberg con un coeficiente de seguridad de 3:

	<b>TEORÍA DE SODERBERG</b>
<b>EXPRESION GENERAL</b>	$d = \left[ \frac{16 \cdot n}{\pi} \left( \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$
<b>T.C.M.</b> <b>(S<sub>sy</sub> = 0,5 S<sub>y</sub>)</b> <b>(S<sub>se</sub> = 0,5 S<sub>e</sub>)</b>	$d = \left[ \frac{32 \cdot n}{\pi} \left( \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$

$$D = \left[ \frac{16 \times n}{\pi} \cdot \left( \left( \frac{T}{S_{sy}} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_{se}} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} =$$

$$D = \left[ \frac{32 \times 3}{\pi} \cdot \left( \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} = D = \left[ \frac{32 \times 3}{\pi} \cdot \left( \left( \frac{620}{85.4} \right)^2 + \left( \frac{39}{515} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3} = 6.1mm$$

En nuestro caso hemos sobredimensionado con un Ø25mm el eje, para asegurar el funcionamiento de la máquina y también se ha diseñado basándose en el reductor.

### 5.3. Reductores

Para la selección de los reductores adecuados para la instalación se debe calcular una el factor de servicio, para un correcto funcionamiento.

#### ➤ Motor-Reductor para avance de la cinta transportadora

En primer lugar se debe comparar en las tablas la potencia y revoluciones adecuadas para nuestra instalación en el eje de salida que son de 22.9 rpm aproximadamente.

En segundo lugar será calcular el factor de servicio para el tipo de trabajo a realizar por dicho reductor, este cálculo debe compararse con el de las tablas de las características del reductor. Si el resultado de dicho cálculo coincide o es menor, sería correcto el reductor, si el factor es mayor se debería escoger un reductor con una potencia superior.

Para determinar el valor del factor de servicio, se consultarán las tablas donde se expresan los distintos coeficientes a aplicar según las condiciones de trabajo de la máquina accionada y poder aplicar estos a la siguiente fórmula y calcular su valor numérico:

$$F_s = C_h \times C_m \times C_a$$

$C_h$  = Funcionamiento de la máquina horas/día.

$C_m$  = Accionamiento motor

$C_a$  = Arrancadas/día

El resultado de dicha fórmula será el factor de servicio calculado que se debe comparar con el valor representado en las tablas que facilita el fabricante en su catálogo, en nuestro caso "Reductores Cuñat", adjuntado en el anexo.

Deseamos conocer el factor de servicio necesario para la elección del moto-reductor adecuado para el accionamiento de la cinta transportadora, para ello se considerarán algunos aspectos de funcionamiento:

El tipo de carga para este caso será "uniforme" según página 5 del catálogo "*Reductores Cuñat*".

En temporada alta, 3 meses, las horas de funcionamiento diarias son aproximadamente 11 h, mientras que el resto del año se prevé una media de 6 horas diarias.

Accionamiento del motor = motor eléctrico

Se estima un máximo de 8 arrancadas a la hora.

Con todos estos parámetros establecidos y según la página 3 del catálogo:

Con los datos extraídos de las tablas del fabricante referido a las condiciones de la máquina tenemos los siguientes valores:

$C_h = 1.5$  (dato de temporada alta)

$C_m = 1$

$C_a = 1$

$$F_s = C_h \times C_m \times C_a = 1.5 \times 1 \times 1 = 1.5$$

Una vez realizado los cálculos para el arrastre de la cinta con carga y la potencia para poder mover el eje tendremos que escoger un motor más grande que dichos cálculos para asegurar un buen funcionamiento, con esto aseguraremos una vida de funcionamiento más larga y sin posibles averías.

Según los datos, el motor más adecuado para la instalación, observando la página 14 del catálogo de “Reductores Cuñat” será:

Motor-Reductor Cuñat: modelo MSX 50.5.063 L4

Pot.entrada: 0.25 CV rpm: 1320

<b>MODELO</b>	MSX 50.5.063 L4	
<b>RPM DE SALIDA</b>	22 RPM	
<b>POTENCIA DE SALIDA</b>	0.142 CV	0.102 kW
<b>PAR DE SALIDA</b>	45 N·m	
<b>Relación</b>	1:60	

➤ Motor-Reductor rodillo tostador:

Realizaremos los mismos pasos que en el apartado anterior para calcular el factor de servicio.

En primer lugar se debe comparar en las tablas la potencia y revoluciones adecuadas para nuestra instalación en el eje de salida siendo en este caso de 22 rpm aproximadamente.

En segundo lugar se calculará el factor de servicio para el tipo de trabajo a realizar por dicho reductor, este cálculo debe compararse con el de las tablas de las características del reductor.

Para determinar el valor del factor de servicio, se consultarán las tablas donde se expresan los distintos coeficientes a aplicar según las condiciones de trabajo de la máquina accionada y poder aplicar estos a la siguiente fórmula y calcular su valor numérico exactamente como anteriormente:

Para conocer los datos y poder calcular el factor de servicio se considerarán algunos aspectos de funcionamiento:

El tipo de carga para este caso será “moderada” según página 5 del catálogo “*Reductores Cuñat*”.

En temporada alta, 3 meses, las horas de funcionamiento diarias son 11, mientras que el resto del año se prevé una media de 6 horas diarias.

Accionamiento del motor = motor eléctrico

Se estima un máximo de 8 arrancadas a la hora.

Con todos estos parámetros establecidos y según la página 3 del catálogo:

Con los datos extraídos de las tablas del fabricante referido a las condiciones de la maquina tenemos los siguientes valores:

$$C_h = 1.75 \text{ (dato de temporada alta)}$$

$$C_m = 1$$

$$C_a = 1$$

$$F_s = C_h \times C_m \times C_a = 1.75 \times 1 \times 1 = 1.75$$

En este caso para la elección del motorreductor nos basamos en los cálculos de potencia requería para dicha acción que será transmitir movimiento al bombo quemador, en este motor también se deberá escoger un motor más grande para garantizar dicha función y asegurar su funcionamiento.

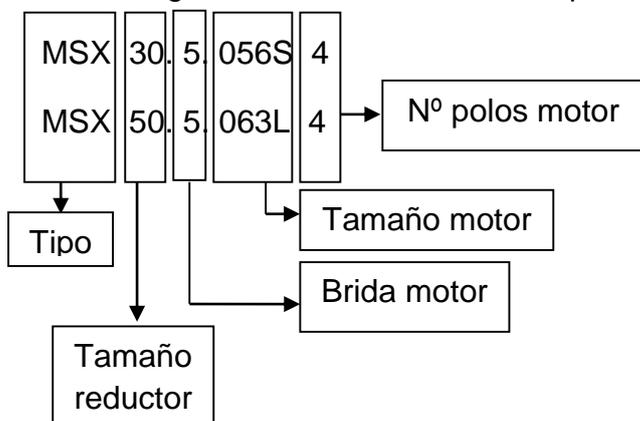
Según los datos, el motor más adecuado para la instalación, observando la página 16 del catálogo de “Reductores Cuñat” será:

Motor-Reductor Cuñat: modelo MSX 30.5.056 S4

Pot.entrada: 0.08 CV          rpm: 1320

<b>MODELO</b>	MSX 30.5.056S4	
<b>RPM DE SALIDA</b>	22 RPM	
<b>POTENCIA DE SALIDA</b>	0.040 CV	0.030 kW
<b>PAR DE SALIDA</b>	13 N·m	
<b>Relación</b>	1:60	

➤ Significado de los caracteres que componen la referencia de los reductores:



Característiques a tenir en cuenta en los reductores:

- Es recomendable ajustar la potencia del motor eléctrico a la velocidad del reductor, y ambos a la de la máquina o instalación a accionar.
- Es muy importante en caso de avería de un reductor de velocidad, hacer una lectura de intensidad de consumo del motor eléctrico, de cuyo valor deduciremos si existen sobrecargas en el arranque o en el funcionamiento.
- No es interesante que el reductor de velocidad, sea de potencia inferior a la del motor, por el peligro de avería.
- El criterio del factor de servicio, es dar una seguridad superior al reductor de velocidad, con la finalidad de que este pueda soportar toda la problemática en su utilización.
- La vida del reductor de velocidad, no es un valor absoluto, está dependerá de las condiciones de trabajo a que esté sometido.
- Es necesario emplear el factor de servicio en el reductor de velocidad, pero en el motor.

#### 5.4. Selección de los motores

Esta máquina se componen con dos tipos de motores y cada uno realiza una tarea en particular y a consecuencia de esto cada uno de ellos tendrá unas características diferentes para desempeñar su función.

Para la selección del motor nos hemos basado en los cálculos realizados anteriormente, como ya hemos explicado el motor tiene mayor potencia de la requería para poder garantizar su funcionamiento en ocasiones extremas, y con esto se consigue una seguridad en el funcionamiento global de la máquina.

1. Motor para el arrastre de la cinta transportadora:

Motor-reductor Cuñat MSX 30.5.056 S4

Para la selección de este tipo de motor principalmente es el tipo y la potencia requerida para su función, siendo la de transmitir movimiento a la cinta, para el arrastre del producto.

Datos de interés para la selección:

Potencia requerida para cinta plena carga:  $0.025\text{HP}=18.65\text{W}$

RPM: 22

Relación: 1/60

Par=  $7.71\text{N}\cdot\text{m}$

Con estos datos podemos realizar la selección adecuada para nuestra instalación, según el catálogo de motorreductores Cuñat, el motorreductor más adecuado para nuestra instalación es el siguiente

Motor-Reductor Cuñat: modelo MSX 30.5.056 S4

Pot.entrada: 0.08 CV                  rpm: 1320

<b>MODELO</b>	MSX 30.5.056S4	
<b>RPM DE SALIDA</b>	22 RPM	
<b>POTENCIA DE SALIDA</b>	0.040 CV	0.030 kW
<b>PAR DE SALIDA</b>	13 N·m	
<b>Relación</b>	1:60	

2. Motor encargado de realizar el giro del bombo quemador:

Motor-Reductor Cuñat: modelo MSX 50.5.063L4

Para la selección del otro tipo de motor principalmente es el tipo y la potencia requerida para su función, siendo la de transmitir movimiento a la cinta, para el arrastre del producto.

Datos de interés para la selección:

Potencia requerida para el giro del bombo: 0.06HP= 44.76W

RPM: 22

Relación: 1/60

Par= 40.34N·m

Con estos datos podemos realizar la selección adecuada para nuestra instalación, según el catálogo de motorreductores Cuñat, el motorreductor más adecuado para nuestra instalación es el siguiente

Motor-Reductor Cuñat: modelo MSX 50.5.063 L4

Pot.entrada: 0.25 CV    rpm: 1320

<b>MODELO</b>	MSX 50.5.063 L4	
<b>RPM DE SALIDA</b>	22 RPM	
<b>POTENCIA DE SALIDA</b>	0.142 CV	0.102 kW
<b>PAR DE SALIDA</b>	45 N·m	
<b>Relación</b>	1:60	

En este caso para poder ajustar la velocidad del bombo se tendrá que ajustar mediante una reducción con piñones y cadena.

En esta ocasión se debe bajar las revoluciones para conseguir la velocidad deseada de 10.8 m/min.

Debido a estas especificaciones y sabiendo que las revoluciones de salida del reductor son de 22 rpm y para conseguir la velocidad deseada se necesitan 9.84 rpm la relación en la reducción será de:

$$i = \frac{22}{9.84} = 2.23$$

Como la relación de transmisión entre la máquina conductora y conducida es de 2.23, de la Tabla A (siendo los dientes más utilizados en la práctica), se selecciona el número de dientes para ambas ruedas, las recomendadas en la tabla y que mejor se aproxime a la relación de transmisión que se necesita en nuestra instalación:

TABLA A. Numero de dientes, Z					
<b>Piñón o rueda menor</b>	17	19	21	23	25
<b>Piñón o rueda mayor</b>	38	57	76	95	114

Como lo que queremos conseguir es una reducción de velocidad, el piñón conducido será el de mayor dimensión y mayor número de dientes (Z)

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} \Rightarrow i = \frac{38}{17} = 2.23$$

Realizando la operación anterior, se puede observar como se ha conseguido la relación deseada y con esto se podrá conseguir una velocidad final del bombo de 10.8 m/min.

#### Calculo del paso de la cadena:

Sabiendo el par de salida del motoreductor que es el par que mueve a los piñones podemos calcular el paso de la cadena.

$$\text{Par} = 13 \text{ N}\cdot\text{m} \rightarrow 13000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\varnothing \text{ del piñón conductor} = 51.84 \text{ mm}$$

Con lo cual el paso de la cadena que determina la geometría será:

$$\text{PASO} = D_p \cdot \sin\left(\frac{180}{Z}\right) = 51.84 \cdot \sin\left(\frac{180}{17}\right) = 9.52 \text{ mm}$$

Para pasar el resultado en pulgadas será:

$$1\text{mm}=0.039370008\text{in}$$

Entonces podemos saber que:

$$9.52 \cdot 0.03937 = 0.37128 = \mathbf{3/8''}$$

Con el resultado podemos observar que nuestra cadena tendrá un paso de 3/8" o bien 9.52mm y podemos escoger nuestro tipo de cadena más adecuado para transmitir la reducción de velocidad deseada.

## 5.5. Chavetas

En este caso disponemos de varias chavetas con lo cual debemos calcular cada una según su función y sus respectivos esfuerzos

Para el cálculo de la chaveta debemos sobredimensionarla para que pueda aguantar los esfuerzos por cortadura.

Según la hipótesis de partida:

- Las cargas se distribuyen sobre las caras de la chaveta.
- Las cargas son normales a las caras de las chavetas
- Las cargas son generadas por el par torsor.
- El descentramiento de las cargas respecto a la circunferencia del eje es despreciable al diámetro del mismo.

### 5.5.1. Chaveta para Motor de arrastre de la cinta transportadora.

Motor-reductor Cuñat MSX 50.5.063L4

En este caso tenemos un eje de  $\varnothing=24\text{mm}$ , con lo cual en el caso más desfavorable tendremos un par máximo 45 N·m

Se selecciona una chaveta paralela de acero SAE-1045. El cálculo se basará en un límite de fluencia de  $S_y=390\text{Mpa}$  y se empleará un coeficiente de seguridad de 3 en ausencia de información exacta de la naturaleza de la carga.

Fuerza de cortadura que debemos considerar será:

$$F = \frac{T \cdot 2}{D} = \frac{45000 \cdot 2}{30} = 3000\text{N}$$

La tensión de cortadura resultante será:

$$\sigma = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot T}{z \cdot b \cdot d \cdot L} \leq \frac{S_y}{n} = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 45000}{1 \cdot 8 \cdot 72 \cdot 30} = 9.02 \leq 130$$

Como podemos observar la condición sí que se cumple.

Para poder saber a saber la longitud mínima de la chaveta se procederá a su cálculo.

$$L \geq \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot T \cdot n}{z \cdot b \cdot d \cdot S_y} = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 45000 \cdot 3}{z \cdot 8 \cdot 30 \cdot 390} = 5mm$$

En nuestro caso tenemos una chaveta de 72mm de longitud y como se puede comprobar está bien sobredimensionada para el esfuerzo de cizalladura.

La longitud se ha establecido tan grande para así poder coger la mayor superficie del rodillo así poder asegurar mayor contacto de superficie y el esfuerzo queda más repartido.

### 5.6.2. Chaveta para Motor del quemador.

Motor-reductor Cuñat MSX 30.5.056 S4

En este caso tenemos un eje de  $\varnothing = 25mm$ , con lo cual en el caso más desfavorable tendremos un par máximo 13 N·m.

Seguiremos el mismo método de cálculo que en el apartado anterior.

Fuerza de cortadura que debemos considerar será:

$$F = \frac{T \cdot 2}{D} = \frac{13000 \cdot 2}{40} = 1040N$$

La tensión de cortadura resultante será:

$$\sigma = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot T}{z \cdot b \cdot d \cdot L} \leq \frac{S_y}{n} = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 13000}{1 \cdot 8 \cdot 30 \cdot 25} = 7.5 \leq 130$$

Como podemos observar la condición sí que se cumple.

Para poder saber a saber la longitud mínima de la chaveta se procederá a su cálculo.

$$L \geq \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot T \cdot n}{z \cdot b \cdot d \cdot S_y} = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 13000 \cdot 3}{z \cdot 8 \cdot 25 \cdot 390} = 1.73mm$$

En nuestro caso tenemos una chaveta de 30mm de longitud y como se puede comprobar está bien sobredimensionada para el esfuerzo de cizalladura.

La longitud se ha establecido tan grande para así poder coger la mayor superficie del piñón así poder asegurar mayor contacto de superficie y el esfuerzo queda más repartido.

### 5.6.3. Chavetas transmisión de cilindros.

En este caso tenemos un eje de  $\varnothing = 14mm$ , con lo cual en el caso más desfavorable tendremos un par máximo 13 N·m

Seguiremos el mismo método de cálculo que en el apartado anterior.

Fuerza de cortadura que debemos considerar será:

$$F = \frac{T \cdot 2}{D} = \frac{13000 \cdot 2}{14} = 1857N$$

La tensión de cortadura resultante será:

$$\sigma = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot T}{z \cdot b \cdot d \cdot L} \leq \frac{S_y}{n} = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 13000}{1.5 \cdot 20 \cdot 14} = 32.17 \leq 130$$

Como podemos observar la condición sí que se cumple.

Para poder saber a saber la longitud mínima de la chaveta se procederá a su cálculo.

$$L \geq \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot T \cdot n}{z \cdot b \cdot d \cdot S_y} = \frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 13000 \cdot 3}{1.5 \cdot 14 \cdot 390} = 4.95mm$$

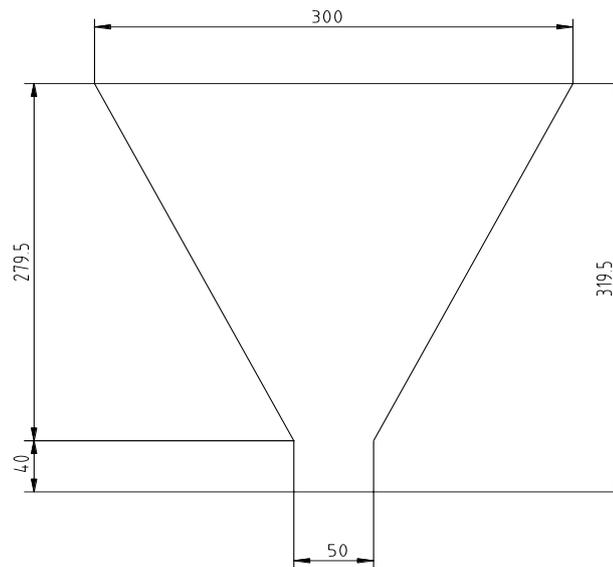
En nuestro caso tenemos una chaveta de 20mm de longitud y como se puede comprobar está bien sobredimensionada para el esfuerzo de cizalladura.

La longitud se ha establecido tan grande para así poder coger la mayor superficie del piñón así poder asegurar mayor contacto de superficie y el esfuerzo queda más repartido.

## 5.7. Volumen tolva

El cálculo del volumen de la tolva de azúcar será la capacidad máxima y será necesario para poder saber la cantidad de azúcar.

Para proceder a su cálculo lo dividiremos en dos formas geométricas, nos basaremos en el cálculo del volumen del tronco de una pirámide y el volumen de un rectángulo.



b=Lado

a=Lado

h=Altura

$$V_{\text{tronco}} = \frac{h}{3} \times (S_1 + S_2 + \sqrt{S_1 \times S_2})$$

$$S_1 = 30 \times 30 = 900 \text{ cm} \rightarrow \text{Sección mayor}$$

$$S_2 = 5 \times 5 = 25 \text{ cm} \rightarrow \text{Sección menor}$$

$$h = 27.95 \rightarrow \text{Altura tolva}$$

$$V = \frac{27.95}{3} \times (900 + 25 + \sqrt{900 \times 25}) = 10015.4 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{rect}} = b \times a \times h = 5 \times 5 \times 4 = 100 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{TOTAL}} = V_{\text{tronco}} + V_{\text{rect}} = 10015.4 + 100 = 10115.4 \text{ cm}^3 \approx \mathbf{10.12 \text{ dm}^3}$$

## 6. Presupuesto

Anteriormente se ha detallado el presupuesto de la maquina según el material necesario la su construcción.

Se calcula que un oficial de 1ª tiene un coste de 32€ la hora y se ha calculado que el mecánico tardara sobre unos 35 días aproximadamente, entonces el presupuesto total será de:

Precio hora 32€; Horas día=8; Días de construcción=35

Precio total del mecánico=35x8x32=8960€

Precio total=10143.95+8960=19103.95€

## 7. Planos

### 7.1. Índice de planos

7.1.1. Conjunto

7.1.2. Eje y rodillo motriz

7.1.3. Eje y rodillo tensor

7.1.4. Dosificador azúcar

7.1.4.1. Soportes sensor vibrador azúcar

7.1.5. Caja ventilación

7.1.6. Conjunto volcador y rampa de salida final

7.1.7. Bastidor

7.1.8. Conjunto cilindros sobre el carro

7.1.9. Conjunto horno

7.1.10. Campana extracción humos

7.1.11. Instalación de gas

7.1.12. Quemador

7.1.12.1. Soporte quemador

7.1.13. Tobera

7.1.14. Mezclador

7.1.15. Quemador encendido por ionización

### 7.2. Planos del conjunto

### 7.3. Planos despiece

## 8. Normativas

Para la construcción de este tipo de máquina en el sector de alimentación se ha tenido que aplicar las siguientes normativas.

Es conforme a las exigencias básicas de las Directivas europeas y Reglamentos que le son aplicables, incluidas las modificaciones de las mismas y las correspondientes transposiciones a la ley nacional.

**2006/42/CE**, Seguridad en Máquinas;

**2006/95/CEE**, Material eléctrico destinado a utilizarse con determinados límites de tensión (baja tensión);

**Reglamento (CE) 1935/2004**, sobre los materiales y objetos destinados a entrar en contacto con productos alimenticios;

**Reglamento 852/2004**, relativo a la higiene de los productos alimenticios.

Así mismo la empresa certifica que cumple las disposiciones de las siguientes normas armonizadas:

**EN 12100-1, EN 12100-2, EN 294, EN 349, EN 60204-1,**

**EN 60529.**

## 9. Conclusiones

Como resultado de los cálculos estudiados anteriormente se puede concluir que la máquina está bien diseñada para el fin deseado.

La máquina está diseñada para poder regular según las características del fabricante de las pastillas de yema tostada y a su vez poder satisfacer sus necesidades de producción.

Una vez instalada en su lugar de trabajo se debe estudiar su funcionamiento para así poder regularla de manera que su funcionamiento sea óptimo, tanto como en posición horizontal, que realice un buen tostado y que la velocidad sea la adecuada.

## 10. Bibliografía

- Joseph Edward Shigley. *El proyecto en ingeniería mecánica*. McGraw-Gill, Mexico D.F. 1977.
- Ernesto Julia Sanchis Jorge Gabriel Segura Alcaraz, Jose Maria Gadea Borell. *Ejercicios básicos de elasticidad y resistencia de materiales*. Universidad politècnica de valencia, 2004.
- Luis Pareto, *Formulario de elementos de máquinas*. Ediciones CEAC, 1981.
- Karl-Heinz Decker. *Elementos de máquinas*. Urmo, Bilbao, 1980.
- Lionel S. Marks. *Manual del ingeniero mecanico de marks*. UTEHA, Mexico D.F. 1967
- Samuel Sanchez Caballero, Antonio Vicente Martinez Sanz, Rafael Pla Ferrando, Teodomiro Boronat Vitoria. *Problemes resolts del disseny de màquines*. Universidad politècnica de valencia, 2011.

## 11. Apéndices

Se ha elaborado un manual de instrucciones con el fin de un buen conocimiento y manejo de la máquina.

En la selección de algunos componentes se ha tenido que consultar en algunos catálogos de piezas.