



**Universidad de Pinar del Río**

**Facultad de Ciencias Técnicas.**

**Departamento de Mecánica.**



**Título:** Diseño del transportador de banda para la gravilla, de la cantera Lagunillas.

**Autor:** Anddy Lorenzo Valdés.

Ing. Yasiel Rodríguez Trujillo.

MSc. Ariel Eladio Gonzalez Dorta



## **RESUMEN**

El presente trabajo de diploma está enfocado en la necesidad de desarrollar una metodología de diseño de un transportador de banda dada la necesidad de la construcción de una cantera de áridos para la construcción. En este se reflejan los pasos que fueron necesarios para realizar dicho diseño, el cual facilita la información técnica necesaria para construir el transportador de banda para la gravilla, que forma parte de la producción en la Cantera de Lagunillas del municipio San Juan y Martínez.

Para cumplir el objetivo de esta tarea se determinaron los parámetros necesarios a utilizar en el mismo, dado así como la selección del moto-reductor. Incluyendo una valoración económica, se demuestra que resulta factible el trabajo realizado, ya que es más costoso adquirir el transportador en el mercado internacional. Se tiene en cuenta el impacto medioambiental. Así como se establece un régimen de mantenimiento de dicho transportador.

Palabras Calves:

Moto-reductor, transportador de banda

## **SUMMARY**

This diploma work is focused on the need to develop a methodology for designing a conveyor band given the need to build a gravel quarry for construction. This reflects the steps that were necessary to complete this design, which provides the technical information needed to build the conveyor belt for gravel, part of the production in the quarry Lagunillas municipality San Juan y Martinez. To meet the objective of this task required parameters were determined using the same, as well as the selection of the gear motor. Including an economic assessment, we show that it is feasible to work, as it is more expensive to acquire the carrier on the international market. It takes into account the environmental impact. Just as a maintenance regimen of said carrier is established.

Key Word:

Gear motor, belt conveyor.

## ÍNDICE

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO 1: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>3</b>
1.1. El principio de funcionamiento del transportador de banda. ....	3
1.2. Características de los transportadores de bandas.....	5
1.3. Aplicación de los equipos de transporte industrial. ....	7
1.4. Aplicación. ....	8
1.5. Ventajas del transportador de banda. ....	8
1.6. Materiales a Utilizar. ....	9
1.7. Lubricantes y Mantenimiento. ....	9
1.8. Partes componentes de los transportadores de banda.....	9
1.9. Reductor de velocidad. ....	10
1.10. Metodología a seguir para el diseño del transportador de banda. ....	11
1.11. Metodología a seguir para el cálculo de la transmisión por cadena..	12
1.12. Selección del Moto-reductor. ....	13
1.13. Diseño de los árboles de las tamboras.. ....	14
1.13.1. Materiales recomendados para la fabricación de estos elementos.....	14
1.13.2. Tipos de roturas y deterioros en árboles.....	15
1.13.3. Cálculo de comprobación de la longitud de la chaveta. ....	16
1.14. Cojinetes de rodamiento. ....	16

1.14.1. Clasifican los cojinetes de rodamiento. ....	16
1.14.2. Materiales empleados para la fabricación de los cojinetes de rodamiento. ....	17
1.14.3. Tipos de deterioros que pueden presentarse en los cojinetes de rodamiento. ....	17
1.14.4. Causas de los deterioros.....	18
<b>CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS. ....</b>	<b>19</b>
2.1. Metodología de cálculo del transportador de bandas. ....	19
2.1.1. Determinación de las dimensiones principales. ....	19
2.1.2. Comprobación de la posibilidad de transportación.....	20
2.1.3. Selección de los rodillos superiores. ....	20
2.1.4. Determinación del ancho de banda mínimo necesario. ....	20
2.1.5. Comprobar la banda para los valores del tamaño representativo de partículas según las expresiones: ....	21
2.1.6. Normalizar el valor del ancho de banda. ....	21
2.1.7. Recalcular la velocidad. ....	21
2.1.8. El periodo de la banda .....	21
2.1.9. Determinación de los pesos lineales.....	22
2.1.10. Resistencia en los sectores de carga.....	23
2.1.11. Distribución de tensiones. ....	23
2.1.12. Cálculo de la fuerza necesaria en el atesador. ....	25
2.1.13. Determinación del tiraje efectivo y la potencia. ....	25
2.1.14. Dimensiones de las tambores. ....	26

2.1.15. Comprobación de la resistencia de la banda. ....	26
2.1.16. Comprobación de la tambora motriz a la presión específica de la banda. ....	28
2.1.17. Selección de la transmisión.....	28
2.3. Metodología de cálculo para la transmisión por cadenas. ....	29
2.3.1 Seleccionar el tipo de cadena. ....	29
2.3.2. Determinación de los números de dientes $Z_1$ y $Z_2$ .....	29
2.3.3. Determinación del valor del paso necesario.....	30
2.3.4. Determinar la velocidad en la circunferencia primitiva de la cadena. ....	30
2.3.5. Determinar la fuerza periférica. ....	30
2.3.6. Presión real en las articulaciones.....	31
2.3.7. Determinación de la distancia interaxial. ....	31
2.3.8. Cálculo del número de eslabones de la cadena y su longitud. ....	31
2.3.9. Recalcular la distancia interaxial. ....	31
2.4. Cálculo de las ruedas. ....	31
2.4.1. Diámetro primitivo. ....	31
2.4.2. Diámetro interior.....	31
2.4.3. Diámetro exterior.....	32
2.5. Selección del moto-reductor para el transportador. ....	32
2.6. Metodología del diseño de los árboles. ....	32
2.6.1. Cálculo del árbol conductor.....	32

2.7. Cojinetes de rodamiento.....	33
2.7.1. Seleccionar el tiempo de vida útil.....	33
2.7.2. Cálculo del valor de $L^p$ para un rodamiento en la práctica. ...	34
2.7.3. Cálculo de la Capacidad de Carga dinámica tentativa.....	34
2.7.4. Seleccionar rodamiento.....	34
2.7.5. Calcular la relación $\frac{Fa}{Co}$ para determinar el valor del coeficiente (e).....	34
2.7.7. Calcular el valor de la carga radial equivalente:.....	34
2.7.8. Calcular la capacidad de carga dinámica efectiva para dicho rodamiento. ....	34
2.7.9. Comparar la $C_{cat}$ con $C_{efect}$ .....	35
<b>CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS. ....</b>	<b>36</b>
3.1. Cálculo del transportador de banda.....	36
3.1.1. Determinación de las dimensiones principales .....	36
3.1.2. Comprobación de la posibilidad de transportación.....	36
3.1.3. Selección de los rodillos superiores.....	36
3.1.4. Determinación del ancho de banda mínimo necesario. ....	37
3.1.5. Comprobar la banda. ....	37
3.1.6. Normalizar el valor del ancho de banda.....	37
3.1.7. Recalcular la velocidad. ....	37
3.7.8. El periodo de la banda. ....	37
3.1.9. Determinación de los pesos lineales.....	37



3.1.10. Distribución de tensiones. ....	38
3.1.11. Cálculo de la fuerza necesaria en el atensador. ....	40
3.1.12. Determinación del tiraje efectivo y la potencia. ....	40
3.1.13. Selección del motor.....	40
3.1.14. Dimensiones de las tambores. ....	40
3.1.15. Comprobación de la resistencia de la banda. ....	41
3.1.16. Comprobación de la tambora motriz a la presión específica de la banda. ....	42
3.1.17. Selección de la transmisión.....	42
3.2. Cálculo de la transmisión por cadenas. ....	42
3.2.1. Selección del número de dientes. ....	42
3.2.2. Determinación del valor del paso necesario.....	43
3.2.3. Velocidad en la circunferencia primitiva de la cadena.....	43
3.2.4. Determinar la fuerza periférica. ....	44
3.2.5. Presión real en las articulaciones.....	44
3.2.6. Determinación de la distancia interaxial. ....	44
3.2.7. Cálculo del número de eslabones de la cadena y su longitud. ....	44
3.2.8. Recalcular la distancia interaxial. ....	44
3.3 Cálculo de las ruedas. ....	45
3.3.1. Cálculo del piñón.....	45
3.3.2. Cálculo de la rueda. ....	45

3.4. Metodología de diseño de los árboles. ....	45
3.4.1. Cálculo del árbol conductor.....	45
3.4.2. Cálculo del árbol conducido. ....	50
3.5. Cojinetes de rodamiento. ....	53
3.5.1. Seleccionar el tiempo de vida útil. ....	54
3.5.2. Cálculo del valor de $L^p$ para un rodamiento en la práctica. ...	54
3.5.3. Cálculo de la Capacidad de Carga dinámica tentativa. ....	54
3.5.4. Seleccionar por Tabla 21. Anexo 1 un rodamiento con.....	54
3.5.5. Calcular la relación $\frac{Fa}{Co}$ para determinar el valor del coeficiente (e).....	54
3.5.6. Comparar $\frac{Fa}{Fr}$ con (e) para seleccionar los valores de los coeficientes x, y del cálculo dinámico. ....	55
3.5.7. Calcular el valor de la carga radial equivalente:.....	55
3.5.8. Calcular la capacidad de carga dinámica efectiva para dicho rodamiento. ....	55
3.5.9. Comparar la $C_{cat}$ con $C_{efect}$ .....	55
3.6. Política de Mantenimiento.....	56
3.6. Valoración económica.....	59
3.6.1. Como costo directo tenemos:.....	60
3.6.2. Como costo indirecto tenemos:.....	61
3.7. Valoración medio ambiental.....	63
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>64</b>

<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>65</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>66</b>
<b>ANEXO 1: Tablas de los transportadores de banda.....</b>	<b>68</b>
DATOS DE LOS MOTO REDUCTORES ALMACÉN. ....	68
TABLA 2. Propiedades físico - mecánicas de los materiales a granel. ....	70
TABLA 3. Codificación de los materiales a granel. ....	73
TABLA 4. Espesores recomendados para la cubierta superior $\delta_1$ . ....	74
TABLA 5. Espesor Recomendado Para La Cubierta Inferior Mm $\Delta_2$ .....	75
TABLA 5.1. Características de las cubiertas.....	76
TABLA 6. Resistencia a la tracción de las bandas $K_t$ n/cm capa.....	77
TABLA 7. Valores del coeficiente de seguridad k. ....	78
TABLA 8. Valores del coeficiente de unión $k_u$ .....	78
TABLA 9. Anchos de banda normalizados. ....	78
TABLA 10. Peso aproximado de los rodillos.....	79
TABLA 11. Separación máxima de los rodillos superiores en mm. ....	80
TABLA 12. Dimensiones del atesador de tornillo.....	81
TABLA 13. Valores del coeficiente k.....	83
TABLA 14. Parámetros de las tambores.....	83
TABLA 15. Valores Del Coeficiente De Tracción En Una Transmisión Banda Tambora e $\mu^\alpha$ .....	85
TABLA 16. Valores del Factor $C_1$ .....	86
TABLA 17. Velocidad máxima recomendada para la banda en m/s.....	86

TABLA 18. Factor De Resistencia Al Movimiento Para Rodillos Con Cojinetes De Rodamiento $w'$ .....	87
TABLA 19. Datos de los moto reductores en el Almacén. ....	87
TABLA 20. Valores de la relación C/P en función de $L_h$ y $n$ .....	88
TABLA 21. Rodamiento rígido de bola.....	89
TABLA 22. Tabla para chavetas [Norma Cubana 16-59].....	90
<b>ANEXO 2.....</b>	<b>91</b>
2.1 Planta De Áridos La Lagunilla.....	91
2.2. Plano De Ensamble Del Transportador. ....	92
2.3. Plano del Soporte. ....	93
2.4. Plano del árbol conductor. ....	94
2.5. Plano del árbol conducido.....	95
2.6. Plano del piñón. ....	96
2.7. Plano de la rueda.....	97

## INTRODUCCIÓN

Los transportadores son muy comunes y de vital importancia en procesos de producción, ya que estos disminuyen el esfuerzo de trabajo y eleva la eficiencia del proceso de producción. Estos dispositivos de transporte poseen una amplia gama de aplicaciones. Los transportadores de bandas forman parte de esta familia, los cuales a través del moto-reductor el cual producen el impulso del movimiento a una velocidad ajustada, esto contribuye a un correcto funcionamiento de la misma.

La empresa de Materiales de Construcción y Montaje Industrial de la provincia de Pinar del Río necesita diseñar un transportador de banda para el traslado de la gravilla desde la zaranda hasta la torva, el cual se pondrá en funcionamiento en la cantera de Lagunilla, pero no dispone de la información técnica requerida para lo mismo.

Se propondrá y analizará todos los elementos y componentes que posee dicho transportador así como su mantenimiento. Se llevara a cabo un análisis económico y el impacto medio ambiental.

### Diseño de Investigación

**Problema:** La carencia de un transportador de banda, contribuye de forma negativa en la productividad de la cantera Lagunilla, por lo que se requiere desarrollar una propuesta de diseño para la fabricación del transportador de banda.

**Objeto:** Diseño del Transportador de banda.

**Campo de acción:** Las metodologías de diseño del transportador de banda.

**Objetivo:** Realizar el diseño del transportador de banda, con el fin de utilizarlo en la producción de la cantera Lagunilla.

**Hipótesis:** El análisis de los materiales a utilizar, dimensiones, resistencia de sus elementos componentes y sus condiciones de explotación, permitirán el diseño del transportador de banda y su posterior explotación en la cantera Lagunillas.

**Tareas a ejecutar:**

- 1- Búsqueda bibliográfica relacionada con el tema.
- 2- Metodología de cálculo del transportador de banda.
- 3- Selección del moto-reductor de velocidad.
- 4- Metodología de cálculo de la transmisión por cadena.
- 5- Diseño de los árboles.
- 6- Política del mantenimiento.
- 7- Valoración medio ambiental.
- 8- Valoración económica.

## **CAPÍTULO 1: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA**

### **1.1. El principio de funcionamiento del transportador de banda.**

Los transportadores de banda son comúnmente utilizados para transportar objetos que tienen una superficie de fondo irregular, pequeños objetos que puedan caerse de entre rodillos o bolsas con producto que pueda atorarse entre los rodillos. Los transportadores de banda son contruidos generalmente de la misma forma: con un marco metálico y con rodillos en los extremos de cada transportador sobre una cama metálica. En aplicaciones donde el producto es demasiado pesado, la cama metálica es sustituida por rodillos. Los rodillos permiten que los objetos sean transportados reduciendo la fricción generada sobre la banda. Los transportadores de banda pueden ser fabricados con secciones curvas. Estos sistemas de transportadores de banda son comúnmente utilizados en oficinas postales o en los aeropuertos para manejo del equipaje de pasajero.

Un transportador de banda (fig. 1) consta en general de dos tambores, una de ellas motriz (1) y la otra de cola (2), unidas entre sí por una banda (3), la cual se mantiene en tensión por un sistema de atensado (4). Para evitar que se produzca una flecha grande en la banda, esta se apoya sobre rodillos de apoyo (5), en la rama cargada (6) y en la descargada, los están sujetos a la estructura (7) del transportador. El movimiento de la banda es impartido a través de la tambora motriz, por el sistema de la transmisión (8). La figura 2 muestra el esquema del moto-reductor.

La carga se coloca sobre la banda mediante una tolva alimentadora (9) que suministra constantemente material al transportador. La descarga se efectúa a través de un canal (10) que dirige el material a la salida del transportador. Existen dispositivos que permiten la descarga intermedia.

El transportador puede tener también tambores deflectoras (11), para cambiar el sentido del órgano de tracción por necesidades constructivas, y limpiadores que pueden ser externos e internos.

En algunos casos (fig. 2) la banda en vez de estar apoyada sobre rodillos está apoyada sobre una guía fija (14), solución que se usa preferentemente para la transportación de bultos. **(Oriol Guerra, J. M. (1993). Conferencias de Máquinas Transportadoras. La Habana. Félix Valera)**

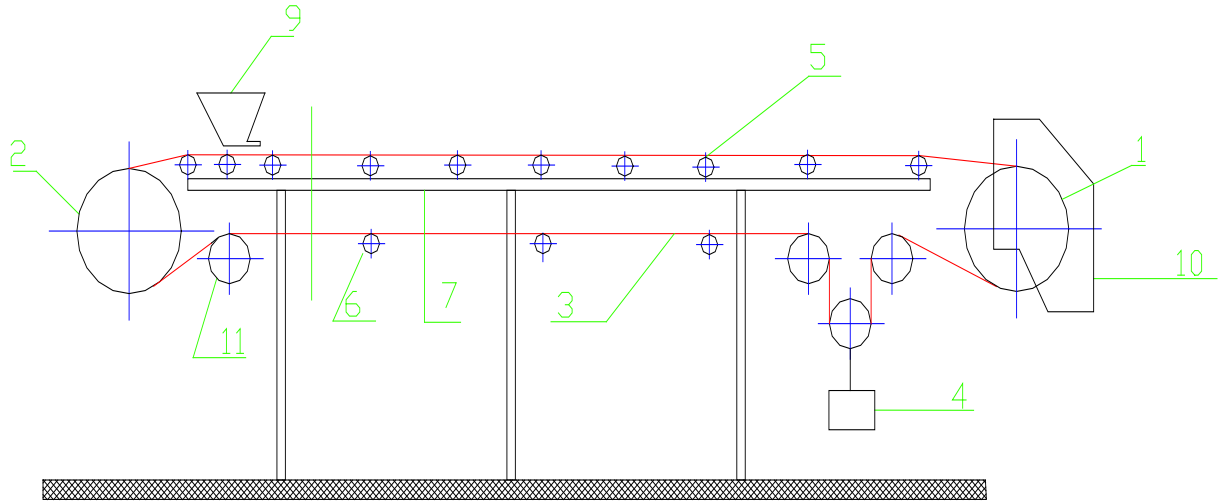


Figura 1. Esquema del transportador de banda.

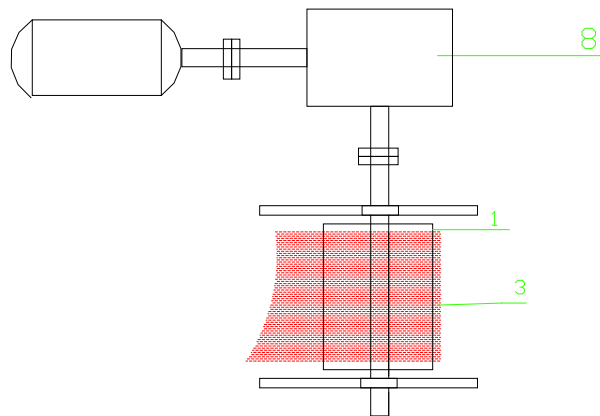
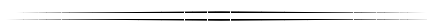


Figura 1.a. Esquema del moto-reductor.





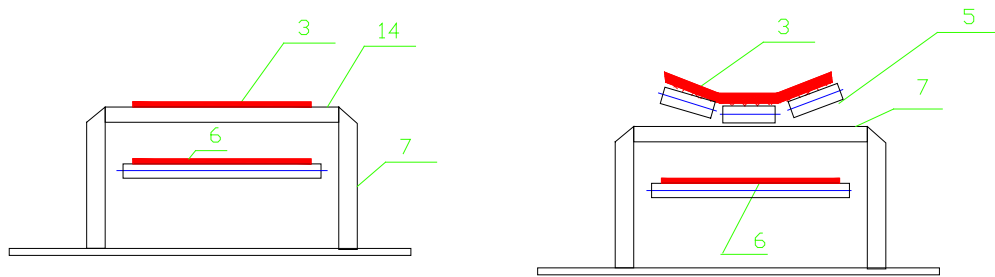


Figura 2. Esquema de los tipos de apoyos de la banda

## 1.2. Características de los transportadores de bandas.

- **Variedad en la manipulación de materiales:** El transportador de banda es efectivo en la transportación de una gran variedad de materiales a granel, los cuales pueden ser livianos o pesados, secos o húmedos, polvorientos o en grandes terrones. Se pueden transportar también materiales corrosivos y abrasivos, muchos tipos de bultos y hasta objetos cuya manipulación es delicada, ya que la transportación se efectúa de una forma uniforme y suave.
- **Rango amplio de capacidades:** Debido a los diferentes anchos de banda, la diversidad de materiales que se pueden transportar y la variedad de velocidades en que se opera el transportador de banda, hace que el rango de capacidades sea desde alguno hasta miles de kilo newton por hora.
- **Rango amplio de longitudes de transportación:** El transportador de banda es efectivo tanto para longitudes de pocos metros como para grandes distancia y un solo transportador puede llegar a cubrir 4 ó 5 Km. Si los transportadores de banda se colocan en serie, las distancias a cubrir serian ilimitadas. Actualmente existen instalaciones con transportadores de banda que cubren distancias mayores de 15 km, un

ejemplo es el transportador que lleva el mineral de las minas de Pinares de Mayarí a la planta procesadora.

- **Posibilidad de descarga de material en varios puntos:** Un transportador de banda puede realizar la descarga del material al final de su trayectoria pero también, con la utilización de carros de desvío y cuchillas desviadoras se logra realizar descargas intermedias.
- **Estructura liviana:** Debido a las velocidades en que se opera el transportador de banda, el peso lineal de la carga es bajo en comparación con la capacidad manipulada, lo que permita que la estructura sea simple y liviana.
- **Trazas horizontales e inclinadas:** Por el principio de funcionamiento, la traza en un transportador de banda se encuentra siempre en el plano vertical.
- **Desgaste mínimo y fácil mantenimiento:** Debido a que no existe movimiento relativo entre el material y la banda y, además, el material no está en contacto con el resto de las partes móviles del transportador, el desgaste es mínimo. El mantenimiento de la instalación normalmente consiste en una lubricación periódica, a las partes móviles del transportador, incluyendo el sistema propulsor.
- **Poco consumo de energía:** El transportador de banda es el que consume menos potencia por tonelada de material manipulado, principalmente por la característica mencionada en el punto anterior.

A las características explicadas se puede añadir que el funcionamiento de los transportadores de banda es muy uniforme y silencioso y, además, su construcción y montaje es simple comparado con otros transportadores. **(Oriol Guerra, J. M. (1993). Conferencias de Máquinas Transportadoras. La Habana. Félix Valera)**

### **1.3. Aplicación de los equipos de transporte industrial.**

En los últimos años, los equipos transportadores se han desarrollado considerablemente y se han destacado por ser un medio de transporte muy económico.

En casi todas las industrias, los equipos transportadores sirven para una gran variedad de propósitos, además tienen una amplia utilización en otras aplicaciones comerciales y de servicios. Estos equipos permiten el transporte con un flujo uniforme de una operación a otra, además, efectúa muchas otras funciones tales como distribuir el material, carga a granel y llenado de contenedores.

Su función principal es garantizar la continuidad de las operaciones teniendo en cuenta sus características, aplicaciones y tipo.

**([http://www.QuimiNet.com/ transportadores industriales.html](http://www.QuimiNet.com/transportadores_industriales.html))**

#### **Máquinas de Transporte Continuo:**

- Instalaciones Neumáticas.
- Instalaciones Hidráulicas.
- Transportadores.

#### **Transportadores:**

##### **1. Con órgano de tracción Flexible:**

- Banda.
- Tablillas.
- Rastrillo.
- Cangilones.
- Bandejas.
- Aéreo.
- Elevadores de Cangilones.
- Elevadores de Bandejas.

##### **2. No Flexibles:**

- Sin Fin.
- Rodillos.
- Vibrantes.
- Oscilantes.

#### **1.4. Aplicación.**

Los transportadores son utilizados como componentes en la distribución automatizada y almacenamiento. En combinación con manejo equipos computarizados que permiten que se realice eficientemente el almacenamiento, manufactura y distribución de materiales en la industria. Es considerado además como un sistema que minimiza el trabajo que permite que grandes volúmenes sean movidos rápidamente a través de procesos, permitiendo a las empresas embarcar o recibir volúmenes más altos con espacios de almacenamiento menores con un menor gasto.

#### **1.5. Ventajas del transportador de banda.**

El transportador de banda es el transportador más difundido dentro de las máquinas de transporte continuo para la transportación de materiales a granel y por piezas en la industria, en la construcción, agricultura y otros.

El elemento principal de un transportador de banda es la banda sinfín flexible. Según los rodillos a utilizar la banda puede tener forma plana o acanalada. El ramal superior cargado y el inferior vacío son suspendidos por medio de rodillos. El movimiento le es suministrado por medio del tambor motriz el cual es puesto en movimiento por medio del motor y reductor. El tensado constante de la banda se garantiza por el dispositivo de tensado. La carga es depositada en la banda por medio del dispositivo de carga y se descarga por el tambor motriz o en el intermedio por medio de dispositivos especiales.

La productividad de un transportador de banda con velocidad de 5 – 8 m/s y ancho de 2400 – 3000mm puede alcanzar hasta 20000 – 25000 T/h. La

longitud de transportadores de banda horizontales con bandas de alta resistencia alcanza de 5 – 10 km.

### **1.6. Materiales a Utilizar.**

- Estructura soporte metálica (Aceros estructurales).
- La cinta o banda, normalmente de goma.
- Aceros para los árboles de las tambora: Aceros cementables.
- Aceros para los cojinetes de rodamientos: Acero cromado, acero al cromo níquel.

### **1.7. Lubricantes y Mantenimiento.**

- \* Se utilizan lubricantes líquidos y semisólidos.
- Limpieza de todas las partes componentes del equipo.
- Inspección y revisión de todos los elementos de la máquina.
- Ajuste del mecanismo.
- Nos apoyaremos para dar una clasificación del mantenimiento en los grupos selectivos directivo y generales.

### **1.8. Partes componentes de los transportadores de banda.**

Rodillos de apoyo: La función principal es sostener la banda, para que la flecha de esta no sea mayor de lo permisible. Uso, para la manipulación de gráneles.

Los rodillos se clasifican en:

- Según su aplicación (ubicación en la traza):
  - Superiores (soportan la rama cargada) (planos y acanalados).
  - Inferiores (soportan las descargadas) (plano).

\*Los rodillos superiores planos se emplean en la transportación de cargas en bulto y para materiales a granel que tengan un ángulo de reposo superior a 30° y que la capacidad transportada no sobrepase los 25 m<sup>3</sup>/h o cuando la

descarga es por medio de una cuchilla desviadora. Estos pueden estar compuestos de uno a cinco rodillos, si es por uno son planos y si es por varios son rodillos superiores acanalados. Los apoyos de dos rodillos se usan para anchos de banda de 300 y 400 mm en transportadores móviles. Los de tres rodillos son los más utilizados, los de cinco se emplean para B (1400 mm).

\*Los rodillos inferiores tienen un solo rodillo y siempre son planos.

Según su función:

- Normales (apoyo).
- Especiales (amortiguantes, limpiadores y centrantes).

Los amortiguantes se colocan en la zona de carga, con el objetivo de amortiguar la caída del material sobre la banda. Son pocos usados.

Los limpiadores se colocan en la rama descargada, con el objetivo de desprender las partículas del material que se adhiere a la banda.

Los rodillos centradores se colocan en la rama cargada y descargada, se usan en trazas mayores de 40 m y la separación entre los rodillos centradores es de 20 – 25 m. Su función es evitar que la banda salga de los rodillos de apoyo.

➤ Según su construcción:

- Rígidos {ejes pasantes (más usados), semiejes}.
- Suspensión {ejes flexibles}.

El parámetro fundamental de los rodillos de apoyo es el diámetro, para la selección del mismo se debe tener presente, que el momento de fricción creado al estar en contacto la banda sin carga con el rodillo sea mayor que el momento de fricción en los cojinetes pues de lo contrario la banda se deslizaría sobre el rodillo.

### **1.9. Reductor de velocidad.**

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor (ya sea eléctrico, de explosión u otro) necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria para el buen funcionamiento de la máquina. Además de

esta adaptación de velocidad, se deben contemplar otros factores como la potencia mecánica a transmitir, la potencia térmica, rendimientos mecánicos (estáticos y dinámicos).

Esta adaptación se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados en un cuerpo compacto denominado reductor de velocidad.

#### Usos de los reductores de velocidad:

Los reductores de velocidad se los utiliza para todo tipo de máquinas, aunque sean grandes o pequeñas, las máquinas son el corazón de una industria y para ello se necesita que estas funcionen a la velocidad requerida. Sin los reductores de velocidad o moto reductores las máquinas pueden fallar en su funcionamiento. El gran desarrollo que han tenido los moto-reductores ha ocasionado que las fábricas los utilicen más a menudo, debido a que son más simples y compactos.

Los moto-reductores ocasionan diferentes tipos de beneficios como una regularidad perfecta de la velocidad, como también la potencia, mayor eficiencia en la transmisión, mayor seguridad en la transmisión, mayor rigidez en el montaje y menor tiempo necesario para la instalación.

Gracias a la invención de estos reguladores de velocidad la industria ha crecido mucho y ha logrado mejor calidad y eficacia.

**([http://es.overblog.com/Como\\_funcionan\\_los\\_reductores\\_de\\_velocidad\\_usos\\_y\\_tipos\\_de\\_reductores-1228321783-art164436.html](http://es.overblog.com/Como_funcionan_los_reductores_de_velocidad_usos_y_tipos_de_reductores-1228321783-art164436.html))**

### **1.10. Metodología a seguir para el diseño del transportador de banda.**

El cálculo de los transportadores se realiza de la siguiente forma:

Lo primero que hay que determinar en el diseño de un transportador son los parámetros geométricos y tecnológicos, como: La traza y los tramos las inclinaciones, determinando la inclinación máxima, los puntos de entrega y alimentación del transportador, las condiciones de operación (humedad, temperatura, agresividad del ambiente).

A continuación se determinan las características de los materiales.

Acto seguido se determinan los parámetros fundamentales, es decir, el ángulo admisible de inclinación del transportador, velocidad y el ancho de la banda, espesor de revestimiento, fuerza de tracción, potencia de la transmisión, tensión de la banda, su número de capas, los diámetros de los tambores y rodillos, paso de los rodillos de apoyo, se seleccionan motores eléctricos, reductores. Para obtener estos parámetros debe seguirse una secuencia lógica.



Figura 3. Transportador de banda.

#### **1.11. Metodología a seguir para el cálculo de la transmisión por cadena.**

Debido a no contar con el reductor que garantice los parámetros necesarios en el problema planteado, se hace necesario diseñar una transmisión que nos garantice. En las condiciones de trabajo imperantes de atmósfera polvorienta es preferible una transmisión por correas trapezoidales, pero al contar con un moto-reductor y no un reductor me obliga a ubicar la transmisión a la salida del moto-reductor donde es preferible la transmisión por cadena. Para el diseño de una transmisión por cadenas primeramente se necesita saber sus ventajas e inconvenientes:



**Ventajas:**

- a) Las transmisiones por cadenas han adquirido mayor difusión para potencias de hasta 100 kW.
- b) El coeficiente de rendimiento es elevado.
- c) No existe resbalamiento en la rueda conducida.

**Desventajas:**

- a) Elevado costo.
- b) Son ruidosas.
- c) Su vida útil  $H \leq 3000$  a 5000 hrs.
- d) Se incrementa su desgaste en ambientes abrasivos.

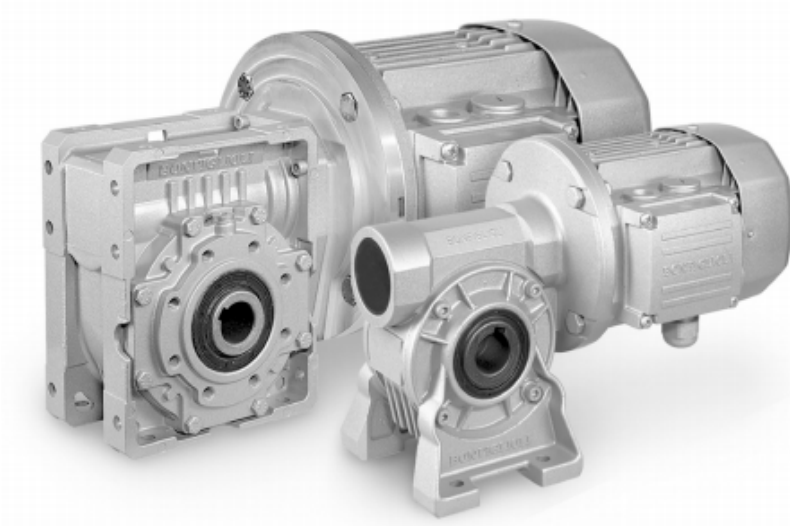


**Figura 4. Cadena de transmisión**

**1.12. Selección del Moto-reductor.**

El motor puede ser elegido por catálogos, pero siempre debe cumplir que su potencia sea igual o algo mayor que la calculada en el paso anterior. En cualquier caso se obtendrán valores de  $N$ , rpm y  $K_a$ , que significan respectivamente el valor de la potencia, velocidad angular y factor de arranque.

Es recomendable preseleccionar dos o tres motores que cumplan la condición de potencia necesaria pero que tengan velocidades angulares distintas.



**Figura 5. Moto-reductor.**

### **1.13. Diseño de los árboles de las tamboras.**

Se denomina árbol al elemento que tiene como función soportar y transmitir el par de torsión a los elementos giratorios de un mecanismo, por lo consiguiente los árboles resultan cargados no solo por los fletores sino también por el par de torsión que tiene lugar en toda la longitud o en algunas secciones del árbol.

#### **1.13.1. Materiales recomendados para la fabricación de estos elementos.**

- Los árboles comunes, se tratan térmicamente: Ac35, Ac45, Ac40x.
- Para árboles de mayor responsabilidad : Ejemplo en máquinas de elaboración, transporte, se utilizan aceros aleados que pueden ser tratados térmicamente (temple y revenido alto o temple con corrientes de alta frecuencia 40XH, 40XH2MA, 30XGT, 30XGCA.
- Árboles que trabajan a muy altas rpm con cojinetes de deslizamiento.
- Aceros cementables: 20X, 18XGT, 12XH3A.

- Aceros nitrurables: 38X2MHOA.

### **1.13.2. Tipos de roturas y deterioros en árboles.**

La causa fundamental de la rotura y deterioro de árboles lo constituye la (FATIGA) motivado esencialmente por:

- Sobrecarga cíclica , por incorrecta valoración por parte del diseñador de magnitudes y carácter de la carga.
- Valoración incorrecta de la influencia de la concentración de tensiones, condicionada por las formas de la pieza (chaflanes, chaveteros, taladros).
- Concentración de tensiones condicionadas por el proceso tecnológico (huellas de maquinado, disminución de holguras indispensables).
- Alteración de las normas técnicas de explotación.

Otra causa puede ser la falta de rigidez como resultado de flexión excesiva, se empeorarán las condiciones de trabajo de cojinetes (al variar la magnitud de la holgura, varia el espesor de la capa de lubricante).

Existen toda una serie de medidas que pueden ser tomadas como soluciones constructivas de este tipo de elemento mecánico, las cuales están dirigidas a:

- Lograr igualdad de resistencia a lo largo de toda la superficie de los mismos.
- Facilitar el maquinado.
- Facilitar el montaje de los elementos que acoplan con ellos, así como de los árboles y ejes en sus mecanismos respectivos.

Sin embargo existen dos aspectos que por su importancia debe tratarse en lo más posible de no ser violados:

- Construir el árbol escalonado de forma tal que los diámetros de las superficies de ajuste posean una dimensión no mayor a un 5% con respecto a la superficie contigua.

### 1.13.3. Cálculo de comprobación de la longitud de la chaveta.

La unión árbol – Cubo que será usada (unión por chaveta) ha adquirido amplia difusión debido a la sencillez y seguridad de la construcción, comodidad en el montaje y desmontaje del conjunto, bajo precio de construcción o costo entre otros factores.

Como inconvenientes de estas uniones pueden mencionarse:

- Reducción de la capacidad portante de los elementos acoplados, condicionado por la disminución de sus secciones a causa de las ranuras, rebajos planos y agujeros para el alojamiento y sujeción de las chavetas, así como provocada por una considerable concentración de tensiones en estas secciones.
- Dificultad de encajar exactamente (concéntricamente) las piezas.

(Drobrovolski, Zablonsky, Mak, Radchick y Erlij “Elementos de máquinas”. ED. Mir. 1976.)

## 1.14. Cojinetes de rodamiento.

### 1.14.1. Clasifican los cojinetes de rodamiento.

Tabla 1.1. Clasificación de los cojinetes de rodamiento.

En función del elemento rodante	De bolas
	De rodillos
Atendiendo al número de	De una hilera

elementos rodantes	De dos hileras
Atendiendo al tipo de carga	Radiales
	Axiales
	Radio axiales

#### **1.14.2. Materiales empleados para la fabricación de los cojinetes de rodamiento.**

- 1) Anillos y cuerpos rodantes:

Acero cromado: Ejemplos  
IIIX15, IIIX15CG.

Acero al cromo níquel: 12X2H4A

Los elementos fabricados con estos materiales se tratan térmicamente hasta alcanzar 60-65 HRc, con rectificado y pulido posterior.

- 2) Jaula: Chapas de acero. (Estampadas).

1-De bronce.

2-De aluminio. (Coladas).

3-Textolita.

#### **1.14.3. Tipos de deterioros que pueden presentarse en los cojinetes de rodamiento.**

- 1) Desgaste abrasivo.
- 2) Deformación plástica.
- 3) Pitting.
- 4) Rotura de los elementos.

#### **1.14.4. Causas de los deterioros.**

- 1) Imprecisiones cometidas durante el montaje.
- 2) Introducción durante el funcionamiento de partículas extrañas en caminos de rodadura y elementos rodantes.
- 3) Deficiente lubricación.
- 4) Introducción de agua.
- 5) Errores de forma y posición en el árbol y alojamiento.
- 6) Paso de la corriente eléctrica y presencia de vibraciones

Los rodamientos aun cuando sean eliminadas todas estas insuficiencias, al igual que cualquier otro elemento mecánico posee un tiempo de vida útil limitado.

En los rodamientos a partir de cierto período de servicio (varios millones de ciclos), aparecerán en las superficies de las pistas de rodaduras de los anillos, orificios alveolares (pitting) que aumentarán su proporción con el número de ciclos de carga, a partir de lo cual el rodamiento comienza a presentar serias deficiencias, hasta que resulta inevitable sacarlo de servicio.

Se puede asegurar que existe una relación entre la vida útil y la carga que es capaz de soportar un cojinete de rodamiento.

**(Drobrovolski, Zablonsky, Mak, Radchick y Erlij. “Elementos de máquinas”. ED. Mir. 1976.  
Reshetov, D.N. - Machine Design. Ed. Mir. 1978.)**

## **CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS.**

### **2.1. Metodología de cálculo del transportador de bandas.**

En los siguientes subepígrafes se darán todos los pasos a seguir para el diseño del transportador de banda.

#### **2.1.1. Determinación de las dimensiones principales.**

##### **Selección de las características del material.**

El material a transportar es gravilla de construcción para la cual hay que definir sus propiedades de acuerdo al análisis de laboratorio o por la **tabla 2. Ver anexo No 1**, Cada material tiene sus características, para nuestro material se recomienda lo siguiente:

**El primer paso es establecer las propiedades del material por las:**

**-Tabla 1. Ver anexo No 1, determinación de la partícula representativa  $a'$ .**

**-Tabla 2. Ver anexo No 1, propiedades físico mecánicas de los materiales a granel.**

**-Tabla 3. Ver anexo No 1, codificación de los materiales a granel.**

**Aquí se obtiene:**

- a) Partícula representativa  $a'$ .
- b) Peso al granel en  $\text{kN/m}^3$ . El cual dividido por la gravedad en  $\text{kN/h}$ .
- c) Ángulo de reposo estático.
- d) Coeficiente de fricción estático entre el material y la goma.
- e) Grado de abrasividad.

Deben además conocerse de antemano la capacidad  $[\text{kN/h}]$  y las condiciones de operación.

Hay también que establecer el ángulo de inclinación del transportador, en este caso para toda la traza, ya que el transportador es de un sólo tramo, este se define por trigonometría.

### 2.1.2. Comprobación de la posibilidad de transportación.

Debe cumplirse que:

$$\beta_{max} > \beta_{mayor} \quad (1)$$

$$\beta_{max} = \rho_0 - \theta_k$$

$$\rho_0 = \arctan \mu_e$$

Donde:

$\mu_e$  – Ángulo de fricción estático entre el material y la banda. **Tabla**

**2. Ver anexo No 1.**

$\theta_k$  – Ángulo de seguridad toma valores de  $7^0$ - $10^0$

$\beta_{mayor}$  - mayor ángulo de inclinación a lo largo de la traza.

### 2.1.3. Selección de los rodillos superiores.

Si la capacidad volumétrica en  $[m^3/h] < 25 \rightarrow$  se toman rodillos planos. Si sobrepasa este valor se recomienda emplear rodillos acanalados.

En la rama inferior se emplearan siempre rodillos planos.

La capacidad volumétrica  $Q_v [m^3/h]$  puede ser calculada como la capacidad  $Q [kN/h]$  multiplicada por el peso del granel  $[kN/m^3]$ .

$$Q_v = \frac{Q}{\delta} \quad (2)$$

### 2.1.4. Determinación del ancho de banda mínimo necesario.

Para rodillos acanalados o en altura donde:

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{160 \cdot \delta \cdot V \cdot [3,6 \cdot C_1 \cdot \tan(0,7 \cdot \phi) + 1]}} \quad (3)$$



Donde:

**Q**- capacidad en [kN/h]

**B**- ancho de banda mínimo en m.

**V**- velocidad de transportación en [m/s]

En la **tabla 17. Ver anexo No 1** se dan recomendaciones de la velocidad para distintos materiales para luego asumir un ancho de banda. Siempre que sea posible se debe escoger el ancho de banda más estrecho para la máxima velocidad recomendada, que será a su vez la velocidad más económica de funcionamiento.

**C<sub>1</sub>**- factor de disminución de capacidad por inclinación del transportador. Este factor aparece en la **tabla 16. Ver anexo No 1**

#### **2.1.5. Comprobar la banda para los valores del tamaño representativo de partículas según las expresiones:**

$$B \geq 3,3 \cdot a' + 200mm \text{ Para materiales clasificados. (4)}$$

Donde:

$a'$  - magnitud característica del material, mm

#### **2.1.6. Normalizar el valor del ancho de banda.**

Nota: Normalizamos por la tabla 9. Ver anexo No 1.

#### **2.1.7. Recalcular la velocidad.**

Para rodillos acanalados:

$$V = \frac{Q}{160 \cdot \delta \cdot B^2 \cdot [3,6 \cdot C_1 \cdot \tan(0,7 \cdot \phi) + 1]} \quad (5)$$

#### **2.1.8. El periodo de la banda**

$$T = \frac{L}{30 \cdot V} \quad (6)$$

Donde:

L- longitud de la traza [m]

V - velocidad de transportación [m/s]

T- período de la banda [min]

### 2.1.9. Determinación de los pesos lineales.

#### a.) De la carga.

$$q = \frac{Q \cdot g}{3,6 \cdot V} \quad [N/m] \quad (7)$$

Donde:

**q** -peso lineal de la carga en N/m.

**Q** -capacidad en ton/h.

**V** -velocidad real calculada m/s.

#### b.) De la banda.

$$q_b = q'_b \cdot B \cdot (\delta \cdot i + \delta_1 + \delta_2) \quad (8)$$

Donde:

**q<sub>b</sub>** - peso lineal de la banda en N/m.

**B** - ancho de la banda en m.

**q<sub>b</sub>'** - peso específico de los hilos interiores de la banda en N/m<sup>2</sup> x mm. Tabla 6. Ver anexo No 1

**δ<sub>1</sub>**- Espesor recomendado para la cubierta superior Tabla 4.Ver anexo No 1.

**δ<sub>2</sub>**- Espesor recomendado para la cubierta inferiro Tabla 5.Ver anexo No 1.

#### c.) De los rodillos superiores.

$$q_{rs} = \frac{G_{rs}}{l_{rs}} \quad [N/m] \quad (9)$$

Donde:

**G<sub>rs</sub>** - peso de una estación de rodillos en. **Tabla 10. Ver anexo No 1** Para ello se necesita la clasificación del material en ligero, medio o pesado.

$L_{rs}$  - distancia [m] entre dos estaciones de rodillos contiguas.

**Tabla 11 Ver anexo No 1**

**d) De los rodillos inferiores:**

$$q_{ri} = \frac{G_{ri}}{l_{ri}} \quad [N/m] \quad (10)$$

Donde:

$G_{ri}$  - peso de una estación de rodillo en la rama inferior **Tabla 10.**

**Ver anexo No 1**, la distancia es el doble de los superiores.

#### 2.1.10. Resistencia en los sectores de carga.

$$W_{1-2} = q' \cdot L \cdot \sin \beta + q'' \cdot L \cdot w' \cos \beta \quad (11)$$

Donde:

$q_b'$  - peso específico de los hilos interiores de la banda en  $N/m^2 \times mm$ . Tabla 6. Ver anexo No 1

$L$  – longitud del tramo.

$\beta$  - ángulo de inclinación de la traza.

$w'$  - condiciones de operación.

#### 2.1.11. Distribución de tensiones.

Para realizar esta distribución se desarrollan los siguientes pasos:

- a) Se numeran los puntos desde 1 hasta  $i$  (1 a la salida e  $i$  a la entrada de la támara motriz).
- b) Se expresa  $S_1$  como un valor desconocido.
- c) Se establece un sistema de ecuaciones que relaciona a  $S_2$  con  $S_1$  a través de las resistencias distribuidas o concentradas que existan entre ellas y se continúa así en todos los puntos hasta llegar a  $S_i$ . Con este procedimiento obtendremos un total de  $i-1$  ecuaciones.
- d) Se obtiene la enésima ecuación aplicando la relación de Euler a las tensiones a la entrada y a la salida de la támara motriz:

$$S_i = S_1 \cdot e^{\mu \cdot a} \quad (12)$$

Donde:

$S_i$  tensión a la entrada de la tambora motriz en N.

$S_1$  tensión a la salida de la tambora motriz en N.

$\mu$  Coeficiente de fricción entre la tambora y la banda.

$\alpha$  Ángulo de contacto entre la banda y la tambora en radianes.

El valor  $e^{\mu \cdot \alpha}$  se halla en la **tabla 15**, y se denomina coeficiente de tracción.

- e) Se comparan todos los valores de tensiones en la traza con el valor de 500N y si varios de ellos son menores de 500N se tomara el menor de todos y se le asignara el valor 500N. A partir de ahí se despejaron todos los demás valores, recalculándolos en el sistema de ecuaciones establecidos en el paso (c).
- f) Se comprobara el valor de tensión mínima en la rama cargada mediante la expresión:

$$S_{minCar} \geq 5(q + q_b) \cdot l_{rs} \quad (13)$$

Donde:

$S_{min car}$  - tensión mínima de la rama cargada en N.

Los significados y las unidades de  $q$ ;  $q_b$  y  $l_{rs}$  han sido explicados anteriormente.

Si no se cumple esta expresión se le asignará a la tensión mínima en la rama cargada el valor calculado a la derecha de la desigualdad y se recalcularán todos los demás valores de tensión despejándolos del sistema de ecuaciones establecidos anteriormente.

- g) Determinación de la capacidad de tiraje

Debe cumplirse que:

$$\frac{S_n}{S_1} \geq e^{\mu \cdot \alpha} \quad (14)$$

Todos los parámetros de esta ecuación y sus unidades respectivas han sido definidos anteriormente.

Si esta ecuación no se cumple significa que el contacto entre la banda y la tambora no es capaz de transmitir el torque necesario. En este caso se recomienda aumentar el coeficiente de fricción (pudiera ser recubriendo la tambora con goma) o bien aumentar el ángulo de contacto mediante la colocación de tensores a la salida de la tambora motriz. En el caso de transportadores muy largos a veces es necesario colocar dos tambores motrices y dos motores.

#### **2.1.12. Cálculo de la fuerza necesaria en el atesador.**

a) Para atesadores de tornillos:

Como estos atesadores se montan siempre acoplados a la tambora de retorno se aplicará la siguiente expresión:

$$W_t = \frac{\{[S_i + S \cdot (i+1)] \cdot 1,1\}}{2} \quad (15)$$

Donde:

$W_t$  - fuerza axial que debe vencer el tornillo del atesador en N.

$S_i$  y  $S (i+1)$  - son las tensiones respectivas a la entrada y a la salida de la tambora de retorno en N.

Esta ecuación se ha dividido por 2 ya que se coloca un tornillo a cada lado de la tambora.

#### **2.1.13. Determinación del tiraje efectivo y la potencia.**

a) Tiraje efectivo. Se aplica la expresión:

$$W_0 = S_4 - S_1 \quad (16)$$

Donde:

$S_4$  – Tensión en la rama de salida.

$S_1$  – Tensión en la rama de entrada.

**b) Potencia.** Se determina por la expresión siguiente:

$$N = \frac{W_0 \cdot V \cdot K_s}{1000 \cdot \eta_t} \quad (17)$$

Donde:

**N** - potencia a seleccionar en el motor en kW.

**V** - velocidad de transportación en m /s

**K<sub>s</sub>** - factor de sobrecarga del motor (se recomienda de 1.2-2)

**η<sub>t</sub>** - Eficiencia general de la transmisión.

#### **2.1.14. Dimensiones de las tambores.**

Deben elegirse los diámetros adecuados de las tambores, motrices de retorno y de desvío, si fuera necesario utilizar esta última.

$$D_t \geq K \cdot i \quad (18)$$

Donde:

**i** - número de capas de la banda.

**K** - factor que depende del tipo de tambora y que aparece de la **tabla 13. Ver anexo1.**

Otras dimensiones para los distintos tipos de tambora aparecen en la **tabla 14. Ver anexo1.**

#### **2.1.15. Comprobación de la resistencia de la banda.**

**a.) Comprobación de la banda en funcionamiento:**

$$i \geq \frac{K \cdot S_{max}}{B \cdot K_t \cdot K_u} \quad (19)$$

Donde:

**i** - número de capas de hilo de la banda.

**K** - factor de seguridad que depende del número de capas y que aparece en la **tabla 7. Ver anexo 1.**

**B** - ancho de la banda en cm.

**K<sub>t</sub>** - resistencia de la banda a la tracción (hilos interiores)

**tabla 6. Ver anexo 1**

**K<sub>u</sub>** - factor de resistencia de la unión **tabla 8. Ver anexo 1.**

**b.) Comprobación en el momento del arranque.**

Esta comprobación se hace para evitar que la banda falle por el tirón que le produce el motor en el momento del arranque. Consta de los siguientes pasos:

**b.1) Determinación de la fuerza dinámica.**

$$S_{din} = S_{imp} - W_0 \quad (20)$$

Donde:

**S<sub>din</sub>** - fuerza dinámica sobre la banda en N.

**S<sub>imp</sub>** - fuerza de impulso que le imprime el motor en la arrancada en N.

$$S_{imp} = \frac{1000 \cdot K_a \cdot N_s \cdot K_m \cdot \eta_t}{V} \quad (21)$$

Donde:

**N<sub>s</sub>** - potencia de selección del motor en kW.

**K<sub>m</sub>** - factor que depende del tipo de acoplamiento

Tabla 2.1. Factor que depende del tipo de acoplamiento

Valor de K <sub>m</sub>	Tipo de acoplamiento
1.3	Flexible
1.8 a 2.0	Rígido

**b.2) Comprobación al arranque.**

Debe cumplirse que:

$$\frac{i \cdot B \cdot K_t \cdot K_u}{S_{max} + S_{din}} \geq 1,5 \quad (22)$$

Donde:

$S_{\max}$  - tensión máxima sobre la banda en N.

#### 2.1.16. Comprobación de la tambora motriz a la presión específica de la banda.

Debe cumplirse:

$$D_{tm} \geq \frac{2 \cdot W_0}{\mu \cdot p_{adm} \cdot B \cdot \alpha} \quad (23)$$

Donde:

$D_{tm}$  - Diámetro de la tambora motriz en m.

$\mu$  - Coeficiente de fricción entre la tambora y la banda **tabla 15**.

**Ver anexo No 1**

$P_{adm}$  - Presión admisible entre la banda y la tambora. Se recomienda valores de 0.11MPa.

$B$  - Ancho de la banda en m

$\alpha$  - Ángulo de contacto entre la banda y la tambora en radianes.

#### 2.1.17. Selección de la transmisión.

Consiste en determinar la relación total de transmisión con vistas a su distribución en los distintos pasos de la misma para los futuros cálculos de diseño. Esta selección se divide en los siguientes pasos:

##### a.) Determinación de la velocidad angular de la tambora motriz.

Se determina por la expresión:

$$n_{tm} = \frac{6000 \cdot V}{\pi \cdot d_{tm}} \quad (24)$$

Donde:

$n_{tm}$ - velocidad angular.

$V$ - velocidad de transportación

$d_{tm}$ - diámetro de la tambora motriz en mm

##### b.) Determinación de la relación total de transmisión $U_t$ .



Esta puede ser calculada por la expresión:

$$U_t = \frac{n_m}{n_{tm}} \quad (25)$$

Donde:

$n_m$  - velocidad angular del motor en rpm

$n_{tm}$  - velocidad angular de la tambora motriz en rpm

### 2.3. Metodología de cálculo para la transmisión por cadenas.

En los siguientes subepígrafes se darán todos los pasos a seguir para el diseño de la transmisión por cadena.

**Tipo de cadena:** Casquillo rodillo, transmisiones por cadenas de carga, velocidad baja.

**Materiales para su contracción:**

Eslabón – acero 40x, temple y revenido 40HRC.

Pasadores y casquillos - 20x, cementación temple 60HRC.

Rodillos - 60x, temple y revenido 50HRC

#### 2.3.1 Seleccionar el tipo de cadena.

a) Con el valor de  $n_1$  y condición  $Z_1 \geq$  se selecciona por la tabla 19,2 Pág. 366 Dobrovolski el paso tentativo  $t_{tentativo}$  con valor de  $n$  más próximo.

b) Se determinan los parámetros de la cadena y el tipo por la tabla 59 Pág. 475 Reshetov.

#### 2.3.2. Determinación de los números de dientes $Z_1$ y $Z_2$ .

$Z_1 \geq 9.0$  Manguito rodillos

$$a) Z_1 = 32 - (2U) \quad (26)$$

Debe tomarse lo menor posible para disminuir dimensiones pero su disminución provoca aumento en ángulo de viraje o

desplazamiento relativo de los eslabones lo que trae consigo cargas dinámicas y aumento del desgaste

$$Z_2 = Z_1 U \quad (27)$$

$$Z_{2_{\max}} \leq 120 \text{ Para cadenas de rodillos}$$

Esto para evitar que la cadena salte de la rueda

**b)** Recalcular con  $Z_1$  y  $Z_2$  el valor de  $U$  y comprobar  $\Delta U \leq 3\%$

### 2.3.3. Determinación del valor del paso necesario.

$$t_{nec} = 28^3 \sqrt{\frac{Mt_1 \cdot K_e}{Z_1 \cdot mr \cdot [p]}} \quad (28)$$

$t_{tent} \geq t_{necesario}$  de no cumplirse aumentar paso ( $t$ ) o número de hileras según convenga.

### 2.3.4. Determinar la velocidad en la circunferencia primitiva de la cadena.

$$V_1 = \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000} \quad [m/s] \quad (29)$$

$$V_1 \leq 12 \text{ m/s rodillos y casquillos}$$

### 2.3.5. Determinar la fuerza periférica.

$$P = \frac{N}{V} \quad (30)$$

$N$  - Potencia → watt

$V$  - Velocidad → m/s

$P$  - Fuerza Periferica → N

### 2.3.6. Presión real en las articulaciones.

$$p = \frac{p \cdot K_e}{F_p \cdot Z_r} \leq [p] \quad (31)$$

### 2.3.7. Determinación de la distancia interaxial.

$$a_{\min} = 1,2 \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + (30 \div 50) \quad [mm] \quad (32)$$

Se recomienda para  $U < 4$  para que el ángulo de contacto en la rueda menor no sea menor de  $120^\circ$  para condiciones normales de trabajo.

$$a = (30 \div 50) \cdot t$$

### 2.3.8. Cálculo del número de eslabones de la cadena y su longitud.

$$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} \quad (33)$$

### 2.3.9. Recalcular la distancia interaxial.

$$a = \frac{t}{4} \left( y - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( y - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2} \right)^2} \quad (34)$$

## 2.4. Cálculo de las ruedas.

### 2.4.1. Diámetro primitivo.

$$D_p = \frac{t_c}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)} \quad (35)$$

Donde:

$t_c$  – Paso de la cadena.

$Z$  – Número de dientes.

### 2.4.2. Diámetro interior.

$$D_i = D_p - d \quad (36)$$

Donde:

$D_p$ – Diámetro primitivo.

### 2.4.3. Diámetro exterior.

$$D_e = t \left( 0,5 + \cot \frac{180}{Z} \right) \quad (37)$$

Donde:

$t_c$ – Paso de la cadena.

$Z$ – Número de dientes.

## 2.5. Selección del moto-reductor para el transportador.

Después de los cálculos del transportador pasamos a la selección de un moto-reductor, lo cual existen tres en el almacén de la empresa. Para seleccionar el reductor adecuado dependemos de la velocidad de dicho transportador y de la potencia de su motor eléctrico.

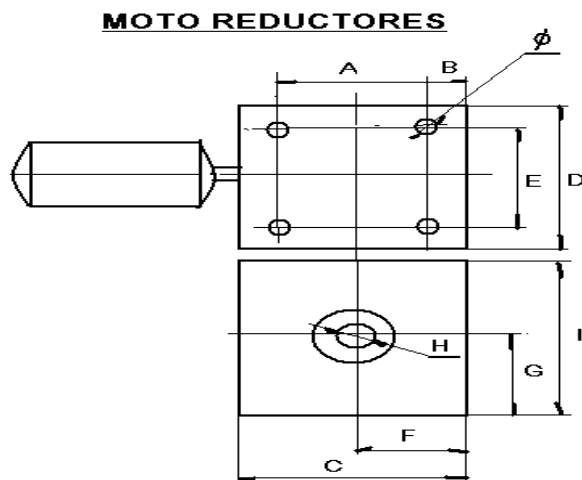


Figura 2.1. Moto-reductor.

## 2.6. Metodología del diseño de los árboles.

### 2.6.1. Cálculo del árbol conductor.

$$M_t \cdot U = M_{t1} \quad (38)$$

Donde:

$U$ - Relación de transmisión.

$M_t$ -Momento torsor a la salida del reductor

### **Cálculo Preliminar**

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot Meq}{[\sigma]}} \quad (39)$$

$$Meq = \sqrt{Mfr^2 + Mtr^2} \quad (40)$$

#### **2.6.1.2. Cálculo de comprobación de la longitud de la chaveta.**

Con el diámetro del árbol vamos a la Norma Cubana 16-52 Tabla 22. Ver Anexo 1, y la seleccionamos el tipo de chaveta. Luego le hacemos el análisis.

#### **2.6.1.3. Análisis de tensión del árbol**

Utilizando el Software Autodesk Inventor 2011 se le realizó a dicho árbol el análisis de tensión en los puntos donde se le aplicarían los esfuerzos. En el capítulo 3 se darán los resultados de dicho análisis. Dando estos los coeficientes de tensión de Von Mises, coeficiente de Seguridad y el desplazamiento.

### **2.7. Cojinetes de rodamiento.**

$$\frac{Fa}{Fr} \leq 0,7 \text{ Rodamiento de bolas} \quad (41)$$

$$\frac{Fa}{Fr} > 0,7 \text{ Rodamiento de rodillos} \quad (42)$$

Fa: Fuerza axial externa.

Fr: Reacción de la carga radial.

#### **2.7.1. Seleccionar el tiempo de vida útil**

$$L^p = \frac{C}{P} \text{ por Tabla 20. Anexo 1.} \quad (43)$$

### 2.7.2. Cálculo del valor de $L^p$ para un rodamiento en la práctica.

$$L^p = \left( \frac{n * 60 * Lh}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Rodamiento de bolas.} \quad (44)$$

### 2.7.3. Cálculo de la Capacidad de Carga dinámica tentativa.

$$C_{tent} = P \cdot L^p \quad (45)$$

Donde:

$$P = F_r$$

### 2.7.4. Seleccionar rodamiento.

Por Tabla 21. Anexo 1

### 2.7.5. Calcular la relación $\frac{Fa}{Co}$ para determinar el valor del coeficiente (e).

$$\frac{Fa}{Co} \Rightarrow \text{Tabla 21. Anexo 1} \quad (46)$$

#### 2.7.5.1. Comparar $\frac{Fa}{Fr}$ con (e) para seleccionar los valores de los coeficientes x, y del cálculo dinámico.

### 2.7.7. Calcular el valor de la carga radial equivalente:

$$P = xFr + yFa \quad (47)$$

### 2.7.8. Calcular la capacidad de carga dinámica efectiva para dicho rodamiento.

$$C_{efect} = L^p \cdot P \quad (48)$$

### 2.7.9. Comparar la $C_{cat}$ con $C_{efect}$

$$C_{cat} \geq C_{efect} \quad (49)$$

Nota: al ser los dos árboles iguales, estos presentan el mismo cojinete de deslizamiento.

## CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.

### 3.1. Cálculo del transportador de banda.

#### DATOS:

Longitud de la traza:  $L=29000$  mm

Altura de la tolva:  $H=8000$  mm

Material: Gravilla de construcción (Hormigón)

Capacidad (productividad) de la planta de molienda:  $Q_v= 30 \text{ m}^3/\text{h}$

#### 3.1.1. Determinación de las dimensiones principales

- a) Partícula representativa  $a' = 5$  mm
- b)  $\delta = 21 \text{ kN/m}^3 \approx 2,14 \text{ m}^3/\text{h}$
- c) Ángulo de reposo estático  $30^\circ$
- d) Coeficiente de fricción estático entre el material y la goma  $\mu_e = 0,7$ .
- e) Grado de abrasividad = C (Medianamente abrasiva)

#### 3.1.2. Comprobación de la posibilidad de transportación.

Debe cumplirse que:  $\beta_{\max} > \beta_{\text{mayor}}$

$$\rho_0 = \arctan \mu_e$$

$$\rho_0 = 35^\circ$$

Nota: Tomando como  $\theta_k = 10^\circ$

$$\beta_{\max} = \rho_0 - \theta_k$$

$$\beta_{\max} = 25^\circ$$

$$\beta_{\text{mayor}} = 14,47^\circ$$

Se Cumple la Condición:  $\beta_{\max} > \beta_{\text{mayor}}$

#### 3.1.3. Selección de los rodillos superiores.

$$Q_v \cdot \delta = Q$$

$$Q = 630 \text{ kN/h}$$



$Q_v = 30 > 25 \therefore$  Se toman rodillos acanalados.

#### 3.1.4. Determinación del ancho de banda mínimo necesario.

$$B \geq \sqrt{\frac{Q}{160 \cdot \delta \cdot V \cdot [3,6 \cdot C_1 \cdot \tan(0,7 \cdot \phi) + 1]}}$$
$$B \geq 0,63 \text{ m}$$

#### 3.1.5. Comprobar la banda.

$$B > 3,3 \cdot a' + 200 \text{ mm}$$

$$B = 630 \text{ mm} \geq 269,3 \text{ mm. Se cumple.}$$

#### 3.1.6. Normalizar el valor del ancho de banda.

$$B_n = 600 \text{ mm}$$

Nota: Se normaliza a 600 mm para obtener una homogeneidad entre todos los transportadores de banda de la planta.

#### 3.1.7. Recalcular la velocidad.

$$V = \frac{Q}{160 \cdot \delta \cdot B^2 \cdot [3,6 \cdot C_1 \cdot \tan(0,7 \cdot \phi) + 1]}$$
$$V = 2,23 \text{ m/s.}$$

#### 3.7.8. El periodo de la banda.

$$T = \frac{L}{30 \cdot V} = 0,43 \text{ min}$$

#### 3.1.9. Determinación de los pesos lineales.

a) Peso lineal de la carga.

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot V} = 78,5 \text{ N/m}$$

b) Peso lineal de la banda.

$$q_b = q'_b \cdot B \cdot (\delta \cdot i + \delta_1 + \delta_2) = 63,48 \text{ N/m}$$

c) De los rodillos superiores.

$$q_{rs} = \frac{G_{rs}}{l_{rs}} = 92,3 \text{ N/m}$$

d) De los rodillos inferiores:

$$q_{ri} = \frac{G_{ri}}{l_{ri}} = 30,8 \text{ N/m}$$

### 3.1.10. Distribución de tensiones.

En los siguientes pasos tenemos resumidos los pasos a seguir de la metodología de cálculo del transportador, para la distribución de tensiones, es decir los pasos más necesarios.

$w' = 0,040$  - Para los rodillos superiores.

$w' = 0,035$  - Para los rodillos inferiores.

$$w_o = (S_e - S_s) + w_{mot}$$

$$w_{mot} = (S_e + S_s)(0,03 \div 0,05)$$

$$S_s = S_1$$

$$S_e = S_4$$

$$S_e > S_s$$

Donde  $S_e$  y  $S_s$  son las tensiones a la entrada y a la salida del *sprocket* motriz respectivamente.

$$q' = q_b = 57.5 \text{ N/m}$$

$$K = 1.07(\alpha = 180^\circ)$$

$$q'' = q_b + q_{rd}$$

$$e^{\mu \cdot \alpha} = 2.56$$

$$q'' = 142.4 \text{ N/m}$$

$$\mu = 0.30$$

$$\frac{G}{2l} = \frac{130}{2 \cdot 1} = 65.0$$

$$\alpha = 180^\circ = 3.14 \text{ rad}$$

### Resistencias en tramos rectos

$$W_{1-2} = q' \cdot L \cdot \sin \beta + q'' \cdot L \cdot w' \cos \beta$$

$$W_{1-2} = 560,18 \text{ N}$$

$$W_{3-4} = q_b \cdot L \cdot \sin \beta + q'' \cdot L \cdot w' \cdot \cos \beta$$

$$W_{3-4} = 556,6 \text{ N}$$

**Resistencia concentrada en la zona de carga.**

$$W_c = \frac{C_c \cdot Q}{3,6 \cdot g} \cdot (v - v_0)$$

$$W_c = 34,5 \text{ N}$$

**Cálculo de las tensiones.**

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}$$

$$S_2 = S_1 + 560,18 \text{ N}$$

$$S_3 = S_2 \cdot K$$

$$S_3 = (S_1 + 560,18 \text{ N}) (1,07)$$

$$S_3 = S_1(1,07) + (599)$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} + W_c$$

$$S_4 = S_1(1,07) + 599 + 556,6 + 34,5$$

$$S_4 = S_1(1,07) + 1190,1 \text{ (I)}$$

Pero también.

$$S_4 = S_1 \cdot e^{\mu\alpha}$$

$$S_4 = S_1 \cdot 2,56 \text{ (II)}$$

Igualando I y II y despejando  $S_1$

$$S_1 = 452 \text{ N}$$

Luego

$$S_4 = S_1 \cdot 2,56$$

$$S_4 = 1157 \text{ N}$$

$S_s=S_1=452 \text{ N}$  Tensión en la salida.

$S_e=S_4=1157 \text{ N}$  Tensión en la entrada.

### 3.1.11. Cálculo de la fuerza necesaria en el atensador.

$$W_t = \frac{\{[S_i + S \cdot (i + 1)] \cdot 1,1\}}{2}$$

$$W_t = 3430,35 \text{ N}$$

### 3.1.12. Determinación del tiraje efectivo y la potencia.

#### a) Tiraje efectivo.

$$W_0 = S_4 - S_1$$

$$W_0 = 705 \text{ N}$$

#### b) Potencia:

$$N = \frac{W_0 \cdot V \cdot K_s}{1000 \cdot \eta_t} = 3,6 \text{ kW}$$

### 3.1.13. Selección del motor.

En la empresa de Materiales de Construcción No. 7 se encuentran disponibles tres Moto-reductores (Tabla 19 Ver Anexo 1). Para lo cual necesitamos seleccionar el más factible y el que concuerde con los cálculos del transportador como por ejemplo la potencia y las rpm. En base a estos datos seleccionamos el Moto reductor GYROS 16025 15.33 de potencia de 7 kW, debido a que es el que se aproxima más a los resultados obtenidos y que en estos momentos es el que tenemos para su utilización.

### 3.1.14. Dimensiones de las tambores.

$$D_{tm} \geq K \cdot i$$

$$D_{tm} = 500mm$$

$$D_{tc} \geq K \cdot i$$

$$D_{tc} = 400mm$$

**Peso de ambas tambores. Tabla 14.Ver anexo 1.**

$$G_{tm} = 990N \quad G_{tc} = 530N$$

### 3.1.15. Comprobación de la resistencia de la banda.

a)

$$i \geq \frac{K \cdot S_{max}}{B \cdot K_t \cdot K_u}$$

$$i=4 \geq 0,042 \quad \text{se cumple.}$$

**b) Comprobación en el momento del arranque.**

**b.1) Determinación de la fuerza dinámica.**

$$S_{din} = S_{imp} - W_0$$

$$S_{din} = 1073,54 N - 705 N$$

$$S_{din} = 368,54 N$$

$$S_{imp} = \frac{1000 \cdot K_a \cdot N_s \cdot K_m \cdot \eta_t}{V}$$

$$S_{imp} = 1073,54 N$$

**b.2) Comprobación al arranque.**

Debe cumplirse que:

$$\frac{i \cdot B \cdot K_t \cdot K_u}{S_{max} + S_{din}} \geq 1,5$$

$$5,3 > 1,5$$

Por lo que la banda soportará la sobrecarga del arranque.

### 3.1.16. Comprobación de la tambora motriz a la presión específica de la banda.

$$D_{tm} \geq \frac{2 \cdot W_0}{\mu \cdot p_{adm} \cdot B \cdot \alpha}$$

$$D_{tm} = 500\text{m} > 0,00059\text{m} \quad \text{se cumple. OK}$$

### 3.1.17. Selección de la transmisión.

Determinación de la velocidad angular de la tambora motriz.

$$n_{tm} = \frac{6000 \cdot V}{\pi \cdot d_{tm}} = 8,52 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 81,64\text{rpm}$$

## 3.2. Cálculo de la transmisión por cadenas.

### Datos:

Cadena de Rodillo.

$$t_{tentativo} = 31,75\text{mm}$$

$$d_{rodillo} = 19,05\text{mm}$$

$$d_{eje} = 9,55\text{mm}$$

$$P_{proyección\ del\ pasador} = 260\text{mm}^2$$

### 3.2.1. Selección del número de dientes.

$$U = \frac{n_m}{n_{tm}}$$

$$U = 1,39$$

$$Z_1 = 32 - (2U)$$

$$Z_1 = 29,22 \approx 29$$

$$Z_2 = Z_1 U$$

$$Z_2 = 40,31 \approx 39$$

$$\Delta U \leq 3\% \quad \text{Comprobamos } 0,037 \leq 3\%$$

Se cumple. OK

### 3.2.2. Determinación del valor del paso necesario.

$$t_{nec} = 28 \sqrt[3]{\frac{Mt_1 \cdot K_e}{Z_1 \cdot m_r \cdot [p]}}$$

$$M_t = 9545x \frac{N_{red}}{n_2} = 588,68 Nm$$

$$K_e = K_{cd} \cdot K_{reg} \cdot K_i \cdot K_a \cdot K_r \cdot K_l$$

$$K_e = 1,95$$

$$K_{cd} = 1,25 \text{ Choques débiles}$$

$$K_i = 1 \quad \varphi = 14.48^\circ \leq 60^\circ$$

$$K_r = 1,25 \text{ Dos turnos de trabajo}$$

$$K_{reg} = 1,25 \text{ Sin regulación}$$

$$K_a = 1 \text{ Transmisión normal}$$

$$\text{El número de ramales es } 1 \quad m_r = 1$$

$$[P] = f(n, t) \text{ tabla 62 Pág. 485 Reshetov}$$

$$[P] = 2,9 \text{ kgf /cm}^2$$

$$[P] = 29 \text{ MPa}$$

$$t_{nec} = 31,05$$

$$t_{tentativo} = 31,75$$

$$t_{tentativo} \geq t_{nec} \text{ OK.}$$

### 3.2.3. Velocidad en la circunferencia primitiva de la cadena.

$$V_1 = \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000} = 1.75 \text{ m/s} \leq 12 \text{ m/s}$$

rodillos y casquillos.

#### 3.2.4. Determinar la fuerza periférica.

$$P = \frac{N}{V} = 3988,68 \text{ N}$$

#### 3.2.5. Presión real en las articulaciones.

$$p = \frac{p \cdot K_e}{F_p \cdot Z_r} \leq [p]$$

$$p = 28,96 \text{ MPa} \leq [p] \text{ OK No existe el desgaste en las articulaciones.}$$

#### 3.2.6. Determinación de la distancia interaxial.

$$a = (30 \div 50)t$$

$$a = (40)t$$

$$a = 1270 \text{ mm}$$

#### 3.2.7. Cálculo del número de eslabones de la cadena y su longitud.

$$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}$$

$$y = 115$$

#### 3.2.8. Recalcular la distancia interaxial.

$$a = \frac{t}{4} \left( y - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( y - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 - Z_1}{2} \right)^2}$$

$$a = 1270 \text{ mm.}$$



### 3.3 Cálculo de las ruedas.

#### 3.3.1. Cálculo del piñón.

##### 3.3.1.1. Diámetro primitivo.

$$D_p = \frac{tc}{\sin(\frac{180}{Z})} = 293,7 \text{ mm}$$

##### 3.3.1.2. Diámetro interior.

$$D_i = D_p - d = 252,35 \text{ mm}$$

##### 3.3.1.3. Diámetro exterior.

$$D_e = t \left( 0,5 + \cot \frac{180}{Z} \right) = 311 \text{ mm}$$

#### 3.3.2. Cálculo de la rueda.

##### 3.3.2.1. Diámetro primitivo.

$$D_p = \frac{tc}{\sin(\frac{180}{Z})} = 404,7 \text{ mm}$$

##### 3.3.2.2. Diámetro interior.

$$D_i = D_p - d = 381,15 \text{ mm}$$

##### 3.3.2.3. Diámetro exterior.

$$D_e = t \left( 0,5 + \cot \frac{180}{Z} \right) = 422,50 \text{ mm}$$

### 3.4. Metodología de diseño de los árboles.

#### 3.4.1. Cálculo del árbol conductor.

##### 3.4.1.1. Cálculo de las cargas sobre el árbol.

Material: Ac 45

$$M_t \cdot U = M_{t1}$$

$$M_t = 753,51 \text{ N.m}$$

$$M_f = 156980Nm$$

$$M_{eq} = \sqrt{M_{fr}^2 + M_{tr}^2}$$

$$M_{eq} = 156982.8Nm$$

### **Cálculo Preliminar**

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 * M_{eq}}{[\sigma]}} = 48,13mm \quad d_{normalizado} = 50mm$$

Normalizado por R-40

[Dobrovolski, V., 1980]

### **3.4.1.2 Cálculo de comprobación de la longitud de la chaveta.**

$$d = 30mm$$

$$b = 10 \quad h = 8 \quad \text{según [Norma Cubana 16 - 52]}$$

Chaveta fija de Ac sometida a choques débiles.

$$[\sigma]_{apls} = 100 MPa$$

$$[\tau]_{cizall} = 1,64 * [\sigma]_{apls}$$

$$[\tau]_{cizall} = 164 MPa$$

### **3.4.1.3. Expresiones para el cálculo de diferentes parámetros para la comprobación de la longitud de la chaveta.**

La longitud al aplastamiento se comprueba como:

$$l_{aplas} \geq \frac{4 * Mt}{d * h * [\sigma]_{aplas}} = 12,76 mm$$

La expresión para comprobar la longitud de la chaveta a cizallamiento:

$$l_{cizall} \geq \frac{2 * Mt}{d * b * [\tau]_{cizall}} = 6,38 mm$$

$$l_{aplas} \geq l_{cizall}$$

Normalización de la longitud de la chaveta:

Con la  $l_{aplas} = 12,76$  Se normaliza [Norma Cubana→16-52]

$L_N = 22 \text{ mm}$

La longitud total es 22 mm por lo que es menor que el ancho del *sproket* por lo que se puede utilizar la chaveta.

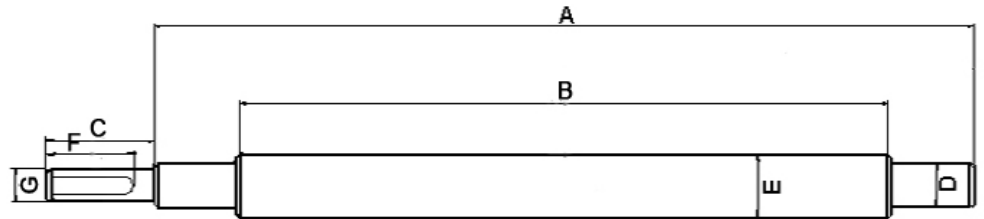


Figura 3.1. Dimensiones del árbol conductor.

$A = 880 \text{ mm}$        $E = 50 \text{ mm}$

$B = 800 \text{ mm}$        $F = 22 \text{ mm}$

$C = 70 \text{ mm}$        $G = 30 \text{ mm}$

$D = 40 \text{ mm}$

#### 3.4.1.4. Análisis de tensión del árbol

##### Materiales.

Tabla 3.1 Materiales del árbol.

Nombre	Acero aleado	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	250 MPa
	Resistencia máxima a tracción	0 MPa
Tensión	Módulo de Young	205 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	78,8462 GPa
Tensión térmica	Coefficiente de expansión	0,000012 su/c

	Conductividad térmica	44,5 W/( m K )
	Calor específico	475 J/( kg c )
Nombre(s) de pieza	Eje de la tambora	

### Resumen de resultados.

Tabla 3.2 Resultado del análisis.

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	1785210 mm <sup>3</sup>	
Masa	14,0139 kg	
Tensión de Von Mises	0,000829967 MPa	10,521 MPa
Primera tensión principal	-3.2139 MPa	12,917 MPa
Tercera tensión principal	-11,985 MPa	3,30996 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0443397 mm
Coeficiente de seguridad	15 su	15 su

- **Tensión de Von Mises**

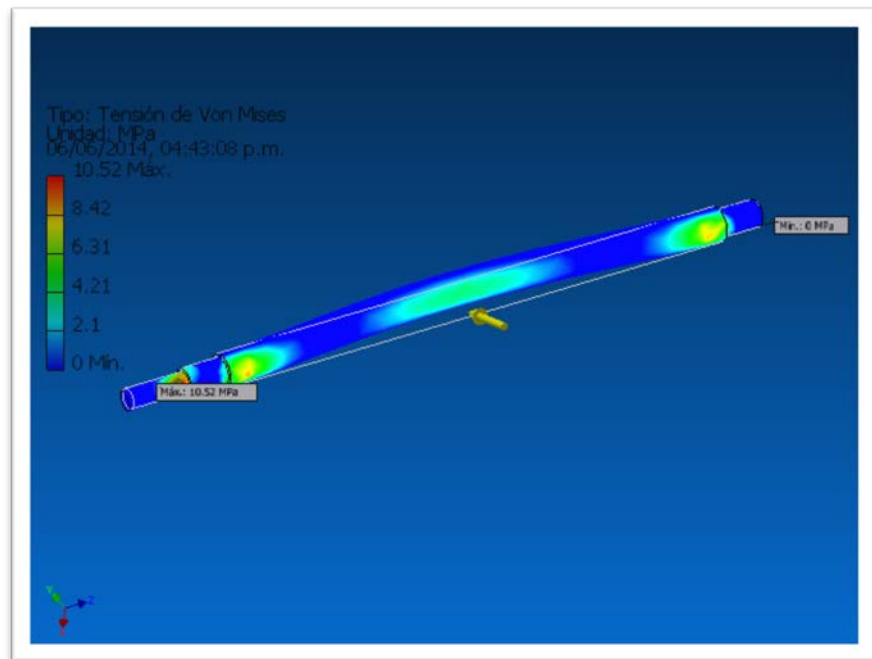


Figura 3.2. Tensión de Von Mises.

- **Desplazamiento**

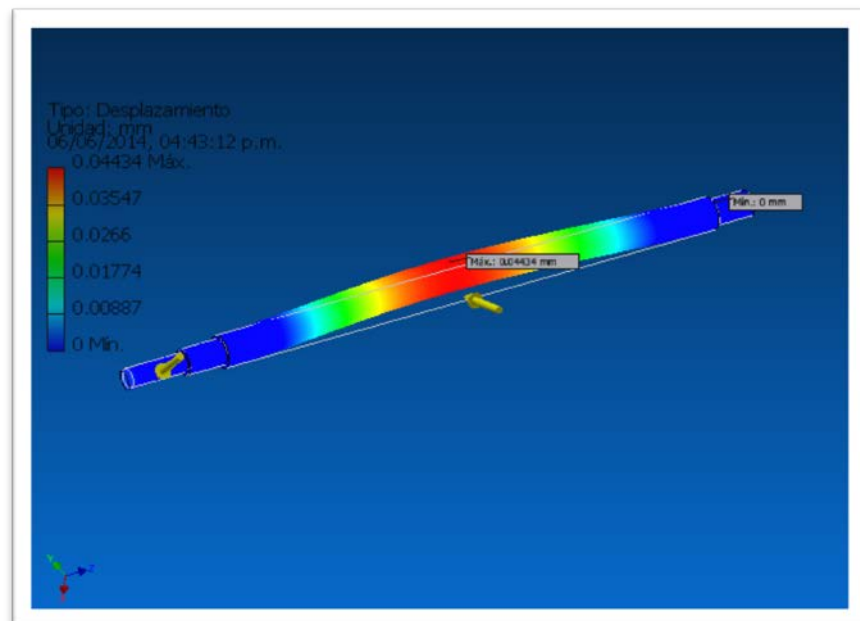


Figura 3.3. Desplazamiento.

- **Coefficiente de Seguridad.**

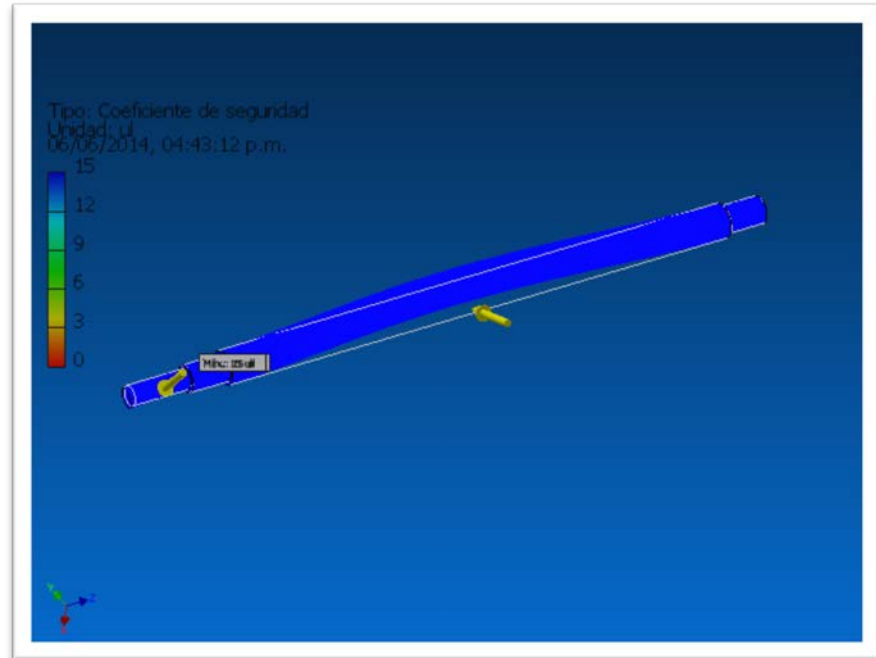


Figura 3.4. Coeficiente de Seguridad.

### 3.4.2. Cálculo del árbol conducido.

$M_{eq} = M_{fl}$ ; ya que en el caso dado el árbol trabaja como un eje.

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{eq}}{[\sigma]}}$$

$d \geq 477.47 \text{ mm}$ . Normalizar por  $R_{40}$   $d = 50 \text{ mm}$

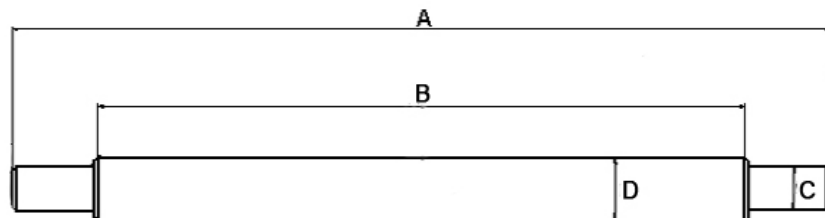


Figura 3.5. Dimensiones del árbol conducido

A= 880 mm D= 50 mm B= 800 mm C= 40 mm

### 3.4.2.1. Análisis de tensión del árbol.

#### Materiales.

Tabla 3.3 Materiales del árbol.

Nombre	Acero aleado	
General	Densidad de masa	7.85 g/cm <sup>3</sup>
	Límite de elasticidad	250 MPa
	Resistencia máxima a tracción	0 MPa
Tensión	Módulo de Young	205 GPa
	Coeficiente de Poisson	0.3 su
	Módulo cortante	0 GPa
Tensión térmica	Coeficiente de expansión	0.000012 su/c
	Conductividad térmica	44.5 W/( m K )
	Calor específico	475 J/( kg c )
Nombre(s) de pieza	Eje de la tambora Conducida	

#### Resumen de resultados.

Tabla 3.4 Resumen del análisis.

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	1721590 mm <sup>3</sup>	
Masa	13.5145 kg	
Tensión de Von Mises	0.000947134 MPa	22.0803 MPa
Primera tensión principal	-3.54151 MPa	22.9421 MPa
Tercera tensión principal	-9.71445 MPa	5.33326 MPa
Desplazamiento	0 mm	0.0442749 mm

Coeficiente de seguridad	11.3223 su	15 su
--------------------------	------------	-------

- **Tensión de Von Mises.**

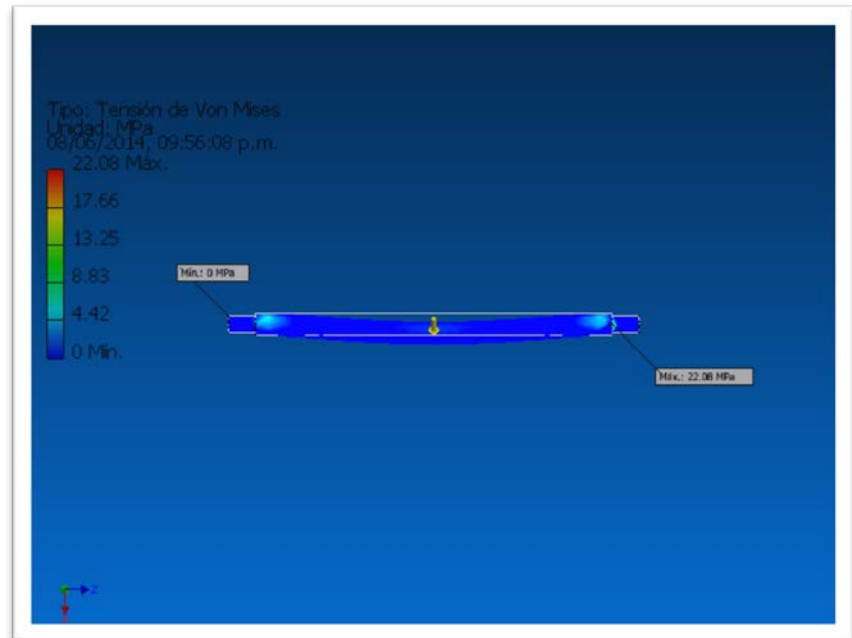


Figura 3.6. Tensión de Von Mises.

- **Desplazamiento.**

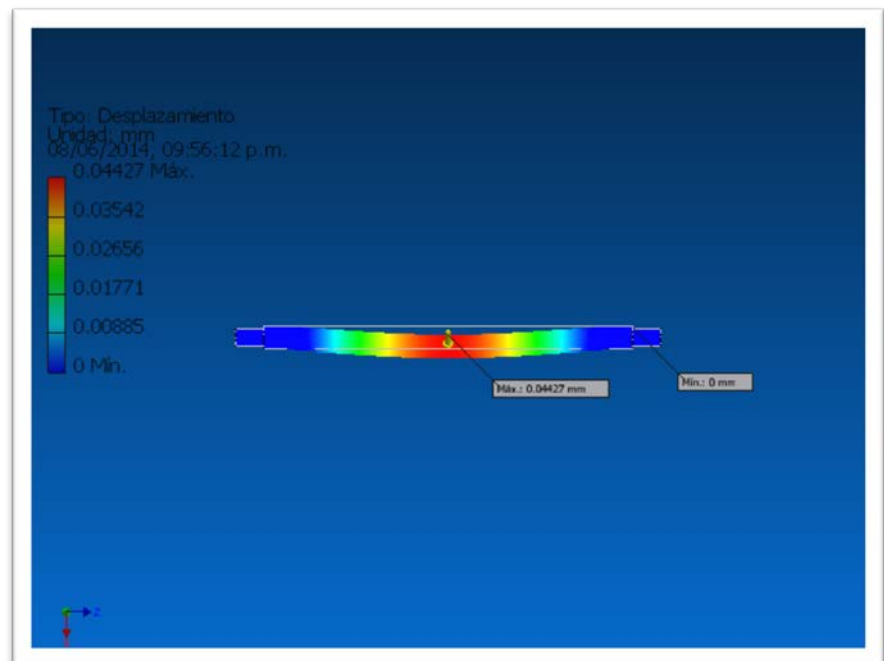




Figura 3.7. Desplazamiento.

- **Coefficiente de Seguridad.**

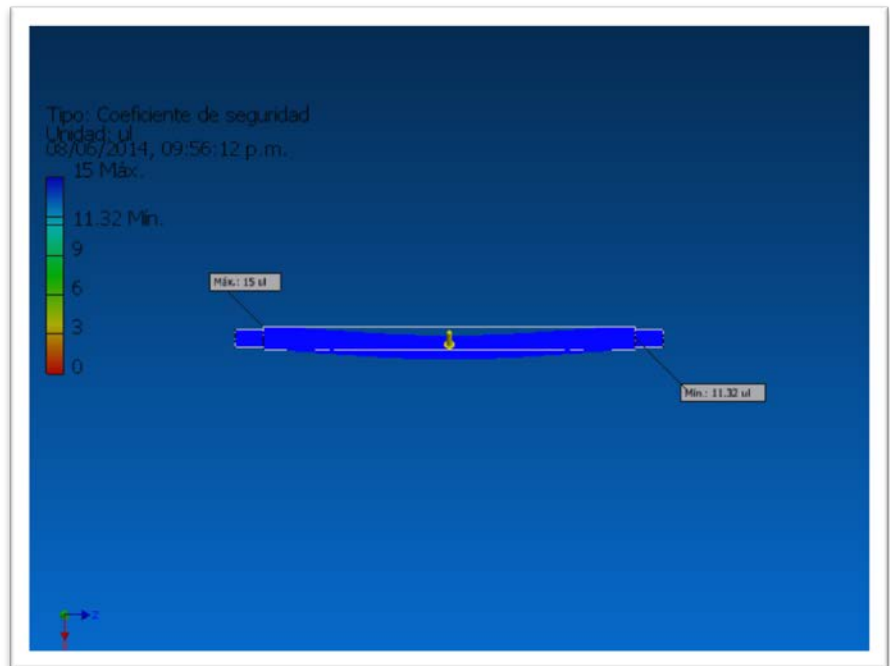


Figura 3.8. Coeficiente de Seguridad.

### 3.5. Cojinetes de rodamiento.

Datos

$$Fr = R_A = 796,18 \text{ N}$$

$$Fa = 0 \text{ N}$$

Fa: Es la fuerza axial externa.

Fr: Reacción de la carga radial.

$$\frac{Fa}{Fr} \leq 0,7 \text{ Rodamiento de bolas}$$

### 3.5.1. Seleccionar el tiempo de vida útil.

$$L^P = \frac{C}{P} \text{ por Tabla 20. Anexo 1.}$$

$$f(n, Lh) \quad n = 14.3 \text{ r.p.m}$$

$$Lh = 8 \text{ hrs / turno} \times 1 \text{ turnos / día} \times 24 \text{ días/ año} \times 5 \text{ años}$$

$$Lh = 960 \text{ hrs}$$

$$f(125 \text{ r.p.m, } 960 \text{ hrs}) \Rightarrow \text{En la Tabla 20. Anexo 1} \quad L^P = 1.96$$

### 3.5.2. Cálculo del valor de $L^P$ para un rodamiento en la práctica.

Calculando la exponencial.

$$L^P = \left( \frac{n * 60 * Lh}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,93 \quad \text{Rodamiento de bolas.}$$

### 3.5.3. Cálculo de la Capacidad de Carga dinámica tentativa.

$$C_{tent} = P \cdot L^P = 1560 \text{ N}$$

### 3.5.4. Seleccionar por Tabla 21. Anexo 1 un rodamiento con.

$$C_{cat} \geq C_{tent}$$

Designación	d	D	B	C(kgf)	Co(kgf)
6208	40	80	18	2400	1700

### 3.5.5. Calcular la relación $\frac{Fa}{Co}$ para determinar el valor del coeficiente

(e).

$$\frac{Fa}{Co} = \frac{0}{1700} = 0 \Rightarrow \text{Tabla 21. Anexo 1 que: } e = 0,22$$

**3.5.6. Comparar  $\frac{Fa}{Fr}$  con (e) para seleccionar los valores de los coeficientes x, y del cálculo dinámico.**

$$\frac{Fa}{Fr} = 0 \quad y \quad e = 0,22$$

$$0 \leq 0,22 \Rightarrow \text{Por Tabla 20. Anexo 1:} \quad x = 1 \quad y = 0$$

**3.5.7. Calcular el valor de la carga radial equivalente:**

$$P = x Fr + y Fa \Rightarrow P = 796.18 \text{ N}$$

**3.5.8. Calcular la capacidad de carga dinámica efectiva para dicho rodamiento.**

$$C_{\text{efect}} = L^p \cdot P \Rightarrow C_{\text{efect}} = 1560 \text{ N}$$

**3.5.9. Comparar la  $C_{\text{cat}}$  con  $C_{\text{efect}}$**

$$C_{\text{cat}} \geq C_{\text{efect}}$$

$$2400 \text{ kgf} \geq 156 \text{ kgf} \Rightarrow \text{Sirve el Rodamiento}$$

Nota: al ser los dos árboles iguales, estos presentan el mismo cojinete de rodamiento.

<b>3.6.</b>	Grupo	Aspecto	Fundamenta (A)	Convencional (B)	Auxiliar (C)
<b>Pol</b>	1	1	Irreemplazable	-----	-----
<b>ític</b>	Aspecto	2	Imprescindible	-----	-----
<b>a</b>	Selectivo	3	Continuo	-----	-----
<b>de</b>		4	Muy utilizado	-----	-----
<b>Ma</b>					
<b>nte</b>					
<b>ni</b>					
<b>mie</b>					
<b>nto</b>					
<b>.</b>					

# I

tipo de mantenimiento:

Tipo de maquina: B

Tipo de mantenimiento: Predictivo Planificado.

Se propone con este tipo de mantenimiento eliminar al máximo las averías eventuales, en técnicas avanzadas de diagnóstico, análisis de vibraciones, análisis del aceite.

2	5	-----	Precisión media	-----
P Aspecto	6	-----	Complejidad media	-----
r Directivo	7	-----	-----	Normal
l	8	Automático	-----	Mecánico
n 3	9		Promedio	-----
C Aspecto	10	-----	-----	Bueno
l Generales	11	-----	-----	Poco influyente

2

ales pares de fricción:

1. Tamboras – Banda
2. Banda – Guías

Fallos principales de la máquina:

El fallo principal es la rotura del empalme de la banda, aproximadamente este fallo ocurre a partir de las 3500 horas de trabajo, diariamente el transportador trabaja un turno de 8 horas.

En el par de fricción por rodadura Tambora – Banda, la fricción que existe es en seco y por tanto el desgaste es en seco con severidad moderada; para evitar el desgaste de la tambora, hay que reajustar la banda cada cierto tiempo hasta un punto tal que no exista demasiada fricción o deslizamiento entra la banda y la tambora. También en el trabajo proponemos el uso de rodillos en el sector cargado porque las guías utilizadas en este sector aumentan la fricción debido a que estas se oxidan con facilidad, viéndose afectada tanto la banda como el empalme.

Mecanismos de desgaste:

En el caso de la banda y las guías es el  
Corrosivo: oxidación, herrumbre.

Medidas que se deben tomar para reducir el desgaste son:

Para evitar el desgaste de la tambora, hay que reajustar la banda cada cierto tiempo, hasta un punto tal que no exista demasiada fricción o deslizamiento entre la banda y la tambora

También en el trabajo propongo el uso de rodillos en el sector cargado porque las guías utilizadas en este sector aumentan la fricción debido a que estas se oxidan con facilidad, viéndose afectada tanto la banda como el empalme.

Uso de inhibidores de la corrosión siempre que sea posible.

Reserva de piezas de repuesto:

Rodamiento 6302

Banda de 600mm.

Lubricantes y sistemas de lubricación:

Se utilizan lubricantes líquidos y semisólidos.

Lubricantes líquido:

Motor-reductor

Aceite Reductor → CUBALUB

Se elaboran con aceites básicos de alta calidad a los cuales se les incorporan aditivos multifuncionales que le confieren propiedades antioxidantes, antiespumantes y un alto grado de extrema presión (EP)

Lubricantes Semisólidos:

Transmisión por cadena y rodamientos.

Propuesta:

Grasa Lisan EP2 → CUBALUB.

Esta grasa ha sido elaborada con aceite básico de alta calidad, espesada con jabón de Litio y adición de aditivos Extrema Presión (EP). Posee buena

bombeabilidad, buena estabilidad mecánica, buena resistencia al arrastre de agua y la oxidación, brindando protección contra la corrosión y la formación de herrumbre

### **3.6. Valoración económica**

Para realizar la valoración económica se tiene en cuenta el análisis de los costos directos e indirectos que intervienen en la fabricación del transportador.

#### **Costos directos de producción:**

Entre los elementos o factores que influyen en los costos directos de producción se encuentran:

- Materiales y materias primas.
- Combustible y energía.
- Salario básico.
- Seguridad social.

#### **Costos indirectos de la producción:**

Las partidas de costos indirectos de producción están formadas por:

- Costo de transporte.
- Gasto de trabajo científico e investigativo (GTCl).
- Gastos adicionales del taller.
- Otros gastos complementarios.

De manera tal que el costo total es la suma de los costos indirecto más los costos directos:

**Costo total= costo directo + costo indirecto**

### 3.6.1. Como costo directo tenemos:

- **Materias primas y materiales.**

Tabla C.1: Materias primas y materiales.

Accesorios y Materiales	Consumo (unidades)	Precio (\$)	
		MN	CUC
Banda	1	122	4,88
Cadena	1	-----	3,95
Rodamientos	4	53,00	6,63
Grampas	1 caja	-----	1,50
Tornillos	60	-----	1,00
Angulares	1 ton.	971,50	44.63
Total	-----	1146,78	62,59

- **Combustible y energía.**

TABLA C.2: Combustible y energía.

Operación	Potencia del	Tiempo (hr)	Consumo
-----------	--------------	-------------	---------



	equipo (kW.)		energético (kWh.)
Torneado	12	8	96
Fresado	14	4	56
Taladrado	10,75	2	0,215
Soldadura	15	2	19,05
Total			171,26

Costo = consumo energético total x costo de un kWh.

Costo = 171,26Kwh x 0.12 cuc / kWh. = 20,55cuc

- **Salarios básicos.**

Puesto de trabajo	Sueldo MN
Mecánico y tornero	24,99
Soldador	24,08
Ayudante	20,45
Total	69,52

Seguridad Social = 8% del (S. Básico + S. Complementario)=\$6,07

Salario Complementario = 9.09% del salario básico.=\$6,32

Total del costo directo = 1222,62 MN y 83,14 CUC

### 3.6.2. Como costo indirecto tenemos:

- **Gastos adicionales del taller.**

TABLA C.2: Gastos adicionales del taller.

Operación	Tiempo	Tarifa	Valor (\$)
-----------	--------	--------	------------

	(hr)	(\$)	MN
• <b>P</b> Crear condiciones	1	1.79	1,79
<b>a</b> Fabricación del árbol	4	1.79	7.16
<b>r</b> Montaje del árbol y rodamientos	4	1.79	7,16
<b>t</b> Fabricación de los <i>sproket</i>	6	1.79	10,74
<b>i</b> Montaje de cadenas	3	1.32	3.96
<b>d</b> Montar motor	8	1.32	10.56
<b>a</b> Restablecer agregados	2	1.32	2.64
<b>s</b> Arranque y prueba del motor.	3	1.32	3.96
Tornero	10	1.32	13.2
<b>d</b> Soldador	15	1.27	19.05
<b>e</b> Ayudante de mecánica	5	1.08	5.4
Total	61	-----	85.62

**Costos indirectos de producción (PCI).**

Partidas de costo	Costo de la partida (\$)
Transporte (Materia prima y energía)	203.8
GTCI (Salario básico)	789
Gastos complementarios (Salario básico)	0.26
Totales	1693

Total del costo indirecto = \$1778,62

**Costo total= Costo directo + Costo indirecto**

**Costo total= \$1222,62 + \$1778,62=\$3001,24**

**Costo total del Transportador de banda: 3001,24 MN y 83,14CUC**

### **3.7. Valoración medio ambiental.**

En esta empresa se han tomado medidas para minimizar las contaminaciones medioambientales, ya que conocemos que por las contaminaciones del medioambiente se está produciendo el calentamiento global en el planeta. Estas medidas son:

- Reciclar todos los residuos de metal que quedan después de la reconstrucción de dicho transportador.
- Utilizar depósitos seguros para depositar los desechos de lubricantes, y otros desechos. Al cambiar el aceite, efectúe en un lugar libre de polvos, e impida la penetración de polvos en el aceite.
- Mantener el buen estado de las bandas.

## **CONCLUSIONES**

Durante el transcurso de este trabajo se le da un aporte al diseño de uno de los equipos necesarios para el montaje de la planta de molienda de la cantera de Lagunillas, necesaria para la producción de áridos para la construcción, renglón deficitario en nuestra provincia y necesario para el plan de inversiones y construcción de viviendas. Para lograr este objetivo, se vencieron los siguientes parámetros:

- 1- Se logró el diseño del transportador de banda. El cual se ajusta a los parámetros de diseño aportados por la empresa necesitada.
- 2- El mismo está elaborado correctamente y es realizable su ejecución en los momentos actuales.
- 3- El presente trabajo es fuente de información y documentación técnica para dicha empresa, pues tiene un rigor científico y técnico.

## **RECOMENDACIONES**

- 1- Se propone la investigación sobre la tecnología de fabricación de los elementos constituyentes del transportador, información técnica necesaria y que también resulta importante para la construcción del mismo.
- 2- Mantener cubierto el sistema de transmisión por cadena debido al ambiente corrosivo en el que trabaja el sistema.
- 3- Llevar a cabo el régimen de mantenimiento planteado para alargar la vida útil del transportador.
- 4- Mantener cubierto el sistema de transmisión por cadena.

## **BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Álvarez Sánchez, Jesús. (1983). Elementos de máquina. Manual Complementario. ISPJAE. La Habana.
- Mazoda Collazo, Nelson. (1991). Manual del Sistema Internacional de Unidades. La Habana: Pueblo y Educación.
- Shubin, V. S. (1982). Diseño de maquinaria industrial. La Habana: Pueblo y Educación.
- Dobrovolski. V. (1970). Elementos de máquinas. Moscú: Mir.
- Oriol Guerra, José Miguel. (1993). Conferencias de Máquinas Transportadoras. La Habana: Editorial Félix Valera.
- Alexandrov, M. (1976). Aparatos y Maquinas de Elevación y Transporte. Moscú: Mir.
- Castillo, A. L. Máquinas. (1989). Cálculos de taller. La Habana: Editorial Científico-Técnica.
- Straneo, S. L. (1971). El dibujo Técnico Mecánico. La Habana Pueblo y Educación.
- Atlas de Diseño de Elementos de Máquinas. 1<sup>ra</sup> y 2<sup>da</sup>.
- ([http://www.QuimiNet.com/transportadores industriales](http://www.QuimiNet.com/transportadoresindustriales).)
- ([http://es.overblog.com/Como\\_funcionan\\_los\\_reductores\\_de\\_velocidad\\_usos\\_y\\_tipos\\_de\\_reductores-1228321783-art164436.html](http://es.overblog.com/Como_funcionan_los_reductores_de_velocidad_usos_y_tipos_de_reductores-1228321783-art164436.html))

## **ANEXOS**

# ANEXO 1: Tablas de los transportadores de banda.

## Resumen de tablas.

TABLA	CONTENIDO DE LA TABLA
Tabla 1	<b>DETERMINACIÓN DE LAS PARTÍCULA REPRESENTATIVA <math>a'</math></b>
Tabla 2	<b>PROPIEDADES FISICO MECANICAS DE LOS MATERIALES A GRANEL</b>
Tabla 3	<b>CODIFICACIÓN DE LOS MATERIALES A GRANEL</b>
Tabla 4	<b>ESPEORES RECOMENDADOS PARA LA CUBIERTA SUPERIOR <math>\delta_1</math></b>
Tabla 5	<b>ESPESOR RECOMENDADO PARA LA CUBIERTA INFERIOR mm <math>\delta_2</math></b>
Tabla 5.1	<b>CARACTERISTICAS DE LAS CUBIERTAS</b>
Tabla 6	<b>RESISTENCIA A LA TRACCION DE LAS BANDAS <math>K_t</math> N/cm capa</b>
Tabla 7	<b>VALORES DEL COEFICIENTE DE SEGUIRDAD <math>k</math></b>
Tabla 8	<b>VALORES DEL COEFICIENTE DE UNION <math>K_U</math></b>
Tabla 9	<b>ANCHOS DE BANDA NORMALIZADOS</b>
Tabla 10	<b>PESO APROXIMADO DE LOS RODILLOS</b>
Tabla 11	<b>SEPARACION MAXIMA DE LOS RODILLOS SUPERIORES EN mm</b>
Tabla 12	<b>DIMENSIONES DEL ASESADOR DE TORNILLO</b>
Tabla 13	<b>VALORES DEL COEFICIENTE K (PARA TAMBORAS)</b>
Tabla 14	<b>PARAMETROS DE LAS TAMBORAS</b>
Tabla 15	<b>VALORES DEL COEFICIENTE DE TRACCION EN UNA TRANSMISIÓN BANDA TAMBORA <math>e^{\mu \alpha}</math></b>
Tabla 16	<b>VALORES DEL FACTOR <math>C_1</math></b>
Tabla 17	<b>VELOCIDAD MÁXIMA RECOMENDADA PARA LA BANDA EN m/s</b>
Tabla 18	<b>FACTOR DE RESISTENCIA AL MOVIMIENTO PARA RODILLOS CON COJINETES DE RODAMIENTO <math>w'</math></b>
Tabla 19	<b>DATOS DE LOS MOTO REDUCTORES ALMACÉN.</b>
Tabla 20	<b>VALORES DE LA RELACIÓN C/P EN FUNCIÓN DE <math>L_H</math> Y N.</b>
Tabla 21	<b>RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLA.</b>
Tabla 22	<b>TABLA PARA CHAVETAS [NORMA CUBANA 16-59].</b>



TABLA 1. Determinación de la partícula representativa  $a'$ .

$Ko = \frac{amax}{amin}$	Denominación	$\frac{G}{Go}$ (%)	Valor de $a'$
>2.5	No clasificada	$\geq 10\%$	$amax$
		$< 10\%$	$k amax$
<2.5	Clasificada	-	$\frac{amax + amin}{2}$
<p><math>Go</math> – peso total de la muestra.</p> <p><math>G</math> - peso de la porción correspondiente a <math>amax</math>.</p> <p><math>K</math> - factor que depende de la porción superior al 10% en peso.</p>			

**TABLA 2. Propiedades físico - mecánicas de los materiales a granel.**

No.	Tipo de material	Grado de abrasividad	Peso a granel $\gamma$ [kN/m <sup>3</sup> ]	Ángulo de reposo estático en grados [ $\mu_0$ ]	Coeficiente de fricción $\mu_e$	
					Acero	Goma
1	Aglomerado mineral	A	17-20	45	0.8-1	-
2		C	7.2-8.1	30-45	-	-
3	Alumbre aterronado	C	8.1-9.7	30-45	-	-
4	Antracita	B	8-9.5	45	0.84	-
5	Arcilla seca	C	10-15	50	0.75	
6	Arena seca	B	14-16.5	30-35	0.8	0.56
7	Arena húmeda	B	20	40	0.6	0.8-1
8	Arena mezclada con grava	B	13-16	30	-	0.8
9	Arena en terrones	B	14-15	30	-	0.75
10	Azúcar crudo	C	7.5-11	40	0.6	0.65
11	Azúcar refino	C	7.5-8.5	40	0.58	0.5
12	Avena	D	4-5	28-35	0.8	0.65
13	Aserrín de madera	D	1.6-3.2	39	-	-
14	Asbesto mineral	A	13.1	20-30	-	-
15	Asbesto desmenuzado	B	3.2-4	45	-	-
16	Asfalto para pavimentar	C	12.9-13.8	45	-	-
17	Asfalto triturado	C	7.2	45	-	-
18	Arroz a granel	C	7.2-7.7	20	-	-
19	Bauxita triturada	B	11	35	-	-
20	Coque en pedazos	A	4.8-5.3	35-50	1	-
21	Cemento seco	B	10-13	40	0.65	0.64
22	Cascajo seco	A	18	35-45	0.74	0.6
23	Ceniza seca	A	4-6	40-50	0.84	-
24	Carbón de piedra en polvo	C	6.5-8	30-45	0.45-0.8	0.6

25	Cal en polvo seca	C	5-7	30	-	0.65
26	Ceniza húmeda	B	7.2-8.1	50	-	-
27	Ceniza aterronada	B	3-4	35	-	-
28	Café en granos	D	5.1	25	-	-
29	Cromita	C	20-22.6	20-30	-	-
30	Cuarzo	A	13.7-15.3	20-30	-	-
31	Dolomita	B	14.5-16.2	20-30	-	-
32	Escoria seca	A	6-9	35-50	1	0.66
33	Fertilizante de fosfato ácido	B	9.7	26	-	-
34	Fosfato de roca pulverizado	B	9.7	40	-	-
35	Gravilla lavada	C	16-19	30-45	0.8	-
36	Granito en pedazos	A	13,7-14,5	20-30	-	-
37	Goma palatizada	C	8.1-8.9	35	-	-
38	Harina de trigo	D	4.5-6.6	50-55	0.65	0.85
39	Hormigón	C	20-22	30	-	0.7
40	Hulla fina clasificada	C	7.5-10	30	0.55	0.6
41	Hielo triturado	B	5.6-7.2	20	-	-
42	Levadura fina	D	6.4-8.9	20-30	-	-
43	Mineral de hierro	A	21-35	30-50	1.2	-
44	Mineral de cobre	A	19.4-24.3	20-30	-	--
45	Maíz desgranado	D	7.2	21	-	-
46	Mineral de cinc	B	25.9	38	-	-
47	Mineral de plomo	B	32.4-43.7	30	-	-
48	Mineral de manganeso	A	20-22.6	39	-	-
49	Mica en polvo	B	2.1-2.4	34	-	-
50	Óxido de cinc fuerte	C	4.8-5.6	30-45	-	-
51	Óxido de cinc débil	C	1.6-2.4	30-45	-	-
52	Pescado en penca	C	6.4-8.1	45	-	-
53	Pigmento de óxido de hierro	C	4	40	-	-
54	Pedazos de jabón	C	2.4-4	30	-	-

55	Roca triturada	B	20-23.4	20-30	-	-
56	Roca suave excavada	B	16.2-17.8	30-45	-	-
57	Sal de cocina seca	A	12-14	30	-	0.55
58	Semillas de algodón secas	C	5.6	29	-	-
59	Sal de potasio	C	13	20-30	-	-
60	Sulfato	C	13-13.7	20-30	-	-
61	Sulfato pulverizad	C	8.1-9.7	20-30	-	-
62	Sulfato triturado	C	8.1-9.7	20-30	-	-
63	Tierra seca	B	12	30-45	0.8	-
64	Trigo	D	6.5-8.3	25-35	0.6	0.5
65	Turba seca en pedazos	D	3.3-5	32-45	0.6	-
66	Tiza en polvo seca	D	9.5-12	40	0.6-0.8	-
67	Talco pulverizado	C	8.1-9.7	20-30	-	-
68	Yeso triturado	C	12-14	40	0.78	0.82

**TABLA 3. Codificación de los materiales a granel.**

<b>Propiedades físico-mecánicas</b>	<b>Características del material</b>	<b>Código</b>
Abrasividad	No abrasivas	<b>D</b>
	Poco abrasivas	<b>C</b>
	Medianamente abrasivas	<b>B</b>
	Muy abrasivas	<b>A</b>
Peso específico al granel $\gamma$ kN/m <sup>3</sup>	Ligero < 6	<b>I</b>
	Medio 6 a 11	<b>J</b>
	Pesado 12 a 20	<b>K</b>
	Muy pesado >20	<b>L</b>
Ángulo de reposo $\varphi$ grados	Muy fluido < 30 °	<b>1</b>
	Fluido 30 a 45 °	<b>2</b>
	Poco fluido > 45 °	<b>3</b>
Granulometría $a'$ mm	Polvo < 0.05	<b>4</b>
	Fino 0.05 a 0.49	<b>5</b>
	Granulado 0.5 a 9	<b>6</b>
	Pequeños terrones 10 a 60	<b>7</b>
	Medianos terrones 61 a 160	<b>8</b>
	Grandes terrones > 160	<b>9</b>
Propiedades específicas	Corrosividad	<b>V</b>
	Higroscopicidad	<b>H</b>
	Adhesividad	<b>R</b>
	Explosividad	<b>E</b>
	Compacidad	<b>P</b>
	Toxicidad	<b>T</b>

**TABLA 4. Espesores recomendados para la cubierta superior  $\delta_1$ .**

Periodo de la banda	Grado de abrasividad general										
	No abrasivo	Medianamente abrasivo		Abrasivo				Muy abrasivo			
	Dimensiones de la partícula en mm										
	<9	<9	10-60	<9	10-60	61-160	>160	<60	61-160	161-300	>300
<0.2	1.5	1.5-3	1.5-3	4-5	4-5	3-5	5-6	4-5	5-6	7-8	8-9.5
0.2-1	1.5	1.5-2.5	1.5-2.5	3	3	3-5	5-6	3-4	5-6	7	8
1-5	1.5	1.5-2.5	1.5-2.56	3	3	4-5	4-5	3-5	5	7	8
5-10	1.5	1.2-2.5	1.5-2.5	3	3	4-5	4-5	3-5	5	7	8

**TABLA 5. Espesor Recomendado Para La Cubierta Inferior Mm  $\Delta_2$**

Periodo de la banda	Grado de abrasividad general							
	No abrasivo		Medianamente abrasivo		abrasivo		Muy abrasivo	
	Dimensiones de la partícula en mm							
	≤1	>1	≤1	>1	≤1	>1	≤1	>1
1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5			
2.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	
3	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.5	1.5
4		1.5		2.5	1.5	2.5	2.5	2.5
5							3	3
6							3	3
7							3	3
8							3	3
9.5							3	

**TABLA 5.1. Características de las cubiertas.**

<b>MATERIAL</b>	<b>USO</b>	<b>TIPO</b>	<b>CARACTERISTICAS</b>	<b><math>q_b''</math> N/m<sup>2</sup>·mm</b>
Goma natural	general	A	Buena resistencia al desgaste y a los golpes	11
		B	Buena resistencia al desgaste y a los productos químicos y moderada a los golpes	11.5
		C	Resistencia moderada al desgaste	12
Butadiene	Resistente al desgaste	A	Alta resistencia al desgaste y moderada a los golpes	11.5
Neoprene	Resistente al calor	A	Resistente hasta 180° C	11.5
		B	Resiste moderadamente al fuego y temperaturas hasta 200° C	14
		C	Resiste hasta 150° C y tiene buena resistencia la desgaste y los golpes	12
		D	Resiste hasta 300° C y tiene buena resistencia al desgaste y a los golpes	11
	Resistente al fuego	A	Buena resistencia al fuego	14
		B	Buena resistencia al fuego y al desgaste	14
	Resistente al aceite	A	Buena resistencia al aceite y al calor pero no a la grasa	12.5
		B	Buena resistencia la aceite pero no al calor	12
		C	Buena resistencia la aceite pero no a la grasa. Resiste temperatura de -40° C	11.5
		D	Alta resistencia al aceite, resiste temperaturas de -5° C a 60° C	14
Goma natural	Resistente al frio	A	Resistente temperaturas de -50° C	12
Polivinilino	alimentación	A	No despide olores, soporta bien el aceite	12.5
		B	No despide olores soporta ligeramente el aceite	11.5
		C	No despide olores no soporta el aceite	11



**TABLA 6. Resistencia a la tracción de las bandas  $K_t$  n/cm capa.**

Espesor de la capa en mm	Material	Denominación	Valores de $K_t$ N/cm capa						$q_b'$ N/m <sup>2</sup> ·mm
1.5	Algodón	BKH	650	1000	1500	-	-	-	15
1.3	Materiales sintéticos	TK	-	1000	1500	2000	3000	4000	11
1.3		TA	-	1000	1500	-	3000	4000	13
1.4		TK	-	-	-	2000	3000	4000	12
1.4		MK	-	-	-	-	3000	4000	12
1.8		A-10-2-3T	-	-	-	-	3000	-	11
1.8		K-10-2-3T	-	-	-	-	3000	-	12
13	Reforzadas con cables	PT-	5000	6000	700	8000	9000	10000	180
20			12500	15000	20000	25000	30000	40000	180

**TABLA 7. Valores del coeficiente de seguridad k.**

NUMERO DE CAPAS $i$	2-3	4-5	6-8	9-11	12-14
COEFICIENTE DE SEGURIDAD $k$	7	7.5	8	8.5	9

**TABLA 8. Valores del coeficiente de unión  $k_u$ .**

TIPO DE UNION	$K_U$
Vulcanizado en caliente	0.85
Encolado en frío	0.75
Mecánica	0.6
Costura	0.5

**TABLA 9. Anchos de banda normalizados.**

ANCHO DE BANDA B EN mm											
300	400	500	600	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Numero de capas $i$											
2-4	3-5	3-6	3-7	3-7	4-8	5-10	6-12	7-12	8-12	8-12	9-14

**TABLA 10. Peso aproximado de los rodillos.**

Ancho de banda B	Planos				Acanalados					
	LIGEROS		NORMALES		LIGEROS		NORMALES		PESADOS	
	D <sub>p</sub>	G <sub>r</sub>	D <sub>p</sub>	G <sub>r</sub>	D <sub>p</sub>	G <sub>r</sub>	D <sub>p</sub>	G <sub>r</sub>	D <sub>p</sub>	G <sub>r</sub>
400	83	50	102	70	83	60	102	80	-	-
500		5.5		80		70		9.5		-
650		6.5		9.5		90		120		-
800	102	10.5	127	17.0	102	14.5	127	170	159	230
1000		130		20.5		17.5		210		280
1200		14.5		24.0		20.5		250		320
1400	-	-	159	33.0	-	-	159	360	194	650
1600		-		37.0		-		410		700
2000		-		45.0		-		500		810

**TABLA 11. Separación máxima de los rodillos superiores en mm.**

Peso específico kN/m <sup>3</sup>	Ancho de banda en mm							
	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600-2000
$\gamma < 10$	1500	1500	1400	1400	1300	1300	1200	1100
$\gamma = 10-20$	1400	1400	1300	1300	1200	1200	1100	1000
$\gamma > 12$	1300	1300	1200	1200	1100	1100	1000	1000

**TABLA 12. Dimensiones del atesador de tornillo.**

Ancho de banda B	A	C	D	d <sub>δ</sub>	D <sub>n</sub>	E	H	L	L <sub>1</sub>	M
400	320	794	200	M20	40	850	80	500	690	700
			320		50		86			
	500				1030					950
500	500	904	320	M20	50	1030	86	600	800	950
		930	400		60	1080	112			1000
	800					1390				
	650	500	1100	400	M20	60	1080	112	750	970
800		1390					1310			
500		500	80	1080	1000					
800				1390	1310					
800	500	1315	400	M20	60	1150	150	950	1190	1070
	800					1450				1370
	500	500	60	1150	1070					
	800			1450	1370					
	500	1340	630	80	1180	170	1100			
	800				1490		1410			
1000	500	1555	500	M20	60	1150	150	1150	1430	1070
	800					1450				1370
	500	1580	630	80	1180	170	1100			
	800				1490		1410			
1200	500	1805	500	M20	60	1150	150	1400	1680	1070
	800					1450				1370
	500	1830	630	80	1180	170	1100			

	800					1490				1410
1400	500	2030	630	M20	80	1180	170	1600	1800	1100
	800					1490				1410
	500	2080	800	M24	100	1300	210			1200
	800					1600				1500

**TABLA 13. Valores del coeficiente k.**

TIPO DE TAMBORA	NUMERO DE CAPAS <i>i</i>	
	2 a 6	8 a12
Motriz	125	150
Cola	100	125
Desvío	80	100

**TABLA 14. Parámetros de las tamboras.**

Ancho de banda B	A	d <sub>n</sub>	L	M	H	K	N	D	PESO EN NEWTONS	
800	1180	50	950	210	100	1305		250	1100	
		320						1300		
		60		270	80	1316		400	1470	
		80						500	1900	
						630	2290			
1000	1410	50	1150	210	80	1535		250	1340	
		60		270	100	1546		320	1580	
		80						400	1770	
		100		340	120	1586		70	500	2330
							630	2770		
								800	5010	
1200	1680	60	1400	270	100	1816		250	1630	
		80						320	1910	
		100		340	120	1856		70	400	2140
									500	2760
							630	5760		

								800 (“?”)	3290
400	680	30	500	160	65	730		250	530
500	800	40	600			850		320	630
		50						400	720
								500	990
650	970	60	750	210	75	1020		250	830
				250	90	1040		300	
		80						400	
								500	



**TABLA 15. Valores Del Coeficiente De Tracción En Una Transmisión Banda**  
**Tambora e  $\mu^\alpha$ .**

Tipo de tambora y condiciones ambientales	$\mu$	Para un ángulo de contacto de						
		180°	210°	240°	300°	360°	400°	480°
		3.14	3.66	4.19	5.24	6.28	7.0	8.38
Tabora de acero o hierro fundido, ambiente muy húmedo y sucio	0.1	1.37	1.44	1.52	1.69	1.87	2.02	2.32
Tambora recubierta de madera o goma, ambiente muy húmedo y sucio	0.15	1.6	1.73	1.87	2.19	2.57	2.87	3.51
Tambora de acero o hierro fundido ambiente muy húmedo y sucio (¿???)	0.20	1.87	2.08	2.31	2.58	3.51	9804.04	5.34
Tambora de acero o hierro fundido, ambiente seco y polvoriento	0.30	2.56	3.00	3.51	4.81	6.59	8.1112007	12.35
Tambora recubierta de goma, ambiente seco y polvoriento	0.40	3.51	4.33	5.34	8.12	12.13	16.411490	28.56

**TABLA 16. Valores del Factor  $C_1$ .**

B	0-10	10-15	15-20	>20
$C_1$	1	0.95	0.9	0.58

**TABLA 17. Velocidad máxima recomendada para la banda en m/s.**

Características del material		Ancho de la banda en mm					
		300 a 400	500	650	800	1000 a 1200	1400 a 1800
Grandes y mediano pedazos no abrasivos		2	2.5	3	3.5	4	4
Grandes pedazos	Medianamente abrasivos	1.5	2	2.25	2.5	3	3.3
	Muy abrasivos	1.5	2	2.25	2.5	3	3
Medianos pedazos	Medianamente abrasivo	1.5	2	2.25	2.5	3.5	3.5
	Muy abrasivo	1.5	2	2.25	2.5	3.3	3.3
Granulados virutas hojuelas		2	2.5	3	3.5	4	4
Finos	Ligeros	1.25					
	Pedazo	1.5					
Frágiles	0.75-1.25						

**TABLA 18. Factor De Resistencia Al Movimiento Para Rodillos Con Cojinetes De Rodamiento  $w'$ .**

Condiciones de operación	Característica de la operación	Rodillos	
		planos	acanalados
Favorables	Operación en un medio limpio y seco con ausencia de polvo abrasivo	0.018	0.020
Medias	Operación en un medio interior con presencia de cierta cantidad de polvo abrasivo y humedad normal de aire	0.022	0.025
adversas	Operación en un medio exterior con gran cantidad de polvo abrasivo, exceso de humedad y otros factores que afecten negativamente los cojinetes	0.035	0.040

**TABLA 19. Datos de los moto reductores en el Almacén.**

Datos de chapa Moto reductores				DIMENSIONES									Chavetero	Masa Aproximada [Kg]
Potencia kW	$i$	RPM	Cant.	A	B	C	D	E	F	G	H	I		
25,5	14.5	120.69	2.0	215	85	390	290	240	160	260	70	430	20X5X250	530.0
10	15,88	110.33	3.0	180	75	320	230	180	130	215	60	375	18X4X250	300.0
7	15,33	113.50	3.0	160	17	340	200	160	110	180	50	325	14X4X180	400.0

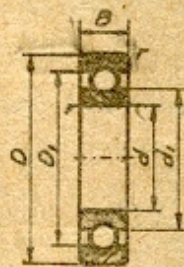
TABLA 20. Valores de la relación C/P en función de  $L_h$  y  $n$ .

Valores de la relación C/P en función de $L_h$ y $n$ Rodamientos de rodillos												
$L_h$	$n \rightarrow$	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320
100										1,05	1,13	1,21
500					1,05	1,21	1,39	1,49	1,60	1,71	1,83	1,94
1 000				1,13	1,30	1,49	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42
1 250			1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59
1 600			1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78
2 000	1,05		1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97
2 500	1,13		1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19
3 200	1,21		1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42
4 000	1,30		1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
5 000	1,39		1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
6 300	1,49		1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,2

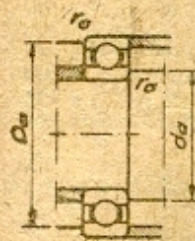
TABLA 21. Rodamiento rígido de bola.

Tabla 8.2 RODAMIENTOS RÍGIDOS DE BOLAS

			Cargas básicas				Coeficientes para el cálculo									
d	D	B	$C_0$	$C_0$	Masa	Desig.	$d_1$	$D_1$	r	$F_a/C_0$	e	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$			
mm			kgf	kgf	kg							x	y	x	y	
15	24	5	125	50	0,007	61802	18	21	0,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2	
	32	8	405	228	0,025	16002	19,2	26,8	0,5	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8	
	32	9	440	225	0,030	6002	20,6	26,7	0,5	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6	
	35	11	610	360	0,045	6202	21,5	27,2	1	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4	
	42	13	900	550	0,082	6302	23,7	33,9	1,5	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2	
17	26	5	134	93	0,008	61803	20,2	23	0,5	0,5	0,44	1	0	0,56	1	
	35	8	440	225	0,032	16003	22,2	29,8	0,5							
	35	10	475	285	0,039	6003	23,1	29,2	0,5							
	40	12	750	455	0,065	6203	24,2	32,9	1							
	47	14	1 060	670	0,12	6303	26,5	37,6	1,5							
	62	17	1 800	1 200	0,27	6403	32,4	47,4	2							
20	32	7	208	143	0,018	61804	24	28	0,5							
	42	8	510	310	0,050	16004	26,5	34,5	0,5							
	42	12	735	455	0,069	6004	27,2	35,1	1							
	47	14	1 000	630	0,11	6204	28,5	38,7	1,5							
	52	15	1 250	800	0,14	6304	30,3	42,1	2							
	72	19	2 400	1 700	0,40	6404	37,1	55,6	2							
25	37	7	232	173	0,022	61805	29	33	0,5							
	47	8	570	375	0,060	16005	32,9	40,9	0,5							
	47	12	880	570	0,080	6005	32	40,3	1							
	52	15	1 100	710	0,13	6205	34	44,2	1,5							
	62	17	1 760	1 160	0,23	6305	36,6	50,9	2							
	80	21	2 800	2 000	0,53	6405	45,4	63,8	2,5							
30	42	7	232	183	0,026	61806	33,8	38,2	0,5							
	55	9	880	600	0,085	16006	37,7	47,3	0,5							
	55	13	1 040	695	0,12	6006	38,2	47,1	1,5							
	62	16	1 530	1 020	0,20	6206	40,3	52,1	1,5							
	72	19	2 200	1 500	0,35	6306	44,7	59,9	2							
	90	23	3 400	2 450	0,74	6406	50,3	70,7	2,5							
35	47	7	240	204	0,030	61807	38,8	43,2	0,5							
	62	9	965	710	0,11	16007	43,7	53,3	0,5							
	62	14	1 250	865	0,16	6007	43,7	53,6	1,5							
	72	17	2 000	1 400	0,29	6207	46,9	60,6	2							
	80	21	2 600	1 830	0,46	6307	49,5	66,1	2,5							
	100	25	4 300	3 150	0,95	6407	57,4	80,6	2,5							
40	52	7	250	224	0,034	61808	43,8	48,2	0,5							
	68	9	1 040	800	0,13	16008	49,4	58,6	0,5							
	68	15	1 320	950	0,19	6008	49,2	59,1	1,5							
	80	18	2 400	1 700	0,37	6208	52,6	67,9	2							
	90	23	3 200	2 280	0,63	6308	56,1	74,7	2,5							
	110	27	5 000	3 750	1,25	6408	62,8	88	3							



Montaje



$$d_a = d + 4r$$

$$d_a = 0,6r$$

$$D_a = D - 4r$$



**TABLA 30. CHAVETAS SEGMENTADAS NC 16-59**

**DIMENSIONES DE LA CHAVETA**

**TIPO 1**

**TIPO 2**

b		h		d		R ó S x 45°	
Nom.	Desv. l/m. h9	Nom.	Desv. l/m. h11	Nom.	Desv. l/m. h12	Mín	Máx.
2	0 -0,025	3,7	0 -0,015	10	0 -0,150	0,16	0,25
2,5		3,7		10			
3		5		13			
3		6,5		16			
4	0 -0,030	6,5	0 -0,090	16	0 -0,180	0,25	0,4
4		7,5		19			
5		6,5		16			
5		7,5		19			
5		9		22			
6		9		22			
6	10	25	0,4	0,6			
8	11	28					
10	13	32					

**Ejemplo:**  
CHAVETA-2-3x5x13 NC 16-59

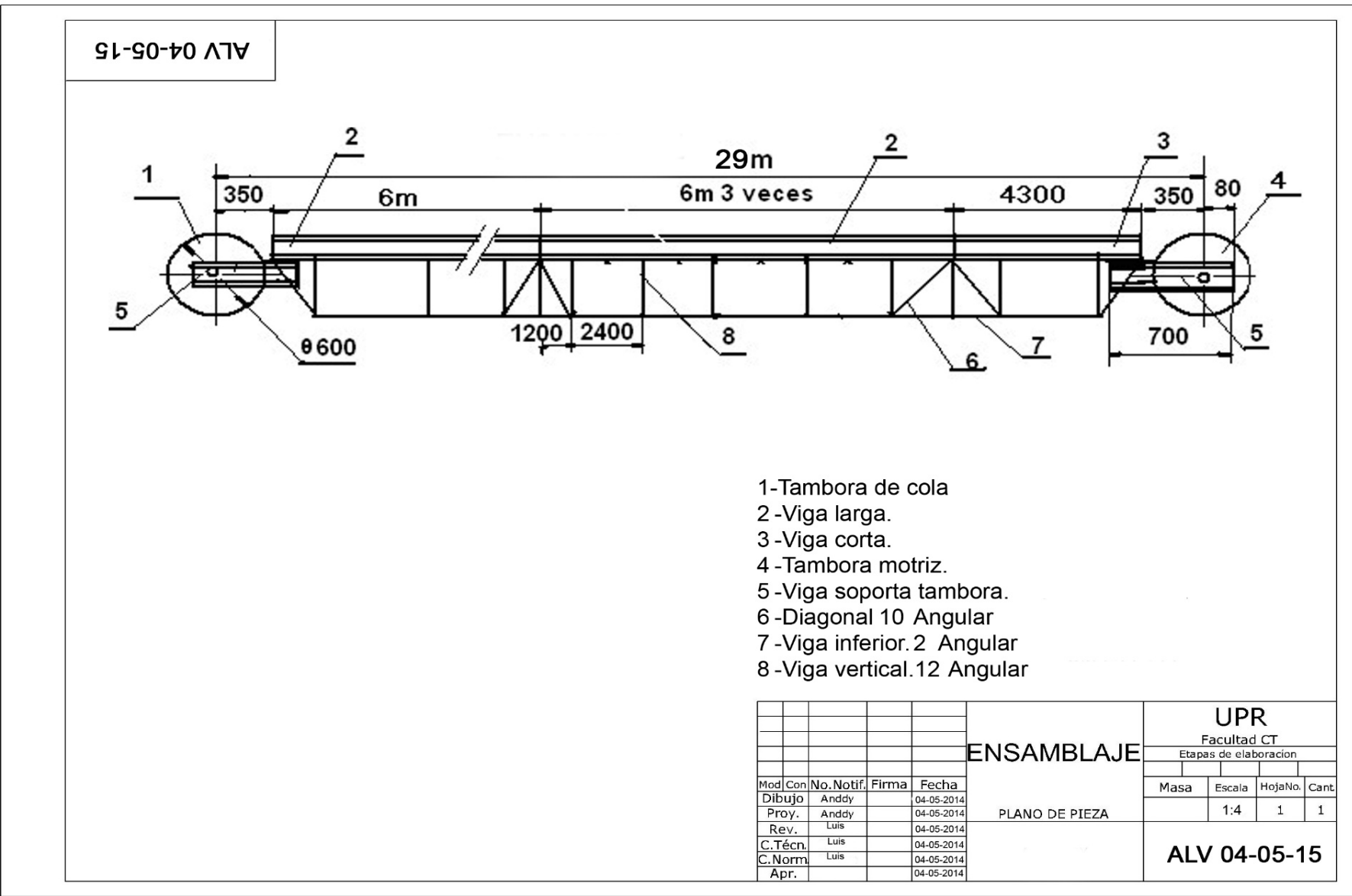
**MATERIAL:** ACERO  
σ RES TRAC ≥ 60 kg/mm<sup>2</sup>

## ANEXO 2

### 2.1 Planta De Áridos La Lagunilla.

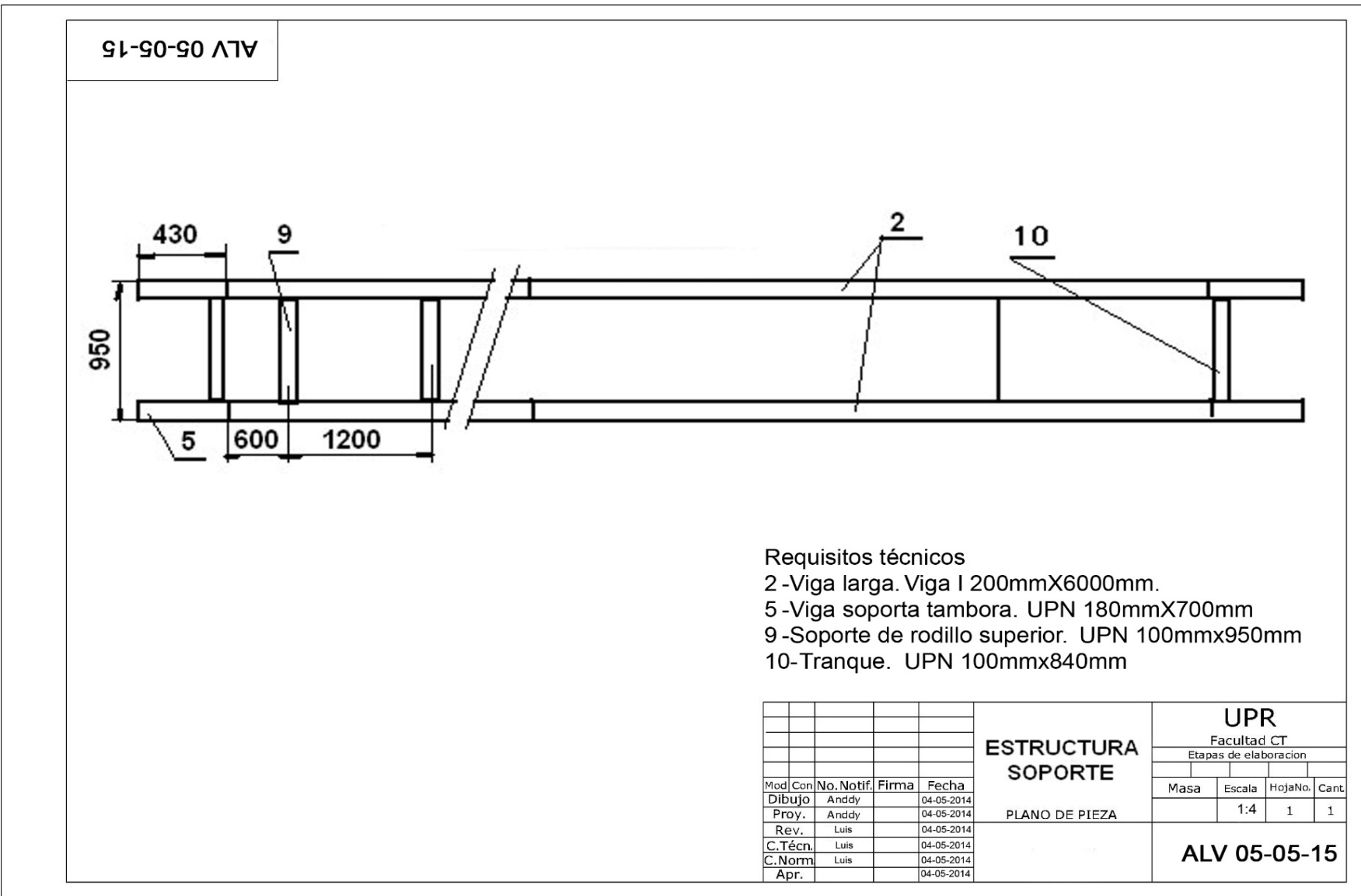


## 2.2. Plano De Ensamble Del Transportador.



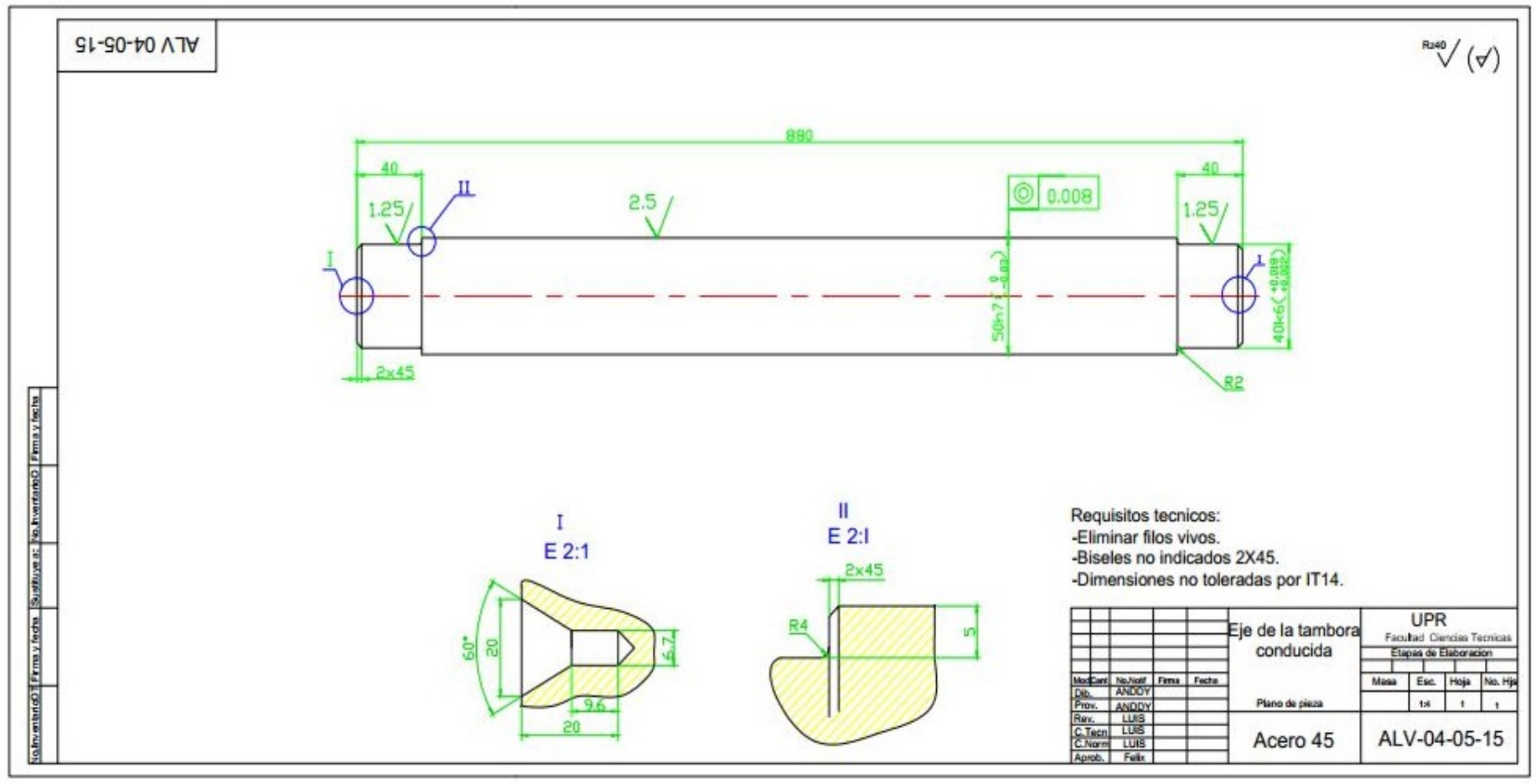


### 2.3. Plano del Soporte.

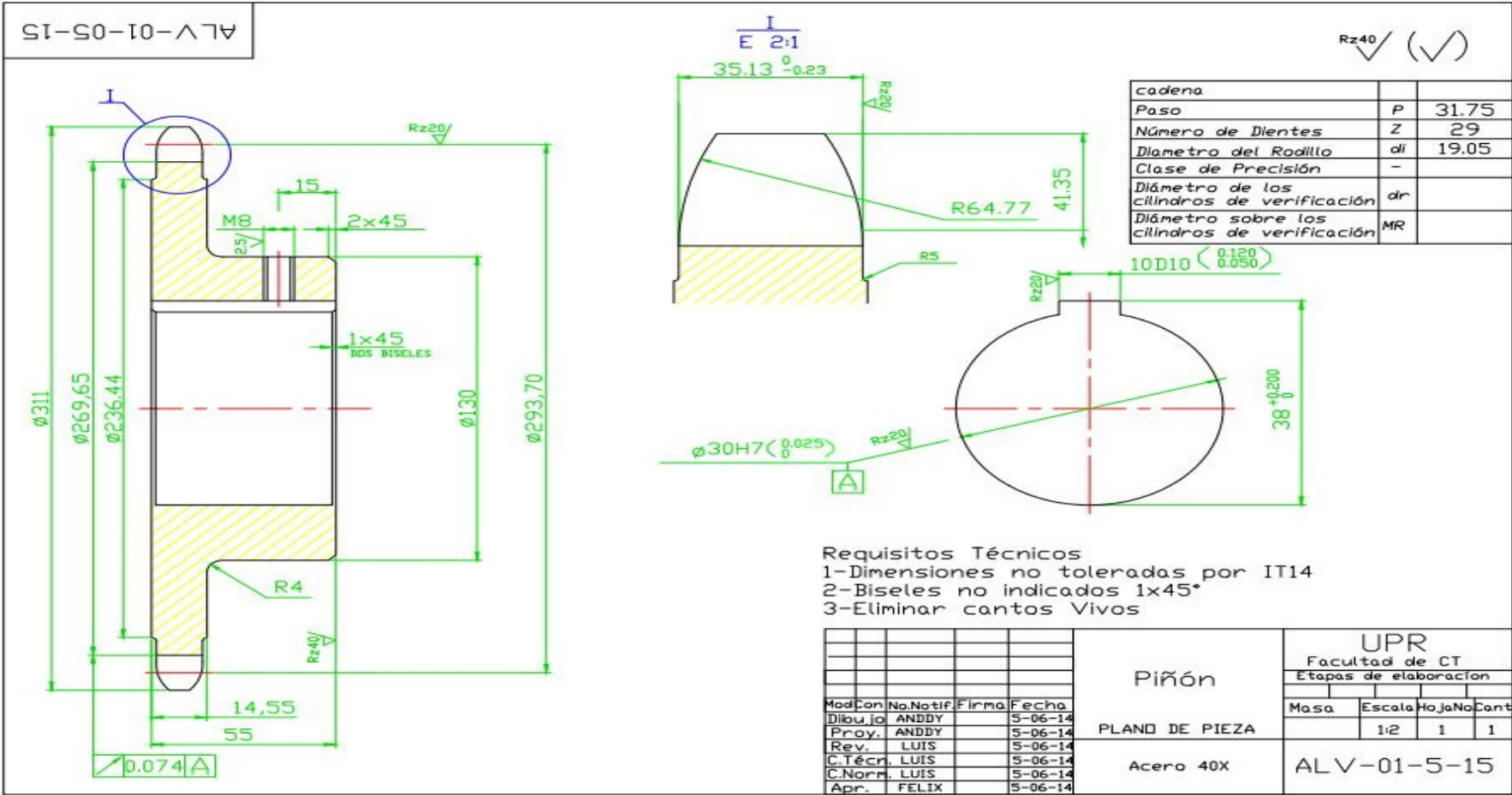




## 2.5. Plano del árbol conducido.



2.6. Plano del piñón.



# 2.7. Plano de la rueda.

