



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

INGENIERÍA MECÁNICA

LÁCTEOS DE CHIAPAS S.A.

**DISEÑO DE BANDA TRANSPORTADORA PARA EL PROCESO DE
PRODUCTOS LÁCTEOS**

PRESENTA

NAZARIO GUADALUPE LÓPEZ VICENTE

ASESOR INTERNO

ING. LORENZO MARCIANO VÁZQUEZ

ASESOR EXTERNO

ING. CUTBERTO DE JESÚS VÁSQUEZ VALDIVIEZO

TUXTLA GUTIÉRREZ CHIAPAS,



Introducción.

Hoy en día ha surgido la necesidad de desarrollar y adaptar las tecnologías de transporte de productos y materia prima de todo tipo para facilitar los procesos y aumentar la producción; la implementación de bandas transportadoras en una empresa ofrece una opción viable para dichos procedimientos

El presente trabajo es la documentación de un proyecto sobre el diseño de una banda transportadora en aplicación grado alimenticio en este caso de productos lácteos, el cuál será aplicado para la empresa PRADEL (Lácteos de Chiapas S.A. de C.V.) y que tiene como finalidad la posible implementación de una banda que sea capaz de transportar productos con una masa de aproximadamente 12 kg, y así facilitar el trabajo de almacén a los operarios encargados del área.



Índice

Capítulo 1. Generalidades de la empresa	1
1.1.- Historia	1
1.2.- Misión	1
1.3.- Visión.....	1
1.4.- Políticas de la Calidad	1
Capítulo 2. Generalidades del proyecto.....	2
2.1.- Objetivo General.....	2
2.1.1 Objetivos específicos	2
2.2.- Definición del problema	2
2.3.- Alcances y limitantes	2
2.4.- Área de implementación del proyecto.....	3
2.4.1.-Descripción de puestos y actividades del área de mantenimiento.	3
2.5.- Características del Diseño, datos y requerimientos.	5
Capítulo 3. Marco teórico.	6
3.1.- Definición de bandas transportadoras	6
3.2.- Generalidad	6
3.3 Elementos de una banda transportadora.....	6
3.4.- Clasificación de las bandas transportadoras.	12
3.5 Aplicaciones.....	15
Capítulo 4.- Desarrollo del proyecto: Diseño de banda transportadora para productos lácteos	16
4.1.- Especificaciones del diseño.....	16
4.2.- Selección y espaciamiento de los rodillos (preliminares para el diseño de la banda).	16
4.3.- Potencia y tensiones de la banda.....	17
4.3.1.- Peso de las partes móviles, rodillos de soporte y retorno.	18
4.3.2.- Cálculos para la tensión de la faja (tensión efectiva).	18
4.3.3.- Potencia.....	24
4.3.4.- Tensión del lado apretado T_1	25
4.3.5.- Tensión en el lado flojo T_2	26
4.3.6.- Tensión en el retorno de la banda T_3	27
4.3.7.- Tensión del contrapeso T_{cp} (Tensor)	28
4.3.8.- Tensión mínima T_0	29



4.3.9.- Tensión de trabajo unitaria T_u	30
4.4.- Diseño y selección de tambores	31
4.5.- Determinación del diámetro mínimo del eje tambor	32
4.6 Selección de los rodamientos para el eje del tambor	35
4.7.- Sugerencia de selección de los componentes (materiales) de la cinta.....	37
4.8.- Sugerencia de selección del reductor en base a la potencia	41
4.9.- Simulación	46
4.10.- Actividades de mantenimiento más comunes.	51
Conclusiones.....	52
Referencias bibliográficas	53



Capítulo 1. Generalidades de la empresa

1.1.- Historia

El estado de Chiapas representa el 19 % del total de la producción nacional de leche, la actividad económica predominante en el estado es la ganadería y la agricultura con una participación del 49% del resto de las actividades económicas, así mismo cuenta con las condiciones agro climatológicas para incrementar las cuencas lecheras.

Antecedentes.

La unión ganadera regional del estado representada por el ingeniero agrónomo Sergio Zuarth Rojas llevo a cabo convocatorias a las asociaciones ganaderas de la entidad para solucionar los bajos precios de comercialización de la leche fresca y de acuerdo al estudio de viabilidad comercial con precios estables y con incrementos en el consumo de la leche ultrapasteurizada, nace el proyecto Lácteos de Chiapas, S.A. de C.V. que se constituye el 22 de septiembre del año 2000.

Empresa a la que se lograron sumar a más de mil productores ganaderos de las distintas regiones lecheras del estado de Chiapas y conformar la tenencia accionaria de la sociedad. Actualmente somos 1,200 socios.

La planta ultrapasteurizadora está ubicada en el municipio de Berriozábal, Chiapas como punto estratégico de las distintas regiones de producción lechera del estado de Chiapas y de las principales ciudades de consumo de leche industrializada.

Inició operaciones el 4 de julio del año 2003.

1.2.- Misión

Ser un medio de comercialización de la leche de los socios productores para darle un valor agregado al trabajo en el campo a través del crecimiento y rentabilidad de la planta ultrapasteurizadora, produciendo alimentos de alta calidad y logrando la absoluta satisfacción de los clientes y el desarrollo de nuestra gente.

1.3.- Visión

Ser la planta de Ultra pasteurización que surta la mayor demanda de productos de larga vida en el sureste del país con calidad y rentabilidad.

1.4.- Políticas de la Calidad

Promover en todos los niveles el desarrollo en dirección a la calidad total a través de la capacitación constante y la actualización tecnológica.

Capítulo 2. Generalidades del proyecto

2.1.- Objetivo General

Proporcionar a encargados y operadores una herramienta de fácil consulta para trasladar el producto de un lugar a otro con mayor facilidad y menos tiempo

2.1.1 Objetivos específicos

- Crear un antecedente que facilite la construcción e implementación de una banda que transporte, mecánicamente, productos lácteos con masa de aproximadamente 12.5 kg.
- Establecer los requerimientos más importantes para la construcción de una banda transportadora sencilla.
- Constituir una opción viable para la eficacia en el almacenamiento de productos lácteos.

2.2.- Definición del problema

La situación que requiere una solución dada por parte del presente documento radica en que hay una cierta desventaja en el almacenamiento de un paquete que contiene producto líquido envasado en material de cartón y que requiere ser trasladado de forma manual y rudimentaria a un punto de concentración para estibarlos en lotes. Representando así una fatiga para el operario y rendimiento efímero durante una jornada normal, acompañado de una cada vez más lenta estrategia de almacenamiento; así que, la producción llega a ser aceptable, pero el lapso en el que se obtiene el producto hacia su vertedero sigue siendo igual de arcaico y con las mismas posibilidades de no identificar oportunamente algún producto mal envasado.

2.3.- Alcances y limitantes

Observamos que, solamente tendremos un máximo de 7 m para transportar el producto, la banda iría en una sola dirección, se necesitaría estar al pendiente para accionarla y/o terminar el proceso de transportación y contaría con una velocidad porque solamente se trata de transportar un tipo de producto de magnitudes físicas constantes. La banda transportadora será totalmente horizontal, sin ningún cambio de elevación y por ende 0 grados de inclinación.

2.4.- Área de implementación del proyecto

Área de producción

Área de mantenimiento (mantenimiento, monitoreo y supervisión).

2.4.1.-Descripción de puestos y actividades del área de mantenimiento.

El área de mantenimiento está conformado por personal que realiza actividades específicas descritas a continuación:

Supervisor de mantenimiento de servicios

- Programar, organizar y realizar el mantenimiento preventivo y predictivo, para garantizar el óptimo funcionamiento de los equipos, eficientar los recursos para evitar paros de equipo y línea de producción.
- Coordinar el cumplimiento de los programas de mantenimiento mediante las órdenes de trabajo y desarrollar los planes para dar el cumplimiento máximo con eficiencia y eficacia.
- Solicitar al almacén técnico las materias primas, refacciones, herramientas y equipos para garantizar los recursos y así evitar paros de servicios.
- Realizar entrega de trabajos cumplidos al responsable de producción.
- Realizar juntas con sus colaterales y colaboradores de forma frecuente para informar y mejorar los resultados de los diferentes procesos a su cargo.
- Coordinar y apoyar a los operadores en la solución de problemas para evitar pérdida de producción y paros por falta de servicios de la planta en general.
- Determinar, los avances de los programas mediante reportes semanales que describan las actividades de mantenimiento.
- Realizar presentaciones de resultados mensualmente para ver el grado de avance y comportamiento del departamento con respecto a los objetivos.
- Establecer los métodos más adecuados para realizar las actividades de su personal en forma segura y confiable.
- Elaborar reportes, planes de acción, programas para mejorar los rendimientos e insumos como son el agua, la energía eléctrica, gas L. P., etc.
- Cumplir con todas las normas, políticas y procedimientos establecidos por el sistema de calidad de Lácteos de Chiapas.
- Participar activamente en equipos de trabajo.
- Suministrar los servicios con la calidad requerida como son aire, vapor, refrigeración.
- Atender a visitas de inspección por parte de las autoridades correspondientes.
- Dar cumplimiento al programa de Control Total de Pérdidas.
- Coordinar con el jefe de mantenimiento y recursos humanos el desarrollo del personal bajo su responsabilidad para asegurar y fomentar la superación personal de los colaboradores.

- Asegurar que los formatos llenados por el personal bajo su cargo estén bien requisitados y sean legibles.
- Proporcionar el agua sin tratar en tiempo, cantidad, calidad y parámetros establecidos por control de calidad.
- Proporcionar el agua tratada en tiempo, cantidad, calidad y parámetros deseados.
- Proporcionar el aire comprimido en tiempo, cantidad, calidad y parámetros deseados.
- Proporcionar el vapor en tiempo, cantidad, calidad y parámetros deseados.
- Proporcionar el suministro de gas L. P. en tiempo, cantidad, calidad y parámetros deseados.
- Proporcionar la solución de agua helada en tiempo, cantidad, calidad y parámetros deseados.
- Proporcionar la energía eléctrica en tiempo, cantidad, calidad y parámetros deseados.
- Acondicionar las agua residuales para no afectar el medio ambiente.
- Proporcionar al laboratorio de control de calidad en tiempo, forma y cantidad las muestras de agua para su análisis.
- Operar de manera eficiente los equipos del área de servicios auxiliares.
- Ejecutar las órdenes de trabajo derivadas del programa de orden y limpieza para su área de trabajo.
- Ejecutar las órdenes de trabajo derivadas del programa de mantenimiento.
- Analizar los historiales de insumos para así poder cumplir con el porcentaje de eficiencia establecido.
- Supervisar a proveedores y contratistas que competen en líneas de producción.

Técnico de mantenimiento en Equipos de Proceso.

- Ejecutar las órdenes de trabajo asignadas, derivadas del programa de mantenimiento.
- Solicitar al almacén técnico, refacciones herramientas y equipos para dar cumplimiento a las actividades de mantenimiento asignadas.
- Realizar entrega de trabajos cumplidos al supervisor de mantenimiento del área de proceso.
- Ejecutar las acciones necesarias para mantener en óptimas condiciones de conservación el área asignada a su responsabilidad del programa de orden y limpieza.
- Cumplir con las normas, políticas y procedimientos establecidos por el sistema de calidad de Lácteos de Chiapas.



2.5.- Características del Diseño, datos y requerimientos.

La masa que se requiere transportar es un paquete de 12 cajas de leche de 1 litro cada una. La velocidad de descarga de la máquina es 1 paquete de cada 5 segundos y la masa de cada paquete tiene 12.5 Kg. La banda debe tener una trayectoria de 7 m, una altura de 45 a 50 cm. Si necesitamos un espaciamiento de 50 cm por paquete de leche tendremos el siguiente planteamiento para la velocidad:

$$\text{Velocidad (de avance)} = 50 \text{ cm}/5 \text{ s} = 10 \text{ cm/s} = 0.1 \text{ m/s}$$

El ancho de la banda o cinta será de 35 cm aproximadamente.

Capítulo 3. Marco teórico.

3.1.- Definición de bandas transportadoras

Una banda transportadora es un sistema de transporte consistente en una cinta que se mueve continuamente entre dos tambores.

Esta banda es arrastrada por fricción por uno de los tambores, que es accionado por un motor.

El otro tambor gira libremente y tiene como función el de servir de retorno a la banda. Entre los dos tambores la banda es soportada por rodillos.

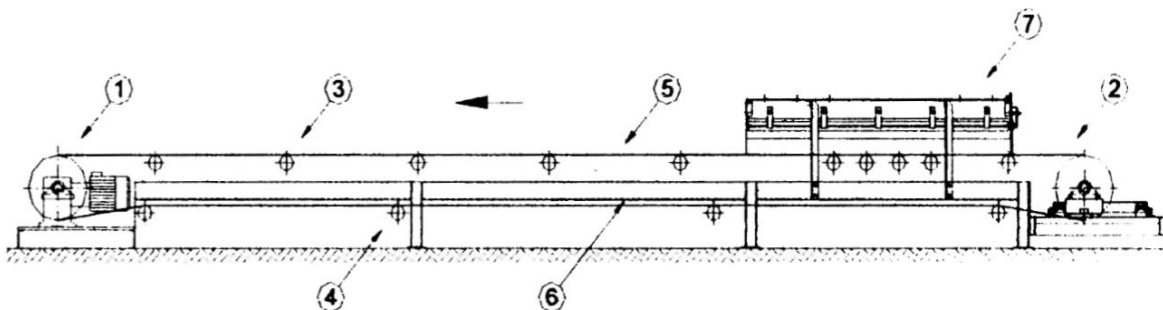
3.2.- Generalidad

Es de los más usados para el manejo de paquetes. Su construcción es de bajo costo, simple, silenciosa y de fácil instalación. Usados frecuentemente en operaciones de ensamble y acarreo general. Los materiales de la banda pueden variar dependiendo del uso: grado alimenticio, antiestática, resistente a la abrasión, resistente a altas o bajas temperaturas y soporte a cargas pesadas.

3.3 Elementos de una banda transportadora

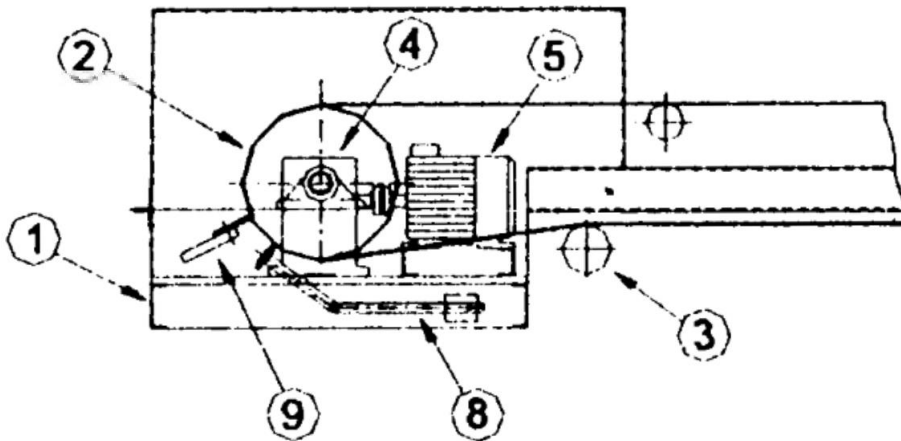
La banda transportadora consta de los siguientes elementos:

- 1.- Cabezal motriz
- 2.- Cabezal de retorno
- 3.- Rodillos superiores
- 4.- Rodillos inferiores
- 5.- Cinta transportadora
- 7.- Zona de transferencia del material

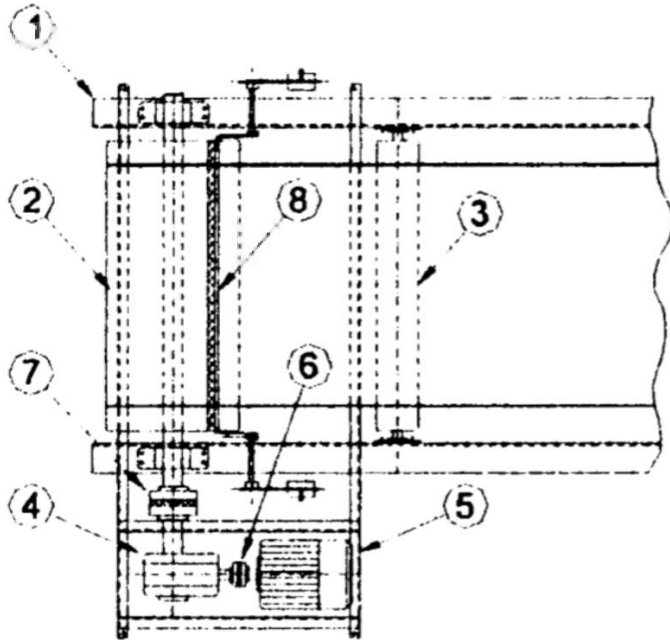


Cabezal motriz

Es el encargado de imprimir la fuerza a la banda para transportar el material y consta de: tambor motriz, tambor adicional, eje del tambor, chumaceras, motor, sistema de transmisión de potencia que por lo general comprende un reductor de velocidad y sistema catalina-cadena o polea-banda. En muchos casos en el cabezal motriz se ubica un sistema de limpieza de la banda por medio de un rascador pendular u otro dispositivo similar.

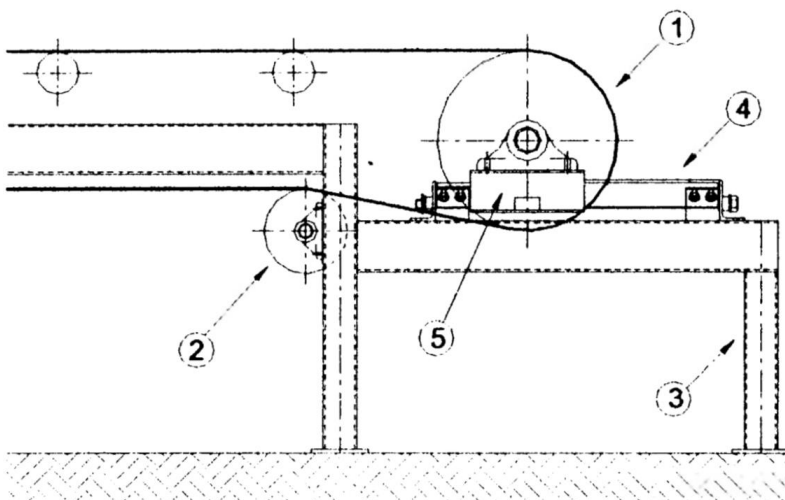


- 1.- Chasis cabezal motriz
- 2.- Tambor motriz
- 3.- Tambor adicional
- 4.- Reductor de velocidad
- 5.- Motor eléctrico
- 6.- Acople de alta velocidad
- 7.- Acople de baja velocidad
- 8.- Rascador pendular
- 9.- Rascador fijo



Cabezal de retorno

La estación de reenvío consta del tambor de cola, tambor adicional, eje del tambor, chumaceras, unidad limpiadora con rascador pendular o fijo, y si la longitud de la banda no supera los 50 metros, se pueden usar tensores de husillo para el templado de la banda en el cabezal de retorno, aunque tienen el inconveniente de no poder controlar el grado de tensado de la banda.

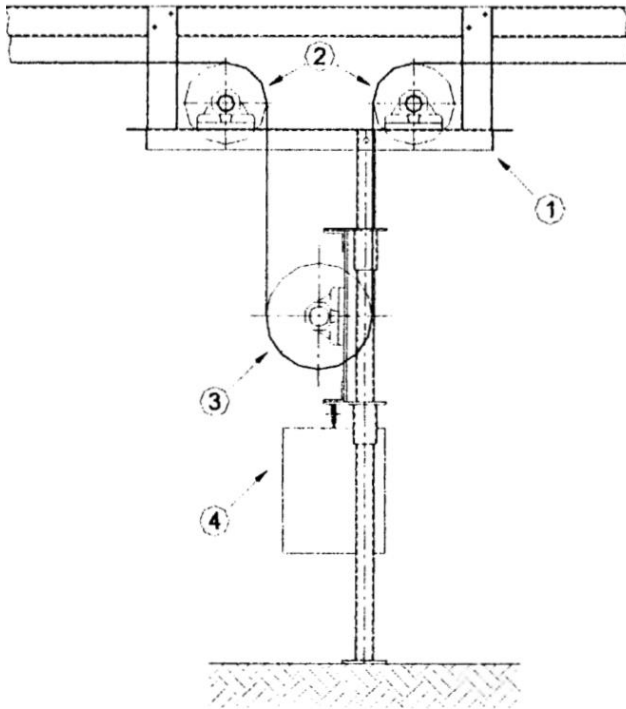


- 1.- Tambor de retorno
- 2.- Tambor adicional
- 3.- Bastidor

4.- Unidad tensora e husillo

5.- Chumaceras

Para longitudes mayores se emplea el tensado por gravedad mediante el uso de una estación tensora con tambor de contrapeso.



1.- Bastidor estación tensora

2.- Tambores de desvío

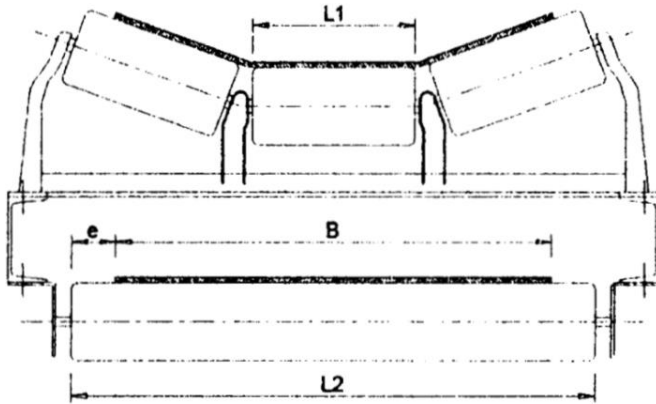
3.- Tambor de contrapeso

4.- Contrapeso

Rodillos superiores

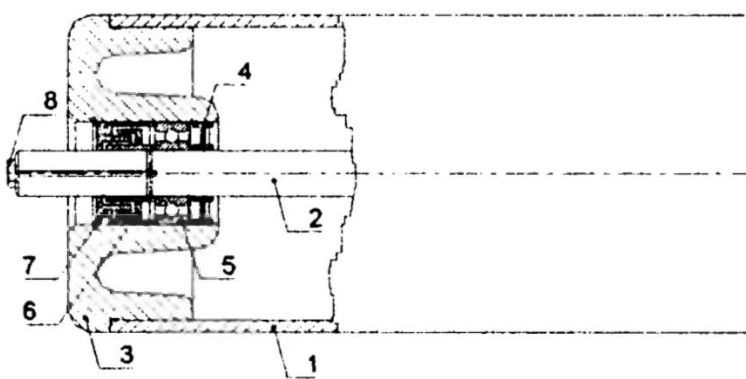
Son los encargados de formar la cama de recorrido del material sobre la banda. Dada la gran importancia que tienen los rodillos en una cinta, han sido objeto de normalización por parte de los fabricantes en lo que concierne a sus medidas exteriores, con el propósito de lograr una intercambiabilidad entre los rodillos correspondientes a un mismo ancho de banda, sin embargo esto no obliga a nada respecto a la disposición interna. Existe una gran variedad de disposiciones constructivas de los rodillos, así como sus características de resistencia, capacidad

de carga, estanqueidad, fricción, etc., que pueden ser conocidas por medio de los catálogos de los fabricantes.



B	L1	L2	e
500	200	600	50
650	250	750	50
800	315	950	75
1000	380	1150	75
1200	465	1400	100
1400	530	1600	100
1600	600	1800	100
1800	670	2000	100
2000	750	2200	100

Tabla de normalización según la Federación Europea de la Manufactura



- 1.- Tubo
- 2.- Eje
- 3.- Cubo
- 4.- Cierre interior
- 5.- Rodamiento
- 6.- Anillo interior
- 7.- Anillo exterior
- 8.- Engrasador

Rodillos inferiores

Son los encargados de soportar a la cinta transportadora en su trayectoria de retorno sin material, al igual que los superiores los fabricantes proporcionan las características de dichos rodillos, así como su disposición interna y constructiva.

Cinta transportadora

La cinta transportadora es el elemento más importante de una banda, el porcentaje de su costo respecto al costo total puede llegar a representar hasta el 60%. La cinta transportadora consiste en un tejido de alambre o textil (armadura o carcasa) que es la encargada de absorber las fuerzas de tracción generadas. Para lograr la unión de muchas capas de tejido y para la protección contra daños mecánicos y humedad, los tejidos textiles, en la mayoría de los casos son vulcanizados con una capa de goma o plástico. A consecuencia de su íntima unión los alargamientos son iguales en la carcasa y en los recubrimientos, y puesto que las tensiones específicas son proporcionales a los módulos de elasticidad, la armadura soporta prácticamente todo el esfuerzo, al ser pequeño el módulo de elasticidad de la goma respecto al del textil o alambre; los cálculos, por tanto, se hacen sobre esta base, despreciándose la resistencia de la goma. La banda, además de soportar los esfuerzos dirigidos según su eje longitudinal, debe soportar los esfuerzos transversales, consecuencia de su adaptación a la forma de artesa, los impactos en la zona de carga, la acción erosiva de los materiales, así como su acción química en algunos casos. También debe soportar la acción de los agentes atmosféricos.

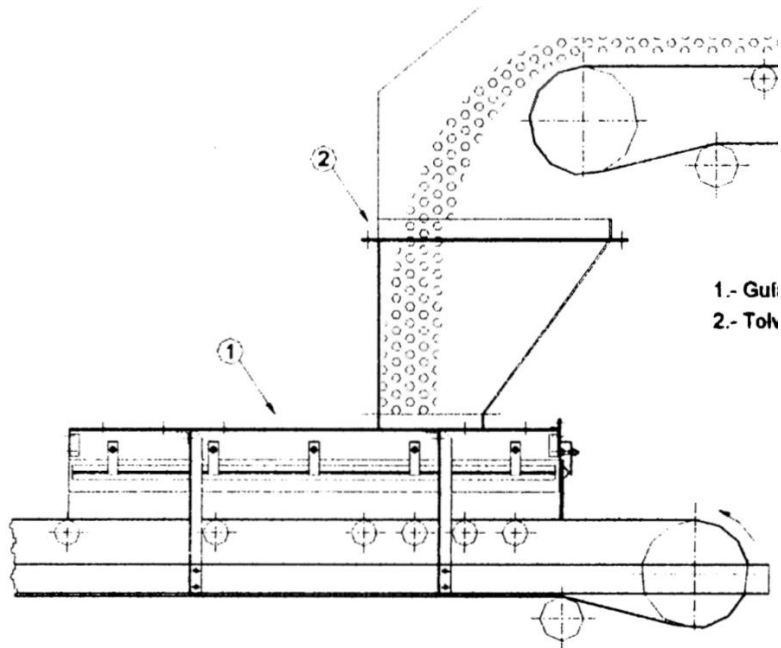
Bastidor de soporte de rodillos

Consta simplemente de un par de largueros longitudinales en los que se apoyan los soportes de los rodillos, apoyándose a su vez en el suelo mediante patas. Pueden fabricarse cerchas para soporte de la banda en el caso del transporte del material en altura. Existen diversos tipos de cerchas que se pueden emplear o el ingeniero puede diseñar su propia cercha de acuerdo a las circunstancias del proyecto.

Zona de transferencia del material

La vena del material, al desprenderse del tambor, describe una trayectoria parabólica y vierte sobre la cinta siguiente, produciendo un impacto sobre la banda. Este impacto es perjudicial para la misma por lo tanto debe aminorarse. Para ello debe procurarse que la altura de la caída sea mínima; cuando el material transportado es una mezcla de finos y gruesos, a veces, se diseña la tolva de caída de tal forma que los finos formen un lecho sobre la banda, que amortigüen el impacto de los trozos gruesos. Los rodillos situados en la zona de carga, son del tipo de

impacto y situados más próximos unos de otros que los normales. Para evitar los desbordamientos laterales del material, este es encauzado en una cierta longitud mediante unas chapas laterales, con placas de goma, llamadas guías de carga o skirtboards.



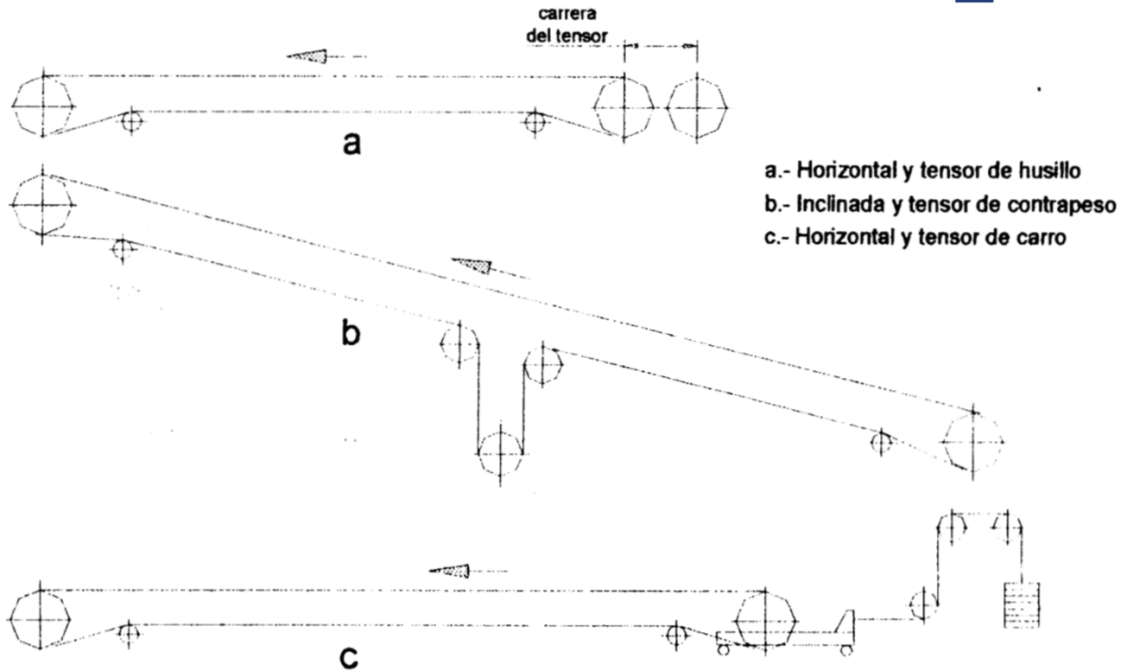
1.- Guía de carga (skirtboard)

2.- Tolva de descarga

3.4.- Clasificación de las bandas transportadoras.

Como consecuencia del desplazamiento de la banda, el material situado sobre la misma es transportado hasta el punto de vertido que generalmente es el cabezal motriz; la carga o alimentación se realiza en las proximidades del cabezal del retorno, aunque puede haber otros puntos intermedios. Naturalmente, que esto se refiere a una cinta transportadora elemental; en la práctica y dadas las condiciones muy diversas a las que pueden adaptarse las bandas, existen muchos tipos:

- Por su trazado
 - 1.- Horizontales
 - 2.- Inclinas (ascendentes o descendentes)
 - 3.- De trazo mixto (horizontal e inclinado, con zonas de transición)



- Por su sistema de tensado
 - 1.- De tensor de husillo (para longitudes de hasta 50-75 metros).
 - 2.- De tensor de carro
 - 3.- De tensor de contrapeso (ambas para longitudes mayores de 50-75 metros)

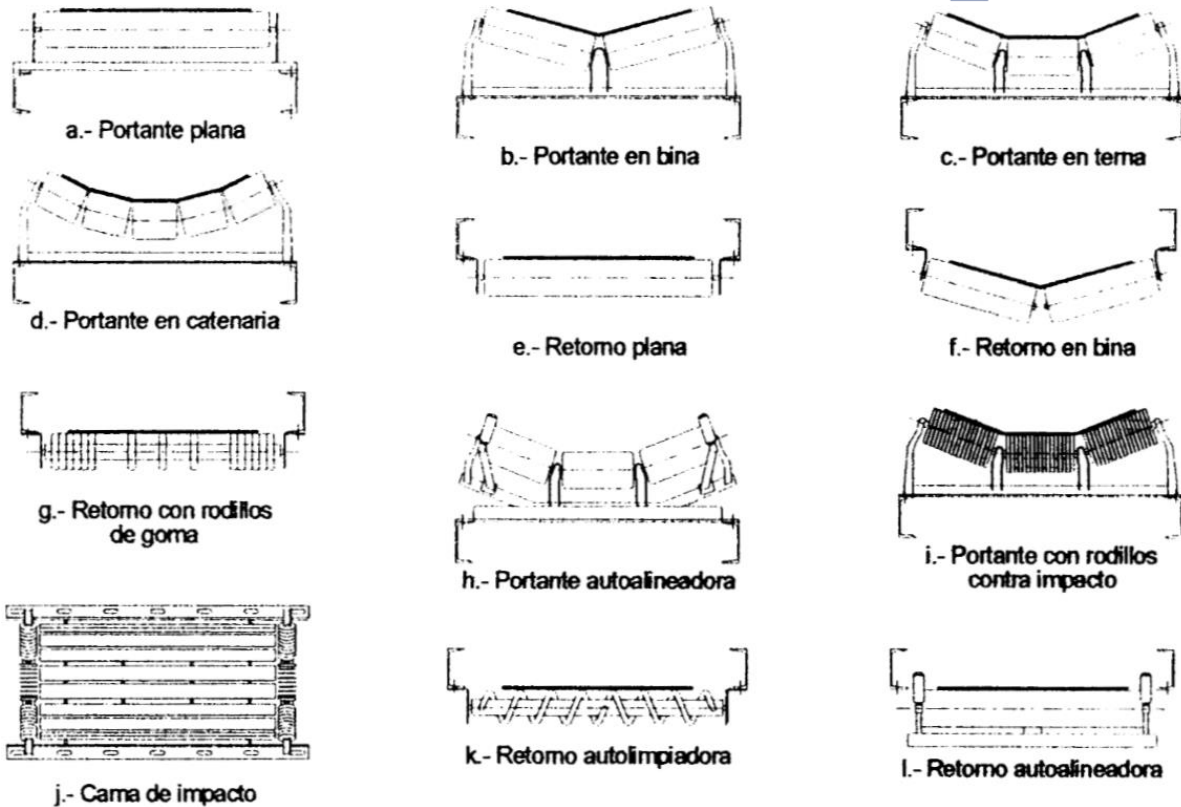
- Por el tipo de rodillos

En el ramal superior

 - 1.- Planas
 - 2.- En V
 - 3.- En artesa
 - 4.- Con otros perfiles

En el ramal inferior

 - 1.- Planas
 - 2.- En V



- Por la función de los rodillos
 - 1.- Normales lisas (rodillos predominantes en cantidad, solo soportan la carga de banda y material).
 - 2.- Engomadas contra impacto (situadas en la zona de carga, amortiguan el impacto del material en dicha zona).
 - 3.- Auto-alineadoras (impiden que la banda se desplace lateralmente de una forma excesiva)
 - 4.- De retorno lisas (soportan el ramal de retorno)
 - 5.- De retorno con discos de goma (con menor superficie de contacto, impiden que se sobredimensionen en diámetro)
 - 6.- De retornos autolimpiadores (desprenden la suciedad o el material adherido a la banda)

- Bandas especiales
 - 1.- Bandas desplazables sobre ruedas, de altura variable
 - 2.- Bandas desplazables sobre rieles con posibilidad de descarga en varios silos
 - 3.- Bandas reversibles
 - 4.- Bandas desplazables circularmente: generalmente inclinadas para formar parques circulares

5.- Bandas de rodillos suspendidos: área de la sección transversal de la artesa variable, o sea, el ángulo de la misma aumenta conforme aumenta la carga.

3.5 Aplicaciones

Las bandas transportadoras han logrado una posición dominante transportando los materiales a granel, debido a ventajas inherentes tales como su economía y seguridad de funcionamiento, fiabilidad, versatilidad, y el rango prácticamente ilimitado de capacidades. Además, son convenientes para realizar las numerosas funciones del proceso en relación con su propósito normal de proporcionar un flujo continuo de material mientras funciona. Recientemente, su conformidad a los requisitos medioambientales ha mantenido un incentivo extenso para la selección de fajas transportadoras por encima de otros medios de transporte.

Los requisitos de trabajo y energía bajos son fundamentales con las fajas transportadoras en comparación con otros medios de transporte. El aumento dramático en los costos de operación luego de la crisis del petróleo de los años setenta ha colocado a los transportadores en una posición sumamente favorable para aplicaciones que no fueron consideradas previamente.

Los fabricantes de fajas transportadoras se han anticipado a las necesidades de la industria de forma consistente con mejoras en los diseños y con componentes que han excedido todos los requerimientos conocidos. La fiabilidad y, las seguridades son ahora excelentes debido a que las fajas disponibles son más resistentes y durables, así como las partes mecánicas grandemente mejoradas y mandos eléctricos, dispositivos de seguridad muy sofisticados.

Capítulo 4.- Desarrollo del proyecto: Diseño de banda transportadora para productos lácteos

4.1.- Especificaciones del diseño

En base al producto a transportar, se tienen las siguientes dimensiones:

$$\text{Volumen} = 39 \text{ cm} \times 17.5 \text{ cm} \times 20 \text{ cm} = 13650 \text{ cm}^3 = 0.01365 \text{ m}^3$$

$$\text{Masa} = 12.5 \text{ kg (por paquete)}$$

El paquete se piensa transportar de manera que la parte más angosta concuerde con el ancho de la banda.

Por lo que el ancho de banda es de 35 cm de ancho = 13.78 pulgadas. Aproximadamente igual a 14 pulgadas, ya que es de mucha ayuda para consulta en valores en tablas.

La velocidad que se manejará es de 0.1 m/s, variable calculada con anterioridad.

$$\text{Velocidad} = 0.1 \text{ m/s} = 6 \text{ m/min} = 360 \text{ m/h}$$

La densidad del paquete es:

$$(12.5 \text{ kg}) / (0.01365 \text{ m}^3) = 915.751 \text{ kg/m}^3$$

Esto es justificable ya que el cartón ocupa buena cantidad de espacio y su densidad es mucho menor que el de la leche.

4.2.- Selección y espaciamento de los rodillos (preliminares para el diseño de la banda).

El espaciamento de los rodillos de soporte se selecciona con ayuda de la siguiente tabla, en la que se busca el número de serie en base al peso de los paquetes a transportar y el ancho de banda. El peso específico del material es de 8983.52 N/m³ y el ancho de banda es de 35 cm, y los tipos de rodillos que más se relacionan con estos datos se encuentran entre las series 5000 y 6000 como se muestra a continuación:

Tipo de rodillo	Serie de rodillo	Peso específico del material en N/m ³	Espaciamento promedio recomendado de soportes de rodillos, en metros												
			Ancho de banda, en cm												
			35	40	45	50	61	76	91	106	122	137	152	182	
A	5000	5493.6	1.6	1.6	1.5	1.5	1.3	1.3							
		7858	1.6	1.5	1.5	1.3	1.3	1.2							
		15706	1.5	1.5	1.3	1.3	1.2	1.2							
	6000	7858	1.6	1.6	1.5	1.3	1.3	1.3	1.3						
		11782	1.5	1.5	1.5	1.3	1.3	1.2	1.3						
		15706	1.5	1.5	1.5	1.3	1.3	1.2	1.3						
	7000	7858			1.5	1.5	1.5	1.3	1.3	1.3	1.3	1.2			

		15706 23564			1.5 1.2	1.3 1.2	1.3 1.2	1.2 1.2	1.2 1	1.2 1	1.2 1.2			
	8000	7858 15706 23564					1.5 1.3 1.2	1.3 1.2 1.2	1.3 1.2 1	1.3 1.2 1	1.2 1.2 1.2	1.2 1	1 1	
	9000	15706 23564							1.3 1.2	1.3 1.2	1.3 1.2	1.2 1.2	1.2 1.2	1 0.9
B	6000	5493.6 7858					1.5 1.3	1.5 1.3	1.5 1.3	1.3 1.3	1.3 1.2			
	8000	5493.6 7858					1.6 1.5	1.5 1.3	1.5 1.3	1.5 1.3	1.3 1.2	1.3 1.2	1.2 1	1.2 1

Por lo cual se deduce que el espaciamiento de rodillos es de 1.5 m (para rodillos transportadores). Otra referencia para comprobar que el espaciamiento es el adecuado consiste en consultar las tablas que provienen de la empresa CEMA (CEMA Handbook, 2ª edición, pág. 68).

Ancho de Banda (mm)	Espaciamiento de rodillos superiores S ₁ (mm)						Espaciamiento de rodillos inferiores S ₂ (m)
	Peso específico del material (N/m ³)						
	4905	7848	11772	15696	23544	31392	
450	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3
600	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3
750	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3
900	1.5	1.4	1.2	1.2	1	1	3
1050	1.4	1.4	1.2	1	0.9	0.9	3
1200	1.4	1.4	1.2	1	0.9	0.9	3
1350	1.4	1.2	1	1	0.9	0.9	3
1500	1.2	1.2	1	0.9	0.9	0.9	3
1650	1.2	1	1	0.9	0.75	0.75	2.4
1800	1.2	1	1	0.9	0.75	0.75	2.4
2100	1	1	0.9	0.75	0.75	0.6	2.4
2400	1	1	0.9	0.75	0.6	0.6	2.4

Para los rodillos de retorno o inferiores, el espacio de separación es de 3 m, como indica en la tabla anterior de la empresa CEMA.

4.3.- Potencia y tensiones de la banda

Primero se determina la masa del producto a transportar en kg/m lineal de la banda

$$\text{Producto transportado} = \frac{\text{masa (paquete)}}{\text{Espaciamiento}} = \frac{12.5 \text{ kg}}{0.5 \text{ m}} = 25 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

4.3.1.- Peso de las partes móviles, rodillos de soporte y retorno.

Para determinar el peso de los rodillos, consultamos la tabla que se muestra a continuación. El procedimiento se hace en función del ancho de banda y el peso específico del material. La banda cuenta con 350 cm de ancho, y el peso específico del material es de 8940.4 N/m³; por lo que tendremos:

Ancho de banda (mm)	Servicio liviano, peso específico menor a 14715 N/m ³		Servicio pesado, peso específico mayor a 14715 N/m ³	
	Gro (N)	Gru (N)	Gro (N)	Gru (N)
300	24.525	24.525	34.335	34.335
400	29.43	29.43	39.24	39.24
500	34.335	34.335	53.955	53.955
650	53.955	53.955	98.1	98.1
800	107.91	107.91	137.34	137.34
1000	127.53	127.53	176.58	176.58
1200	147.15	147.15	196.2	196.2
1400	215.82	215.82	304.11	304.11
1600	245.25	245.25	343.35	343.35
1800	382.59	382.59	461.07	461.07
2000	421.83	421.83	510.12	510.12
2200	461.07	461.07	549.36	549.36

Gro = rodillos de soporte

Gru = rodillos de retorno

Como el tipo de servicio que se tendrá es de 8940.4 N/m³ y el ancho de banda se estima de 350 mm, el peso de cada rodillo tanto de soporte como de retorno es de 26.9775 kg.

Para obtener el peso de los rodillos por cada metro se divide entre los espaciamientos especificados con anterioridad.

$$\text{Soporte de rodillos superiores} = \frac{2.75 \text{ kg}}{1.524 \text{ m}} = 1.80446 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$\text{Soporte de rodillos de retorno} = \frac{2.75 \text{ kg}}{3.048 \text{ m}} = 0.9022 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

4.3.2.- Cálculos para la tensión de la faja (tensión efectiva).

La tensión efectiva está dada por la siguiente ecuación:

$$T_e = L K_t (K_x + K_y W_b + 0.015 W_b) + W_m (L K_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

Se calculan las componentes para la tensión de la banda, los cuales se sumarán para determinar la tensión efectiva, T_e , requerida para el tambor de accionamiento o polea motriz.

1.- Se calcula el factor K_x y el factor K_t

K_x = factor de fricción y deslizamiento de rodillos

K_t = factor de corrección de temperatura ambiental

Para determinar el valor de K_x , tenemos la siguiente ecuación:

$$K_x = 0.00068(W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i}$$

En donde

W_b = peso de la banda en N/m, peso promedio

W_m = peso del material en N/m

A_i = fuerza que se requiere para superar la fricción y rotación de los rodillos, en Newton

S_i = espaciamiento de los rodillos, en metros. Previamente se estableció que $S_i = G_{ro} = 1.5$ m.

Por lo tanto W_m , se calcula de la siguiente manera

$$W_m = \frac{Q}{V}$$

En donde:

V = velocidad de diseño de la banda en m/s. $V = 0.1$ m/s = 360 m/h

Q = flujo del material a transportar en kilogramos por hora (kg/h).

Tenemos que, la máquina cardboard de tetrapack® (la cual empaqueta nuestro material a transportar: cajas de leche), descarga una cantidad máxima de 525 paquetes por hora, con una masa de 12.44 Kg cada uno. Datos necesarios para calcular el flujo de material Q .

$$Q = \left(525 \frac{env}{h}\right) (12.44 \text{ Kg}) = 6531 \frac{Kg}{h}$$

Por lo tanto el flujo del material en términos del peso por unidad de tiempo es:

$Q = 64069.11$ N/h (Newton por hora).

Ahora se calcula el valor de W_m

$$W_m = \left(\frac{64069.11 \text{ N/h}}{360 \text{ m/h}} \right) = 177.97 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Y para determinar el peso de nuestra banda W_b , utilizamos la tabla siguiente (Goodyear Handbook of Conveyor and Elevator Belt), en función del peso específico del material a transportar (en N/m^3), que en este caso es de 8940.4 N/m^3 . Y vemos que para nuestra banda de 350 mm, nos ubicamos en el servicio mediano estableciendo que la el peso del material se encuentra en dicho rango: $7848 \text{ N} < 8940.4 \text{ N} < 15696 \text{ kg/m}^3$. Siendo el peso promedio de nuestra banda de 29.43 N/m .

Ancho de banda (mm)	Servicio liviano, Peso específico Menor a 7848 N/m^3	Servicio mediano, Peso específico Desde 7848 a 15696 N/m^3	Servicio pesado, Peso específico Mayor a 15696 N/m^3
	Peso de la cinta transportadora W_b (N/m)		
350	14.715	29.43	44.145
400	29.43	44.145	58.86
450	44.145	58.86	73.575
500	58.86	73.575	88.29
600	73.575	88.29	103
750	88.29	103	117.72
900	103	132.45	161.865
1050	132.45	161.865	206
1200	176.58	220.725	264.87
1350	206	264.87	323.73
1500	245.25	309	397.3
1650	294.3	353.16	470.88
1800	323.73	412	529.74

En la determinación del valor de A_i , se hace uso de la tabla que viene a continuación, teniendo en cuenta un servicio medio y las recomendaciones que previamente se enlistaron, en las cuales se elige un diámetro de 10 cm, y clave CEMA C4. Por lo que A_i se le asigna un valor de 10.23 Newton.

Clasificación	Número de la serie De la matriz	Diámetro del rodillo En cm	Descripción
A4	I	10	Servicio liviano
A5	I	12.7	""
B4	II	10	""
B5	II	12.7	""
C4	III	10	Servicio medio
C5	III	12.7	""
C6	IV	15.24	""
D5	NA	12.7	""
D6	NA	15.24	""
E6	V	15.24	Servicio pesado

E7	VI	17.78	'''
----	----	-------	-----

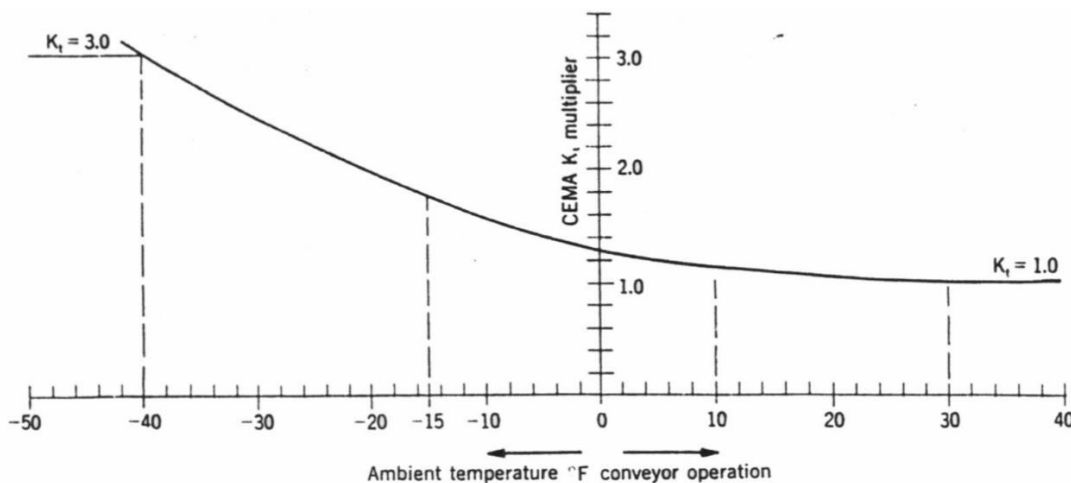
$A_i = 6.67 \text{ N}$ para rodillos de 15.24 cm de diámetro, CEMA C6, D6,
 $A_i = 8 \text{ N}$ para rodillos de 12.7 cm de diámetro, CEMA A5, B5, C5, D5,
 $A_i = 10.23 \text{ N kg}$ para rodillos de 10 cm de diámetro, CEMA A4, B4, C4,
 $A_i = 10.68 \text{ N}$ para rodillos de 17.8 cm de diámetro, CEMA E7,
 $A_i = 12.5 \text{ N}$ para rodillos de 15.24 cm de diámetro, CEMA E6,
 Para los transportadores inclinados regeneradores, $A_i = 0$.

En seguida se procede a sustituir valores para la ecuación:

$$K_x = 0.00068(W_b + W_m) + \frac{A_i}{S_i}$$

$$K_x = 0.00068 \left(29.43 \frac{\text{N}}{\text{m}} + 177.97 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) + \frac{10.23 \text{ N}}{1.5 \text{ m}} = 6.96 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Procedemos ahora a calcular el valor de K_t mediante la siguiente gráfica, por lo que $K_t = 1$. Por el rango supuesto de 25 a 40 °C (77 a 104 °F).



2.- Cálculo del factor de transporte K_y

Para determinar el valor de K_y recurriremos a la siguiente tabla, en la cual se muestran varios valores en función de la longitud del transportador. Debido a que estamos fuera de rango suponemos un factor $K_y = 0.035$ debido a que es el que más se repite con frecuencia en toda la tabla.

Valores del Factor K_y

Longitud del transportador	W_b+W_m (N/m)	Porcentaje de pendiente				
		0	3	6	9	12
De 0 a 76 m	294.3	0.035	0.035	0.034	0.031	0.031
	735.75	0.035	0.034	0.033	0.032	0.031
	1079.1	0.035	0.034	0.032	0.032	0.030
	1471.5	0.035	0.033	0.032	0.031	0.030
	2158.2	0.035	0.035	0.034	0.033	0.031
	2943	0.035	0.035	0.035	0.035	0.032
	3629.7	0.035	0.035	0.035	0.035	0.033
	4365.45	0.035	0.035	0.035	0.035	0.032
De 77 a 122 m	294.3	0.035	0.034	0.032	0.030	0.030
	735.75	0.035	0.033	0.031	0.029	0.029
	1079.1	0.035	0.033	0.030	0.029	0.028
	1471.5	0.034	0.032	0.030	0.028	0.028
	2158.2	0.034	0.034	0.031	0.028	0.027
	2943	0.035	0.035	0.033	0.030	0.027
	3629.7	0.035	0.035	0.034	0.030	0.026
	4365.45	0.035	0.035	0.034	0.029	0.024

3.- Determinación de la tensión T_p , de la resistencia de la faja a la flexión alrededor de las poleas y la resistencia de las poleas a rodar sobre sus rodamientos, en Newton.

Para esta etapa se consulta la siguiente tabla, en la que se expresan las tensiones por cada polea. Siendo que el diseño de la banda en este documento consta de 1 tambor motriz, 1 tambor secundario y un tensor, obtendremos la suma de estos 2 elementos que por cada uno tenemos 892.71 N de tensión en el lado flojo y 892.71 N de tensión en el lado tenso; y, como el ángulo de arrollamiento de cada polea no supera los 250 °, suponemos una suma de 892.71 N + 892.71 N + 892.71 N + 892.71 N = 3570.84 N.

Tensión de la Faja al Rodamiento de las Poleas

Ubicación de la polea	Ángulo de arrollamiento	Fuerza de tensión en la línea de la banda (N)
Lado tenso	150° a 240°	892.71 N por polea
Lado flojo	150° a 240°	892.71 N por polea
Cualquier otra polea	Menor de 150°	892.71 N por polea

4.- Cálculo de T_{am} , que representa la fuerza para acelerar el material continuamente mientras se alimenta hacia la banda.

Dicha tensión, T_{am} , se obtiene de la ecuación básica:

$$T_{am} = F = Q \cdot V_c$$

En donde:

V_c = cambio de velocidad en m/s

Q = flujo del material a transportar, en kg/s.

Procedemos a sustituir datos en la ecuación que nos lleva a determinar el flujo de masa por unidad de tiempo:

$$Q = 6531 \frac{Kg}{h} \left(\frac{1 h}{3600 s} \right) = 1.81417 \frac{Kg}{s}$$

Para el cambio de velocidad V_c utilizamos la siguiente ecuación, ocupando las velocidades en m/s.

$$V_c = V - V_0$$

En donde:

V = velocidad de diseño de la banda en m/s

V_0 = velocidad de alimentación inicial del material cuando cae en la banda, en m/s; la cual es de 0.0833 m/s.

Ahora se sustituye los valores para T_{am} :

$$T_{am} = (M)(V - V_0) = \left[1.81417 \frac{Kg}{s} \right] \left(0.1 \frac{m}{s} - 0.0833 \frac{m}{s} \right) = 0.03 N$$

Ahora se procede a sustituir los valores de las tensiones encontradas para constituir la tensión efectiva.

5.- En esta etapa solamente se asumirá que la tensión T_{ac} no ha sido determinada debido a que no se manejarán en el diseño accesorios como volteadores, apiladoras, desviadores, equipo de limpieza de la faja, y los faldones. También se obviará el valor de $H = 0$ debido a que nuestra banda transportadora no cuenta con una diferencia de altura entre su inicio y final. Nuestro valor para L (longitud de la banda transportadora en pies) es de 7 m.

$$T_e = L K_t (K_x + K_y W_b + 0.015 W_b) + W_m (L K_y \pm H) + T_p + T_{am} + T_{ac}$$

$$T_e = (7 m)(1)[6.96 N/m + (0.035)(29.43 N/m) + (0.015)(29.43 N/m)] \\ + (6.96 N/m)[(7 m)(0.035) + 0] + 3570.84 N + 0.03 N = 3631.6 N$$

$$T_e = 3631.6 N$$

4.3.3.- Potencia

Mediante la fórmula CEMA para la potencia, calcularemos la potencia teórica (con la velocidad de diseño de la banda en ft/min y la tensión efectiva en lb) de la siguiente manera:

$$hp = \frac{T_e * V}{33000}$$

$$hp = \frac{(816.14 \text{ lb})(19.685 \frac{ft}{min})}{33000} = 0.48684 \text{ hp}$$

De esta forma, se procede a calcular la potencia del motor mediante la siguiente ecuación:

$$P_m = \frac{P}{\eta \varepsilon}$$

En donde:

P_m = Potencia del motor en kW

P = Potencia teórica en kW

η = Eficiencia del motor (suposición de 85%)

ε = Eficiencia mecánica de la transmisión

Para determinar la eficiencia mecánica de la transmisión consultamos la siguiente tabla, en la que se nos expone los tipos de reductores y su eficiencia, en su defecto, para nuestro cálculo, ocuparemos uno con baja eficiencia, que puede ser de engranes rectos.

La potencia teórica es de 0.48684 hp = 0.363037 kW, por lo que la potencia del motor da lo siguiente:

$$P_m = \frac{0.363037}{(0.85)(0.85)} = 0.502473 \text{ kW} = 0.6738 \text{ hp}$$

Eficiencias mecánicas de equipos reductores de velocidad

Tipo de reducción	Eficiencia (%)
Poleas y bandas en V	94%
Catalina y cadena de rodillos	93%
Catalina y cadena de rodillos, lubricados en aceite	95%
Reductor de engranes helicoidales, una reducción	95%

Reductor de engranes helicoidales, doble reducción	94%
Reductor de engranes helicoidales, triple reducción	93%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio 20:1)	90%
Reductor de tornillo sin fin (ratio de 20:1 a 60:1)	70%
Reductor de tornillos sin fin (ratio de 60:1 a 100:1)	50%
Reductor de engranes rectos (maquinados)	90%
Reductor de engranes rectos (fundidos)	85%

4.3.4.- Tensión del lado apretado T_1

La tensión del lado apretado se determina multiplicando la tensión efectiva por el coeficiente de accionamiento.

$$T_1 = T_e * m$$

Donde:

T_1 = Tensión en el lado apretado en N

T_e = Tensión efectiva en N

m = Coeficiente de accionamiento

Los valores de m son dependientes del arco de contacto entre la banda y el tambor motriz, el tipo de contrapeso y de si el tambor es revestido o desnudo.

$$m = 1 + \left[\frac{1}{e^{\mu\theta \frac{\pi}{180}} - 1} \right]$$

Donde:

m = coeficiente de accionamiento

e = base del logaritmo neperiano

μ = coeficiente de fricción entre el tambor y la banda

θ = ángulo de contacto entre la banda y el tambor ($^\circ$)

La tabla siguiente muestra los valores del coeficiente de fricción entre el tambor y la banda μ , así como los valores del ángulo de contacto dependiendo de la disposición del tambor motriz y el o los tambores adicionales según el arreglo .

**COEFICIENTE DE FRICCIÓN TAMBOR-BANDA
y ANGULO DE CONTACTO**

coeficiente μ	Tambor motriz			
	Revestido		Desnudo	
	seco	húmedo	seco	húmedo
	0.40	0.35	0.35	0.2

Arreglo cabezal motriz	Ángulo de contacto (°)
	120 150 180
	210 220 230 240
	360 380 400
	420 440 450

Se elige un coeficiente μ en la sección de desnudo y seco con un valor de 0.35, con un ángulo de contacto de 210°. Por lo tanto:

$$m = 1 + \left[\frac{1}{e^{(0.35)(210)\frac{\pi}{180}} - 1} \right] = 1.38361$$

Con el valor del coeficiente de accionamiento m , podemos calcular la tensión T_1 .

$$T_1 = (3631.6 \text{ N}) (1.38361) = 5024.72 \text{ N}$$

4.3.5.- Tensión en el lado flojo T_2

La tensión en el lado flojo se calcula mediante la ecuación

$$T_2 = T_1 - T_e$$

$$T_2 = 5024.72 \text{ N} - 3631.6 \text{ N} = 1393.12 \text{ N}$$

4.3.6.- Tensión en el retorno de la banda T_3

Las tensiones T_3 y T_4 aunque estrictamente hablando no son iguales a consecuencia de la fricción en los cojinetes del tambor, en la práctica se les considera iguales de modo que

$$T_3 = T_4$$

A T_3 se le considera como tensión en el retorno

$$T_3 = C * f * L \left(G_b + \frac{G_{ru}}{S_2} \right) + T_2$$

Donde

T_3 = Tensión en el retorno en N

C = Factor de fricción por longitud

f = Factor de fricción de las partes móviles

G_b = Peso de la banda en N/m

G_{ru} = Peso de los rodillos inferiores en N

S_2 = espaciamiento de los rodillos inferiores en metros

T_2 = Tensión en el lado flojo en N

Nuestro factor de fricción lo obtenemos de la siguiente tabla, el cual es de 0.02, que es un valor standard para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo.

Coeficientes de fricción (f) de las partes giratorias

Condición	Coeficiente f
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave Y pequeña fricción interna en el material	0.017
Valor standard para bandas transportadoras con Ambiente normal de trabajo	0.020
Para condiciones de marcha desfavorables, operación Polvosa, sobrecargas periódicas	0.023-0.03
Transportadores descendentes que requieren frenado Por medio de motor	0.012

Para el factor de fricción por longitud se emplea la siguiente ecuación, con $L = 7$ m:

$$C = 15.9 * L^{-0.61} + 0.77 = (15.9) (7)^{-0.61} + 0.77 = 5.62163$$

Los valores de las demás variables de la ecuación para encontrar T_3 han sido previamente determinados:

$$G_b = 29.433 \text{ N/m}$$

$$G_{ru} = 27 \text{ N/m}$$

$$s_2 = 3 \text{ metros}$$

$$T_2 = 1393.12 \text{ N}$$

Por lo que se sustituyen dentro de la ecuación y así se encuentra la tensión T_3 :

$$T_3 = (5.62163)(0.02)(7 \text{ m}) \left[29.43 \frac{\text{N}}{\text{m}} + \frac{27 \text{ N}}{3 \text{ m}} \right] + 1393.12 \text{ N} = 1423.37$$

$$\text{Por lo tanto, } T_3 = 1423.37 \text{ N}$$

4.3.7.- Tensión del contrapeso T_{cp} (Tensor)

El valor del contrapeso se da de dos formas, dependiendo de la colocación del dispositivo tensor de contrapeso.

$$T_{cp} = 2 * T_2$$

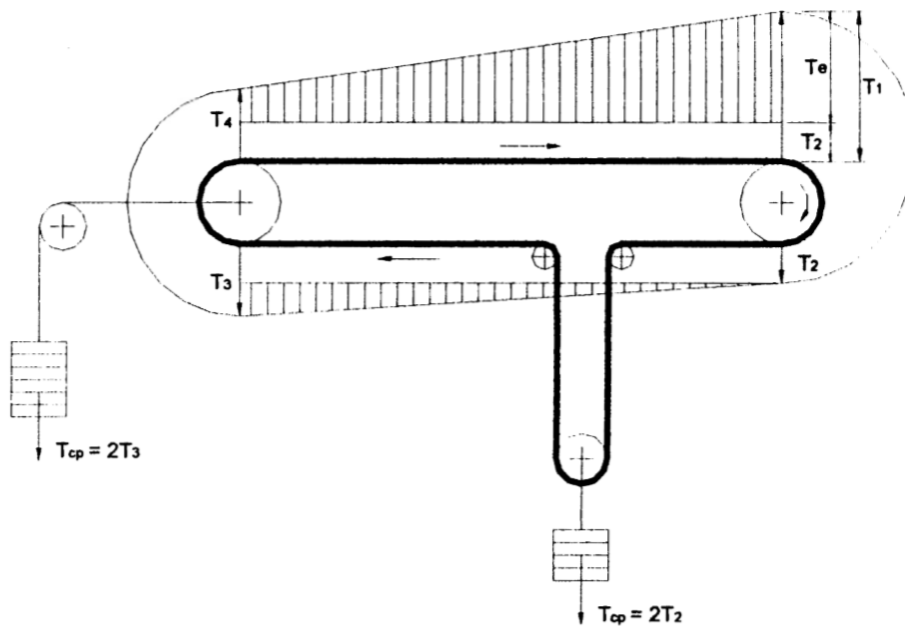
$$T_{cp} = 2 * T_3$$

Donde

T_{cp} = Tensión del contrapeso (N)

T_3 = Tensión en el retorno en N

T_2 = Tensión en el lado flojo

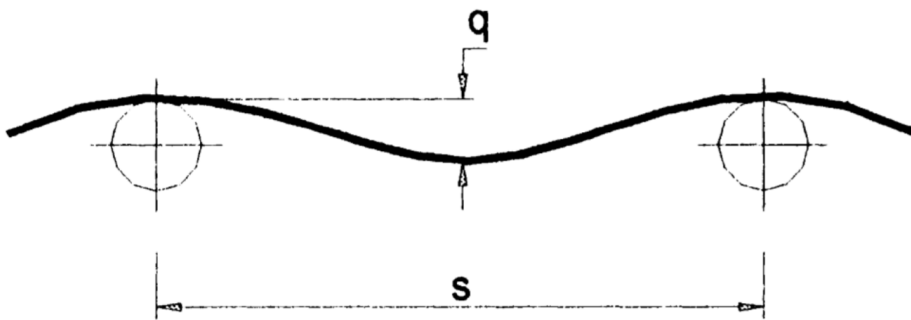


Se elige la ecuación $T_{cp} = 2T_2$, debido a la ubicación y suposición de facilidad en su ubicación.

$$T_{cp} = 2 (1423.24) = 2864.48 \text{ N}$$

4.3.8.- Tensión mínima T_0

Cuando la tensión T_2 para lograr la adherencia de la banda al tambor motriz, puede que sea insuficiente para evitar el pandeo excesivo de la banda sobre los rodillos que pudieran provocar el derrame del material.



Para evitar esta flecha excesiva se debe procurar que ningún punto de la banda se obtenga una tensión inferior a la tensión mínima T_0 , la misma que puede ser calculada de la siguiente manera:

$$T_0 = \frac{s(G_b + M_{pm})}{8 \left(\frac{q}{s}\right)}$$

Donde:

T_0 = Tensión mínima en N

s = espaciamento de los rodillos en m

G_b = peso de la banda en N/m

M_{pm} = carga del material por metro de banda N/m

q/s = flecha permisible (entre 0.005 y 0.02 metros)

g = aceleración de la gravedad (m/s^2)

$$M_{pm} = \frac{Q_t}{V} * g$$

Donde:

Q_t = capacidad máxima de la banda (kilogramos por segundo)

V = Velocidad de la banda en m/s

Para q/s se utiliza el promedio del rango permitido

$$\frac{q}{s} = \frac{0.005 \text{ m} + 0.02 \text{ m}}{2} = \frac{0.025 \text{ m}}{2} = 0.0125 \text{ m}$$

$Q_t = 6531 \text{ kg/h} = 1.81417 \text{ kg/s}$

$V = 0.1 \text{ m/s}$

$S = 1.5 \text{ m}$ (espaciamiento entre rodillos)

Por lo que procedemos a calcular M_{pm}

$$M_{pm} = \frac{6531 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\left(0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)} \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 178 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Teniendo el valor de M_{pm} se calcula el valor de la tensión mínima

$$T_0 = \left[\frac{1.5 \left(29.43 \frac{\text{N}}{\text{m}} + 178 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right)}{8(0.0125 \text{ m})} \right] = 3111 \text{ N}$$

4.3.9.- Tensión de trabajo unitaria T_u

La tensión de trabajo unitaria es la máxima tensión a la que estará sometida la cinta transportadora por mm de ancho de banda. Con este valor se procede a seleccionar el tipo de cinta transportadora en función del tipo de material y sus características como abrasividad, friabilidad, temperatura, peso específico, tamaño de terrón, etc., según los tipos de banda transportadora.

$$T_u = \frac{T_1}{1000 * B}$$

Donde:

T_u = Tensión de trabajo unitaria (N/mm)

T_1 = Tensión en el lado apretado (N)

B = Ancho de banda (m) = 35 cm = 0.35 m

$$T_u = \frac{5024.72 \text{ N}}{1000(0.35 \text{ m})} = 14.3563 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

4.4.- Diseño y selección de tambores

El diseño de tambores implica determinar el diámetro mínimo del eje del tambor. Adicionalmente se deben seleccionar, de acuerdo al fabricante de tambores, el tipo de polea, el tipo y espesor de recubrimiento, y los rodamientos adecuados.

Determinación del ancho de cara. Para determinar el ancho de cara de las poleas necesitamos conocer el ancho de la banda y aplicar la siguiente ecuación:

$$F = B + 0.05 \quad \text{si } B < 1 \text{ m}$$

Donde

F = ancho de cara de tambor (m)

B = ancho de banda (m)

$$F = 0.35 \text{ m} + 0.005 = 0.4 \text{ m}$$

Consultamos en la siguiente tabla para un ángulo de arrollamiento de 210° , una tensión unitaria $T_u = 14.3563$ y el ancho de cara de tambor $F = 0.4 \text{ m}$. Tenemos que, el diámetro de nuestro tambor se sitúa entre las 250 y 300 mm, interpolando tenemos:

13 250 mm

14.3563 272.6 mm

16 300 mm

Diámetros recomendados por Dodge para tambores en función de la tensión de trabajo unitaria T_u (N/mm)

Para poleas tipo TAMBOR (DRUM PULLEYS)

Arco de Contacto (°)	Diámetro del tambor (mm)												
	200	250	300	350	400	450	500	600	750	900	1050	1200	1350
10	11	14	17	21	25	31	36	46	61	75	91	106	121
20	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	82	94
30	8	10	11	14	18	20	25	31	40	51	61	71	81
40	6	8	10	12	15	18	21	26	35	43	52	61	69
50	5	7	8	11	12	15	18	23	30	38	45	53	60
60	5	7	8	11	12	15	18	22	29	36	44	51	58
70	5	7	9	11	13	15	18	23	31	39	46	53	61
80	6	8	9	11	14	17	20	25	33	41	50	58	66
90	6	8	10	12	15	18	21	26	35	45	53	62	71
100	7	9	11	13	16	19	23	28	38	47	57	67	75
110	8	10	11	14	16	20	25	31	40	51	61	71	81
120	8	10	11	15	18	21	25	32	43	53	64	75	86
130	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	82	94
140	10	12	14	18	22	26	32	39	43	66	79	92	105

150	11	13	16	20	25	30	35	44	59	74	89	103	118
160	12	15	18	23	28	32	39	49	66	82	98	114	131
170	13	17	20	25	31	36	44	54	73	91	109	127	146
180	15	18	22	28	34	40	48	61	81	101	121	141	161
190	13	17	20	25	31	36	44	54	73	91	109	127	146
200	12	15	18	23	28	32	39	49	66	82	98	114	131
210	11	13	16	20	25	30	35	44	59	74	89	103	118
220	10	12	14	18	22	26	32	39	53	66	79	92	105
230	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	82	94
240	8	10	11	14	18	21	25	32	43	53	64	75	86

Suponemos entonces, un diámetro de tambor de 272.6 mm.

4.5.- Determinación del diámetro mínimo del eje tambor

El eje del tambor es el elemento que transmite el movimiento y la potencia a la banda transportadora.

Los criterios de diseño más importantes a considerar para diseñar el eje son:

- Deformación por flexión.
- Deformación por torsión.

Para diseñar los ejes se calcula la fuerza resultante sobre los tambores la cual depende de las tensiones T_1 y T_2 , y el ángulo de contacto entre el tambor y la banda (θ).

$$R_T = (T_1 + T_2) \text{ sen } (\theta/2) \quad \text{Para tambores motrices}$$

$$R_T = (2T_2) \text{ sen } (\theta/2) \quad \text{Para tambores no motrices}$$

Donde

R_T = Fuerza resultante sobre el tambor (N)

$$R_T = (5024.72 \text{ N} + 1393.12 \text{ N}) \text{ sen } (210/2) = 6199.16 \text{ N}$$

$$R_T = (2) (1393.12 \text{ N}) \text{ sen } (210/2) = 2691.3 \text{ N}$$

Se determina entonces el momento flector y el torque que actúan sobre el eje el tambor

$$T = \frac{P_m * 60 * 10^6}{2\pi\omega_T}$$

T = Torque en el tambor (N*mm)

P_m = Potencia instalada del motor (kW)

ω_T = Velocidad angular del tambor (rpm)

Esta última puede ser calculada de la siguiente manera:

$$\omega_T = \frac{60000 * V}{\pi * D}$$

Donde:

V = Velocidad de la banda (m/s)

D = Diámetro del tambor (mm)

$$\omega_T = \frac{60000 \left(0.1 \frac{m}{s}\right)}{\pi(272.6 \text{ mm})} = 7 \text{ rev/min}$$

Sustituyendo en la ecuación para obtener el par torsor tenemos:

$$T = \frac{(0.502473 \text{ kW})(60)(10^6)}{2\pi(7 \text{ rev/min})} = 685466 \text{ N} * \text{mm} = 685.466 \text{ N} * \text{m}$$

Después, se calcula el momento flector sobre el eje del tambor mediante la siguiente ecuación:

$$M = \frac{R_T(B_c - F)}{4}$$

Donde

M = momento flector en el tambor (N*mm)

B_c = distancia entre apoyos (mm)

F = ancho de cara del tambor (mm)

Los valores de B_c se indican en la siguiente tabla (Referencia: Bulk Solids Handling), en función del ancho de la banda, por ello, aunque las 14" para nuestro diseño es un valor faltante en la tabla, su sucesor indica un valor al que se le restan 50 unidades, ya que la mayoría de los datos son proporcionales por cada diferencia de 2 in, es decir, como se intercalan los anchos de banda de 6 en 6 pulgadas, algunos saltos para B_c se dan con 150 mm; y por esto se asume un aumento de 50 mm por cada 2 in, al menos para el tambor motriz, que es el que nos interesa.

Por lo tanto asumimos un valor para B_c = 710 mm.

Distancia entre apoyos en los tambores

Ancho de banda		Distancia entre apoyos (mm)	
pulgadas	mm	tambor motriz y de cabeza	Tambor de cola Y contrapeso
14	350	710	710

16	400	760	760
18	450	810	810
24	600	1020	1020
30	750	1170	1170
36	900	1370	1370
42	1050	1520	1520
48	1200	1680	1680
54	1350	1830	1830
60	1500	1980	1980
66	1650	2130	2130
72	1800	2400	2400
84	2100	2700	2700
96	2400	3000	3000
100	2500	3100	3100

El momento para el eje del tambor motriz queda determinado así:

$$M = \frac{6199.2 \text{ N}(710 \text{ mm} - 400 \text{ mm})}{4} = 480438 \text{ N} * \text{mm}$$

Con los datos anteriores se puede determinar el diámetro mínimo necesario del eje del tambor debido a los esfuerzos combinados de flexión y torsión. Se aplica entonces, la teoría de Von Mises, para calcular el diámetro del eje mediante la siguiente ecuación:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16 * \eta}{\pi S_y} \left(\sqrt{(K_b * M)^2 + T^2} \right)}$$

Donde

d_s = diámetro mínimo del eje (mm)

η = factor de seguridad (5.8 para banda)

S_y = Esfuerzo de fluencia del material del eje en MPa

K_b = 2.5 (factor de carga de transmisión)

M = momento flector (N*mm)

T = torque (N*mm)

Se supone un esfuerzo de fluencia de $S_y = 210$ MPa, para un acero AISI 1020 HR, y teniendo conocimiento de los valores para el momento flector y el par torsor, se determina el diámetro mínimo:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16(5.8)}{\pi(210)} \left(\sqrt{[(2.5)(480438)]^2 + (685466.24)^2} \right)} = 57.9419 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo del eje para un acero AISI 1020 es igual a 57.9419 mm \approx 58 mm \approx 2.3 in.

El eje para el tambor secundario se selecciona en base a la fuerza resultante R_T y el ancho de cara del tambor respectivo según la siguiente tabla, en función del valor de $B_c - F = 310$, del ancho de cara del tambor $F = 400$ mm y de la fuerza resultante del tambor no motriz $R_T = 2691.32 \text{ N} = 2.69 \text{ KN}$. Por lo que el diámetro del eje del tambor no motriz sería de 1 7/16 pulgadas = 3.65125 cm.

Diámetros recomendados por Dodge para ejes de tambores en función de la fuerza resultante R_T (KN)

Diámetro Del eje (in)	BC-F (mm)	Ancho de cara del tambor (mm)							
		300	350	400	450	500	550	650	800
1 3/16	50	4.5	4.1	3.5	3	2.6	2.4	2	1.6
	150	2.5	2.3	2	1.7	1.5	1.3	1.1	3.1
	250	1.8	1.6	1.4	1.2	1	0.9	0.8	0.6
	350	1.3	1.2	1.1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5
1 7/16	75	6.7	6.7	6.2	5.3	4.9	4.2	3.5	2.8
	150	4.5	4.5	4.2	3.7	3.2	2.9	2.4	1.9
	250	3.1	3.1	2.9	2.5	2.2	2	1.6	1.3
	350	2.4	2.4	2.3	2	1.7	1.6	1.3	1
1 11/16	75	10.7	10.7	10.7	10.2	8.9	8	6.7	5.3
	150	7.1	7.1	7.1	7.1	6.2	5.3	4.5	3.6
	250	4.9	4.9	4.9	4.9	4.3	3.8	3.1	2.5
	350	3.5	3.5	3.5	3.3	2.9	2.6	2.2	1.7
1 15/16	75	16.5	16.5	16.5	16.5	15.6	13.8	11.6	9.4
	150	11.1	11.1	11.1	11.1	10.7	9.4	8	6.2
	250	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	6.7	5.3	4.3
	400	5.3	5.3	5.3	5.3	4.9	4.5	3.7	3
2 3/16	100	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	22.7	18.7	14.7
	200	12.9	12.9	12.9	12.9	12.9	12.5	10.2	8.5
	300	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	9.4	7.6	6.2
	450	6.7	6.7	6.7	6.7	6.7	6.7	5.3	4.4

4.6 Selección de los rodamientos para el eje del tambor

Conocido el diámetro del eje del tambor, solo basta con determinar la capacidad de carga dinámica requerida para seleccionar los rodamientos adecuados para el eje del tambor motriz, de cola, desviadores, de tensión y adicionales. Para ello es necesario conocer la vida nominal L_{10h} en horas de servicio que la banda debe trabajar y la carga dinámica equivalente que actúa sobre los rodamientos.

La ecuación de la vida nominal en horas de servicio es la siguiente:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60\omega_T} \left(\frac{C_d}{P_d}\right)^p$$

Donde:

L_{10h} = vida nominal, en horas de servicio

ω_T = Velocidad angular del tambor (rpm)

C_d = Capacidad dinámica de carga (N)

P_d = Carga dinámica equivalente (N)

p = Exponente de la fórmula de la vida

$p = 3$ para rodamiento de bolas

$p = 10/3 = 3.333$ para rodamientos de rodillos

Para las bandas transportadoras como máquinas para 8 horas de trabajo continuo diario totalmente utilizadas, para las cuales se espera una vida nominal entre 20000 a 30000 horas de servicio.

Las cargas que actúan sobre los rodamientos se componen de la fuerza resultante sobre el tambor R_T (que ya fue calculada anteriormente), más la fuerza de inercia adicional correspondiente al peso del tambor seleccionado. Por lo tanto, la carga total sobre cada rodamiento viene dada por la ecuación siguiente:

$$F_R = \frac{R_T + W_T}{2}$$

Donde

F_R = Carga sobre el rodamiento (N)

R_T = Fuerza resultante sobre el tambor (N)

W_T = Peso promedio del tambor seleccionado (N)

El valor del peso promedio de los tambores lo podemos obtener de la siguiente tabla, en función del diámetro del tambor (272.6 mm) y su ancho de cara ($F = 400$ mm). Interpolando para valores de entre 250 mm y 300 mm, para 272.6 mm, tenemos que:

250 0.25

272.6 0.30424

300 0.37

El peso W_T de nuestro tambor es de $0.3 \text{ kN} = 300 \text{ N}$

Pesos promedios de tambores Dodge para bandas transportadoras (KN)

Poleas tipo TAMBOR (Drum Pulleys)

Ancho de cara Del tambor mm	Diámetro del tambor mm										
	150	200	250	300	350	400	450	500	600	750	900
300	0.12	0.15	0.22	0.33	0.42	0.47	0.55	0.6	0.79	1.13	1.43
350	0.13	0.16	0.24	0.35	0.45	0.56	0.65	0.71	0.9	1.27	1.58
400	0.14	0.18	0.25	0.37	0.47	0.58	0.86	0.92	1.22	1.51	1.99
450	0.15	0.19	0.27	0.39	0.49	0.61	0.9	0.96	1.72	2.39	2.76
500	0.16	0.2	0.28	0.41	0.51	0.63	0.93	1	1.8	2.73	3.13
550	0.16	0.21	0.3	0.43	0.53	0.66	0.97	1.04	1.87	2.82	3.24
600	0.17	0.23	0.31	0.45	0.55	0.68	1.01	1.09	1.94	2.92	5.44
650	0.18	0.24	0.33	0.46	0.57	0.71	1.04	1.13	2.02	3.01	5.59
750	0.2	0.26	0.36	0.5	0.62	0.76	1.12	1.21	2.16	3.38	5.88
800	0.21	0.28	0.37	0.52	0.64	0.78	1.15	1.25	2.24	3.47	6.34
900	0.23	0.31	0.42	0.57	0.71	0.87	1.27	1.39	2.5	3.65	6.64
950	0.24	0.32	0.43	0.6	0.73	0.9	1.31	1.44	2.57	3.75	6.78
1000	0.25	0.33	0.45	0.61	0.75	0.92	1.35	1.48	2.65	3.84	6.93
1100	0.27	0.36	0.48	0.65	0.8	0.97	1.43	1.56	2.79	4.03	7.23
1150	0.28	0.37	0.49	0.67	0.82	0.99	1.56	1.6	2.87	4.12	7.38
1275	0.3	0.4	0.53	0.72	0.87	1.06	1.65	1.71	3.05	4.35	7.75
1350	0.32	0.43	0.57	0.76	0.94	1.13	1.76	1.83	3.27	4.67	8.28
1425	0.33	0.45	0.59	0.79	0.97	1.17	1.81	1.89	3.39	4.81	8.5
1500	0.34	0.46	0.61	0.82	1	1.2	1.87	1.96	3.5	4.95	8.72
1575	0.36	0.48	0.64	0.85	1.03	1.24	1.92	2.01	3.61	5.09	8.94

Se procede a calcular la carga resultante sobre el rodamiento

$$F_R = \frac{6199.19 \text{ N} + 300 \text{ N}}{2} = 3249.6 \text{ N}$$

En el caso del tambor en una banda transportadora, la carga aplicada es radial y no existe una componente axial, por lo tanto tenemos el valor de la carga dinámica equivalente con la cual podemos determinar la capacidad dinámica de carga C_d , conociendo la vida del rodamiento (suponiendo a $L_{10h} = 30000$ horas de servicio), mediante la ecuación de la vida nominal de un rodamiento. Resolviendo mediante solución numérica tenemos que:

$$30000 = \frac{1000000}{60(7 \text{ rev/min})} \left(\frac{C_d}{3249.6 \text{ N}} \right)^3$$

$$C_d = 7561.71 \text{ N}$$

4.7.- Sugerencia de selección de los componentes (materiales) de la cinta.

Para seleccionar la banda debemos de tomar en cuenta la clase de carcasa a elegir y sus respectivos recubrimientos.

Se utiliza la siguiente tabla, la cual nos muestra los campos de aplicación de los diferentes tipos de banda Roulunds, según las características físico-químicas del material a transportar.

Campos de aplicación de las bandas ROULUNDS según el tipo de material

Campo de aplicación	Materiales (ejemplo)	Tipos de banda
Materiales Abrasivos	Cemento, carbón, Coque, tierra, piedra, Granos, granito, grava, Piedra caliza, madera, Escoria, minerales	RO-PLY banda de 2 capas Múltiples capas tipo A, B y BW
Materiales abrasivos Calientes	Alto horno, Clinker, Escoria	Múltiples capas tipo K y N Múltiples capas tipo TCC
Materiales calientes Con aceites	Abono, forrajes, Basura	RO-PLY GWF banda de 2 capas Múltiples capas tipos GW y GWF
Materiales Contenido moderado De aceite	Granos, forrajes, Basura	RO-PLY GWM banda de 2 capas Múltiples capas de tipos GWM y GWS
Alimentos	Pan, chocolate, carne, Pescado	Tipo IWE
Paquetes, transporte Inclinado	Equipaje, paquetes, Sacos	RO-PLY Grip 4 banda de 2 capas Múltiples capas con patrones
Bienes en bulto, Transporte inclinado	Remolacha, carbón, Coque, grava, piedra Caliza, paquetes de Papas, sacos, piedra	Bandas nervadas
Bienes en bulto, Industria maderera	Aserrín	Bandas especiales para la Industria de la madera
Materiales Conteniendo terpene	Aserrín	Múltiples capas tipo GT

Nuestro material a transportar son paquetes de leche, y vemos que para equipaje, paquetes o sacos, podemos elegir entre las bandas de tipo RO-PLY, GRIP 4, banda de 2 capas y múltiples capas con patrones. Para esos tipos de banda, se muestra otra tabla de la compañía Roulunds, en la que se indican pesos y espesores de ciertos materiales para el núcleo o carcasa.

Múltiples capas												
Tipos de banda	EP100	EP125	EP160	EP200	EP250	EP315	EP400	EP500	EP630			
Peso aproximado (kg/m)	1.35	1.5	1.6	1.7	1.9	2	2.5	2.8	3.5			
Espesor aproximado (mm)	0.9	1	1.2	1.3	1.4	1.6	1.8	2.2	2.6			
Tipos de cobertura	A	B	BW	K	N	TCC	GW	GWF	GWM	GWS	GT	IWE

Peso aproximado (kg/m)	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.11	1.11	1.23	1.16	1.18	1.18	1.36
------------------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

2-PLY con STIFLEX										
Tipos de banda	RO-PLY						RO-PLY GWF		GWM 250/2 3+1	RO-PLY Grip 4
	200/2 2+1	250/2 3+1	315/2 3+1	400/2 5+1.5	400/2 5+1.5	630/2 5+1.5	250/2, 3+1	400/2, 3+1		
Peso aprox. (kg/m) [Wb]	6.8	8.4	8.6	9.1	11.7	13.4	9.3	10	8.6	4.5
Espesor aprox. (mm) [tb]	5.2	6.6	6.8	7.3	9.8	10.5	7	7.5	6.8	5.5

Y como resultado de la observación, podemos suponer una carcasa de tipo EP100, Ro-play o multicapa.

En seguida, se procede a determinar los espesores de las cubiertas superior e inferior, y para ello necesitamos el valor del factor de recorrido $30V/L$, en donde V es igual a la velocidad de diseño de la banda, y L la longitud de trayectoria de la banda, parámetros que previamente se establecieron:

$$\text{factor de recorrido} = \frac{30 * V}{L} = \frac{30(0.1 \text{ m/s})}{7 \text{ m}} = 0.428$$

Los espesores se consultan con la siguiente tabla, en la sección de materiales moderadamente abrasivos, columna de 200 y más (ya que la dimensión mayor de nuestro material supera los 200 mm), se resuelve que el espesor de cada cubierta es de 5 mm, ya que el valor del factor de recorrido oscila entre 0.33 y 0.50.

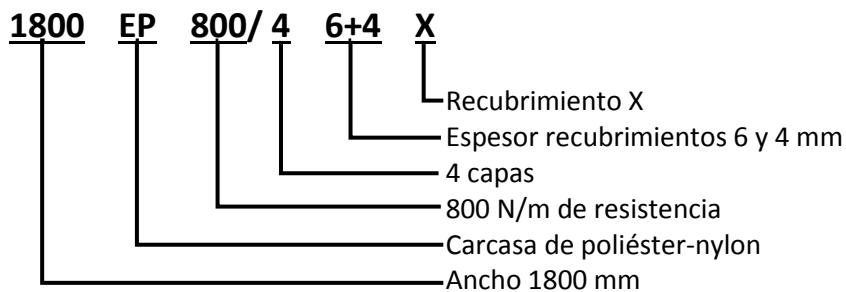
Valores recomendados de espesor de cobertura

$\frac{30 * V}{L}$	Tipo De Cubierta	Materiales Ligeramente Abrasivos		Materiales Moderadamente Abrasivos				Materiales Muy abrasivos				Materiales súper abrasivos			
		Tamaño (mm)		Tamaño (mm)				Tamaño (mm)				Tamaño (mm)			
		0 A	10 A	0 A	10 A	50 A	200 Y	0 A	10 A	50 A	200 Y	0 A	10 A	50 A	200 Y
0.25	A,B	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	4	5	1.5	3	5	6.5
	BW	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	5	5.5	1.5	3	5	6.5
0.33	A,B	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	4	5	1.5	3	5	6.5
	BW	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	5	5.5	1.5	3	5	6.5
0.5	A,B	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	4	5	1.5	3	5	6.5
	BW	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	5	5.5	1.5	3.5	5	8
0.67	A,B	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	5	5.5	1.5	3	5	7

	BW	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	5	6.5	1.5	3.5	6.5	8
1	A,B	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	5	6.5	1.5	3	6.5	8
	BW	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	6.5	8	2.5	5	8	
1.25	A,B	1.5	2.5	1.5	3	4	5	1.5	3	5.5	8	2.5	4	7	8
	BW	1.5	2.5	1.5	3	5	7	1.5	4	8		3	5.5	8	
1.67	A,B	1.5	2.5	1.5	3	5	6.5	2.5	4	6.5	8	3	5.5	8	8
	BW	1.5	2.5	1.5	3	6.5		3	5.5	8		5	8		
2.5	A,B	1.5	2.5	1.5	3	6.5	8	3	6.5	8	8	4	8	8	8
	BW	1.5	2.5	2.5	5	8		5	8			5.5			
5	A,B	1.5	3	3	6.5	8	8	5.5	7	8	8	8	8	8	8
	BW	2.5	5	5				8				8			

Teniendo entonces los espesores de las cubiertas y los posibles tipos de material de la carcasa, procedemos a establecer una nomenclatura adecuada para describir la banda a utilizar en el diseño.

La denominación completa de una banda textil, incluirá la definición del ancho en mm, tipo de carcasa, espesores de recubrimientos y la letra identificativa de la calidad de las capas de cubierta, por ejemplo:



La nomenclatura de la banda, a suposición, puede quedar de la siguiente manera:

350 EP100/2 5+5 Z

La letra Z, es la calidad mínima que se necesita para el diseño con tensión unitaria (T_u) de 14.35 N/mm previamente calculado, y las letras EP denominan a una carcasa (comúnmente usada) de poliéster-poliamida.

Calidad de los recubrimientos, normalizados, según la norma DIN 22102:

LETRA DISTINTIVA	ROTURA (N/mm ²)	ALARGAMIENTO ROTURA %
W	18	400

X	25	450
Y	20	400
Z	15	350

Suponiendo que no es necesario tener más de 2 capas de recubrimiento para la carcasa.

4.8.- Sugerencia de selección del reductor en base a la potencia

En esta parte se determina el tipo de reductor que se adapte al diseño de la banda transportadora, la cual tiene una velocidad para el eje motriz de 7 rev/min.

Para ello se consulta un catálogo de reductores de la empresa R. A. I. S. A., una empresa dedicada a la fabricación de los mismos.

Se toma en cuenta la potencia teórica = 0.48684 hp y la potencia del motor = 0.6738 hp, ambas previamente calculadas en la sección 4.3.3, se realizan los pasos descritos en el catálogo de reductores R. A. I. S. A. para determinar el reductor que se asemeja a las condiciones de operación.

Primero, se selecciona el factor de servicio adecuado para el tipo de trabajo a realizar.

	Con Motor Eléctrico		
Ocasionales ½ hora	0.9	1	1.25
Intermitente 2 horas	1	1.25	1.5
Hasta 10 horas	1.25	1.5	1.75
Hasta 24 horas	1.5	1.75	2

Para casos en donde se tengan frecuentes paradas y arranques (10 arranques por hora), se utiliza la tabla de arriba, ya que la máquina previa a la banda transportadora tiende a parar frecuentemente por actividades de ajuste, mantenimiento y reinicios; además de que se espera un rango de tiempo (de 30 minutos a 1 hora) para envasar otro tipo de producto.

Cada columna de factores de la tabla anterior se clasifica con base al grado de protección con el que operará el reductor.

En la primera columna de factores de la tabla se refiere a un grado de protección uniforme, la segunda columna a un grado de protección con choque moderado, y la tercera, aun grado de protección con choque pesado.

Las restricciones para elegir el factor de servicio son entonces: para paradas intermitentes de 2 horas y con choque moderado, datos que ubican un factor de servicio F. S. de 1.25.

Segundo. Se calcula la potencia requerida del reductor, es decir, la potencia de entrada, mediante el factor de servicio:

$$F. S. \times P_m = \text{Potencia del reductor}$$

F. S. = Factor de seguridad

P_m = Potencia del motor (en hp)

$$\text{Potencia del reductor} = (1.25) (0.6738 \text{ hp}) = 0.8422 \text{ hp}$$

Tercero. Se calcula la relación del reductor, con las velocidades de entrada y de salida. Es decir, la velocidad de entrada suministrada por el motor, y la velocidad de salida deseada para el diseño. Suponiendo un motor de 1750 rpm para una velocidad deseada de 7 rpm, se tiene:

$$\text{Relación de velocidad} = \frac{\text{Velocidad de entrada}}{\text{Velocidad de salida}} = \frac{1750 \text{ rpm}}{7 \text{ rpm}} = 250$$

La reducción es entonces de 250:1, se toma como reducción nominal al valor de 250 para continuar la búsqueda de un modelo adecuado, el cual puede ser HUGS-102, HUGSA-102 o HUGSV-102.

HUGS-102, HUGSA-102 y HUGSV-102

Reducción nominal	Descripción de La capacidad	Velocidad de entrada		
		1750	1150	870
75	Pot. Entrada en HP	2.76	1.95	1.55
	Pot. Salida HP	2.25	1.55	1.22
	Pot. Salida Kg-cm	6889	7500	7743
	Vel. Salida RPM	23.3	15.3	11.6
100	Pot. Entrada en HP	2.12	1.5	1.18
	Pot. Salida HP	1.65	1.14	0.88
	Pot. Salida Kg-cm	7050	7547	7788
	Vel. Salida RPM	17.5	11.5	8.7
125	Pot. Entrada en HP	1.78	1.25	0.99
	Pot. Salida HP	1.35	0.92	0.72
	Pot. Salida Kg-cm	7120	7420	7558
	Vel. Salida RPM	14	9.2	7
150	Pot. Entrada en HP	1.68	1.17	0.95
	Pot. Salida HP	1.2	0.8	0.63
	Pot. Salida Kg-cm	7616	7962	8124

	Vel. Salida RPM	11.7	7.7	5.8
160	Pot. Entrada en HP	1.53	1.1	0.87
	Pot. Salida HP	1.04	0.72	0.55
	Pot. Salida Kg-cm	7085	7478	7662
	Vel. Salida RPM	10.9	7.2	5.4
180	Pot. Entrada en HP	1.15	0.83	0.66
	Pot. Salida HP	0.74	0.51	0.4
	Pot. Salida Kg-cm	5608	5954	6127
	Vel. Salida RPM	9.7	6.4	4.8
200	Pot. Entrada en HP	1.28	0.92	0.72
	Pot. Salida HP	0.85	0.59	0.45
	Pot. Salida Kg-cm	7304	7616	7766
	Vel. Salida RPM	8.8	5.8	4.4
→ 250	Pot. Entrada en HP	1	0.71	0.55
	Pot. Salida HP	0.64	0.43	0.33
	Pot. Salida Kg-cm	6739	6993	7108
	Vel. Salida RPM	7	4.6	3.5
280	Pot. Entrada en HP	0.86	0.61	0.49
	Pot. Salida HP	0.49	0.33	0.25
	Pot. Salida Kg-cm	5781	6070	6208
	Vel. Salida RPM	6.3	4.1	3.1

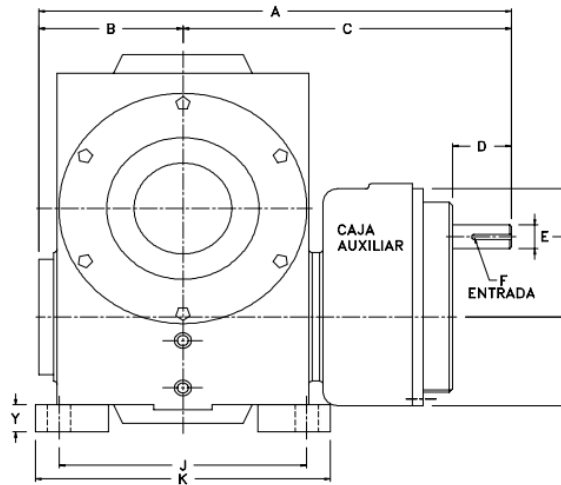
El reductor con valores más cercanos a los requerimientos necesarios para la banda transportadora es el que está señalado con la flecha, para la búsqueda del reductor se tenía la potencia de entrada de 0.8422 hp, y la salida de 0.6738 hp; en cuanto a la selección, en cambio, se tiene una entrada de 1 hp y una salida de 0.64 hp, con una velocidad de entrada de 1750 rpm y una salida de 7 rpm.

Esta consideración es una adaptación empírica necesaria, ya que en el taller del área de mantenimiento de la empresa Lácteos de Chiapas S. A. se cuenta con un motor de 1 hp de potencia con una velocidad de 1750 rpm, lo cual representa una variable acertada para la elección de tal reductor.

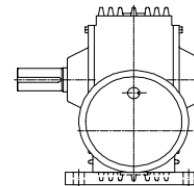
A continuación, se muestra un plano de las dimensiones de un reductor HUGS.



HUGS



SALIDA
IZQUIERDA



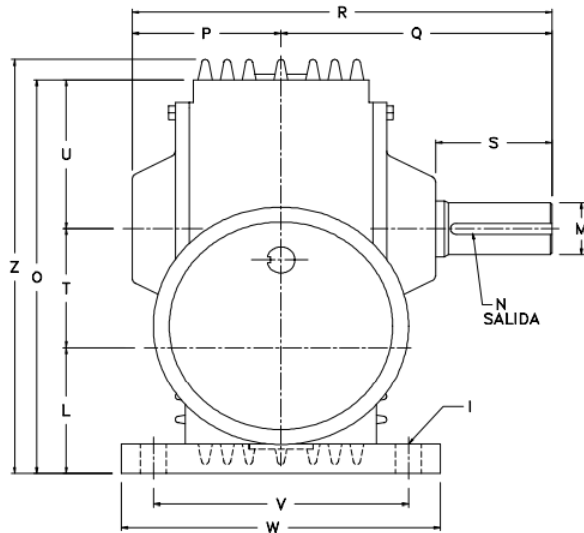
MOD.	PESO	CAP	MAT
76	26	2.25	Aluminio
90	35		Aluminio
102	42		Aluminio

MOD.	A	B	C	D	E (¢)	F (Cuñero)	G	H	X	J	K	L	Y
76	14 1/8 358.78	4 3/8 111.13	9 3/4 247.65	1 7/16 36.51	0.750 19.05	3/16x3/32x1-1/4	1 19/32 40.48	2 11/64 55.17	2 47/64 69.45	7 177.80	9 1/8 231.78	3 3/16 80.96	3/4 19.1
90	15 381.00	4 5/8 117.48	10 3/8 263.53	2 50.80	0.750 19.05	3/16x3/32x1-15/16	2 1/8 53.98	2 1/2 63.50	2 7/8 73.03	7 3/4 196.85	9 1/4 234.95	3 3/8 85.73	1 25.4
102	16 7/32 411.96	4 15/16 125.41	11 9/32 286.54	2 1/32 51.59	0.875 22.23	3/16x3/32x1-3/8	1 49/64 44.85	2 61/64 75.01	3 9/32 83.34	8 1/2 215.90	10 1/8 257.18	4 1/4 107.95	1 25.4

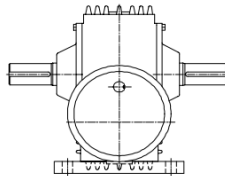
Las dimensiones están dadas en pulgadas (en la parte superior) y en milímetros (en la parte inferior).

En cuanto la masa de las partes, está dada en kilogramos, y la capacidad en litros.

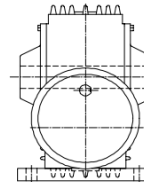
HUGS



DOBLE SALIDA



SALIDA HUECA



MOD.	T	U	O	P	Q	R	M (ϕ)	N (Cuñero)	S	V	W	I	Z
76	3 76.20	3 5/8 92.08	9 13/16 249.24	4 101.60	6 13/16 173.04	10 13/16 274.64	1.125 28.58	1/4x1/8x2-3/8	2 9/16 65.09	6 152.40	7 1/4 184.15	4-ϕ17/32	10 15/16 277.81
90	3 1/2 88.90	4 3/8 111.13	11 1/4 285.75	4 5/16 109.54	7 1/8 180.98	11 7/16 290.51	1.500 38.10	3/8x3/16x2-15/16	3 1/8 79.38	6 3/4 171.45	8 1/4 209.55	4-ϕ21/32	12 304.80
102	4 101.6	5 11/16 144.46	13 1/4 336.55	4 21/32 118.27	8 1/2 215.90	13 5/32 334.17	1.750 44.45	3/8x3/16x3-7/16	3 21/32 92.87	8 203.20	10 254.00	4-ϕ13/16	13 15/16 354.01

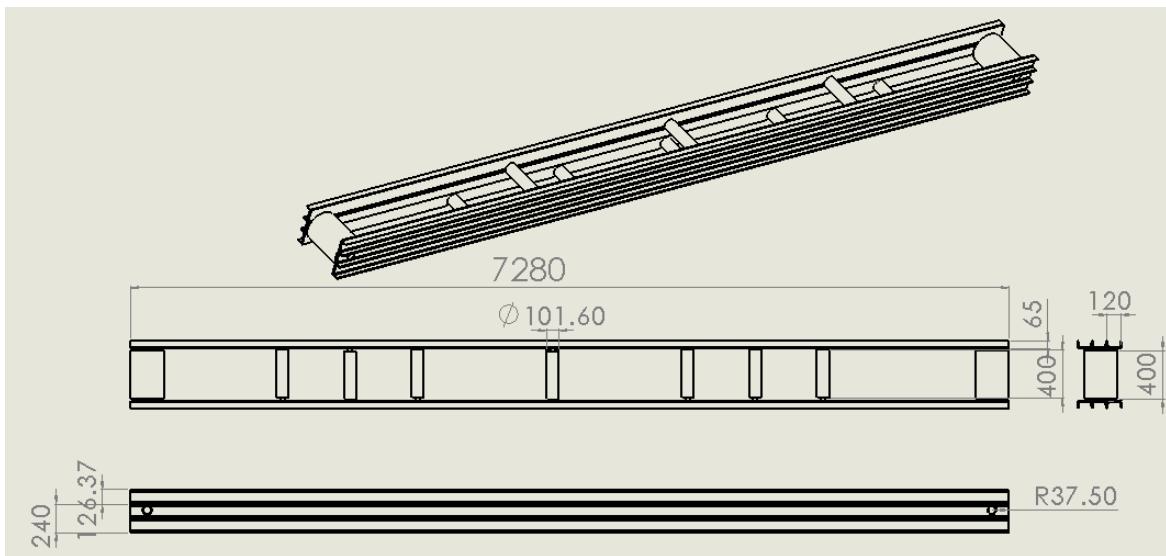
Las dimensiones están dadas en pulgadas (en la parte superior) y en milímetros (en la parte inferior).

4.9.- Simulación

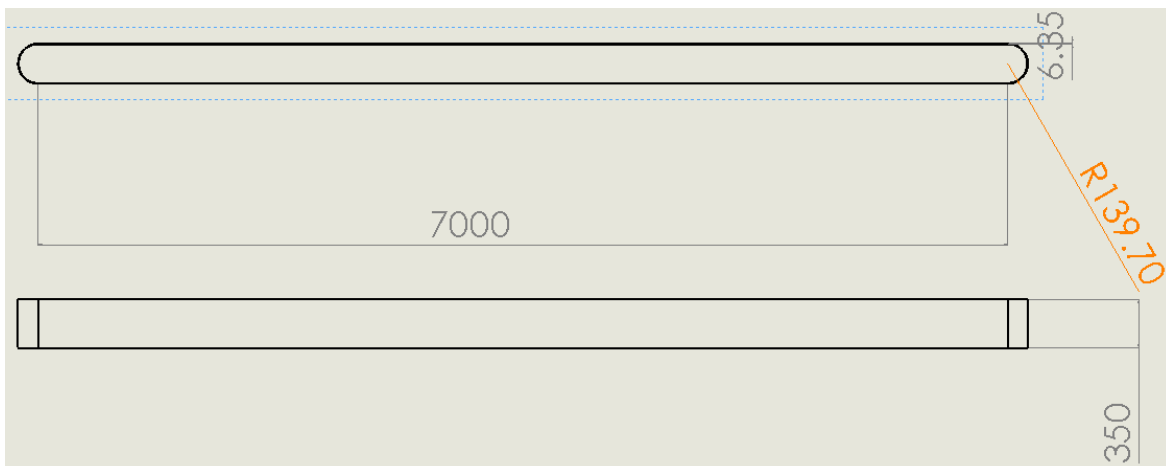
La simulación del diseño de la banda transportadora se realizó en un programa de diseño asistido, llamado CAD Solidworks.

En esta sección se presenta una serie de bocetos (con dimensiones en mm) en los que se describen algunas medidas de los elementos más relevantes de la banda transportadora diseñada.

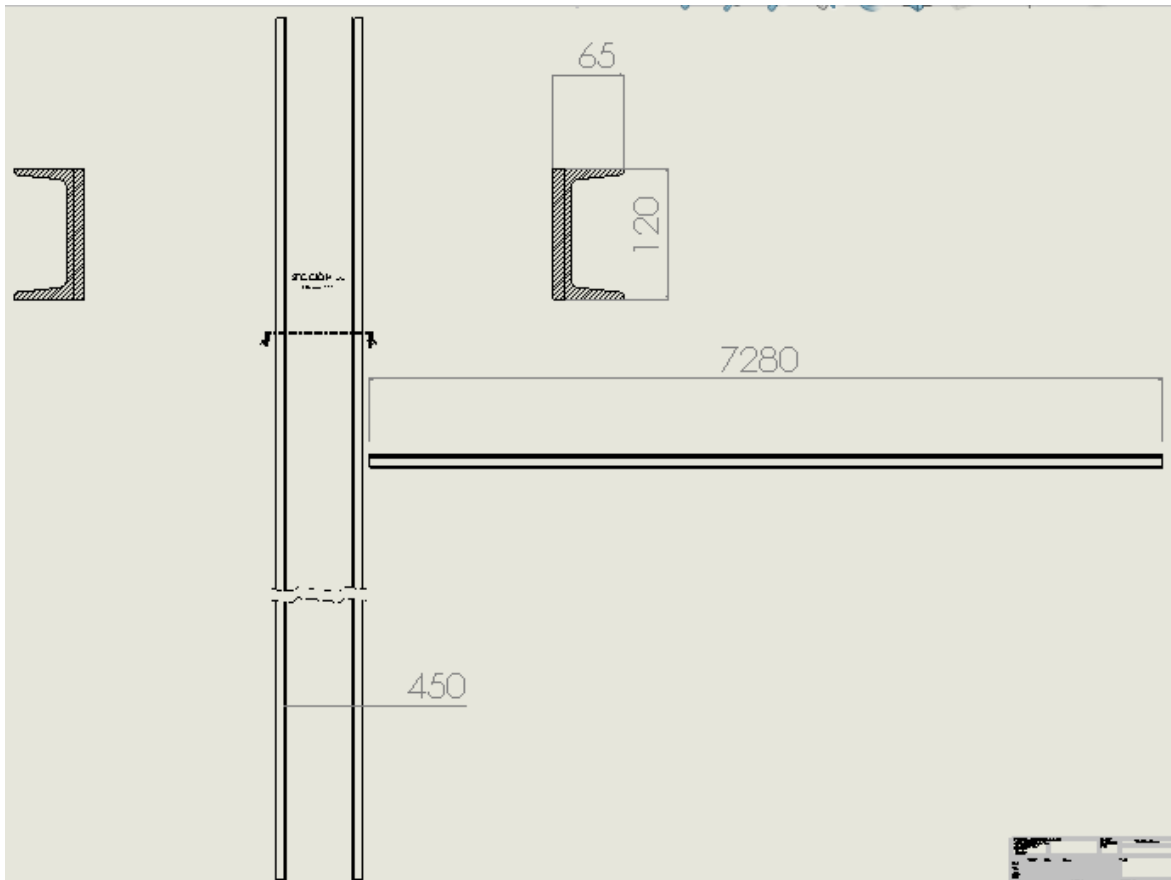
A continuación podemos observar el ensamble agrandes rasgos, de los componentes previamente diseñados de la banda transportadora sin el material de la cinta



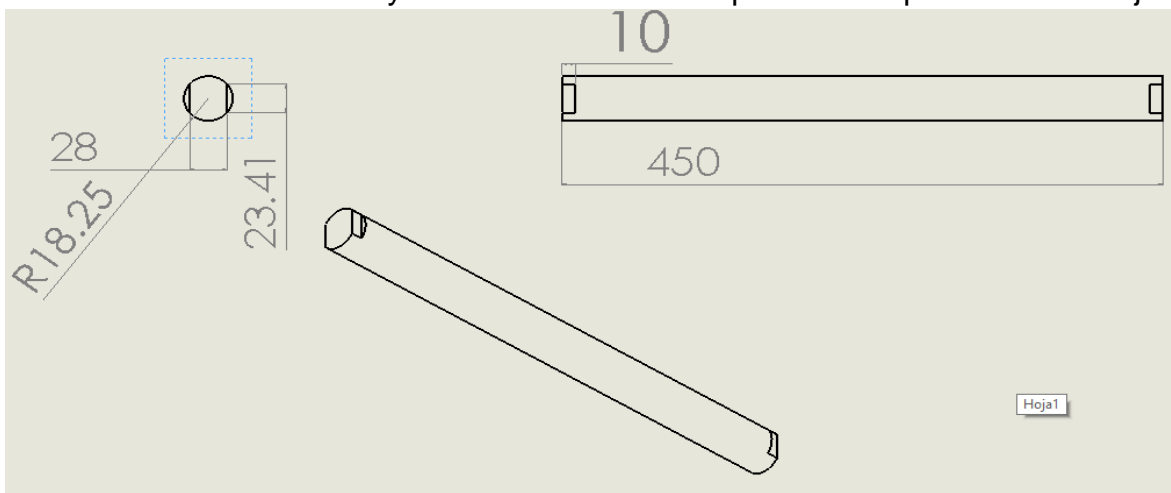
En la siguiente figura se muestra el dibujo de las dimensiones de la banda, como su espesor (supuesto), el ancho y el radio de enrollamiento al tambor.



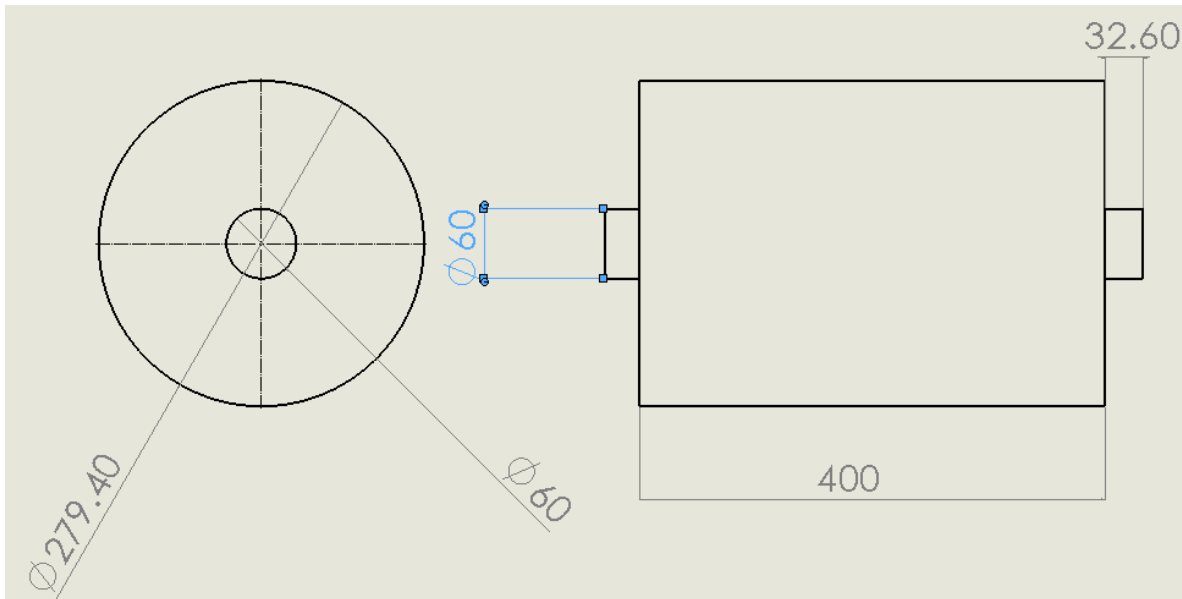
En el cuadro siguiente se representa uno de los 3 pares de solera y su respectivo perfil que se utilizó para el ensamblaje



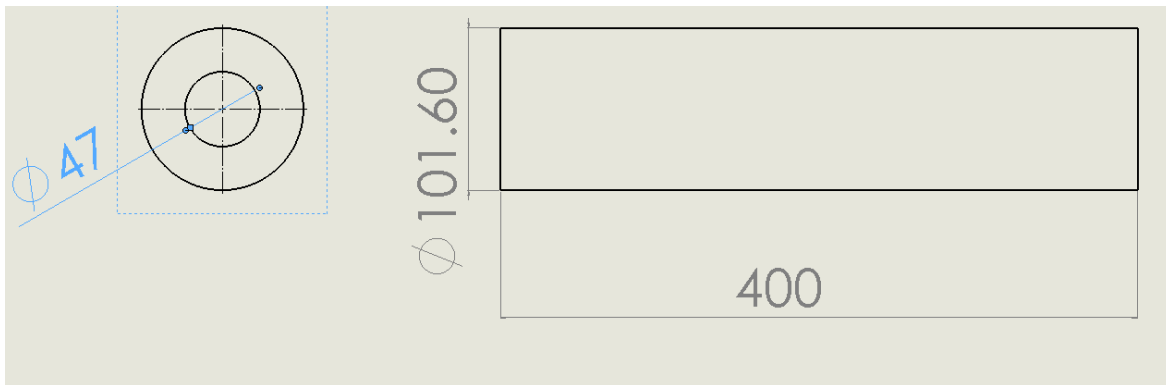
Para los ejes de los rodillos de soporte e inferiores se diseñó el siguiente eje con un perfil particular en los extremos, con el fin de que se anclen a las tapas laterales de las soleras y hacer que queden fijos.



Abajo, las dimensiones del tambor motriz junto con el eje motriz, con un diámetro adaptado al rodamiento que se utilizó para el ensamblaje (especificado más adelante) y la parte saliente del mismo.

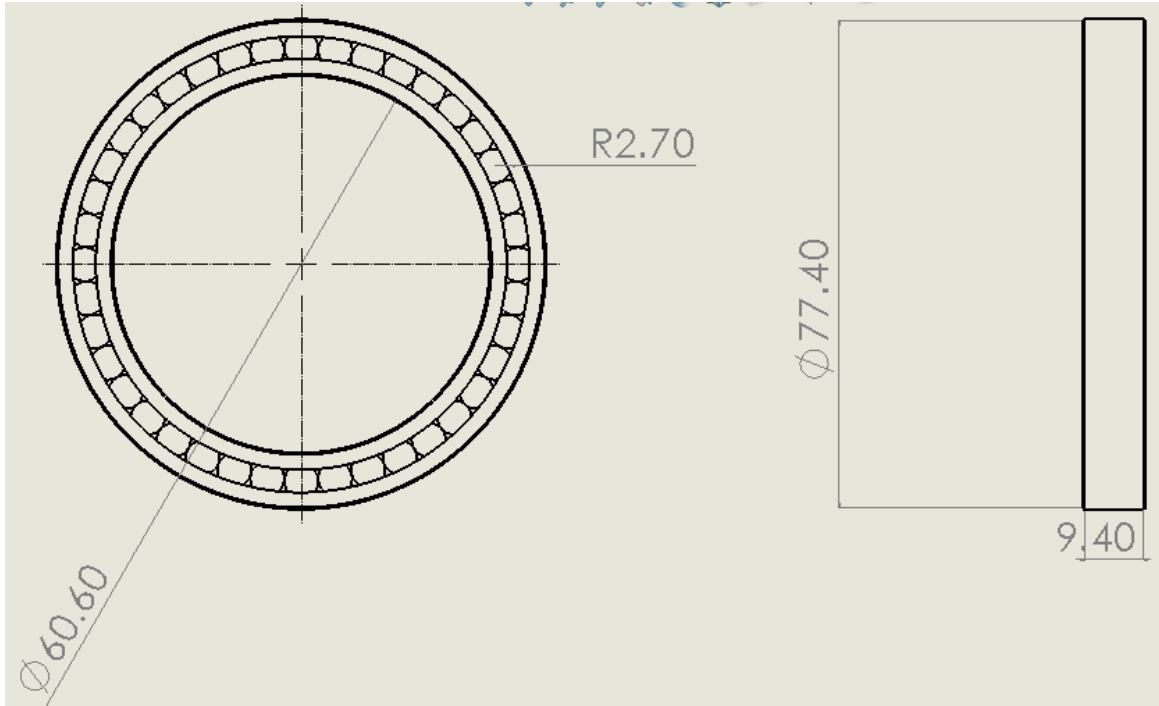


En el siguiente cuadro se puede observar el dimensionamiento de cada rodillo, con diámetro interno adaptable al tipo de rodamiento (para el eje de cada rodillo) que se detallará más adelante.

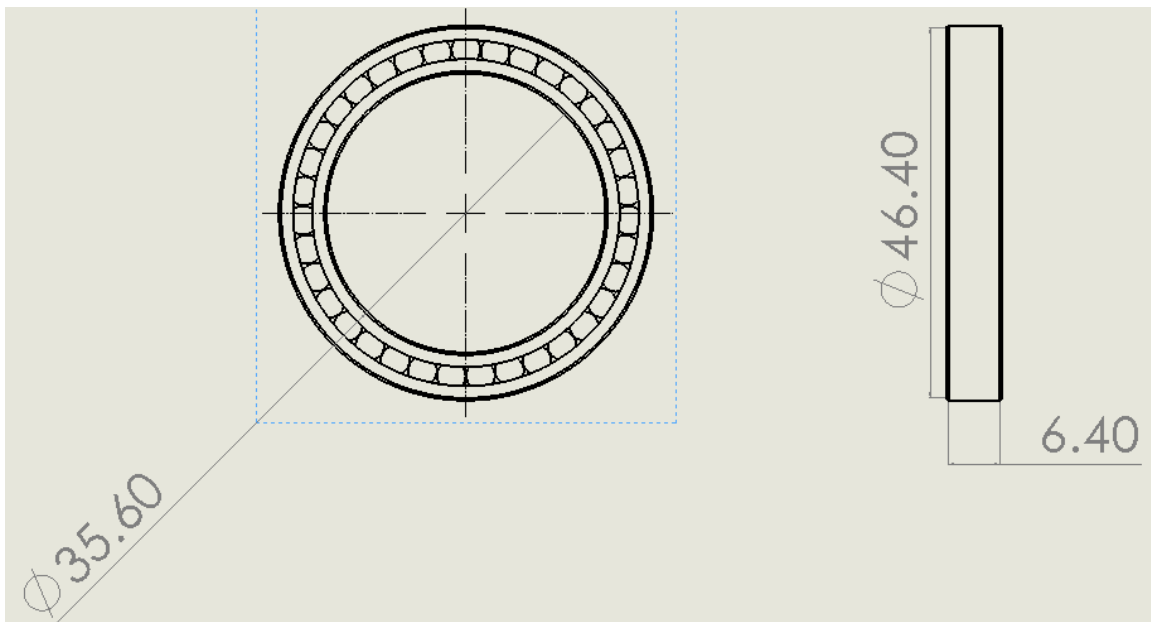


A continuación, se presentan los dibujos de los rodamientos de bolas, el primero para el eje motriz (y eje inducido en ensamblaje), y el segundo para cada eje de soporte de los rodillos superiores e inferiores.

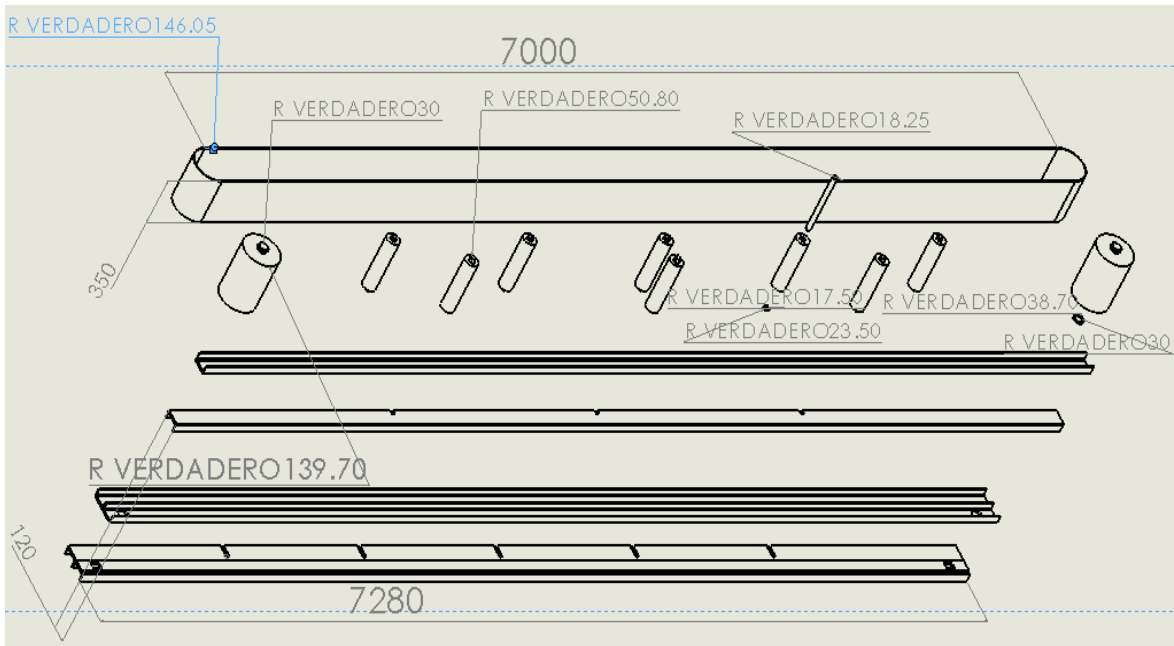
Rodamiento para el eje motriz.



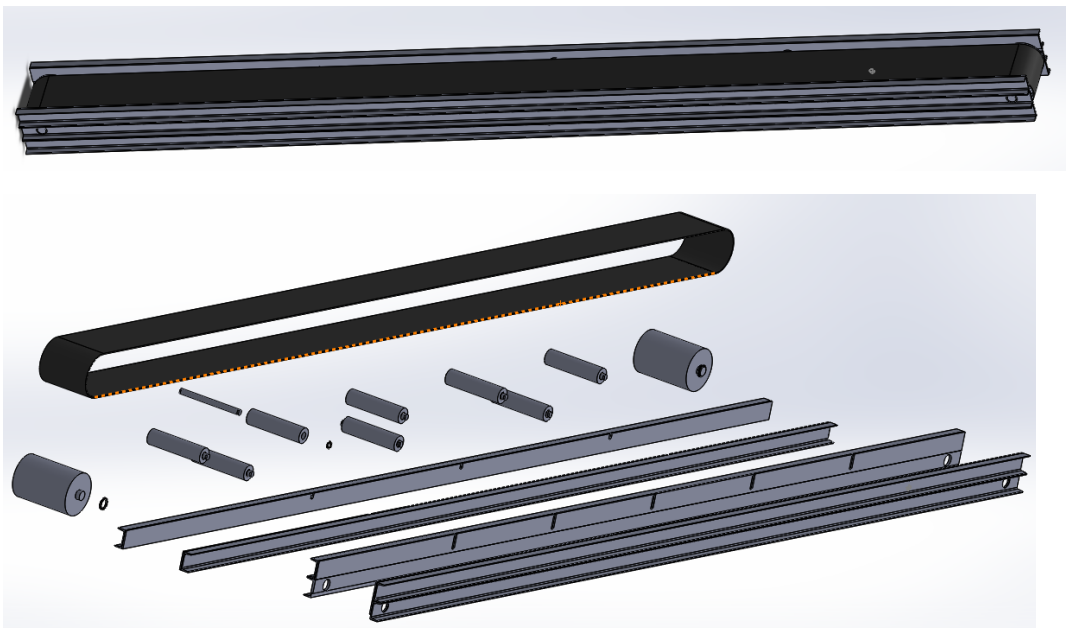
Rodamiento para el eje de soporte y rodillos.



Finalmente, la vista explosionada del ensamble se presenta de la siguiente manera:



Vistas del ensamble final en CAD Solidworks.



4.10.- Actividades de mantenimiento más comunes.

Previo al arranque del equipo

- Revisión de rodillos de carga y de retorno (que se encuentren lubricados y libres de polvo y residuos).
- Verificación de interruptores principales de voltaje
- Tambor motriz libre de basura y residuos pequeños
- Chequeo y limpieza de cinta
- Checar nivel de aceite de motorreductor
- Control de tensión que proporcione el contrapeso (tensor)

Durante la operación

- Supervisar la alineación de la banda.
- Observación de la trayectoria y recorrido de la banda y de los rodillos.
- Determinar la velocidad, mediante un variador de frecuencia para el motor.
- Monitoreo de la carga, para ver que no exceda el peso de transporte requerido.

Por daños de la banda

- Se identifica la sección dañada y se evalúan las causas
- Se interrumpe totalmente la fuente de alimentación de la panda transportadora.
- Se limpia el área de trabajo después de realizar la reparación o sustitución de la banda.
- Se tensiona la banda para su regreso al funcionamiento normal.
- Prueba de la banda sin transporte de material y posteriormente con transporte de material.

Conclusiones

Las bandas transportadoras son de gran importancia para la producción industrial, la documentación para el diseño de una banda con aplicaciones específicas es compleja si se requiere para trabajos especiales. En ocasiones hay diseños para trabajos sencillos y sometidos a condiciones normales de trabajo, siendo estos una buena opción para su implementación en la industria de procesos, sobre todo en la parte final de fabricación de algún producto por ejemplo, como lazo entre la parte final de producción y la parte inicial del proceso de almacenamiento.

Los materiales empleados en la construcción de una banda transportadora en base a un diseño, depende mucho del presupuesto que cuenta una empresa para un proyecto y de su factibilidad, así como del costo beneficio que conlleva realizarlo.

La empresa Lácteos de Chiapas S. A. dedicada al procesamiento de lácteos, es una empresa chiapaneca que tiene en su constitución una planta susceptible a mejoras y a la implementación de innovaciones tecnológicas, y representa una oportunidad de desarrollar los conocimientos tecnológicos para procesos productivos, generalmente en automatizar y controlar procedimientos de producción.

Referencias bibliográficas

Puente, J Sánchez (1999). Diseño de un transportador de carga. Recuperado de <http://eprints.uanl.mx/7742/1/1020135197.PDF>

Díaz, S. Duarte (2016). CEMA (Belt Conveyors for Bulk Materials). Fliphtml5. Recuperado de: <http://fliphtml5.com/ucie/wbqd/basic/51-100>

Hinojosa Ruíz, Heber Rodrigo; Camacho B., Federico (2002). Software de diseño para transportadores de banda. DSpace en ESPOL. Recuperado de: <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/4477/1/6997.pdf>

Bandas transportadoras. www.femos.com.ar. Recuperado de: http://www.femos.com.ar/sitio/subidas/files/femos/10_Bandas%20Transportadores%20Serie%20Pesada/Bandas%20Transportadores%20Serie%20Pesada.pdf

(2013). Reductores de velocidad. Reductores RAISA. Recuperado de: http://www.femos.com.ar/sitio/subidas/files/femos/10_Bandas%20Transportadores%20Serie%20Pesada/Bandas%20Transportadores%20Serie%20Pesada.pdf