



# Máquina embolsadora de papas

**Diseño básico de máquina automática para realizar el proceso de embolsado de papas.**

*Integrantes:*

Barrio, Martin Ignacio  
Matricula: 11891  
e-mail: [martinbarrio33@gmail.com](mailto:martinbarrio33@gmail.com)

Lupo, Sebastián Isaías  
Matricula: 12390  
e-mail: [sebastianlupo06@gmail.com](mailto:sebastianlupo06@gmail.com)



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-  
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).



## **Agradecimientos**

A los Ing. Raul Vega e Ing. Ricardo Zucal por las recomendaciones, correcciones y apoyo brindado al proyecto.

A nuestras familias, amigos y pareja, por el apoyo y paciencia brindado durante los años de carrera.



## Contenido

Máquina embolsadora de papas .....	1
Diseño básico de máquina automática para realizar el proceso de embolsado de papas.....	1
Resumen .....	5
Motivación .....	5
Definición del Alcance de Producto .....	6
Introducción al proceso .....	6
Procesado:.....	6
Capítulo 1: Definiciones .....	8
Relevamiento y consulta a personas involucradas en el mercado de la papa.8	
Resumen de la visita a Procesadora de papa “Hugo Adobatti” (Marzo 2017):.....	9
Resumen de visita a lote de cultivo (Febrero 2017):.....	11
Resumen de visita a planta ADR agrícola (Marzo 2017):.....	11
Revisión bibliográfica sobre requerimientos: .....	12
Conclusiones:.....	13
Definición de capacidades de la máquina.....	14
Definición de componentes a diseñar:.....	15
Capítulo 2: Diseño básico. ....	17
Transportador de entrada: .....	17
Análisis inicial:.....	17
Características y requerimientos:.....	17
Alternativas: .....	17
Análisis de alternativas:.....	18
Dimensiones básicas: .....	18
Tamañadores y cintas de salida: .....	18
Análisis inicial:.....	18
Características y requerimientos:.....	19
Alternativas: .....	19
Análisis de alternativas:.....	19
Dimensiones básicas: .....	20
Sistema de dosificado:.....	22
Sistema de embolsado: .....	26
Lista de componentes:.....	33
Capítulo 3: Ingeniería .....	35



3.1 -Transportador de entrada .....	35
1- Dimensiones básicas .....	35
2- Capacidad de transporte.....	39
3- Determinación de tensiones de la cinta .....	43
4- Calculo de potencia de impulsión. ....	49
5 – Determinación de las características de la banda.....	56
6 – Determinaciones de diseño adicionales: .....	62
7 – Diseño de tambores motriz y conducido. ....	63
3.2 -Tamañador .....	84
1- Verificación de volumen de tolvas de tamañador.....	84
2- Verificación de espesor de chapas de tolvas .....	85
3- Selección de rodillos impulsores.....	91
4- Calculo de estructura del tamañador .....	93
3.3 - Sistema de dosificado.....	101
3.3.1 -Transportadores vibratorios.....	101
3.3.2 -Tolvas de dosificación volumétrica .....	111
3.3.3 – Chequeador de peso: .....	117
3.4- Sistema de embolsado .....	120
3.4.1- Posicionador y abridor de Bolsa.....	120
3.4.2 – Cosedora.....	127
3.5 – Circuito neumático: .....	140
3.6 – Sistema de control: .....	141
Capitulo 4 : Análisis de costos.....	143
4.1 - Estimación de costos.....	143
4.2 - Calculo amortización de inversión. ....	146
Capitulo 5: Conclusiones.....	148



## Resumen

El proyecto consiste en el diseño de una máquina para realizar el proceso de embolsado de papas de forma automática, con sus respectivos análisis de factibilidad y mecánicos.

El proyecto se enfoca en las necesidades actuales que tiene la industria agroalimentaria así como también apunta a reducir el esfuerzo para los operarios, y mejorar las condiciones de seguridad e higiene laboral a las que está expuesto, tecnificando el proceso y calificando al personal.

Se busca realizar el proceso de la forma más automática posible, pudiendo adaptarse la máquina a nuevas tecnologías que permitan grados más altos de automatización.

## Motivación

El proceso de embolsado de papas se caracteriza por ser una tarea predominantemente manual, que insume gran cantidad de personal y de horas hombre del mismo.

El sudeste de la provincia de Buenos Aires, (y particularmente Balcarce, de donde son oriundos los autores del proyecto), es una zona tradicionalmente muy afectada a la producción de este cultivo.

Los productores de papas constantemente plantean sus problemáticas acerca de la cantidad de personal necesaria para realizar el embolsado de las papas, y las dificultades que esto acarrea. Es una tarea que requiere esfuerzo físico, exposición a ambientes polvorientos, calurosos y húmedos.

Si bien existen máquinas de origen importado que realizan este proceso, son muy pocos los productores que cuentan con una, debido a que son máquinas extremadamente costosas, para muy grandes volúmenes de producción y que hacen necesaria la instalación de la misma en una planta industrial.

El carácter innovador del proyecto se da en diseñar una máquina de origen nacional, con las ventajas en cuanto a repuestos y mantenimiento que esto brinda, que pueda ser accesible a los medianos productores y factible de ser instalada en un galpón con algunos servicios mínimos, por ejemplo, un galpón donde este instalada una cepilladora de papas como existen en abundancia en la zona.



## Definición del Alcance de Producto

Como resultado final del proyecto, se obtendrá el diseño, modelado, selección de elementos y cálculo de una máquina capaz de embolsar papas en bolsas tradicionales de 25 kg.

Se diseñará la máquina con el fin de igualar o superar la tasa de embolsado que produce una cuadrilla típica por día, por turno.

La máquina constará de las siguientes etapas:

- Ingreso y clasificación.
- Embolsado y costura.

Se analizarán todos los sistemas electrónicos y auxiliares necesarios para el correcto funcionamiento del dispositivo, pero el diseño y/o selección de dichos sistemas exceden el alcance del proyecto.

## Introducción al proceso

El origen del cultivo de papas se remonta al año 8000 a.C, siendo su lugar de origen el sur del actual Perú. Actualmente es cultivada en más de 100 países de clima templado, subtropical y tropical, donde las temperaturas inferiores son del orden de los 10 °C y las superiores de 30°C.

Prácticamente puede ser sembrada en cualquier suelo, pero los mejores rindes se obtienen en suelos arcillosos con abundante materia orgánica, buena ventilación y drenaje.

La zona del sudeste bonaerense es particularmente apta para este cultivo por la disponibilidad de riego, suelos con abundante materia orgánica, bajo nivel de enfermedades, positiva rotación de cultivos, cercanía a los mercados y por ultimo por tradición de la zona.

Una breve descripción de las etapas previas al procesado se da en el Anexo I "Introducción al proceso"

### Procesado:

La papa que va a ser consumida en estado natural, que se vende en bolsas al mercado central puede encontrarse en básicamente 3 estados: negra, o sin procesar; cepillada y lavada.

La papa negra se embolsa en el estado que se cosecha, pasando por una mesa clasificadora, con tierra pegada sin previo tratamiento.



La papa cepillada pasa por una serie de rodillos de cerdas (o goma) en una máquina cepilladora, los cuales desprenden la tierra pegada y luego de este paso se realiza una clasificación por tamaño, y estado, donde se descarta la papa que no cumple con los requerimientos necesarios.

Luego de la cepilladora, se puede realizar un proceso de lavado, el cual se realiza con agua a alta presión, en este caso es necesario un proceso de secado, que utilizando un intercambiador de calor y un ventilador centrífugo retira la humedad excedente. Se obtiene un producto de mejor estética, fundamentalmente destinado a la venta en supermercados y exportación

Estos dos últimos casos son fundamentalmente el proceso previo a la máquina que se plantea en este proyecto, ya que agregan mayor valor al producto, pero es perfectamente factible el embolsado de papa negra, que haya sido cosechada a máquina y por lo tanto no embolsada en campo.

Habitualmente, luego de pasar por cualquiera de estos 3 procesos, se ubican bandejas tipo tobogán, donde operarios sostienen las bolsas, esperan a que se llenen, las retiran, pesan, cosen y cargan en pallet o camión.



## Capítulo 1: Definiciones

<i>Paquete de Trabajo N°1</i>	
<b>Título</b>	<b>Definiciones</b>
<b>Objetivo</b>	Establecer características y requerimientos de diseño.
<b>Descripción</b>	<b>Tarea 1</b> Relevamiento y consulta a personas involucradas en el mercado de la papa.
	<b>Tarea 2</b> Revisión bibliográfica sobre normativas y requerimientos de la industria sobre la papa como materia prima.
	<b>Tarea 3</b> Definición de capacidades de la máquina.
	<b>Tarea 4</b> Análisis de factibilidad económica.
	<b>Tarea 5</b> Definición de componentes a diseñar.
	<b>Tarea 6</b> Análisis de factibilidad de la solución propuesta.
<b>Parámetro de Finalización</b>	Esta etapa finaliza cuando se concluye la definición de requerimientos y se deduce que las soluciones son satisfactorias y aplicables físicamente.

### Relevamiento y consulta a personas involucradas en el mercado de la papa.

En esta etapa, se realizan visitas a campos y establecimientos dedicados a la producción, procesado y venta de papas. También se visitan empresas productoras de implementos agrícolas, y exposiciones relacionadas con el agro.

A su vez, también se consultó con personas relacionadas con el proceso, y la comercialización.

Se confeccionó una lista de preguntas, que sin llegar a ser una encuesta sirven de disparador para relevar las necesidades de los productores en el embolsado de papas, y realizar un análisis de intención de compra de una máquina con las características que estamos planteando.

Se consultó sobre los problemas más frecuentes en la operación de máquinas agrícolas.

A su vez, de las visitas se obtuvo la capacidad de embolsado con la que se trabaja actualmente, para ponerlo como tasa mínima de embolsado de la máquina.



#### Establecimientos visitados:

- Procesadora de papa “Hugo Adobatti” – Clasificadora y embolsadora
- Lotes de cultivos de papas
- McCain Argentina S.A – Producción de papas supercongeladas
- ADR Agrícola – Dedicada a la comercialización
- Procesados del Sudeste – Contratista de cosecha y siembra de papas
- Procemaq S.A – Fabricante de implementos agrícolas

#### Personas consultadas:

- Edgardo, Sebastián y Federico Alessio: Empresa familiar productora de papas con 30 años de experiencia.
- Ricardo Dimuro: Ingeniero agrónomo
- Natalia Diovisalvi : Ingeniera agrónoma
- Guillermo Capurro: Ingeniero agrónomo
- José Capurro: Profesor catedra “Máquinas agrícolas” F. Ciencias Agrarias Balcarce – Ex decano de la facultad
- Rafael Martos: Productor de papa
- Leandro Lowey : Consignatario
- Julio Cesar Álvarez: Contratista rural
- Cristian Fernández: Encargado de planta procesadora de papas

#### Resumen de la visita a Procesadora de papa “Hugo Adobatti” (Marzo 2017):

Este establecimiento se dedica al procesado de papas de producción propia, entregando al mercado papa negra, papa cepillada y papa lavada. Sus clientes incluyen el mercado nacional y exportación a Brasil.

En la planta se realiza el cepillado, lavado, embolsado y carga en camiones, mediante el proceso tradicional descrito en la introducción.

La planta cuenta para el embolsado con 7 empleados (2 en clasificación por tamaño, 2 en los toboganes, 1 en pesado, 1 en cosido, 1 en palletizado), los cuales en turno de 10 horas embolsan 2500 bolsas de 25 kg por día de trabajo. Esta bolsa es la más utilizada para el mercado nacional de papa consumo, fundamentalmente en variedad Spunta del Sudeste.



Para el caso de bolsas de 50 Kg, fundamentalmente de papa lavada, variedad Innovator, de consumo preferencialmente en Brasil se embolsan unas 1200 bolsas por día, con la misma cantidad de empleados.



La velocidad de la línea se controla mediante el caudal de papa que ingresa a la línea, debido a que la papa que ingresa empuja a la papa que está en la etapa de cepillado.

Se embolsan dos calidades diferentes de papa, y la papa de tercera calidad se utiliza como materia prima para la fabricación de alimentos balanceados.

La papa una vez embolsada se coloca en forma horizontal en pallets de 8 pisos de alto.



Los empleados tienen un costo de \$1600 (100 USD) por jornal (Marzo 2017), incluido salarios y cargas sociales.

El encargado de la planta nos comenta que existe un cuello de botella en la producción en el proceso de embolsado, y considera conveniente la instalación de una embolsadora automática.

#### Resumen de visita a lote de cultivo (Febrero 2017):

En este lote se realiza la producción de forma manual, realizando la cosecha mediante disco, se junta manualmente en canastos o bolsones y el embolsado se realiza manualmente en campo o bien en galpones manualmente.

Se llenan bolsas de 25 Kg de 430 mm x 720 mm, una cuadrilla consta de entre 10 y 12 personas que embolsan 100 bolsas por día por persona.

Los empleados cobran por cantidad de bolsas, a razón de \$7,5 por bolsa aproximadamente. A este valor deben agregarse las cargas sociales y costos de ART y seguros.

Un problema que se plantea en este proceso es la falta de repetitividad en el peso de las diferentes bolsas, enfrentando penalidades en el mercado cuando la bolsa tiene un peso menor al declarado y pérdidas por llenar bolsas con exceso de producto. Esto sumado a la falta de compromiso de los empleados con la empresa, los predispone a no hacer control exhaustivo de calidad y cantidad.

#### Resumen de visita a planta ADR agrícola (Marzo 2017):

Esta empresa se dedica a la comercialización de papa consumo por lo cual las preguntas fueron orientadas a las preferencias del mercado.

Su producto es principalmente papa consumo en bolsa de 25 kg en dos calidades, primera y segunda.

Al ser consultados sobre los requerimientos del mercado, nos comentan que el principal consumidor de papa negra sin cepillar son las verdulerías, mientras que los supermercados y restaurantes prefieren papa cepillada y lavada. El mercado de papa de mayor calidad prefiere que la papa tenga un tamaño promedio establecido, por lo que recalcan la importancia de la clasificación y el calibrado del producto antes de ser embolsado, debido a que los consumidores están dispuestos a afrontar un costo extra por esta condición.

Se les consulta también por el resto del proceso y comentan que los productores están aún acostumbrados al proceso tradicional debido al alto costo inicial de las maquinarias, pero a su vez enfrentan dificultades debido a la



alta cantidad de mano de obra necesaria y el costo de la misma para el proceso tradicional.

Sostienen que los procesos automáticos tienen menores costos operativos, y a modo estimativo nos comentan valores de tasa de embolsado y costo de la mano de obra consistentes con lo relevado en las visitas anteriores a otros establecimientos.

También comentan que el pensamiento del consumidor muchas veces está regido por el costo y no por la calidad del producto, comprando muchas veces un producto de mucha menor calidad a un precio apenas inferior.

#### Revisión bibliográfica sobre requerimientos:

“En cualquier caso, la maquinaria utilizada en la cosecha no debe presentar caídas de más de 20 cm para evitar dichos daños. Los puntos de mayor impacto deben estar cubiertos con goma o algún elemento muelle. Asimismo se deben regular las velocidades de los acarreadores en forma apropiada, teniendo en cuenta que la velocidad de la cosechadora no debe ser inferior a 5 km/h. En suelos arenosos la velocidad del acarreador primario debe ser 100 a 150 % superior a la velocidad sobre el terreno y aumenta hasta 150 % en suelos más pesados. En cambio, la velocidad del acarreador secundario y del sacayuyos debe ser de un 65 % de la velocidad pero nunca menor a 3 m/minuto. La velocidad de las cintas posteriores se adecua al rendimiento y varía de 30 a 70 % de la velocidad de cosecha. El daño mecánico se manifiesta como una mancha grisácea de profundidad variable con la intensidad del golpe y sin rotura de la piel. Otros daños mecánicos son el pelado en papas inmaduras, el daño por presión en la pila del almacén y el daño por rajadura de piel ante el golpe superficial. Spunta es una de las variedades más sensibles al daño mecánico.”<sup>1</sup>

“Las cosechadoras de papas más comunes se agregan a tractores de 60-80 hp, operando a una velocidad de 1,5 – 3,0 km/h. Pueden cosechar tubérculos sembrados en marcos de 70 a 90 cm, (uno o dos surcos por pase) y su productividad de 0,05 ha/h de tiempo explotativo.”<sup>2</sup>

---

<sup>1</sup> HUARTE, Marcelo y CAPEZIO, Silvia. *Cultivo de papa*. Unidad Integrada Balcarce INTA FCA UNMdP, 2009

<sup>2</sup> GONZALES, Francisco. *Pruebas de cosechadoras de papas*. Estación de Pruebas de Máquinas Agrícolas IAgri. La Habana, 2004



“La experiencia ha demostrado que los daños por golpes, debido a la altura desde donde se dejan caer las patatas sobre superficies duras, varían con el tamaño de estas, siendo mayor para las grandes que para las pequeñas; debido a la mayor energía potencial de los tubérculos grandes, como regla general, es inadmisibles dejarlas caer de más de 30 cm, de lo contrario el daño es casi seguro.

La mancha o ennegrecimiento interno de los tubérculos se produce a consecuencia de golpes. Estos golpes en la mayoría de los casos se producen en la superficie del tubérculo, pero las reacciones a ese golpe, en vez de ser superficiales, se sitúan en el anillo vascular. Las zonas de choque son transmitidas a partir del punto del impacto hacia la región vascular con una intensidad decreciente. Las células lesionadas de esa región se rompen después de cierto número de días, en el curso de los cuales por una serie de reacciones en cadena se liberan las sustancias fenólicas (tiroxina, ácido clorogénico) y se transforman bajo la acción de la enzima polifenol oxidasa (PPO) en melanina dándoles el color gris azulado

Los rangos admisibles de los diferentes indicadores de calidad para el almacenamiento de la patata son los siguientes:”<sup>3</sup>

Indicadores	Incidencia (%)
Pudrición húmeda	0,1
Pudrición seca	1
Daños mecánicos y tubérculos mal formados	4

Tabla 1- Rangos admisibles de indicadores de calidad para almacenamiento de papas

#### Conclusiones:

- La recolección afecta a la calidad de los productos a través de un contacto directo entre los componentes mecánicos de máquinas y los tubérculos. Los daños pueden ocurrir cuando el tubérculo choca con una parte fija o móvil de la máquina, piedras, tierra, o con otros tubérculos.
- Los síntomas de las lesiones internas puede incluir o no fracturas visibles del tejido y el desarrollo subsiguiente de color pardo en las zonas dañadas puede implicar la formación de amarillo, rojo, marrón, azul, gris y negra pigmentación en diversos grados.
- La experiencia ha demostrado que los daños por golpes, debido a la altura desde donde se dejan caer las patatas sobre superficies duras, varían con el tamaño de estas, siendo mayor para las grandes que para las pequeñas; debido a la mayor energía potencial de los tubérculos grandes, como regla general, es inadmisibles dejarlas caer de más de 30 cm, de lo contrario el daño es casi seguro.

<sup>3</sup> RAMOS, Melquiades; BARREIRO ELORZA, Pilar.; MACIAS SOCARRA, Idalberto. *Daños mecánicos en patata y evaluación mediante productos electrónicos*. [http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S2071-00542010000100004](http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S2071-00542010000100004)



### Definición de capacidades de la máquina.

En base a lo investigado y relevado en campo se definen las capacidades y características básicas buscadas en la máquina:

Capacidad de embolsado mínima: 250 bolsas/hora – Bolsas de 25 Kg

***Estas capacidades resultan en 6,25 ton/h de mínima.***

Caída máxima de producto sin protección: 20 cm

Tolerancia de llenado: - 0%  
+ 1%

Velocidad de avance (cintas transportadoras y rodillos): Max: 1 m/s  
Min: 0,1 m/s

Merma de producto por daño mecánico: menor al 4%

Estiba máxima: 8 pisos de 6 bolsas cada uno por pallet de 1000mm x 1200 mm (IRAM 10016)

**Estudio de factibilidad económica:** Esta etapa se analizará posteriormente debido a que no se cuentan en esta instancia con datos suficientes para realizar la estimación.



### Definición de componentes a diseñar:

De acuerdo a la investigación realizada y a los requerimientos definidos, se realiza un primer diagrama en bloques de la máquina a diseñar

El sentido de circulación será horizontal.

El ancho de la cinta de entrada será de 1,80 m en una primera aproximación, para estar en concordancia con el ancho típico de una mesa de cepillado.

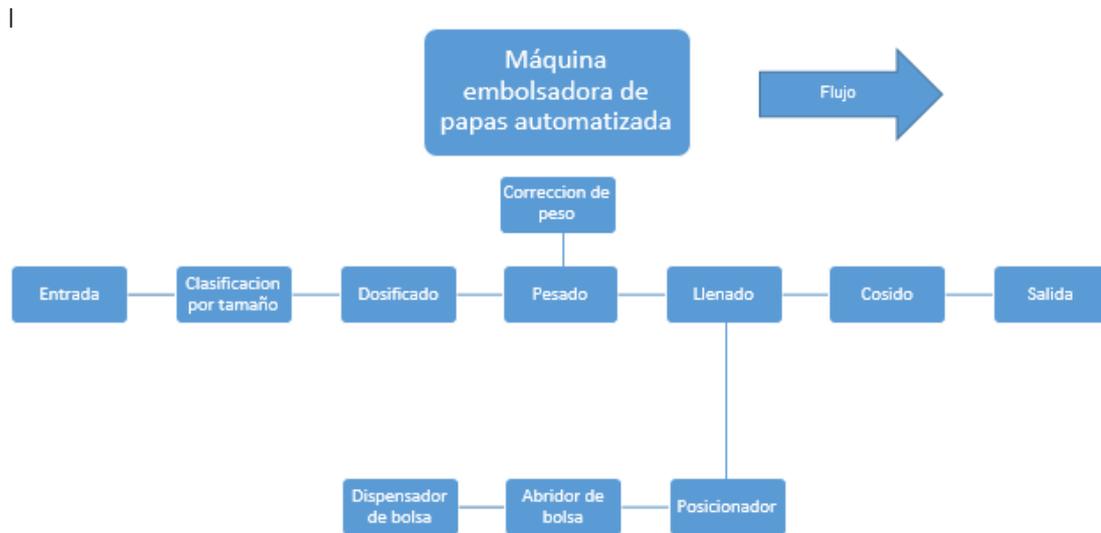


Diagrama 1 - Flujo de producto a través de la máquina

A continuación se da una breve descripción de las etapas de funcionamiento.

**Entrada:** Constará de una cinta transportadora a la que ingresa la papa luego de la etapa de cepillado

**Clasificación por tamaño:** Mediante una serie de rodillos y/o canales se realiza la clasificación por calibres en 4 tamaños. Una primera clasificación es la siguiente:

CALIBRE (mm)	Peso Aproximado (g)
Extra grande ( >85mm)	Mayor a 400
Grande (55 a 85 mm)	150 a 350
Mediano (35 a 55 mm)	75 a 150
Chico (< 35 mm)	menor a 75

Tabla 2 - Calibres de papa (diámetro menor)



Estos rodillos o canales deben ser regulables a fin de poder adaptarse a las diferentes variedades de cultivo y a las diferencias que pueden presentarse en los cultivos de cada productor.

**Dosificado:** En base a la clasificación anterior y a la distribución estadística de ese cultivo en particular, se arman los grupos de papa a embolsar, tendiendo siempre a que el valor final discrepe en defecto con el valor nominal, para compensar luego con papa de tamaño pequeño y alcanzar el valor nominal con su tolerancia.

**Pesado:** Se pesan los grupos de papas a embolsar dosificados anteriormente. Aquellos que caen dentro del peso nominal con su respectiva tolerancia siguen su camino hacia la etapa de llenado.

**Embolsado:** Los grupos de papa anteriormente controlados son volcados en las bolsas, para esto, previamente la bolsa debe haber sido retirada del dispensador, abierta y puesta en posición.

**Cosido:** En esta etapa la bolsa previamente llenada y chequeada es cosida en su parte superior.



## Capítulo 2: Diseño básico.

<i>Paquete de Trabajo N°2</i>		
<b>Título</b>	<b>Diseño básico</b>	
<b>Objetivo</b>	Obtención del diseño básico de la máquina.	
<b>Descripción</b>	<b>Tarea 1</b>	Definición de los mecanismos que conformarán la máquina.
	<b>Tarea 2</b>	Definición de las piezas de las que se componen los mecanismos.
	<b>Tarea 3</b>	Dimensionado básico de las piezas
	<b>Tarea 3</b>	Prediseño de la estructura.
	<b>Tarea 4</b>	Listado de componentes.
<b>Parámetro de Finalización</b>	Esta etapa finaliza con la definición de listado de componentes y de que piezas deberán ser diseñadas en detalle y calculadas y cuáles serán de provisión comercial.	

Transportador de entrada:

Análisis inicial:

La cinta de entrada o alimentación, tiene como función principal brindar un flujo continuo y uniforme de papas al tamañador.

A su vez, es la encargada de realizar la elevación inicial, ya que el proceso es de tipo descendente, comenzando en el tamañador a una cota de aproximadamente 3 metros (que se definirá en exactitud al avanzar el diseño) y finalizando en la cinta de salida a aproximadamente 20 centímetros del suelo.

Características y requerimientos:

- No lastimar el producto
- Presentar distribución uniforme del producto en el ancho de la misma
- Poseer algún tipo de sistema de transporte que permita elevar el producto
- Ser de fácil mantenimiento y reparación.
- Presentar una buena relación entre costo y durabilidad

Alternativas:

- Cinta convencional continua
- Cintas plásticas modulares
- Transportadores vibratorios
- Tornillo sinfín



## Análisis de alternativas:

Transportador de entrada (Puntaje entre 1 y 10)					
Factor	Ponderación	Cinta convencional	Cinta modular	Transportador vibratorio	Tornillo sinfín
Cuidado del producto	0,4	10	10	10	1
Distribucion uniforme	0,1	7	7	8	1
Capacidad de elevacion	0,2	7	7	1	10
Facilidad de mantenimiento	0,1	7	7	10	4
Precio	0,1	10	5	3	3
Durabilidad	0,1	5	7	10	10
<b>SUMA PONDERADA=</b>		<b>8,3</b>	<b>8</b>	<b>7,3</b>	<b>4,2</b>

Tabla 3 - Análisis de alternativas para transportador de entrada

Luego de realizar el análisis de alternativas, se decide por la opción de la cinta convencional, con cangilones para permitir la elevación.

## Dimensiones básicas:

El ancho mínimo de la cinta estará dado por el caudal de papa a transportar, y la velocidad máxima de transporte establecida.

Caudal de papa min	6250	Kg/hora	1,73611111	Kg/s
Velocidad de cinta min	0,1	m/s		
Densidad superficial de papa	30	kg/m <sup>2</sup>		
Densidad volumétrica de papa	589	Kg/m <sup>3</sup>		
Ancho de cinta necesaria (min) :	<b>0,57</b>	<b>m</b>		

Tabla 4 - Dimensiones de transportador de entrada

Nota 1: Las mediciones de densidad superficial de papa se obtuvieron experimentalmente.

Nota 2: Las densidades corresponden a papa en su forma natural, considerando los intersticios que se crean al almacenar elementos irregulares.

Se establece que el ancho de cinta será de 0,6m. Si bien excede marcadamente el ancho mínimo de cinta, se establece para homogeneizar la entrada de producto al tamañador.

El alto de la cinta está determinado por la altura a la que están ubicados los tamañadores, aproximadamente 3 metros.

## Tamañadores y cintas de salida:

## Análisis inicial:

El propósito del tamañador es realizar una clasificación por tamaños eficaz, a fin de poder hacer la mezcla con la que se dosificará.



El tipo de tamañador más utilizado en la industria, es el tamañador de rodillos, que consta de tres etapas de separación, con rodillos distanciados a diferentes calibres y tolvas debajo de los mismos que recolectan las papas clasificadas y hacen de pulmón.

Una cinta transportadora retira la papa tamañada y la conduce a la etapa de dosificado.

#### Características y requerimientos:

- Separación eficaz
- No lastimar el producto
- Presentar una capacidad de almacenamiento suficiente para poder hacer de pulmón a la línea de envasado

#### Alternativas:

##### Rodillos:

- Metálicos lisos
- Engomados lisos
- Engomados ranurados

##### Motorización de los rodillos:

- Tren de engranajes
- Cadena conductora
- Motoreductores individuales
- Rodillos automotorizados (mototambores)

#### Análisis de alternativas:

En cuanto a los rodillos se elige utilizar rodillos engomados, uno liso y uno ranurado alternativamente. Esta decisión no es injustificada, está basada en recomendaciones de técnicos de mantenimiento y operadores de plantas de papas supercongeladas, ya que es la que menos daño le genera al producto.

Para la elección de la motorización de los mismos se realiza el análisis de alternativas ponderado y asignando puntajes según la capacidad de cada tipo de motorización para la característica particular, resultando la opción más viable el uso de mototambores.



Factor	Ponderacion	Tren de engranajes	Cadenas	Motoreductores	Mototambores
Facilidad de mantenimiento	0,4	2	4	10	10
Precio	0,3	10	10	3	5
Durabilidad del sistema	0,3	8	8	10	10
<b>SUMA PONDERADA=</b>		<b>6,2</b>	<b>7</b>	<b>7,9</b>	<b>8,5</b>

Tabla 5 - Análisis de alternativas para motorización de rodillos tamañadores

#### Dimensiones básicas:

La separación entre rodillos está dada por los calibres definidos anteriormente

El diámetro mínimo de los rodillos está dado por la capacidad de almacenamiento de las tolvas inferiores

El diámetro máximo de los rodillos está dado para que no permita que una papa mediana no pueda quedar atrapada entre dos rodillos, lo que provocaría un atascamiento. Por ello, el diámetro debe ser escogido de forma tal que el espacio disponible en altura entre dos rodillos sea inferior a la mitad del diámetro de una papa pequeña.

Esta limitación define que el radio de los mismos deberá ser menor que 55 mm, por lo que el diámetro de los mismos deberá ser menor a 110 mm. Se escoge por motivos de normalización el diámetro de los rodillos igual a 100 mm, o 4" en función de la disponibilidad en mercado de los mismos.

Para la extracción de la papa ya tamañada se utilizarán cintas transportadoras de caucho, con un sistema inspirado en el empleado en camiones tolva que se utilizan para dicho producto.

A continuación se presenta un primer esquema del tipo de tamañador considerado.

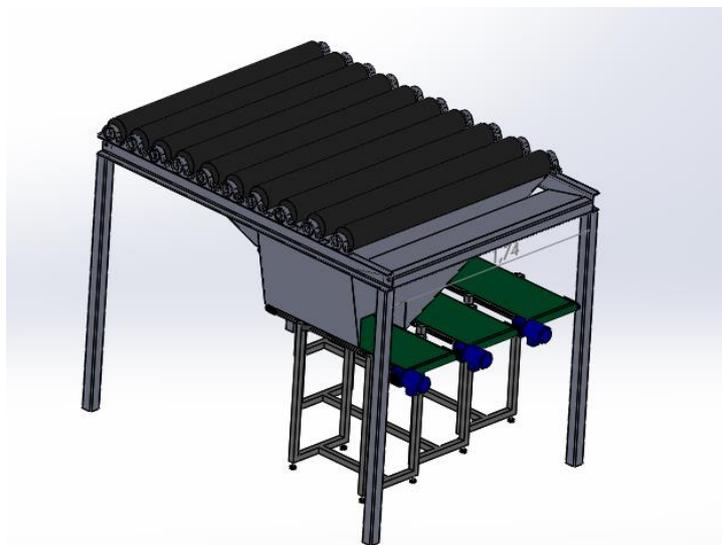


Ilustración 1 - Tamañadores



*Prediseño de la estructura:*

Las estructuras que soportan los rodillos del tamañador y los rodillos de cintas transportadoras estarán realizadas en perfil C, debido a la buena capacidad del mismo de resistir flexión, que a priori será la sollicitación preponderante en el mismo, además de presentar facilidad para el montaje.

Las patas y soportería de la estructura estarán contruidos en caño estructural, con refuerzos y cuadernas donde corresponda.

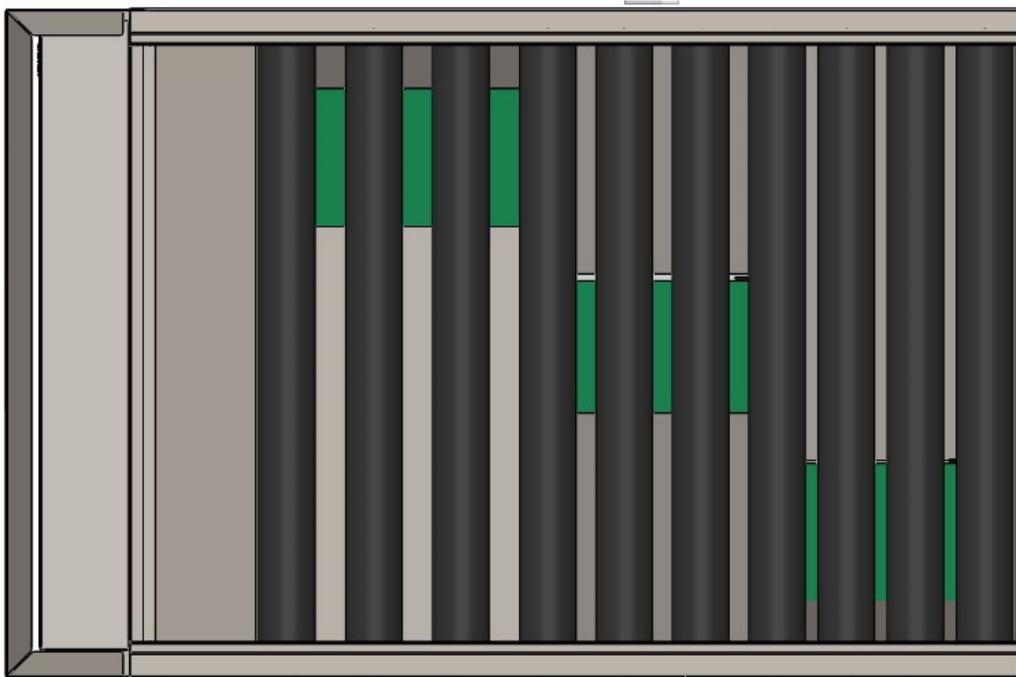
Las tolvas de almacenamiento serán contruidas de chapa de acero con espesor a definir.

El ancho se establece en 1,5 metros, pensando en proveer espacio suficiente a las cintas de salida, establecido su ancho en una primera aproximación en 0,5 m.

El largo del tamañador queda determinado por el diámetro de los rodillos y la separación entre ellos.

Elemento	Dimension (mm)
Rodillo 1	100
Separaciòn 1	35
Rodillo 2	100
Separaciòn 2	35
Rodillo 3	100
Separaciòn 3	35
Rodillo 4	100
Separaciòn 4	55
Rodillo 5	100
Separaciòn 5	55
Rodillo 6	100
Separaciòn 6	55
Rodillo 7	100
Separaciòn 7	85
Rodillo 8	100
Separaciòn 8	85
Rodillo 9	100
Separaciòn 9	85
Rodillo 10	100
Bandeja Final	150
<b>LARGO TOTAL</b>	<b>1675</b>

*Tabla 6 - Separaciones entre rodillos de tamañadores*



*Ilustración 2 - Separación entre rodillos*

#### Sistema de dosificado:

El sistema incluye: Transportador de producto tamaño, dosificador y chequeador de peso.

En este apartado se presenta uno de los puntos más complicados de resolver del proyecto.

Se estudian varias alternativas para el sistema de dosificado, ya que deben cumplirse determinadas condiciones:

- Deben formarse los grupos de papas a embolsar con suficiente precisión a fin de no incurrir en sub llenado (falta de lealtad comercial) ni en sobre llenado de la bolsa (pérdida económica). Se establece tolerancia nula para el subllenado y 1% para el sobrellenado.
- El corte de alimentación para el armado de los grupos debe ser preciso, hecho dificultoso ya que la papa no es un producto regular y entre el momento de parada de alimentación y la parada efectiva no se tiene control sobre el producto sobredosificado.
- Al ser un elemento discreto (esto es, no posee una densidad volumétrica bien establecida), tal como el arroz, harina, café, etc, no puede determinarse la cantidad a llenar mediante la dosificación volumétrica exactamente.
- Debido a que no todos los envíos de papa son iguales en cuanto al mix de papas medianas, grandes y chicas, debe ser posible regular la



cantidad a empacar de cada tipo, tarea que será compartida entre el operador y el sistema de control, a fin de respetar el mix en la misma bolsa.

Se piensan varias alternativas y se analizan las mismas

- Bascula multicabezal



- Bascula multicabezal semi-automatica

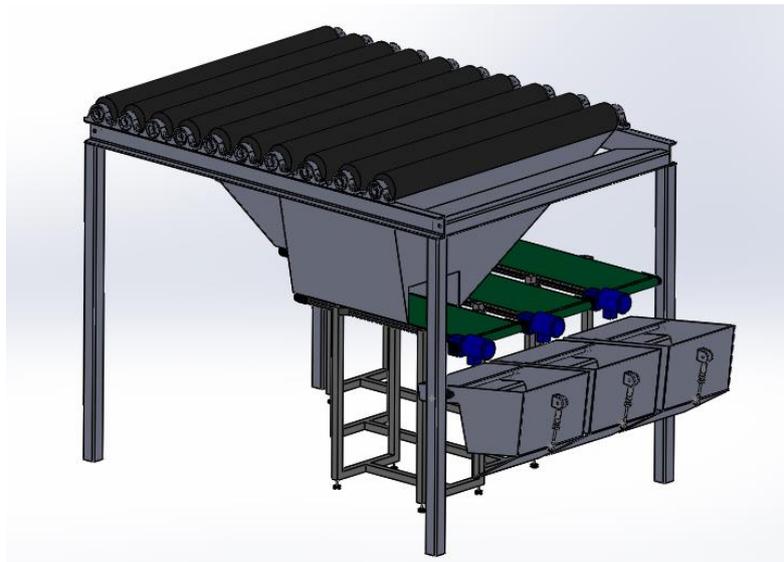


- Múltiples basculas individuales
- Bascula única
- Dosificación volumétrica con corrección de peso.



Los dos tipos de balanzas multicabezales se descartan en principio por necesitar un sistema de alimentación extremadamente complejo para poder funcionar y que no es adecuado para nuestro producto.

Se comienza a trabajar en un sistema de básculas individuales de los que se realiza un primer boceto.



*Ilustración 3 - Tamañadores con básculas individuales*

El modo de operación del sistema es el siguiente:

Existen tres básculas, una correspondiente a papa grande, una a papa mediana y una a papa pequeña.

El sistema alimenta a las tres simultáneamente, registra los pesos en tiempo real y suma los valores de las tres básculas.

Una vez que se alcanza determinado valor (por ejemplo 20 kg en un sistema calibrado para 25 kg), se corta la alimentación de la cinta de papa grande. Secuencialmente, y funcionando una cinta a la vez, cuando se alcanza un segundo nivel, por ejemplo 23,5 kg, se corta la alimentación de papa mediana. Entonces, el 1,5 kg faltante será rellenado con papa pequeña. Una vez que se alcanza el valor deseado, el sistema corta la alimentación de papa pequeña, y abre las compuertas de las tres básculas para proceder al empacado.

Se analiza también la utilización de una única báscula en lugar de tres funcionando bajo el mismo principio. De esta forma, en lugar de realizar la suma contabiliza el valor total y corta secuencialmente las alimentaciones.



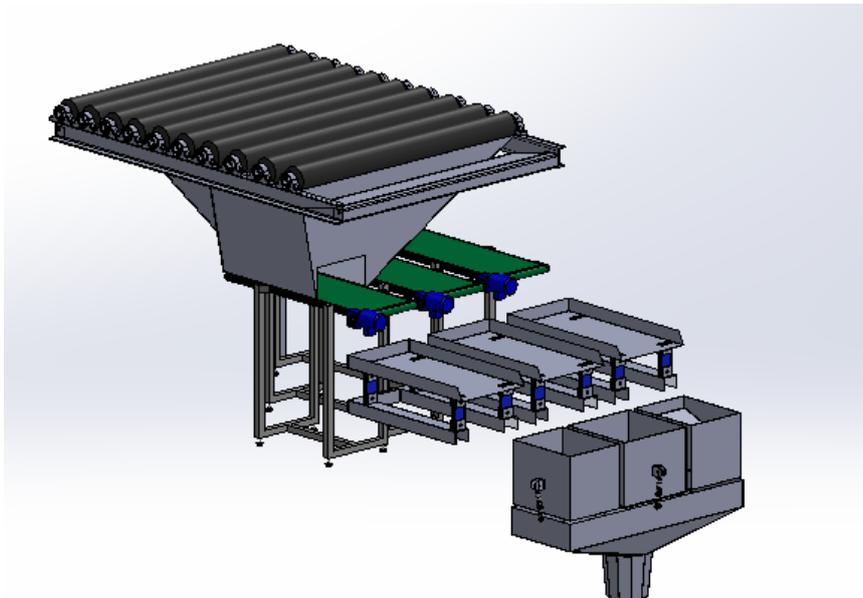
El problema que presenta el arreglo de única báscula es la dificultad de realizar el corte de la alimentación con precisión debido al tiempo que necesita la báscula para estabilizar el valor de peso y no detener la alimentación antes de tiempo.

A su vez el arreglo con tres básculas y alimentación mediante cinta transportadora carga con la dificultad inherente a las cintas transportadoras de poder realizar ciclos de encendido y apagado rápidos, sumado a que es imposible asegurar que en el corte de alimentación, debido a la inercia del proceso, no se sobredosifique, lo que exigiría la instalación de un juego de compuertas neumáticas.

Es así que surge una nueva disposición consistente en alimentación mediante transportador vibratorio, y una dosificación mixta: se dosifica volumétricamente papa grande y mediana, con los transportadores vibratorios de estos tipos comandados por un sensor de nivel instalado en una tolva, una vez alcanzado el volumen deseado el mismo se pesa la cantidad obtenida y se completa hasta llega a los 25 kg con la alimentación de papa pequeña (de 75g, con una tolerancia de 250g, equivale a 3 papas), cuyo transportador esta comandado por la báscula.

Una vez alcanzado el peso deseado, una compuerta se abre y libera el paso del producto dosificado hacia la embolsadora.

A continuación se presenta un esquema simplificado de tamañador, transportadores, tolva de nivel, balanza y embudo a embolsadora.



*Ilustración 4 - Tamañadores con transportadores vibratorios*

La estructura de los transportadores será de diseño propio, y la unidad vibrante que impulse a los mismos será de provisión comercial, correspondiendo la



selección a las necesidades de frecuencia y amplitud definidos en base a la velocidad y caudal de papa necesario.

La estructura de las tolvas de nivel será realizada en chapa de acero, el diseño será propio y los actuadores neumáticos serán de provisión comercial. La selección de los sensores de nivel alcanzará a definir el tipo de los mismos en base a las características necesarias para el proyecto, pero la selección final de los mismos esta fuera del alcance.

De igual forma, la báscula, construida en estructura de chapa de acero, será de diseño propio, alcanzando la selección de la celda de carga al tipo de la misma. Escapa al alcance del proyecto la selección comercial de la misma.

#### Sistema de embolsado:

Las funciones a desempeñar por el sistema de embolsado son las siguientes:

- Retirar la bolsa vacía del almacenamiento de bolsas vacías
- Realizar la apertura de la bolsa
- Posicionar la bolsa debajo de la boca de llenado
- Mover la bolsa hacia el lugar donde será cosida
- Retirar la bolsa cosida

El sistema está compuesto por los siguientes componentes: Posicionador de bolsa

- Dispensador de Bolsa
- Transportador de bolsa
- Abridor de bolsa
- Embolsadora
- Cosedora de bolsas
- Cinta de salida

La función retirar bolsa es una de las más complejas a realizar por el sistema de embolsado debido al tipo de bolsa.

Los métodos tradicionales para retiro y apertura de empaques comunes en la industria, no son apropiados para trabajar con la bolsa (comúnmente llamada de arpillera) de polietileno ventilada.

No es posible tomarlas con ventosas accionadas por vacío debido a la porosidad que presentan, no se pueden tomar con pinzas ya que no tienen solapas de ningún tipo, y los adhesivos presentan baja adherencia a la misma.

Surge entonces la idea de realizar el retiro mediante un sistema de aspiración, se realizaron las pruebas correspondientes y el resultado fue satisfactorio, pero resulta muy sensible a corrientes de aire o movimientos bruscos



Esto motivo la búsqueda de alternativas y establecimos contacto con un proveedor fabricante de bolsas de polietileno para vegetales. Nos comentó de un nuevo tipo de bolsa, en el cual el logo de la empresa no es estampado en la bolsa, sino que se realiza un termosellado de la tela de polietileno y el logo se estampa sobre la misma. El costo de la bolsa es prácticamente igual, por lo que accedió a realizar una prueba en la cual el termosellado se realiza en la zona del borde superior.

A su vez, realizamos una prueba sobre el sector donde está el termosellado a fin de comprobar si las ventosas de vacío neumáticas pueden sostener la misma, con resultados exitosos.

Como ventaja adicional, el logo queda estéticamente más prolijo y la presentación del producto mejora.



Ilustración 5 - Bolsa de polietileno termosellada



Ilustración 6 - Bolsa tradicional

Como se comentó, el retiro y apertura de las bolsas se realizará mediante el uso de ventosas, alimentadas por generadores de vacío.

El sistema consta de un juego de ventosas, adosadas a un soporte que posee la capacidad de girar gobernado por un actuador neumático rotario, a su vez conectado a un actuador neumático lineal que realiza el movimiento vertical de retiro de bolsa.

Estas ventosas y actuadores serán de provisión comercial.



Una vez posicionado sobre la bolsa, el actuador vertical baja, la ventosa aplica vacío, el actuador vertical sube y el actuador giratorio coloca la bolsa en posición vertical.

La bolsa es trasladada hacia la posición de llenado, donde el propio sistema de ventosas produce la apertura, encontrándose un soporte de ventosas fijas y uno móvil que realiza la apertura de la misma en un movimiento horizontal.

En este momento, la parte inferior de la bolsa es soportada por un cajón que hace las veces de contención para no perder la posición de la bolsa.

Una vez culminado el llenado, la bolsa avanza hasta la estación de cosido, donde dos soportes horizontales hacen presión en la parte superior de la bolsa a fin de dejar descubierta una pestaña donde se producirá la costura.

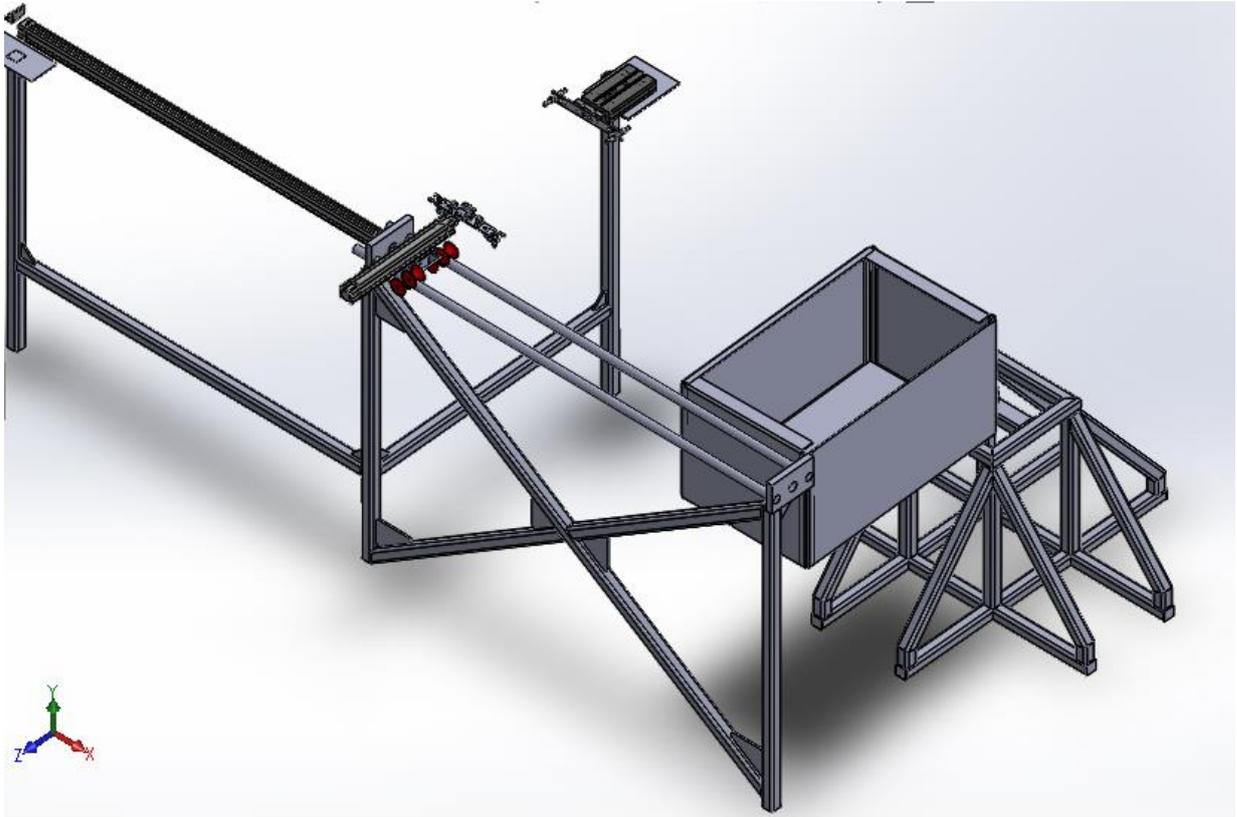
La cosedora avanza en sentido longitudinal a la bolsa, realiza la costura y vuelve a la posición original. Una vez terminada la costura, un pateador libera automáticamente la bolsa por uno de los costados.

A continuación se muestra un esquema básico de los componentes del sistema de embolsado.

El mismo consta de un carro rodante sobre guías circulares de acero, impulsado por un actuador neumático lineal, que transporta el juego de ventosas encargado de tomar la bolsa, moverla y ponerla en posición frente a la boquillas abridoras.

Una vez en posición, se acerca al segundo juego de boquillas, que está fijo debajo del embudo de llenado.

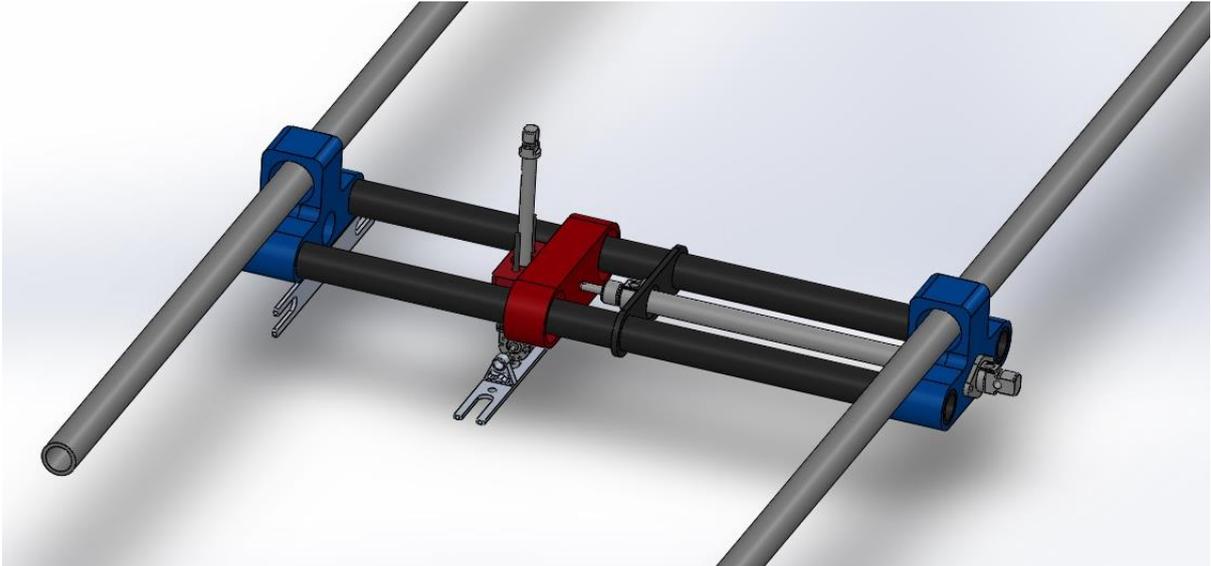
Se observa también el cajón dispensador de bolsas, el cual deberá ser cargado manualmente por un operario.



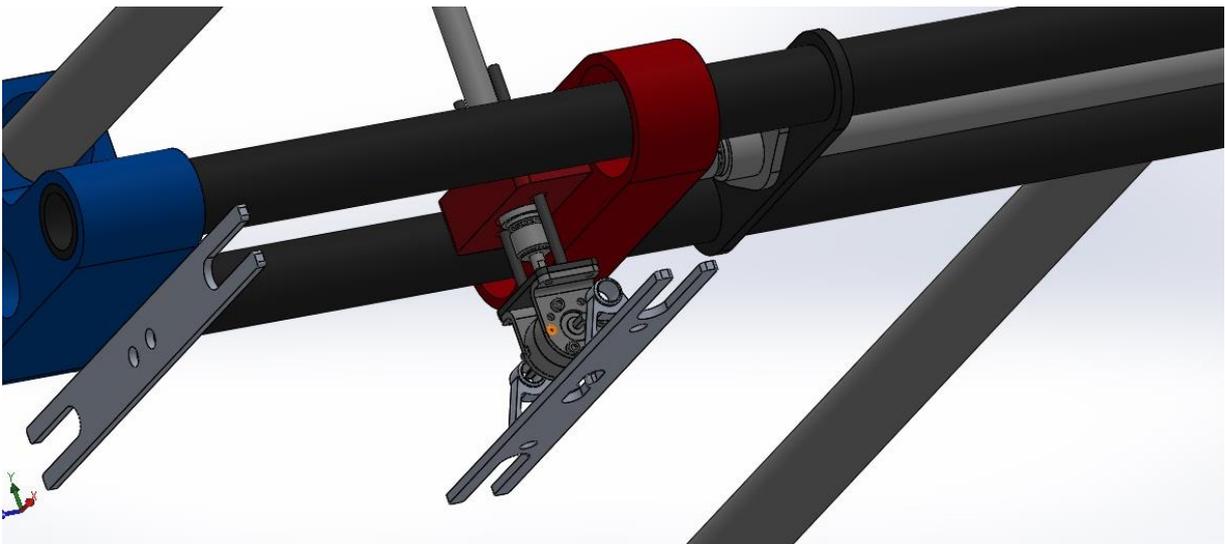
*Ilustración 7 - Esquema del sistema de embolsado*

Al estudiar esta primera solución, satisfactoria desde el punto de vista del diseño, encontramos que puede presentar problemas en el funcionamiento debido a la flexión que puede presentarse. Por ello, en lugar de rigidizar el conjunto, se busca un diseño que sea menos susceptible a este tipo de cargas. Así, se presenta un esquema simplificado del nuevo diseño.

Este está compuesto por un soporte deslizante sobre dos guías que contiene el juego de boquillas de transporte y abridoras



*Ilustración 8 - Soporte de ventosas y cilindro de traslación*



*Ilustración 9 - Detalle de actuador giratorio para soporte de ventosas*

Este soporte deslizante a su vez, sirve de guía para el segundo movimiento que debe realizar el sistema. El movimiento longitudinal principal esta

Para el movimiento que debe realizar la bolsa una vez cargada, inicialmente se propusieron dos alternativas:

- Cinta transportadora
- Transportador de rodillos



Al analizarlos detenidamente encontramos que la cinta transportadora presenta el inconveniente de no poder proveer apoyo transversal a la bolsa en movimiento, lo que podría provocar el vuelco de la misma.

A su vez, el transportador de rodillos presenta el problema de no ser un transporte suave para el producto, por lo que presentaría golpes en su zona inferior, lo cual es inaceptable.

Para salvar estos inconvenientes, se propone construir un cajón que haga las veces de plataforma, y deslice sobre los rodillos, presentando un transporte más suave y que posee contención.

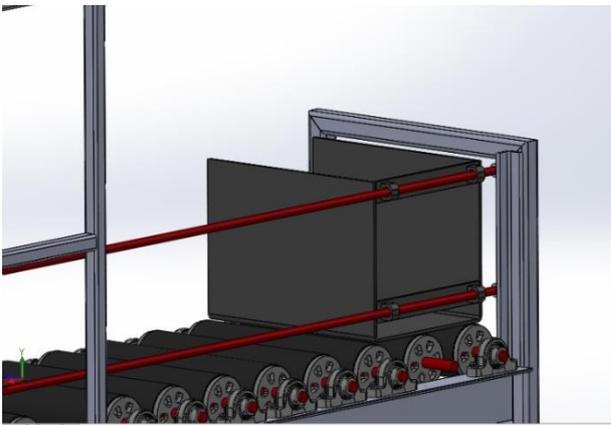


Ilustración 11 - Cajón transportador de salida

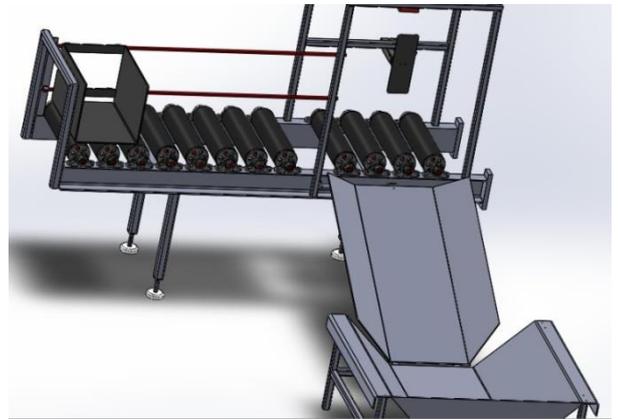


Ilustración 10 - Tobogán de salida

Una vez completado el llenado de la bolsa, la misma debe ser trasladada a la estación de cosido.

La cosedora a utilizar será de provisión comercial, y su capacidad debe estar relacionada a la velocidad de cosido.

Para que la cosedora pueda trabajar con normalidad, debe proveerse un sistema de guiado, que permita a la misma coser dos superficies en contacto.

Con este fin se provee un juego de guías centradoras, que no presionan la bolsa sino que la guían hasta la parte central, y un segundo juego de guías que crea la solapa donde se produce la costura.

Inicialmente se trabajó con un esquema similar al de la figura siguiente, con forma de tijera.

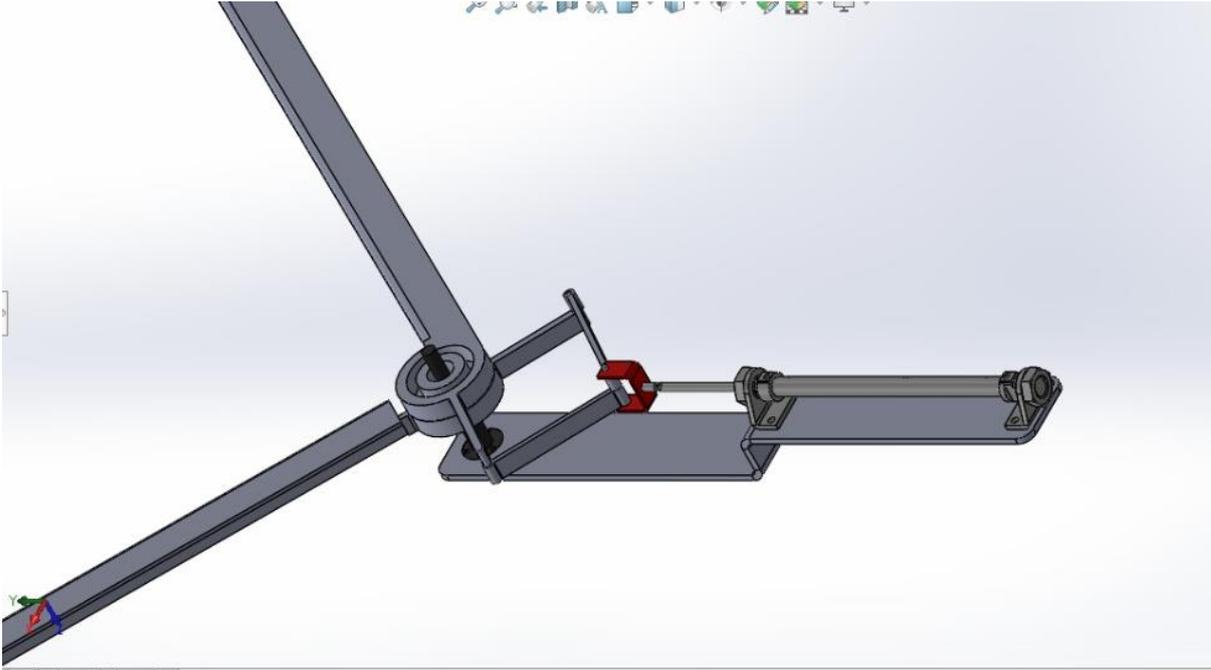


Ilustración 12 - Tijera de cierre

Debido a que este tipo de pinzas no distribuyen el esfuerzo uniformemente en el largo, presenta inconvenientes de cierre, por lo cual no es aplicable a nuestro sistema.

Así, se trabaja con el sistema que se muestra en la figura siguiente, conformado por un juego de pinzas accionadas por actuadores neumáticos. En él también se observan las guías de centrado.

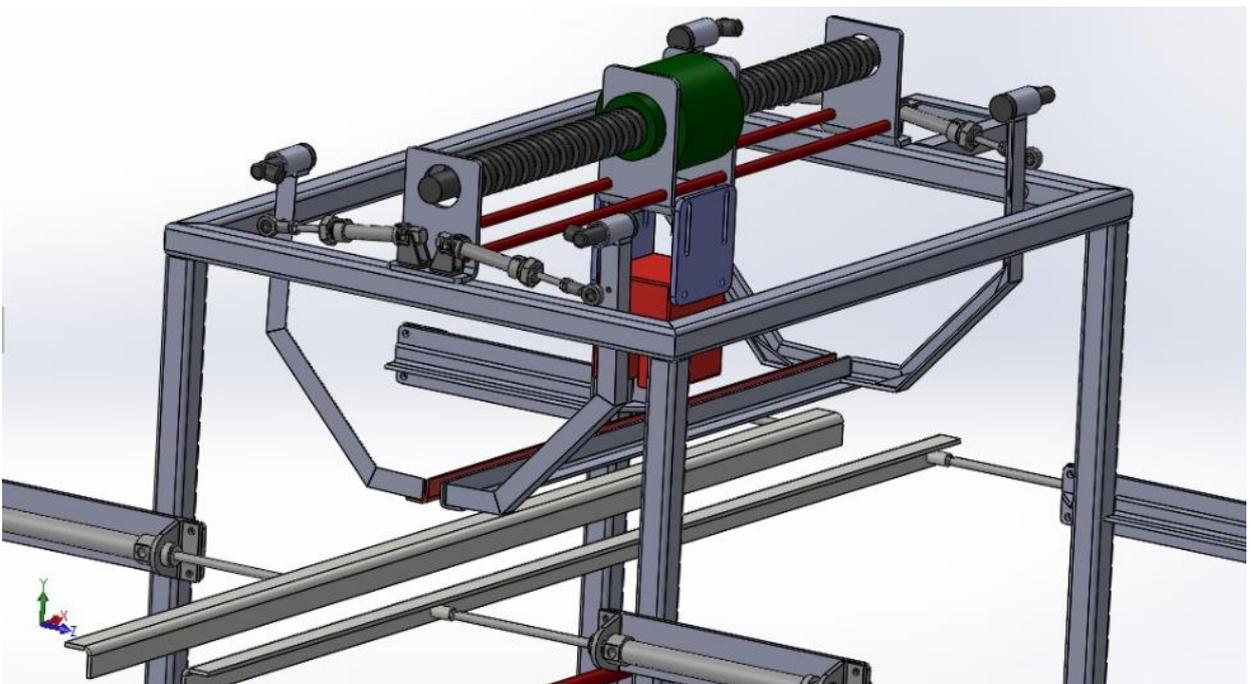


Ilustración 13 - Pinzas de cierre

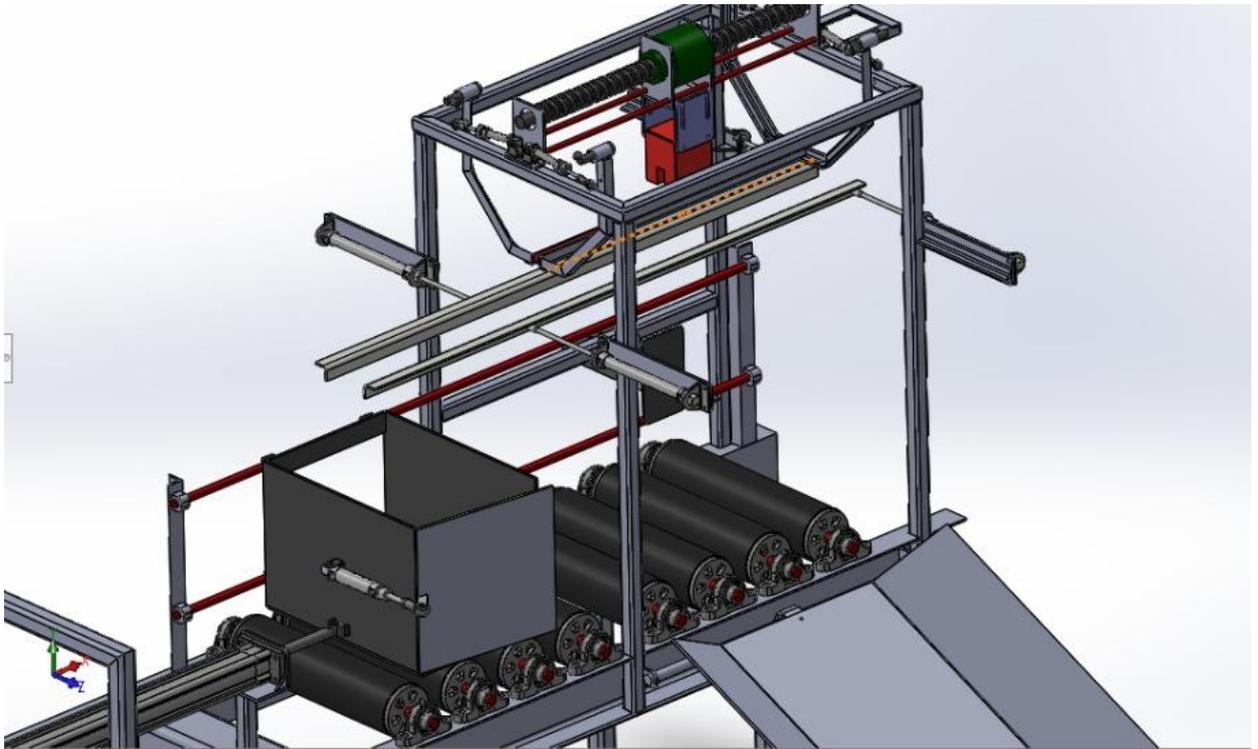


Ilustración 14 - Estación cosedora

El movimiento de avance de la cosedora será provisto por un tornillo de movimiento de diseño propio.

Como se observa, el sistema posee gran cantidad de elementos neumáticos. La lógica de control de los mismos será implementada mediante electroválvulas comandadas por un controlador lógico programable.

Al igual que para los sistemas anteriores, las partes estructurales serán construidas de la siguiente forma:

Para elementos sometidos a solicitaciones de flexión, se utilizará perfil "C", mientras que las patas, resto de estructura y refuerzos se construirán con tubos de perfil rectangular o cuadrado.

#### Lista de componentes:

- Transportador de entrada
- Mesa tamañadora
- Cintas de salida de tamañador
- Transportador de producto tamañado
- Dosificador
- Chequeador de peso
- Depósito de bolsas



- Posicionador de bolsa
- Abridor de bolsa
- Embolsadora
- Transportador de bolsa
- Cosedora de bolsas
- Cinta de salida



## Capítulo 3: Ingeniería

<b>Paquete de Trabajo N°3</b>		
<b>Título</b>	<b>Ingeniería</b>	
<b>Objetivo</b>	Obtener las características de todas las piezas.	
<b>Descripción</b>	<b>Tarea 1</b>	Diseño de las piezas requeridas.
	<b>Tarea 2</b>	Cálculo y/o verificación de las mismas.
	<b>Tarea 3</b>	Selección de elementos de provisión comercial.
	<b>Tarea 4</b>	Selección de tecnologías de automatización y control.
<b>Parámetro de Finalización</b>	Esta etapa finaliza cuando se obtiene la carpeta con los planos e instrucciones de fabricación, memoria de cálculo y descriptiva de la máquina.	

### 3.1 -Transportador de entrada

El método utilizado para el dimensionamiento del transportador de entrada, es el detallado por el fabricante Bridgestone en su manual: “Conveyor Belt Design”.<sup>4</sup>

El método explica paso por paso el cálculo del transportador, así como la potencia necesaria para impulsarlo.

#### 1- Dimensiones básicas

#### 1.5 - Verificación del ancho de cinta transportadora:

La tabla 7 muestra el ancho mínimo necesario de cinta transportadora en base al tamaño de bulto. La columna A, se aplica a productos regulares y la B a productos irregulares.

Dado que propusimos una cinta de 600 mm de ancho, el material es irregular, puede transportar bultos de hasta 200 mm, totalmente adecuado para nuestro caso.

<sup>4</sup> BRIDGESTONE CORPORATION. “Conveyor belt design manual”



Minimum Belt Width (mm)	Lump Sizes (mm)	
	A Uniform	B Mixed
400	64	100
450	75	125
500	85	150
600	110	200
650	125	225
750	145	275
800	157	300
900	180	350
1,000	203	400
1,050	215	425
1,200	250	500
1,400	297	600
1,600	345	700
1,800	380	800
2,000	440	900
2,200	500	1,000
2,400	550	1,100
2,600	600	1,200
2,800	650	1,300
3,000	700	1,400
3,150	750	1,500

Tabla 7 - Ancho mínimo de bandas transportadoras según tamaño de bulto

### 1.6 – Angulo de inclinación de la cinta transportadora

El método propone 3 condiciones a ser tomadas en cuenta:

- Cuando se utilice un pesador en la cinta transportadora, debe ser limitado a 18° el ángulo de inclinación o declive. Debido a que no aplica en nuestro caso, no tomamos en cuenta la recomendación
- Para condiciones en las que no se pueda tomar el ángulo recomendado en la tabla 2, deberán utilizarse cintas con cangilones, entablilladas o de superficie rugosa.
- Los ángulos dados en la tabla 8, deben ser corregidos en caso de que la cinta este mojada o sucia. Debe restarse entre 2° y 5° a los valores recomendados.



Material	Lump Size	Maximum Permissible Incline/Decline Angle (°)
Coal	Over 100 mm	15
	Under 100 mm	16
	Non-uniform	18
	Dry fine	20
	Wet fine	22
Coke	Uniform	17
	Non-uniform	18
	Fine	20
Concrete	150 mm	12
	100 mm	20
	50 mm	24
Rock	Over 100 mm	15
	10 ~ 100 mm	16 ~ 18
	Under 10 mm	20
Ore	Over 100 mm	18
	Under 100 mm	20
Limestone	Over 100 mm	18
	Under 100 mm	20
Lime	Fine	23
Cement	Fine	22
Sulphur	Fine	23
Phosphate Ore	Over 100 mm	15
	Under 100 mm	25
	Fine	30
Gravel	Washed, uniform	12
	Unwashed, non-uniform	15
	Non-uniform	18
Sand	Dry	15
	Wet	20
	For casting (foundry)	24
Earth	Dry	20
	Wet	22
Wood	Chips	27
	Boxes	15 ~ 25
Salt		20

Tabla 8 - Ángulos de inclinación admisibles según características de producto

Dado que la papa no se encuentra dentro de los productos listados, el método recomienda tomar el morfológicamente más parecido, en nuestro caso el carbón, cuyos ángulos de inclinación o declive van de 15° a 18°.

Estos valores, provocarían que el largo de la cinta sea excesivo en relación al resto de las dimensiones del equipo. Es por ello que se adopta un elevador con cangilones, y un ángulo de 80°.



### 1.7 - Velocidad de la cinta:

La velocidad de la cinta está limitada no solamente por la capacidad de transporte, sino también por el ancho y características de los materiales adoptados. Es más económico utilizar una cinta angosta a altas velocidades, pero es más fácil y seguro operar con cintas anchas a altas velocidades que con cintas angostas.

Las tablas 9 y 10 brindan la velocidad máxima de cinta en relación al transporte específico de materiales y ancho de cintas respectivamente.

Material	Belt Speed (m/min.)
Packages	15 ~ 60
Pulpwood (logs)	30 Maximum for Sorting
Pulpwood	90 ~ 120 Handicap: Slow Discharge and Speed-Down Operation
Jet Slinger - Trimmers - Chargers	600 ~ 1,000
Portable Conveyors	80 ~ 140
Wheel Excavators	270 ~ 360
Picking Belts	15 ~ 20

Tabla 9 - Máximas velocidades admisibles para cintas transportadoras

Debido a que la cinta será cangilonada, tomamos la distribución del producto, como paquetes, arrojando un valor máximo de entre 15 y 60 m/min, esto es 0,25 a 1 m/s.

Según la recopilación bibliográfica sobre requerimientos realizada en el capítulo 1, la velocidad de las cintas transportadoras que estén operando con papas, deben estar entre 0,1 y 1 m/s, valores en total sintonía con lo expresado por el fabricante.



unit: m/min.

Belt Width (mm)	A	B	C
400	180	150	150
450	210	180	180
500	240	180	180
600	240	210	200
650	240	210	200
750	270	240	220
800	270	240	220
900	300	250	240
1,000	300	250	240
1,050	300	250	240
1,200	330	300	270
1,400	360	330	270
1,600	360	330	270
1,800	—	360	300
2,000	—	360	300
2,200 ~ 3,000	—	360	300

- A. Grains and other free-flowing materials
- B. Overburden (run of mine coal and other such moderately abrasive materials)
- C. Hard ore, rock and other very abrasive materials

Tabla 10 - Máximas velocidades admisibles según ancho de cintas transportadoras

En este caso, tomamos el valor correspondiente a la columna C, por ser la condición más desfavorable. Este valor excede por 3,3 veces lo recomendado en la tabla 9, por lo cual el factor limitante a la hora de establecer la velocidad máxima es el determinado por el tipo de producto.

## 2- Capacidad de transporte

La capacidad de transporte de la cinta por unidad de tiempo está gobernada por la velocidad de la cinta, el tipo de carga, el ángulo de inclinación o declive, características y formas del material a ser transportado, etc.

### 2.1 – Fórmula de cálculo:

Para propósitos generales, la capacidad puede ser calculada con la fórmula siguiente:

$$Q_t = \frac{60 \cdot u \cdot r \cdot e \cdot v}{Bp} \quad (2.1)$$

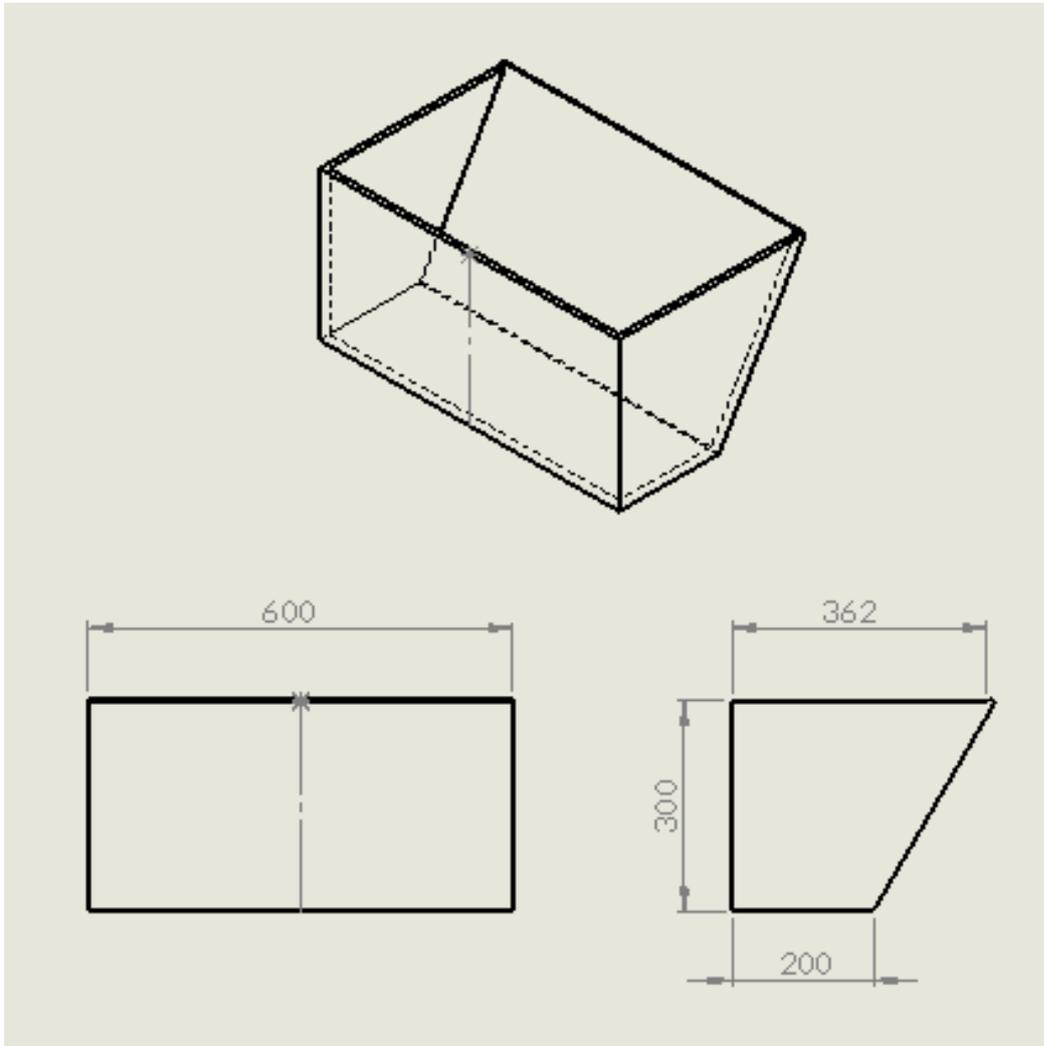
Donde:

- Q<sub>t</sub> : Capacidad de carga (ton/h)
- u : Capacidad del cangilón (m<sup>3</sup>)
- V : Velocidad de la cinta (m/min)
- r : Peso específico aparente del material (ton/m<sup>3</sup>)
- e : coeficiente debido a la capacidad efectiva de carga
- Bp : Distancia entre cangilones (m)



## 2.2 – Capacidad del cangilón

El diseño y dimensiones de los cangilones de la cinta se presenta a continuación.



Con esta disposición, el volumen del cangilón es **0,05157 m<sup>3</sup>**

La distancia entre cangilones será de 0,6 m.



### 2.3 – Coeficiente debido a la capacidad efectiva de carga

Este coeficiente está basado en la distancia entre cangilones, y el diámetro medio del producto a transportar.

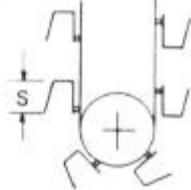
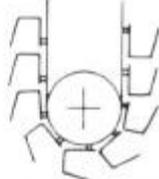
Type of Bucket	Lump Size of Transportation Material	e
Intermittent Type $B_p > S$ 	Under 10 mm in diameter	0.85
	Over 11 mm in diameter	0.75
$B_p = S$ 	Under 10 mm in diameter	0.85
	Over 11 mm in diameter	0.60

Tabla 11 - Factor de eficiencia de carga para cangilones "e"

### 2.4 – Peso específico aparente del material. ( $\gamma$ )

Es el peso por unidad de volumen de material de un material bruto, incluyendo el espacio entre bultos individuales del material que está siendo transportado, el peso específico aparente difiere del peso específico real del material.

Este valor puede ser extraído de la tabla 12, u obtenido experimentalmente.

Ya que el valor para las papas no está en la tabla, se realizan varias mediciones, y arrojan un valor promedio de 589 Kg/m<sup>3</sup>



Material	Weight per cubic meter (ton)
Acid phosphate fertilizer	0.96
Alum	
Lump	0.8 ~ 0.96
Pulverized	0.72 ~ 0.8
Ammonium nitrate	0.72
Ammonium sulfate	
Dry	1.12
Wet	1.28
Asbestos	
Ore	0.8
Shredded	0.32 ~ 0.4
Ash	
Wood	0.61 ~ 0.75
Soft coal	0.64 ~ 0.72
Asphaltum	1.3 ~ 1.39
Barytes, loose	2.3 ~ 2.88
Bauxite	
Aluminum ore	0.88 ~ 0.93
Crushed, dry	1.2 ~ 1.36
Brick	
Common and hard	1.92 ~ 2.16
Fire	2.19 ~ 2.3
Caliche	1.6
Carbon black pellets	0.38 ~ 0.45
Cement	
Portland, dry	1.41 ~ 1.6
Clinker	1.28 ~ 1.52
Chalk	1.36 ~ 1.44
Charcoal	0.16 ~ 0.4
Cinders	0.64 ~ 0.72
Clay	
Dry	1 ~ 1.2
Wet	1.52 ~ 1.68
Coal	
Anthracite	0.83 ~ 0.96
Bituminous	0.75 ~ 0.83
Coke	
Breeze	0.4 ~ 0.54
Loose	0.37 ~ 0.51
Refiners	0.56 ~ 0.64
Concrete mix, wet	1.84 ~ 2
Copper ore	1.92 ~ 2.56

Tabla 12 - Densidad aparente para varios productos



## 2.6- Cálculo de la capacidad de transporte.

Utilizando la ecuación 2.1, se procede al cálculo de la capacidad de transporte:

$$Q_t = \frac{60.u.r.e.v}{Bp} \quad (2.1)$$

Donde

$Q_t$ : Capacidad de carga (ton/h)

$u$ : 0,05157 m<sup>3</sup>

$r$ : 0,589 ton/m<sup>3</sup>

$e$ : 0,75

$v$ : velocidad (m/min)

Se obtiene una capacidad de transporte máxima de 6,8 ton/h a 3 m/min.

## 3- Determinación de tensiones de la cinta

### 3.1 – Cálculo de tensiones:

#### 3.1.1 Tensión efectiva ( $F_p$ )

El cálculo de la tensión efectiva se realiza a partir de la capacidad del transportador, la elevación del mismo, y es inversamente proporcional a la velocidad de transporte:

$$F_p = \frac{Q_t(H+H_o)}{0,06*v} \quad (3.1)$$

Donde:

$F_p$ : tensión efectiva (Kg)

$Q_t$ : Capacidad del transportador (ton/h)

$H$ : Elevación del transportador

$H_o$ : Elevación corregida para transportadores verticales.

$v$ : Velocidad de cinta (m/min)

#### 3.1.2 Tensión del ramal cargado "F1" y del ramal descargado "F2"

$$F1 = F_p * \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1} \quad (3.2)$$

$$F2 = F_p * \frac{1}{e^{\mu\theta}-1} \quad (3.3)$$

A su vez, existen las siguientes relaciones entre  $F_p$ ,  $F1$  y  $F2$ .

$$\frac{F1}{F2} = e^{\mu\theta} \quad (3.4)$$



$$F_p = F_1 - F_2 \quad (3.5)$$

Donde:

$F_p$ : Tensión efectiva (Kg)

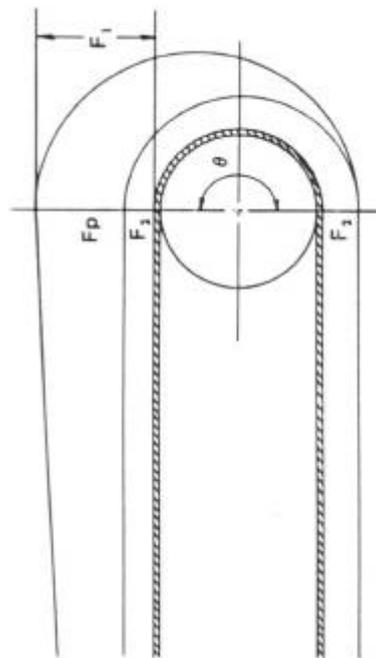
$F_1$ : Tensión del ramal cargado (Kg)

$F_2$ : Tensión del ramal descargado (Kg)

$\mu$ : Coeficiente de fricción entre superficie del rodillo y cinta

$\theta$ : Angulo de abrace al rodillo (radianes)

El diagrama de distribución de tensiones en el rodillo motriz se muestra en la figura siguiente:



*Ilustración 15 - Distribución de tensiones*

### 3.1.3 Tensión máxima

La tensión máxima es necesaria para determinar el tipo de carcasa de la cinta transportadora. Este valor es obtenido mediante el uso de las tensiones calculadas por las formulas 3.1 ; 3.2 y 3.3.

Según el tipo de transportador, el cálculo de la tensión máxima “F max” se calcula con las siguientes expresiones:



Type of Conveyor	At Head Drive	At Tail Drive
Horizontal Conveyor	$F_p + F_2$ $F_p + F_{4r}$ $F_p + F_{4c} - F_r$	$F_p + F_2$ $F_p + F_{4c}$ $F_{4r} + F_r$
Uphill Conveyor	$F_p + F_{4c} - F_r$ $F_p + F_{4r} - F_r$ $F_p + F_2$ $F_p + F_{4r}$	$F_p + F_2$ $F_p + F_{4c}$ $F_p + F_2 - F_r$ $F_p + F_{4c} - F_r$ $F_{4r} +  F_r $
Downhill Conveyor [Non-Braking] [ $p > 0$ ]	$F_p + F_2$ $F_p + F_{4r}$ $F_p + F_{4c} - F_r$ $F_2 + F_r$ $F_{4r} + F_r$	$F_p + F_2$ $F_p + F_{4c}$ $F_{4c} + F_r$ $F_{4r} + F_r$
Downhill Conveyor [With Brake] [ $p < 0$ ]	$ F_p  + F_2 + F_r$ $ F_p  + F_{4c} + F_r$ $F_{4r} + F_r$	$ F_p  + F_{4c} + F_r$ $ F_p  + F_{4r} + F_r$ $ F_p  + F_2$

Where

$$F_r = f(\ell + \ell_0)(W_1 + W_r/\ell_r) - (H \cdot W_1)$$

Tabla 13 - Tensión máxima "Fmax"

La expresión utilizada es:

$$F_{max} = F_p + F_2$$

### 3.1.4 Datos adicionales

- Angulo de abrace:

El ángulo de abrace, varía de acuerdo al arreglo utilizado en la cinta transportadoras. En la tabla a continuación se dan los valores típicos para los distintos arreglos.

El transportador a utilizar será del tipo "a" debido a razones constructivas.

Si bien es posible agregar un rodillo tensor a las cintas de cangilones (esto se puede realizar agregando sendas ruedas en los laterales de la cinta, genera un esfuerzo de construcción extra, que de ser posible será evitado.



Type of Drive	Angle of Wrap (degree)
(A) Single Drive	180
(B) Single Drive with snub pulley	200 ~ 220
(C) Tandem Type Single Drive	220 ~ 240
(D) Tandem Drive	400 ~ 440
(E) Dual Drive	Primary 170 ~ 220, Secondary 190 ~ 220

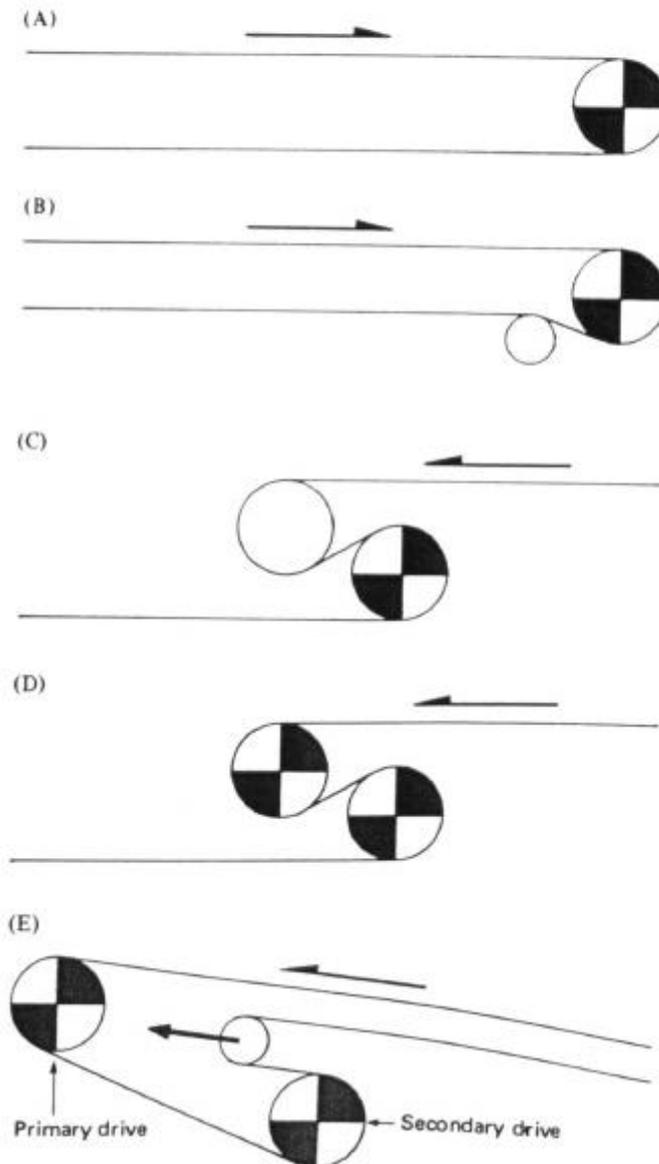


Tabla 14 - Angulo de abrace según configuración de cinta

Coeficientes de fricción:

Los valores típicos de coeficiente de fricción se dan en la tabla que sigue a continuación:

Se toma el valor de limpieza y terminación intermedio para rodillos de acero liso.

Type of Drive Pulley	Surface Condition of Drive Pulley	Friction Coefficient "u"
Bare Steel Pulley	Dirty & Wet	0.1
	Moist	0.1~0.2
	Dry	0.3
Grooved and Rubber-Lagged Pulley	Dirty & Wet	0.2
	Moist	0.2~0.3
	Dry	0.35

Tabla 15 - Coeficiente de fricción "u"

## 3.1.5 Calculo de tensiones

Utilizando los factores y sumandos anteriores se obtienen los valores para las correspondientes tensiones.

Fp:	Tensión efectiva	<b>547,31</b>	Kg
F1	Tensión del ramal cargado	897,596	Kg
F2	Tensión del ramal descargado	350,281	Kg
$\mu$	Coeficiente de fricción entre superficie del rodillo y cinta	0,200	
$\theta$	Angulo de abrace al rodillo (radianes)	3,14	
$\frac{1}{e^{\mu\theta}}$	Drive Factor	0,640	
Fmax	Tensión máxima	897,596	Kg

Tabla 16 - Cálculo de tensiones



### 3.2 – Diagrama de tensiones

Las tensiones calculadas anteriormente se aplican en escala al diagrama mostrado en 3.1.2

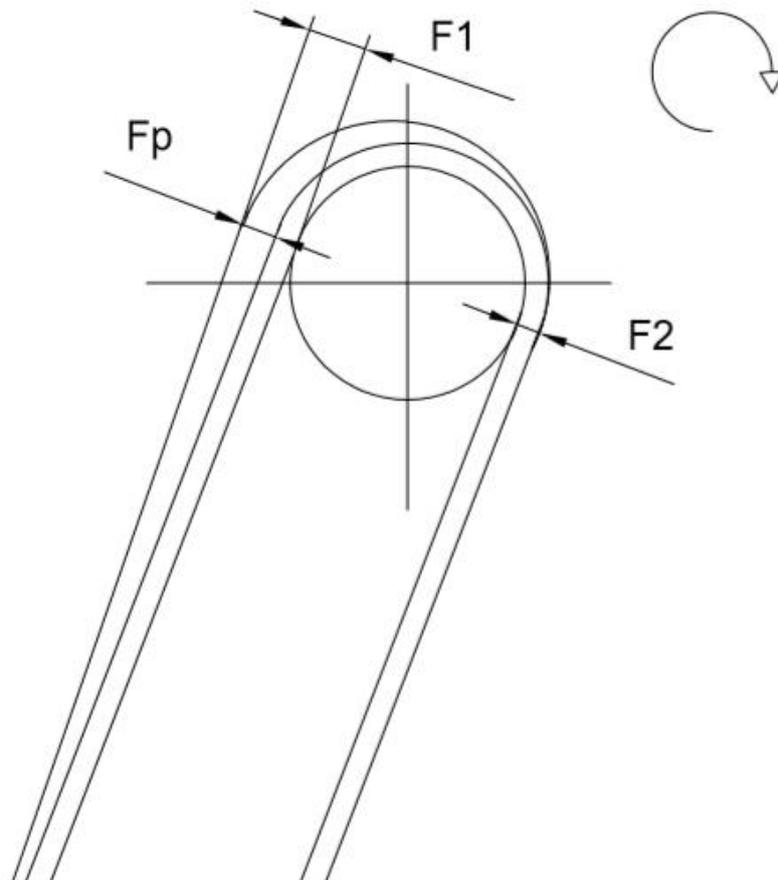


Ilustración 16 - Diagrama de tensiones

### 3.3 – Tensiones en aceleración y tiempo de aceleración de cinta

La tensión requerida para arrancar un transportador en reposo es aproximadamente un 135% de la tensión máxima bajo carga en funcionamiento. La siguiente fórmula debe ser usada para ajustar el tiempo de aceleración, de forma tal que la tensión en el arranque se mantenga por debajo del 135% de la tensión máxima en funcionamiento.



$$t = \frac{v * (l + lo) * (W + Wm)}{588 * Pa * k[f * (l + lo) * (W + Wm) + Wm.H]} \quad (3.3.1)$$

Donde:

- t: Tiempo de aceleración (s)  
 Pa: Relación de tensiones = FA/Fmax  
 FA: Tensión se aceleración (Kg)  
 f: Coeficiente de fricción de rodamientos de rodillos de acompañamiento y apoyo  
 W: Peso de partes móviles excluyendo material transportado (Kg/m)  
 Wm: Peso del material transportado cargado en la cinta (Kg/m)  
 v: Velocidad de cinta (m/min)  
 H: Elevación de la cinta (m)  
 l: Longitud horizontal de la cinta (m)  
 lo: Longitud horizontal ajustada de la cinta

$$k = 1 + \frac{1}{e^{\mu\theta} - 1} \quad (3.3.2)$$

$$FA = 0,35 * Fmax$$

t	Tiempo de aceleración	1,52	s
PA	Relación de tensiones	0,35	
k	Factor debido a ángulo de abrace y fricción	2,14	
FA	Tensión de aceleración	314,16	Kg

Tabla 17 - Cálculo de tensión de aceleración y tiempo de aceleración

#### 4- Calculo de potencia de impulsión.

La potencia necesaria para impulsar a la cinta se calcula mediante la siguiente formula:

##### 4.1 – Fórmula de cálculo:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_t \quad (4.1)$$

$$P_1 = \frac{f.(l+lo).W.v}{6,120} \quad (4.2)$$

$$P_2 = \frac{f.(l+lo).Q_t}{367} = \frac{f.(l+lo).Wm.v}{6,120} \quad (4.3)$$

$$P_3 = \frac{H.Q_t}{367} = \frac{Fp*v}{6120} \quad (4.4)$$



Donde:

- P: Potencia del eje calculada en la polea de transmisión (kW)
- P1: Potencia del eje horizontal sin carga (kW)
- P2: Potencia del eje horizontal bajo carga (kW)
- P3: Potencia del eje vertical bajo carga (kW) (Si la cinta desciende el valor será negativo)
- Pt: Potencia necesaria para impulsar encausadores y/o descargas intermedias.
- f: Coeficiente de fricción de rodamientos de rodillos de acompañamiento y apoyo
- W: Peso de partes móviles excluyendo material transportado (Kg/m)
- Wm: Peso del material transportado cargado en la cinta (Kg/m)
- v: Velocidad de cinta (m/min)
- H: Elevación de la cinta (m)
- l : Longitud horizontal de la cinta (m)
- lo: Longitud horizontal ajustada de la cinta
- Qt: Capacidad del transportador (ton/h)
- Fp: Tensión efectiva

Fórmulas de cálculo auxiliar:

$$W = \frac{Wc}{lc} + \frac{Wr}{lr} + 2 W_1 \quad (4.5)$$

$$H = l \cdot \tan \alpha \quad (4.6)$$

$$W_m = \frac{Q_t}{0,06 \cdot v} \quad (4.7)$$

Donde:

- W<sub>1</sub>: Peso de la cinta por metro (kg/m)
- W<sub>C</sub> : Peso de piezas rotantes de un juego de rodillos de carga (kg)
- W<sub>R</sub>: Peso de piezas rotantes de un juego de rodillos de retorno (kg)
- lc : Distancia entre rodillos de carga (m)
- lr : Distancia entre rodillos de retorno (m)
- α : Angulo de inclinación o declive para transportadores inclinados.

*4.2 – Datos adicionales*

*4.2.1 Coeficiente de fricción de rodamientos de rodillos (f) y longitud horizontal ajustada de cinta (lo) .*

Los factores “f” y “lo” están relacionados uno con otro, y los valores estándar están dados en la tabla 11:



f	$l_0$ (m)	Conveyor Conditions
0.03	49	a) Conveyors with poor alignment; temporary or portable conveyors b) Conveyors operating in extremely cold conditions with frequent stopping and starting, or extended operations at or below $-40^{\circ}\text{C}$ .
0.022	66	Permanent or other conveyors with good alignment and normal, regular maintenance.
0.012	156	In cases where the braking power of a downhill conveyor must be calculated.

Tabla 18 - Coeficiente de fricción de rodamientos y longitud ajustada de la cinta

Se seleccionan los valores asignados a cintas de uso permanente y normal con condiciones regulares de mantenimiento.

#### 4.2.2 Potencia necesaria para encausadores y descargadores intermedios ( $P_t$ ).

En nuestro caso, no se considera la instalación de encausadores ni descargas intermedias, por lo cual el valor se toma igual a 0 Kw.

En caso de poseer este equipamiento, el método de cálculo determina la potencia en función del ancho de la cinta.

#### 4.2.3 Peso de partes móviles excluyendo el material transportado ( $W$ )

Cuando se diseña un transportador, los valores indicados en la tabla 19 son generalmente utilizados para obtener el peso de las partes móviles excluyendo el material transportado, "W", en nuestro caso, el valor que utilizaremos, es el calculado mediante la ecuación 4.5.

Belt Width (mm)	W (kg/m)
400	22
450	28
500	30
600	36
650	41
750	53
800	56
900	63
1,000	69
1,050	80
1,200	90

Tabla 19 - Estimación de peso de partes móviles según ancho de cinta



#### 4.2.4 Peso de partes rotantes (Wc y Wr)

Los valores estándar para el peso de partes rotantes de rodillos de acompañamiento en zona de carga y de reenvío son dados en la tabla 20:

- Note: a) For steel rollers only  
b) Weights given are average weights and these may vary. Actual weights given in manufacturer's catalogues or technical data should be used in final design calculations.

Belt Width (mm)	Wc (kg/set)	Wr (kg/set)
400	6.6	5.0
450	7.1	5.4
500	7.5	5.9
600	8.3	6.8
650	9.0	7.3
750	13.2	11.6
800	13.9	12.2
900	15.1	13.4
1,000	19.6	18.0
1,050	21.3	18.9
1,200	23.6	21.1
1,400	36.6	32.6
1,600	41.4	36.6
1,800	47.4	42.5
2,000	52.2	46.5
2,200	75	65
2,400	81	70
2,600	86	75
2,800	114	100
3,000	121	106
3,150	128	111

Tabla 20 - Peso de partes rotantes según ancho de cinta



#### 4.2.5 Distancia entre rodillos de carga ( $l_c$ ) y retorno ( $l_r$ )

Los valores dados en la tabla 21 para la distancia entre rodillos son aceptados como estándar

Belt Width (mm) *	Carrier Idler Pitch " $l_c$ " (m)		Return Idler Pitch " $l_r$ " (m)
	Under 1.6	Over 1.6	
400	1.35	1.35	3.00
450	1.35	1.20	3.00
500	1.35	1.20	3.00
600	1.20	1.10	3.00
650	1.20	1.10	3.00
750	1.20	1.00	3.00
800	1.20	1.00	3.00
900	1.00	1.00	3.00
1,000	1.00	1.00	3.00
1,050	1.00	1.00	3.00
1,200	1.00	1.00	3.00
1,400	1.00	1.00	3.00
1,600	1.00	1.00	3.00
1,800	1.00	1.00	3.00
2,000	1.00	1.00	2.40
2,200	1.00	1.00	2.40
2,400	1.00	1.00	2.40
2,600	1.00	1.00	2.40
2,800	1.00	1.00	2.40
3,000	1.00	1.00	2.40
3,150	1.00	1.00	2.40

\* Apparent specific gravity of material. (ton/m<sup>3</sup>)

Tabla 21 - Distancia entre rodillos de apoyo y reenvío

#### 4.2.6 Peso estándar de cintas ( $W_1$ )

Los valores dados en la tabla 22 son generalmente utilizados como pesos de cintas por unidad de metro cuando se diseñan transportadores estándar.



Belt Width (mm)	Belt Weight (kg/m)	Approx. Belt Thickness (mm)
400	4.5	9
450	7.0	12
500	7.5	
600	9.0	
650	10.3	13
750	13.0	
800	13.8	
900	15.5	17
1,000	20.5	
1,050	23.0	
1,200	26.0	18
1,400	33.0	
1,600	38.0	
1,800	46.0	20
2,000	51.0	
2,200	56.0	
2,400	61.0	
2,600	66.0	
2,800	71.0	
3,000	77.0	
3,150	81.0	

Tabla 22 - Peso de cintas según ancho

Los valores dados en esta tabla para 600 mm de ancho, corresponden a una banda con un espesor de 12 mm, lo cual es 2 veces superior al espesor máximo que encontramos en el relevamiento a establecimientos dedicados a papas.

Es por ello, que se busca en el catálogo de la marca Habasit, como primera aproximación, la banda de mayor resistencia, y por ende espesor de uso alimenticio.

Se selecciona la banda A155CRES-W, de uso en agricultura, aplicación en bandas de ascenso/descenso. El espesor de la banda es de 6,4 mm y la masa de la misma es de **5,2 kg/m<sup>2</sup>**



#### 4.3 – Calculo de la potencia:

Utilizando la ecuación 4.1 se procede al cálculo de la potencia necesaria:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_t \quad (4.1)$$

Para ello se procede al cálculo de los factores auxiliares:

$$W = \frac{W_c}{l_c} + \frac{W_r}{l_r} + 2 W_1 = 21,07 \text{ Kg/m}$$

$$H = l \cdot \tan \alpha = 3,015 \text{ m}$$

$$W_m = \frac{Q_t}{0,06 \cdot v} = 37,97 \text{ Kg/m}$$

Y de los sumandos P1, P2 y P3:

$$P_1 = \frac{f \cdot (l + l_o) \cdot W \cdot v}{6,120} = 0,16 \text{ Kw}$$

$$P_2 = \frac{f \cdot (l + l_o) \cdot Q_t}{367} = 0,27 \text{ Kw}$$

$$P_3 = \frac{F_p \cdot v}{6120} = 2,68 \text{ Kw}$$

FACTOR	Descripción	Valor	Unidad
P1:	Potencia del eje horizontal sin carga	<b>0,16</b>	Kw
P2:	Potencia del eje horizontal bajo carga	<b>0,27</b>	Kw
P3:	Potencia del eje vertical bajo carga	<b>2,68</b>	Kw
Pt:	Potencia necesaria para impulsar encausadores.	0,00	Kw
f:	Coeficiente de fricción de rodamientos de rodillos	0,02	
W:	Peso de partes móviles excluyendo material transportado	<b>21,78</b>	Kg/m
Wm:	Peso del material transportado cargado en la cinta	<b>37,97</b>	Kg/m
v:	Velocidad de cinta	30,00	m/min
H:	Elevación de la cinta	3,02	m
Ho:	Elevación corregida para cintas de cangilones	<b>11,40</b>	m
l :	Longitud horizontal de la cinta	0,53	m
lo:	Longitud horizontal ajustada de la cinta	66,00	m
Qt:	Capacidad del transportador	<b>68,34</b>	ton/h
W1:	Peso de la cinta por metro	5,20	Kg/m



W <sub>C</sub> :	Peso de piezas rotantes de un juego de rodillos de carga	8,30	Kg
W <sub>R</sub> :	Peso de piezas rotantes de un juego de rodillos de retorno	6,80	Kg
l <sub>c</sub> :	Distancia entre rodillos de carga	1,20	m
l <sub>r</sub> :	Distancia entre rodillos de retorno	3,00	m
α :	Angulo de inclinación o declive para transportadores inclinados.	80	°
P	Potencia necesaria en eje motriz	<b>3,11</b>	Kw

Tabla 23 - Factores para el cálculo de la potencia de impulsión

Se concluye que la potencia necesaria para la impulsión del transportador es de 3,11 Kw. Operando a 0,5 m/min , según visto en 7.1

No se utiliza ningún factor adicional de sobredimensionamiento, debido a que la potencia fue calculada para el transportador operando a la máxima velocidad lineal de desplazamiento de cinta.

5 – Determinación de las características de la banda.

#### 5.1- Calculo de la resistencia a la tracción.

Para bandas de tela no metálica, la expresión para el cálculo de la resistencia necesaria es la siguiente:

$$TS = \frac{F_{max} \cdot SF_w}{n \cdot Be} \quad (5.1.1)$$

Donde:

TS: Resistencia a la tracción necesaria de la carcasa de la banda

F<sub>max</sub>: Tensión máxima aplicada

SF<sub>w</sub>: Factor de seguridad

n: Numero de telas de la banda

Be: Ancho efectivo de la banda (Ancho de la banda menos el borde de goma, o 3 cm)

#### Determinación del factor de seguridad:

Para determinar el factor de seguridad, se provee la siguiente tabla:

Material Lump Size Time Cycle (min)	A		B	
	Small	Large	Small	Large
Under 1.0	13	14	14	15
1.0 ~ 3.0	12	13	13	14
3.0 ~ 10.0	11	11	12	12
Over 10.0	10	10	10	10

Tabla 24 - Factor de seguridad para cintas de tela "SFw"



El ciclo de tiempo refiere a la cantidad de veces que pasa la banda en un minuto por el mismo lugar.

El material es del tipo A como se determinó anteriormente y de tamaño pequeño, por lo que el factor de seguridad es de 13.

Determinación del número de telas:

La primera selección del tipo de banda se enfocara en elegir la que posea menos resistencia para no incurrir en un sobredimensionamiento innecesario.

Es por eso que se elige la NF 50 de Nylon, donde el código de letras indica el tipo de material y el numero la resistencia a la tracción por metro de ancho en unidad de Kg/cm

Con la tabla siguiente se determina el menor número de telas necesario para el ancho de la banda y el peso de material sobre la misma.

Unit: kg/m

Type of Fabric			Minimum Number of Plies						Belt Width (mm)
Polyester	Vinylon	Nylon	3	4	5	6	7	8	
-	-	NF-50	15	60	119	186	282	416	601 ~ 900
			-	38	90	154	235	350	901 ~ 1,200
			-	15	60	119	186	283	1,201 ~ 2,200
			-	15	45	87	139	216	2,201 ~ 3,000
-	-	NF-75 NF-100	30	82	149	231	357	550	601 ~ 900
			-	57	116	190	295	454	901 ~ 1,200
			-	30	82	149	231	357	1,201 ~ 2,200
			-	30	66	94	168	260	2,201 ~ 3,000
-	VF-50 VF-75	NF-125 NF-150 NF-160	45	104	179	298	468	714	601 ~ 900
			-	75	142	238	384	592	901 ~ 1,200
			-	45	104	179	298	468	1,201 ~ 2,200
			-	45	85	119	213	345	2,201 ~ 3,000
EP-125	VF-100~ VF-160	NF-200	60	127	223	402	654	966	601 ~ 900
			-	94	176	312	528	810	901 ~ 1,200
			-	60	126	223	402	654	1,201 ~ 2,200
			-	60	101	134	275	498	2,201 ~ 3,000
EP-160 EP-200	VF-200 VF-250	NF-250 NF-300	75	149	312	595	929	1,293	601 ~ 900
			-	112	231	454	763	1,112	901 ~ 1,200
			-	75	146	312	595	929	1,201 ~ 2,200
			-	75	107	171	427	748	2,201 ~ 3,000
EP-250 EP-315	VF-300	NF-350~ NF-600	90	223	491	892	1,338	1,783	601 ~ 900
			-	156	357	691	1,115	1,561	901 ~ 1,200
			-	90	223	491	892	1,338	1,201 ~ 2,200
			-	90	156	290	669	1,115	2,201 ~ 3,000

- Notes:
1. For a 3-roller type arrangement with one meter between the carrier idlers.
  2. The figures given above are applicable to arrangements having 0 ~ 60° trough at all times.
  3. The figures given above are standard; it is possible to reduce the number of plies by increasing the size of the skins.



Tabla 25 - Capacidad de carga "Wm"

El máximo número de telas se determina a partir de la siguiente tabla, y está directamente relacionado con la capacidad de flexión transversal de la banda.

Con un número máximo de 5 telas se pueden obtener desvíos de hasta 30°.

Type of Fabric			Trough Angle (degrees)	Width of Belt (mm)										
Poly-	Vinylon	Nylon		400	450	500	600	750	800	900	1000	1200	1400	1600~
-	-	NF-50	20	4	4	4	5	6	7	7	8	8	8	9
		NF-75	30	2	2	3	5	5	6	6	7	8	8	9
		NF-100	45	-	-	2	3	4	5	6	6	6	7	8
-	VF-50 VF-75	NF-125	20	2	2	3	4	5	5	6	7	7	8	9
		NF-150	30	2	2	3	4	5	5	6	7	7	8	9
		NF-160	45	-	-	2	3	4	4	4	5	6	7	8
EP-125	VF-100 VF-160	NF-200	20	2	2	3	4	6	6	7	8	8	9	
		NF-250	30	-	-	2	3	5	5	6	7	7	8	9
		NF-300	45	-	-	2	3	3	4	4	5	6	7	8
EP-160 EP-200	VF-200 VF-250	NF-250	20	-	2	2	3	5	5	6	7	8	8	9
		NF-300	30	-	-	2	3	4	4	5	6	7	7	9
		NF-350	45	-	-	-	2	3	3	4	5	6	6	8
EP-250	VF-100	NF-350	20	-	2	2	3	4	4	5	6	7	7	8
		NF-400	30	-	-	2	2	3	4	4	5	6	6	7
		NF-450	45	-	-	-	-	2	3	4	4	5	5	6
EP-315	-	NF-450	20	-	-	2	2	3	4	5	5	6	7	7
		NF-500	30	-	-	-	2	2	4	4	4	6	6	6
		NF-550	45	-	-	-	-	2	3	4	4	5	5	5
-	-	NF-600	20	-	-	-	-	2	2	3	4	5	6	7
		NF-650	30	-	-	-	-	-	-	2	3	4	5	6
		NF-700	45	-	-	-	-	-	-	-	2	3	4	5

Tabla 26 - Máximo número de telas admisible para distintos tipos de banda

TS	Resistencia necesaria banda (Por metro de ancho)	10,02	Kg/cm
n	Numero de telas	4,00	
Sfw	Factor de seguridad	13,00	
Be	Ancho efectivo de cintas	57,00	cm

Tabla 27 - Calculo del numero de telas



5.2 – Determinación del espesor de la cubierta de goma.

Es difícil proveer un método preciso para determinar el espesor de la cubierta de goma en un transportador de cinta, debido a que deben ser tenidos en cuenta muchos factores, como el tiempo del ciclo, el sistema de alimentación, la altura de caída, y si está equipada o no con un rascador

La tabla siguiente, muestra la medida recomendada de espesor de cubierta de goma superior para cintas de tela en base al tipo de material a transportar, el tamaño del mismo y el tiempo de ciclo.

Material	Lump Size	Time Cycle			
		Under 0.2	0.2~ 0.4	0.4~ 1.0	Over 1.0
A	SS	1	1	1	1
	S	3	2	2	2
	M	5	4	3	3
	L	6	5	5	5
B	SS	2	2	2	2
	S	3	3	3	3
	M	5	5	4	4
	L	7	6	5	5
C	SS	4	3	3	3
	S	6	5	4	4
	M	7	6	6	5
	L	9	8	8	7

Notes:

- a) Lump Size
  - SS: Minute (Under 15mm)
  - S: Small (15 ~ 50mm)
  - M: Medium (50 ~ 150mm)
  - L: Large (Over 150mm)
- b) Rubber Cover
  - 1: 1.5 ~ 2.5mm
  - 2: 2.0 ~ 3.5mm
  - 3: 3.0 ~ 4.5mm
  - 4: 3.5 ~ 5.0mm
  - 5: 4.0 ~ 5.5mm
  - 6: 5.0 ~ 6.5mm
  - 7: 6.0 ~ 8.0mm
  - 8: 7.0 ~ 9.0mm
  - 9: 8.0 ~ 10.0mm
- c) Materials
  - A: Grain, paper, pulp, chips, soda ash, potter's clay, charcoal, lime
  - B: Sand, moulding sand, salt, cement, coal timber, debris, borax
  - C: Limestone, gravel, slag, crushed stone, copper ore, iron ore, phosphate rock, manganese ore, dolomite, sintered ore, clinker, coke, granite, carborundum, cullet (refuse glass).

Tabla 28 - Espesor de la cubierta de goma

Así, el espesor de la cubierta de goma queda determinado entre 2 y 3,5 mm



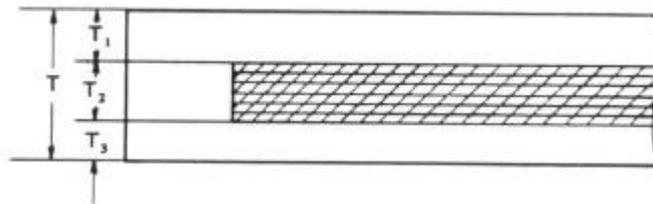
Habitualmente, no se presta demasiada atención en determinar el espesor de la cubierta de goma inferior, pero es igualmente importante que la cubierta superior para tener en cuenta el diámetro de los rodillos, la posibilidad de deslizamientos, arrugas y rasgaduras de la banda.

El espesor de la cubierta inferior debe ser de aproximadamente entre el 30 y 70 % del espesor de la cubierta superior.

### 5.3 – Determinación del espesor total de la banda:

La fórmula para calcular el espesor total de la banda es la siguiente:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 \quad (5.3.1)$$



Donde:

- T1: Espesor de cubierta superior
- T2: Espesor de las capas de telas
- T3: Espesor de la cubierta inferior

$$T_2 = (t * n) - 0,4$$

Donde :

- t= espesor de telas
- n= número de telas



Designation	t (mm)	Designation	t (mm)
NF-50	0.75	EP-125	1.00
NF-75, 100	0.65	EP-160	1.15
NF-125, 150, 160	0.75	EP-200	1.30
NF-200	0.95	EP-250	1.45
NF-250	1.05	EP-315	1.60
NF-300	1.10	VF-50, 75	1.05
NF-350	1.40	VF-100,125,150,160	1.05
NF-400	1.55	VF-200	1.15
NF-450	1.65	VF-250	1.30
NF-500	1.85	VF-300	1.55
NF-600	2.00	VF-350	1.70
NF-700	2.15	VF-400	1.85

Tabla 29 - Valores de "t"

T1	Espesor capa superior de goma	2,00	mm
T2	Espesor capa de telas	2,6	mm
T3	Espesor capa inferior de goma	0,80	mm
t	espesor de tela	0,75	mm
T	Espesor de banda total	5,40	mm

Tabla 30 - Cálculo del espesor total de la banda

#### 5.4 – Determinación del peso total de la banda

La expresión para calcular el peso total de la banda es la siguiente:

$$W1 = \frac{T*B*K}{100} \quad (5.4.1)$$

Donde:

- T: espesor total de la banda
- B: Ancho de la banda
- K: Peso específico del material



Nylon (Under NF-160)	Nylon (Over NF-200)	Polyester (EP) Vinylon (VF)
1.17	1.15	1.17

Tabla 31 - Valores de "K"

W1 corr	Peso de la cinta por metro	3,8	Kg/ m
K	Peso específico de la cinta	1,17	

Tabla 32 - Cálculo del peso de la cinta

Dado que las tensiones y potencias de impulsión necesaria fueron calculadas mediante una estimación del peso de la cinta por metro, se introduce el nuevo valor corregido en las expresiones.

Ya que **NO** se observan diferencias apreciables en cuanto a estos valores, no se realiza ninguna corrección en la determinación de las mismas.

6 – Determinaciones de diseño adicionales:

6.1 – Diámetro de los rodillos del transportador:

En la tabla siguiente se muestran las expresiones para el cálculo de los diferentes tipos de rodillos del transportador

Classification of Pulley		A	B	C
Minimum Pulley Diameter (mm)		125 K·n	100 K·n	75 K·n
Range of Application	Type of Pulley	Drive Pulley Head Pulley	Take-up Pulley Tail Pulley	Snub Pulley Bend Pulley
	Belt Tension at Pulley	Over 80%	Under 80% but over 60%	Under 60%

n : Number of plies  
K : Pulley factor

Tabla 33 - Determinación del diámetro de rodillos



El tipo A corresponde a rodillos de tracción, el tipo B a rodillo de acompañamiento y el tipo C a rodillos tensores y guías.

El factor “K” para el cálculo se obtiene de la siguiente tabla y depende del material de fabricación de la banda:

Serial No. of Fabric	K	Serial No. of Fabric	K
NF-50 ~ 125	0.80	EP-125	1.15
NF-150 ~ 160	0.90	EP-160	1.25
NF-200	1.00	EP-200	1.60
NF-250	1.15	EP-250	1.80
NF-300	1.30	EP-315	2.00
NF-350	1.40	VF-50 ~ 160	1.20
NF-400	1.45	VF-200	1.30
NF-450	1.55	VF-250	1.50
NF-500	1.60	VF-300	1.70
NF-600	1.80	VF-350	1.95
NF-700	2.10	VF-400	2.10

Tabla 34 - Factor K para rodillos

K diam	Factor para el diámetro rodillo motriz	0,80	
D1	Diámetro rodillo motriz	400	mm
D2	Diámetro rodillo acompañamiento	320	mm
D3	Diámetro de rodillos de apoyo	240	mm

Tabla 35 - Cálculo de diámetros de rodillos

#### 7 – Diseño de tambores motriz y conducido.

Los tambores se componen de dos partes:

Un cilindro exterior hueco, encargado de soportar la banda y de proporcionar el diámetro necesario para garantizar la tracción de la misma.

Este cilindro generalmente se construye de chapa de acero rolada y soldada longitudinalmente. Este cilindro posteriormente se somete a un tratamiento de normalizado para eliminar tensiones en el material.

Dentro del cilindro se sitúa un eje de acero macizo, el cual es encargado de proporcionar el movimiento al cilindro exterior.

Habitualmente se construyen de aceros de mediana o alta resistencia.



Las dos partes son conectadas mediante un aro metálico, que puede ser soldado o abulonado, según se desee por comodidad constructiva.

El cálculo de los tambores se divide en el cálculo de resistencia del eje, según el método normalizado ASME<sup>5</sup>, y el cálculo del cilindro exterior que se realizara utilizando MEF.

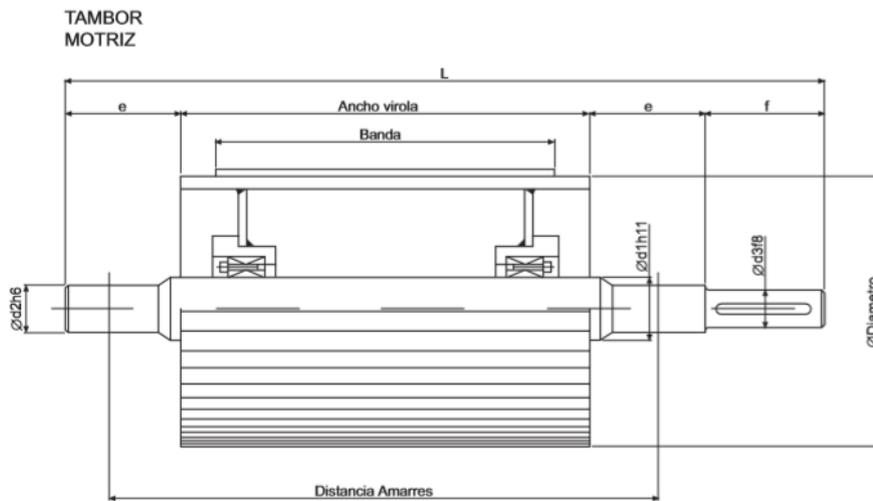


Ilustración 17 - Tambor conductor

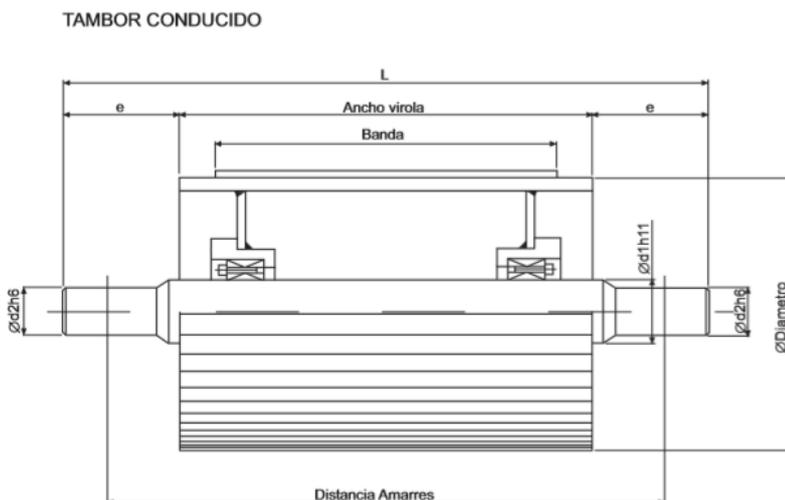


Ilustración 18 - Tambor conducido

<sup>5</sup> MUSSANO, Juan Carlos. ARBOLES Y EJES. Apunte de cátedra "Calculo de elementos de máquinas". Facultad de Ingeniería UNMDP.



### 7.1- Cálculo y dimensionamiento del eje de los tambores.

Para el cálculo del eje de los tambores, supondremos el cilindro exterior conectado al eje mediante dos aros metálicos.

Se debe calcular la resistencia a la flexión generada por la tensión de la cinta, para ello se supone la carga uniformemente repartida en el cilindro exterior entre los dos discos..

A su vez, se debe calcular la resistencia a la torsión necesaria para soportar la sollicitación proveniente de la transmisión de potencia del reductor.

El método a utilizar es prediseño según ASME y verificación según Soderberg.

#### 7.1.1 – Ubicación de los elementos

A continuación se presenta el diseño del eje con las dimensiones básicas (las dimensiones de diámetro se obtienen en el punto 7.1.5, y se representan aquí a modo de visualizar correctamente la escala del eje):

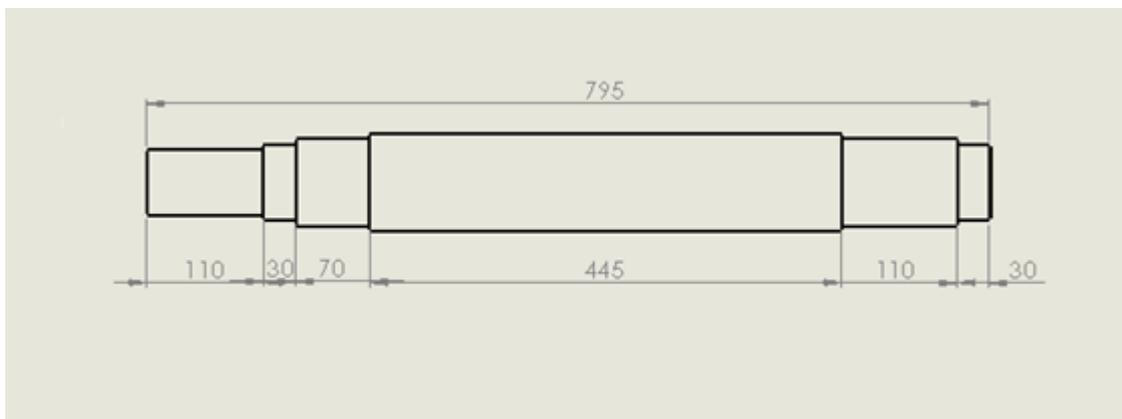


Ilustración 19 - Dimensiones de eje de tambor motriz

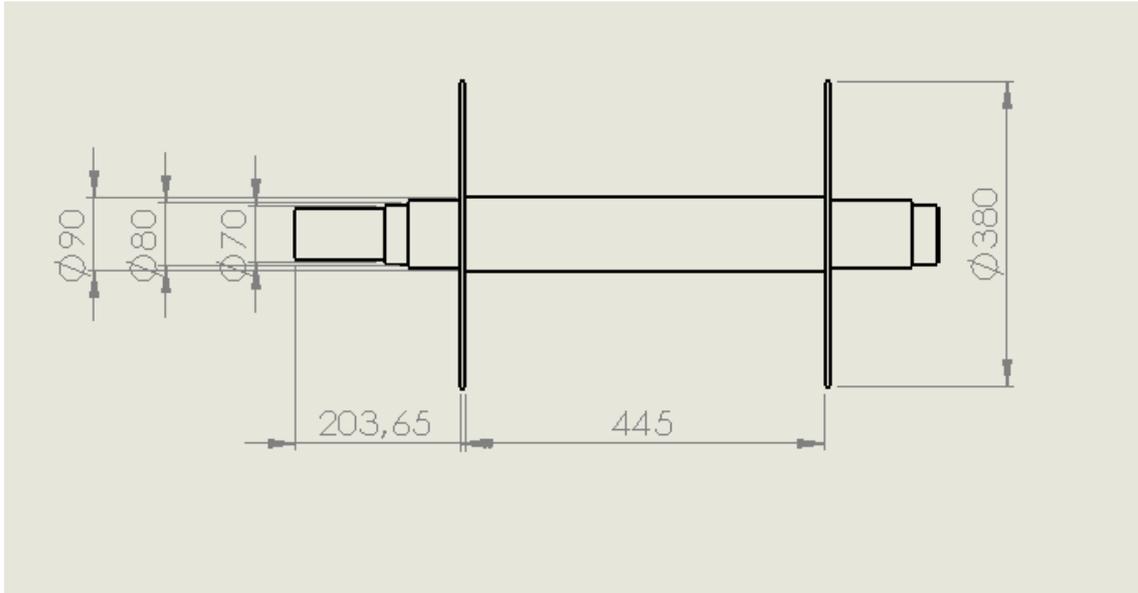


Ilustración 20 - Ubicación de tapas en eje motriz

Del lado izquierdo se observa una descarga en el eje a fin de colocar el acoplamiento del reductor y el apoyo, mientras que del lado derecho solo se prevé el alojamiento del apoyo.

Para la impulsión del sistema se busca un motorreductor de 3,5 Kw, cuya salida sea de 15 RPM (valor que para un tambor de 400 mm de diámetro, arroja una velocidad tangencial de 0,3 m/seg). Esta velocidad puede ser reducida luego utilizando un variador de frecuencia

El motoreductor mas aproximado se selecciona desde el catalogo interactivo de SEW Eurodrive, cuyos valores de entrada se muestran en la siguiente imagen:

Búsqueda

Designación del tipo requerido:  Búsqueda

Diseño del reductor:

Tipo motor:

País de uso:

Potencia del motor P [kW] / Par Ma [Nm]:  ± /  ±

Velocidad de salida na [1/min] / Índice de reducción i:  ± /  ±

Factor de servicio FB:  ±

Clase con eficiencia internacional (IE):

Nº de polos:

Series de motor:

Factor de duración:

Operación de convertidor de frecuencia:

Velocidades de salida bajas especiales:

Resultados de la búsqueda

Denominación	Clase eficiente	P [kW]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	FB	na2 [1/min]	Factor con duración cíclica
S87DRN112M4	IE3	4	15 / 18	1970 / 1660	99.26	1 / 1.1	1464 / 1769	S1-100%

Ilustración 21 - Selección de motoreductor



Configurando la posición de salida de eje , montaje con brida B5 y motor con protección IP55, el tipo configurado es el:

SF87DRN112M4AL – SEW EURODRIVE.

Con eje de salida de 60 mm.

#### 7.1.2- Tipo de montaje del conjunto

Se prevé el montaje del reductor mediante brida anclada a la estructura y la transmisión del movimiento del reductor al eje por un acoplamiento a cadenas del tipo mostrado en la siguiente imagen.



*Ilustración 22 - Acoplamiento a cadenas*

La tolerancia típica requerida para el montaje del cubo del acoplamiento es h6.

Los apoyos estarán provistos por un rodamiento que soporte carga radial únicamente del lado del reductor, y un rodamiento axial-radial del lado opuesto para mantener el centrado del eje.

Las tapas que conectan el eje con el tambor estarán soldadas para evitar la colocación de bridas de anclaje que deberían también ser soldadas. En caso de rotura se prevé el reemplazo del tambor completo por uno de repuesto, para la posterior reparación en tornería.

El tambor exterior se prevé construido en un tubo para uso mecánico de 406 mm con 11 mm de pared, a fin de poder ser mecanizado posteriormente.

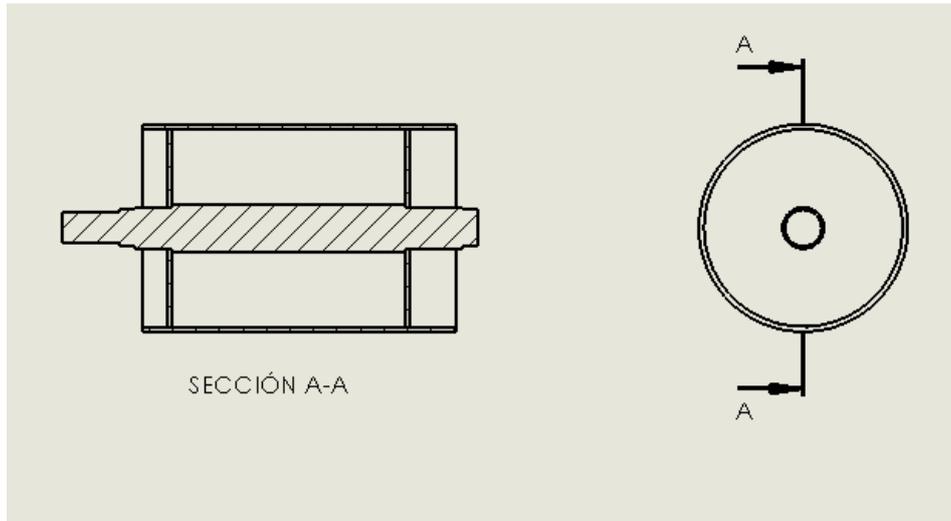


Ilustración 23 - Vista en corte tambor motriz

### 7.1.3- Determinación de las tensiones en el eje

Las tensiones en el eje son mostradas sobre la sección resistente considerada:

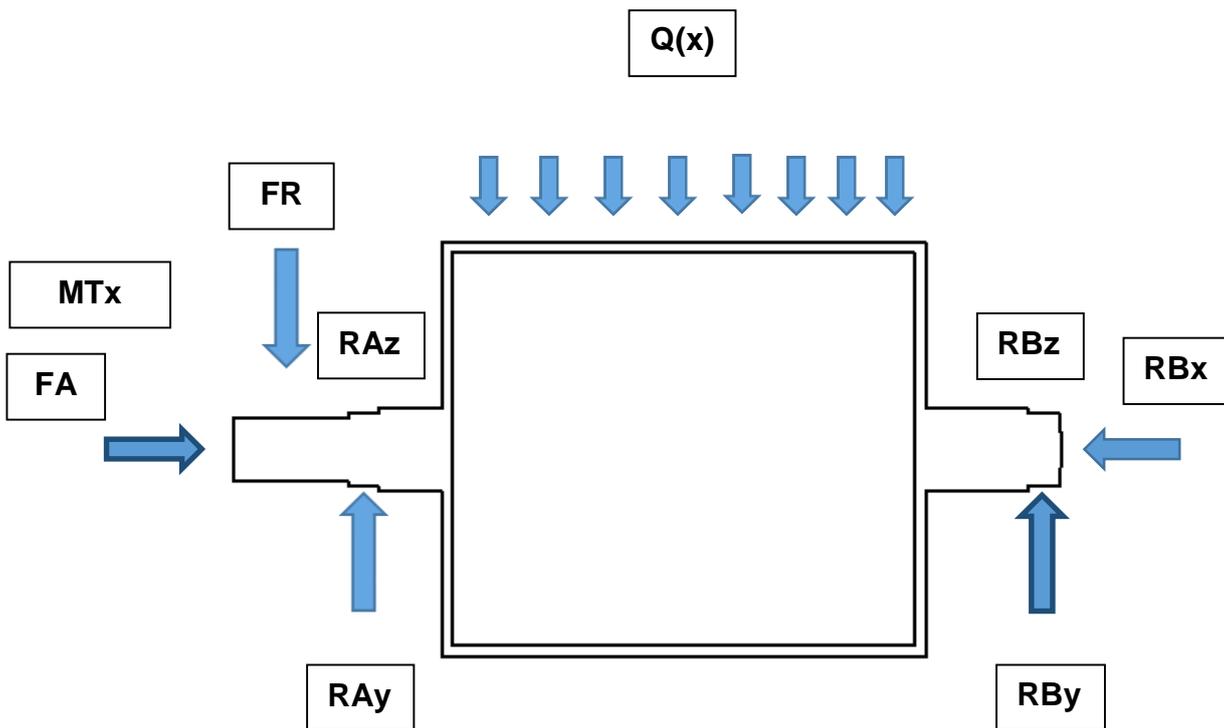


Ilustración 24 - Ubicación de cargas en eje motriz



Se supone que los esfuerzos radiales y axiales del reductor están compensados por los apoyos del mismo, por lo cual, el único esfuerzo que genera es un momento torsor en la dirección x.

La tensión de la cinta se supone una carga distribuida linealmente en el ancho del tambor

Con lo cual,  $F_A=0$ , y  $F_R=0$ .

Realizando la sumatoria de esfuerzos y momentos actuantes y despejando dichas ecuaciones se llega a:

$$F_a = R_{Bx} = 0$$

$$R_{By} = \frac{1}{2} T$$

$$R_{Ay} = \frac{1}{2} T$$

$$R_{az} = 0$$

$$R_{Bz} = 0$$

Donde T representa la sumatoria de las tensiones de los ramales cargados y descargados de la cinta ( $F_1+F_2$ ) calculadas en 3.1.5.  $T= 12498 \text{ N}$

Reemplazando con los valores numéricos de los esfuerzos calculados anteriormente en las tensiones aplicadas:

$$R_{By} = 6249 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 6249 \text{ N}$$

Se determinan los diagramas de esfuerzos y momentos en los diferentes planos:

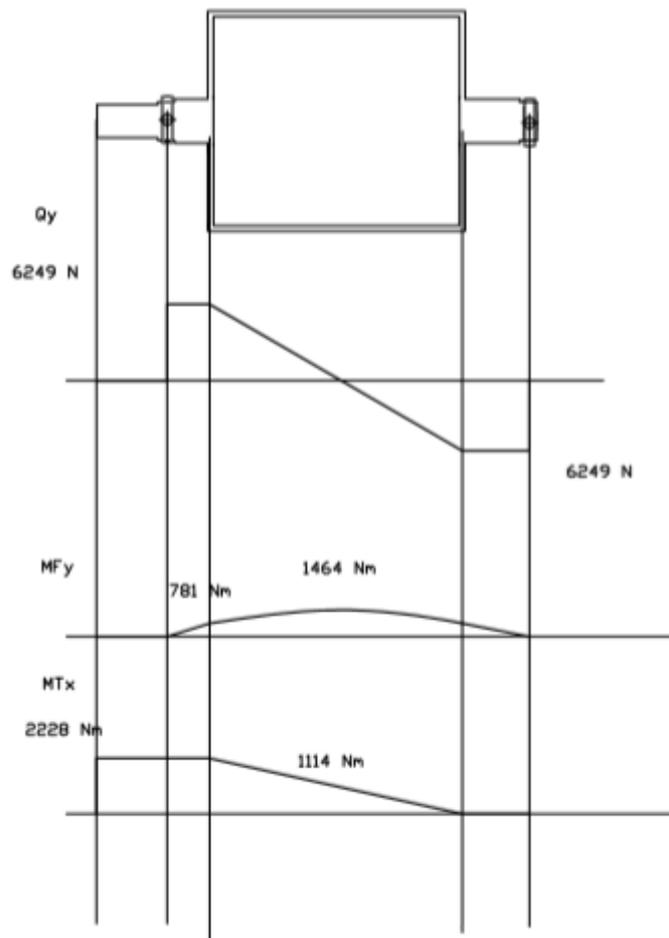


Ilustración 25 - Diagrama de esfuerzos en eje motriz (sección resistente)

Los esfuerzos no graficados en el diagrama anterior son nulos.

Observando el diagrama de esfuerzos característicos, se encuentra que la sección más solicitada es la ubicada inmediatamente a la izquierda del disco del lado del reductor.

Además, otras zonas críticas que se observan son el apoyo del rodamiento lado motor (posee un resalte el eje que genera un concentrador de tensiones), y el centro del tambor.

La zona del apoyo del rodamiento se verificara según el método propuesto por ASME y las dos zonas restantes, utilizando la herramienta de elementos finitos proporcionada por Solidworks



### 7.1.4 – Prediseño del eje según ASME

Para el eje pre seleccionamos un acero AISI-SAE 4140, por su alta resistencia y capacidad de ser soldado, en principio sin tratamiento térmico.

The following table outlines the mechanical properties of AISI 4140 alloy steel.

Properties	Metric
Tensile strength	655 MPa
Yield strength	415 MPa
Bulk modulus (typical for steel)	140 GPa
Shear modulus (typical for steel)	80 GPa
Elastic modulus	190- 210 GPa

Tabla 36 - Propiedades mecánicas de acero AISI SAE 4140

La tensión de fluencia de este acero es 415 MPa = 4150 Kg/cm<sup>2</sup>  
La tensión de rotura, por otra parte es de 655 MPa = 6550 Kg/cm<sup>2</sup>

Según la norma ASME la expresión para calcular el diámetro del árbol es la siguiente:

$$De \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot \sigma_{adm} \cdot (1 - \lambda^4)} * \sqrt{\left[ K_m * M_f + \frac{w * F_a * D * (1 + \lambda^2)}{8} \right]^2 + (K_t * M_t)^2}} \quad (7.1.4.1)$$

Donde:

De = diámetro exterior del árbol. (cm)

$\sigma_{adm}$  : Resistencia a la tracción admisible (Kg/cm<sup>2</sup>)

Fa = esfuerzo axial de tracción o compresión (Kg)

w = relación entre la tensión máxima producida por pandeo debido a la carga axial a la tensión de compresión simple. No se considera el efecto del pandeo; w = 0.

$\lambda$  = relación entre los diámetros interior a exterior en árboles huecos d/D = 0 ; (d = 0)

K<sub>m</sub> = factor combinado de choque y fatiga a aplicar al momento flector calculado: **1,5** (de tabla. Esfuerzos estables y gradualmente aplicados)

K<sub>t</sub> = 1 (Esfuerzos estables y gradualmente aplicados.)



Se determina el momento flector, como la composición de dos momentos actuantes en planos ortogonales.

Como no existe momento actuante en z, el momento a considerar será solo el que está en la dirección y (el máximo en la sección considerada)

$$M_f = 781 \text{ Nm}$$

### Factores de choque y fatiga

Desde que un árbol que gira está sometido a tensiones totalmente alternativas, debe usarse en la ecuación de la norma A.S.M.E., un factor de fatiga,  $K_m$  de por lo menos 1,5. Cuando los esfuerzos de flexión y torsión están sujetos a variaciones de intensidad o con choques, las tensiones producidas serán mayores que bajo condiciones estáticas, y los valores de  $K_m$  y  $K_t$  tomados de la tabla siguiente, tienen en cuenta estas tensiones adicionales:

### Factores de choque y fatiga combinados a utilizar en las ecuaciones

Tipo de esfuerzo	Árboles que giran		Ejes fijos	
	$K_m$	$K_t$	$K_m$	$K_t$
Esfuerzos estables y gradualmente aplicados	1,5	1,0	1,0	1,0
Esfuerzos bruscamente aplicados con choque moderado	1,5 – 2,0	1,0 – 1,5	1,5 – 2,0	1,5 – 2,0
Esfuerzos bruscamente aplicados con choque fuerte	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0		

Tabla 37 - Factores de choque y fatiga combinados para árboles y ejes

- $M_f = 7810 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$
- $M_t = 22280 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$
- $\sigma_{ad} = \sigma_{fluencia} * 0,6 * 0,75 = 1395 \text{ Kg/cm}^2$  (reducido un 25% por concentrador de tensiones)

Reemplazando estos valores en la expresión de ASME obtenemos:

$$De(cm) \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 1395 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} * (1-0^4)} * \sqrt{[1.5 * 7810 \text{ Kg.cm}]^2 + (1 * 22280 \text{ Kg.cm})^2}} \quad (7.1.4.2)$$

El diámetro mínimo que verifica esta condición es de **5,65 cm**, con lo cual se adopta un eje de 70 mm.



### 7.1.5 – Verificación según Soderberg.

Este cálculo adolece del defecto de no cuantificar el efecto de concentración de tensiones en su justa medida, ni la carga por fatiga y no pondera la resistencia a esta sollicitación de la pieza a dimensionar. Es por eso, que se debe verificar la resistencia del mismo según el método de Soderberg.

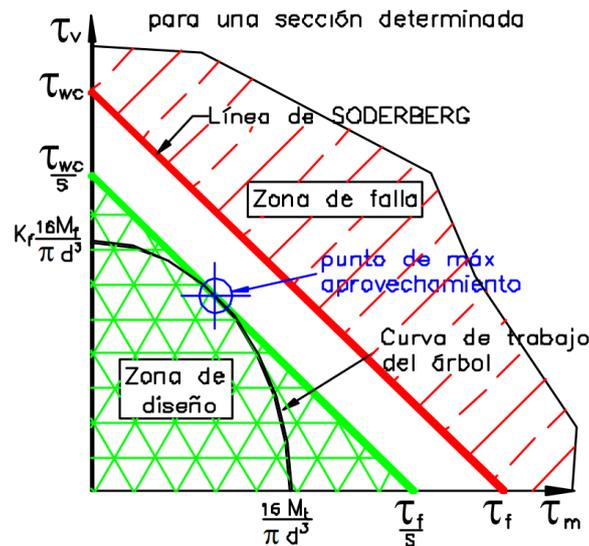


Ilustración 26 - Diagrama para el diseño de árboles según Soderberg

La expresión para la verificación de la resistencia del árbol según Soderberg es la siguiente:

$$d = \sqrt[3]{32 * \frac{s}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{Mt}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{K_f * M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}} \quad (7.1.5.1)$$

Donde:

- d : diámetro mínimo de sección analizada (cm)
- s : coeficiente de seguridad = **3**, mayormente utilizado en industria.
- Mt : Momento torsor. (Kg\*cm)
- Mf : Momento flector. (Kg\*cm)
- σ<sub>f</sub> : tensión de fluencia del acero.
- σ<sub>w</sub> : 0,5 \* σ<sub>rot</sub>, límite de fatiga ( $\frac{Kg}{cm^2}$ )
- K<sub>f</sub> : concentrador de tensiones. Se obtiene de  $K_f = 1 + q * (K_t - 1)$
- Q : coeficiente "sensibilidad a las ranuras" (para σ<sub>rot</sub> = 34 Kg/mm<sup>2</sup>) ; **q = 0.5**
- σ<sub>wc</sub> = σ<sub>w</sub> \* C<sub>s</sub> \* C<sub>t</sub> \* C<sub>c</sub> límite de fatiga corregido (kg/cm<sup>2</sup>)



SAE	$\sigma_{rot}$ (kg/mm <sup>2</sup> )	q
1020 (laminado en caliente)	45	0,50
1045 (laminado en caliente)	65	0,65
4140 (laminado en caliente)	105	0,80
4140 (templado y revenido)	140	0,95

$$K_f = 1.175$$

$$\sigma_f = 4150 \frac{Kg}{cm^2}$$

Coefficientes de corrección  $C_s$  (por superficie),  $C_t$  (coeficiente de tamaño) y  $C_c$  (coeficiente de confiabilidad)

$$C_s = 2,7 * \sigma_{rot}^{-0,265} = 2,7 * 57^{-0,265} \text{ (material bruto, estirado en frio)}$$

$$C_T = 0,75 \text{ debido a que el diámetro es mayor 50 mm}$$

$$C_C = 0,81 \text{ para tener una confiabilidad de 99\%}$$

$$\sigma_w = 0,5 * \sigma_{rot} \text{ límite de fatiga } \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] = 2850 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{wc} = \sigma_w * C_s * C_T * C_C = 2850 * 0,962 * 0,75 * 0,81 = 1482 \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right]; \text{ límite de fatiga corregido}$$

Resolviendo la ecuación, el diámetro mínimo para verificar resulta:

$$d = \sqrt[3]{32 * \frac{3}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{22280}{3100}\right)^2 + \left(\frac{1.175 * 5580}{1482}\right)^2}} \quad (7.1.5.1)$$

$$d = 63,6 \text{ mm}$$

El valor obtenido por Soderberg es similar al obtenido por ASME, y da como resultado un diámetro a adoptar de 64 mm.

Bajo estas condiciones, el árbol de diámetro 70 mm verifica perfectamente.

La flecha máxima se verifica mediante MEF. No se verifica la deformación angular en este caso por ser el tramo de torsión máxima muy corto y al haber un solo tambor no existe un problema de sincronismo donde la deformación excesiva pudiera afectar el movimiento, por ejemplo, de dos ruedas montadas en ambos extremos de un eje que se motorice desde el centro.

## 7.2 – Verificación de tambores de rodillo motriz.

Para la verificación de los tambores del rodillo motriz, se utilizará el método de los elementos finitos implementado mediante el programa SolidWorks.



Como primer aproximación, se supone el tambor realizado en un tubo de uso mecánico de diámetro 406 mm y 11 mm de espesor de pared.

Se representa la tensión actuante en la cinta transportadora como una presión aplicada sobre la superficie exterior del tambor, particionado a la mitad.

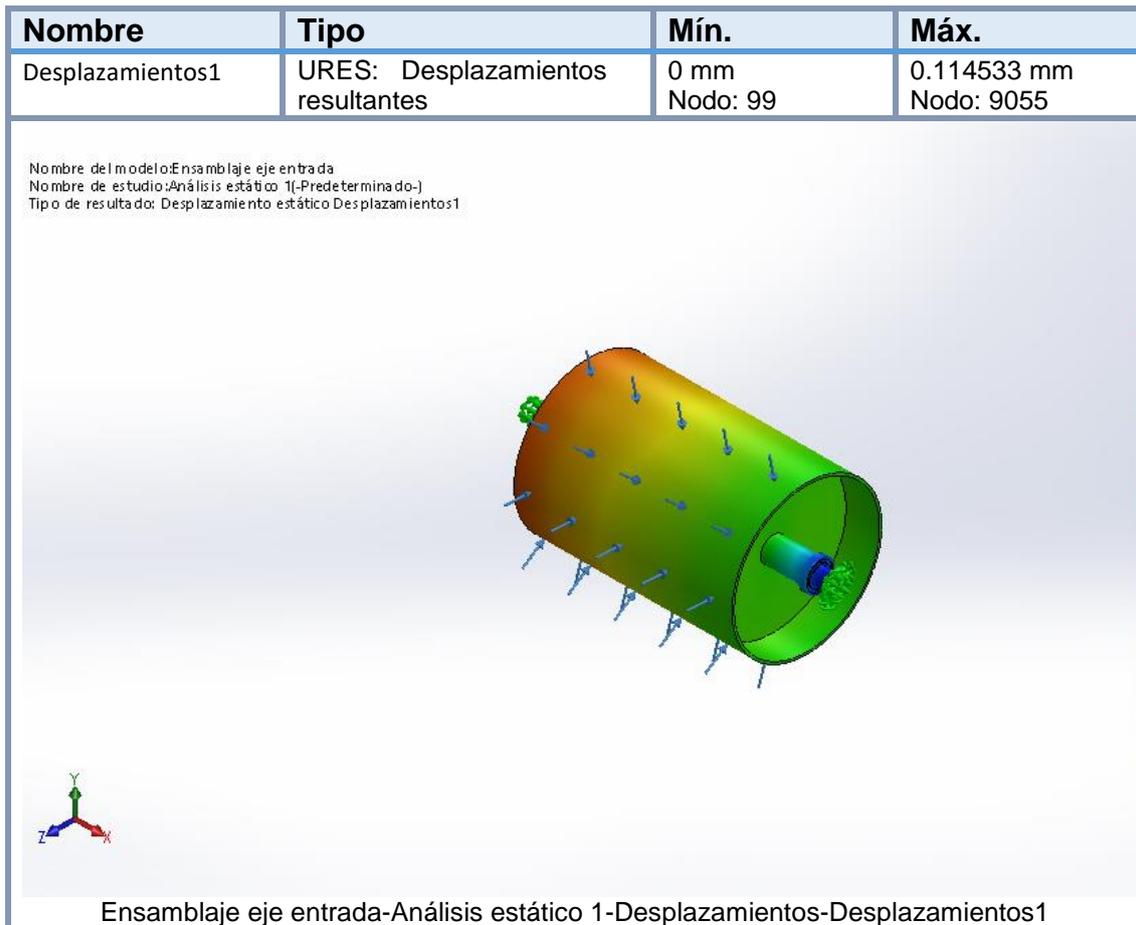


Ilustración 27 - Análisis por MEF de tambor exterior para eje motriz

Se analizan las deformaciones y se encuentra que la flecha máxima en el tambor es de 0,11 mm, en la zona que se encuentra la sección más desfavorable del eje. Gran parte de este desplazamiento es debido al desplazamiento del eje entonces.



### 7.3 – Selección de rodamientos.

Los rodamientos a seleccionar serán dos:

Un rodamiento radial ubicado en el apoyo próximo al reductor, y un rodamiento radial/axial ubicado en el extremo contrario.

Las condiciones para la selección son:

Carga radial: 6249 N (obtenidas mediante las reacciones en los apoyos)  
Carga axial: 500 N (Este valor es sugerido como carga para mantener el centrado del eje)  
Velocidad de rotación: 15 RPM

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281 es

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^a$$

Para 90% de confiabilidad

Siendo:

a=3 para cojinete de bolas.  
L=Vida nominal (en millones de revoluciones).  
C=capacidad de carga dinámica (en kN).  
P=carga dinámica equivalente (en kN).

La vida nominal se define a partir de las condiciones de funcionamiento.

Operación: 10 h/día  
Velocidad: 15 RPM  
Vida útil esperada: 5 años.

Para estas condiciones, se necesita una vida útil de 32,8 millones de revoluciones.

Despejando C:

$$C = P.L^{\frac{1}{3}}$$

L = 3280 millones de ciclos

$$P = X V.Fr + Y.Fa$$

El rodamiento a, izquierdo, será el que no soporte carga axial. Las cargas aplicadas a este son:

$$R_y = 6249 \text{ N} , \quad R_z = 0$$



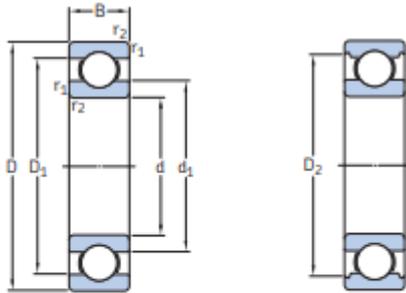
Donde V es el factor de rotación, que para anillo interior rotatorio su valor es de 1.

La fuerza radial sobre el mismo resulta:

$$Fr = \sqrt{6249^2} = 6249 \text{ N} = \mathbf{624,9 \text{ kg}}$$

En este rodamiento solo se soporta carga radial, siendo la axial prácticamente nula. Por lo tanto resulta la carga equivalente P igual a la carga radial, ya que el factor X es 1.

Seleccionamos un rodamiento con diámetro interior de 70mm, y probamos inicialmente con un ancho de 20 mm, por ser rodamiento de serie estándar 60XX, de fácil reposición en el mercado.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
<b>60</b>	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	11 000	0,11	61812
	85	13	16,5	14,3	0,6	16 000	10 000	0,2	61912
	95	11	20,8	15	0,735	15 000	9 500	0,29	16012
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	9 500	0,41	6012
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,78	6212
<b>65</b>	130	31	85,2	52	2,2	11 000	7 000	1,7	6312
	150	35	108	69,5	2,9	10 000	6 300	2,85	6412
	85	10	12,4	12,7	0,54	16 000	10 000	0,13	61813
	90	13	17,4	16	0,68	15 000	9 500	0,22	61913
	100	11	22,5	19,6	0,83	14 000	9 000	0,3	16013
<b>70</b>	100	18	31,9	25	1,06	14 000	9 000	0,44	6013
	120	23	58,5	40,5	1,73	12 000	7 500	1	6213
	140	33	97,5	60	2,5	10 000	6 700	2,1	6313
	160	37	119	78	3,15	9 500	6 000	3,35	6413
	90	10	12,4	13,2	0,56	15 000	9 000	0,14	61814
100	16	23,8	21,2	0,9	14 000	8 500	0,35	61914	
110	13	29,1	25	1,06	13 000	8 000	0,44	16014	
110	20	39,7	31	1,32	13 000	8 000	0,61	6014	



Dimensiones					Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo			
	d	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	r <sub>1,2</sub> min.	d <sub>s</sub> min.	D <sub>s</sub> máx.	r <sub>s</sub> máx.	k <sub>r</sub>	f <sub>0</sub>	
mm						mm					
60	65,6	72,4	-	-	0,3	62	76	0,3	0,015	17	
	68,2	76,8	-	-	1	64,6	80,4	1	0,02	16	
	72	83	-	-	0,6	63,2	91,8	0,6	0,02	14	
	71,3	83,7	86,5	-	1,1	66	89	1	0,025	16	
	75,5	94,6	98	-	1,5	69	101	1,5	0,025	14	
	81,8	108	113	-	2,1	72	118	2	0,03	13	
	88,1	122	-	-	2,1	74	136	2	0,035	12	
	65	71,6	78,4	-	-	0,6	68,2	81,8	0,6	0,015	17
		73,2	81,8	-	-	1	69,6	85,4	1	0,02	17
76,5		88,4	-	-	0,6	68,2	96,8	0,6	0,02	16	
76,3		88,7	91,5	-	1,1	71	94	1	0,025	16	
83,3		103	106	-	1,5	74	111	1,5	0,025	15	
88,3		117	122	-	2,1	77	128	2	0,03	13	
70	94	131	-	-	2,1	79	146	2	0,035	12	
	76,6	83,4	-	-	0,6	73,2	86,8	0,6	0,015	17	
	79,7	90,3	-	-	1	74,6	95,4	1	0,02	16	
	83,3	96,8	-	-	0,6	73,2	106	0,6	0,02	16	
	82,8	97,2	99,9	-	1,1	76	104	1	0,025	16	
	87	108	111	-	1,5	79	116	1,5	0,025	15	
70	94,9	125	130	-	2,1	82	138	2	0,03	13	
	103	146	-	-	3	86	164	2,5	0,035	12	

Tabla 38 - Dimensiones y capacidades de carga nominales para rodamientos <sup>6</sup>

Y los datos son (modelo 6014):

$$C = 39,7kN$$

$$C_o = 31,6 kN$$

Este valor está muy por encima de los esfuerzos aplicados en nuestro árbol, por lo que la variable de selección en este caso es el diámetro interior del rodamiento.

La vida útil de este rodamiento será:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{39,7kN}{6,24kN}\right)^3 = 257,2 \times 10^6 \text{ revoluciones.}$$

Con estos valores se considera que el rodamiento supera la vida útil esperada (para 5 años = 32,8 millones de revoluciones).

Procedemos ahora a calcular el rodamiento derecho, el cual soporta la carga axial.

La fuerza radial sobre el mismo resulta:

$$Fr = \sqrt{4485^2} = 6249 N$$

$$Fa = 500 N$$

$$P = F_r V X + F_a Y$$

Donde V es el factor de rotación, que para anillo interior rotatorio su valor es de 1.

<sup>6</sup> SKF, Catalogo de rodamientos digital, p 328. ([https://www.skf.com/binary/89-121486/10000\\_2-ES---Rolling-bearings.pdf](https://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf))



Para este fabricante, los valores de X e Y están dados en función de un valor  $f_0$  dependiente del rodamiento, de  $C_0$  y de la fuerza axial, o bien del límite de relación de carga “e” =  $F_a/F_r$ .

<b>Carga dinámica equivalente del rodamiento</b>	<b>Rodamientos individuales y pares de rodamientos dispuestos en tándem:</b>
	$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$

La relación de carga para este caso es de 0,08.

Tabla 5									
Factores de cálculo para los rodamientos rígidos de una hilera de bolas									
$f_0 F_a/C_0$	Juego Normal			Juego C3			Juego C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Los valores intermedios se obtienen mediante la interpolación lineal

**SKF** 299

Tabla 39 - Factores de cálculo para rodamientos rígidos de una hilera de bolas

Debido a que el valor “e” es menor a los rangos expresados en la tabla, el cálculo es exactamente igual al del rodamiento calculado anteriormente.

Con el rodamiento seleccionado, se procede a elegir los soportes, sellos y tipo de lubricación.

Se busca la mayor facilidad de montaje y simplicidad de mantenimiento posible, es por eso, que se utilizan soportes de rodamiento de pie, con unidades cóncavas. Esta característica provee la auto alineación del eje en caso de existir pequeños desvíos. Para la marca SKF, este tipo de unidades se denominan unidades de rodamiento “Y”.



*Ilustración 28- Soportes de rodamientos tipo Y*

Estos rodamientos están basados en los rodamientos rígidos de bolas (serie 6xxx), pero con el exterior convexo y el aro interior posee un prisionero o sistema de apriete para la fijación al eje.

El rodamiento equivalente al 6014 en sistema Y es el YAR 214.

La lubricación será convencional, con grasa de litio “long life” provista en el mismo rodamiento, y los sellos a utilizar serán sellos completos reforzados con aro de acero para aplicación agrícola.

El rodamiento así configurado es el **YAT 214-2F**.

Para el mismo, se selecciona un soporte de fundición de acero por ser el de menor costo dentro de los disponibles. Este soporte tiene código SKF 5Y-514M

#### *7.4- Selección de rodillos de apoyo.*

Los rodillos intermedios, de provisión comercial, se determinan a partir del ancho de la banda, y de la carga sobre los mismos.

Debido a que el transportador está ubicado de forma casi vertical, la carga sobre los mismos será nula.

Es por eso que la selección se basa únicamente en el largo de los mismos:



## Recomendación de diámetro de rodillos por ancho de banda

**Tabla J**

BANDA ø Rodillo	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
63,5	x	x	x								
70		x	x	x							
76		x	x	x	x						
89		x	x	x	x						
102			x	x	x	x					
108			x	x	x	x	x				
127				x	x	x	x	x			
133				x	x	x	x	x			
152,4						x	x	x	x		
159						x	x	x	x		
193,7									x	x	x

Tabla 40 - Recomendación de diámetro de rodillos por ancho de banda<sup>7</sup>

## Capacidad de carga (kg) del rodillo en función de la velocidad (r.p.m.)

Longitud en (mm) y vida de 30.000 horas

**Tabla H**

ø Eje Rodamiento	r.p.m.	30	60	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
ø 20 6.240	200	410	350	280	205	170	157	149	140	132	128		
	250												
	315												
	380	320	271	200	165	150	140	133	125				
	465												
	530	232	201	190	158	145	136	130	122				
	600	178	170	150	140	132	126	119					
	670	157	142	135	129	122	117						
	750	121	119	113	106								
	950	99											
	1150												

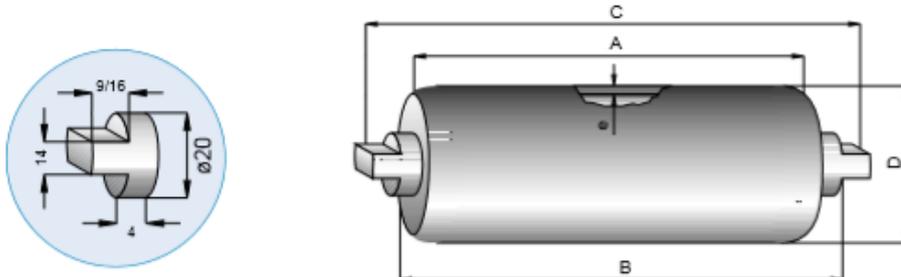
Tabla 41 - Capacidad de carga de rodillos en función de la velocidad<sup>8</sup>

<sup>7,8</sup> ROTRANS, Catalogo de rodillos (<https://rotranssa.com/catalogos>)



### RODAMIENTO 6204 EJE Ø20

Serie M / S-20	DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	63,5	70	76	89	102	108	127	133	152	159
	ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3	3	3	3	3,6	3,8	4	4	4,5	5
	CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,1	1,2	1,3	1,6	1,8	2	2,2	2,4	3
	CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,2	1,2	1,4	2	2,3	2,8	2,9	3,3	4



Colocación en ARTESA						Colocación en "V"					
BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø63.5	Peso partes móviles Ø63.5	BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø63.5	Peso partes móviles Ø63.5
300						300	200	208	226	2,09	1,50
400	160	168	186	1,80	1,27	400	250	258	276	2,44	1,75
500	200	208	226	2,09	1,50	500	315	323	341	2,90	2,05
650	250	258	276	2,44	1,75	650	380	388	406	3,35	2,35
800	315	323	341	2,90	2,05	800	465	473	491	3,95	2,73
1000	380	388	406	3,35	2,35	1000	600	608	626	4,90	3,34
1200	465	473	491	3,95	2,73	1200	700	708	726	5,61	3,79
1400	530	538	556	4,41	3,02	1400	800	808	826	6,31	4,24
1600	600	608	626	4,90	3,33	1600	900	908	926	7,01	4,69
1800	670	678	696	5,40	3,66	1800	1000	1008	1026	7,72	5,14
2000	750	758	776	5,96	4,02	2000	1100	1108	1126	8,42	5,60

Tabla 42 - Dimensiones de rodillos con rodamientos 6204<sup>9</sup>

Se escoge un rodillo de diámetro 76 mm, con eje de 20 mm y rodamiento 6204.

<sup>9</sup> ROTRANS, Catalogo de rodillos (<https://rotranssa.com/catalogos>)

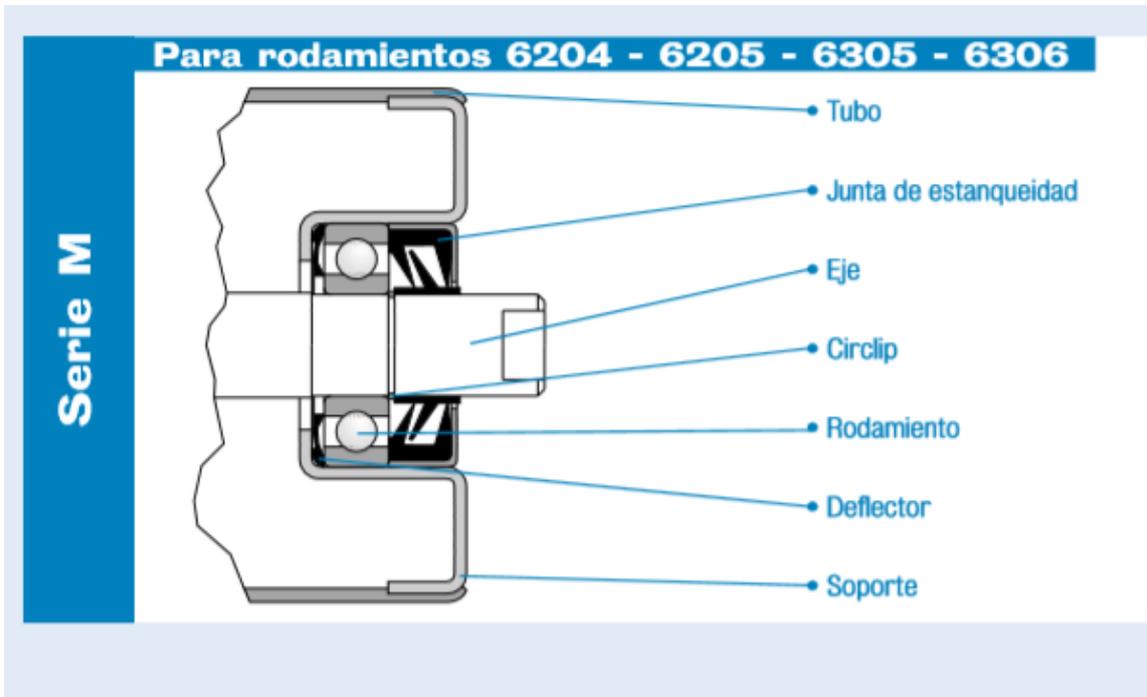


Ilustración 29 - Configuración de rodillos<sup>10</sup>

<sup>10</sup> ROTRANS, Catalogo de rodillos (<https://rotranssa.com/catalogos>)



### 3.2 -Tamañador

En este apartado, resta definir para el tamañador los siguientes puntos:

- Verificación de capacidad de tolvas
- Diseño de estructura de tolvas
- Calculo de velocidad y potencia de rodillos impulsores
- Calculo de estructura de tamañador

Se hace especial hincapié en estos puntos, por ser los de mayor importancia a la hora de diseñar el tamañador.

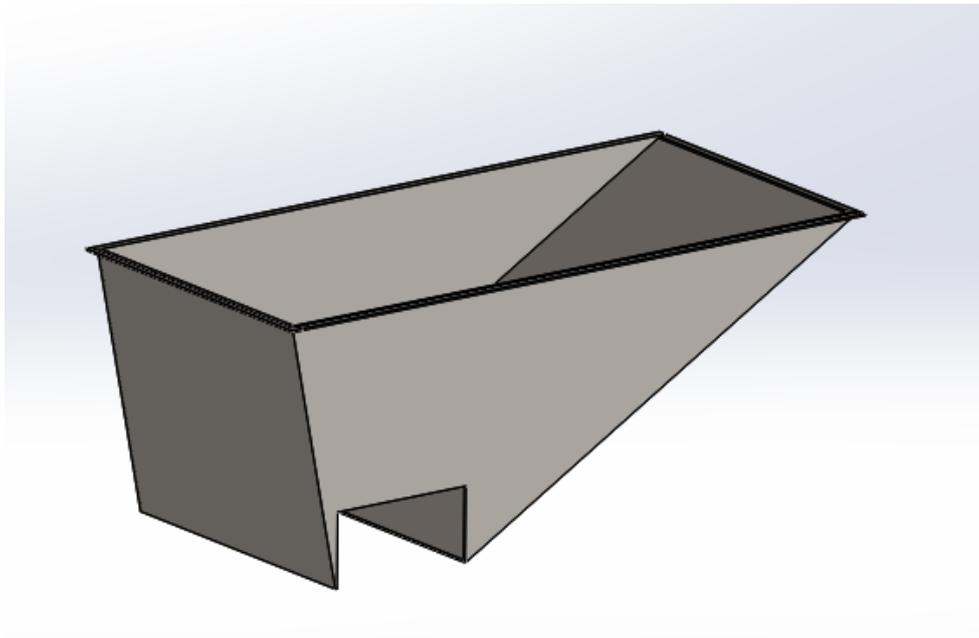
Las tolvas deben proveer capacidad suficiente a la línea de empaclado sin interrupciones.

La estructura, tanto de tolvas como del tamañador en general, es la más comprometida en cuanto a solicitaciones, por ser el punto más alto del sistema y más cargado.

Se omite el procedimiento de cálculo de cintas transportadoras, por ser similar al descrito en el apartado anterior, correspondiente al transportador de entrada.

#### 1- Verificación de volumen de tolvas de tamañador

El diseño propuesto para las tolvas es el siguiente:



*Ilustración 30 - Diseño de tolvas de tamañador*



Las tres tolvas tienen un diseño similar, solo variando en los ángulos de las chapas laterales para colocar en diferentes lugares las cintas extractoras de papa.

Se debe verificar la capacidad de carga de las tolvas, a fin de asegurar que no se vea interrumpida la alimentación de la embolsadora

Siendo A el área de las placas laterales:

- Verificación para la tolva de tamaño grande

$$A = 0,74 \text{ m}^2 * 0,8 \text{ m} = 0,592 \text{ m}^3 * 0,589 \text{ Ton /m}^3 = \mathbf{348 \text{ Kg}}$$

- Verificación para tolva de tamaño mediano

$$A = 0,74 \text{ m}^2 * 0,6 \text{ m} = 0,444 \text{ m}^3 * 0,589 \text{ Ton /m}^3 = \mathbf{261 \text{ Kg}}$$

- Verificación para tolva de tamaño pequeño

$$A = 0,74 \text{ m}^2 * 0,6 \text{ m} = 0,444 \text{ m}^3 * 0,589 \text{ Ton /m}^3 = \mathbf{261 \text{ Kg}}$$

$$\text{Volumen total} = 1,48 \text{ m}^3 * 0,589 \text{ Ton /m}^3 = \mathbf{871 \text{ kg}}$$

Considerando la peor condición, dada cuando el mix solo llena la tolva del tamañador de papa grande (condición poco probable en la práctica), este volumen permite operar durante 3,5 minutos sin tener alimentación al tamañador.

En el caso de tener el mix normal, con el tamañador calibrado a la segregación estándar, el tiempo de operación que permiten estas tolvas asciende a 8,36 minutos.

Si se tiene en cuenta que la cinta de alimentación estará provista de un variador de velocidad, cuyo seteo estándar en la operación es al mínimo, ante un eventual pico de consumo en los tamañadores, este será compensado en la alimentación, operando a mayor velocidad.

Se acepta entonces el volumen de las tolvas diseñadas.

## 2- Verificación de espesor de chapas de tolvas

La construcción de las tolvas se realiza mediante chapas plegadas y soldadas. Para evaluar su resistencia, debe tenerse en cuenta su sollicitación a la flexión.

La variable a determinar es el espesor de chapa con el que se construirán las tolvas. Por razones de espacio, no es factible colocar cartelas de refuerzo en



los laterales de las tolvas, por lo que el cálculo se realiza para la construcción con chapas lisas.

Adicionalmente, se colocaran tirantes longitudinales, pero no se considera la resistencia adicional proporcionada por los mismos.

### 2.1 – Determinación de las solicitaciones.

Para determinar las solicitaciones a las que se encuentra sometida la tolva, se supone una distribución de presiones lineal de un fluido teórico con la densidad de la papa.

La expresión para el cálculo de la presión hidrostática (vertical) es la siguiente:

$$p(z) = \delta * g * z \quad (2.1.1)$$

Donde:

p : presión hidrostática (Pa)

$\delta$  : densidad ( $\frac{Kg}{m^3}$ )

z : altura (m)

g: aceleración de la gravedad (m/s)

Considerando el origen de coordenadas en el borde superior de la tolva y el eje “z” aumentando hacia la parte inferior, la presión máxima (a 0,71 m) queda determinada como:

$$p(z) = 589 \frac{Kg}{m^3} * \frac{9,8m}{s^2} * 0,71 m = 4098 Pa = \mathbf{417,9 Kg/m^2} \quad (2.1.1)$$

Este es el valor máximo de presión, o fuerza distribuida que se aplica en el extremo inferior de las placas.

Considerando el eje x de coordenadas paralelo a la longitud mayor de las placas, las distribuciones de presión quedan de la siguiente forma:

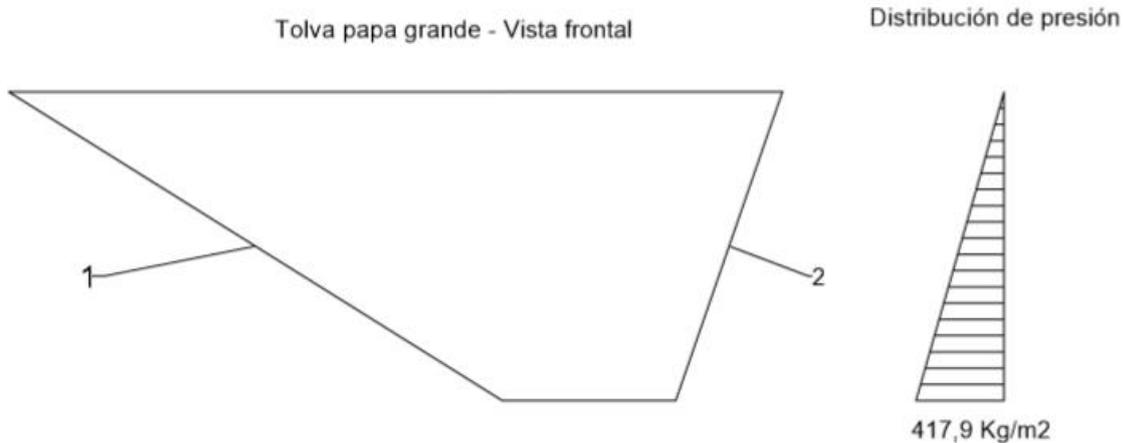


Ilustración 31 - Distribución de presión en tolva

Las placas de interés son las consignadas como “1” y “2” en la figura anterior.

Estas placas, están sometidas a una presión máxima de 417,9 Kg/m<sup>2</sup> en su extremo inferior, y la misma disminuye hacia el extremo superior en forma lineal hasta llegar al valor de presión atmosférica.

El método para el cálculo es el planteado en “Plate Formulas”- William Griffel <sup>11</sup>

Las ecuaciones para determinar el comportamiento a la flexión de las placas son:

$$M_x = K_x(p \cdot b^2) \quad (2.1.2)$$

$$M_y = K_y(p \cdot b^2) \quad (2.1.3)$$

$$R_x = \alpha(p \cdot b) \quad (2.1.4)$$

$$R_y = \beta(p \cdot b) \quad (2.1.5)$$

Donde:

E: Módulo de elasticidad (Pa)

G: Módulo de rigidez (Pa).

I : Momento de inercia de la sección (m<sup>4</sup>)

M: Momento flector (Nm)

t: tensión unitaria, donde el subíndice indica la dirección (Pa)

z : modulo de Poisson (adimensional)

w: Carga aplicada (Pa)

p: Presión máxima (Pa)

R: Reacciones en los apoyos (N)

M<sub>x</sub>, M<sub>y</sub>: Máximo momento flector por unidad de longitud actuando en planos perpendiculares al eje x y eje y respectivamente. (Nm)

R<sub>x</sub>, R<sub>y</sub>: Reacciones en los empotramientos, actuando normales al plano de la placa. En dirección normal a los ejes x e y respectivamente (N)

<sup>11</sup> GRIFFEL, William. (1968). *Plate formulas*. Frederick Ungar Publishing Company. New York



Kx: Factor para determinar Mx, (adimensional)  
 Ky: Factor para determinar My (adimensional)  
 α: Factor para determinar Rx (adimensional)  
 β: Factor para determinar Ry (adimensional)

Los valores se encuentran tabulados en la siguiente tabla (Caso 91):

CASE 90. PLATE FIXED ALONG THREE EDGES AND FREE ALONG THE THIRD EDGE—1/3 UNIFORM LOAD								
a/b	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1.5	Location of M <sub>x</sub> , M <sub>y</sub> , R <sub>x</sub> , R <sub>y</sub>
K <sub>x</sub>	0.0044 <sup>ⓐ</sup>	0.0105 <sup>ⓑ</sup>	0.0140 <sup>ⓒ</sup>	0.0131 <sup>ⓓ</sup>	0.0140 <sup>ⓔ</sup>	0.0136 <sup>ⓕ</sup>	0.0146 <sup>ⓖ</sup>	See Note
K <sub>y</sub>	0.0033	0.0114	0.0184	0.0247	0.0336	0.0399	0.0483	x = a, y = 0
α	0.1109	0.1703	0.1940	0.1846	0.1738	0.1696	0.1801	x = 0, y = 0.2b
β	0.1145	0.2099	0.2567	0.2905	0.3156	0.3267	0.3349	x = a, y = 0

CASE 91. PLATE FIXED ALONG THREE EDGES AND FREE ALONG THE THIRD EDGE—UNIFORMLY VARYING LOAD								
a/b	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1.5	Location of M <sub>x</sub> , M <sub>y</sub> , R <sub>x</sub> , R <sub>y</sub>
K <sub>x</sub>	0.0038 <sup>ⓐ</sup>	0.0114 <sup>ⓑ</sup>	0.0208 <sup>ⓒ</sup>	0.0277 <sup>ⓓ</sup>	0.0433 <sup>ⓔ</sup>	0.0644 <sup>ⓕ</sup>	0.0857 <sup>ⓖ</sup>	See Note
K <sub>y</sub>	0.0030	0.0107	0.0200	0.0325	0.0584	0.0845	0.1262	x = a, y = 0
α	0.0942 <sup>ⓐ</sup>	0.1514 <sup>ⓑ</sup>	0.2107 <sup>ⓒ</sup>	0.2421 <sup>ⓓ</sup>	0.2542 <sup>ⓔ</sup>	0.2564 <sup>ⓕ</sup>	0.3127 <sup>ⓖ</sup>	See Note
β	0.1056	0.1950	0.2645	0.3236	0.4055	0.4584	0.5047	x = a, y = 0

CASE 90

CASE 91

POSITIVE SIGN CONVENTION

NOTE: ① x = 0, y = 0.2b  
 ② x = 0, y = 0.4b  
 ③ x = 0, y = b  
 ④ x = 0, y = 0.8b  
 Max. M<sub>x</sub> = K<sub>x</sub>(pb<sup>2</sup>)  
 Max. M<sub>y</sub> = K<sub>y</sub>(pb<sup>2</sup>)  
 Max. R<sub>x</sub> = α(pb)  
 Max. R<sub>y</sub> = β(pb)

Tabla 43 - Factores para el cálculo de placas según condiciones de borde y distribución de presión.

Placa 1:

a= 400 mm  
 b= 1312 mm  
 a/b = 0,3

Los factores a utilizar son Kx =0,0208 ; Ky =0,0200 ; α=0,2107; β=0,2645

Placa 2:

a= 400 mm  
 b= 740 mm  
 a/b = 0,54

Los factores a utilizar son Kx =0,0277 ; Ky =0,0325 ; α=0,2421; β=0,3236



Placa	Placa 1	Placa 2	unidad
a	0,4	0,4	m
b	1,312	0,74	m
Kx	0,0208	0,0277	
Ky	0,02	0,0325	
Alfa	0,2107	0,2421	
Beta	0,2645	0,3236	
p	4098	4098	Pa
Mx	146,72	62,160	Nm
My	141,08	72,932	Nm
Rx	1132,84	734,173	Nm
Ry	1422,10	981,323	Nm

Tabla 44 - Factores para el cálculo de las tensiones en placas

## 2.2 – Determinación de las tensiones

La determinación de las tensiones máximas debidas a los momentos flectores en X e Y de las placas responde a la siguiente expresión:

$$\sigma_{x \max} = \frac{M_x * h/2}{I_x} \quad (2.2.1)$$

$$\sigma_{y \max} = \frac{M_y * h/2}{I_y} \quad (2.2.2)$$

Donde:

$\sigma$ : tensiones en los ejes principales

M: momentos flectores en los ejes principales

h: espesor de la placa

I: Momento de inercia de la sección respecto al eje central perpendicular al plano del momento flector.

El momento de inercia de la sección para una placa rectangular con el sistema de coordenadas antes definido es:

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (2.2.3)$$

$$I_y = \frac{2a \cdot h^3}{12} \quad (2.2.4)$$



La primer selección de chapa corresponde a un material IRAM–IAS U500/231-F30 de 4,75 mm de espesor por ser una chapa de uso estructural común en el mercado local para aplicaciones agrícolas. (Tensión de fluencia = 295 Mpa)

Placa	Placa 1	Placa 2	unidad
Rx	1132,844563	734,173092	N
Ry	1422,104352	981,323472	N
h	0,00475	0,00475	m
lx	1,17175E-08	6,6089E-09	m4
ly	7,14479E-09	7,1448E-09	m4
$\sigma_x$	29,74	22,33	MPa
$\sigma_y$	376,57	244,04	MPa

Tabla 45 - Determinación de tensiones para placas de tolva

Una vez determinadas las tensiones máximas para cada placa, se procede a evaluar la resistencia del material. Debido a que el método de cálculo para placas finas considera que no existen tensiones de corte, estas tensiones pueden considerarse en las direcciones principales.

La tensión en la dirección restante (z) corresponde a la presión que ejerce el contenido de las tolvas en el punto (es decir en la dirección del espesor). En ambos casos, la misma está aplicada a 0,2 b. Debido a que la variación de presión es lineal, la presión en el punto es de 3298 Pa, insignificante comparada con la tensión en la dirección x e y, por lo cual no se tendrá en cuenta para el cálculo.

Para ello deben componerse las tensiones utilizando la hipótesis de Von Misses, que indica que la resistencia del material debe ser superior a una tensión equivalente que en direcciones principales tiene la siguiente forma:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2}{2}} \quad (2.2.5)$$

Considerando que  $\sigma_z = 0$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x^2}{2}} \quad (2.2.6)$$

Placa	Placa 1	Placa 2	unidad
VM	362,61	233,67	Mpa

Debido a que la tensión de Von Misses en el caso de la placa 1 es mayor que la tensión de fluencia de la chapa (295 Mpa), se procede a aumentar el espesor de la misma a 6 mm, siguiente espesor en calidad comercial F 30.



Los valores obtenidos son los siguientes:

Placa	Placa 1	Placa 2	unidad
h	0,006	0,006	m
lx	2,3616E-08	1,332E-08	m <sup>4</sup>
ly	1,44E-08	1,44E-08	m <sup>4</sup>
$\sigma_x$	18,63	14,00	MPa
$\sigma_y$	236,00	152,95	MPa
VM	227,26	146,45	Mpa

Tabla 46 - Tensión equivalente para espesor 6 mm

En este caso se verifica que la tensión de VM es un 25% menor al límite de fluencia inferior del material.

### 3- Selección de rodillos impulsores

Para la selección de los motorodillos impulsores del tamañador, se debe tomar en cuenta la capacidad de carga de los mismos, la velocidad de operación y la potencia necesaria para la impulsión de la papa.

La limitante a la hora de seleccionar los motorodillos pasa por el largo de los mismos y el diámetro. No se encontró en la industria rodillos de 100 mm de diámetro con un largo superior a los 900 mm, por lo que se propone colocar una bancada transversal a los rodillos

Por lo tanto, se buscan rodillos de 100 mm de diámetro, con 750 mm de largo, a fin de evaluar su capacidad de transporte y velocidad de operación



### 1.6.2.- RODILLO MOTORIZADO TIPO E - Ø89

#### TECNOLOGIA

Se pueden utilizar los rodillos "POWER MOLLER®" tipo E para motorizar transportadores de cargas pesadas.

- Motor asíncrono trifásico.
- Clase de aislamiento E.
- Estanqueidad IP55 en Standard.
- Posible funcionamiento con un variador de frecuencia en una banda de 30 a 60 Hz en continuo.
- No se pueden utilizar para motorizar transportadores de cinta.

#### FUNCIONAMIENTO

Funcionamiento continuo 24h/24h o intermitente.

Funcionamiento continuo:  
Factor de marcha = 100%

Funcionamiento intermitente:  
Factor de marcha ED =  $\text{Marcha} / (\text{Marcha} + \text{Paro}) < 50\%$   
Numero máximo de arranques/hora = 360  
(5 segundos Marcha – 5 segundos Paro)

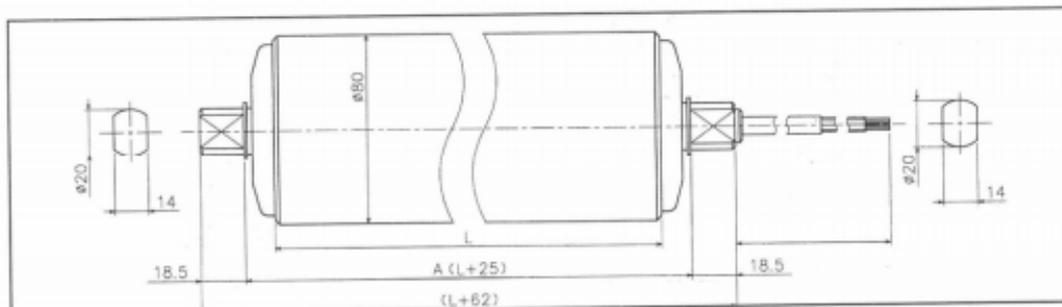
Temperatura del ambiente de funcionamiento: -10°C / +40°C

#### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS a 50 Hz

Código veloc.	Velocidad perif. (m/min)	Fuerza tangencial (Kg)	Par de arranque (Kg.cm)	Intensidad absorbida (A) Potencia absorbida (W)			
				230V/tri	240V/tri	400V/tri	415V/tri
05	5,9	38,2	575	Intensidad en vacío (A)			
08	8,0	29,2	430	0,24	0,25	0,14	0,15
10	11,9	19,1	285				
20	24,4	9,4	140	0,9	0,93	0,51	0,53

Potencia absorbida : 90 W – Motor bialimentación: 230-400V/tri y 240-415V/tri  
(indicar en el pedido la alimentación que cablear)

Tubo cilíndrico de acero con cinc



Longitud L (mm)	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
Longitud A (mm)	525	625	725	825	925	1025	1125	1225	1325	1425	1525
Carga estática máxima (Kg)	500	425	365	320	285	260	230	215	195	185	175

Longitudes intermedias posibles

#### COMPLEMENTOS

Accesorios: Placas de fijación.  
Variador de frecuencia.

Tabla 47 - Hoja técnica para motorrodillos<sup>12</sup>

<sup>12</sup> COTRANSA S.A, Catalogo rodillos motorizados (<https://www.cotransa.net/division-sistemas-de-aluminio-y-transporte-categoria-rodillos-motorizados.php>)



Se selecciona dentro de los proveedores comunes de la industria un motorrodillo marca Cotransa, de diámetro 89 mm, en configuración de longitud 725 mm. Este rodillo estará recubierto por una capa de goma de 5,5 mm de espesor, hasta llegar a los 100 mm, en configuración lisa y rayado de forma alternada.

La capacidad de carga estática del mismo es de 325 Kg, lo que supone una altura de papas sobre los mismos de 4,5 m (considerando que cada rodillo toma carga sobre su propio espesor y el espacio vacío contiguo).

El sobredimensionamiento es de tal magnitud, que no se realiza ningún cálculo de comprobación.

En cuanto a las velocidades, el requisito que se debe cumplir es que las velocidades tangenciales de los rodillos sean superiores a las de transporte.

A su vez, en cada intersticio debe existir una diferencia de velocidades entre el rodillo de entrada y de salida, mayor en este último, que permita que la papa que entre en el lugar, y sea de mayor tamaño al intersticio “salte” y siga su camino hacia el siguiente paso del tamañador. Este efecto evita que el rodillo de ingreso comprima la papa contra el rodillo de salida y la lastime.

Es un efecto demostrado empíricamente, que se utiliza en el diseño de clasificadores para productos agrícolas, y esta variación de velocidad está en el orden de un 10 %.

La velocidad mínima de los rodillos seleccionados es de 0,1 m/s, con la posibilidad de ampliar este rango hasta los 0,4 m/s.

Este rango de velocidades cubre el abanico necesario determinado para el transportador.

No se define una velocidad única, ya que la misma debe ser calibrada con el tamañador trabajando, por lo tanto se comandarán los rodillos mediante un variador de velocidad.

#### 4- Cálculo de estructura del tamañador

Para la verificación de la estructura del tamañador se tendrán en cuenta varios factores:

- Resistencia a la flexión de vigas laterales y transversales sometidas a peso propio, de estructura y de producto
- Resistencia al pandeo de columnas esbeltas.



#### 4.1- Determinación de las solicitaciones:

- Peso de producto:

Se consideran las 3 tolvas llenas de producto, más una capa adicional de 30 cm de papas sobre los rodillos.

El peso del producto en tolvas es de 871 Kg (determinado anteriormente)

Y el peso de producto sobre rodillos puede calcularse como:

$$Q = A \cdot h \cdot \gamma \quad (4.1.1)$$

Donde:

Q: Peso de producto (Kg)

A: Área de tamañado (2,5 m x 1,74 m = 4,35 m<sup>2</sup>)

h: altura de papa (0,3 m)

$\gamma$  : peso específico de producto (589 Kg/m<sup>3</sup>)

$$Q = 769 \text{ Kg}$$

La carga total entonces es de 1640 Kg. Se considera que la misma esta uniformemente distribuida en el largo de las vigas transversales y longitudinales, ya que los soportes de las tolvas y apoyos de rodillos están vinculados a las mismas.

- Peso de estructura

Para el cálculo del peso de la estructura se suman los segmentos de chapa con los que están construidas las tolvas y el peso de los motorodillos.

Peso de las chapas: en total existen 8,28 m<sup>2</sup> de chapas de 6 mm de espesor. Multiplicando el volumen total por el peso específico del acero se obtiene el peso total:

$$8,28 \text{ m}^2 * 0,006 \text{ m} * 7.850 \text{ kg} / \text{m}^3 = 390 \text{ Kg.}$$

- Peso de rodillos

Debido a que no se encuentra tabulado el peso de los rodillos y no se cuenta con la información se realizaran algunas suposiciones:

- 1- Los rodillos están contruidos de tubos de acero estructural de espesor 3,2 mm.
- 2- El eje interior es fabricado a partir de una barra de acero 1045 de 20 mm de diámetro



Medida		Peso - kg/m		
Fración de pulgada	mm	○	□	⬡
1/4	6,35	0,25	0,32	0,27
5/16	7,94	0,39	0,49	0,43
3/8	9,53	0,56	0,71	0,62
7/16	11,11	0,76	0,97	0,84
1/2	12,70	0,99	1,27	1,10
9/16	14,29	1,26	1,60	1,39
5/8	15,88	1,55	1,98	1,71
11/16	17,46	1,88	2,39	2,07
3/4	19,05	2,24	2,85	2,47
13/16	20,64	2,63	3,34	2,90
7/8	22,23	3,05	3,88	3,36
15/16	23,81	3,50	4,45	3,85
1	25,40	3,98	5,06	4,39
1 1/16	26,99	4,49	5,72	4,95

Tabla 48 - Tabla de pesos para barras de acero

D	t	p	Ag	g	l	S	r	Z	J	C
[mm]	[mm]	[m <sup>2</sup> /m]	[cm <sup>2</sup> ]	[Kg/m]	[cm <sup>4</sup> ]	[cm <sup>3</sup> ]	[cm]	[cm <sup>3</sup> ]	[cm <sup>4</sup> ]	[cm <sup>3</sup> ]
50.8	0.90	0.16	1.41	1.11	4.39	1.73	1.76	2.24	8.79	3.52
	1.25	0.16	1.95	1.53	5.98	2.35	1.75	3.07	11.95	4.82
	1.60	0.16	2.47	1.94	7.49	2.95	1.74	3.88	14.98	6.08
	2.00	0.16	3.07	2.41	9.14	3.60	1.73	4.77	18.29	7.48
	2.50	0.16	3.79	2.98	11.09	4.37	1.71	5.84	22.18	9.16
	3.20	0.16	4.79	3.76	13.61	5.36	1.69	7.26	27.23	10.72
57.15	0.90	0.18	1.59	1.25	6.29	2.20	1.99	2.85	12.58	4.47
	1.25	0.18	2.20	1.72	8.58	3.00	1.98	3.91	17.16	6.13
	1.60	0.18	2.79	2.19	10.78	3.77	1.96	4.94	21.56	7.75
	2.00	0.18	3.47	2.72	13.19	4.62	1.95	6.09	26.38	9.55
	2.50	0.18	4.29	3.37	16.06	5.62	1.93	7.47	32.11	11.72
	3.20	0.18	5.42	4.26	19.80	6.93	1.91	9.33	39.60	13.86
63.5	1.25	0.20	2.44	1.92	11.85	3.73	2.20	4.85	23.69	7.60
	1.60	0.20	3.11	2.44	14.91	4.70	2.19	6.13	29.82	9.63
	2.00	0.20	3.86	3.03	18.29	5.76	2.18	7.57	36.58	11.88
	2.50	0.20	4.79	3.76	22.32	7.03	2.16	9.31	44.64	14.60
	3.20	0.20	6.06	4.76	27.63	8.70	2.13	11.65	55.26	17.40
	4.00	0.20	7.48	5.87	33.24	10.47	2.11	14.19	66.47	20.94
76.2	1.60	0.24	3.75	2.94	26.10	6.85	2.64	8.91	52.19	13.98
	2.00	0.24	4.66	3.66	32.11	8.43	2.62	11.02	64.22	17.29
	2.50	0.24	5.79	4.54	39.35	10.33	2.61	13.59	78.69	21.32
	3.20	0.24	7.34	5.76	48.98	12.86	2.58	17.07	97.96	26.77
	4.00	0.24	9.07	7.12	59.30	15.56	2.56	20.88	118.60	31.13
	4.76	0.24	10.68	8.39	68.46	17.97	2.53	24.33	136.91	35.93
88.9	2.50	0.28	6.79	5.33	63.37	14.26	3.06	18.67	126.75	29.30
	3.20	0.28	8.62	6.76	79.21	17.82	3.03	23.52	158.41	36.90
	4.00	0.28	10.67	8.38	96.34	21.67	3.00	28.86	192.68	45.27

Reglamento CIRSOC 301-EL / 302-EL

- 29 -

Tablas de Perfiles

Tabla 49 - Tabla de propiedades físicas para tubos redondos de acero

Se consideran 20 rodillos de 750 mm de largo, lo que corresponde a una longitud equivalente de 15 m.

Peso de los rodillos debido al tubo exterior:

$$15 \text{ m} * 6,76 \text{ Kg/m} = \mathbf{101,5 \text{ Kg}}$$





Consideramos la carga “q” como la carga total a la que está sometida, dividida el largo de la viga.

$$q = 4255 \text{ N/m}$$

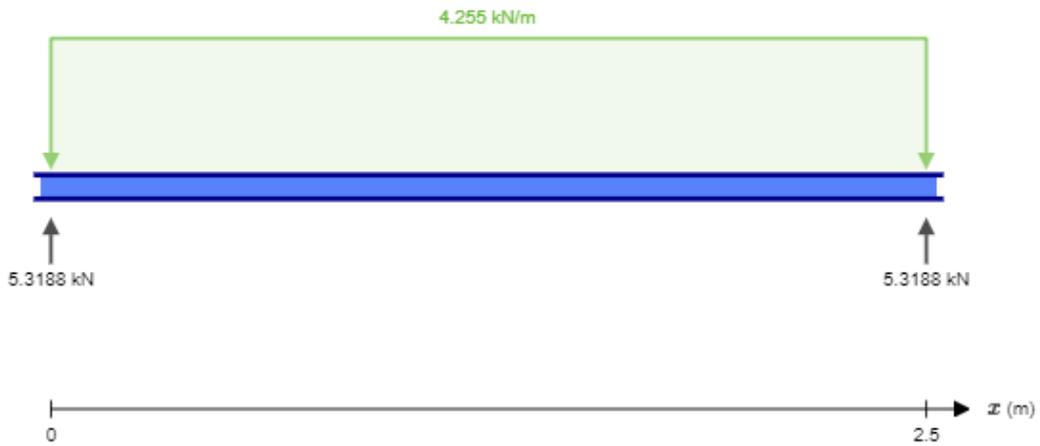


Ilustración 32 - Perfil de carga distribuida para vigas de tamañador

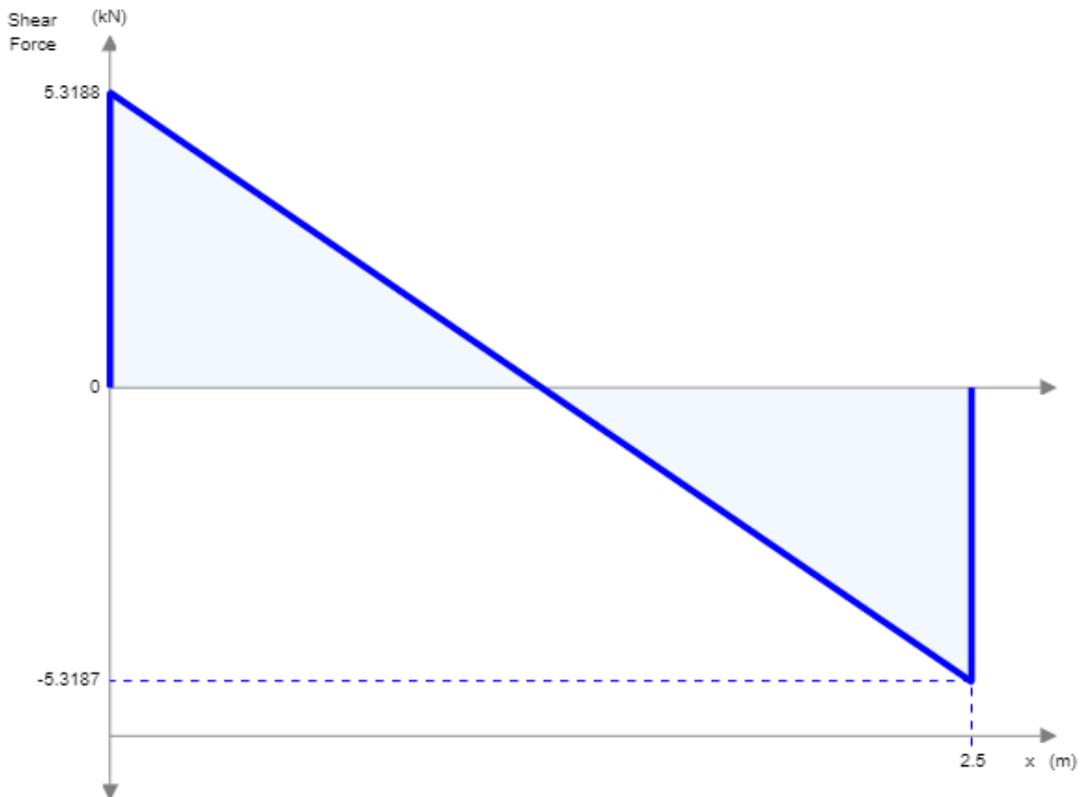


Ilustración 33 - Esfuerzos de corte para vigas de tamañador

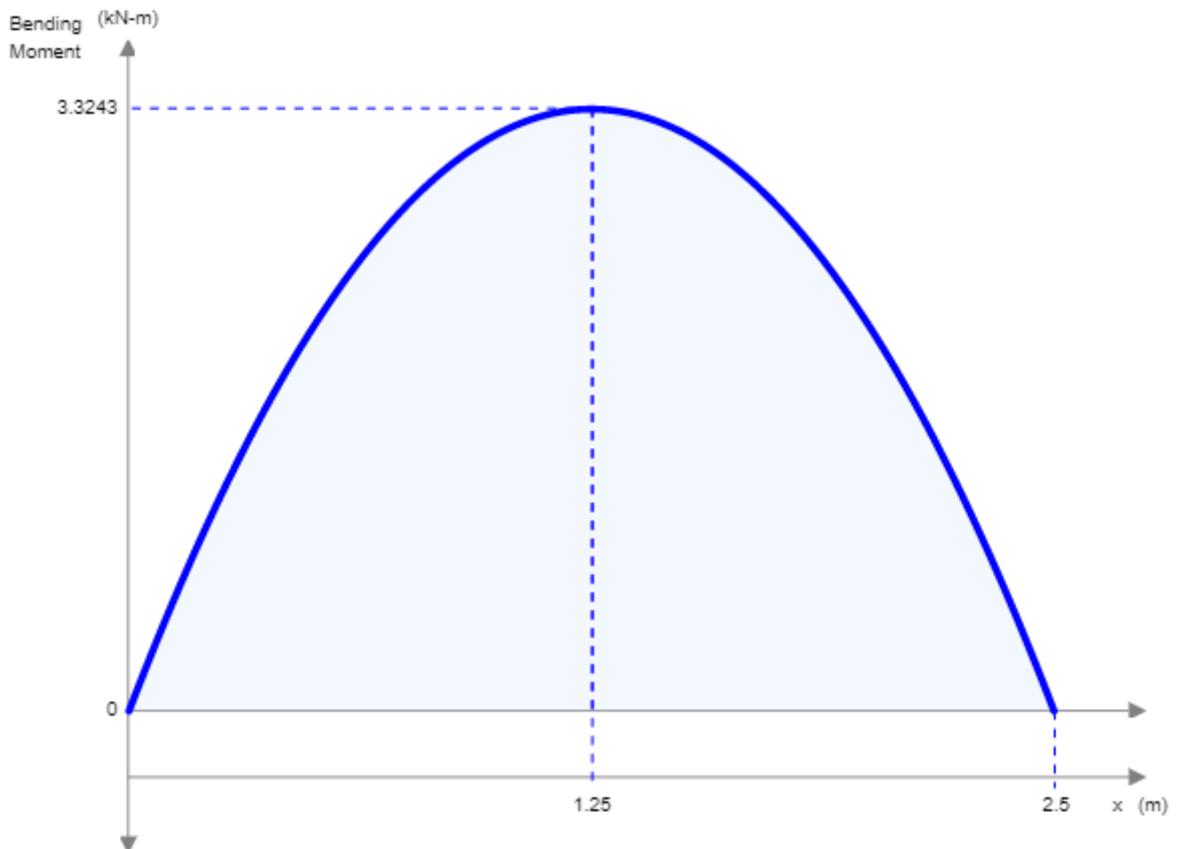


Ilustración 34 - Momento flector para vigas de tamañador

El máximo momento flector es de **3324,3 Nm** y se encuentra, como es lógico en la cota central de la viga.

Utilizando la ecuación para determinar la tensión máxima aplicada:

$$\sigma_{max} = \frac{Mf_{max}}{I_{xx}} = \frac{3324Nm}{36,3 cm^3} = \frac{3324Nm}{3,63 \times 10^{-5} m^3} = \mathbf{91,57 Mpa}$$

El acero a utilizar es un ASTM A-36, cuyas propiedades de resistencia a la rotura van de 450 a 500 Mpa.

La resistencia del material excede 5 veces la tensión mínima de rotura del acero, por lo cual se concluye que el dimensionamiento es correcto.

#### 4.3 – Resistencia al pandeo de columnas esbeltas

La estructura del tamañador está soportada por 4 columnas ubicadas en los laterales. Estas columnas, soportan el peso completo de la estructura, además de las cargas calculadas anteriormente. Por ello, en las solicitaciones a considerar, se suma al peso de las vigas, que suma 209 Kg extra.



El peso total soportado es así de 2379 Kg. Este se considera repartido en las 4 columnas, tomando cada una 595 Kg , o 5831 N.

La expresión para determinar la carga crítica de pandeo para una columna con extremos articulados es: <sup>13</sup>

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{l^2} \quad (4.3.1)$$

Para otras condiciones de contorno se usa la expresión corregida:

$$P_{cr} = \frac{C * \pi^2 * E * I}{l^2} \quad (4.3.2)$$

Donde C es un factor de corrección.

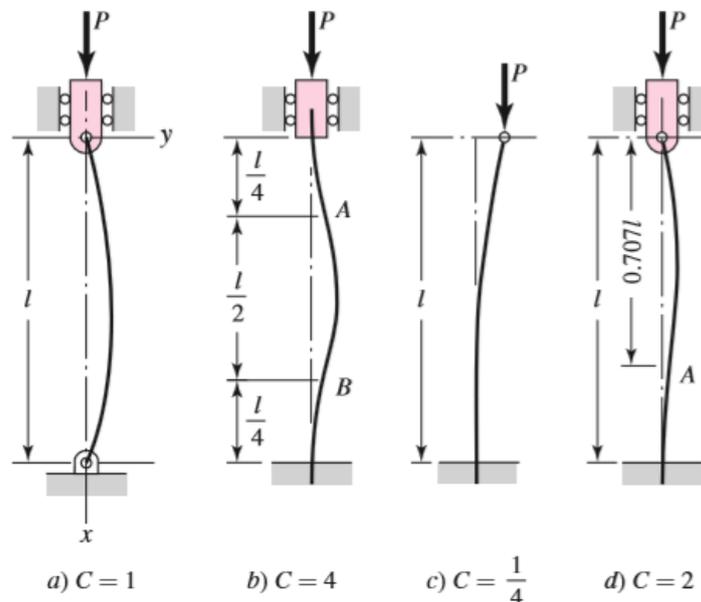


Ilustración 35 - Factor C para diferentes condiciones de soporte

El caso en estudio, por las condiciones de anclaje, se corresponde con el caso “c”, donde  $C=1/4$

El perfil propuesto por facilidad constructiva es un caño estructural de 60 mm de lado (ya que el ala del perfil que conforma la viga transversal es de 55 mm), con 3.2 mm de espesor, de 2780 mm de largo.

<sup>13</sup>BUDYNAS, Richard y NISBETT J.Keith, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2008, pp. 173-179.



B	t	p	Ag	g	Ix=Iy	Sx=Sy	r <sub>x</sub> =r <sub>y</sub>	Zx=Zy	J	C
[mm]	[mm]	[m <sup>2</sup> /m]	[cm <sup>2</sup> ]	[Kg/m]	[cm <sup>4</sup> ]	[cm <sup>3</sup> ]	[cm]	[cm <sup>3</sup> ]	[cm <sup>4</sup> ]	[cm <sup>3</sup> ]
40	1.25	0.156	1.897	1.489	4.694	2.347	1.573	2.737	7.244	3.746
	1.60	0.155	2.392	1.877	5.791	2.895	1.556	3.412	8.999	4.703
	2.00	0.153	2.937	2.308	6.935	3.468	1.537	4.136	10.857	5.745
	2.50	0.151	3.589	2.817	8.209	4.104	1.512	4.971	12.958	6.971
50	1.60	0.195	3.032	2.380	11.698	4.679	1.964	5.462	18.064	7.480
	2.00	0.193	3.737	2.934	14.137	5.655	1.945	6.664	21.970	9.185
	2.50	0.191	4.589	3.602	16.931	6.773	1.921	8.078	26.507	11.221
	3.20	0.189	5.727	4.495	20.387	8.155	1.887	9.895	32.211	13.891
60	1.60	0.23	3.67	2.88	20.67	6.89	2.37	7.99	31.78	10.90
	2.00	0.23	4.54	3.56	25.13	8.38	2.35	9.79	38.84	13.43
	2.50	0.23	5.59	4.39	30.32	10.11	2.33	11.93	47.18	16.47
	3.20	0.23	7.01	5.50	36.91	12.30	2.30	14.74	57.92	20.52
	4.00	0.23	8.55	6.71	43.52	14.51	2.26	17.66	68.87	24.84
80	2.00	0.31	6.14	4.82	61.67	15.42	3.17	17.85	94.67	24.31
	2.50	0.31	7.59	5.96	75.10	18.78	3.15	21.90	115.90	29.97
	3.20	0.31	9.57	7.51	92.65	23.16	3.11	27.30	143.98	37.62
	4.00	0.31	11.75	9.22	110.96	27.74	3.07	33.09	173.72	45.98
	4.76	0.30	13.74	10.79	126.70	31.67	3.04	38.22	199.62	53.48
90	2.50	0.35	8.59	6.74	108.50	24.11	3.55	26.01	166.95	38.22
	3.20	0.35	10.85	8.51	134.42	29.87	3.52	35.02	208.17	48.09
	4.00	0.35	13.35	10.48	161.80	35.98	3.48	42.60	252.30	58.92
	4.76	0.34	15.65	12.28	185.67	41.26	3.44	49.39	291.27	68.75
	6.35	0.34	20.21	15.86	229.17	50.93	3.37	62.30	363.45	87.88
100	3.20	0.39	12.13	9.52	187.17	37.43	3.93	43.70	289.03	59.84
	4.00	0.39	14.95	11.73	226.20	45.24	3.89	53.31	351.52	73.48
	4.76	0.38	17.55	13.78	260.58	52.12	3.85	61.98	407.25	85.94

Reglamento CIRSOC 301-EL / 302-EL

- 35 -

Tablas de Perfiles

Tabla 51 - Propiedades mecánicas para tubos estructurales de sección cuadrada

$E = 210 \text{ Gpa} = 2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$   
 $I = 36,91 \text{ cm}^4 = 3,691 \times 10^{-7} \text{ m}^4$   
 $L = 2780 \text{ mm} = 2,78 \text{ m}$   
 $C = \frac{1}{4}$

Introduciendo estos valores en la ecuación, se obtiene:

$$P_{cr} = 24746 \text{ N}$$

Siendo la carga aplicada 5831 N, existe un sobredimensionamiento muy grande del perfil, entonces se elige un espesor menor, y por lo tanto más económico. El perfil a utilizar será un tubo de 60 mm de lado, con 1,6 mm de espesor, su  $I = 20,67 \text{ cm}^4$ .

Para este caso, la carga crítica es de **13858 N**, con lo cual sigue existiendo un sobredimensionamiento, pero se considera adecuado ya que permite una uniformidad dimensional con las vigas transversales.

La construcción de la estructura del tamañador será unida mediante soldadura de arco eléctrico, con cuerdas de refuerzo en la unión entre vigas laterales y columnas de apoyo. A su vez, se prevé colocar refuerzos en X en los laterales de las mismas, con un anclaje en la zona superior de la columna y otro anclaje



en la mitad de la altura de las patas. Estos estarán conformados por planchuelas de  $\frac{1}{4}$ " de espesor, abulonadas a soportes soldados a la estructura y tienen como objetivo reducir la transmisión de vibraciones de baja frecuencia que pueden ser ocasionadas por golpes y pueden generar fisuras en las soldaduras.

Toda la estructura estará anclada al suelo mediante platinas soldadas a la estructura y abulonadas a la fundación.

En el presente análisis se deja fuera el cálculo de las cintas transportadoras de salida, ya que el mismo se realiza bajo el mismo procedimiento utilizado para el transportador de entrada.

### 3.3 - Sistema de dosificado

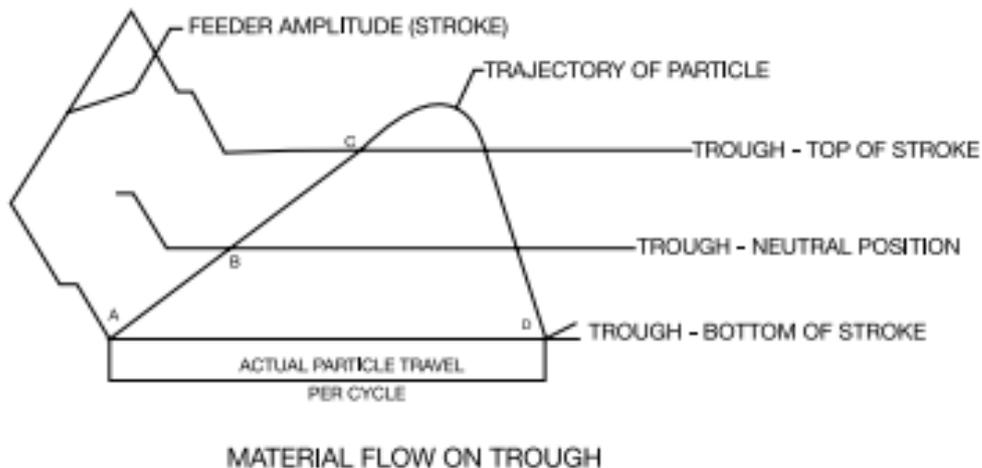
El sistema de dosificado cuenta con los siguientes componentes:

- Transportadores vibratorios
- Tolvas de dosificación
- Balanza o chequeador de peso

#### 3.3.1 -Transportadores vibratorios

Los transportadores constan básicamente de 4 componentes, bandeja, elementos elásticos, estructura y unidad motriz.

Su principio de funcionamiento es sencillo: existe una parte móvil (Bandeja) y una parte fija (Estructura), estas están vinculadas mediante un elemento elástico, y sobre la bandeja móvil se instala una unidad motriz vibratoria, que tiene la capacidad de generar oscilaciones de determinada frecuencia y amplitud.



*Ilustración 36 - Trayectoria de una partícula en un transportador vibratorio*

El material se "lanza" hacia arriba y adelante y cae a la superficie en un punto más bajo de la bandeja. Esta es la amplitud del alimentador.

El número de veces por minuto que esto se repite es la frecuencia. Una tercera variable es el ángulo de deflexión, es decir, qué tan alto se arroja el producto en comparación con su movimiento horizontal.

El diagrama (arriba) ilustra la acción de una sola partícula de material que se mueve a lo largo la superficie de la bandeja. Durante un ciclo vibratorio, la superficie de la bandeja se desplaza entre las más bajas apunte "A" a su límite más alto "C". En el recorrido ascendente, la partícula está en contacto con el bandeja desde "A" a "B". En ese punto, la velocidad de la partícula se vuelve mayor que la de la bandeja y la partícula deja la superficie en una trayectoria de vuelo de alimentación desde "B" a "D", la partícula aterriza en la bandeja en el punto "D" y completa un ciclo.

La dirección de la oscilación producida por la unidad motriz debe estar alineada con el ángulo de deflexión deseado.

### *3.3.1.1 - Diseño de la bandeja*

Los parámetros dimensionales de diseño básicos de cada transportador vibratorio consisten en una bandeja de 395 mm de ancho (limitado por el ancho de las cintas de salida del tamañador). El alto de la bandeja se fija en 85 mm a fin de contener una sola línea de papas del mayor diámetro que se prevé en este estudio.

Para definir el largo de cada bandeja, se utiliza como criterio que cada bandeja debe almacenar el contenido de media bolsa de papas, esto es 12,5 Kg.

La ecuación para el cálculo queda como:

$$L = \frac{P}{\gamma * b} \quad (3.3.1.1)$$



Donde

L= Largo de la bandeja

b= Ancho de la bandeja

P= Peso contenido

$\gamma$ = Densidad superficial de la papa

$$L = \frac{12,5 \text{ Kg}}{30 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} * 0,395\text{m}} = 1,05 \text{ m}$$

Esto arroja un total de 0,627 m<sup>2</sup> de material para su construcción, a realizarse en acero inoxidable AISI 304 en espesor 2 mm. Cada bandeja tiene un peso de 9,89 Kg.

Para determinar la amplitud y frecuencia del movimiento oscilatorio, debe analizarse la tasa de llenado requerida. Dado que una bolsa debe ser llenada como máximo cada 14,4 segundos para cumplir con la especificación requerida, y el ciclo consiste en: llenado de tolvas volumétricas con papa grande y mediana, corrección con papa pequeña y dosificado, se asignan los siguientes tiempos a cada proceso:

Etapa	Tiempo (s)
Llenado de tolvas volumétricas	4
Apertura de tolvas volumétricas	1
Pesado	2
Corrección con papa pequeña	2
Chequeo de pesado	2
Dosificación	2
<b>TOTAL</b>	<b>13</b>

*Tabla 52 - Tiempos de etapas para dosificado*

Es decir que cada transportador debe volcar a la tolva unos 12,5 Kg en 4 segundos.

Considerando que la densidad superficial de la papa es de 30 Kg/m<sup>2</sup>, y el ancho de la boca de carga es de 395 mm, la expresión para el cálculo de la velocidad de transporte mínima (que sirve como dato de entrada para calcular la velocidad y amplitud de oscilación) queda como sigue:

$$\dot{Q} = \gamma * V * A \quad (3.3.1.2)$$



Donde

$$\dot{Q} = \text{Caudal másico} = 3,125 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\gamma = \text{Densidad superficial} = 30 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

$$A = \text{Area transversal unitaria} = 0,395 \text{ m}$$

$$V = \text{Velocidad de transporte} \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$V = \frac{\dot{Q}}{\gamma * A} = 0,263 \text{ m/s}$$

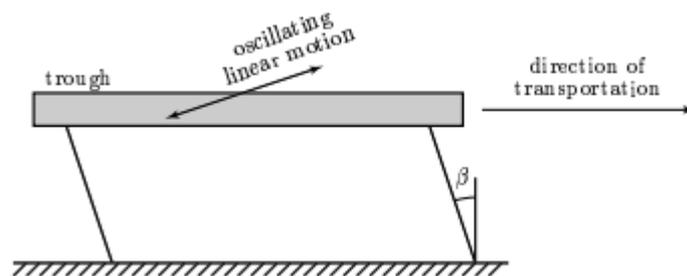


Ilustración 37 - Esquema de funcionamiento de un transportador vibratorio <sup>14</sup>

### 3.3.1.2 - Determinación de la frecuencia, amplitud y dirección de la oscilación forzada:

El sistema vibratorio se considera un sistema de un grado de libertad, de vibración forzada, procurando que la frecuencia natural del sistema no coincida con la frecuencia de la oscilación forzada.

El movimiento puede representarse como un tiro oblicuo a partir del momento en que la bandeja llega a su máxima carrera de oscilación ascendente. A fin de optimizar el transporte, el momento de caída de la papa debe producirse en el punto donde la bandeja este en su máxima carrera descendente.

El ángulo de incidencia debe escogerse de forma tal que:

- Si la dirección del movimiento tiende a la vertical, el movimiento será nulo, y la altura de caída mayor.
- Si la dirección tiende a la horizontal, las papas tenderán a rodar y no se producirá el movimiento.

<sup>14</sup> ERIEZ MAGNETICS Co. Complete guide to Vibratory Feeders and Conveyors ([http://frq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/4870/mod\\_resource/content/1/Transportadores%20vibratorios.pdf](http://frq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/4870/mod_resource/content/1/Transportadores%20vibratorios.pdf))



Se utilizara inicialmente un ángulo de incidencia de 45°, solución de compromiso entre los dos efectos, y por ser este ángulo el que provee máximo alcance en el tiro oblicuo.

El siguiente paso consiste en definir la frecuencia de operación del alimentador. A medida que se aumenta la frecuencia, aumentan las aceleraciones transferidas al producto. Frecuencias más bajas redundan en amplitudes más altas, lo que significan mayores golpes en la caída del producto. La gama de frecuencias típicas en los alimentadores vibratorios es: 15 Hz, 30 Hz, 60 Hz, 120 Hz y más, debido a que son múltiplos enteros de la frecuencia de línea a la que operan los motores de corriente alterna.

Para transporte de material alimenticio blando se recomiendan frecuencias bajas, por lo que se calculará y operará el equipo a 30 Hz.

El esquema es el siguiente:

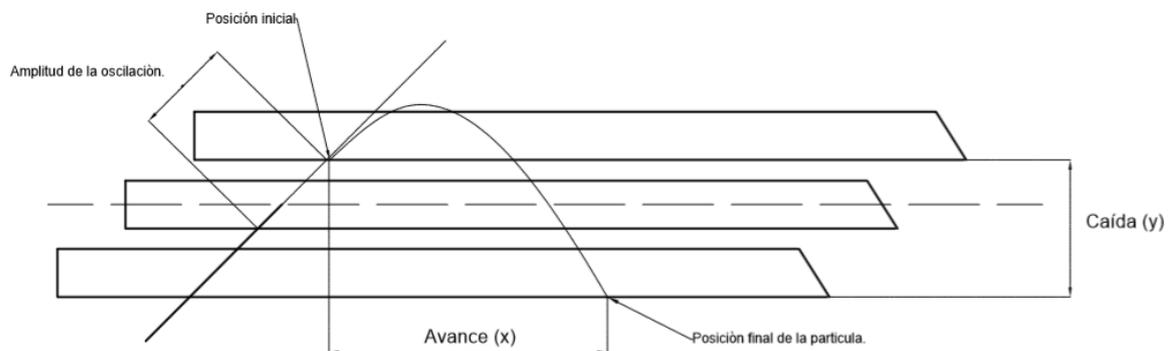


Ilustración 38 - Esquema cinemático del transportador diseñado

El movimiento es gobernado por las ecuaciones de movimiento de tiro oblicuo:

Considerando  $X_0$ ;  $Y_0$  en la posición inicial de la partícula.

$$X = V_0 \cdot \cos\theta \cdot t \quad (3.3.1.3)$$

$$Y = V_0 \cdot \sin\theta \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad (3.3.1.4)$$

Si se considera que la velocidad de transporte en el eje x debe ser de 0,263 m/s, y la frecuencia es de 30Hz, por cada ciclo debe avanzar  $8,77 \times 10^{-3}$  m y la duración de cada ciclo es de **0,33 s**.



$$V_o = \frac{X}{\cos\theta * t} = \frac{8,77 \times 10^{-3}}{\cos 45^\circ * 0,33} = \mathbf{0,372 \text{ m/s}}$$

Esta es la velocidad que debe tener la partícula en el momento que despega de la bandeja del transportador.

Para determinar la amplitud del movimiento, debe calcularse la distancia en y que recorre la misma con esta velocidad como variable de entrada.

$$Y = 0,372 * \text{Sen } 45^\circ * 0,33 - \frac{1}{2} * g * 0,33^2 = \mathbf{3,32 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

Por simple trigonometría se deduce que la amplitud del movimiento en la dirección de  $45^\circ$  respecto de la horizontal, para obtener la caída calculada en el punto anterior responde a la siguiente ecuación:

$$A = \frac{\text{Caída}}{2 * \text{Sen } 45^\circ} = \frac{3,32 \times 10^{-3} \text{ m}}{2 * \text{Sen } 45^\circ} = \mathbf{2,347 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

### 3.3.1.3 – Determinación de la unidad vibrante:

Una vez determinada las condiciones cinemáticas corresponde hacer el estudio dinámico del sistema.

Se tomaran los siguientes supuestos:

- No se considera la resistencia del aire
- Tanto la bandeja como la estructura son sólidos indeformables.
- La tasa de papa que entra en el transportador y la que sale son iguales (a fin de mantener la masa constante).

La masa oscilante del sistema se determina a partir del peso de la bandeja y de la cantidad de papa que posee el mismo.

Peso de la bandeja: 9,89 Kg  
Peso de papa contenido: 12,5 Kg  
Peso total: 22,4 Kg

La perturbadora inducida por la unidad vibrante tiene la siguiente forma:

$$F(t) = F_o * \cos(\omega t) \text{ ó } F_o * \text{sen}(\omega t) \quad (3.3.1.5)$$



Donde

Fo= Fuerza perturbadora (N)  
W = frecuencia (rad/s)

La amplitud del movimiento para sistemas no amortiguados puede determinarse como<sup>15</sup>:

$$A(t) = \frac{F_o}{\sqrt{(k-m*w^2)^2}} * \text{sen}(wt) \quad (3.3.1.6)$$

Son datos conocidos la masa del sistema, la amplitud, y la frecuencia de oscilación. Queda por determinar, la constante K de la elástica, y la fuerza necesaria para mover la unidad vibrante.

Los resortes estarán contruidos por ballestas de material compuesto, solución común en la industria. A fin de realizar una primera aproximación para encontrar un juego de valores de K y de Fo que resuelvan el problema se plantea la siguiente hipótesis.

K debe ser tal que el desplazamiento en la dirección de las ballestas sea de unos 10 mm respecto de la posición natural de las mismas al cargar el sistema con la bandeja y el producto sobre la misma.

El diagrama de fuerzas tiene la siguiente forma:

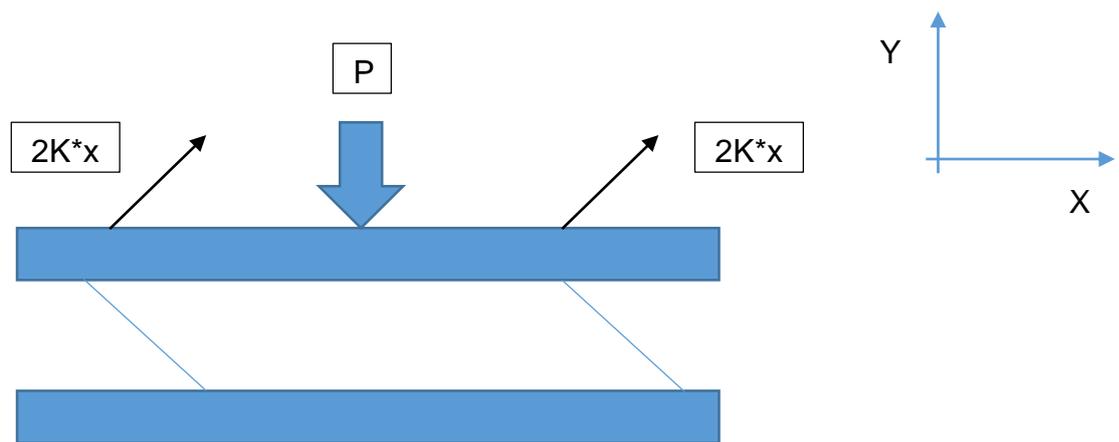


Ilustración 39 - Diagrama de fuerzas para transportador vibratorio

La sumatoria de fuerzas en el eje “y” da como resultado la siguiente ecuación:

<sup>15</sup> KELLY, Graham. *Mechanical Vibrations* (Schaum), 1ª Ed, McGraw Hill, Nueva York, 1996 , pp. 109-136



$$4K \cdot x \cdot \text{Sen } 45^\circ - P = 0$$

$$K = \frac{P}{4x \cdot \text{Sen } 45^\circ} = \frac{220N}{4 \cdot 0,01 \text{ m} \cdot \text{Sen } 45^\circ} = 7778 \text{ N/m}$$

Con este valor, se puede determinar el valor de la fuerza perturbadora necesaria de la unidad vibrante.

A la amplitud máxima la ecuación queda como:

$$A = \frac{F_o}{\sqrt{(k - m \cdot \omega^2)^2}} \quad (3.3.1.7)$$

Entonces:

$$A \cdot \sqrt{(k - m \cdot \omega^2)^2} = F_o \quad (3.3.1.8)$$

$$F_o = 2,347 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \sqrt{\left(7778 - 22,4 \text{ Kg} \cdot \left(188 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2\right)^2} = 1839 \text{ N}$$

Este es el valor de la fuerza perturbadora que debe inducir la unidad vibrante.

Buscando en un catálogo de unidades vibrantes, se selecciona de tabla el siguiente modelo

## RV Series Vibrating Motors

VIBRATING EQUIPMENT

SMALL VIBRATING EQUIPMENT

### Standard Specifications

#### ■ Specifications: RV Series Vibrating Motors (Two Poles)

(Continuous rating, 3-phase, 200/220V, 400/440V, 50/60Hz)

Mode	Excitation force (kgf)	Output (kW)	Current (A)		Weight (kg)
			200V/50Hz	220V/60Hz	
RV-042	50	0.04	0.25	0.23	5.0
RV-072D	100	0.075	0.44	0.40	7
RV-12E	200	0.15	0.75	0.67	11
RV-22D	350	0.25	1.3	1.2	14
RV-42E	600	0.4	1.76	1.6	24
RV-72E	1000	0.75	3.52	3.2	33

Tabla 53 - Características de unidades vibrantes marca Sinfonia<sup>16</sup>

<sup>16</sup>SINFONIA, Catalogo de unidades vibrantes( [http://www.sinfonia.jp/eng/product\\_vib/small/rv/Default.htm](http://www.sinfonia.jp/eng/product_vib/small/rv/Default.htm))



Entonces, el cálculo debe corregirse, ya que se incluye en el peso de la bandeja, el peso de la unidad vibrante.

$$F_o = 2,347x 10^{-3} m * \sqrt{\left(7778 \frac{N}{m} - 33,4Kg * \left(188 \frac{rad}{s}\right)^2\right)^2} = 2752,35 N$$

Debido a que esta excede el valor de fuerza perturbadora máxima provista por la unidad, se escoge el modelo siguiente RV-22D, con una capacidad de perturbación de 3430 N, y motor de 0,25 Kw.

$$F_o = 2,347x 10^{-3} m * \sqrt{\left(7778 - 37,4Kg * \left(188 \frac{rad}{s}\right)^2\right)^2} = 3084 N$$

Esta unidad finalmente, verifica las condiciones necesarias.

### 3.3.1.4 - Calculo de los elementos elásticos.

Los elementos elásticos a utilizar serán 4 ballestas de material compuesto (fabricados a partir de fibra de vidrio y resinas). Es importante para el cálculo, aclarar que para el mismo no se utiliza el módulo de elasticidad, si no que se utiliza el módulo de flexibilidad, determinado según norma ASTM D-790.


Technical Data Sheet

## Gordon Composites™ GC-70-ULZ

Advanced Composites

### Key Characteristics

Product Description	
Made with high strength glass fiber commonly called "S" glass, this unidirectional glass laminate provides strength and fatigue resistance superior to laminates made with standard "E" glass. GC-70-ULZ is manufactured with a proprietary pulforming process in which all glass fibers are pretensioned and aligned during the impregnation and curing process.	
General	
Material Status	• Commercial: Active
Regional Availability	• North America
Filler / Reinforcement	• Glass Fiber, 70% Filler by Weight
Uses	<ul style="list-style-type: none"> <li style="width: 50%;">• Industrial Applications</li> <li style="width: 50%;">• Prosthetics</li> <li style="width: 50%;">• Marine Applications</li> <li style="width: 50%;">• Sporting Goods</li> <li style="width: 50%;">• Metal Replacement</li> <li style="width: 50%;">• Springs</li> <li style="width: 50%;">• Structural Parts</li> </ul>
Appearance	• Black      • Natural Color
Forms	• Sheet <sup>1</sup>
Processing Method	• Machining



**Technical Properties <sup>2</sup>**

Physical	Typical Value (English)	Typical Value (SI)	Test Method
Density	1.88 g/cm <sup>3</sup>	1.88 g/cm <sup>3</sup>	ASTM D1505
Mechanical	Typical Value (English)	Typical Value (SI)	Test Method
Tensile Modulus			ASTM D3039
<sub>3</sub>	7.40E+6 psi	51000 MPa	
<sub>4</sub>	1.60E+6 psi	11000 MPa	
Tensile Strength			ASTM D3039
<sub>3</sub>	243000 psi	1680 MPa	
<sub>4</sub>	6700 psi	46.2 MPa	
Tensile Strain <sup>3</sup> (Break)	3.3 %	3.3 %	ASTM D3039
Flexural Modulus	6.80E+6 psi	46900 MPa	ASTM D790
Flexural Strength <sup>5</sup>	245000 psi	1690 MPa	ASTM D790
Compressive Modulus			ASTM D3410
<sub>4</sub>	1.90E+6 psi	13100 MPa	
<sub>3</sub>	7.30E+6 psi	50300 MPa	
Compressive Strength			ASTM D3410
<sub>3</sub>	119000 psi	820 MPa	
<sub>4</sub>	20900 psi	144 MPa	
Shear Modulus			ASTM D5379
<sub>6</sub>	540000 psi	3720 MPa	
<sub>7</sub>	910000 psi	6270 MPa	
Shear Strength			
<sub>7</sub>	8000 psi	55.2 MPa	ASTM D5397
<sub>6</sub>	5300 psi	36.5 MPa	ASTM D5379
Poisson's Ratio <sup>8</sup>	0.28	0.28	ASTM D3410

Tabla 54 - Tabla de características físicas para materiales compuestos PolyOne - Gordon Composites

El compuesto seleccionado es un material de alta resistencia, utilizado como reemplazo de materiales metálicos.

Se debe determinar el espesor, y largo de las ballestas a utilizar. Las mismas vienen provistas en tiras de 1,50", 3" y 6" de ancho. Se utilizara material de 3" de ancho (75 mm).

La serie de espesores es de 0,020" y 0,040", pudiendo armarse paquetes de ballestas de hasta 10 elementos, siempre y cuando todos los elementos de la ballesta compartan el mismo punto de anclaje, esta se comportara como una viga sólida. Si el anclaje se realiza en una sola de las ballestas, y las demás se vinculan mediante sunchos, existirá deslizamiento relativo entre ellas y no aplica el método de cálculo.

Inicialmente se realizaran los cálculos suponiendo material de 0,040" = 1 mm.

Se supone la deformación por flexión de los elementos elásticos lo suficientemente pequeña para mantener el coeficiente "K" constante.

La fórmula para el cálculo de la deflexión en vigas es:

$$y = \frac{P*L^3}{3*E*I} \quad (3.3.1.9)$$



El módulo de flexibilidad E es de 46900 Mpa, y el momento de Inercia resistente de la sección es de  $6,25 \times 10^{-12}$ .

La deflexión buscada es de 1 m para una carga de 7778 N/m. Esta consideración no influye en la hipótesis de deformación lineal, ya que con un cambio de unidades se puede asumir una deformación de 1 mm para 7,778 N.

$$y = \frac{P * L^3}{3 * E * I} \quad (3.3.1.9)$$

Despejando "L"

$$L = \sqrt[3]{\frac{y * 3 * E * I}{P}} = \sqrt[3]{\frac{1m * 3 * 46900x10^6 * 6,25x10^{-12}}{7778 N}} = \mathbf{0,048 m}$$

Debido a que por motivos constructivos es imposible colocar ballestas de 50 mm de longitud, deben rigidizarse los elementos elásticos.

Se itera nuevamente con un paquete armado con 2 ballestas de 1mm, buscando una longitud de las mismas de entre 200 y 300 mm.

El nuevo momento resistente de la sección es  $6 \times 10^{-10}$

$$L = \sqrt[3]{\frac{y * 3 * E * I}{P}} = \sqrt[3]{\frac{1m * 3 * 46900x10^6 * 6x10^{-10}}{7778 N}} = \mathbf{0,221 m}$$

Así, el paquete debe estar armado por **dos hojas de 221 mm** ancladas al mismo punto.

### 3.3.2 -Tolvas de dosificación volumétrica

Las tolvas de dosificación volumétrica constan de 3 componentes:

La tolva propiamente dicha

Una compuerta con sistema de apertura neumática

Un sensor que indica al control electrónico el momento de detener la alimentación desde los transportadores vibratorios

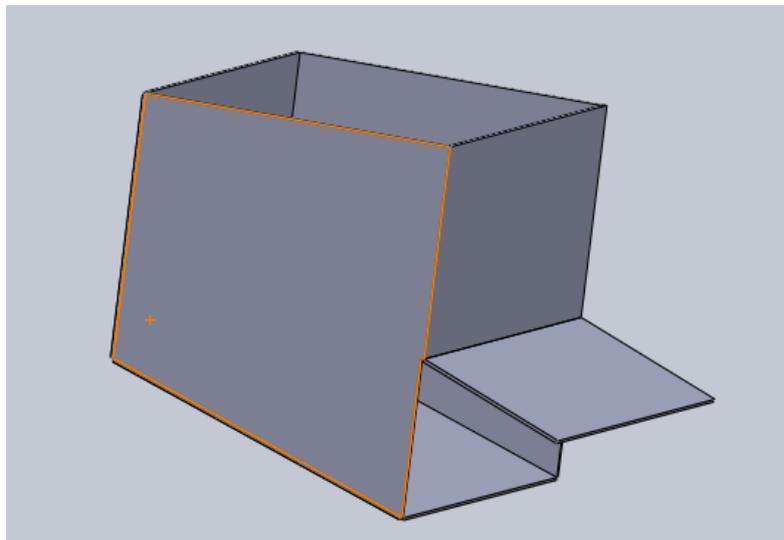


### Diseño de las tolvas

El diseño de la tolva debe cumplir con las siguientes condiciones.

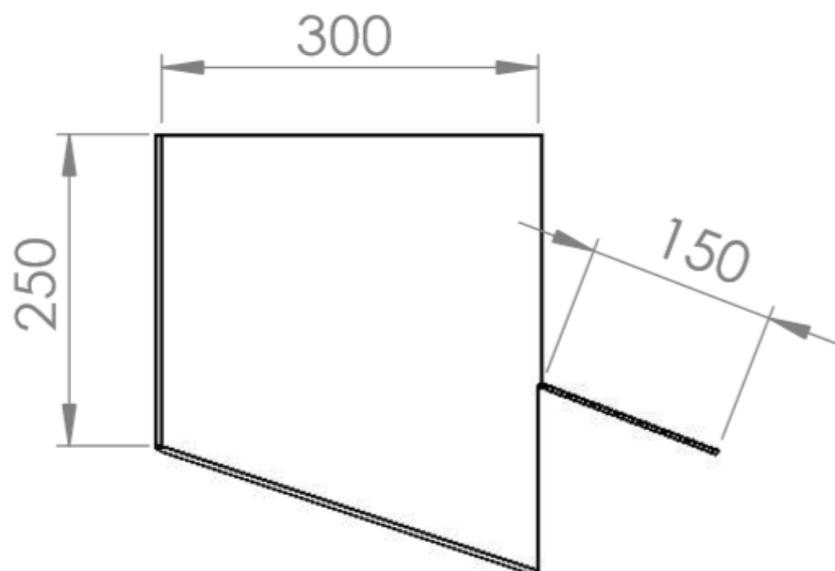
- El ancho no debe exceder los 395 mm
- Cada tolva debe almacenar unos 15 Kg de papa
- El diseño debe permitir la caída fácil de la papa hacia la siguiente estación de la máquina

El diseño propuesto para la tolva con la compuerta es el siguiente:



*Ilustración 40 - Tolvas de dosificación*

Con las siguientes dimensiones:



*Ilustración 41 - Dimensiones básicas de tolvas de dosificación*



La misma será construida en chapa de acero inoxidable AISI 304 plegada y soldada, de espesor 2 mm (al igual que la bandeja de los transportadores vibratorios).

Se omite el cálculo estructural de la misma por la baja carga a la que estará sometida. El conjunto de tolvas se soporta mediante una estructura tubular compartida con el conjunto de transportadores vibratorios, y la báscula o chequeador de peso, que se diseñará a fin del presente capítulo.

Con estas dimensiones se obtiene un volumen total de **0,035 m<sup>3</sup>**.

El volumen útil necesario de la tolva para almacenar 15 kg de papa es de 0,026 m<sup>3</sup>, con lo cual el diseño cumple con la especificación, y el volumen extra tiene como función evitar el rebalse de la tolva.

#### Selección de los sensores

La tolva posee un sensor en su lateral, cuya función es habilitar, una vez que se ha alcanzado el nivel en el interior la apertura de la compuerta.

Existen diferentes tipos de sensores que se pueden utilizar para esta función:

- Capacitivos
- Ópticos
- Ultrasónicos.

Estos sensores comparten como característica la capacidad de determinar nivel para materiales no metálicos/conductores.

Se descartan los sensores capacitivos por no ofrecer la capacidad de detectar objetos a una distancia superior a aproximadamente la mitad del diámetro del sensor, y dado que se trabaja con un producto de características no uniformes, no es posible realizar la medición por este método.

En cuanto a los sensores ópticos, existen varios tipos en el mercado, clasificados por su forma de detección.



Modo de detección	Aplicaciones	Ventajas	Consideraciones
Haz transmitido	Detección de uso general Conteo de piezas	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alto margen para ambientes contaminados</li> <li>• Detección a gran distancia</li> <li>• No es afectado por reflejos de segunda superficie</li> <li>• Probablemente más confiable cuando usted tiene objetos altamente reflexivos</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Más costoso porque requiere fuente de luz y receptor separados, cableado más costoso</li> <li>• El alineamiento es importante</li> <li>• Evite detectar objetos de material transparente</li> </ul>
Retroreflectivo	Detección de uso general	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Detección a distancias moderadas</li> <li>• Menos costoso que el haz transmitido porque el cableado es más simple</li> <li>• Facilidad de alineamiento</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Detección a menor distancia que el haz transmitido</li> <li>• Menor margen que el haz transmitido</li> <li>• Puede detectar reflejos de objetos brillantes (en ese caso use polarizado)</li> </ul>
Polarizado retroreflectivo	Detección de uso general de objetos brillantes	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ignora los reflejos de la primera superficie</li> <li>• Usa haz rojo visible para facilitar el alineamiento</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Menor distancia de detección que el retroreflectivo normal</li> <li>• Puede ver reflejos de segunda superficie</li> </ul>
Difuso normal	Aplicaciones donde no se puede acceder a ambos lados del objeto	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No se requiere acceso a ambos lados del objeto</li> <li>• No se requiere reflector</li> <li>• Facilidad de alineamiento</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Puede ser difícil de aplicar si el fondo detrás del objeto es suficientemente reflexivo y está cerca al objeto</li> </ul>
Difusa de corte abrupto	Detección de corto rango de objetos con la necesidad de ignorar los fondos que están cerca al objeto	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No se requiere acceso a ambos lados del objeto</li> <li>• Proporciona cierta protección contra la detección de fondos cercanos</li> <li>• Detecta objetos independientemente del color dentro de la distancia especificada</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Útil sólo para detección de distancia muy corta</li> <li>• No se usa con fondos cercanos al objeto</li> </ul>
Supresión del fondo difuso	Detección de uso general Áreas donde usted necesita ignorar los fondos que están cerca del objeto	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No es necesario el acceso a ambos lados de la diana</li> <li>• Ignora los fondos por encima de la distancia nominal de detección independientemente de su reflectividad</li> <li>• Detecta objetos independientemente del color a una distancia especificada</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Más costoso que otros tipos de sensores difusos</li> <li>• Distancia de detección máxima limitada</li> </ul>
Difusa de foco fijo	Detección de pequeñas dianas. Detecta objetos a una distancia específica del sensor. Detección de marcas de color.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Detección precisa de objetos pequeños en una ubicación específica</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Detección a distancia muy corta</li> <li>• Inadecuado para detección de uso general</li> <li>• El objeto debe estar en una posición precisa</li> </ul>
Difusa gran angular	Detección de objetos que no están en una posición precisa. Detección de fibras muy finas en un área extensa.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Efectivo para ignorar reflejos del fondo</li> <li>• Detección de objetos que no están en una posición precisa</li> <li>• No se requiere reflector</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Detección a distancia corta</li> </ul>
Fibras ópticas	Permite la detección fotoeléctrica en áreas donde no se puede instalar un sensor debido a consideraciones de tamaño o ambientales.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cables disponibles para aplicaciones de temperatura ambiental elevada</li> <li>• Resistente al choque y a la vibración</li> <li>• Se pueden usar cables de fibra óptica en áreas donde se requiere movimiento continuo</li> <li>• Inserción en espacio limitado</li> <li>• Inmunidad al ruido</li> <li>• Es factible en áreas corrosivas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Más costoso que los sensores con lente</li> <li>• Detección a distancia corta</li> </ul>

Tabla 55 - Comparación de alternativas de sensores ópticos

Con esta información, se descartan los siguientes tipos por no ser adecuados a la operación de la máquina.

- Polarizado retroreflectivo
- Retroreflectivo
- Difuso normal
- Difuso de corte abrupto
- Difusa de foco fijo



- Difusa de gran angular
- Fibras ópticas

Con lo cual las opciones dentro de sensores ópticos quedarían resumidas a:

- Haz transmitido
- Supresión de fondo difuso

Además, se analiza la posibilidad de instalar sensores ultrasónicos.

La siguiente tabla compara ventajas y desventajas de los diferentes tipos de sensores.

Elemento	Óptico (modelo reflectivo) *	Ultrasónico
Objeto detectable	Detección afectada por materiales/colores del objeto	Detección no afectada por materiales/colores del objeto
Distancia de detección	Máx. 1000 mm 3.94"	Máx. 10 m 32.8'
Precisión	Alta	Baja
Velocidad de respuesta	Rápida	Lenta
Polvo/agua	Afectado	Inmune
Rango de medición	Pequeño	Grande

\* Excluyendo el tipo de Tiempo de vuelo (TOF)

*Tabla 56 - Comparación entre sensores ópticos y ultrasónicos*

Debido a que se necesita una velocidad de respuesta rápida en la detección, (El sensor debe realizar la detección y verificar que el objeto siga en el lugar un pequeño lapso de tiempo después, para evitar la apertura de la tolva cuando todavía no está en el nivel deseado) se descarta el uso de sensores ultrasónicos.

Por motivos de espacio, se decide utilizar sensores ópticos con supresión de fondo difuso. Estos deben tener un rango de detección de por lo menos 390 mm.

La selección comercial de los mismos escapa al alcance de este proyecto, pero a modo de ejemplo se presenta una ficha técnica de un posible sensor a utilizar.



**Ficha técnica del producto**  
Características

**XUK8AKSNL2**  
Sen Foto 50X50 Alc 1M Borr Prog 2M



**Principal**

Rango de producto	OxiSense XU
Nombre de serie	Modo simple de uso general
Tipo de detector electrónico	Sensor fotoeléctrico
Nombre de detector	XUK
Diseño del detector	Compacto 50 x 50
Sistema de detección	Difuso con supresión de fondo
Material	Plástico
Tipo de señal de salida	Discreta
Tipo de circuito de alimentaci	CC
Técnica de cableado de detector	3 hilos
Tipo de salida digital	PNP o NPN
Función de salida digital	1 NA o 1 NC programable
Conexión eléctrica	Cable
Longitud de cable	2 m
Aplicación específica producto	-
Emisión	Láser infrarrojo, modulado difuso con supresión de fondo (clase 1)
Distancia de detección nominal	1 m difuso con supresión de fondo

Ilustración 42 - Ficha técnica para sensores OxiSense XU - Schneider Electric

Selección de actuadores neumáticos para la apertura/cierre de las tolvas

La apertura de las tolvas se realiza por medio de un actuador neumático lineal que en el momento que el controlador electrónico da la orden de apertura mueve una pestaña soldada a las tapas produciendo la apertura de las compuertas.

Se estima la fuerza necesaria para la retención en 150 N, aplicada al centro de la compuerta.



La carrera de los actuadores se obtiene por la diferencia de la distancia entre centros entre la posición totalmente abierta y totalmente cerrada de las compuertas.

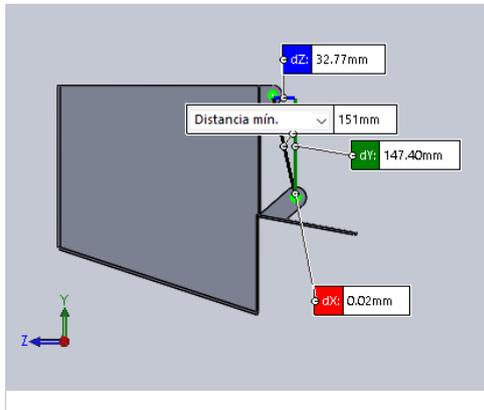


Ilustración 43 - Tolva abierta

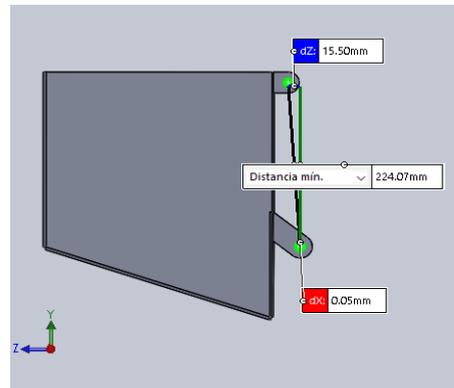


Ilustración 44 - Tolva cerrada

Carrera = **73 mm**

Del equilibrio de momentos en el punto de giro, para una fuerza aplicada de 150 N, la fuerza necesaria en el actuador resulta de **320 N**

Para estas condiciones, el actuador a utilizar será un actuador lineal cilíndrico normalizado DSNU de 32 mm de diámetro de embolo.

### 3.3.3 – Chequeador de peso:

Al momento de realizar el diseño del chequeador de peso, se decide cambiar el esquema propuesto inicialmente, por encontrar el diseño del sistema de apertura y cierre de compuertas poco adecuado para la operación. Es así, que se diseña una bandeja de pesado plana, con una compuerta en uno de sus laterales y un sistema basculante para permitir la caída del mix pesado por gravedad hacia el embudo de llenado.

El componente consta de cuatro partes:

- Bandeja
- Estructura
- Celdas de carga
- Sistema de compuertas



### 3.3.3.1 - Selección de la celda de carga:

La celda de carga para la aplicación buscada, debe cumplir con algunos requerimientos<sup>17</sup>:

- Carga máxima: 25 Kg más el peso de la bandeja
- Precisión de pesaje : +/- 125 g
- Filtrado de vibraciones: el tiempo de respuesta debe ser reducido, pero tener regímenes transitorios cortos

Si bien se consiguen celdas de carga con niveles de precisión muy elevados para esta aplicación es importante determinar correctamente el tipo de celda, ya que a mayor precisión, menor robustez mecánica presentan.

Se consulta con especialistas del sector, de las firmas Gregorutti (nacional) y Mettler Toledo (EEUU), y se llega a las siguientes conclusiones.

- Para la precisión de pesaje requerida, se estima que la precisión de la báscula o celda de carga debe ser de un 10% de la precisión de pesaje, por lo tanto esta debe ser de 10g.
- Debe poseer una salida analógica para poder realizar la comprobación de pesaje en un PLC.
- Para poder mantener una óptima nivelación deben utilizarse dos o más celdas de carga.

Por una cuestión de costos se recomienda utilizar una plataforma de pesaje prefabricada.

El modelo a utilizar será el **PBA655-CC60** de Mettler Toledo, conectado a una interfaz **IND 331** de la misma marca.

Características principales:

- Capacidad: 60 kg
- Precisión: 10 g
- Dimensiones: 600x800 mm

---

<sup>17</sup> METTLER TOLEDO, Ready meals newsletter.  
([https://www.mt.com/dam/mt\\_ext\\_files/Editorial/Generic/0/AVICU\\_case\\_study\\_Meat\\_Poultry\\_ReadyMeals\\_NL\\_05\\_Editorial-Generic\\_1215507868508\\_files/meat\\_poultry\\_readymealsnewsletter05avicues.pdf](https://www.mt.com/dam/mt_ext_files/Editorial/Generic/0/AVICU_case_study_Meat_Poultry_ReadyMeals_NL_05_Editorial-Generic_1215507868508_files/meat_poultry_readymealsnewsletter05avicues.pdf))



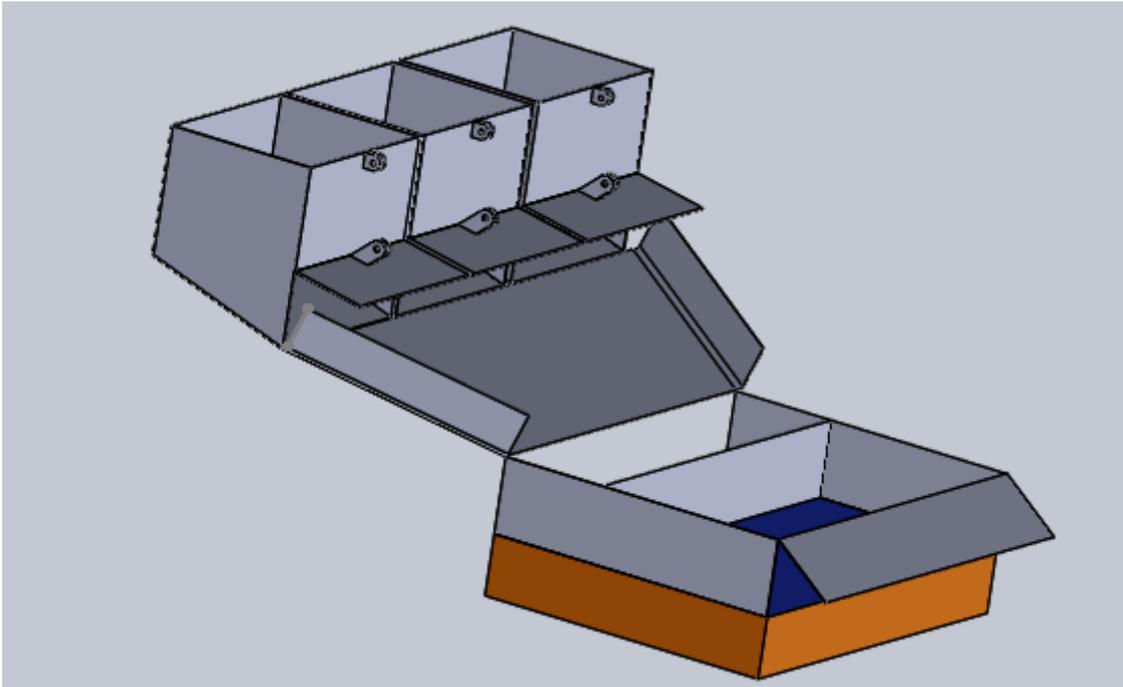


Ilustración 46 - Esquema simplificado de bandeja de bascula

### 3.4- Sistema de embolsado

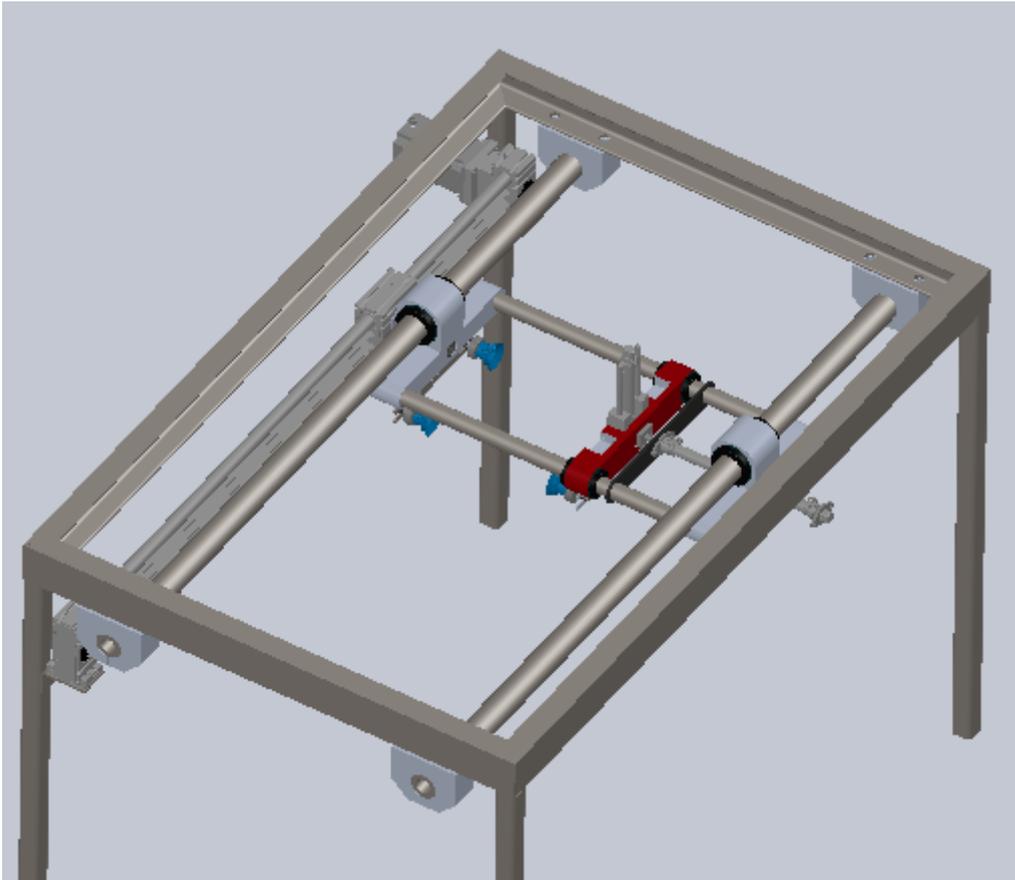
#### 3.4.1- Posicionador y abridor de Bolsa

El sistema de posicionado y apertura de bolsa cuenta con:

- Una bandeja en la cual se depositan las bolsas a ser llenadas
- Un dispositivo que se encarga de tomar las bolsas vacías, girarlas y transportarlas hasta el punto de llenado, debajo del embudo de alimentación.

Para el dispositivo posicionador, deben seleccionarse y dimensionarse los siguientes elementos:

- Barras de guía
- Rodamientos lineales
- Actuadores de movimiento
- Actuadores de giro
- Ventosas



*Ilustración 47 - Módulo de posicionamiento y apertura de bolsa*

En el diseño propuesto, las barras guía longitudinales tienen un largo de 1500 mm. Para este uso, se seleccionarían barras de deslizamiento rectificadas, ya que las mismas sirven de pista interior para los rodamientos de deslizamiento lineal.

La selección de las guías y rodamientos lineales se realizan siguiendo el método propuesto en el “Linear bearings and units - Technical handbook” provisto por SKF<sup>18</sup>.

El principal criterio tomado para la selección de las guías lineales, es que estos posean la suficiente rigidez para no presentar deformaciones por flexión (debidas a peso propio o carga vertical sobre los mismos) tal que comprometan el correcto funcionamiento de los rodamientos lineales.

Se eligen ejes huecos de acero al carbono, con tolerancia h6, de 50 mm de diámetro, serie **LJT-50**

---

<sup>18</sup> SKF, Linear bearings and units – Technical handbook. ([https://www.skf.com/binary/49-55843/SKF\\_6402\\_EN\\_11\\_10\\_19\\_GB\\_high.pdf](https://www.skf.com/binary/49-55843/SKF_6402_EN_11_10_19_GB_high.pdf))



## Diseño básico de máquina automática para el embolsado de papas



Dimensiones	Masa		Par de inercia		Sección transversal		Designaciones				
	Eje macizo	Eje hueco	Eje macizo	Eje hueco	Eje macizo	Eje hueco	Ejes macizos de acero de precisión	Ejes macizos de acero inox.	Ejes macizos con acero fino endurecido al cromo	Eje hueco de acero fino	
d	d <sub>1</sub>	r <sub>max</sub>					CF53/Ck53	X90CrMoV18	X46Cr13	CF53/Ck53	C60/100Cr6
mm	kg/m		cm <sup>2</sup>		mm <sup>2</sup>						
3	—	0,4	0,06	—	0,0004	—	7,1	—		LJMR 3	
4	—	0,4	0,1	—	0,0013	—	12,6	—		LJMR 4	
5	—	0,8	0,15	—	0,0031	—	19,6	—	LJM 5	LJMR 5	LJMS 5 LJMH 5
6	—	0,8	0,22	—	0,0064	—	28,3	—	LJM 6	LJMR 6	LJMS 6 LJMH 6
8	—	0,8	0,39	—	0,020	—	50,3	—	LJM 8	LJMR 8	LJMS 8 LJMH 8
10	—	0,8	0,62	—	0,049	—	78,5	—	LJM 10	LJMR 10	LJMS 10 LJMH 10
12	4	1	0,89	0,79	0,102	—	113	—	LJM 12	LJMR 12	LJMS 12 LJMH 12 LJT 12
14	—	1	1,21	—	0,189	—	154	—	LJM 14	LJMR 14	LJMS 14 LJMH 14
16	7	1	1,58	1,28	0,322	0,310	201	163	LJM 16	LJMR 16	LJMS 16 LJMH 16 LJT 16
20	14	1,5	2,47	1,25	0,785	0,597	314	160	LJM 20	LJMR 20	LJMS 20 LJMH 20 LJT 20
25	16	1,5	3,86	2,35	1,92	1,64	491	305	LJM 25	LJMR 25	LJMS 25 LJMH 25 LJT 25
30	18	1,5	5,55	3,5	3,98	3,46	707	453	LJM 30	LJMR 30	LJMS 30 LJMH 30 LJT 30
40	28	2	9,86	4,99	12,6	9,96	1 260	685	LJM 40	LJMR 40	LJMS 40 LJMH 40 LJT 40
50	30	2	15,4	9,91	30,7	27,7	1 960	1 350	LJM 50	LJMR 50	LJMS 50 LJMH 50 LJT 50
60	36	2,5	22,2	14,2	63,6	57,1	2 830	1 920	LJM 60	LJMR 60	LJMS 60 LJMH 60 LJT 60
80	57	2,5	39,5	19,43	201	153	5 030	2 565	LJM 80		LJMS 80 LJMH 80 LJT 80

Tabla 57 - Tabla de dimensiones de ejes rectificadas SKF<sup>19</sup>

Para el caso de los rodamientos, se seleccionan de la serie **LBBR**, (rodamientos lineales a bolas con jaula de plástico según ISO 10285).

Esta serie es la más adecuada para la aplicación, ya que son diseñados para bajas cargas y presentan facilidades para el montaje.



Dimensiones	Núm. De hileras de bolas	Cargas básicas nominales		Masa	Designaciones					
		din. C	est. C <sub>0</sub>		Rodamientos lineales a bolas diseño estándar	acero inoxidable diseño estándar	con 2 retenes de doble labio	con 2 retenes de doble labio		
F <sub>m</sub>	D	C			kg					
mm	—		N		—	—				
3	7	10	4	60	44	0,0007	LBBR 3 <sup>2)</sup>	LBBR 3-2LS <sup>2)</sup>	LBBR 3/HV6 <sup>2)</sup>	LBBR 3-2LS/HV6 <sup>2)</sup>
4	8	12	4	75	60	0,001	LBBR 4 <sup>2)</sup>	LBBR 4-2LS <sup>2)</sup>	LBBR 4/HV6 <sup>2)</sup>	LBBR 4-2LS/HV6 <sup>2)</sup>
5	10	15	4	170	129	0,002	LBBR 5 <sup>2)</sup>	LBBR 5-2LS <sup>2)</sup>	LBBR 5/HV6 <sup>2)</sup>	LBBR 5-2LS/HV6 <sup>2)</sup>
6	12	22 <sup>1)</sup>	4	335	270	0,006	LBBR 6A	LBBR 6A-2LS	LBBR 6A/HV6	LBBR 6A-2LS/HV6
8	15	24	4	490	355	0,007	LBBR 8	LBBR 8-2LS	LBBR 8/HV6	LBBR 8-2LS/HV6
10	17	26	5	585	415	0,011	LBBR 10	LBBR 10-2LS	LBBR 10/HV6	LBBR 10-2LS/HV6
12	19	28	5	695	510	0,012	LBBR 12	LBBR 12-2LS	LBBR 12/HV6	LBBR 12-2LS/HV6
14	21	28	5	710	530	0,013	LBBR 14	LBBR 14-2LS	LBBR 14/HV6	LBBR 14-2LS/HV6
16	24	30	5	930	630	0,018	LBBR 16	LBBR 16-2LS	LBBR 16/HV6	LBBR 16-2LS/HV6
20	28	30	6	1 160	800	0,021	LBBR 20	LBBR 20-2LS	LBBR 20/HV6	LBBR 20-2LS/HV6
25	35	40	7	2 120	1 560	0,047	LBBR 25	LBBR 25-2LS	LBBR 25/HV6	LBBR 25-2LS/HV6
30	40	50	8	3 150	2 700	0,070	LBBR 30	LBBR 30-2LS	LBBR 30/HV6	LBBR 30-2LS/HV6
40	52	60	8	5 500	4 500	0,130	LBBR 40	LBBR 40-2LS	LBBR 40/HV6	LBBR 40-2LS/HV6
50	62	70	9	6 950	6 300	0,18	LBBR 50	LBBR 50-2LS	LBBR 50/HV6	LBBR 50-2LS/HV6

Tabla 58 - Tabla de dimensiones para rodamientos lineales LBBR<sup>20</sup>

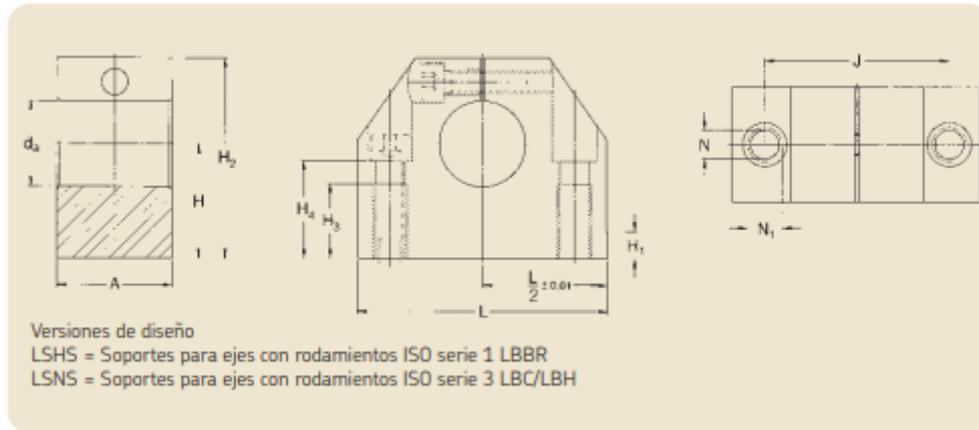
<sup>19</sup> SKF, Unidades y rodamientos lineales (<https://www.skf.com/binary/tcm:12-68770/4182ES/index.html>), pp. 50-52

<sup>20</sup> SKF, Unidades y rodamientos lineales (<https://www.skf.com/binary/tcm:12-68770/4182ES/index.html>), pp. 9-10



Se seleccionan rodamientos **LBBR 50-2LS**, por no requerir relubricación.

En cuanto a los anclajes finales de los ejes, se seleccionan del catálogo SKF los adecuados para el juego de eje/rodamiento. (**LSHS 50**)



Dimensiones											Masa	Designaciones
$d_a$	A	H <small><math>\pm 0.01</math></small>	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$H_4$	J	$L^1$	$N^2$	$N_1^2$	kg	Soporte para eje
mm												—
12	20	20	6	35	13	16,5	30	43	5,3	M 6	0,06	LSNS 12
16	24	25	7	42	18	21	38	53	6,6	M 8	0,11	LSNS 16
20	30	30	7,5	50	22	25	42	60	8,4	M 10	0,17	LSNS 20
25	38	35	8,5	61	26	30	56	78	10,5	M 12	0,34	LSNS 25
30	40	40	9,5	70	26	34	64	87	10,5	M 12	0,46	LSNS 30
40	48	50	11	90	34	44	82	108	13,5	M 16	0,90	LSNS 40
50	58	60	11	105	43	49	100	132	17,5	M 20	1,45	LSNS 50
12	18	19	—	33	13	16,5	27	40	5,3	M 6	0,05	LSHS 12
16	20	22	—	38	13	18	32	45	5,3	M 6	0,07	LSHS 16
20	24	25	—	45	18	21	39	53	6,6	M 8	0,11	<b>LSHS 20</b>
25	28	31	—	54	22	25	44	62	8,4	M 10	0,17	LSHS 25
30	30	34	—	60	22	29	49	67	8,4	M 10	0,22	LSHS 30
40	40	42	—	76	26	37	66	87	10,5	M 12	0,47	LSHS 40
50	50	50	—	92	34	44	80	103	13,5	M 16	0,82	LSHS 50

Tabla 59 - Dimensiones para soportes LSHS 50<sup>21</sup>

La pieza que sirve de anclaje a los ejes transversales, es de diseño propio, y fabricada en aluminio mecanizado. El único requisito de diseño que presenta es la tolerancia de los alojamientos para rodamientos lineales, que deberá ser J7.

Para proveer el movimiento de traslación al conjunto se decide utilizar un sistema de ejes accionados por correa dentada. Este mecanismo se selecciona de los fabricados por Festo<sup>22</sup>, y se escoge la serie ELGR-TB, debido a que presentan buenas condiciones de funcionamiento para grandes voladizos, y pueden ser operados a alta velocidad.

<sup>21</sup> SKF, Unidades y rodamientos lineales (<https://www.skf.com/binary/tcm:12-68770/4182ES/index.html>), pp. 44-45

<sup>22</sup> FESTO, Catalogo online ([https://www.festo.com/cat/es-ar\\_ar/products\\_ELGR](https://www.festo.com/cat/es-ar_ar/products_ELGR))



Ilustración 48 - Sistema de traslación por correa dentada marca Festo

El accionamiento de los mismos puede ser mediante motores neumáticos, o eléctricos, eligiéndose la segunda opción por presentar condiciones más favorables para el control de posición. Adicionalmente estos motores se pueden solicitar con encoder interno para un control preciso de la posición.

El modelo escogido es el **ELGR-TB-55-1500 OH**, por ser el que permite tener una carrera de 1500 mm.

### Ejes accionados por correa dentada ELGR



Hoja de datos

#### Referencias

Características:

- Reserva de carrera: 0 mm
- Carro estándar

Tamaño	Carrera [mm]	Nº art.	Tipo
35	100	8083770	ELGR-TB-35-100-OH
	200	8083771	ELGR-TB-35-200-OH
	300	8083772	ELGR-TB-35-300-OH
	400	8083773	ELGR-TB-35-400-OH
	500	8083774	ELGR-TB-35-500-OH
	600	8083775	ELGR-TB-35-600-OH
45	100	8083776	ELGR-TB-45-100-OH
	200	8083777	ELGR-TB-45-200-OH
	300	8083778	ELGR-TB-45-300-OH
	400	8083779	ELGR-TB-45-400-OH
	500	8083780	ELGR-TB-45-500-OH
	600	8083781	ELGR-TB-45-600-OH
	800	8083782	ELGR-TB-45-800-OH
	1000	8083783	ELGR-TB-45-1000-OH
55	100	8083784	ELGR-TB-55-100-OH
	200	8083785	ELGR-TB-55-200-OH
	300	8083786	ELGR-TB-55-300-OH
	400	8083787	ELGR-TB-55-400-OH
	500	8083788	ELGR-TB-55-500-OH
	600	8083789	ELGR-TB-55-600-OH
	800	8083790	ELGR-TB-55-800-OH
	1000	8083791	ELGR-TB-55-1000-OH
	1200	8083792	ELGR-TB-55-1200-OH
	1500	8083793	ELGR-TB-55-1500-OH

Tabla 60 - Características de ejes accionados por correa dentada ELGR



Para las guías de desplazamiento transversales y sus rodamientos lineales, se sigue el mismo procedimiento descrito anteriormente y se obtiene la siguiente selección:

Ejes huecos de acero al carbono de 30 mm de diámetro: **LJT30**

Rodamientos lineales con jaula plástica de 30 mm de diámetro: **LBBR 30-2LS**

Actuadores neumático vertical y horizontal:

Siguiendo el mismo procedimiento detallado anteriormente se seleccionan:

- un actuador **DSNU-16-100 PPV** para el movimiento vertical
- un actuador **DSNU-20-250 PPV** para el movimiento horizontal

Ambos con sensor magnético de posición final e inicial para el control de los límites de movimiento.

Actuador giratorio:

Para la selección del actuador neumático giratorio deben tenerse en cuenta el recorrido del mismo (90 grados) y el tamaño físico, ya que debe poder estar contenido en el espacio disponible debajo del sistema de guías. El torque del mismo no es un factor importante, ya que el peso de la bolsa vacía es mínimo.

Se selecciona así un actuador **DRSV-6-90 P**, acoplado a un módulo indicador de posición.

**Actuadores giratorios DRVS**



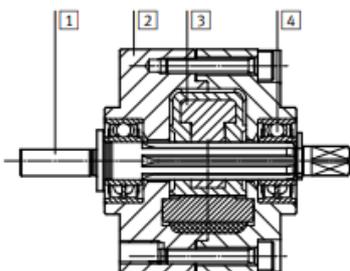
Hoja de datos

Pesos [g]	6	8	12	16	25	32	40
Tamaño							
Ángulo de giro de 90°	38	68	154	272	502	928	1530
Ángulo de giro de 180°	38	68	152	270	494	912	1500
Ángulo de giro de 270°	-	-	150	268	486	896	1470

**Materiales**

Vista en sección

DRVS-6/8



DRVS-12 ... 40

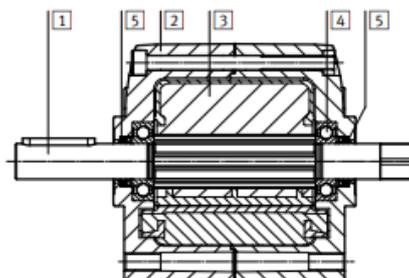


Tabla 61 - Tabla de datos actuadores giratorios DRVS marca FESTO



### Selección de las ventosas:

La selección de las ventosas es un punto que presenta dificultad para esta aplicación, ya que se tiene un espacio limitado de succión. La franja disponible para poder realizar la succión en el extremo superior de la bolsa es de 60 mm.

Existen diferentes tipos de ventosas, encontrándose las de fuelle como las más adecuadas para esta aplicación, ya que son indicadas cuando las superficies de succión no son rígidas o perfectamente planas.

#### Ventosas con rosca de fijación ESS / Ventosas ESV. Redondas, fuelle de 1,5

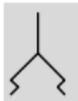
FESTO

Hoja de datos

ESS-...-B...  
ESV-...-B...

⊘ Diámetro  
10 ... 80 mm

Función



🌡 Temperatura  
-30 ... +180 °C



Especificaciones técnicas generales						
Diámetro de la ventosa [mm]	10	20	30	40	50	80
Conexión de vacío	M4	M6				M10
Diámetro nominal [mm]	2	3				6
Forma de la ventosa	Redonda, fuelle de 1,5					
Tipo de fijación	Mediante conexión de vacío					
Posición de montaje	Arriba					
Posición de montaje	Indiferente					
Compensación de altura H1 [mm]	4	6	8	9,5	11	10

Tabla 62 - Tabla de dimensiones para ventosas ESV - Marca FESTO

Datos técnicos			
Diámetro de la ventosa [mm]	Atribución de los elementos de fijación para ventosas → ESH	Fuerza de sujeción con presión nominal -0,7 bar [N]	Volumen de las ventosas [cm <sup>3</sup> ]
10	Tamaño 3	4,7	0,38
20	Tamaño 4	12,9	1,60
30		26,2	4,07
40		52,3	8,87
50	Tamaño 5	72,6	14,23
80		213,6	63,90

Tabla 63 - Datos técnicos para ventosas ESV - Marca Festo

El modelo seleccionado es el **ESV-50-BU**. Estas ventosas funcionan con una presión nominal de -0,7 bar, por lo cual es necesario seleccionar un generador de vacío por juego de ventosas.



Utilizando el software de selección de Festo para los requerimientos del proyecto, el modelo a utilizar es el **VN-30-L-T6-PQ4-VA5-RO2**



*Tabla 64 - Generador de vacío serie VN-30 - Festo*

### 3.4.2 – Cosedora

Realizada la dosificación, la bolsa corre contenida en un cajón que corre sobre rodillos móviles, el cual es impulsado por un actuador neumático.

En este movimiento, las guías laterales producen el centrado de la bolsa

Una vez posicionada la bolsa debajo de la estación de cosido, la misma es sujeta por las pinzas de cerrado, que contienen la solapa superior de la bolsa a ser cosida.

La máquina cosedora esta solidaria a una tuerca que es impulsada por un tornillo de movimiento.

#### *3.4.2.1 - Tornillo de movimiento*

El primer paso para el diseño del tornillo de movimiento es conocer la velocidad necesaria a la que debe ser impulsada la cosedora. Con este dato, y el número de revoluciones del motor que la impulsa, se determinara el paso de rosca necesario para el avance.



Debido a que las cargas son bajas, no se considera necesario el análisis de esfuerzos del tornillo.

La cosedora a utilizar será similar a la que se utiliza manualmente en la planta visitada, por lo que la velocidad se obtiene de la misma. El recorrido de 400 mm se completa en 3 segundos, por lo cual la velocidad es de 13,3 cm/s

El cálculo del tornillo de movimiento se realiza mediante el procedimiento detallado en : “Diseño en ingeniería mecánica” de Shigley<sup>23</sup>

La velocidad máxima recomendada para el avance en tornillos de movimiento es de 50 pies/min, equivalentes a 25,4 cm/seg.

El largo total del tornillo de movimiento es de 665 mm.

En este punto debe definirse la velocidad de rotación del tornillo, y adoptar una solución de compromiso. Para lograr la velocidad requerida puede aumentarse el ángulo de hélice (lo que aumenta los esfuerzos sobre los flancos del hilo de rosca) o aumentar la velocidad de rotación (lo que requiere un balanceo preciso del árbol esbelto para que este no presente el fenómeno de inestabilidad)

Se propone en primer término la construcción geométrica del tornillo y luego se analizan entonces las sollicitaciones y efectos dinámicos sobre el mismo.

Se propone un tornillo con diámetro exterior 1.375”=34,92 mm; diámetro menor 1.125”= 28,575 mm, rosca tipo ACME 29° y paso 4 hilos/pulgada= 6,35 mm.

La velocidad de rotación necesaria para este tornillo es de aproximadamente 1256 RPM, la cual se considera excesiva en primer término. Es por ello que se decide utilizar un tornillo de rosca doble, también con paso 4 hilos/pulgada y la velocidad de rotación se reduce a aproximadamente 628 RPM.

---

<sup>23</sup> BUDYNAS, Richard y NISBETT J.Keith, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2008, pp. 400-405.



## ROSCA ACME

**Table 12.6** Principal dimensions for ACME threads

Major diameter (in)	Threads per inch	Thread pitch (in)	Pitch diameter (in)	Minor diameter (in)	Tensile stress area (in <sup>2</sup> )
0.25	16	0.063	0.219	0.188	0.032
0.313	14	0.071	0.277	0.241	0.053
0.375	12	0.083	0.333	0.292	0.077
0.438	12	0.083	0.396	0.354	0.110
0.500	10	0.100	0.450	0.400	0.142
0.625	8	0.125	0.563	0.500	0.222
0.750	6	0.167	0.667	0.583	0.307
0.875	6	0.167	0.792	0.708	0.442
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950
1.375	4	0.250	1.250	1.125	1.108
1.500	4	0.250	1.375	1.250	1.353
1.750	4	0.250	1.625	1.500	1.918
2.000	4	0.250	1.875	1.750	2.580
2.250	3	0.333	2.083	1.917	3.142
2.500	3	0.333	2.333	2.167	3.976
2.750	3	0.333	2.583	2.417	4.909
3.000	2	0.500	2.750	2.500	5.412
3.500	2	0.500	3.250	3.000	7.670
4.000	2	0.500	3.750	3.500	10.321
4.500	2	0.500	4.250	4.000	13.364
5.000	2	0.500	4.750	4.500	16.800

Tabla 65 - Tabla de roscas normalizadas ACME

Debido a que la velocidad de rotación sigue siendo elevada, por lo cual necesita abundante lubricación y que no existe la posibilidad de mantener el conjunto en una carcasa cerrada se decide reemplazar en el diseño el tornillo de movimiento por un husillo de bolillas recirculantes.

Para seleccionar el mismo se utiliza la herramienta "SKF Ball and Roller Screws Calculator". Para determinar los esfuerzos sobre el mismo se considera la inercia que debe vencer el conjunto en su etapa de aceleración.

Se estima que la cosedora pesa unos 6 kg y el soporte de la misma 1,5 kg. Para el cálculo de la inercia se considera que el tiempo que tarda en alcanzar la máxima velocidad (0,133 m/s) es de 0,1 s.

Utilizando la segunda ley de Newton se determina que el esfuerzo es de 10 N. No se considera el esfuerzo por fricción de las guías por la baja resistencia que presentan los sistemas de guías y rodamientos lineales.



Select a product according to application data

Home > Input cycle values

**Input duty cycle data (back and forth movements)**

	Step 1	Step 2	Step 3	Step 4	Step 5	Step 6	Step 7	Step 8
Load (N)	10	10	0	0	0	0	0	0
Displacement (mm)	400	400	0	0	0	0	0	0
Speed m/s	0.1333	0.133	0	0	0	0	0	0

Cycles per hour	250
Hours per day	10
Days per year	300
Number of years required	10

**Nut design**

- Rotating screw
- Rotating nut

**Unit configuration**

Axial play / Preload	Support bearings	Lead precision	Load direction
<ul style="list-style-type: none"> <li><input checked="" type="radio"/> Backlash</li> <li><input type="radio"/> Preload</li> <li><input type="radio"/> Zero backlash</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><input type="radio"/> XX ---- X</li> <li><input type="radio"/> XX ----</li> <li><input checked="" type="radio"/> XX ---- XX</li> <li><input type="radio"/> X ---- X</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><input type="radio"/> G1</li> <li><input type="radio"/> G3</li> <li><input checked="" type="radio"/> G5</li> <li><input type="radio"/> G7</li> <li><input type="radio"/> G9</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li><input type="radio"/> Compression</li> <li><input type="radio"/> Tension</li> <li><input checked="" type="radio"/> Both</li> </ul>

Tabla 66 - Pantalla de entrada a software Ball and Roller Screw Calculator -SKF

El sistema de menores dimensiones determinado por la herramienta es el **SH 6x2R 460/514 G5 –GA**, cuya hoja de datos se adjunta en anexo II: “Fichas técnicas”.

3.4.2.2 – Pinzas de cerrado

La función de las tijeras o pinzas de cerrado es realizar una presión sobre el cuello de la bolsa, previamente a que la misma sea cosida. Con esto se logra sostener firmemente a la bolsa y asegurar una guía en el momento en el que la cosedora es accionada. Se evita que la bolsa se caiga y que el cosido de la misma sea seguro y preciso.

El accionamiento y funcionamiento de la tijera es a través de un resorte de extensión, que vincula ambos extremos de la misma (posición abierta: mediante la tracción del resorte) y 2 actuadores lineales neumáticos (posición cerrada). Esto se explica más adelante y se demuestra en las próximas figuras.



La tijera se confecciona con “Hierro estructural angular 20mmx20mmx3mm”, en acero SAE 1010, soldada en las uniones y con refuerzos como se puede apreciar a continuación en las siguientes imágenes, en donde se la montada sobre la estructura de la cosedora:

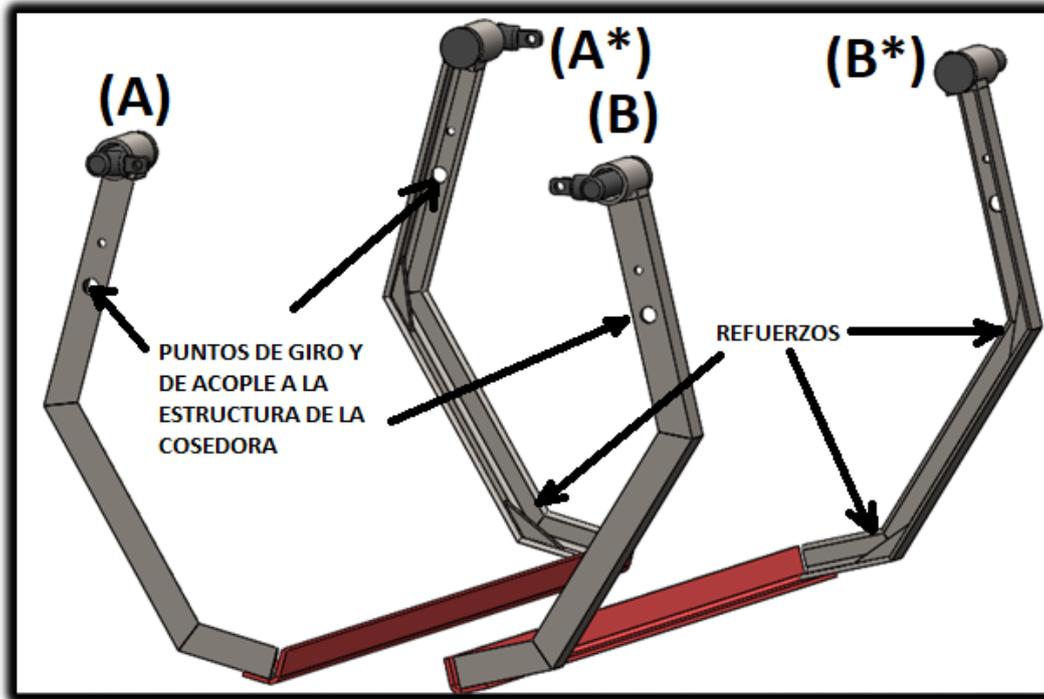
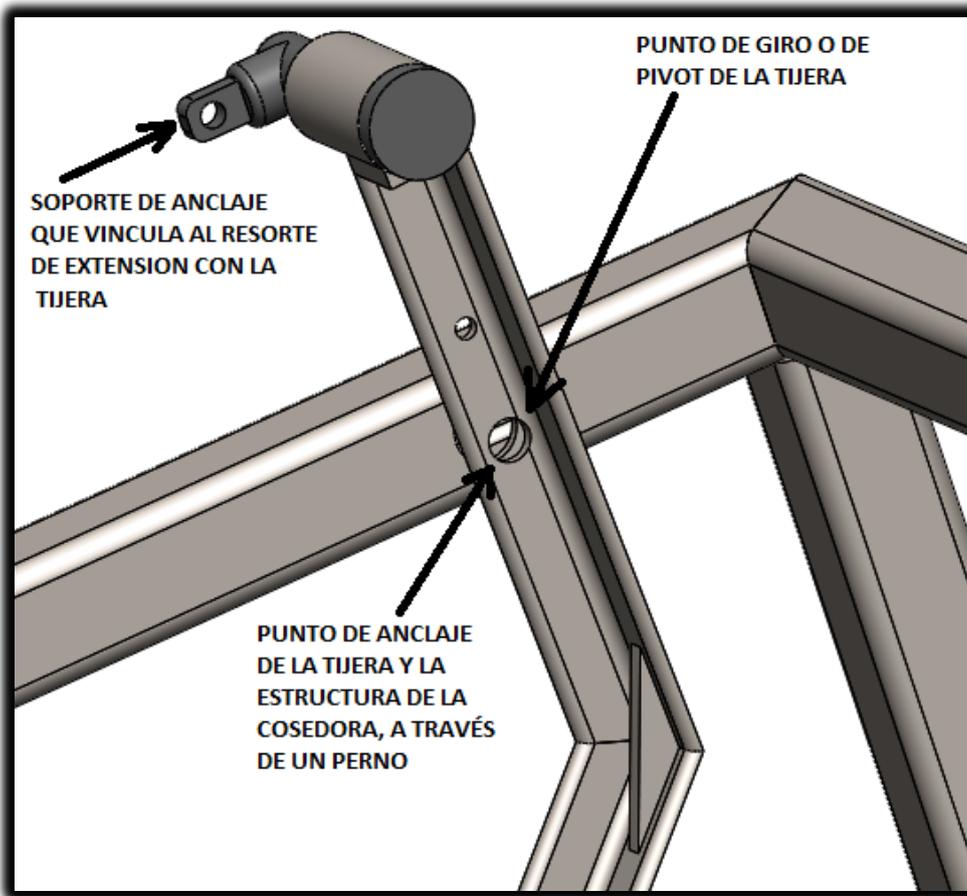


Ilustración 49 - Brazos de sistema de cierre



*Ilustración 50 - Detalle de anclajes de brazos de sistema de cerrado*

A partir del momento en que la bolsa cargada con papa queda posicionada para efectuarle el cosido, una tijera (material acero SAE 1010) se cierra apretando el cuello de la bolsa. De esta manera, se logra sujetarla firmemente y así realizar una cosida eficaz, en el momento en que la cosedora realiza su operación al ser activada por el tornillo de movimiento.

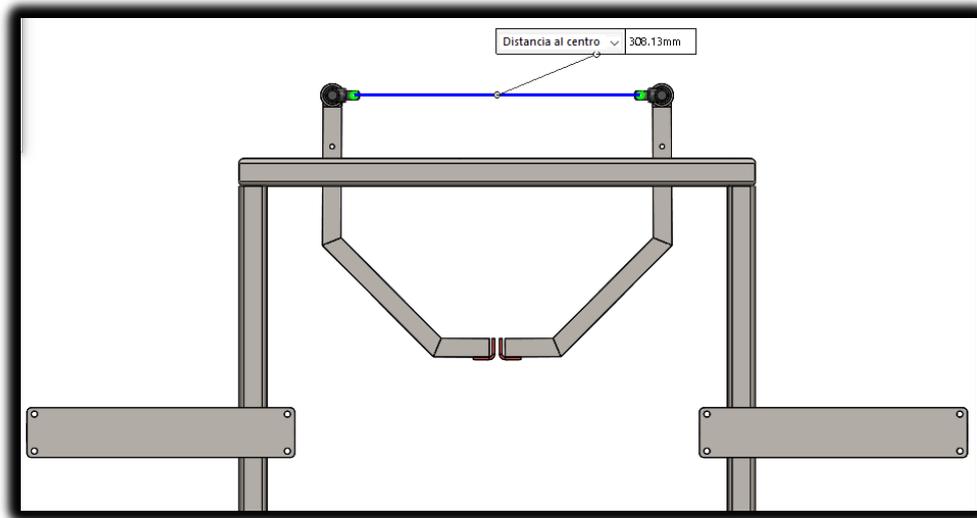


Ilustración 51 – Tijera cerrada

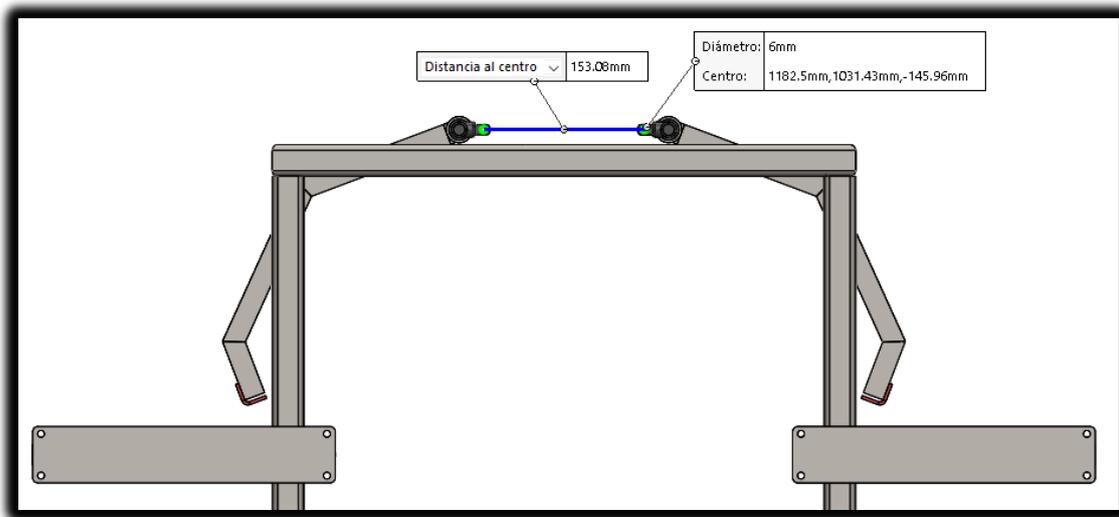


Ilustración 52 - Tijera abierta

Distancia A-B “posición abierta” = 153 mm



Con los datos extraídos del diseño del modelo 3D y brindados por el software, procedemos a realizar los cálculos de dimensionado del resorte. A continuación se muestran datos de material y propiedades mecánicas con la se fabrican los resortes de extensión brindados por la bibliografía.

<b>Tabla 10-3</b>	<b>Nombre del material</b>	<b>Especificaciones similares</b>	<b>Descripción</b>
Aceros al alto carbono y de aleación para resortes  <i>Fuente:</i> De Harold C. R. Carlson, "Selection and Application of Spring Materials", en <i>Mechanical Engineering</i> , vol. 78, 1956, pp. 331-334.	Alambre de piano, 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Éste es el mejor, el más tenaz y el más empleado de todos los materiales para fabricar resortes pequeños. Presenta la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos ante cargas repetidas que cualquier otro material para resorte. Disponible en diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 pulg). No se emplee a temperaturas mayores de 120°C (250°F), o a temperaturas bajo cero.
	Alambre templado en aceite, 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Éste es un acero para resortes de uso general que se emplea para elaborar muchos tipos de resortes de espiras, cuando el costo del alambre de piano resulta prohibitivo y se necesitan tamaños mayores que el alambre de piano disponible. No adecuado para cargas de choque o impacto. Disponible en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.500 pulg), pero se consigue con tamaños mayores y menores. No se emplee a más de 180°C (350°F), o a temperaturas bajo cero.

Tabla 67 - Materiales para resortes



Determinamos la posición del centro de masa de uno de los brazos de la tijera, ya que ambos son idénticos. Gracias a una de las herramientas de cálculo de programa SolidWorks, se calcula el centro de masa (CIRCULO AZUL Y BLANCO) y se obtiene su ubicación espacial, según el eje X, Y y Z como se puede apreciar en las siguientes imagines:

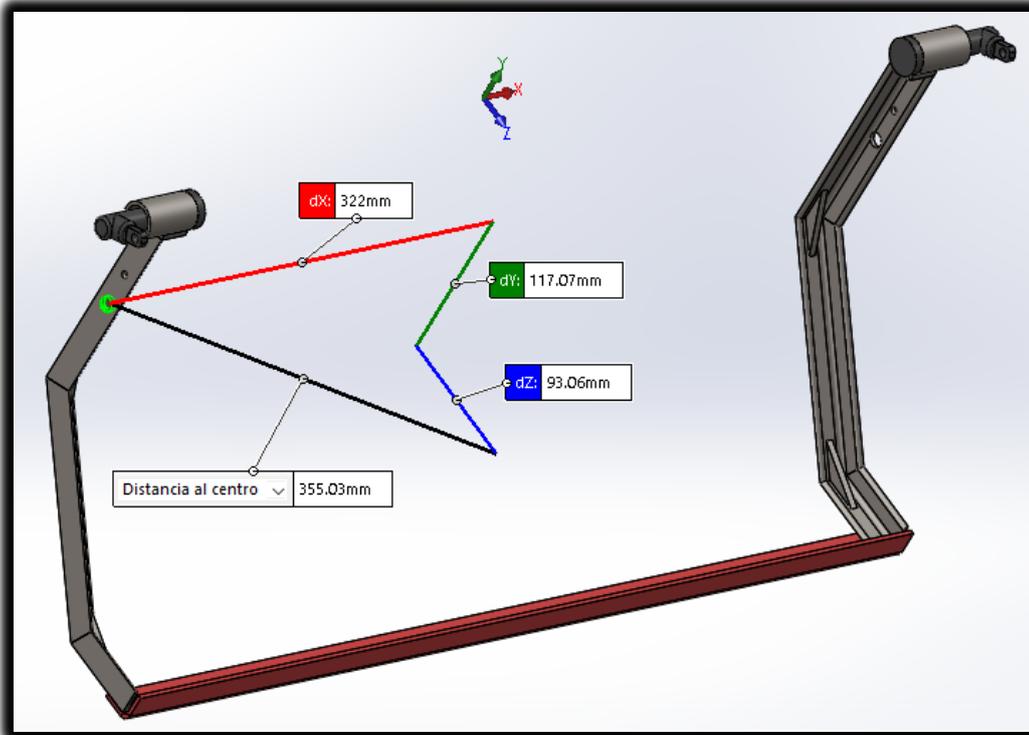


Ilustración 53 - Determinación de CM de brazo de tijera (Solidworks)

Los dos brazos de la tijera que conforman la misma son accionados del extremo superior por 2 resortes de extensión, colocados horizontalmente. Cuando estos últimos se encuentran comprimidos, la tijera se encuentra en su “POSICIÓN ABIERTA”, como se apreciaba en las figuras de más arriba, gracias a la fuerza de tracción generada por cada uno. En el momento en que los brazos se juntan “POSICIÓN CERRADA”, accionados por actuadores lineales neumáticos como se verá más adelante, los resortes se extienden, aumentando la fuerza de tracción ejercida por cada uno y acumulando energía potencial, disponible para regresar a la posición anterior en el momento en que los pistones neumáticos no actúen más.

En este caso tenemos 2 planos de simetría, el longitudinal de la estructura de la cosedora y el transversal del centro de la misma. Gracias a esta ventaja podemos realizar simplificaciones que nos abrevian los cálculos. Por lo tanto solo tendremos en cuenta un extremo de uno de los resortes. Lo explicado se muestra a continuación.



<b>C.M.:</b> “centro de masa de un brazo de la tijera”.	Se considera como si toda la masa del brazo estuviera concentrada en ese punto.
<b>FR:</b> “fuerza de tracción ejercida por el resorte de extensión”.	Fuerza horizontal y axial al eje del resorte, que actúa en la dirección y sentido mostrado abajo.
<b>FT:</b> “fuerza ejercida por el brazo de la tijera”.	Fuerza en la dirección vertical que ejerce el peso del brazo tijera y que pasa por el centro de masa de la misma.

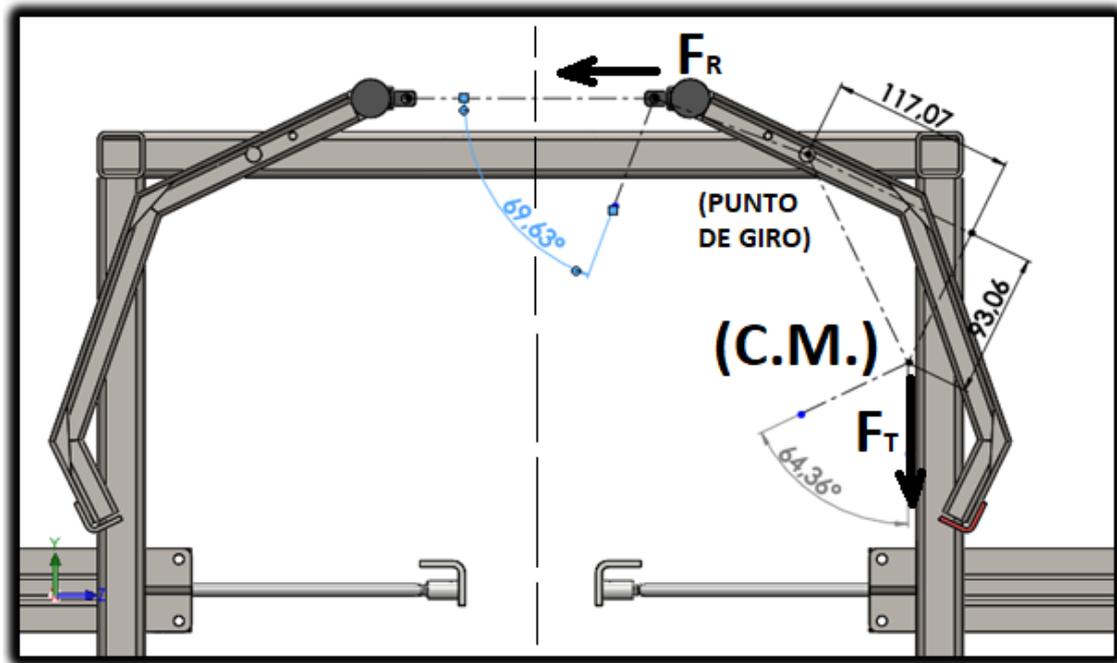


Ilustración 54 - Diagrama de esfuerzos en tijera de cierre

Como ya dijimos, centraremos los cálculos en la parte derecha de la imagen. Sin el resorte ni el actuador neumático (ausente hasta el momento en las imágenes) el brazo podría girar libremente alrededor del punto de giro. Este último debido a su propio peso, genera un momento respecto a este punto. Este momento es el equivalente al generado por una fuerza puntual y vertical (FT) concentrada en el centro de masa (C.M.).

Se ancla un resorte de extensión en la parte superior de manera horizontal y uniendo ambos extremos superiores del brazo. La fuerza que produce el resorte (FR) va a generar un momento opuesto al anterior respecto al mismo punto de giro. Esto último, nos determina que para poder abrir la tijera, el momento generado por el resorte tiene que ser mayor que el generado por el propio peso del brazo:

$$M_{(resorte)} > M_{(brazo)}$$

Por lo tanto, en la posición abierta de la tijera tenemos:

$$F_R x d_R x \sin(\alpha) > F_T x d_T x \sin(\beta)$$



## REPRESENTACION VECTORIAL DE LAS FUERZAS Y VECTORES POSICION:

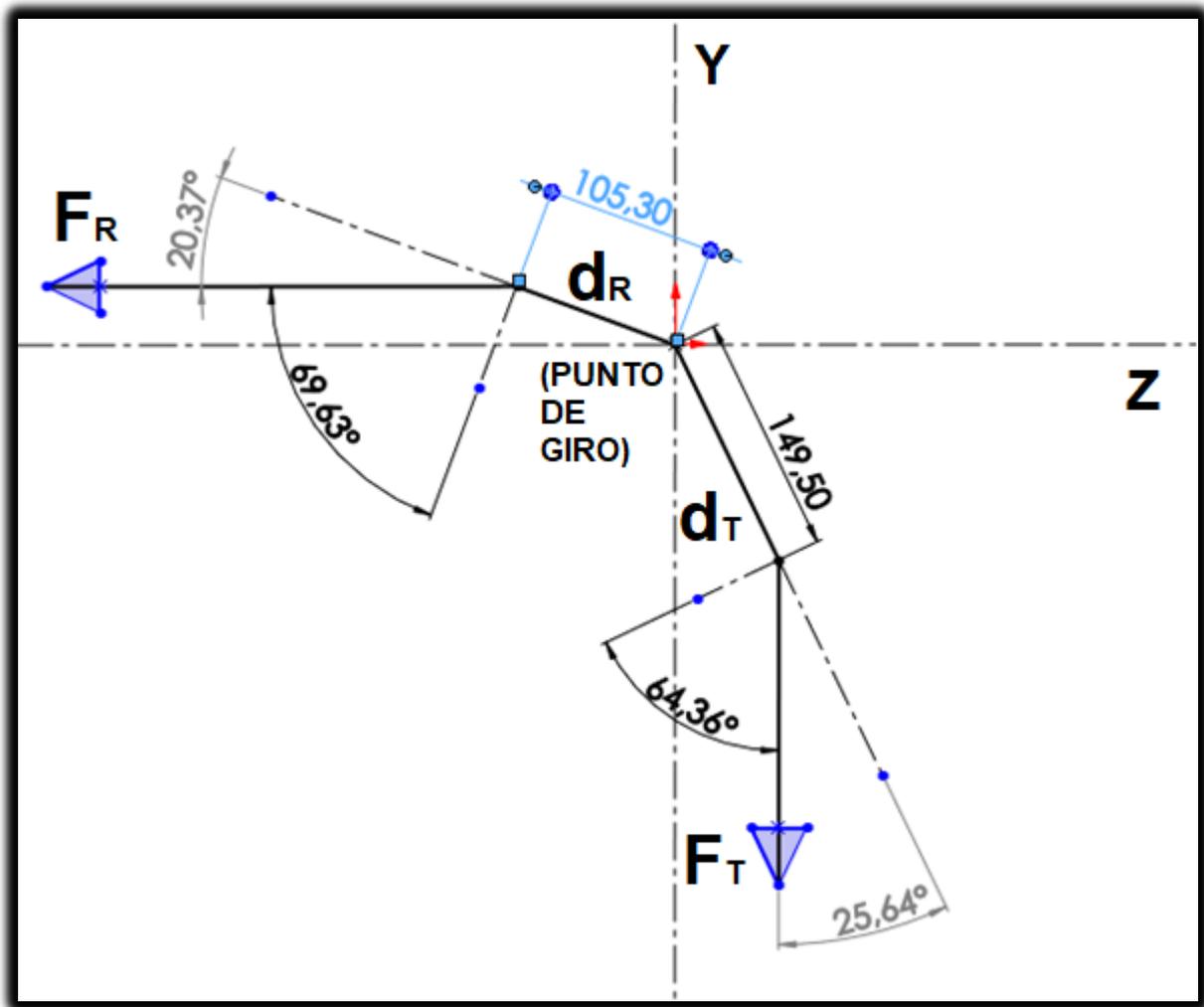


Ilustración 55 - Representación vectorial de las fuerzas y vectores posición.

- $\alpha = 20,37^\circ$
- $\beta = 25,64^\circ$
- $d_R = 105,3 \text{ mm}$   $\longrightarrow$  (Distancia del punto de giro al anclaje del resorte )
- $d_T = 149,5 \text{ mm}$   $\longrightarrow$  (Distancia del punto de giro al centro de masa)
- $F_T = \frac{1,4352 \vec{kg}}{2}$   $\longrightarrow$  (Se toma la mitad del peso ya que sobre el brazo ejercen fuerza 2 resortes)



$$F_R = 1,266 \underset{kg}{\rightarrow} = 12,41N$$

Este último resultado nos determina que la tensión inicial o mínima ( $f_i$ ) que debe poseer el resorte tiene que ser mayor que el valor obtenido, para que el resorte de extensión logre mantenerse cerrado o contraído y de esta forma la tijera abierta.

$$F_i > F_R$$

La selección del resorte se realiza según DIN 2097.

Diám. Ext.	Hilo	Largo parcial	Largo total	Diám. Int.	Espiras útiles	k	Carga	15% Largo	Carga	25% Largo	Carga	35% Largo	Carga	60% Largo
26.00	2.20	100	152	21.60	45.45	0.0573	1.310	174.80	2.18	190.00	3.05	205.20	13.17	381.76
26.00	2.00	100	152	22.00	50.00	0.0347	0.790	174.80	1.32	190.00	1.85	205.20	10.01	440.38
26.00	2.50	100	152	21.00	40.00	0.1129	2.570	174.80	4.29	190.00	6.00	205.20	19.05	320.77
26.00	1.80	100	152	22.40	55.56	0.0200	0.460	174.80	0.76	190.00	1.06	205.20	7.40	521.84
26.00	2.70	100	152	20.60	37.04	0.1702	3.880	174.80	6.47	190.00	9.05	205.20	23.79	291.83
26.00	2.20	95	147	21.60	43.18	0.0604	1.330	169.05	2.22	183.75	3.11	198.45	13.17	365.27
26.00	2.00	95	147	22.00	47.50	0.0365	0.810	169.05	1.34	183.75	1.88	198.45	10.01	420.96
26.00	1.60	100	152	22.80	62.50	0.0108	0.250	174.80	0.41	190.00	0.58	205.20	5.27	639.14
26.00	3.00	100	152	20.00	33.33	0.2996	6.830	174.80	11.38	190.00	15.94	205.20	32.28	259.75
26.00	3.00	95	147	20.00	31.67	0.3153	6.950	169.05	11.59	183.75	16.22	198.45	32.28	249.36

Tabla 68 - Resortes normalizados DIN 2097- Material alambre de piano

Se selecciona un resorte cuyas características son:

Diámetro exterior= 26 mm

H (espesor del alambre): 2.20 mm

Largo primitivo: 95 mm

Largo total: 147

Diámetro interior: 21.60

Espiras útiles: 43,18

K= 0,604 N/mm

Con el resorte en posición natural, la distancia entre centros es de unos 116,60 mm.



Para colocar el resorte en la posición de tijera a máxima apertura, debe estirarse la distancia entre centros hasta 153 mm, lo cual da una diferencia de 36,4 mm

La fórmula de cálculo para fuerza en resortes es

$$F_i = k \cdot x \quad (3.4.2.2.1)$$

Donde:

$F_i$ : Fuerza ejercida por el resorte (N)

$K$ : Constante del resorte (N/mm)

$X$ : Estiramiento (mm)

$$F_i = 0,604 \text{ N/mm} \cdot 36,4 \text{ mm} = 21,98 \text{ N.}$$

Con lo cual se cumple la condición de que

$$F_i > F_R$$

A su vez, la norma define que el estiramiento máximo del resorte no debe superar el 60% del límite de rotura.

Para el resorte seleccionado, el largo total máximo es de 365,27 mm, con lo cual satisface ambas condiciones para ser aplicado en el diseño.

Más información sobre el cálculo de resortes puede verse en el Anexo 3: "Cálculo de resortes".

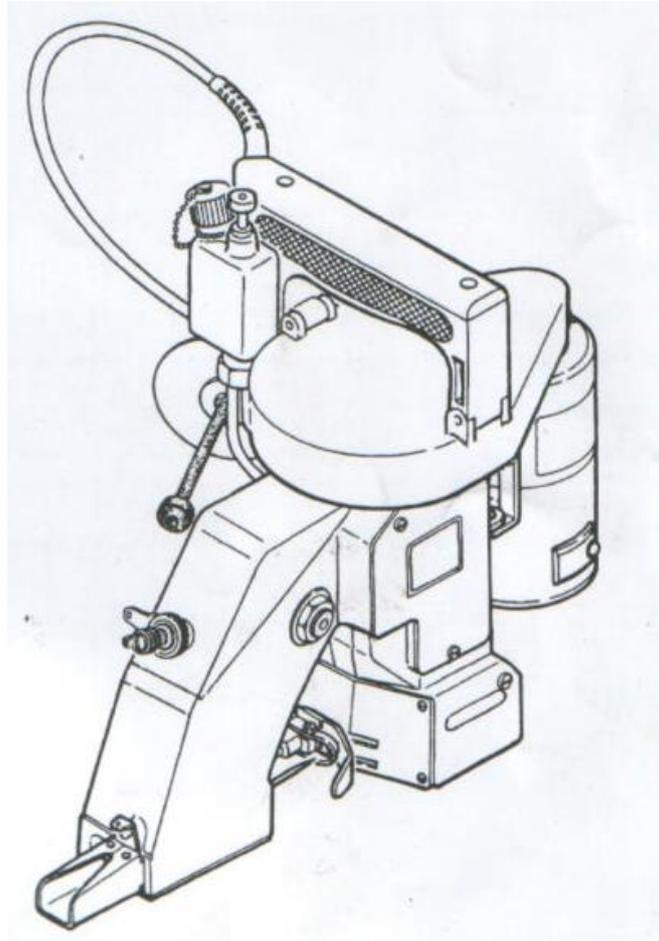
#### *3.4.2.3 - Selección de cosedora*

Para la selección comercial de la cosedora se utilizan los datos recogidos en la visita al establecimiento de procesamiento de papas. El modelo seleccionado es similar en características al utilizado para el cosido manual, pero con la posibilidad de adaptarse a soportería móvil.

El modelo seleccionado es el GK26 – 1H, de la marca LANXEE<sup>24</sup>. Se adjunta ficha técnica en anexo II: "Fichas técnicas".

---

<sup>24</sup> LANXEE Catalogo (<http://www.lanxee.com/GK26-1H.html>)



*Ilustración 56 - Cosedora LANXEE GK26 1-H*

### 3.5 – Circuito neumático:

En base a la selección de los actuadores neumáticos a lo largo del proyecto, se diseña el circuito neumático. El diseño del mismo se realizará en el programa FluidSim de Festo, ya que presenta la posibilidad de simular las condiciones de funcionamiento del mismo. Para completar el circuito neumático, se debe realizar la selección de las válvulas (las cuales serán comandadas por solenoide, estando la lógica de control a cargo del PLC).

A modo esquemático se presenta el circuito neumático, se encuentra completo en el anexo III: “Circuito neumático”.



Circuito neumático completo de la máquina

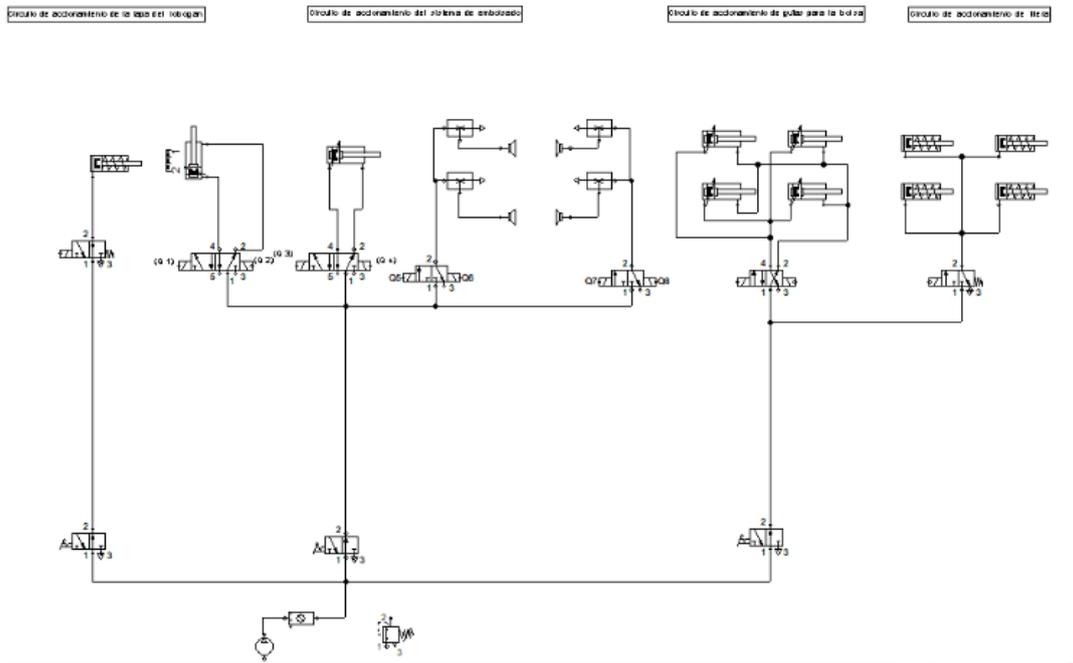


Ilustración 57 - Circuito neumático

Se presenta a continuación la lista de actuadores neumáticos con los cuales se diseña el circuito.

Denominación	Modelo	Cantidad
Actuador tolva de rechazo	ESNU-25-50	1
Actuador de apertura tolva dos. Volumétrica	DSNU-32-73	3
Actuador extractor de estación de pesado	DFM-25-400-B	1
Actuador giratorio compuerta estación de pesado	UCFL-201-C80	1
Ventosas posicionador de bolsa	ESV-50-BU 1	4
Unidad de vacío para ventosa	VN-30-L-T6-PQ4-VA5-RO2	4
Actuador de movimiento vertical posicionador de bolsa	DSNU-20-100	1
Actuador de traslación abridor de bolsa	DSNU-20-250	1
Actuador giratorio posicionador de bolsa	DRSV-6-90-P	1
Actuador de cierre de tijera	ESNU-12-25-P	4
Actuador de cierre de guías coseadora	DSNU-20-160-P	4
Actuador extractor de bolsas	DPZ-32-100	1

Tabla 69 - Listado de actuadores neumáticos

### 3.6 – Sistema de control:

Para determinar el sistema de control a utilizar el primer paso es determinar las salidas y entradas al mismo, y el tipo (analógicas o digitales). Es así que se confecciona la siguiente tabla:



Diseño básico de máquina automática para el embolsado de papas

Equipo	Dispositivo	Entradas PLC	Salidas PLC	Tipo
Tobogan de ingreso	Actuador tolva de rechazo		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
		Posición final		Digital
		Posición inicial		Digital
Cinta de cangilones	Motor de accionamiento		Acc. Drive	Digital
Tamañador	Accionamiento de rodillos		Acc. Drive	Digital
	Accionamiento de cinta 1		Acc. Drive	Digital
	Accionamiento de cinta 2		Acc. Drive	Digital
	Accionamiento de cinta 3		Acc. Drive	Digital
Transportador vibratorio 1			Acc. Unidad vibrante	Analogica
Transportador vibratorio 2			Acc. Unidad vibrante	Analogica
Transportador vibratorio 3			Acc. Unidad vibrante	Analogica
Tolvas dosif. Volumetrica	Actuador tolva 1		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
		Posición final		Digital
		Posición inicial		Digital
	Actuador tolva 2		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
		Posición final		Digital
		Posición inicial		Digital
	Actuador tolva 3		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
		Posición final		Digital
		Posición inicial		Digital
	Sensor de nivel tolva 1	Sensor de tolva		Digital
	Sensor de nivel tolva 2	Sensor de tolva		Digital
Unidad de pesado	Plataforma de pesaje	Cantidad pesada		Analogica
	Actuador extractor unidad de pesaje		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
		Posición final		Digital
		Posición inicial		Digital
	Actuador giratorio unidad de pesaje		Acc. Valv. Apertura	Digital
Unidad de vacío para ventosa			Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
Posicionador/Abridor de bolsa	Actuador de movimiento vertical posicionador de bolsa		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
		Posición final		Digital
		Posición inicial		Digital
	Actuador de traslación abridor de bolsa		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
		Posición final		Digital
		Posición inicial		Digital
	Actuador giratorio posicionador de bolsa		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
Servomotor traslación posicionador de bolsa		Avance	Digital	
		Retroceso	Digital	
	Posición Final		Digital	
	Posición inicial		Digital	
Cosedora	Actuador de cierre de tijera		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
		Posición final		Digital
		Posición inicial		Digital
	Actuador de cierre de guías cosedora		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
		Posición final		Digital
		Posición inicial		Digital
	Actuador extractor de bolsas		Acc. Valv. Apertura	Digital
			Acc. Valv. Cierre	Digital
	Motor de accionamiento tornillo movimiento cosedora		Avance	Digital
			Retroceso	Digital
	Posición final		Digital	
	Posición Inicial		Digital	
Cosedora			Accionamiento	Digital

Tabla 70 - Entradas y salidas de control



Resultando en 25 entradas, de las cuales 1 es analógica y 39 salidas de las cuales 3 son analógicas. Por costo, y consultando a un especialista en sistemas de control, el PLC seleccionado es el Schneider M221 o M241 con módulos de expansión.

Módulos de expansión:

- 2 Tarjetas de entrada digital TM3DI16
- 1 Tarjeta de entrada analógica TM3AI4 (4 a 20 mA)
- 3 Tarjetas de salida digital TM3DO16
- 1 Tarjeta de salida analógica TM3AO4

## Capítulo 4: Análisis de costos

### 4.1 - Estimación de costos

Se realiza un análisis de costos y un cálculo de amortización de inversión a fin de determinar la viabilidad del proyecto. En un contexto nacional complejo, con variaciones de tipo de cambio a lo largo del tiempo e índices de inflación elevada es complicado encontrar una forma de mantener los datos relevados actualizados a fin de que sean certeros. Es por ello que se decide realizar el análisis con los costos en dólares estadounidenses, utilizando el tipo de cambio vigente a la fecha de tomar los datos.

Se realiza el listado de componentes con sus valores en dólares. Estos valores no incluyen el IVA y en caso de productos importados los valores son CIP, es decir que incluyen flete y gastos aduaneros.



## Diseño básico de máquina automática para el embolsado de papas



Listado de componentes					
Equipo	Cantidad	Unidad	Denominación	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Transportador de entrada	7	m	Banda transportadora NF40 Nylon 600 mm x 5,4 mm	55	385
	50,33	Kg	Barra circular SAE 4140 Diam 71,4 mm (31,46 Kg/m)	3	150,99
	4	Unidad	Rodamiento YAT 209-2F con caja 5Y-509M	31,42	125,68
	1	Unidad	Chapa SAE 1010 1/8" (3x 1,5 m)	228	228
	2	Unidad	Perfil UPN 120 x 6 m	128	256
	4	Unidad	Caño estructural 40 x 40 x 1.6 mm	25	100
	1	Unidad	Motoreductor SEW SA67/II2GDEDRN112M4/3D/KCC/AL	850	850
	7	Unidad	Rodillo de apoyo 76 mm con rodamiento 6204	75	525
	10	Unidad	Cangilon	191	1910
	1	Unidad	Variador de frecuencia WEG CFW 300	440	440
Tamañador	2	Unidad	Chapa IRAM-IAS U500/231-F30 de 4,75 mm	360	720
	1	Unidad	Perfil UPN 160 x 12 m	480	480
	4	Unidad	Caño estructural 60 x 60 x 1.6 mm x 6m	33	132
	20	Unidad	Rodillo motorizado 89 x 725 mm	195	3900
	1	Unidad	Variador de frecuencia WEG CFW 300	440	440
	14	m	Banda transportadora NF40 Nylon 400 mm x 5,4 mm	45	630
	3	Unidad	Motoreductor 1 Kw	365	1095
	26	m	Caño estructural 40 x 40 x 1.6 mm	25	650
Transportadores vibratorios	47	Kg	Barra circular SAE 4140 Diam 50,8 mm (15,91 Kg/m)	3	141
	1	Unidad	Chapa AISI 304 2 mm (1250 mm x 2500 mm)	345	345
	2	Unidad	Caño estructural 100 x 100 x 1.6 mm x 6m	45	90
	24	Unidad	Placas elasticas	50	1200
	1	Unidad	Variador de frecuencia WEG CFW 300	440	440
	3	Unidad	Unidades vibratorias	174	522
Tolvas de dosificación	2	Unidad	Caño estructural 40 x 40 x 1.6 mm	25	50
	1	Unidad	Chapa AISI 304 2 mm (1250 mm x 2500 mm)	345	345
	3	Unidad	Sensor fotoelectronico XUK8AKSNL2	214	642
Chequeador de peso	2	Unidad	Caño estructural 40 x 40 x 1.6 mm	25	50
	1	Unidad	Plataforma de pesaje Mettler Toledo PBA655-CC60	2342	2342
Posicionador, abridor y cosedor de bolsa	1	Unidad	Interfaz IND 331 Modbus TCP/IP	3136	3136
	2	Unidad	Caño estructural 40 x 40 x 1.6 mm	25	50
	2	Unidad	Barras guia LJT-50 x 1500 mm con pedestales LSHS 50	420	840
	2	Unidad	Rodamientos lineales LBBR 50-2LS	97	194
	2	Unidad	Barras guia LJT-30 x 730 mm con pedestales LSHS 30	134	268
	2	Unidad	Rodamientos lineales LBBR 30-2LS	52	104
	35	Kg	Aluminio (bloque de 0,3x0,15x0,3 m)	6,5	227,5
	1	Unidad	Eje accionado por correa dentada ELGR-TB-55-1500 OH	1300	1300
	1	Unidad	Perfil UPN 120 x 6 m	128	128
	1	Unidad	Perfil L 30x30 AISI 304 x 6 m	96	96
	1	Unidad	Tornillo de bolas recirculantes SH 6x2R 460/514 G5 -GA	1420	1420
	1	Unidad	Motoreductor 0,5 Kw	312	312
	2	Unidad	Variador de frecuencia WEG CFW 300	440	880
	1	Unidad	Chapa AISI 304 2 mm (1250 mm x 2500 mm)	345	345
	Circuito neumatico	8	Unidad	Rodillo motorizado 89 x 725 mm	192
1		Unidad	ESNU-25-50	134	134
3		Unidad	DSNU-32-73	177	531
1		Unidad	DFM-25-400-B	628	628
1		Unidad	UCFL-201-C80	271	271
4		Unidad	ESV-50-BU 1	21	84
4		Unidad	VN-30-L-T6-PQ4-VA5-RO2	42	168
1		Unidad	DSNU-20-100	180	180
1		Unidad	DSNU-20-250	220	220
1		Unidad	DRSV-6-90-P	240	240
4		Unidad	ESNU-12-25-P	120	480
4		Unidad	DSNU-20-160-P	205	820
1		Unidad	DPZ-32-100	320	320
26		Unidad	Electroválvula 5/2 Monoestable Rosca 1/4 Festo Vuvs-lk25	140	3640
Sistema de control	22	Unidad	Sensor magnetico final de carrera cilindro neumatico	62	1364
	1	Unidad	PLC Schneider Modicon M221	750	750
	2	Unidad	Tarjetas de entrada digital TM3DI16	170	340
	1	Unidad	Tarjeta de entrada analógica TM3AI4 (4 a 20 mA)	200	200
	3	Unidad	Tarjetas de salida digital TM3DO16	195	585
Cableado	1	Unidad	Tarjeta de salida analógica TM3AO4	230	230
	1	Unidad	Cableado (en base a linea de producción similar)	5000	5000
				<b>TOTAL (USD)</b>	<b>46206,17</b>



El costo total estimado correspondiente a componentes es de **USD 46206,17**.

Para el análisis de los costos de mano de obra, se consulta con talleres metalmecánicos y personal de empresas que trabajan en proyectos de ingeniería a fin de estimar la cantidad de horas hombre y el costo de cada ítem.

Estos costos de MO reflejan el valor que se cobra por la tercerización de servicios (no personal propio), bajo el régimen de mano de obra administrada, o trabajos en taller para terceros.

Costo de MO y taller				
Cantidad	Unidad	Denominación	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
30	HH	Horas de torno	25	750
200	HH	Horas de calderería/montaje en taller	6	1200
20	HH	Horas de plegado	12	240
5	HH	Centro de mecanizado CNC	40	200
200	HH	Dibujante técnico (ejecución de planos de fabricación)	11	2200
300	HH	Montador mecanico	6	1800
100	HH	Montador neumatico	6	600
100	HH	Montador electrico	6	600
			<b>TOTAL (USD)</b>	<b>7590</b>

*Tabla 71 - Estimación de costos de MO y taller*

El costo estimado de MO y talleres es de **USD 7590**, arrojando un valor total de **USD 53796**.

Debido a que la estimación de costos es realizada en una etapa intermedia del proyecto, debe tenerse en cuenta el error en la estimación (que incluye costos no tenidos en cuenta y contingencias que puedan surgir en el proyecto).

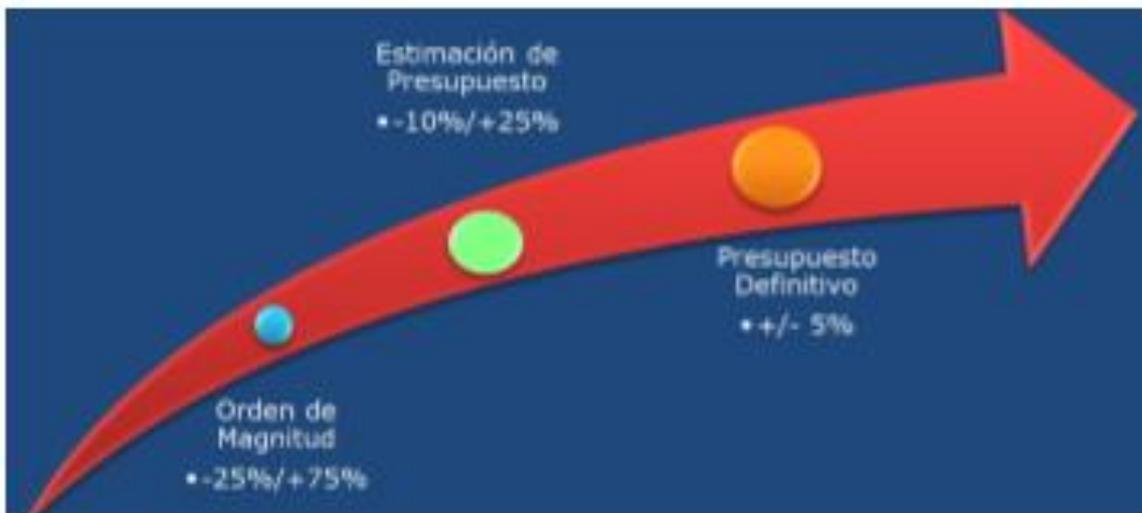


Ilustración 58 - Incertidumbre en la estimación de presupuestos<sup>25</sup>

Se asume la peor condición, y se adiciona un 25% extra al presupuesto obtenido, siendo el valor utilizado para los cálculos de amortización un costo total de **USD 67245**

#### 4.2 - Calculo amortización de inversión.

El primer paso para realizar el cálculo de la amortización de la inversión es el ahorro anual que produce la implementación de la línea de empaque. Este ahorro se ve reflejado directamente en los costos de mano de obra para la producción.

En el relevamiento realizado en Marzo de 2017 se obtuvo un valor de operario por jornal de \$1600, con un tipo de cambio a \$ 16,70 por USD, con lo cual el valor diario es de 94 USD.

Considerando un ahorro de 4 empleados, el ahorro diario por reducción de personal es de USD 376.

Tomando 52 semanas por año, y 5 días trabajados por semana, el ahorro anual es de **USD 97760**.

En el valor de la línea automática no se están teniendo en cuenta los costos energéticos ni de mantenimiento de la línea. Se adopta una media de consumo eléctrico diario de 230 KWh (Incluyendo el consumo eléctrico del compresor de aire). El costo anual de electricidad es de unos **USD 5300** (aproximado). Se asumen **USD 12000** anuales destinados a mantenimiento. El ahorro anual real entonces asciende a **USD 80460**

Para determinar si una inversión es viable o no desde el punto de vista de la rentabilidad, utilizaremos dos métodos, el cálculo de la TIR (tasa interna de

<sup>25</sup> GESTIÓN DE PROYECTOS, Apunte de cátedra, Facultad de ingeniería UNMDP



retorno, que es una forma de comparar los retornos de una inversión comparado con colocar ese mismo dinero a renta fija), y el tiempo de repago (nR), este último se define como el mínimo período de tiempo teóricamente necesario para recuperar la inversión fija depreciable en forma de flujo de caja del proyecto.

En la siguiente tabla se presentan valores razonables para la TiR para proyectos con distinto grados de riesgo (Cunningham, 1980). Se considera el actual un proyecto riesgoso por no encontrarse antecedentes de la fabricación de una línea de similares características:

Proyecto	Tiempo de repago	TiR
Riesgoso	< 2	> 20
Normal	< 5	15
Poco riesgo		< 10

Debido a que se deben estimar los ahorros en forma de flujo de caja de los próximos 5 años, y en el contexto actual del país es difícil establecer una tasa de inflación a mediano plazo, el cálculo se realizará en dólares estadounidenses, con una tasa del 7% (Fondo común de inversión en dólares de renta fija del banco Santander Rio).

Se considera que el proyecto se financiara con un crédito de cuotas fijas con una tasa del 50% anual.

Para el cálculo se utilizan planillas de Excel:

Tasa de descuento	7%	
		Proyecto A
		<b>Flujo de Fondos</b>
Período		
0		-\$100.868
1		\$80.460
2		\$80.460
3		\$80.460
4		\$80.460
5		\$80.460
		Proyecto A
	Resultado	TiR 74,89%
		VAN \$ 229.034,39

El tiempo de repago es de 1,24 años.

Con una TiR de 74,89% y un tiempo de repago de 1,24 años, se determina que el proyecto es rentable.



## Conclusiones

El objetivo del proyecto del diseño básico de una máquina capaz de realizar el proceso de embolsado fue alcanzado. Si bien queda para una etapa posterior la ejecución de los planos de fabricación y detalle del diseño, se logró alcanzar un diseño básico que en la teoría es aplicable y económicamente rentable.

Durante la ejecución del proyecto, se encontraron dificultades para recolectar la información, y para encontrar soluciones técnicamente apropiadas a la necesidad funcional y económica del proyecto, que se pudieron sortear, pero dilataron la finalización del mismo.

Creemos que con la financiación adecuada y un equipo de trabajo el proyecto es viable de ser construido en la realidad.

A su vez, a nivel personal de los integrantes, el proyecto permitió volcar los conocimientos teóricos adquiridos durante el cursado de la carrera, así como también los conocimientos prácticos adquiridos por ambos en la industria, uno de los integrantes trabajando en mantenimiento y el otro en diseño de maquinarias.



## Bibliografía

HUARTE, Marcelo y CAPEZIO, Silvia. *Cultivo de papa*. Unidad Integrada Balcarce INTA FCA UNMdP, 2009

GONZALES, Francisco. *Pruebas de cosechadoras de papas*. Estación de Pruebas de Máquinas Agrícolas IAgri. La Habana, 2004

RAMOS, Melquiades; BARREIRO ELORZA, Pilar.; MACIAS SOCARRA, Idalberto. *Daños mecánicos en patata y evaluación mediante productos electrónicos*.

BRIDGESTONE CORPORATION. "Conveyor belt design manual"

ARBOLES Y EJES. Apunte de cátedra "Calculo de elementos de máquinas". Facultad de Ingeniería UNMDP.

SKF, Catalogo de rodamientos digital

ROTRANS, Catalogo de rodillos (<https://rotranssa.com/catalogos>)

COTRANSA S.A, Catalogo rodillos motorizados (<https://www.cotransa.net/division-sistemas-de-aluminio-y-transporte-categoria-rodillos-motorizados.php>)

ERIEZ MAGNETICS Co. Complete guide to Vibratory Feeders and Conveyors

KELLY, Graham. *Mechanical Vibrations* (Schaum), 1ª Ed, McGraw Hill, Nueva York, 1996, pp. 109-136

SINFONIA, Catalogo de unidades vibrantes

METTLER TOLEDO, Ready meals newsletter.

SKF, Linear bearings and units – Technical handbook.

BUDYNAS, Richard y NISBETT J.Keith, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2008

LANXEE Catalogo

GESTIÓN DE PROYECTOS, Apunte de catedra, Facultad de ingeniería UNMDP



## ANEXO I: Introducción al proceso

### Siembra:

Se requiere una buena preparación del suelo, para proveer el drenaje y la ventilación adecuada. Para esto se realiza el proceso de arado y rastrillado repetidas veces.

Habitualmente en la siembra de producción general, no se realiza la siembra con semillas, sino con papas semillas, las que representan entre el 30% y 50% de los costos de producción. Esta papa semilla es en parte recuperado de cosechas anteriores y en parte provista por laboratorios semilleros. Es una papa de tamaño muy pequeño o fragmentos (de 30 a 40 gramos), con características de cuidado especial que se introduce de 5 a 10 cm de profundidad.

El proceso de siembra se realiza en surcos o camellones (parte elevada de los surcos) mediante método manual o sembradoras mecanizadas, siendo estas utilizadas casi exclusivamente en la actualidad. Estas máquinas forman los surcos, depositan las semillas y agregan la primer dosis de fertilizante para luego cubrir las.



Proceso de siembra con máquina automática

### Cuidados del cultivo:

Durante el crecimiento del follaje, es necesario combatir la maleza, ya sea mecánicamente o con la aplicación de herbicidas. Los camellones, cuyas funciones son mantener la planta vertical, mantener la tierra suelta e impedir el acceso de plagas o insectos a los tubérculos.



La aplicación de fertilizantes depende de la cantidad de nutrientes en el suelo, y de la materia orgánica presente en el mismo, que cumple la función de abono.

El suelo debe mantener un contenido de humedad relativamente alto. La falta de agua hace disminuir la producción considerablemente cuando se produce a fines o mediados del periodo de desarrollo. Se obtienen cosechas abundantes con sistemas de riego automático que se aplican diariamente.

Deben prevenirse las enfermedades fúngicas y los ataques de insectos, que pueden destruir velozmente un cultivo.



Sistema de riego por pivot central



Sistema de riego por cañón

#### Cosecha:

Finalizando el ciclo, las hojas de la planta se tornan amarillas, y los tubérculos se desprenden con facilidad de las mismas. Se recomienda eliminar la vegetación con métodos mecánicos un breve tiempo antes de realizar la cosecha. El principal cuidado que debe tenerse es evitar daños mecánicos a la piel de la papa y evitar los golpes al producto ya que generan que se descomponga.

Existen principalmente tres métodos de cosecha: manual utilizando arado de discos, manual utilizando arrancadora (conocido como “peludo”) y cosechadora mecanizada.

Cosecha manual con arado de discos: Un arado de discos tirado por un tractor va removiendo el camellón y arroja la papa hacia un costado. Detrás de la máquina personas van juntando manualmente los tubérculos en canastos. Cuando los canastos se llenan, las personas los depositan o bien en bolsas



listas para la venta, o en bolsones para posterior clasificación, procesado (cepillado o lavado) y empaque. Es el método más rudimentario, que presenta baja productividad, riesgo de lesiones laborales, y bajo control de calidad del producto final. A su vez, no permite una cosecha continua, ya que el tractor debe esperar a finalizar un surco antes de comenzar con el siguiente debido a que tapan los tubérculos que aún no se han recolectado.



#### Cosecha manual utilizando arrancadora:

Al igual que en proceso con disco, se utiliza un implemento, conocido en la jerga como “peludo”, conectado a un tractor, que consta de varios juegos de discos o cuchillas en V que van removiendo el o los surcos. Una bandeja con rejillas separa la papa de la tierra y la deposita detrás de la misma. También en este caso, las personas van levantando la papa de la tierra con canastos. La gran ventaja que posee respecto del sacado con disco, es que la maquina puede comenzar otro surco sin haber terminado de juntar el anterior. Las desventajas que posee son las mismas que el sistema de discos.





#### Cosecha con cosechadora mecánica:

En este proceso, una máquina, autopropulsada, o tirada por un tractor, recorre el lote, abarcando hasta 4 surcos. En este proceso, remueve la tierra, recoge el cultivo y en su interior separa la papa de los residuos y la tierra, depositándolas en una tolva.

Mediante un sistema de noria o de cintas transportadoras con cangilones va descargando el producto a camiones que van transitando junto a la máquina.

Entre las grandes ventajas presenta mínima intervención humana, menores costos operativos, alto grado de productividad y menor daño al cultivo. Entre las desventajas podemos citar el costo inicial de la máquina, ya que son de origen importado (generalmente Alemania u Holanda), y la disponibilidad de los repuestos.



#### Almacenamiento:

Debido a que las papas recién cosechadas son tejido vivo, deben ser almacenadas correctamente para evitar las pérdidas.

El objetivo es evitar que se pongan verdes, y evitar que pierdan peso y calidad. Se deben mantener a una temperatura de entre 6 y 8 °C, en un ambiente oscuro y bien ventilado, con una humedad relativamente elevada pero controlada. En el caso de las papas semillas, se almacenan bajo luz difusa para conservar la capacidad de germinación.

Una estrategia es retardar la cosecha, manteniendo las papas bajo tierra hasta tener mercado, pero es una práctica riesgosa debido a que lluvias abundantes pueden hacer que el cultivo se pudra.

La guarda de papas cosechadas se realiza en naves ventiladas, en cámaras frigoríficas o mismo en campo cubiertas por pasto seco y al resguardo de la lluvia.



## ANEXO II: Fichas técnicas

Ver carpeta adjunta.

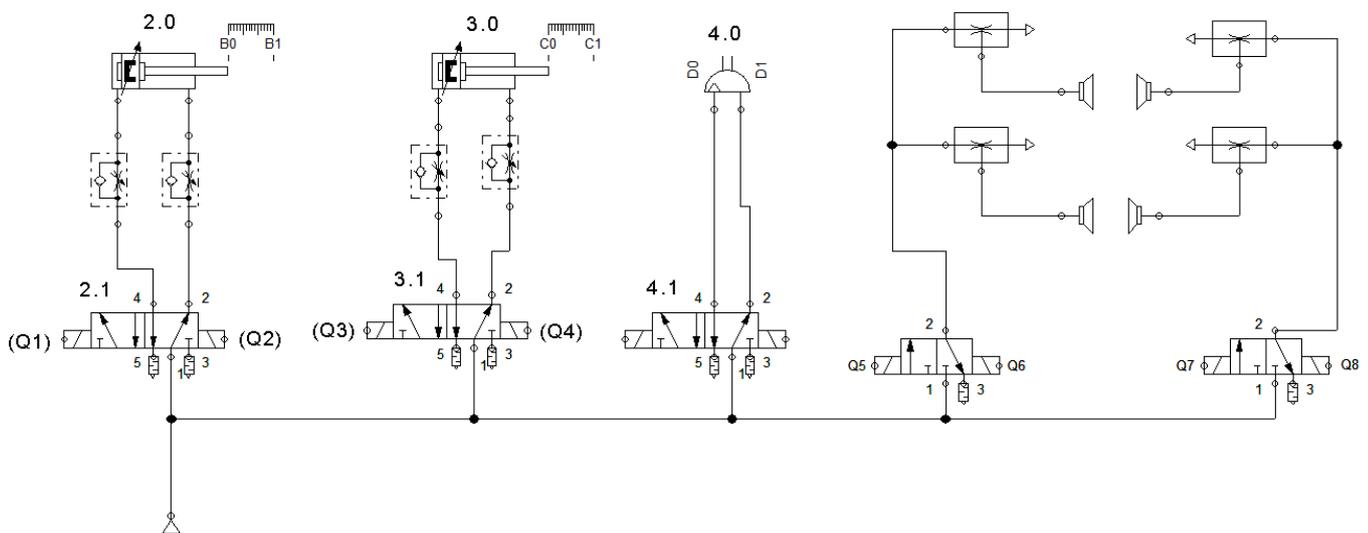
## ANEXO III: Circuito neumático:

A modo de ejemplo, se muestra la selección y dimensionamiento del conjunto de actuadores neumáticos correspondientes a un módulo del equipo, el resto de los actuadores se seleccionan bajo el mismo criterio y el listado completo de los modelos seleccionados se encuentra en el cuerpo del informe.

Módulo de embolsado automático.

### 1.1- Brazo neumático manipulador de bolsa

Representación del plano de la instalación neumática del brazo: (plano realizado en el software: “**FESTO FluidSim**”).



#### 1.1.1 - Cilindro de doble efecto dispuesto verticalmente (2.0)

Encargado de elevar y hacer descender el conjunto generador de vacío y el actuador angular en la etapa de recolección de la bolsa vacía. También, es capaz de soportar los impactos generados cuando se sostiene la bolsa en el momento de llenado con papa.

Está claro que se podría haber utilizado un actuador lineal de simple efecto, debido a que el peso propio de la carga a elevar hace que el cilindro se desplace por sí mismo. Pero como se requiere movimientos precisos y veloces, controlando la velocidad de descarga del gas mediante una válvula estranguladora. Por todas estas razones, se escoge uno de doble efecto.



Partimos del peso que es necesario levantar, obtenido de la suma de todos los componentes presentes a considerarse:

C.D.E. (vertical)	peso [g]
Bolsa vacía =	50
Placa de yugo+acoplamiento+2barras de guía =	372,75
Soporte actuador angular =	72,34
Fijación por pie =	27
Actuador de giro =	38
Brida enchufable =	30
Sensor de posición =	25
Soporte de ventosas =	87,34
Ventosa (X2)-->(24,7x2) =	49,4
Soporte de ventosa (X2)-->(30x2) =	60
Filtro (X2)-->(19x2) =	38
<b>PESO TOTAL A LEVANTAR =</b>	<b>849,83</b>

$$P = 850 \text{ g} \rightarrow P = 1000 \text{ g} = 1 \text{ kg}$$

#### 1.1.1.1 - Diámetro mínimo del émbolo:

Según el diseño del brazo neumático, para poner recoger la bolsa y trasladarla al lugar al de llenado, son necesarias las siguientes condiciones:

- ✓  $s = 100 \text{ mm}$ ,
- ✓  $F_{util} = 9,8 \text{ N}$ ,
- ✓  $P = 5 \text{ bar} = 500000 \text{ N/m}^2$ ,

$$F_{util} = \pi * (R_{(cil)})^2 * P * \eta \rightarrow R_{(cil)} = \sqrt{\frac{F_{util}}{\pi * P * \eta}} \rightarrow R_{(cil)} = 0,00079 \text{ m} =$$

0,79 mm

Determinamos que el radio mínimo que requiere nuestro actuador es de:

$$R_{(mínimo cil)} = 1 \text{ mm}$$

Según catálogo de Festo, para carrera de 100 mm, el diámetro mínimo disponible es:

$$d_{(mínimo cil)} = 12 \text{ mm}$$



Elegimos un cilindro comercial normalizado (todos los componentes escogen del fabricante FESTO):

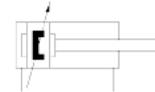
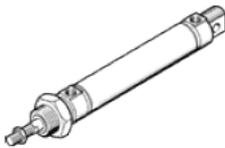
### cilindro normalizado DSNU-16-100-PPV-A

Número de artículo: 19232

★ Gama básica

según DIN ISO 6432 para detección sin contacto. Diferentes posibilidades de fijación, con y sin elementos de sujeción adicionales. Con amortiguación de fin de carrera regulable.

FESTO



Característica	Valor
Carrera	100 mm
Diámetro del émbolo	16 mm
Rosca del vástago	M6
Amortiguación	PPV: amortiguación neumática regulable a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	CETOP RP 52 P ISO 6432
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Camisa del cilindro
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	1 ... 10 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2 - riesgo de corrosión moderado
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Energía del impacto en las posiciones finales	0,15 J
Carrera de amortiguación	12 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	103,7 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	120,6 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	23 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	4,6 g
Peso básico con carrera de 0 mm	89,9 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	2 g
Tipo de fijación	con accesorios
Conexión neumática	M5
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Material de la culata	Aleación forjable de aluminio Anodizado incoloro
Material de las juntas	NBR TPE-U(PU)
Material del vástago	Acero inoxidable de aleación fina
Material de la camisa del cilindro	Acero inoxidable de aleación fina



1.1.1.2 - Consumo normalizado de aire en N litros/min:

$$V = s * \eta * q$$

Siendo:

- ✓ V: consumo normalizado de aire en [Nl/min]
- ✓ s: longitud de carrera [cm] = 10 cm,
- ✓  $\eta$ : ciclos por minuto = 10

**Volumen del cilindro:**

$$v = \pi * R^2 * h \rightarrow v = \pi * (8 \text{ mm})^2 * 100 \text{ mm} \rightarrow v = 20106,2 \text{ mm}^3 \\ \rightarrow v = 20,1 \text{ cm}^3 \rightarrow v = 0,0201 \text{ l}$$

- ✓ q: consumo de aire por cm de carrera [l/cm] = 0,002

$$V = 10 \text{ cm} * 10 \frac{\text{ciclos}}{\text{min}} * 0,002 \frac{\text{l}}{\text{cm}} = \mathbf{0,2 \text{ Nl/min}}$$

1.1.1.2 - Verificación del pandeo:

En este caso no es necesaria, ya que la disposición espacial y la forma en la que trabaja el actuador, como se muestra en la figura siguiente, no le produce una carga exterior que provoque un posible pandeo.

1.1.1.4 - Unidad guía:

Este dispositivo, no solo facilita y provee un montaje seguro del actuador, sino que también sirve como guía cuando el mismo realiza los movimientos de expansión y compresión. Además, sirve como estructura externa de protección y de refuerzo antes posibles cargas externas extras a las consideradas.



## Unidades de guía FEN/FENG para cilindros normalizados

FESTO

Características

### Informaciones resumidas

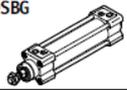
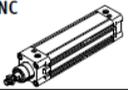
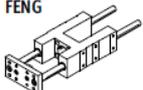
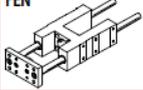
Las guías FEN y FENG evitan que los cilindros normalizados giren si son expuestos a momentos elevados.

Además aumentan la precisión al manipular las piezas y en otras aplicaciones.

Dos variantes de guías:

- Guía de deslizamiento (GF)
- Guía de rodamiento de bolas (KF)

### Combinaciones posibles actuador/unidad de guía

Actuador/unidad de guía	DSBC 	DSBG 	DNC 	DSNU 
FENG 	■	■	■	-
FEN 	-	-	-	■
→ Página en Internet	dsbc	dsbg	dnc	dsnu

FEN según ISO 6432

-  - Diámetro  
8 ... 25 mm

-  - Carrera  
1 ... 250 mm

 [www.festo.com](http://www.festo.com)

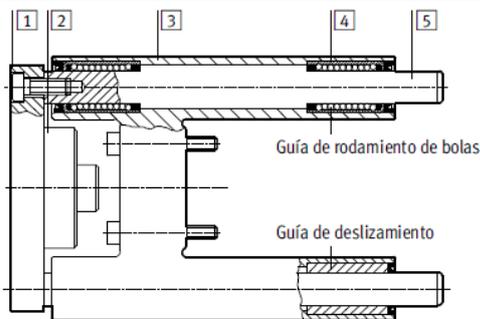




Especificaciones técnicas generales										
Tipo	FEN...					FENG...				
Diámetro del émbolo	8, 10	12, 16	20	25	32	40	50	63	80	100
Máx. [mm]	1 ... 100	1 ... 200	2 ... 250		10 ... 500					
Forma constructiva	Guía									
Guía										
FEN/FENG...-GF	Guía de deslizamiento									
FEN/FENG...-KF	Guía de rodamiento de bolas									
Fuerza de desplazamiento										
FEN/FENG...-GF [N]	15	15	15	15	30	30	50	50	70	70
FFN/FFNG...-KF [N]	15	15	15	15	15	15	15	15	40	40
Pesos [g] (ejemplo de cálculo → Página 8)										
Tipo	FEN...					FENG...				
Diámetro del émbolo	8, 10	12, 16	20	25	32	40	50	63	80	100
Guía de deslizamiento (GF)										
Peso básico con carrera de 0 mm	332	490	873	866	1570	2480	4190	5540	10720	13420
Peso adicional por cada 10 mm de carrera	8	12	12	12	17	31	48	48	76	76
Masa en movimiento con carrera de 0 mm	90	161	269	269	478	782	1414	1720	4955	5935
Masa adicional por cada 10 mm de carrera	8	12	12	12	17	31	48	48	76	76
Guía de rodamiento de bolas (KF)										
Peso básico con carrera de 0 mm	300	429	828	813	1530	2370	4030	5410	10430	12990
Peso adicional por cada 10 mm de carrera	8	12	12	12	18	32	49	49	77	77
Masa en movimiento con carrera de 0 mm	90	161	269	269	483	792	1430	1739	4990	5970
Masa adicional por cada 10 mm de carrera	8	12	12	12	18	32	49	49	77	77

### Materiales

Vista en sección



Unidades de guía	FEN/FENG...-GF	FEN/FENG...-KF
1 Placa de yugo		
Diámetro del émbolo 32 ... 63	Aluminio	Aluminio
Diámetro del émbolo 80, 100	Acero	Acero
2 Acoplamiento	Acero	Acero
3 Guía	Aluminio	Aluminio
4 Cojinetes	Bronce sinterizado	Acero
5 Barras de guía	Acero	Acero
- Nota sobre los materiales	-	Sin cobre ni PTFE
	Conformidad con la directiva 2002/95/CE (RoHS)	





Característica	Valor
Tamaño	12/16
Carrera	1 ... 200 mm
Posición de montaje	indistinto
Guía	guía con rodamiento de bolas
Construcción	Guía
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Fuerza Fy máxima	520 N
Fuerza Fy estática máx.	830 N
Fuerza Fz máxima	520 N
Fuerza estática Fz máx.	830 N
Momento Mx máximo	12 Nm
Momento estático Mx máximo	20 Nm
Momento máximo My	7 Nm
Momento estático My máximo	12 Nm
Momento máximo Mz	7 Nm
Momento estático Mz máximo	12 Nm
Fuerza de desplazamiento	15 N
Masa adicional por 10 mm de carrera	12 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	12 g
Peso básico con carrera de 0 mm	429 g
Centro de gravedad de la masa móvil con carrera de 0 mm	40 mm
Aumento, centro de gravedad de la masa móvil por cada 10 mm de carrera	4,9 mm
Tipo de fijación	con rosca interior
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Material del elemento de guía	acero templado
Material de la carcasa	Aleación forjada de aluminio, anodizado
Material de la placa de yugo	Aleación forjada de aluminio, anodizado

### 1.1.2 - Cilindro de Doble Efecto dispuesto horizontal (3.0):

C.D.E. (horizontal)	peso [g]
Bolsa vacía =	50
Unidad de guía =	828
Soporte actuador angular =	72,34
Fijación por pie =	27
Actuador de giro =	38
Brida enchufable =	30
Sensor de posición =	25
Soporte de ventosas (móvil) =	87,34
Ventosa (X2)-->(24,7x2) =	49,4
Soporte de ventosa (X2)-->(30x2) =	60
Filtro (X2)-->(19x2) =	38
Actuador (DSNU-20-100-PPV-A) =	230,8
Rodamiento lineal (X2)-->(630,5gx2) =	1207
Porta guía transversal =	1264,05
Placa de acoplamiento =	70
<b>PESO TOTAL A TRASLADAR =</b>	<b>4076,93</b>

$$P = 4076,93 \text{ g} \rightarrow P = 5000 \text{ g} = 5 \text{ kg}$$



### 1.1.2.1 - Diámetro mínimo del pistón:

- ✓  $s = 250 \text{ mm}$ ,
- ✓  $F_{util} = 49 \text{ N}$ ,
- ✓  $P = 5 \text{ bar} = 500000 \text{ N/m}^2$ ,

$$F_{util} = \pi * (R_{(cil)})^2 * P * \eta \rightarrow R_{(cil)} = \sqrt{\frac{F_{util}}{\pi * P * \eta}} \rightarrow R_{(cil)} = 0,0018 \text{ m} = 1,8 \text{ mm}$$

Determinamos que el radio mínimo que requiere nuestro actuador es de:

$$R_{(mínimo \text{ cil})} = 2 \text{ mm}$$

Según catálogo de Festo, para carrera de 250 mm, el diámetro mínimo disponible es:

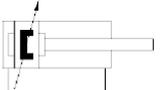
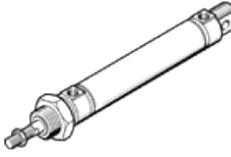
$$d_{(mínimo \text{ cil})} = 20 \text{ mm}$$

Elegimos un cilindro comercial normalizado (todos los componentes escogen del fabricante FESTO):

**cilindro normalizado**  
**DSNU-20-250-PPV-A**  
Número de artículo: 19243  
★ Gama básica

según DIN ISO 6432 para detección sin contacto. Diferentes posibilidades de fijación, con y sin elementos de sujeción adicionales. Con amortiguación de fin de carrera regulable.

**FESTO**





Característica	Valor
Carrera	250 mm
Diámetro del émbolo	20 mm
Rosca del vástago	M8
Amortiguación	PPV: amortiguación neumática regulable a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	CETOP RP 52 P ISO 6432
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Camisa del cilindro
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	1 ... 10 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2 - riesgo de corrosión moderado
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Energía del impacto en las posiciones finales	0,2 J
Masa móvil con carrera de 0 mm	44 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	7,2 g
Peso básico con carrera de 0 mm	186,8 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	4 g
Tipo de fijación	con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Material de la culata	Aleación forjable de aluminio Anodizado incoloro
Material de las juntas	NBR TPE-U(PU)
Material del vástago	Acero inoxidable de aleación fina
Material de la camisa del cilindro	Acero inoxidable de aleación fina

#### 1.1.2.2 - Consumo normalizado de aire en N litros/min:

$$V = s * \eta * q$$

Siendo:

- ✓ V: consumo normalizado de aire en [Nl/min]
- ✓ s: longitud de carrera [cm] = 25 cm,
- ✓  $\eta$ : ciclos por minuto = 10

#### Volumen del cilindro:

$$v = \pi * R^2 * h \rightarrow v = \pi * (10mm)^2 * 250 mm \rightarrow v = 78540 mm^3$$

$$\rightarrow v = 78,5 cm^3 \rightarrow v = 0,0785 l$$

- ✓ q: consumo de aire por cm de carrera [l/cm] = 0,00314

$$V = 25cm * 10 \frac{\text{ciclos}}{\text{min}} * 0,00314 \frac{l}{\text{cm}} = \mathbf{0,785 Nl/min}$$

#### 1.1.2.3 - Verificación del pandeo:

La carga que debe mover el actuador no es elevada, pero se realiza una verificación a modo de ejemplo. Según la fórmula de Euler para el pandeo:



$$F_{pandeo} = m * \frac{\pi * E * I}{L^2}$$

Siendo:

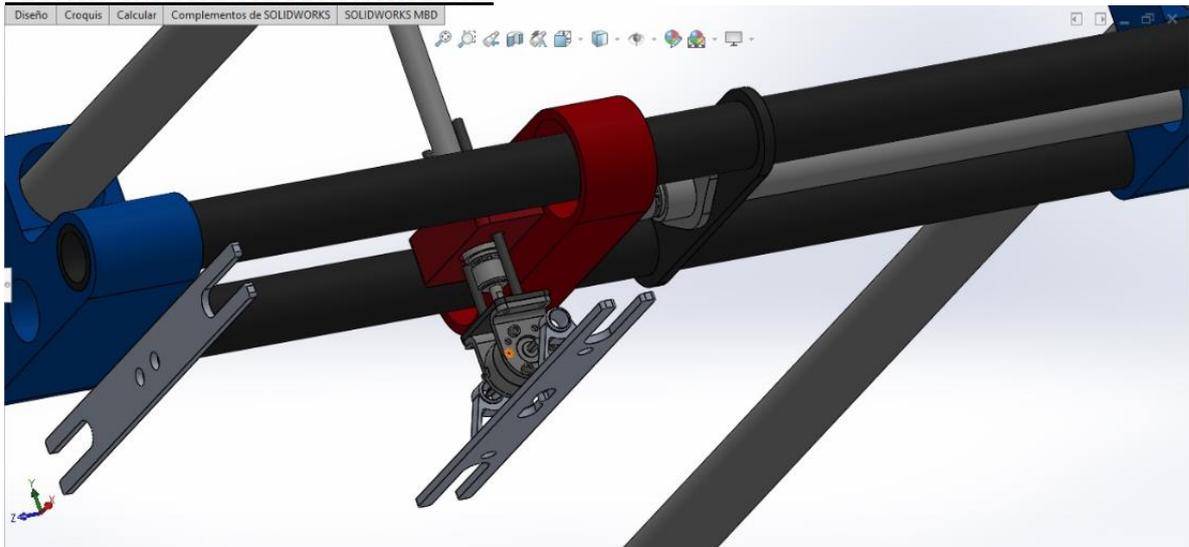
E: módulo de elasticidad de Young para el acero inoxidable =  $2,1 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>

I: momento polar de inercia =  $\pi * d^4 / 64$  m<sup>2</sup> =  $\pi * (0,020\text{m})^4 / 64$  m<sup>2</sup>

L: largo del actuador totalmente extendido = 500 mm (posición más crítica)

m: constante que depende del tipo de carga → (se obtiene a continuación)

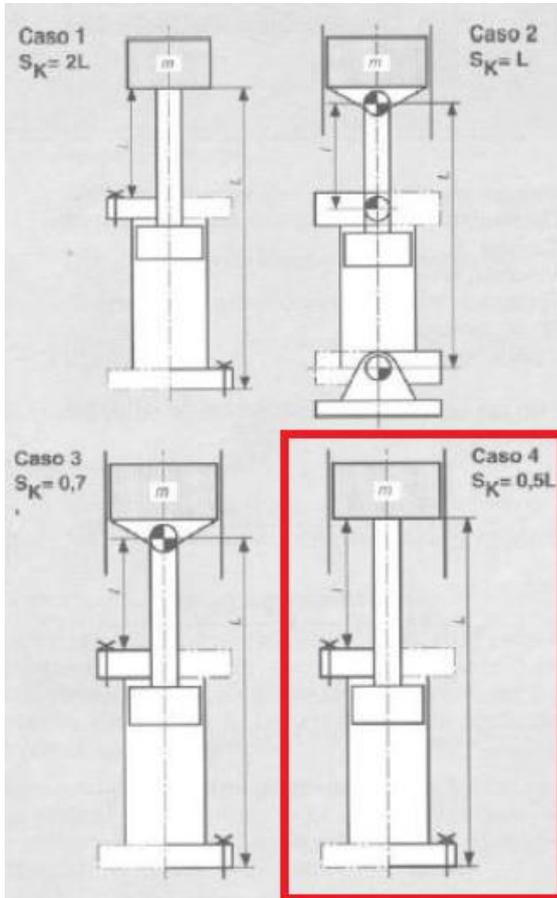
**Determinación del coeficiente “m”:**



El coeficiente que se aplica se determina según la fijación del cilindro, tal y como se describe en la siguiente tabla y la asimilación al mejor caso de la figura anterior.

**TIPOS DE VÍNCULO:**

Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
$L_p = 2 \times L$	$L_p = L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}} = 0.7 L$	$L_p = \frac{L}{2} = 0.5 L$
$m = 1/4$	$m = 1$	$m = 2$	$m = 4$



Según cómo podemos apreciar en la figura anterior e izquierda, nuestro diseño se corresponde con el “**CASO 4**” de las tablas anteriores, ya que ambos extremos del actuador están empotrados y el mismo posee un movimiento guiado por una guía que contiene rodamientos lineales de bolillas recirculantes.

Entonces:

$$F_{pandeo} = 4 * \frac{\pi * 2 \times 10^{11} \frac{N}{m^2} * 7,85 \times 10^{-9} m^4}{(0,5m)^2} = 78916 N$$

**La carga a la que está sometido el actuador es muy inferior a la fuerza que es necesaria alcanzar para producir el pandeo del mismo. Por lo tanto, es imposible que sufra este tipo de falla con las condiciones preestablecidas.**

1.1.3 - Ejes accionados por correa dentada con guía de rodamiento de bolas:

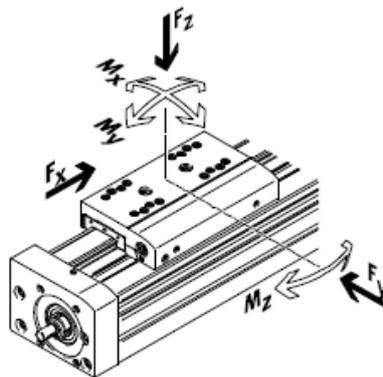
Aunque el dispositivo no es de accionamiento neumático, se incluye su selección en este apartado ya que es parte del sistema que se está tratando.



Ejes accionados por correa dentada	peso [g]
Bolsa vacía =	50
Unidad de guía =	828
Soporte actuador angular =	72,34
Fijación por pie =	27
Actuador de giro =	38
Brida enchufable =	30
Sensor de posición =	25
Soporte de ventosas (móvil) =	87,34
Ventosa (X4)-->(24,7x4) =	98,8
Soporte de ventosa (X4)-->(30x4) =	120
Filtro (X4)-->(19x4) =	76
Actuador (DSNU-20-100-PPV-A) =	230,8
Rodamiento lineal (X2)-->(630,5gx2) =	1207
Porta guía transversal =	1264,05
Placa de acoplamiento =	70
Guía transversal (X2)-- >(4608,74gx2)=	9217,48
Sostén pistón transversal =	205,43
Portarecirculante (X2)-- >(3641,49gx2)=	7282,98
Rodamiento lineal (X2)-- >(1944,89gx2)=	3889,78
Fijación por brida (X2)-->(52gx2)=	104
Actuador (DSNU-20-250-PPV-A) =	230,8
Soporte ventosas (fijo) =	204,79
Soporte S2 =	150
<b>PESO TOTAL A TRASLADAR =</b>	<b>25509,59</b>

$$P = 25509,59 \text{ g} \rightarrow P = 30000 \text{ g} = 30 \text{ kg} = \mathbf{294 \text{ N}}$$

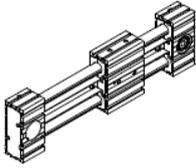
Sistema de coordenadas





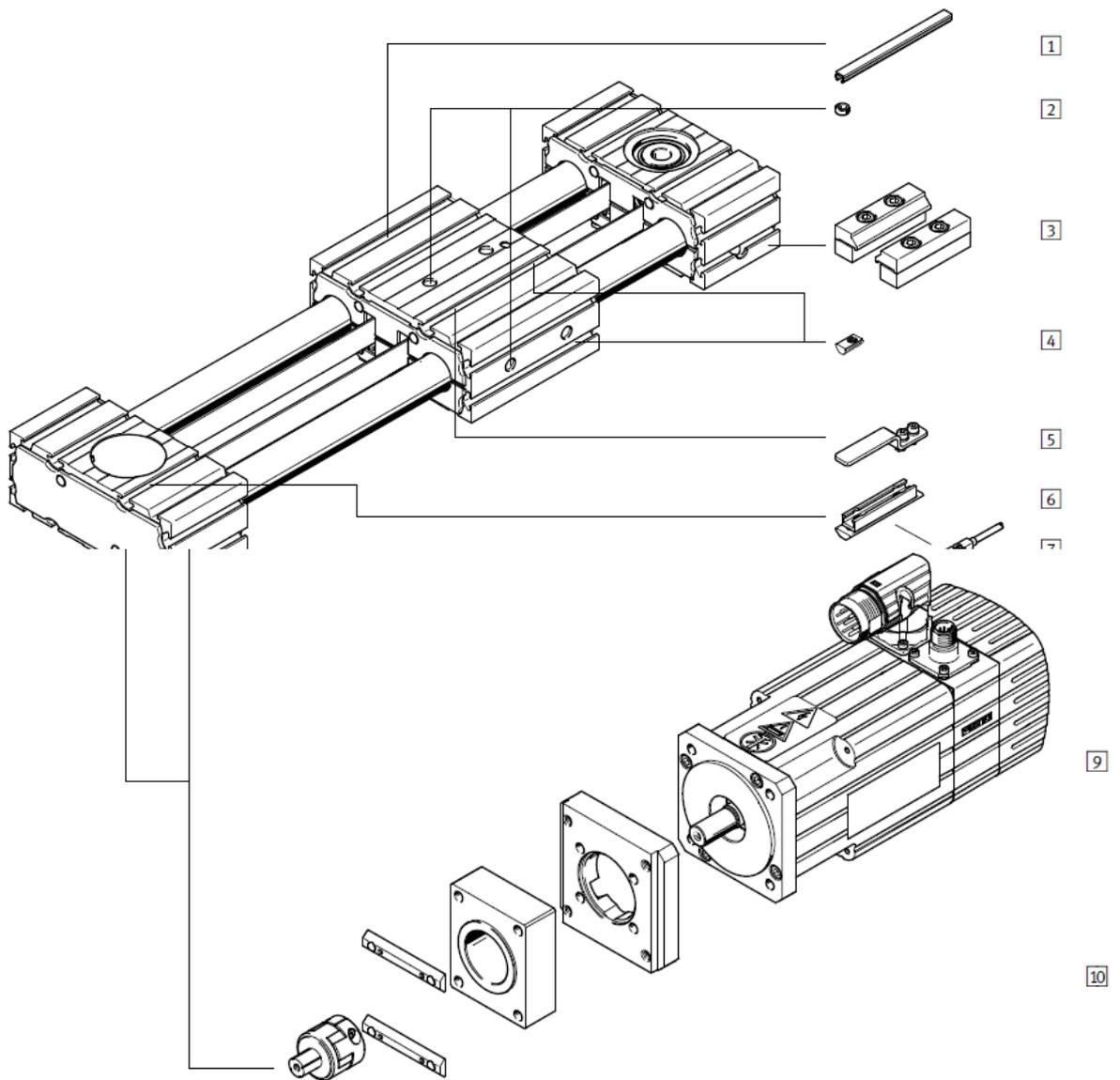
## Ejes accionados por correa dentada ELGR

Características

Ejecución	Tamaño	Carrera de trabajo [mm]	Velocidad [m/s]	Precisión de repetición [mm]	Fuerza de avance [N]	Propiedades del guiado					→ Página
						Fuerzas y momentos					
						Fy [N]	Fz [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]	
Eje accionado por correa dentada ELGR											
	35	50 ... 800	3	±0,1	50	50	50	2,5	20	20	9
	45	50 ... 1000	3	±0,1	100	100	100	5	40	40	
	55	50 ... 1500	3	±0,1	350	300	300	15	124	124	



Cuadro general de periféricos



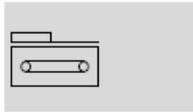


# Diseño básico de máquina automática para el embolsado de papas

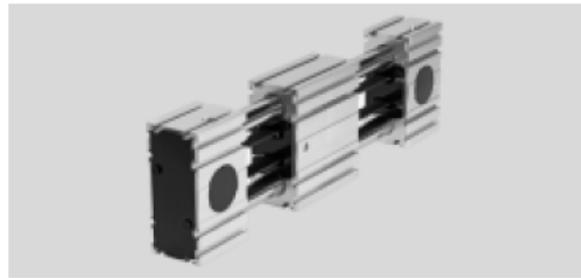


Hoja de datos

Función



-  Tamaño  
35 ... 55
-  Carrera  
50 ... 1500 mm
-  [www.festo.com](http://www.festo.com)



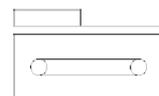
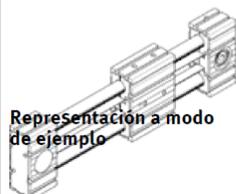
Especificaciones técnicas generales				
Tamaño		35	45	55
Forma constructiva		Eje lineal electromecánico con correa dentada		
Guía		Guía con rodamiento de bolas		
		Guía deslizante		
Posición de montaje		Indiferente		
Carrera de trabajo	[mm]	50 ... 800	50 ... 1000	50 ... 1500
Fuerza de avance $F_x$ máxima	[N]	50	100	350
Momento máx. en reposo	[Nm]	0,1	0,2	0,4
Par motor máx.	[Nm]	0,46	1,24	5
Resistencia máxima al par de accionamiento en detención	[N]	10,8	16,1	27,9
Máx. velocidad				
Guía con rodamiento de bolas	[m/s]	3		
Guía deslizante	[m/s]	1		
Aceleración máxima <sup>1)</sup>	[m/s <sup>2</sup> ]	50		
Precisión de repetición	[mm]	±0,1		

Característica	Valor
Diámetro efectivo del piñón	28,65 mm
Carrera útil	50 ... 1.500 mm
Tamaño	55
Dilatación de la correa dentada	0,21 %
División de la correa dentada	3 mm
Posición de montaje	indistinto
Guía	Guía deslizante guía con rodamiento de bolas
Construcción	Eje lineal electromecánico con correa dentada
Tipo de motor	motor paso a paso Servomotor
Aceleración máxima	50 m/s <sup>2</sup>
Velocidad máxima	0,35 ... 3 m/s
Precisión de repetición	±0,1 mm
Factor de utilización	100%
Tipo de protección	IP20
Temperatura ambiente	-10 ... 50 °C
Momento de superficie de 2º grado Iy	38,3E+03 mm <sup>4</sup>
Momento de superficie de 2º grado Iz	41,18E+03 mm <sup>4</sup>
Momento de impulsión máximo	5 Nm

## eje accionado por correa dentada ELGR-TB-...-55- -

Número de artículo: 560507

FESTO





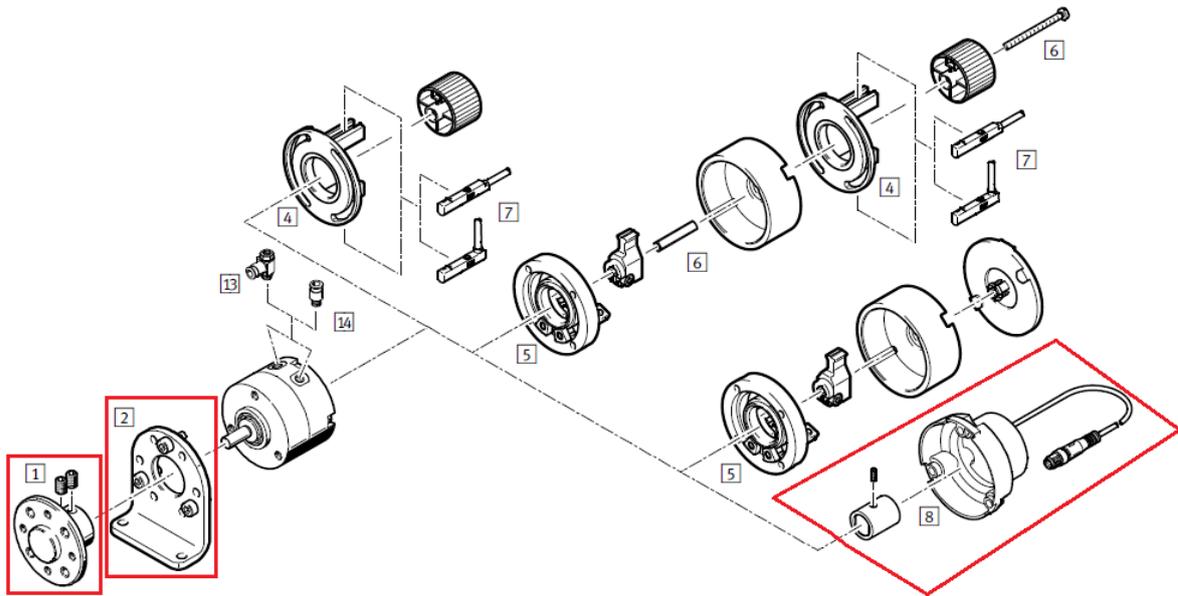
1.1.4 - Actuador de giro angular (4.0):

**Actuadores giratorios DRVS**

Cuadro general de periféricos



Tamaños 6 y 8

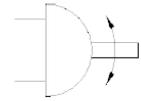
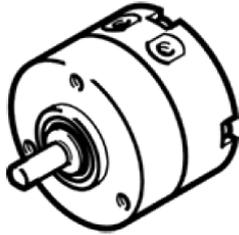


Máx. resistencia de desplazamiento sin carga	27,9 N
Máx. fuerza de avance Fx	350 N
Par motor sin carga	0,4 Nm
Momento de inercia de la masa JH por metro de carrera	0,19 kgcm <sup>2</sup>
Momento de inercia de la masa JL por kg de carga útil	2,05 kgcm <sup>2</sup>
Constante de avance	90 mm/U
Valor de referenica de movimientos	5.000 km
Peso adicional por 10 mm de carrera	78 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	0,92 g
Material del perfil	Aleación forjable de aluminio anodizado
Indicación sobre el material	contiene substancias perjudiciales para la pintura Conforme con RoHS
Material de la culata del actuador	Aleación forjable de aluminio anodizado
Material de la polea de correa	Acero inoxidable de aleación fina
Material del carro	Aleación forjable de aluminio anodizado
Material del elemento de fijación de la correa dentada	Bronce al berilio
Material de la correa dentada	Policloropreno con fibra de vidrio y recubrimiento de nilón

**actuador giratorio  
DRVS-6-90-P**

Número de artículo: 1845706

★ Gama básica

**FESTO****Hoja de datos**

Característica	Valor
Tamaño	6
Ángulo de amortiguación	0,5 deg
Ángulo de giro	0 ... 90 deg
Amortiguación	P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Construcción	Aleta giratoria
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	árbolo con chaveta
Presión de funcionamiento	3,5 ... 8 bar
Frecuencia de giro máxima con 6 bar	3 Hz
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1 - riesgo de corrosión bajo
Temperatura ambiente	0 ... 60 °C
Fuerza axial máxima	10 N
Fuerza radial máxima	15 N
Momento de giro teórico con 6 bar	0,15 Nm
Momento de inercia admisible de la masa	0,00065 kgm <sup>2</sup>
Peso del producto	38 g
Tipo de fijación	con rosca interior
Conexión neumática	M3
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Material del eje de accionamiento	Acero inoxidable de aleación fina
Material de las juntas	TPE-U(PU)
Material de la carcasa	Aleación forjable de aluminio anodizado

**fijación por pies**  
**DAMH-Q12-6**

Número de artículo: 3371840

**FESTO****Hoja de datos**

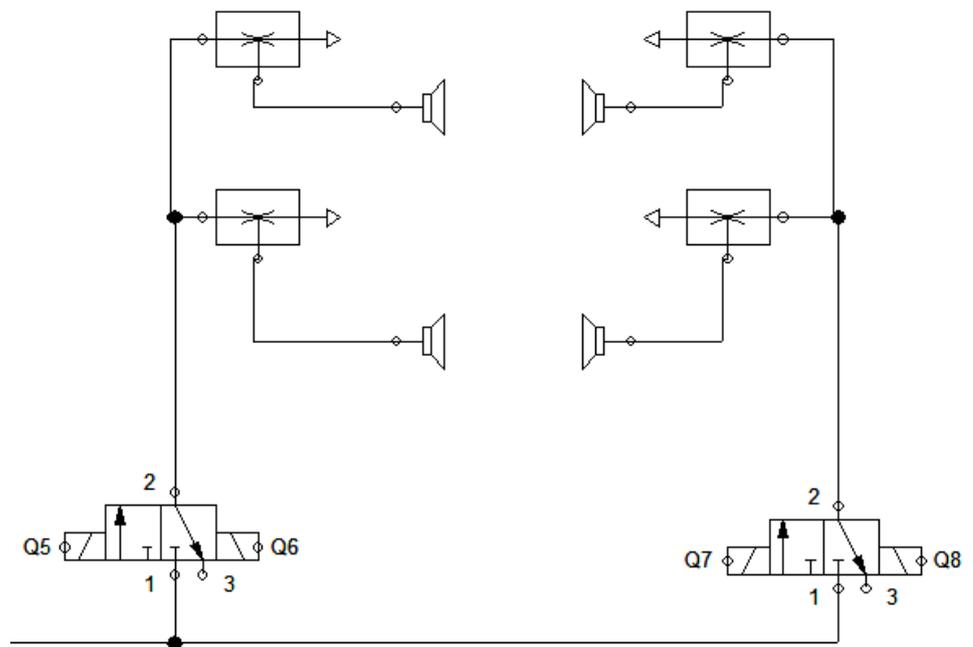
Característica	Valor
Tamaño	6
Posición de montaje	indistinto
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1 - riesgo de corrosión bajo
Temperatura ambiente	0 ... 60 °C
Par de apriete máximo	1 Nm
Peso del producto	27 g
Tipo de fijación	con taladro pasante
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Material de la escuadra	Acero cincado

**1.2 - Técnica de vacío:****1.2.1 - Ventosas por sujeción de vacío ESG:**

Mediante un sistema de generación de vacío a través de válvulas conectadas a ventosas/ toberas se manipula la bolsa, la cual se va a llenar de papa. La gran dificultad que se presentaba fue que la bolsa es de arpillera cosida, por lo tanto, esta es una superficie agujereada e irregular en donde no se puede realizar un vacío eficiente, ya que pasa aire a través de la misma. La solución a esto fue encontrar una bolsa de las mismas características pero con una banda rectangular plástica pegada en su parte central a ambos lados.



BOLSA ORIGINAL COSIDA DE ARPILLERA	BOL SA CON BANDA PLÁSTICA CENTRAL	BOL SA CON BANDA PLÁSTICA CENTRAL
		





## Ventosas de sujeción por vacío ESG

FESTO

Código del producto

		ESG	-	50	-	B	-		-		-	QS
<b>Tipo</b>												
ESG	Ventosa de sujeción por vacío											
<b>Ventosa con rosca de fijación redonda/oval</b>												
<b>Diámetro de la ventosa [mm]</b>												
	2, 4, 6, 8, 10, 15, 20, 30, 40, 50, 60, 80, 100, 150, 200											
<b>Tamaño de las ventosas [mm]</b>												
	4x10, 4x20, 6x10, 6x20, 8x20, 8x30, 10x30, 15x45, 20x60, 25x75, 30x90											
<b>Forma de la ventosa</b>												
S	Redonda, plana											
E	Redonda, extra profunda											
B	Redonda, fuelle 1,5 pliegues											
C	Redonda, fuelle 3,5 pliegues											
G	Redonda, profunda											
O	Oval, plana											
<b>Materiales</b>												
F	FPM (caucho fluorado)											
N	NBR (caucho nitrílico)											
NA	BR (caucho butadieno), antiestático											
S	VMQ (silicona)											
U	PUR (Poliuretano)											
T	Vulkollan®											
<b>Soporte para ventosa con rosca de fijación</b>												
HA	Conexión de vacío arriba, sin compensador de altura											
HB	Conexión de vacío lateral, sin compensador de altura											
HC	Conexión de vacío arriba, con compensador de altura											
HCL	Conexión de vacío arriba, con compensador de altura											
HD	Conexión de vacío lateral, con compensador de altura											
HDL	Conexión de vacío lateral, con compensador de altura largo											
HE	Conexión de vacío superior, con conexión roscada para enroscar directamente, sin compensador de altura											
HF	Conexión de vacío superior, con conexión roscada para enroscar directamente, con compensador de altura											
<b>Conexión de vacío</b>												
QS	Racor de conexión QS											
PK	Boquilla de empalme											
G	Conexión roscada											



## Ventosas de sujeción por vacío ESG, ventosa de $\varnothing$ 20/30/40/50 mm, oval

FESTO

Ficha técnica tamaño de soporte 4

### Tamaño de soporte 4

para diámetro de ventosa de  
20/30/40/50 mm

y

tamaño ventosa 4x10/4x20/6x10/  
6x20/8x20/8x30/10x30 mm

Forma de la ventosa:

- Redonda, plana
- Redonda, profunda
- Redonda, fuelle de 1,5 pliegues
- Redonda, fuelle de 3,5 pliegues
- Redonda, profunda
- Oval, plana



Datos técnicos generales – Ventosa con rosca de fijación S/E/B/C/G		Hojas de datos → Internet: ess			
Forma de la ventosa		Diámetro de la ventosa [mm]			
		20	30	40	50
<b>S – redonda, plana: material FPM, NBR, BR, VMQ (silicona), PUR</b>					
	Conexión soporte para ventosas con rosca de fijación	M6	M6	M6	M6
	Diámetro nominal [mm]	3	3	3	3
	Fuerza de retención con presión de servicio nominal de -0,7 bar [N]	16,3	40,8	69,6	105,8
	Volumen de las ventosas [cm³]	0,318	0,867	1,566	2,387
	Radio mínimo de las piezas [mm]	60	110	230	330
	Peso [g]	6,4	9	16,3	22
<b>E – redonda, extraprofunda: material FPM, NBR, VMQ (silicona), PUR</b>					
	Conexión soporte para ventosas con rosca de fijación	M6	M6	M6	M6
	Diámetro nominal [mm]	3	3	3	3
	Fuerza de retención con presión de servicio nominal de -0,7 bar [N]	17	37,2	67,6	103,6
	Volumen de las ventosas [cm³]	0,84	2,12	4,04	7,9
	Radio mínimo de las piezas [mm]	30	50	80	100
	Peso [g]	6,4	9,2	16,9	23,4
<b>B – redonda, fuelle 1,5 pliegues: material NBR, VMQ (silicona), PUR, Vulkollan® (valores técnicos entre comillas)</b>					
	Conexión soporte para ventosas con rosca de fijación	M6	M6	M6	M6
	Diámetro nominal [mm]	3	3	3 (2,5)	3 (2,5)
	Fuerza de retención con presión de servicio nominal de -0,7 bar [N]	12,9	26,2	52,3 (59)	72,6 (100)
	Volumen de las ventosas [cm³]	1,6	4,07	8,87 (9,8)	14,23 (17,6)
	Radio mínimo de las piezas [mm]	40	80	90 (35)	150 (40)
	Compensación de altura [mm]	6	8	9,5 (9)	11 (10)
	Peso [g]	6,7	9,9	18,7 (18)	24,7 (24)



## Diseño básico de máquina automática para el embolsado de papas



Datos técnicos generales – Soporte de ventosa con rosca de fijación HA/HB/HC/HCL		Hojas de datos → Internet: esh
Conexión de vacío <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">1</span>		QS-6 <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">PK-4</span>
<b>HA – Conexión de vacío arriba, fijación con contratuerca, sin compensador de altura</b>		
	Rosca de fijación <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">2</span>	M14x1
	Fijación ventosa <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">3</span>	M6
	Diámetro nominal [mm]	5
	Volumen [cm <sup>3</sup> ]	0,719
	Temperatura ambiente [°C]	0 ... +60
	Peso [g]	30
	Materiales soporte	Acero templado, acero de aleación fina, POM
	Materiales juntas	NBR
	Nota sobre el material	Conformidad con RoHS
		M6
		2,5
		0,668
		-10 ... +60
		23
		Acero templado, acero de aleación fina
		NBR, acero
		Conformidad con RoHS
<b>HB – Conexión de vacío lateral, fijación con rosca interior, sin compensador de altura</b>		
	Rosca de fijación <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">2</span>	M6
	Fijación ventosa <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">3</span>	M6
	Diámetro nominal [mm]	5
	Volumen [cm <sup>3</sup> ]	0,646
	Temperatura ambiente [°C]	0 ... +60
	Peso [g]	27
	Materiales soporte	Acero templado, acero de aleación fina, POM
	Materiales juntas	NBR, acero
	Nota sobre el material	Conformidad con RoHS
		M6
		2,5
		0,416
		-10 ... +60
		25
		Acero templado, acero de aleación fina
		NBR, acero
		Conformidad con RoHS
<b>Filtro para vacío ESF</b>		Hojas de datos → Internet: esf
		Ventosa de Ø 30/40/50 mm
		Diámetro de la ventosa 20 mm, tamaño de las ventosas 4x10 ... 10x30 mm
	Conexión neumática	M6
	Caudal con vacío = -0,75 bar [l/min]	260
	Grado de filtración [µm]	10
	Presión de funcionamiento [bar]	-0,95 ... +4
	Temperatura ambiente [°C]	0 ... +60
	Peso [g]	19
	Materiales de la carcasa	Aluminio, latón niquelado
	Materiales filtro	PVF
	Materiales juntas	NBR
Nota sobre el material	Conformidad con RoHS	
		270



## CODIGO DE SELECCIÓN DEL CONJUNTO VENTOSA: **189176 ESG-50-BU-HA-QS-F**

### Especificaciones técnicas

Característica	Valor
Siglas del tipo	ESG
Diámetro de la ventosa	50 mm
Posición de montaje	Vertical
Forma constructiva	Conexión de vacío en parte superior
Clasificación de los elementos de fijación de la ventosa	Tamaño 4
Forma de la ventosa	Fuelle redondo de 1,5
Medio de funcionamiento	Aire atmosférico en concordancia con ISO 8573-1:2010[7:--]
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1 - riesgo de corrosión bajo
Temperatura ambiente	-20 ... 60°C
Material del cuerpo	Sin cobre ni PTFE Contiene sustancias que afectan al proceso de pintura Conforme con RoHS
Material ventosa	PUR
Diámetro nominal	5 mm
Paso nominal de la ventosa	3 mm
Volumen de la ventosa	14,23 cm <sup>3</sup>
Fijación de la ventosa	M6
Color de la ventosa	Azul
Compensación de altura de las ventosas	11 mm
Radio mínimo de las piezas	150 mm
Compensación de altura para el elemento de fijación para ventosas	0 mm
Temperatura ambiente del retenedor	0 ... 60°C
Conexión de vacío	QS-6
Rosca de fijación	M14x1
Dureza Shore	60 ±5
Material de los pivotes roscados	Aleación maleable de aluminio niquelado Latón niquelado Acero, galvanizado y cromado

## POLIETILENO

### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL POLIETILENO

Para conocer las **características técnicas** del **polietileno**, elasticidad, alargamiento a la rotura, densidades, fricción, resistencia a la rotura al impacto, a la tracción, y temperatura máxima y mínima de trabajo, así como para consultar las tablas de las medidas de barras y placas de **polietileno** que suministra plasticbages, y los pesos de los distintos formatos a su disposición, tanto en **barras** como en **placas**, consulte las tablas referentes al **polietileno** que aparecen a continuación:

PROPIEDAD	UNIDAD	NORMA	POLIETILENO (PE)
Alargamiento a la rotura	%	DIN 53455	800
Conductividad térmica	W/Km	DIN 52612	0,43
Coefficiente de dilatación térmica de 20°C a 50°C	m/m K		200·10-6
Coefficiente de Fricción			0,2
Densidad	g/cm <sup>2</sup>	DIN 53479	0,95
Dureza a la bola	N/mm <sup>2</sup>	DIN 53456	
Dureza "Shore"		DIN 53505	D65
Módulo de elasticidad	N/mm <sup>2</sup>	DIN 53457	900
Punto de fusión	°C	ASTM D789	138
Resistencia Superficial		DIN 53482	1-1013
Resistencia al impacto	KJ/m <sup>2</sup>	DIN 53453	No es trenca
Resistencia a la tracción	N/mm <sup>2</sup>	DIN 53455	28
Temperatura máxima de uso	°C	NORMAL	80
	°C	CON PUNTAS	110
Temperatura mínima de uso	°C		-100

La verificación de la elección de la ventosa y conjunto se realiza mediante el software de dimensionamiento provisto por Festo: "vacuum component selection".



### Selección de vacío

La tecnología de vacío se vuelve cada vez más popular para manipulación de piezas, como alternativa a las pinzas mecánicas. Sin embargo, para aprovechar completamente las ventajas de esta sencilla y relativamente nueva tecnología, deben cumplirse ciertas condiciones:

- Superficie de sujeción plana
- Superficies que no sean porosas y no demasiado rugosas
- Una fuerza de sujeción máxima de 7 N por cm<sup>2</sup> de superficie de sujeción

Si las condiciones cumplen con estos parámetros, será posible crear soluciones de automatización económicas utilizando componentes de vacío. El programa de selección de vacío le permite elegir ventosas, tubos y generadores de vacío. El programa calcula primero la distribución de fuerzas entre las ventosas de aspiración individuales y el tiempo de evacuación. Si lo desea, el programa puede transferir los componentes que haya seleccionado en una lista de pedido en el catálogo Festo.

### Detección de posiciones sin contacto

En el caso de los actuadores neumáticos de Festo con sistema de detección de posiciones sin contacto, hay un imán permanente en el émbolo del cilindro; el campo magnético de este imán se aprovecha para accionar el detector de

proximidad sin establecer contacto con él. Los detectores permiten interrogar las posiciones finales e intermedias de un cilindro. En un cilindro pueden montarse varios detectores, ya sea directamente o mediante elementos de fijación.

### 1.2.2 - Generadores de vacío.

Estas ventosas funcionan con una presión nominal de -0,7 bar, por lo cual es necesario seleccionar un generador de vacío por juego de ventosas. Utilizando el software de selección de Festo para los requerimientos del proyecto, el modelo a utilizar es el **VN-30-L-T6-PQ4-VA5-RO2**

Hoja de datos: gran caudal de aspiración							
Características del eyector	Estándar L						En línea N
Diámetro nominal de la tobera Laval [mm]	0,45	0,7	0,95	1,4	2,0	3,0	0,45
Caudal de aspiración máx. contra atmósfera [l/min]	15,7	38,8	62,7	90,0	188,0	339,0	12,0
Presión de funcionamiento para caudal de aspiración máx. [bar]	5,0	6,2	4,0	8,0	3,0	6,0	6,0
Tiempo de alimentación con presión nominal de funcionamiento de 6 bar (por 1l de volumen) <sup>1)</sup> [s]	1,7	0,5	0,46	0,25	0,15	0,1	1,57
Nivel de ruido con presión nominal de funcionamiento de 6 bar [dB (A)]	53	66	73 (RO1) 72 (RO2)	77	60	70	48

### 2.0 – Calculo del consumo de aire:

Bajo el mismo concepto utilizado anteriormente, se calcula con la ayuda de una planilla de Excel el consumo de aire total del circuito. Se utiliza para ello la formula extraída del apunte de catedra de Automatización basada en hidráulica y neumática.



$$Q = (\pi/4) \cdot d^2 \cdot c \cdot n \cdot P \cdot N \cdot 10^{-6}$$

donde: Q = Consumo de aire (NI/min)  
d = Diámetro del cilindro (mm)  
c = Carrera del cilindro (mm)  
n = Número de ciclos completos por minuto  
P = Presión absoluta=Presión relativa de trabajo + 1 bar  
N = Número de efectos del cilindro  
(N=1 para simple efecto, N=2 para doble efecto)

Actuador	Diámetro (mm)	Carrera (mm)	Cantidad	Presión (bar)	Ciclos x min	Tipo	Consumo de aire (NI/min)
1.0	32	73	1	6	8	2	6,58
2.0	32	73	1	6	8	2	6,58
3.0	32	73	1	6	8	2	6,58
4.0	16	100	1	6	8	2	2,25
5.0	25	400	1	6	8	2	21,99
6.0	25	50	1	6	1	1	0,17
7.0	6	90	1	6	8	2	0,29
8.0	20	100	1	6	8	2	3,52
9.0	20	250	1	6	8	2	8,80
10.0	Unidad de vacío		2	6	8		33,90
11.0	Unidad de vacío		2	6	8		33,90
12.0	12	25	4	6	8	2	1,27
13.0	20	160	4	6	8	1	11,26
TOTAL							137,07



## Anexo IV: Planos de fabricación

### Nomenclatura para planos de fabricación:

La máquina forma un ensamblaje grande (LINEA TOTAL MODULAR), conformado por 8 subensamblajes (MÓDULOS), cada uno de los cuales se encuentra formado por cientos de piezas. Cada una de éstas fue diseñada a criterio y dimensionadas según cálculos obtenidos y necesidades a cumplir.

Por las razones expuestas anteriormente, se realizó una codificación de las piezas, para así lograr identificar que pieza corresponde a cada subconjunto en particular y establecer un orden general. Esta codificación se estableció mediante letras y números.

La nomenclatura de cada una de las piezas comienza con las siguientes 4 letras:

“LAEP” → “Línea Automática de Embolsado de Papa”

Esto nos indica, que la pieza pertenece a esta línea en particular, existiendo la posibilidad de diferenciarla de otras que sean para otros cultivos o realicen otras operaciones diferentes.

A continuación, para indicar dentro de que módulo pertenece la pieza en cuestión, la designación sigue separada por un guion (“-”) y letras según se muestra a continuación:

La línea de embolsado consta de 8 módulos (numerados del 1 al 8):

- 1- CINTA DE ENTRADA → “CDE”
- 2- CINTA ELEVADORA → “CE”
- 3- MODULO TAMAÑADOR → “MT”
- 4- MODULO VIBRADOR → “MV”
- 5- MODULO DE PESADO → “MP”
- 6- DISPENSADOR DE BOLSAS → “DB”
- 7- MODULO DE EMBOLSADO Y COSIDO → “MEC”
- 8- BANDEJA DE SALIDA → “BS”

Para finalizar, a continuación de las letras se establecen 4 dígitos numéricos, donde se enumera cada una de las piezas del subconjunto, reservando los números de la siguiente manera.

LAEP-XXX 000X-C – para los planos de conjunto de los diferentes subconjuntos.

LAEP-XXX 00XN – para los componentes de los diferentes subconjuntos, donde el anteúltimo número representa el subconjunto de pertenencia.

Por ejemplo:

“LAEP – MEC0012” → pieza correspondiente a la Línea Automática de Embolsado de Papa, perteneciente al módulo de Embolsado y Cocido, siendo la número dos del total del subconjunto 1.

Una vez realizados todos los planos de fabricación, en la lista completa de materiales se deciden los subconjuntos/piezas que se proveerán como repuesto y se les asigna el sufijo R.



A modo de ejemplo, en este proyecto se presentan algunos planos de fabricación a modo de ejemplo. Es importante destacar que los planos no están realizados bajo norma IRAM, y lo que se busca en los mismos es proveer al encargado de la manufactura de los componentes la información de la manera más sencilla y práctica para la fabricación.