



*UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO*

**PROYECTO FINAL N° 8**

**INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

**DISEÑO Y CÁLCULO DE  
MECANIZACIONES Y AIREACIONES  
DE UNA PLANTA DE  
ACOPIO DE CEREALES**

**Alumnos:**

**FARIAS, Diego  
PIERONI, Gustavo**

**Docentes:**

**Ing. ALI, Daniel  
Ing. FERREYRA, Daniel**

**Año 2007**

## 0. INDICE

### 1. INTRODUCCIÓN.

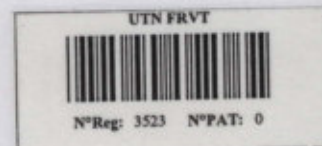
- 1.1. Generalidades.
- 1.2. Descripción Operación Planta.

### 2. CÁLCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES.

- 2.1. Elevador a Cangilones N° 1.
  - 2.1.1. Cálculo de Potencia del Elevador.
  - 2.1.2. Selección del Cangilón.
  - 2.1.3. Selección Correa Elevadora.
  - 2.1.4. Dimensionamiento de Tambor y Pantalones.
  - 2.1.5. Cálculo del Cabezal.
  - 2.1.6. Dimensionamiento de Rendas.
  - 2.1.7. Cálculo de los Anclajes.
  - 2.1.8. Cálculo de los Pantalones.
  - 2.1.9. Cálculo de los Ejes Conductor y Conducido de la Noria.
  - 2.1.10. Selección de los Rodamientos de los Ejes de la Noria. Verificación de la Vida.
  - 2.1.11. Selección del Acople Motor-Reductor de la Noria.
  - 2.1.12. Selección del Acople Reductor-Tambor Superior.
  - 2.1.13. Criterios de Diseño del Elevador.
- 2.2. Cinta Transportadora N° 1.
  - 2.2.1. Elección de Ancho de Banda y Velocidad de Transporte.
  - 2.2.2. Disposición de los Rodillos.
  - 2.2.3. Cálculo de Potencia de la Cinta.
  - 2.2.4. Selección Banda Transportadora.
  - 2.2.5. Cálculo y Diseño de Rodillos Superiores e Inferiores.
  - 2.2.6. Dimensionamiento de Tambores.
  - 2.2.7. Cálculo de los Ejes Conductor y Conducido de la Cinta.
  - 2.2.8. Selección de los Rodamientos de los Ejes de la Cinta. Verificación de la Vida.
  - 2.2.9. Cálculo de Largueros de la Estructura.
  - 2.2.10. Cálculo de los Apoyos de la Estructura.
  - 2.2.11. Criterios de Diseño de la Cinta.
- 2.3. Roscas Sinfín N° 2 y N° 4.
  - 2.3.1. Cálculo de Potencia de las Cintas.
  - 2.3.2. Cálculo y Selección del Sinfín.
  - 2.3.3. Cálculo del Eje del Sinfín.
  - 2.3.4. Selección del Acople Motor-Reductor de la Rosca.
  - 2.3.5. Cálculo del Acople Reductor-Eje del Sinfín.
  - 2.3.6. Criterios de Diseño de la Rosca.

### 3. CÁLCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES.

- 3.1. Introducción.
- 3.2. Aireación de Mantenimiento en Silos Condiciones Cámara.
  - 3.2.1. Superficie de Piso.
  - 3.2.2. Caudal de Aire de Mantenimiento.
  - 3.2.3. Pérdida de Carga debido a Columna de Cereal.
  - 3.2.4. Pérdida de Carga debido al falso Piso " $\Delta P_{fp}$ ".
  - 3.2.5. Pérdida de Carga debido al Conducto de Conexión.





## 0. INDICE

- 3.2.6. Pérdida de Carga debido a la Variación de Sección.
- 3.2.7. Pérdida de Carga Total.
- 3.2.8. Potencia Necesaria por Ventilador.
- 3.2.9. Valores Característicos del Sistema (Mantenimiento).
- 3.2.10. Valores Característicos de los Ventiladores Centrífugos Adoptados.
- 3.2.11. Gráfico del Sistema (Mantenimiento).

### 3.3. Aireación de Enfriamiento en Silos Seco - Caliente.

- 3.3.1. Caudal de Aire de Enfriamiento.
- 3.3.2. Pérdida de Carga debido a Columna de Cereal Seco - Caliente.
- 3.3.3. Diámetro del Conducto Principal.
- 3.3.4. Potencia del Ventilador Necesaria.
- 3.3.5. Valores Característicos del Sistema (Enfriamiento).
- 3.3.6. Valores Característicos del Ventilador Centrífugo Adoptado.
- 3.3.7. Gráfico del Sistema (Enfriamiento).

## 4. PLANOS.

- Plano N° 1. Esquema General Noria.
- Plano N° 2. Cabezal Superior Noria.
- Plano N° 3. Esquema Cabezal Superior.
- Plano N° 4. Esquema Pie de Noria.
- Plano N° 5. Esquema Estructura Pie de Noria.
- Plano N° 6. Esquema Pantalón.
- Plano N° 7. Marcos Pantalones.
- Plano N° 8. Desarrollo Plegado Pantalones.
- Plano N° 9. Esquema Cinta Transportadora.
- Plano N° 10. Esquema Rosca 150 ton/hora.

## 5. ANEXOS.

## 6. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS.

- Flexibilidad. Necesaria para poder direccionar el grano por el camino más eficiente, además de poder manejar en forma diferencial partidas de distintas naturalezas.
- Operatividad. Debe permitir anticipar la cosecha, diseñar el flujo de cereal a recibir y los distintos horarios de recepción, así como también debe prever los distintos canales de comercialización, formas de venta, destinos y por supuesto la independencia de las pizarras.
- Funcionalidad. La planta deberá ser funcional, es decir será de fácil manejo y rápida puesta en marcha, además deberá adaptarse en forma simple, sencilla y rápida a las modificaciones de la dinámica de operación propias al trabajo de acopio de cereales. También deberá poseer vestos espacios y accesos, en vista a futuras ampliaciones.



## 1. INTRODUCCION

### 1.1. GENERALIDADES

El siguiente proyecto trata acerca del diseño de mecanizaciones, cálculo de aireaciones y selección de los componentes esenciales de una planta de acondicionamiento y almacenamiento de cereales (maíz, trigo, soja, cebada en grupos de a pares).

De modo de no ser innecesariamente reiterativo y de no escapar a los objetivos principales de este proyecto, no se calculará la totalidad de los componentes de la planta, sino que se realizará el cálculo y diseño de un elevador de cangilones, una cinta transportadora y una rosca sinfín.

En función de la época del año y la tendencia del mercado, podemos decir que el trigo se almacena en distinta temporada que el resto de los cereales y que un reglaje típico sería acopiar maíz-soja en verano y trigo-cebada en invierno. Esta modalidad será la utilizada en el presente proyecto.

Para una mejor comprensión del proceso estudiado, podemos establecer las diferencias entre grano y semilla. El grano comprende a todos los frutos y semillas de los cereales y oleaginosas utilizados como insumos para la industria agroalimentaria, mientras que como semilla se define a los mismos frutos y semillas, pero cuyo destino es la siembra y la propagación. De esto se deduce que el tratamiento y las condiciones de acopio de una u otro serán completamente distintos.

Al momento de proyectar, calcular y seleccionar los componentes de la planta se tuvieron en cuenta los siguientes criterios:

- ➔ **Flexibilidad.** Necesaria para poder direccionar el grano por el camino más eficiente, además de poder manejar en forma diferencial partidas de distintas naturalezas.
- ➔ **Operatividad.** Debe permitir anticipar la cosecha, planificar el flujo de cereal a recibir y los distintos horarios de recepción, así como también debe prever los distintos canales de comercialización, formas de venta, destinos y por supuesto la independencia de las pizarras.
- ➔ **Funcionalidad.** La planta deberá ser funcional, es decir será de fácil manejo y rápida puesta en marcha; además deberá adaptarse en forma simple, sencilla y rápida a las modificaciones de la dinámica de operación propias al trabajo de acopio de cereales. También deberá poseer vastos espacios y accesos, en vista a futuras ampliaciones

## 1. INTRODUCCION

- ➔ **Ubicación Geográfica.** La planta deberá estar situada geográficamente en una zona lindera a las vías férreas, ya que esa es su principal vía de descarga. No obstante, se prevé la posibilidad de realizar el despacho -por salida alterativa del silo pulmón- a vehículos pesados, cuya circulación se proyecta por el camino ubicado entre las vías del ferrocarril y los silos de almacenamiento en condiciones cámara.
- ➔ **Ubicación Física y Accesibilidad.** Deberá tenerse en cuenta la capacidad portante del suelo, el nivel de la napa freática, las curvas de nivel de la zona, la provisión de energía, y los caminos y vías de accesos a la planta para poder operar con tarifas de fletes más bajas.
- ➔ **Posibilidad de Automatización de los Procesos.** Debido a que el proceso es mecánico y repetitivo, la planta deberá tener la posibilidad de automatizar y vincular procesos como el secado y la limpieza del cereal.
- ➔ **Costos de Construcción y Operativos.** Los costos de construcción estarán basados en los presupuestos de empresas especializadas en los diferentes rubros (obra civil, silos, mecanizaciones, secadoras, limpiadoras, aireación, termometría, balanza, etc.); mientras que los costos operativos están integrados por amortizaciones, intereses, sueldos, jornales, combustible, energía, reparaciones, etc.
- ➔ **Contaminación Ambiental.** Se deberán estudiar los vientos predominantes y, en función a éstos, decidir la selección de los elementos y medios de transportes del cereal en planta.
- ➔ **Capacidad Correctiva.** Necesaria para mejorar la calidad del granel. No debe perderse de vista que se procesan granos, los cuales constituyen una de las principales fuentes de alimentación humana, por lo que se debe planear una correcta adecuación, manejo y conservación, de modo de mantener su valor nutritivo.

### 1.2. DESCRIPCIÓN OPERACIÓN PLANTA

Teniendo en cuenta el flujograma de operación de la planta (fig. 1), donde puede observarse que su funcionamiento es típico para una planta de acopio de cereales, podemos diagramar las instalaciones y dividirlas esencialmente en cuatro sectores:

## 1. INTRODUCCION

- 1°. **Recepción.** Es la parte del proceso donde se realiza la toma de una muestra para su posterior análisis, con el que se aprueba o rechaza dicha partida de cereal. En caso de ser necesario se realizará el descuento o merma correspondiente al estado del cereal. Posteriormente se efectúa el pesaje y finalmente la descarga en la plataforma elevadora.
- 2°. **Acondicionamiento.** En esta etapa se logran los niveles estándares de calidad previamente establecidos. Cabe destacar que –esencialmente- consiste en dos grandes etapas. Inicialmente la prelimpieza (queda definido en el actual proyecto que todo el cereal que entra a los silos de la planta, ya sea de húmedo o seco, cumplirá con los grados de limpieza y pureza preestablecidos, de no ser así se lo adecuará antes de su ingreso) y luego el secado, con el que se controla la humedad y por ende la respiración del grano. La humedad es un factor importante de pérdida en cuanto a la viabilidad, valor nutricional y propiedades industriales de los granos. Otra variable del acondicionamiento -que influye en forma significativa- es la temperatura, la que se controla mediante un sistema de aireación (podemos distinguir dos tipos de aireaciones, una para enfriar el cereal seco o para mantener su temperatura, y otra para incorporar productos químicos al sistema).
- 3°. **Almacenamiento.** Se proyectaron para esta función dos silos, uno para cada cereal, con una capacidad para albergar dos mil toneladas de cereal, con sus correspondientes elementos para el control de plagas, humedad y temperatura.
- 4°. **Despacho.** Como se observa en el esquema general de la planta (fig. 2), el despacho será realizado en forma mayoritaria por vía férrea. Sin embargo, se prevé una salida auxiliar para realizar el despacho sobre camiones en el silo pulmón de descarga, a fin de poder tener una forma de despacho alternativa y no depender exclusivamente de un solo medio de transporte.

Para poder comprender mejor la dinámica de trabajo podemos hacer referencia a las *figuras 2, 3 y 4*, donde figuran las referencias de todas las mecanizaciones de la planta, entre las que pueden destacarse:

- ➔ Rosca N° 1. Es la encargada de transportar el cereal desde la descarga de la plataforma elevadora hacia la noria N° 5. Capacidad: 150 ton/h. Largo: 7m. Inclinación: 0°.

**1. INTRODUCCION**

- ➔ Noria N° 5. Destinada de elevar el cereal hasta el distribuidor, donde se toma la decisión de mandar a la prelimpieza o a la rosca N° 3. Capacidad: 100 ton/h. Altura: 10m.
- ➔ Rosca N° 3. Es la rosca -de similares características a la N° 1- empleada para transportar el cereal proveniente del distribuidor o desde la salida de la prelimpieza. Alimenta a las norias N° 2 y 3. Capacidad: 150 ton/h. Largo: 7m. Inclinación: 0°.
- ➔ Noria N° 1. Es la encargada de transportar el cereal a los silos 2 y 3, que son los destinados de almacenarlo seco y caliente. Capacidad: 100 ton/h. Altura: 26m.
- ➔ Noria N° 2. Es la destinada de dirigir el cereal a los silos condiciones cámara, siempre y cuando los estándares de calidad lo permitan. Capacidad: 100 ton/h. Altura: 32m.
- ➔ Noria N° 3. Esta noria está alimentada por las roscas provenientes de los silos 1 y 4 (cereal húmedo), y a su vez puede descargar en esos mismos silos y en la secadora. Capacidad: 100 ton/h. Altura: 32m.
- ➔ Cinta N° 1. La función exclusiva de este elemento de transporte es trasladar el cereal desde la secadora hacia la noria N° 1. Capacidad: 100 ton/h. Largo: 16m. Inclinación: 0°.
- ➔ Cintas N° 2 y 5. Cumplen la función de alimentar la noria N° 2 con cereal proveniente de los silos 2 y 3 (Seco-Caliente). Capacidad: 100 ton/h. Largo: 9m. Inclinación: 0°.
- ➔ Cintas N° 3 y 4. Cumplen la función de alimentar a la noria N° 3 con cereal proveniente de los silos 1 y 4 (Húmedo). Capacidad: 100 ton/h. Inclinación: 0°. Largo N° 3: 9m. Largo N° 4: 10m.
- ➔ Roscas N° 2 y 4. Extraen el cereal almacenado en los silos condiciones cámara y lo envían a la noria N° 4. Capacidad: 150 ton/h. Largo: 14m. Inclinación: 0°.
- ➔ Noria N° 4. Este elevador es alimentado únicamente por las roscas N° 2 y 4; es el encargado de abastecer al silo pulmón. Capacidad: 150 ton/h. Altura: 32m.

En primera instancia, el cereal llega a la planta en vehículos de línea pesada. El paso inicial cuando esto sucede es el calado y análisis de la calidad del cereal entrante, realizado por medio de un calador hidráulico/neumático semiautomático. Si dicho cereal está dentro de los estándares admitidos,



## 1. INTRODUCCION

sigue su curso. De no ser así, será rechazado. Generalmente, el cereal siempre es aceptado, dado que cuando posee algún grado de contaminación o disminución en su calidad, se realiza la merma correspondiente a cada caso.

Posteriormente, el cereal es transportado a la noria N° 5 mediante la rosca N° 1. Allí, teniendo en cuenta el análisis de la calidad, se decide si se realiza la limpieza del cereal o si se le permite el ingreso a cualquiera de los silos. Cabe destacar que todo el cereal que ingresa a la planta se encuentra limpio, ya sea porque así fue provisto o por limpieza en la propia planta.

*NOTA: Podemos aclarar que en la planta de acopio se colocarán solo roscas, quedando diferenciadas estas de los sinfines estándares en que las roscas están colocadas en bateas y los sinfines están alojados en tubos; de esta manera se prevé una maniobra de destrabe mucho mas segura y práctica, a fin de acelerar el proceso de puesta en marcha si ocurriese el engrane la rosca debido a la introducción accidental de algún tipo de material extraño (cadenas, sogas, alambres, etc).*



1. INTRODUCCION

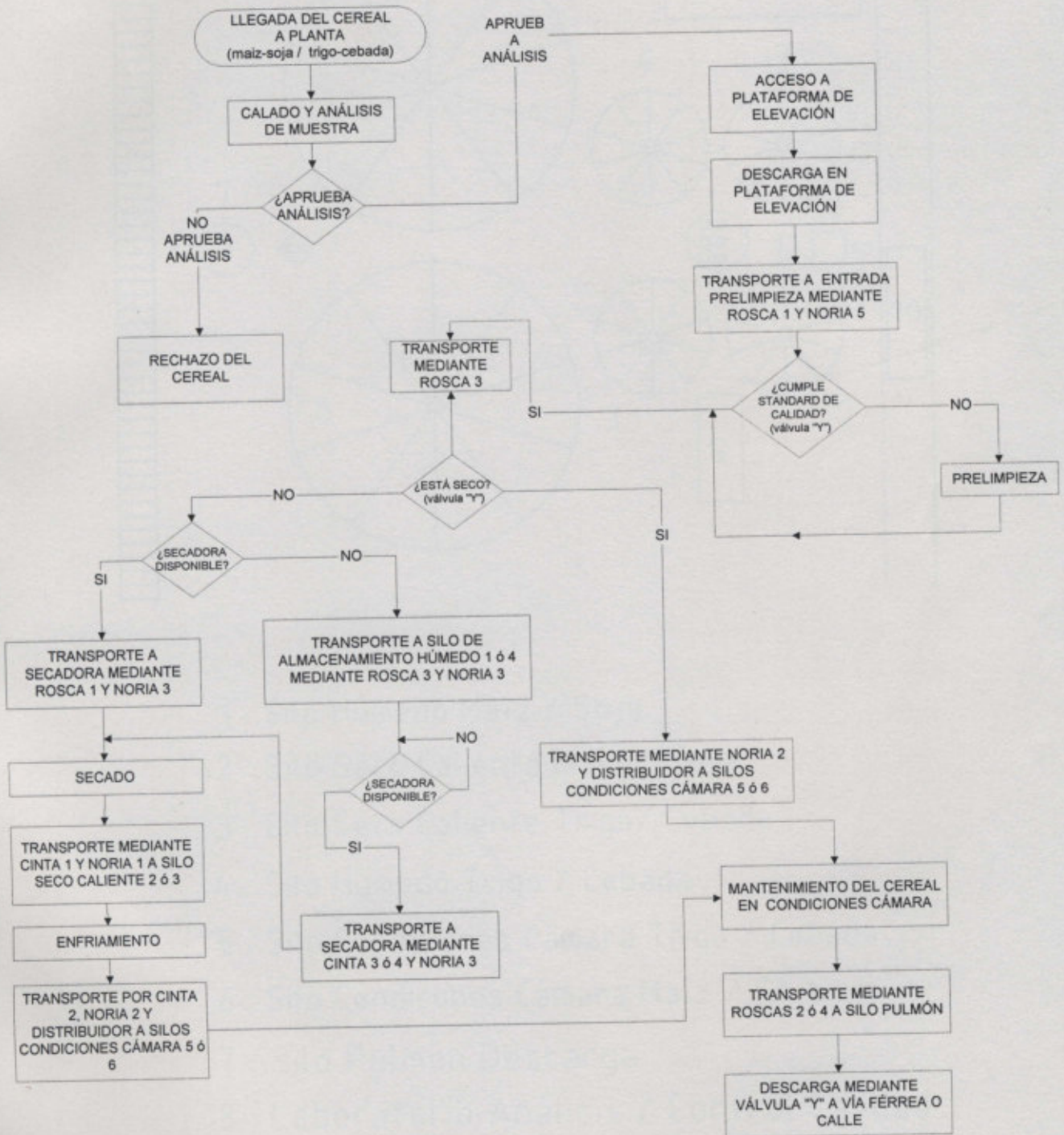
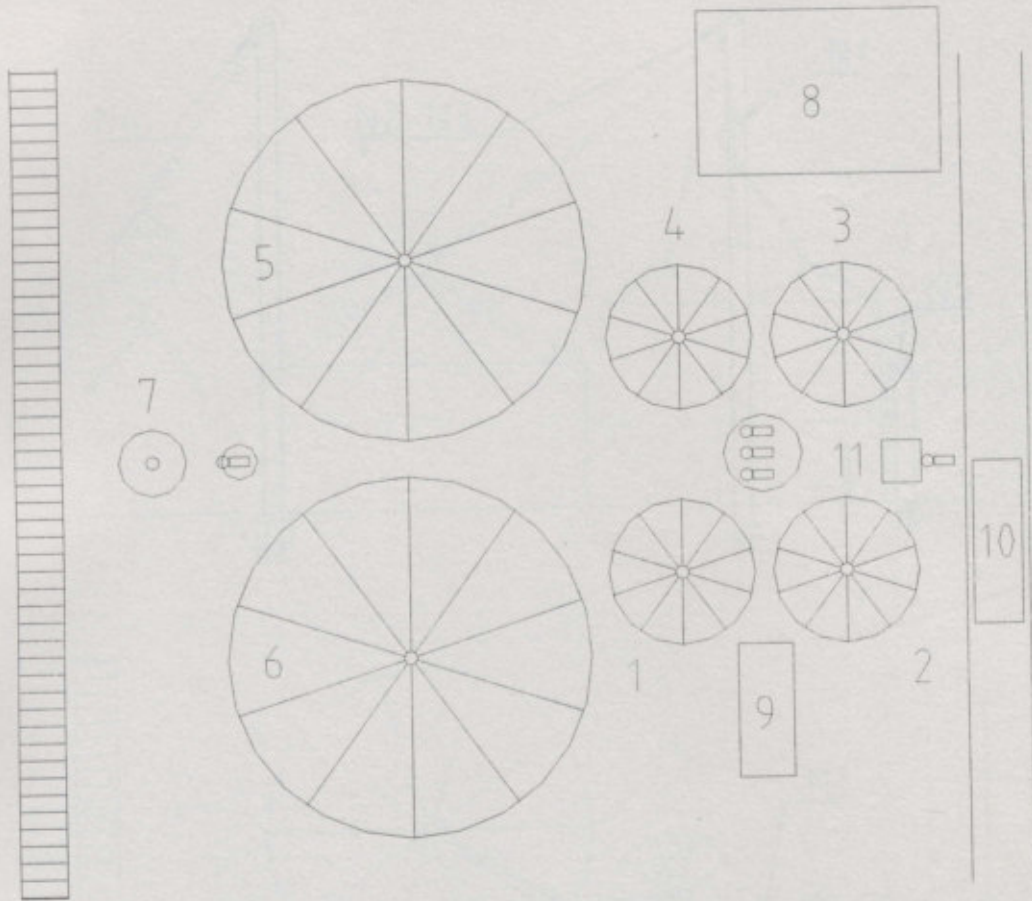


Figura 1. Flujo de Operación de la Planta.

1. INTRODUCCION

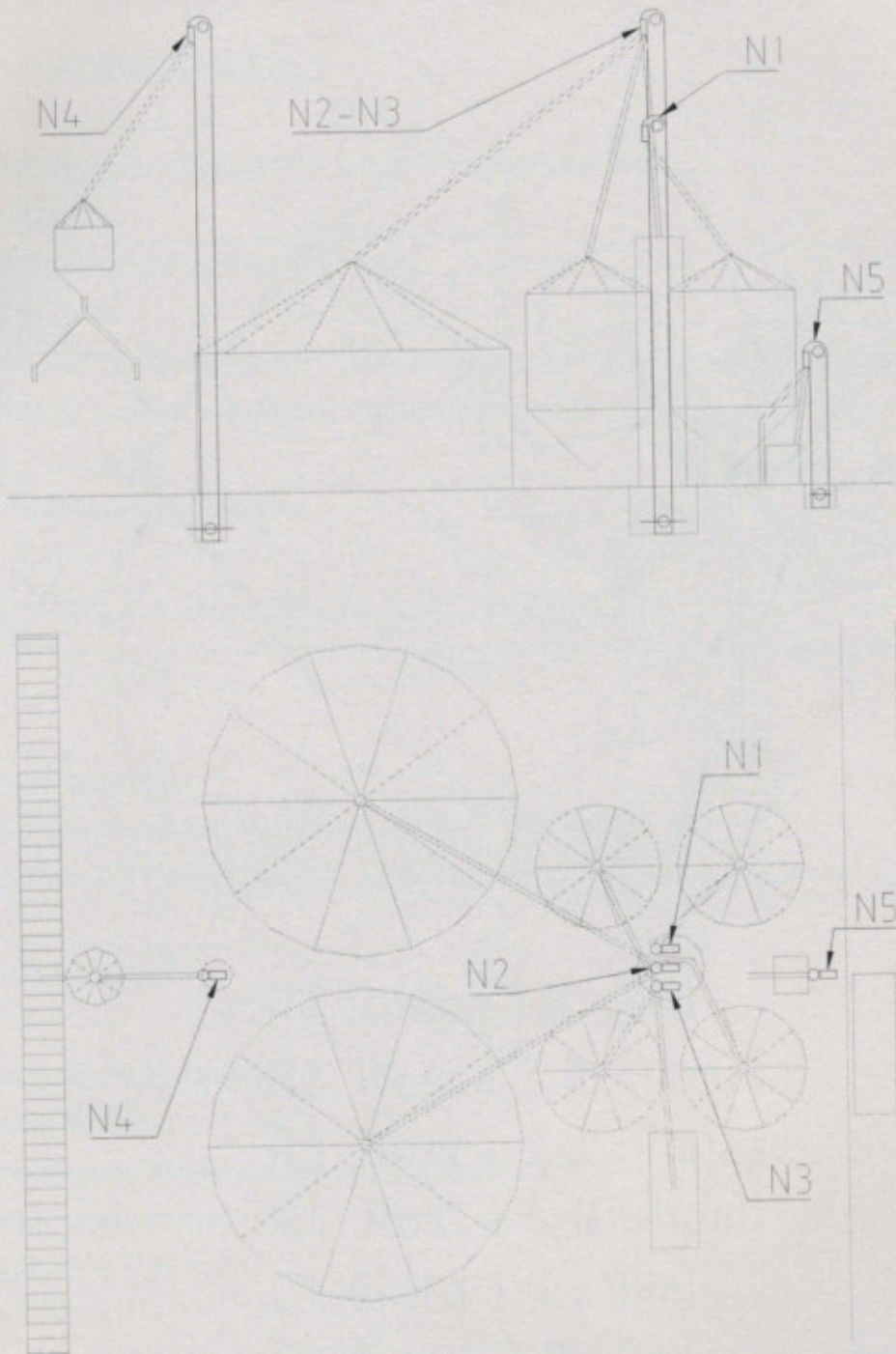


- 1 : Silo Húmedo Maíz / Soja
- 2 : Silo Seco Caliente Maíz / Soja
- 3 : Silo Seco Caliente Trigo/ Cebada
- 4 : Silo Húmedo Trigo / Cebada
- 5 : Silo Condiciones Cámara Trigo / Cebada
- 6 : Silo Condicones Cámara Maíz / Soja
- 7 : Silo Pulmón Descarga
- 8 : Laboratorio Análisis / Control Calidad
- 9 : Secadora
- 10 : Plataforma Volcadora

**Figura 2.** Esquema de los principales componentes de la planta.

Figura 3. Detalle de Ficciones e Conexiones de la planta (dicha).

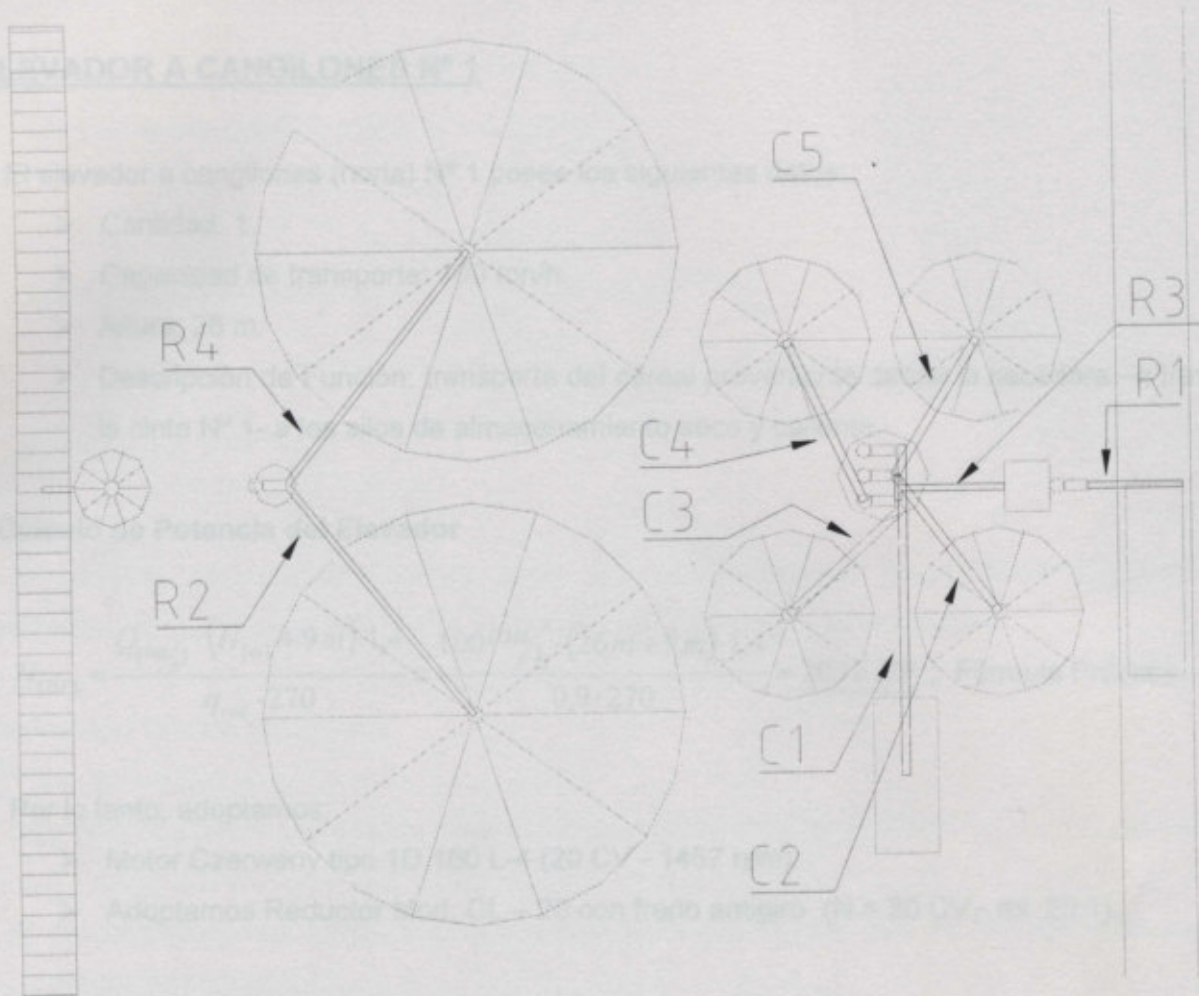
1. INTRODUCCION



- N1: Noria 1 (Silos Seco Caliente, H=26m)
- N2: Noria 2 (Silos Condiciones Cámara, H=32m)
- N3: Noria 3 (Silos Húmedo - Secadora, H=32m)
- N4: Noria 4 (Silo Pulmón, H=32m)
- N5: Noria 5 (Prelimpieza, H=10m)

Figura 3. Detalle de Elevadores a Cangilones de la planta (Norias).

1. INTRODUCCION



R1: Rosca 1 (L=7m)

R2: Rosca 2 (L=14m)

R3: Rosca 3 (L=7m)

R4: Rosca 4 (L=14m)

C1: Cinta 1 (L=16m)

C2: Cinta 2 (L=9m)

C3: Cinta 3 (L=9m)

C4: Cinta 4 (L=10m)

C5: Cinta 5 (L=9m)

Figura 4. Detalle de Roscas y Cintas de la planta.

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

### 2.1. ELEVADOR A CANGILONES N° 1

El elevador a cangilones (noria) N° 1 posee los siguientes datos:

- Cantidad: 1.
- Capacidad de transporte: 100 ton/h.
- Altura: 26 m.
- Descripción de Función: transporte del cereal proveniente desde la secadora –a través de la cinta N° 1- a los silos de almacenamiento seco y caliente.

#### 2.1.1. Cálculo de Potencia del Elevador

$$N_{[HP]} = \frac{Q_{[ton/h]} \cdot (H_{[m]} + 9m) \cdot 1,4}{\eta_{red} \cdot 270} = \frac{100 ton/h \cdot (26m + 9m) \cdot 1,4}{0,9 \cdot 270} = \underline{20,16 HP} ; \text{ F\acute{o}rmula Pr\acute{a}ctica}$$

Por lo tanto, adoptamos:

- Motor Czerweny tipo 1D 160 L-4 (20 CV - 1457 rpm).
- Adoptamos Reductor Mod. CL – 20 con freno antigiro (N = 20 CV - rel. 20:1).

#### 2.1.2. Selección del Cangilón

Adoptamos el siguiente cangilón:

- Marca: Bucket.
- Dimensiones: 247 mm x 165 mm x 100 mm.
- Chapa espesor: 2 mm.
- Volumen: 2,3 dm<sup>3</sup>.

$$\text{Capacidad de carga} = 0,75 \frac{Kg}{dm^3} \cdot 2,3 \frac{dm^3}{cang} = 1,725 \frac{kg}{cang}$$

$$\text{Velocidad cangil\acute{o}n} = \frac{100 \frac{ton}{h} \cdot \frac{1000 Kg}{1 ton} \cdot \frac{1 h}{3600 seg}}{1,725 \frac{kg}{cang}} = 16,1 \frac{cang}{seg}$$

*Falta coeficiente de llenado*

En el apartado 2.1.4 se podr\acute{a} observar el motivo de la adopci\acute{o}n de la siguiente velocidad de la cinta:

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Adoptamos velocidad de cinta  $\rightarrow v = 2,67 \text{ m/seg}$

$$\text{Separación entre Cangilones} = \frac{16,1 \text{ cang/seg}}{2,67 \text{ m/seg}} = 6,02 \text{ cang/m}$$

Adoptamos  $6,25 \text{ cang/m}$

El cangilón seleccionado admite hasta 8,5 cangilones por metro lineal de banda (ver documentación técnica anexa), por lo que verifica lo especificado por el fabricante.

### 2.1.3. Selección Correa Elevadora

Seguendo los pasos planteados en el catálogo adjunto (fabricante TRACSA S.A.), tenemos:

- 1) Preseleccionamos UNIPLY 300, material PVC (un modelo mayor al recomendado según proyección cangilón).
- 2) Determinación de la tensión máxima de servicio.

a.- Tensión por peso de la banda.

$$P_{B[\text{Kg/m}^2]} \cdot A_{[m]} \cdot h_{[m]} = 7,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \cdot 0,27 \text{ m} \cdot 26 \text{ m} = \underline{52,65 \text{ Kg}}$$

b.- Tensión por peso de cangilones.

$$P_{\text{cang}} \cdot N^{\circ}_{\text{cang/m}} \cdot h_{[m]} = 1,4 \frac{\text{Kg}}{\text{cang}} \cdot 6,25 \frac{\text{cang}}{\text{m}} \cdot 26 \text{ m} = \underline{227,5 \text{ Kg}}$$

c.- Tensión por peso de cereal.

$$c = P_{\text{ceral}} \cdot N^{\circ}_{\text{cang/m}} \cdot h_{[m]} = 1,725 \frac{\text{Kg}}{\text{cang}} \cdot 6,25 \frac{\text{cang}}{\text{m}} \cdot 26 \text{ m} = \underline{280,31 \text{ Kg}}$$

$$\text{ó bien } c = \frac{Q_{[\text{ton/h}]} \cdot h_{[m]}}{3,6 \cdot v_{[\text{m/seg}]}} = \frac{100 \frac{\text{ton}}{\text{h}} \cdot 26 \text{ m}}{3,6 \cdot 2,67 \text{ m/seg}} = 240,5 \text{ Kg}$$

d.- Tensión adicional por tipo de carga.

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

$$c \cdot x = 246,675 \text{Kg} \cdot 0,3 = \underline{74 \text{Kg}}$$

e.- Tensión total.

$$T_E = \sum_{\text{tensiones}} = 52,65 \text{Kg} + 227,5 \text{Kg} + 280,31 \text{Kg} + 74 \text{Kg} = 634,46 \text{Kg}$$

e<sub>1</sub>.- Tensión total " T' ".

$$T' = T_E \cdot (1 + K) = 634,46 \text{Kg} \cdot (1 + 1,18) = \underline{1383,12 \text{Kg}}$$

f.- Tensión máxima de trabajo.

$$T_M = \frac{1383,12 \text{ Kg}}{27 \text{ cm}} = 51,2 \text{ Kg/cm}$$

Adoptamos banda de PVC, modelo UNIPLY 300 (tensión de trabajo = 54Kg/cm).

### 2.1.4. Dimensionamiento de Tambor y Pantalones

Según las recomendaciones del fabricante de la correa elevadora, el diámetro mínimo de curvatura para la correa seleccionada es de 200mm. Sin embargo, este diámetro es muy pequeño y provocará una diferencia excesiva entre las velocidades tangenciales del cereal en los puntos del cangilón más próximo y más alejado del centro del tambor, quedando un cabezal algo desproporcionado (pequeño diámetro, gran distancia a boca de descarga). Por lo tanto, se adopta el diámetro en función de la fórmula práctica:

$$\theta_{\min} = 4 \cdot a$$

donde  $a = \text{proyección cangilón}$

$$\theta_{\min} = 4 \cdot 165 \text{ mm} = 660 \text{ mm}$$

Adoptamos  $\rightarrow \theta_{\text{tam}} = 700 \text{ mm}$

$$n_{[\text{rpm}]} = \frac{v_{\text{tam}} [\text{m/seg}] \cdot 60}{\pi \cdot \theta_{\text{tam}} [\text{m}]} = \frac{2,67 \text{ m/seg} \cdot 60}{\pi \cdot 0,7 \text{ m}} = 72,85 \text{ rpm}$$

$$i = \frac{1457 \text{ rpm}}{72,85 \text{ rpm}} = 20 \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} i = 20 : 1$$

Se observa que a partir de adoptar una velocidad de banda de 2,67 m/s, se obtiene un reductor con una relación de transmisión de 20:1, tal lo adoptado en 2.1.1.

**2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES**

A continuación se observa un esquema del conjunto tambor-pantalones, teniendo en cuenta las dimensiones de los cangilones.

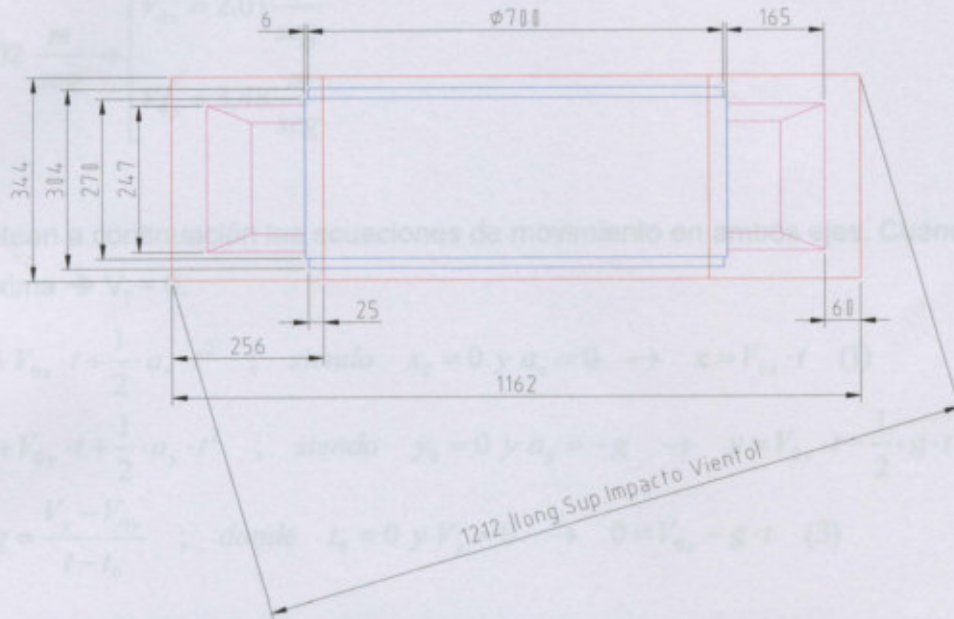


Figura 5. Esquema de Cangilones, Tambor y Pantalones.

**2.1.5. Cálculo del Cabezal**

Para el cálculo de las dimensiones del cabezal nos basaremos en el siguiente esquema, donde se observa que los primeros granos se desprenden del cangilón cuando se encuentra a  $30^\circ$  aprox. sobre la horizontal.

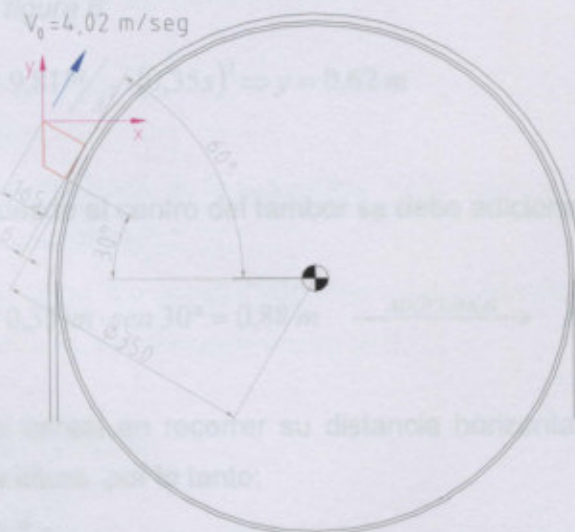


Figura 6. Diagrama de Velocidad del grano (se desprecia el ancho de cinta).



2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

$$v_{0[m/seg]} = \frac{n_{[rpm]} \cdot \pi \cdot (2 \cdot A_{camg[m]} + 2 \cdot e_{cinta[m]} + \theta_{tam[m]})}{60} = \frac{72,85rpm \cdot \pi \cdot 1,054m}{60} = 4,02m/seg$$

$$V_o = 4,02 \frac{m}{seg} \rightarrow \begin{cases} V_{0x} = 2,01 \frac{m}{seg} \\ V_{0y} = 3,48 \frac{m}{seg} \end{cases}$$

Se plantean a continuación las ecuaciones de movimiento en ambos ejes. Cuando el grano llega a su altura máxima  $\rightarrow V_y = 0$ .

$$x = x_o + V_{0x} \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a_x \cdot t^2 \quad ; \quad \text{siendo } x_o = 0 \text{ y } a_x = 0 \rightarrow x = V_{0x} \cdot t \quad (1)$$

$$y = y_o + V_{0y} \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a_y \cdot t^2 \quad ; \quad \text{siendo } y_o = 0 \text{ y } a_y = -g \rightarrow y = V_{0y} \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad (2)$$

$$a_y = -g = \frac{V_y - V_{0y}}{t - t_0} \quad ; \quad \text{donde } t_0 = 0 \text{ y } V_y = 0 \rightarrow 0 = V_{0y} - g \cdot t \quad (3)$$

De la expresión (3) se obtiene el tiempo "t" que tarda el cereal en llegar a su máxima altura:

$$0 = V_{0y} - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t \Rightarrow t = \frac{V_{0y}}{g} = \frac{3,48m/seg}{9,81m/seg^2} = 0,35seg$$

Reemplazando en (2) se obtiene la altura máxima alcanzada por el cereal desde el eje de coordenadas observado en la figura 6:

$$y = 3,48 \frac{m}{s} \cdot 0,35s - \frac{1}{2} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot (0,35s)^2 \Rightarrow y = 0,62m$$

Para obtener la altura desde el centro del tambor se debe adicionar la altura a la que fue fijado el eje de coordenadas.

$$h = y + (0,165 + 0,006 + 0,35)m \cdot \text{sen } 30^\circ = 0,88m \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} h = 0,9m$$

El tiempo que tarda el cereal en recorrer su distancia horizontal máxima es el doble del que demora en llegar a su máxima altura, por lo tanto:

$$t_x = 2 \cdot t_y = 2 \cdot 0,35s = 0,7s$$

$$x = 2,01 \frac{m}{seg} \cdot 0,7seg = 1,41m \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} L = 2m$$

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

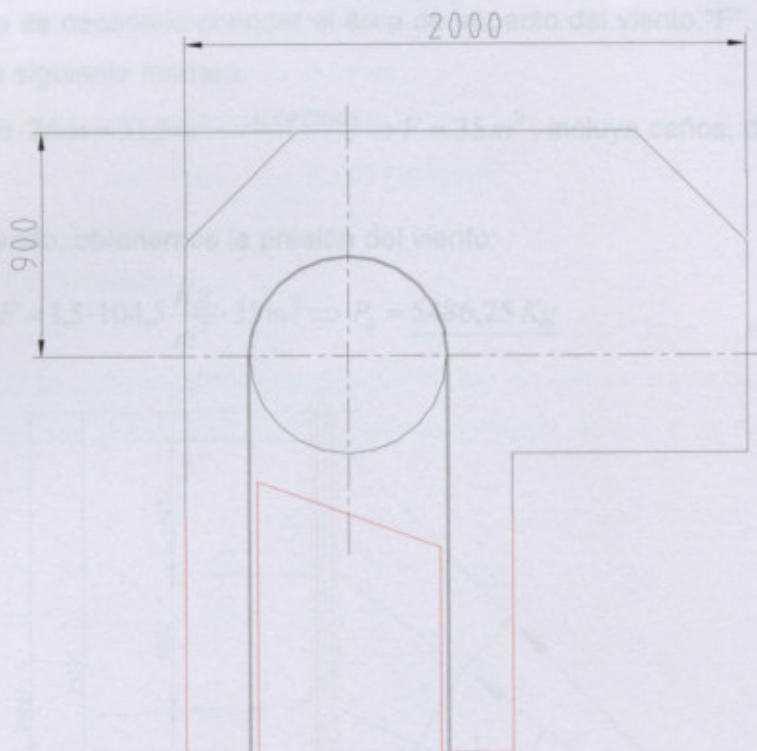


Figura 7. Esquema dimensional cabezal noria N° 1.

### 2.1.6. Dimensionamiento de Riendas

Para el cálculo de las riendas que sujetan toda la estructura de la noria, nos basaremos en el método descrito en el Manual del Ingeniero – Dubbel, página 409.

Siendo:

$q$  = presión del viento [ $\text{Kg}/\text{m}^2$ ].

$P_v$  = fuerza del viento [ $\text{Kg}$ ].

$C$  = coeficiente de forma, depende de la estructura. Para norias es igual a 1,5.

$\gamma$  = peso específico del aire [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ].

$v$  = velocidad del viento [ $\text{m}/\text{s}$ ]. En nuestra zona los vientos son de 145 km/h, es decir de 40 m/s.

$F$  = sección máxima sobre la que incide el viento [ $\text{m}^2$ ].

Se aplican las siguientes fórmulas:

$$q = \frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} = \frac{(40 \text{ m/s})^2 \cdot 1,28 \text{ kg/m}^3}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 104,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \quad ; \quad P_v = C \cdot q \cdot F$$

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Por lo tanto es necesario conocer el área de impacto del viento "F", la que se calcula con ayuda de la figura 5 de la siguiente manera:

$$F = 1,212 m \cdot 26 m = 31,5 m^2 \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} F = 35 m^2 ; \text{ incluye caños, distribuidor, accesorios, etc.}$$

> Tensión Admisible:  $\sigma_{adm} = 130 \text{ Kg/mm}^2$ .

Reemplazando, obtenemos la presión del viento:

$$P_v = C \cdot q \cdot F = 1,5 \cdot 104,5 \frac{\text{Kg}}{m^2} \cdot 35 m^2 \Rightarrow P_v = \underline{5486,25 \text{ Kg}}$$

Para realizar el dimensionamiento de las bases donde se soportarán las riendas (anclajes), es necesario obtener la fuerza resultante de la suma de la fuerza de cada rienda  $T_i$ .

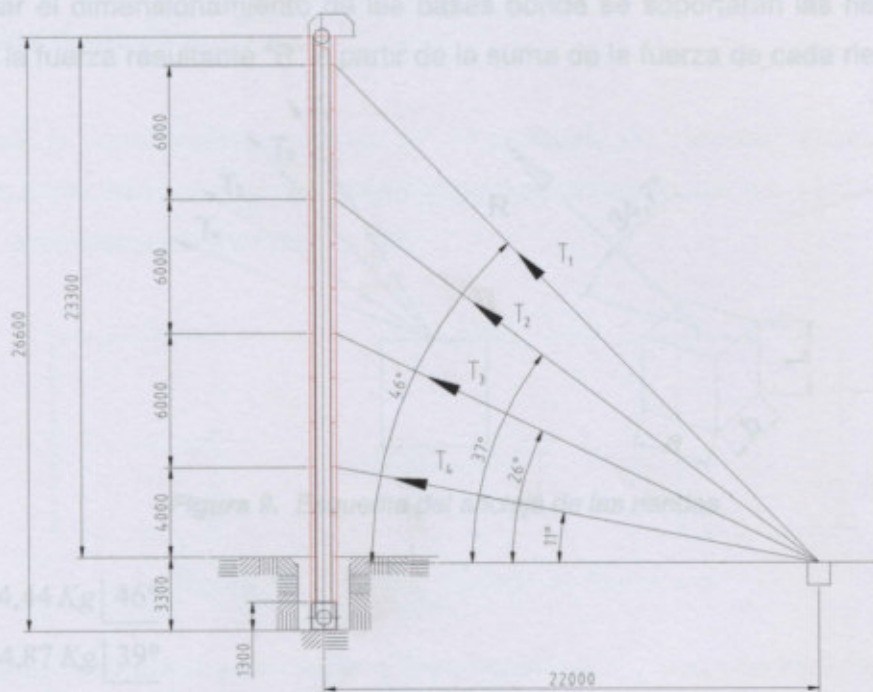


Figura 8. Distribución del esfuerzo del viento en riendas.

Como puede verse en la figura 8, la presión del viento está dividida en cuatro riendas, siendo los esfuerzos que actúan sobre ellas los siguientes:

$$T_1 = \frac{P_v/4}{\cos 46^\circ} = \frac{5486,24 \text{ Kg}/4}{\cos 46^\circ} = \underline{1974,44 \text{ Kg}}$$

$$T_2 = \frac{P_v/4}{\cos 34^\circ} = \frac{5486,24 \text{ Kg}/4}{\cos 39^\circ} = \underline{1764,87 \text{ Kg}}$$

$$T_3 = \frac{P_v/4}{\cos 19^\circ} = \frac{5486,24 \text{ Kg}/4}{\cos 30^\circ} = \underline{1583,74 \text{ Kg}}$$

$$T_4 = \frac{P_v/4}{\cos 19^\circ} = \frac{5486,24 \text{ Kg}/4}{\cos 20^\circ} = \underline{1459,58 \text{ Kg}}$$

**2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES**

Por lo tanto, adoptamos riendas con las siguientes características:

- **Cable de acero trenzado  $\varnothing$  8mm.**
- **Resistencia de trabajo: 2900 Kg.**
- **Tensión Admisible:  $\sigma_{ADM} = 130 \text{ Kg/mm}^2$ .**

**2.1.7. Cálculo de los Anclajes**

Para realizar el dimensionamiento de las bases donde se soportarán las riendas (anclajes), es necesario obtener la fuerza resultante "R" a partir de la suma de la fuerza de cada rienda  $T_i$ .

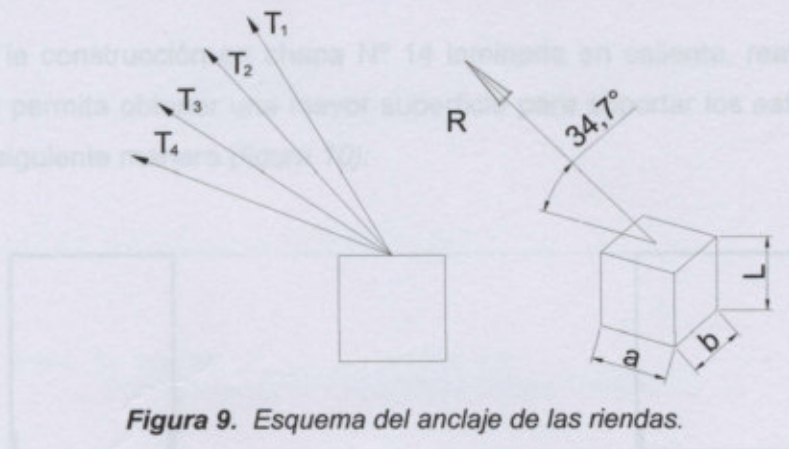


Figura 9. Esquema del anclaje de las riendas.

$$\begin{aligned}
 &T_1 = 1974,44 \text{ Kg} \quad | \quad 46^\circ \\
 + &T_2 = 1764,87 \text{ Kg} \quad | \quad 39^\circ \\
 + &T_3 = 1583,74 \text{ Kg} \quad | \quad 30^\circ \\
 + &T_4 = 1459,58 \text{ Kg} \quad | \quad 20^\circ \\
 \hline
 &R = 6773,34 \text{ Kg} \quad | \quad 34,7^\circ
 \end{aligned}$$

Siendo:

R = fuerza resultante de la acción del viento [Kg].

$\mu$  = tensión de contacto tierra-hormigón [1000 Kg/m<sup>2</sup>].

F = superficie de contacto [m<sup>2</sup>].

P = peso del bloque de hormigón [Kg].

$\gamma_H$  = peso específico del hormigón [2400 Kg/m<sup>3</sup>].

Se utiliza la siguiente fórmula para el cálculo:

$$R = \mu \cdot F + P = \mu \cdot (4 \cdot a \cdot L) + a \cdot b \cdot L \cdot \gamma_H$$

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Si adoptamos  $a = b = 1m$ , se tiene:

$$R = \mu \cdot 4 \cdot a \cdot L + a^2 \cdot L \cdot \gamma_{\text{Hormigón}}$$

$$\therefore L = \frac{R}{\mu \cdot 4 \cdot a + a^2 \cdot \gamma_{\text{Hormigón}}} = \frac{6773,34 \text{ Kg}}{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \cdot 4 \cdot 1m + (1m)^2 \cdot 2400 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}} = 1,058m$$

Adoptamos un anclaje con  $a=b=L \rightarrow \underline{1m \times 1m \times 1m}$ .

### 2.1.8. Cálculo de los Pantalones

Verificaremos la construcción en chapa N° 14 laminada en caliente, realizando un plegado en una de las caras que permita obtener una mayor superficie para soportar los esfuerzos. Dicho plegado se realizará de la siguiente manera (figura 10):

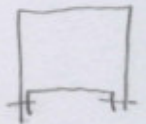
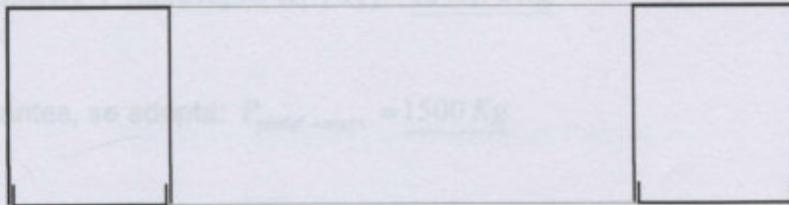


Figura 10. Esquema Plegado de Pantalones.

Inicialmente se realizará la verificación a flexo-compresión y luego se verificará si cumple con las condiciones necesarias para resistir el pandeo producido en el primer pantalón desde abajo hacia arriba, dado que éste es el que mayor peso debe soportar.

→ Verificación a la Flexo-Compresión

Siendo:

" $\mu$ " = coeficiente de rozamiento goma-chapa ( $\mu = 0,35$ ).

" $\theta$ " = ángulo de contacto del rolo motriz con la banda ( $\theta = 180^\circ$ ).

( $T_1+T_2$ ) = esfuerzo de flexión realizado sobre la banda transportadora sobre el eje conductor. Se obtiene de la fórmula de Prony.

$P_{\text{plataf.+accesorios}}$  = peso de la plataforma y accesorios varios. Se estima sin mayor error en 1500 Kg.

$T_{\text{riendas}}$  = componente vertical de la resultante de la tensión de las riendas de sujeción (ver 2.1.7).

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

$P_{\text{pant./cabez.}}$  = peso de todos los pantalones menos uno (sobre el que se verificarán esfuerzos), más el peso del cabezal. De acuerdo a los desarrollos de los plegados, se necesitan 18 chapas n° 14 de 1m x 2m para los pantalones (menos uno) y 2 chapas n° 12 de 1m x 2m.

El esfuerzo de compresión actuante se calcula a continuación:

$$F_{\text{comp}} = (T_1 + T_2) + P_{\text{plataf. + acces.}} + T_{\text{riendas}} + P_{\text{pant./cabez.}} \quad (4)$$

Fórmula de Prony  $\Rightarrow \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \theta}$

$$T_1 = 1383,12 \text{ Kg}$$

$$\frac{1383,12 \text{ Kg}}{T_2} = e^{0,35\pi} \Rightarrow T_2 = \frac{1383,12 \text{ Kg}}{e^{0,35\pi}} = \underline{460,6 \text{ Kg}}$$

Sumando:

$$(T_1 + T_2) = 1383,12 \text{ Kg} + 460,6 \text{ Kg} \Rightarrow (T_1 + T_2) = \underline{1843,72 \text{ Kg}}$$

Como dijimos antes, se adopta:  $P_{\text{plataf. + acces.}} = \underline{1500 \text{ Kg}}$

$$T_{\text{riendas}} = T_1 \cdot \text{sen}46^\circ + T_2 \cdot \text{sen}39^\circ + T_3 \cdot \text{sen}30^\circ + T_4 \cdot \text{sen}20^\circ$$

$$T_{\text{riendas}} = 1974,44 \text{ Kg} \cdot \text{sen}46^\circ + 1764,87 \text{ Kg} \cdot \text{sen}39^\circ + 1583,74 \text{ Kg} \cdot \text{sen}30^\circ + 1459,58 \text{ Kg} \cdot \text{sen}20^\circ$$

$$T_{\text{riendas}} = \underline{3822,04 \text{ Kg}}$$

$$P_{\text{pant./cabez.}} = \text{calzoncillos menos 1 (chapa N°14)} + \text{marcos} + \text{cabezal (chapa N°12)}$$

$$P_{\text{pant./cabez.}} = 31,4 \frac{\text{Kg}}{\text{chapa}} \cdot 18 \text{ chapas} + 10 \frac{\text{Kg}}{\text{ang. } 1\frac{1}{2} \times \frac{7}{16}} \cdot 17 \frac{\text{Kg}}{\text{ang.}} + 39,25 \frac{\text{Kg}}{\text{chapa}} \cdot 2 \text{ chapas}$$

$$P_{\text{pant./cabez.}} = \underline{814 \text{ Kg}}$$

Reemplazando estos valores en la expresión (4) se tiene:

$$F_{\text{comp}} = 1843,72 \text{ Kg} + 1500 \text{ Kg} + 3822,04 \text{ Kg} + 814 \text{ Kg}$$

$$F_{\text{comp}} = \underline{7979,46 \text{ Kg}}$$

Para el cálculo del área resistente a la compresión se toman solo los rincones, considerando que el resto del área no contribuye a soportar los esfuerzos. Se utiliza la siguiente relación práctica:

$$e = 2 \text{ mm}$$

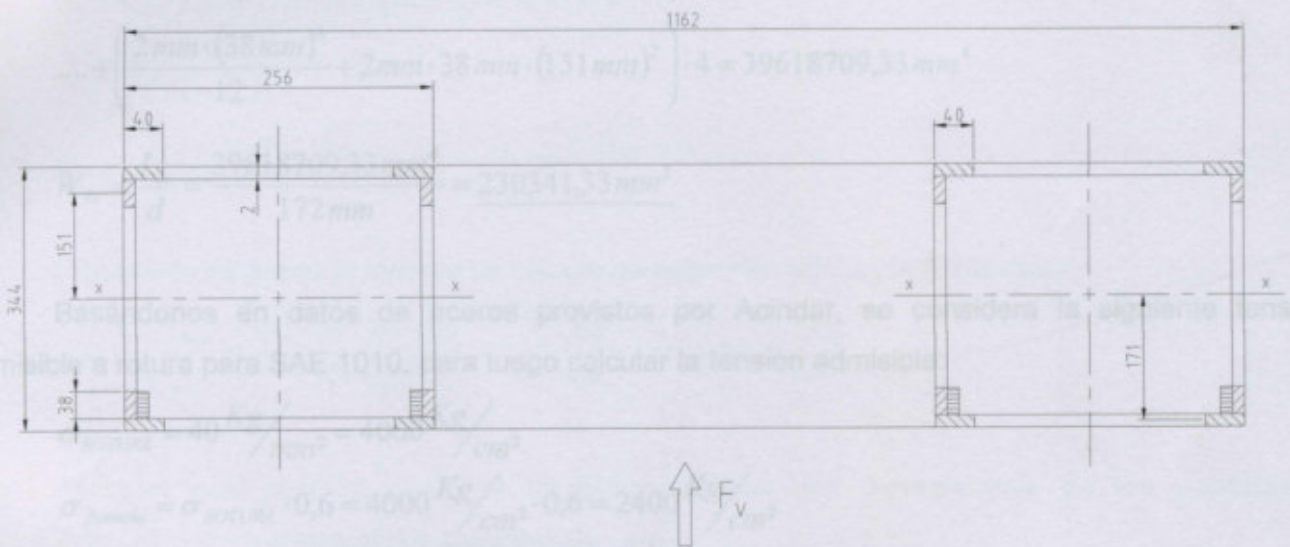
$$b = 20 \cdot e = 20 \cdot 2 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$$

**2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES**

Por lo tanto, de acuerdo a lo observado en la *figura 11*, el área resistente a la compresión será:

$$A_{comp} = (38\text{mm} \cdot 2\text{mm} \cdot 4 + 40\text{mm} \cdot 2\text{mm} \cdot 4) \cdot 2 + (38\text{mm} \cdot 2\text{mm}) \cdot 4$$

$$A_{comp} = 1552\text{mm}^2$$



**Figura 11.** Dimensiones Plegado de Pantalones.

Hasta aquí se obtuvieron los datos necesarios para el cálculo a compresión. Para la verificación a flexo-compresión, resta conocer el esfuerzo de flexión provocado por el viento en la superficie lateral de la noria (ver *figura 11*), siendo:

$$F_{viento} = 1,5 \cdot 104,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \cdot 2 \cdot 0,256\text{m} \cdot 7,762\text{m} = \underline{623\text{Kg}}$$

*Nota:* debido a los perfiles que unen los pantalones, la estructura se flexiona más en la dirección marcada en *figura 11* que en la transversal. Por ello, se consideran solo las caras de ancho 256mm.

El momento flector producido por este esfuerzo será:

$$M_{fMAX} = \frac{F_{viento} \cdot L}{4} = \frac{623\text{Kg} \cdot 7,762\text{m}}{4} = 1208\text{Kg} \cdot \text{m} = \underline{1208000\text{Kg} \cdot \text{mm}}$$

Finalmente, se necesita saber el módulo resistente  $W_{xx}$ , para lo cual primero calcularemos el momento de inercia de la estructura  $I_{xx}$ .

$$I_{xx} = \sum \frac{b \cdot h^3}{12} + A \cdot X_g^2$$

**2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES**

$$I_{xx} = \left( \frac{40 \text{ mm} \cdot (2 \text{ mm})^3}{12} + 40 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm} \cdot (171 \text{ mm})^2 \right) \cdot 8 + \dots$$

$$\dots + \left( \frac{2 \text{ mm} \cdot (38 \text{ mm})^3}{12} + 2 \text{ mm} \cdot 38 \text{ mm} \cdot (151 \text{ mm})^2 \right) \cdot 8 + \dots$$

$$\dots + \left( \frac{2 \text{ mm} \cdot (38 \text{ mm})^3}{12} + 2 \text{ mm} \cdot 38 \text{ mm} \cdot (151 \text{ mm})^2 \right) \cdot 4 = 39618709,33 \text{ mm}^4$$

$$W_{xx} = \frac{I_{xx}}{d} = \frac{39618709,33 \text{ mm}^4}{172 \text{ mm}} = 230341,33 \text{ mm}^3$$

Basándonos en datos de aceros provistos por Acindar, se considera la siguiente tensión admisible a rotura para SAE 1010, para luego calcular la tensión admisible:

$$\sigma_{\text{ROTURA}} = 40 \text{ Kg/mm}^2 = 4000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{fluencia}} = \sigma_{\text{ROTURA}} \cdot 0,6 = 4000 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0,6 = 2400 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{ADM}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{2} = \frac{2400 \text{ Kg/cm}^2}{2} = 1200 \text{ Kg/cm}^2$$

La fórmula a utilizar para el cálculo a flexo-compresión se muestra a continuación:

$$\sigma = \frac{F_{\text{comp}}}{A_{\text{comp}}} + \frac{M_{f \text{ MÁX}}}{W_{xx}} = \frac{7979,46 \text{ Kg}}{1552 \text{ mm}^2} + \frac{1208000 \text{ Kg} \cdot \text{mm}}{230341,33 \text{ mm}^3} = 10,39 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} < \sigma_{\text{ADM}} = 12 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto, las dimensiones de los pantalones adoptados según *figura 11*, verifican los esfuerzos de flexo-compresión.

→ Verificación al Pandeo

Siendo:

$i$  = radio de giro de la sección resistente considerada.

$L$  = Altura libre desde el pie de noria empotrado hasta la primer rienda. De *fig. 8* = 7300 mm.

$S_x$  = longitud de pandeo. Se calcula según lo indicado por el Manual del Ingeniero – Dubbel para una estructura empotrada (pie de noria) – articulada (rienda).

$\lambda$  = esbeltez de la estructura sometida a pandeo.

$w$  = coeficiente de pandeo según Manual del Ingeniero – Dubbel, página 524.



## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

A continuación se pormenorizan los cálculos correspondientes:

$$i = \sqrt[2]{\frac{I_{xx}}{A_{comp}}} = \sqrt[2]{\frac{39618709,33 \text{ mm}^4}{1552 \text{ mm}^2}} = 159 \text{ mm} = 15,9 \text{ cm}$$

$$S_k = 0,7 \cdot L = 0,7 \cdot 10,762 \text{ m} = 7,53 \text{ m} = 753 \text{ cm}$$

$$\lambda = \frac{S_k}{i} = \frac{753 \text{ cm}}{15,9 \text{ cm}} = 47,36$$

Para el grado de esbeltez  $\rightarrow \lambda = 47,36 \xrightarrow{\text{p/acero 1010}} w = 1,19$

Finalmente se aplica la fórmula de cálculo de la tensión admisible al pandeo:

$$\sigma = \frac{w \cdot F_{comp}}{A_{comp}} = \frac{1,19 \cdot 7979,46 \text{ Kg}}{1552 \text{ mm}^2} = 6,12 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} < \sigma_{ADM} = 12 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Al igual que para el caso de flexo-compresión, las dimensiones de los pantalones adoptados verifican los esfuerzos de pandeo.

### 2.1.9. Cálculo de los Ejes Conductor y Conducido de la Noria

$\rightarrow$  Eje Conductor

Para el cálculo del eje conductor se debe utilizar el momento de comparación a flexo-torsión  $M_c$ . Según lo indicado por la 5<sup>a</sup> teoría de la rotura utilizada -para materiales dúctiles- es:

$$M_c = 0,35 \cdot M_{f \text{ máx}} + 0,65 \cdot \sqrt[2]{M_{f \text{ máx}}^2 + 4 \cdot (M_{t \text{ n}})^2} \quad (5)$$

Donde:

$M_c$  = momento de comparación a flexo-torsión.

$M_{f \text{ máx}}$  = momento flector máximo.

$M_{t \text{ n}}$  = momento torsor nominal.

En la figura 12 se puede observar un diagrama de los esfuerzos actuantes sobre el eje conductor. El esfuerzo de flexión actuante es producido por la tensión de la banda transportadora ( $T_1 + T_2$ ). Se tiene:

$$\text{Reacciones en los apoyos: } R_A = R_B = \frac{1843,72 \text{ Kg}}{2} = 921,86 \text{ Kg}$$

2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Carga específica uniforme:  $q = \frac{1843,72 \text{ Kg}}{304 \text{ mm}} = 6,06 \text{ Kg/mm}$

$T_1 + T_2 = 1843,72 \text{ Kg}$

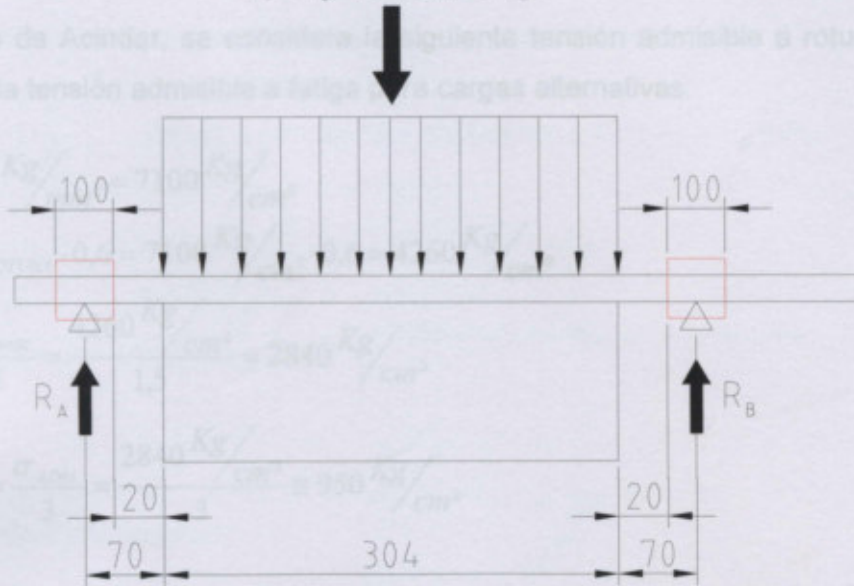


Figura 12. Diagrama de Esfuerzos sobre el Eje Conductor de la Noria.

El momento flector máximo se produce en el centro de los apoyos del eje conductor y vale:

$$M_{f \text{ máx}} = R_A \cdot \left( 70 \text{ mm} + \frac{304 \text{ mm}}{2} \right) - q \cdot \left( \frac{304 \text{ mm}}{2} \right)^2$$

$$M_{f \text{ máx}} = 921,86 \text{ Kg} \cdot \left( 70 \text{ mm} + \frac{304 \text{ mm}}{2} \right) - 6,06 \text{ Kg/mm} \cdot \left( \frac{304 \text{ mm}}{2} \right)^2$$

$$M_{f \text{ máx}} = 6464,268 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

Para el cálculo del momento torsor se utiliza la fórmula conocida:

$$M_{t,n} = \frac{71620 \cdot P[\text{cv}]}{n[\text{rpm}]} = \frac{71620 \cdot 20 \text{ cv}}{73 \text{ rpm}} = 19621,92 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \quad ; \quad P \text{ y } n \text{ se obtienen del punto 2.1.1.}$$

Reemplazando en la expresión (5) se obtiene el momento de comparación:

$$M_c = 0,35 \cdot 6464,268 \text{ Kg} \cdot \text{cm} + 0,65 \cdot \sqrt{(6464,268 \text{ Kg} \cdot \text{cm})^2 + 4 \cdot (19621,92 \text{ Kg} \cdot \text{cm})^2}$$

$$M_c = 28111 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

→ Rodamiento Eje Conductor

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Construiremos el eje conductor en acero SAE 1045, dado que tiene una mayor tensión admisible que el SAE 1010, sin aumentar excesivamente su costo. Además permitirá colocar un eje de menor diámetro, abaratando los rodamientos, entre otros componentes.

Según datos de Acindar, se considera la siguiente tensión admisible a rotura para SAE 1045, para luego calcular la tensión admisible a fatiga para cargas alternativas:

$$\sigma_{ROTURA} = 71 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 7100 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{fluencia} = \sigma_{ROTURA} \cdot 0,6 = 7100 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot 0,6 = 4260 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{ADM} = \frac{\sigma_{fluencia}}{1,5} = \frac{4260 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{1,5} = 2840 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{ADM FATIGA} = \frac{\sigma_{ADM}}{3} = \frac{2840 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{3} \cong 950 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto, el diámetro del eje conductor será:

$$\theta_{eje[cm]} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{c[Kg \cdot cm]}}{\pi \cdot \sigma_{ADM}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 28111 \text{Kg} \cdot \text{cm}}{\pi \cdot 950 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}} = 6,7 \text{cm} \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} \theta_{eje} = 70 \text{mm}$$

Se adopta un eje conductor de 70mm de diámetro, construido en acero SAE 1045.

→ Eje Conducido

El eje conducido se calcula solamente teniendo en cuenta el momento flector, por lo tanto:

$$\theta_{eje[cm]} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f \text{MÁX}}{\pi \cdot \sigma_{ADM}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6464,268 \text{Kg} \cdot \text{cm}}{\pi \cdot 950 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}} = 4,11 \text{cm} \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} \theta_{eje} = 45 \text{mm}$$

Se adopta un eje conducido de 45mm de diámetro, construido en acero SAE 1045.

### 2.1.10. Selección de los Rodamientos de los Ejes de la Noria - Verificación de la Vida

→ Rodamiento Eje Conductor

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Se elije el siguiente rodamiento de rodillos a rótula con manguito de fijación:

- 22212EK+H312 - Soporte SNH512 (ancho 105mm).
- Capacidad de carga dinámica:  $C=140000$  N.

Aplicando la fórmula de la vida para rodamientos a rodillos, tenemos:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P_A} \right)^{\frac{10}{3}} ; \text{ donde } n \text{ son las rpm del tambor y } P_A = P_B = R_A = R_B.$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 72,85rpm} \cdot \left( \frac{140000N}{9,8N/Kg} \right)^{\frac{10}{3}} = 2111086 \text{ hs (240 años)} \rightarrow \text{Se acepta.}$$

➔ Rodamiento Eje Conducido

En este caso, se elije el siguiente rodamiento de rodillos a rótula con manguito de fijación:

- 22210EK+H310 - Soporte SNH510 (ancho 77mm).
- Capacidad de carga dinámica:  $C=97800$  N.

De igual manera que en el caso anterior, calculamos:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 72,85rpm} \cdot \left( \frac{97800N}{9,8N/Kg} \right)^{\frac{10}{3}} = 638570 \text{ hs (72 años)} \rightarrow \text{Se acepta.}$$

### 2.1.11. Selección del Acople Motor-Reductor de la Noria

Del catálogo de fabricante de acoples elásticos *Gummi*, obtenemos para motor eléctrico y elevador de cangilones el siguiente factor de servicio:

$$f_s = 1,5$$

La potencia de cálculo del acople será:

$$P_{cal} = f_s \cdot N_{[cv]} = 1,5 \cdot 20cv = 30cv$$

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Para 1500 rpm y 30 CV, se obtiene de catálogo:

- **Acople Elástico A45 - Modelo tipo mayor Alesaje.**
- Alesaje máximo 72mm, verifica por ser mayor al diámetro del eje del motor (42mm) y al diámetro del eje de entrada del reductor (40mm).

### 2.1.12. Selección del Acople Reductor-Tambor Superior

Se utilizará un acople a cadena entre el reductor y el tambor superior, preferible por sobre el acople a correa porque no se produce deslizamiento. Se adoptará una relación de transmisión 1:1, oficiando la cadena a modo de fusible ante un atascamiento u otro inconveniente. Por lo tanto, el piñón y la corona son iguales.

Del catálogo del fabricante de cadenas *Acron*, se obtiene para un motor eléctrico que trabaja entre 8 y 10 horas al día, con un servicio semipesado, el siguiente factor de servicio:

$$f_s = 1,25$$

En este caso, la potencia de cálculo del acople será:

$$P_{cal} = f_s \cdot N [cv] = 1,25 \cdot 20 cv = 25 cv$$

Seleccionando una cadena de doble paso 1 1/2", para una velocidad del piñón de 75,85rpm y 19 dientes, se tiene una potencia admisible de tabla:  $P_{adm} = 2 \cdot 14 cv = 28 cv > P_{cal}$ .

De la tabla de piñones, para paso 1 1/2", 19 dientes y cadena N° 472, se tiene:

- Diámetro máximo de Mazas = 192,48mm, verifica ya que es mayor al diámetro de la maza del piñón (según tabla es igual a 186mm).
- Alesaje máximo del piñón = 147,44mm, verifica por ser mayor al diámetro del eje conductor (70mm) y al diámetro del eje de salida del reductor (54mm).
- Chavetero normal para eje conductor tambor (70mm): ancho 3/4", alto 3/8".
- Chavetero normal para eje salida reductor (54mm): ancho 1/2", alto 1/4".

**Por lo tanto, se adopta una cadena N° 472 de doble paso 1 1/2" y 2 piñones de 19 dientes.**

### 2.1.13. Criterios de Diseño del Elevador

En los planos N° 1 a N° 8 podemos observar algunas consideraciones básicas acerca del diseño de un elevador a cangilones. A continuación daremos una breve explicación al respecto.

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

En el plano N° 1 se observa un esquema general de la noria, donde podemos destacar los siguientes puntos:

- Piso construido en chapa antideslizante de 4mm de espesor en la plataforma superior de la noria, de manera de evitar accidentes.
- Escalera conformada por laterales de hierro ángulo de  $1\frac{1}{2}'' \times 3/16''$  y escalones de hierro liso de 16mm de diámetro.
- Guarda-hombre que rodea a la escalera, para seguridad del operador. Se construye con semicircunferencias de ángulo  $1\frac{1}{4}'' \times 3/16''$ , transversales a la escalera, y planchuelas de  $1\frac{1}{2}'' \times 3/16''$ , paralelas a la misma, de manera de evitar caídas del personal.
- Ingreso de cereal en el lado del movimiento ascendente del cangilón, de manera de aumentar la carga en los mismos.

En los planos N° 2 y N° 3 se puede ver un detalle de la construcción del cabezal superior de la noria. Aquí se destaca:

- Polea superior engomada para tener un mayor rendimiento en el contacto con la banda transportadora.
- Cobertura superior en dos partes, de manera de facilitar el montaje, desmontaje e inspección.
- Caja bipartida para facilitar la colocación de la polea superior.
- Distribuidor de 2 bocas que permite enviar el cereal al silo n° 2 ó al N° 3, según se quiera.
- Plataforma superior con la disposición del reductor con ejes a  $90^\circ$ , respecto del motor y del eje superior de la noria.

En los planos N° 4 y N° 5 se ve un esquema del pie de noria, donde sobresalen los siguientes criterios de diseño:

- Estructura construida en UPN 100mm x 50mm x 6mm.
- Tensor o estira correa mediante una chapa postiza y una varilla roscada de 32mm de diámetro.
- Polea inferior "autolimpiante" formada por 44 planchuelas de  $1\frac{1}{2}'' \times \frac{1}{4}''$ .
- Boquilla inferior para liberar el cereal en caso de atascamiento, ubicada del lado donde se produce la descarga del cereal.

Por último, en los planos N° 6, N° 7 y N° 8; se puede observar la construcción de los pantalones de la noria a partir de chapas N° 14 de 1m x 2m.

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

### 2.2. CINTA TRANSPORTADORA N° 1

La cinta transportadora N° 1 posee los siguientes datos:

- Cantidad: 1.
- Capacidad de transporte: 100 ton/h.
- Largo de transporte: 16 m.
- Inclinación de Elevación: 0°.
- Descripción de Función: transporte del cereal proveniente desde la secadora hacia la noria N° 1, para luego enviar a los silos de almacenamiento seco y caliente.

*Nota: para el presente cálculo se emplea el método detallado en el Libro Transporte y Almacenamiento de Materias Primas en la Industria Básica-Tomo II, conjuntamente con el método del fabricante Rotrans descrito en el catálogo anexo "Cálculo para la Selección de Rodillos en la Aplicación de Bandas Transportadoras".*

#### 2.2.1. Elección de Ancho de Banda y Velocidad de Transporte

El ancho de la banda se selecciona de acuerdo al material a transportar y a la capacidad de transporte deseada. Realizamos una primera aproximación de ancho de banda según la tabla XXXIII (página 632) del libro antes mencionado, donde:

$$\varnothing_{\text{grano maíz}} \cong 10\text{mm} \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} \text{Ancho Banda } 500\text{mm} \text{ (Tamaño max. mat. = 90mm)}$$

La velocidad de la banda transportadora se selecciona en función de las características físicas del material. Ingresando a la tabla XXXIV (página 634) se obtiene para transporte de granos:

$$(p / \text{granos}) v_{\text{máx}} = 3 \text{ m/seg} \Rightarrow \text{Adoptamos } \underline{v = 2 \text{ m/seg}}$$

#### 2.2.2. Disposición de los Rodillos

Inicialmente debemos conocer la capacidad de transporte en  $\text{m}^3/\text{h}$ , la cual calculamos a continuación utilizando el peso específico del maíz por ser el cereal más pesado a transportar:

$$Q = \frac{150 \text{ ton/h}}{\gamma_{\text{maíz}}} = \frac{150 \text{ ton/h}}{0,8 \text{ ton/m}^3} = 125 \text{ m}^3/\text{h}$$

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

En la tabla XXXV (página 635) se expresa la capacidad de transporte en  $m^3/h$  de las distintas disposiciones de rodillos según el ancho de banda, teniendo en cuenta una velocidad de  $60 m/min = 1 m/seg$ . Siendo la velocidad de banda adoptada de  $2 m/seg$ , es necesario dividir por dos a la capacidad de transporte calculada anteriormente, de modo de poder ingresar a la tabla. Por lo tanto, para  $1 m/seg$  se tiene:

$$Q (1 m/seg) = 62,5 m^3/h$$

Ingresando en la tabla se observa que se puede elegir una disposición en terna a  $20^\circ$ , o bien en terna a  $30^\circ$ . Se elige esta última por no diferir de la terna a  $20^\circ$  en costos y tener mayor capacidad de transporte. En la figura 13 se observa la disposición adoptada con rodillos en terna a  $30^\circ$ , la que posee una capacidad  $Q (1 m/seg) = 87 m^3/h$ .

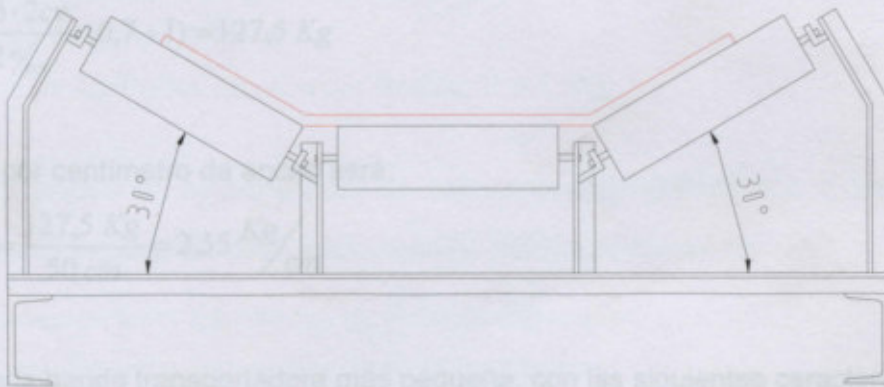


Figura 13. Disposición de rodillos en terna a  $30^\circ$ .

### 2.2.3. Cálculo de Potencia de la Cinta

Determinaremos la potencia necesaria a través de la siguiente fórmula práctica:

$$N_{[cv]} = \frac{Q \left[ \frac{ton}{h} \right] \cdot H [m]}{270} + \frac{Q \left[ \frac{ton}{h} \right] \cdot L [m]}{1350} = \frac{100 \frac{ton}{h} \cdot 0m}{270} + \frac{100 \frac{ton}{h} \cdot 16m}{1350} = 1,18 CV$$

Considerando un rendimiento del 80%, la potencia de diseño vale:

$$N_{diseño} = \frac{N}{\eta_{red.}} = \frac{1,18 cv}{0,8} = 1,48 CV$$



## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Por lo tanto, adoptamos:

- Motor Czerweny tipo IA 90 L-4 (2 CV - 1410 rpm);  $\frac{M_a}{M} = 2,4$ ;  $\varnothing_{eje} = 24\text{mm}$ .

### 2.2.4. Selección Banda Transportadora

$F_c$  = Factor de Carga

Nuevamente, siguiendo los pasos planteados en el catálogo adjunto (fabricante TRACSA S.A.), tenemos que la tensión total vale:

$$T_{i[Kg]} = \frac{75 \cdot N_{[cv]}}{v_{[m/seg.]}} \cdot (k + 1)$$

Si se tiene el rolo motriz engomado, con tensado mediante tornillo y considerando un ángulo de contacto  $\alpha = 200^\circ$ ; de catálogo podemos tomar  $K=0,7$ . Reemplazando:

$$T_i = T_1 = \frac{75 \cdot 2cv}{2 m/seg.} \cdot (0,7 + 1) = 127,5 \text{ Kg}$$

La tensión por centímetro de ancho será:

$$\sigma = \frac{T_i}{A_{banda}} = \frac{127,5 \text{ Kg}}{50 \text{ cm}} = 2,55 \text{ Kg/cm}$$

Adoptamos la banda transportadora más pequeña, con las siguientes características:

- Modelo Uniply 90, material PVC (policloruro de vinilo).
- Tensión admisible: 16 Kg/cm.
- Diámetro mínimo de Tambor: 30 mm.
- Peso por unidad de superficie: 2,7 Kg/m<sup>2</sup>.

### 2.2.5. Cálculo y Diseño de Rodillos Superiores e Inferiores

Según catálogo Rotrans anexo al presente, se propone la utilización de la siguiente fórmula:

$$K_R [Kg] = R_{[Kg]} + L_1 [m] \cdot \left( G_g [Kg/m] + \frac{Q_R [ton/h]}{3,6 \cdot v_{[m/seg.]}} \right) \cdot F_c \cdot F_i \cdot F_v \quad (6)$$

Donde:

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

$K_R$  = Carga sobre un Rodillo.

$R$  = Peso de las Partes Móviles de los Rodillos.

$L_1$  = Separación entre dos estaciones consecutivas.

$G_g$  = Peso lineal de la Banda.

$Q_R$  = Capacidad Real de Carga.

$V$  = Velocidad de la Banda.

$F_c$  = Factor de Carga.

$F_i$  = Factor de Impacto.

$F_v$  = Factor de Vida del Rodillo.

Realizaremos la preselección de un rodillo de modo de determinar varios de los parámetros anteriores. De catálogo, ver *tabla página 14*, preseleccionamos el siguiente rodillo:

- Rodillo Liso Serie M/S-20.
- Diámetro Exterior 63,5mm.
- Para colocación en Artesa
- Ancho de banda 500mm.
- Peso de las Partes Móviles por Rodillo:  $R = 1,5\text{Kg}$ .

De *tabla A (página 7)*, se tiene para un peso específico del material a transportar (maíz) de  $0,8 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$ , la siguiente separación entre estaciones de rodillos consecutivas:

- Separación entre Estaciones de Rodillos Superiores:  $L_1 = 1,2\text{m}$ .
- Separación entre Estaciones de Rodillos Inferiores:  $3\text{m}$ .

El peso del metro lineal de cinta, considerando un ancho de 500mm y el peso de la banda por metro cuadrado, se calcula a continuación:

$$G_g = 2,7 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \cdot 0,5\text{m} = 1,35 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

De *tabla K (página 10)*, considerando un ancho de banda de 500mm y colocación en artesa a  $30^\circ$ , se obtiene la capacidad de transporte para una velocidad de  $1 \text{ [m/s]}$ , la que se detalla a seguir:

$$Q(1 \frac{\text{m}}{\text{seg}}) = 83 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Entonces, la capacidad de transporte expresada en toneladas por hora, teniendo en cuenta la velocidad de cinta adoptada y el peso específico del maíz, se calcula:

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

$$Q_R = 83 \frac{m^3}{h} \cdot 2 \cdot 0,8 \frac{ton}{m^3} = 132,8 \frac{ton}{h}$$

Es decir, la capacidad de transporte de diseño es aproximadamente un 30% mayor a la necesaria para el proceso de acopio.

Ingresando a la *tabla C (página 7)* se obtiene el factor de carga para una disposición en artesa a 30°:

$$F_C = 0,63$$

De *tabla D (página 7)* se obtiene el factor de impacto para cereal:

$$F_i = 1$$

De *tabla E (página 7)*, considerando una **vida de 30.000 horas** (aprox. 10 años, a razón de 8 horas por día los 365 días del año), se obtiene el factor de vida del rodillo:

$$F_v = 1$$

Reemplazando en la expresión (6) los valores obtenidos a partir de catálogo Rotrans, se calcula la carga sobre un rodillo:

$$K_R = 1,5 \text{ Kg} + 1,2 \text{ m} \cdot \left( 1,35 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} + \frac{132,8 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}}{3,6 \cdot 2 \frac{\text{m}}{\text{seg}}} \right) \cdot 0,63 \cdot 1 \cdot 1 = \underline{16,46 \text{ Kg}}$$

Ingresando a la tabla de rodillos lisos (*página 14*) se obtiene la longitud de rodillo:

- Longitud rodillo Serie M/S – 20: **200mm**.

A continuación se averiguará la carga admisible del rodillo adoptado, de modo de verificar el valor obtenido de la expresión (6). Previamente, es necesario conocer la velocidad de giro del rodillo.

De *tabla I (página 9)* se obtiene la velocidad de rotación de los rodillos, en función de la velocidad lineal de la banda y el diámetro del rodillo:

$$v = 2 \frac{\text{m}}{\text{seg.}} \text{ y } \phi_{\text{rod}} = 63,5 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow n_{\text{rod}} = 601 \text{ rpm}$$

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

De tabla H (página 8), teniendo en cuenta los siguientes ítem:

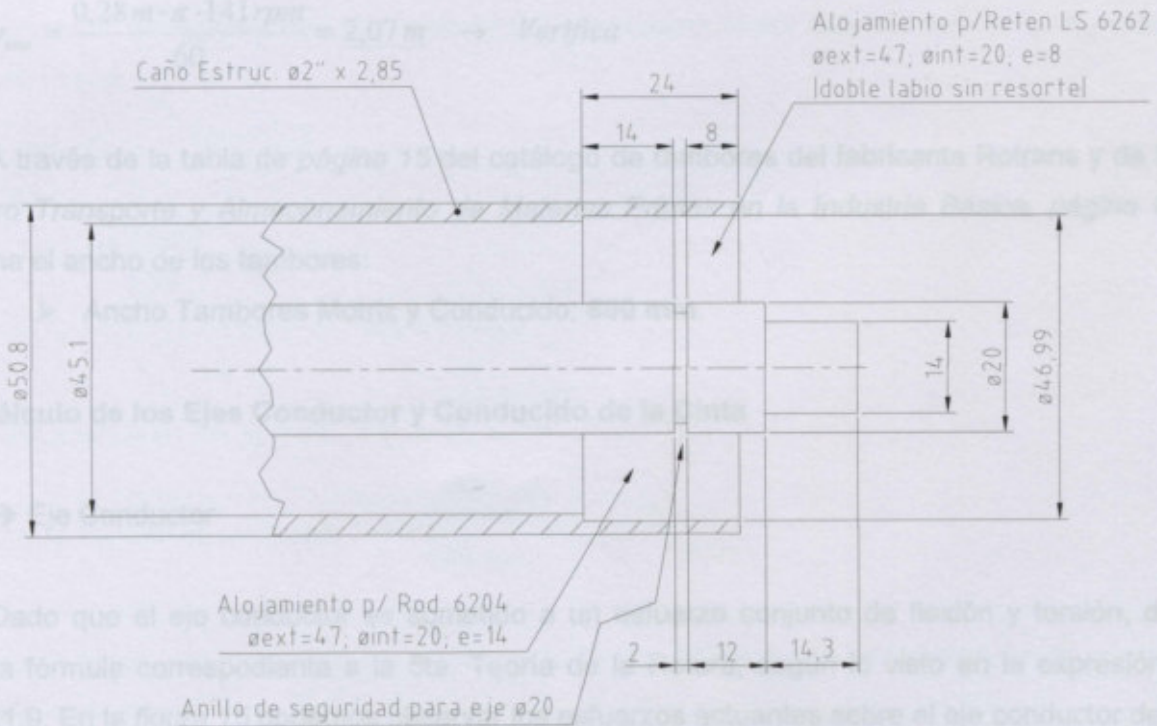
- $\phi_{\text{eje}} = 20\text{mm}$ .
- Rodamiento a bolas N° 6.240.
- $n_{\text{rod}} = 601\text{ rpm}$ .
- Longitud rodillo Serie M/S – 20 = 200mm.
- Vida de Rodillo: 30.000 horas.

Se obtiene:

**Capacidad de carga (para 30000 h) = 140 Kg >>  $K_R = 16,46\text{ Kg}$**

Nota: Este último resultado puede hacer suponer que las dimensiones del rodillo son exageradas. Sin embargo, en la tabla I (página 9) se puede apreciar que para una velocidad de 2 m/s, este tamaño de rodillo es el mínimo recomendado.

De todas maneras, este calibre de rodillos significaría un gasto excesivo para una cinta como la proyectada, por lo que realizaremos el diseño de rodillos que se observa en la figura 14.



**Figura 14.** Diseño adoptado de Rodillos.

Por último, ingresando a la tabla de rodillos lisos serie M/S-20 (página 14), se obtienen, para ancho de banda 500mm y artesa a 30°, las longitudes de los ejes de los rodillos:

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

➤  $L_{\text{rodillos sup.}} = 200 \text{ mm} \rightarrow L_{\text{eje}} = 226 \text{ mm}$  .

➤  $L_{\text{rodillos inf.}} = 600 \text{ mm} \rightarrow L_{\text{eje}} = 640 \text{ mm}$  .

### 2.2.6. Dimensionamiento de Tambores

Adoptando una relación de transmisión usual,  $i=1:10$ , se calcula la velocidad de rotación de los tambores:

$$n_{\text{tam}} = \frac{n_{\text{motor}}}{i} = \frac{1410 \text{ rpm}}{10} = 141 \text{ rpm}$$

El diámetro de los tambores será:

$$\phi_{\text{tam}} [m] = \frac{60 \cdot v_{\text{tamb}} [m/seg]}{\pi \cdot n_{\text{tamb}} [rpm]} = \frac{60 \cdot 2 \text{ m/seg}}{\pi \cdot 141 \text{ rpm}} = 0,271 \text{ m} \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} \phi_{\text{tam}} = 280 \text{ mm}$$

A continuación verificaremos la velocidad tangencial de la banda transportadora:

$$v_{\text{tam}} = \frac{0,28 \text{ m} \cdot \pi \cdot 141 \text{ rpm}}{60} = 2,07 \text{ m} \rightarrow \text{Verifica}$$

A través de la tabla de *página 15* del catálogo de tambores del fabricante Rotrans y de la *figura 401* (libro *Transporte y Almacenamiento de Materias Primas en la Industria Básica*, *página 618*), se determina el ancho de los tambores:

- Ancho Tambores Motriz y Conducido: **600 mm**.

### 2.2.7. Cálculo de los Ejes Conductor y Conducido de la Cinta

➔ Eje Conductor

Dado que el eje conductor es sometido a un esfuerzo conjunto de flexión y torsión, debemos utilizar la fórmula correspondiente a la 5ta. Teoría de la Rotura, según lo visto en la expresión (5) del punto 2.1.9. En la *figura 15* podemos observar los esfuerzos actuantes sobre el eje conductor de la cinta transportadora.

Al igual que en el caso de la noria, el esfuerzo de flexión actuante es producido por la tensión de la banda transportadora ( $T_1+T_2$ ). Considerando:

2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

- Tambor Engomado. Por lo tanto, el coeficiente de fricción vale:  $\mu = 0,45$ .
- Ángulo de Contacto:  $\alpha = 200^\circ$ .
- De punto 2.2.4, se tiene:  $T_1 = 127,5 \text{ Kg}$ .

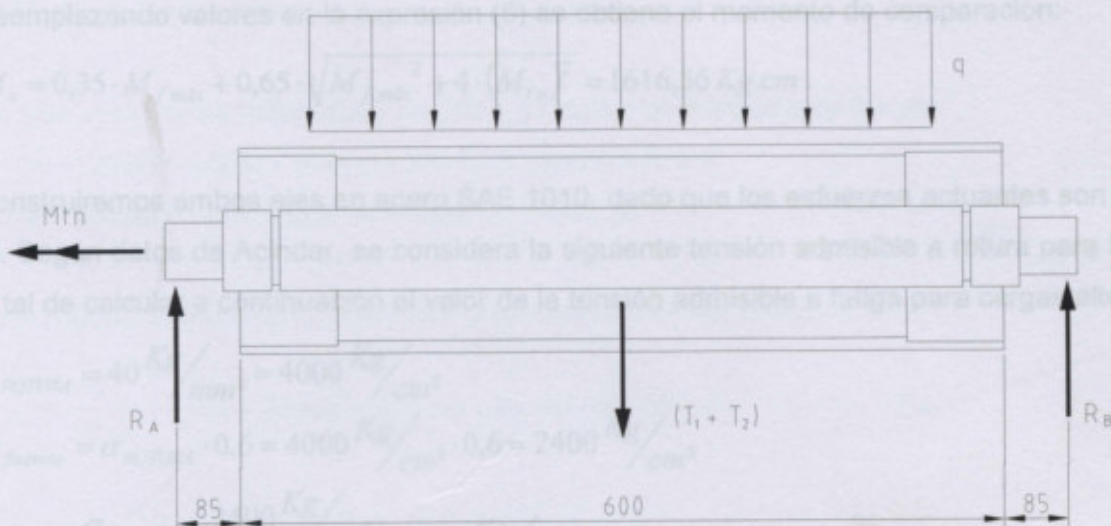


Figura 15. Diagrama de Esfuerzos sobre el Eje Conductor de la Cinta.

Utilizando los datos anteriores, calculamos el esfuerzo flector sobre el eje conductor mediante la fórmula de Prony:

$$\frac{T_1[\text{Kg}]}{T_2[\text{Kg}]} = e^{\mu \cdot \alpha} = e^{0,45 \cdot 200^\circ \cdot \frac{\pi \text{ rad}}{180^\circ}} = 4,81$$

$$\Rightarrow T_2 = \frac{127,5 \text{ Kg}}{4,81} = 26,5 \text{ Kg}$$

$$\Rightarrow (T_2 + T_1) = 127,5 \text{ Kg} + 26,5 \text{ Kg} = 154 \text{ Kg}$$

Reacciones en los apoyos:  $R_A = R_B = \frac{154 \text{ Kg}}{2} = 77 \text{ Kg}$

Carga específica uniforme:  $q = \frac{154 \text{ Kg}}{600 \text{ mm}} = 0,256 \text{ Kg/mm}$

➔ Eje Conductor

Por lo tanto, podemos calcular el momento flector máximo que se produce en el centro del eje entre los apoyos y vale:

$$M_{f \text{ máx}} = R_A \cdot \left( 85 \text{ mm} + \frac{600 \text{ mm}}{2} \right) - q \cdot \left( \frac{600 \text{ mm}}{2} \right)^2 =$$

$$M_{f \text{ máx}} = 77 \text{ Kg} \cdot \left( 85 \text{ mm} + \frac{600 \text{ mm}}{2} \right) - 0,256 \text{ Kg/mm} \cdot \left( \frac{600 \text{ mm}}{2} \right)^2 = 6545 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Asimismo, el momento torsor vale:

$$M_{t,n} = \frac{71620 \cdot P [cv]}{n [rpm]} = \frac{71620 \cdot 2 cv}{141 rpm} = 1015,88 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

Reemplazando valores en la expresión (5) se obtiene el momento de comparación:

$$M_c = 0,35 \cdot M_{f \text{ máx}} + 0,65 \cdot \sqrt{M_{f \text{ máx}}^2 + 4 \cdot (M_{t,n})^2} = 1616,56 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

Construiremos ambos ejes en acero SAE 1010, dado que los esfuerzos actuantes son de escasa magnitud. Según datos de Acindar, se considera la siguiente tensión admisible a rotura para SAE 1010, de forma tal de calcular a continuación el valor de la tensión admisible a fatiga para cargas alternativas:

$$\sigma_{\text{ROTURA}} = 40 \text{ Kg/mm}^2 = 4000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{fluencia}} = \sigma_{\text{ROTURA}} \cdot 0,6 = 4000 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0,6 = 2400 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{ADM}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{1,5} = \frac{2400 \text{ Kg/cm}^2}{1,5} = 1600 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{ADM FATIGA}} = \frac{\sigma_{\text{ADM}}}{3} = \frac{1600 \text{ Kg/cm}^2}{3} \cong 530 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{ADM FATIGA}} = 530 \text{ Kg/cm}^2$$

Entonces, el diámetro del eje conductor de la cinta transportadora será:

$$\theta_{\text{eje [cm]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_c [Kg \cdot \text{cm}]}{\pi \cdot \sigma_{\text{ADM FATIGA}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1616,56 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{\pi \cdot 530 \text{ Kg/cm}^2}} = 3,14 \text{ cm} \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} \theta_{\text{eje}} = 35 \text{ mm}$$

Se adopta un eje conductor de 35mm de diámetro, construido en acero SAE 1010.

→ Eje Conducido

Como ya es sabido, el eje conducido se calcula solamente teniendo en cuenta el momento flector. Entonces tendremos:

$$\theta_{\text{eje [cm]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{f \text{ máx}} [Kg \cdot \text{cm}]}{\pi \cdot \sigma_{\text{ADM FATIGA}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 645,5 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{\pi \cdot 530 \text{ Kg/cm}^2}} = 2,33 \text{ cm} \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} \theta_{\text{eje}} = 25 \text{ mm}$$

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Se adopta un eje conducido de 25mm de diámetro, construido en acero SAE 1010.

### 2.2.8. Selección de los Rodamientos de los Ejes de la Cinta - Verificación de la Vida

→ Rodamiento Eje Conductor

Se elije el siguiente rodamiento de bolas a rótula con manguito de fijación:

- 1208EK+H208 - Soporte SNH508 (ancho 85mm).
- Capacidad de carga dinámica:  $C=19900$  N.

Aplicando la fórmula de la vida para rodamientos a bolas, tenemos:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P_A} \right)^3 ; \text{ donde } n \text{ son las rpm del tambor y } P_A = P_B = R_A = R_B.$$

Para ello, iniciamos calculando el peso por metro de la cinta transportadora.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 141rpm} \cdot \left( \frac{19900N}{9,8 \frac{N}{Kg}} \right)^3 = 2167896 \text{ hs (247 años)} \rightarrow \text{Se acepta.}$$

→ Rodamiento Eje Conducido

En este caso, se elije el siguiente rodamiento de bolas a rótula con manguito de fijación:

- 1206EK+H206 - Soporte SNH506 (ancho 77mm).
- Capacidad de carga dinámica:  $C=15600$  N.

De igual manera que en el caso anterior, calculamos:

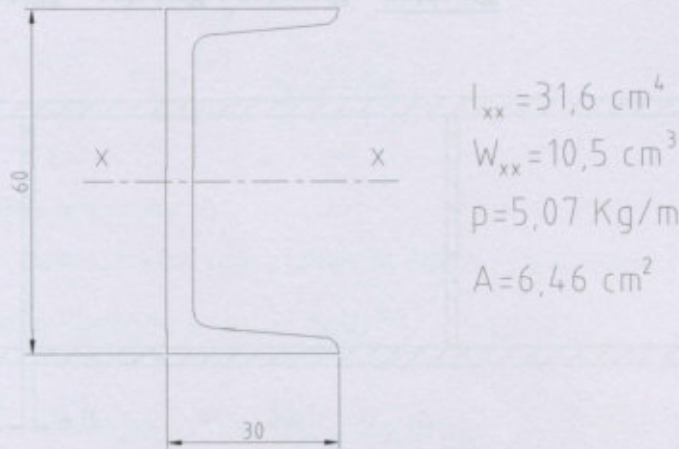
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P_B} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 141rpm} \cdot \left( \frac{15600N}{9,8 \frac{N}{Kg}} \right)^3 = 1044366 \text{ hs (119 años)} \rightarrow \text{Se acepta.}$$

### 2.2.9. Cálculo de Largueros de la Estructura



**2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES**

Verificaremos la resistencia de los largueros construidos en perfiles UPN 60 (60mm x 30mm x 6mm).



**Figura 16.** Perfil adoptado como Larguero de la Estructura.

Para ello, inicialmente necesitamos averiguar el peso total que debe soportar la estructura. A continuación calcularemos el peso de cada uno de los componentes de la cinta transportadora.

→ **Peso de Cereal**

$$Q = 100 \text{ ton/h} = 27,7 \text{ Kg/seg}$$

$$\text{Peso por metro} = \frac{27,7 \text{ Kg/seg}}{2 \text{ m/seg}} = 13,8 \text{ Kg/m}$$

$$P_{\text{cereal}} = 13,8 \text{ Kg/m} \cdot 16 \text{ m} = \underline{222,22 \text{ Kg}}$$

→ **Peso de la Banda**

$$P_{\text{banda}} = p \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \right] \cdot A_{\text{banda}} [\text{m}] \cdot (2L_{\text{BANDA}} + \text{Perim.Tambor})$$

$$P_{\text{banda}} = 27,7 \text{ Kg/m}^2 \cdot 0,5 \text{ m} \cdot (16 \text{ m} \cdot 2 + \pi \cdot 0,28 \text{ m}) = \underline{44,39 \text{ Kg}}$$

→ **Peso de los Tambores**

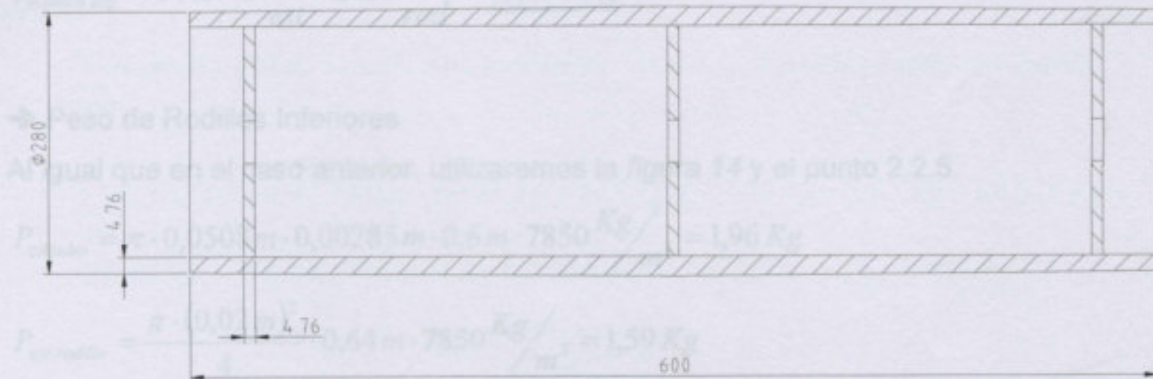
Para este cálculo nos basaremos en la figura 17.

$$P_{\text{discos}} = \frac{\pi \cdot (0,28 \text{ m})^2}{4} \cdot 4,76 \times 10^{-3} \cdot 7850 \text{ Kg/m}^3 \cdot 6 \text{ discos} = 13,81 \text{ Kg}$$

**2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES**

$$P_{\text{rolos}} = 0,6 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0,28 \text{ m} \cdot 4,76 \times 10^{-3} \cdot 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 2 \text{ rolos} = 39,46 \text{ Kg}$$

$$P_{\text{tambores}} = P_{\text{discos}} + P_{\text{rolos}} = 13,81 \text{ Kg} + 39,46 \text{ Kg} = \underline{53,27 \text{ Kg}}$$



**Figura 17.** Dimensiones de los Tambores.

→ **Peso de los Ejes**

$$P_{\text{eje motriz}} = \frac{\pi \cdot (0,035 \text{ m})^2}{4} \cdot 1 \text{ m} \cdot 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = \underline{7,55 \text{ Kg}}$$

$$P_{\text{eje conducido}} = \frac{\pi \cdot (0,025 \text{ m})^2}{4} \cdot 0,85 \text{ m} \cdot 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = \underline{3,27 \text{ Kg}}$$

→ **Peso de Rodamientos**

$$P_{\text{conjunto 508}} = (0,42 \text{ Kg} + 0,16 \text{ Kg} + 2,9 \text{ Kg}) \times 2 = 6,96 \text{ Kg}$$

$$P_{\text{conjunto 506}} = (0,22 \text{ Kg} + 0,086 \text{ Kg} + 2 \text{ Kg}) \times 2 = 4,612 \text{ Kg}$$

$$P_{\text{Rodamientos}} = 6,96 \text{ Kg} + 4,612 \text{ Kg} = \underline{11,57 \text{ Kg}}$$

→ **Peso de Rodillos Superiores**

Para este cálculo nos basaremos en la figura 14 y en el punto 2.2.5.

$$P_{\text{cilindro}} = \pi \cdot 0,0508 \text{ m} \cdot 0,00285 \text{ m} \cdot 0,2 \text{ m} \cdot 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 0,654 \text{ Kg}$$

$$P_{\text{eje rodillo}} = \frac{\pi \cdot (0,02 \text{ m})^2}{4} \cdot 0,226 \text{ m} \cdot 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 0,56 \text{ Kg}$$

$$P_{\text{rodam. 6204 (x2)}} = 2 \cdot 0,11 \text{ Kg} = 0,22 \text{ Kg}$$

---

Sumando:  $P_{\text{1 rodillo superior}} = (0,654 + 0,56 + 0,22) \text{ Kg} = 1,434 \text{ Kg}$

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Finalmente, calculamos la cantidad de estaciones y el peso total en rodillos superiores.

$$\text{Cantidad de Estaciones} = \frac{16m}{1,2m/est} \cong 14 est$$

$$P_{rodillos sup.} = 14 est \cdot 3 \frac{rod}{est} \cdot 1,434 \frac{Kg}{rod} = \underline{60,228 Kg}$$

### → Peso de Rodillos Inferiores

Al igual que en el caso anterior, utilizaremos la *figura 14* y el punto 2.2.5.

$$P_{cilindro} = \pi \cdot 0,0508 m \cdot 0,00285 m \cdot 0,6 m \cdot 7850 \frac{Kg}{m^3} = 1,96 Kg$$

$$P_{eje rodillo} = \frac{\pi \cdot (0,02 m)^2}{4} \cdot 0,64 m \cdot 7850 \frac{Kg}{m^3} = 1,59 Kg$$

$$P_{rodam.6204 (x2)} = 2 \cdot 0,11 Kg = 0,22 Kg$$

---


$$\text{Sumando: } P_{1 rodillo inferior} = (1,96 + 1,59 + 0,22) Kg = 3,76 Kg$$

Finalmente:

$$\text{Cantidad de Estaciones} = \frac{16m}{3m/est} \cong 6 est$$

$$P_{rodillos inf.} = 6 est \cdot 3 \frac{rod}{est} \cdot 3,76 \frac{Kg}{rod} = \underline{22,56 Kg}$$

### → Peso de Cobertura

Suponiendo que utilizamos 7 chapas N° 16 (1,20m x 2,4m x 1,6mm), tenemos:

$$P_{cobertura} = 36,17 \frac{Kg}{chapa} \cdot 7 chapas = \underline{253,2 Kg}$$

### → Peso de Travesaños

También serán construidos en perfiles UPN 60 (Peso 5,07 Kg/m) y servirán de apoyo de las estaciones superiores e inferiores.

Del catálogo del fabricante Rotrans (*página 16*) se obtiene que el largo de los travesaños superiores e inferiores es igual a 800mm.

$$\text{Total de estaciones} = 14_{est. Sup.} + 6_{est. inf.} = 20 \text{ traves.}$$

**2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES**

$$P_{traves.} = p_{UPN60} \cdot 0,8 \frac{m}{traves.} \cdot 20traves. = 5,07 \frac{Kg}{m} \cdot 0,8 \frac{m}{traves.} \cdot 20traves. = \underline{81,12 Kg}$$

Sumando todas las cargas anteriores obtenemos el esfuerzo total a soportar por los largueros de la estructura:

$$\sum_{cargas} = cereal + banda + tamb. + rodam. + ejes + rod.sup. + rod.inf + cobert. + traves.$$

$$\sum_{cargas} = 222,22 Kg + 44,39 Kg + 53,27 Kg + 11,57 Kg + 7,55 Kg + 3,27 Kg + 60,228 Kg + 22,56 Kg + 253,2 Kg + 81,121 Kg = 759,4 Kg \xrightarrow{ADOPTAMOS} P_{total} = \underline{800 Kg}$$

Colocando los apoyos de lo largueros cada 4 metros y considerando el peso propio del larguero en el tramo entre apoyos, tendremos el esfuerzo flector de cálculo:

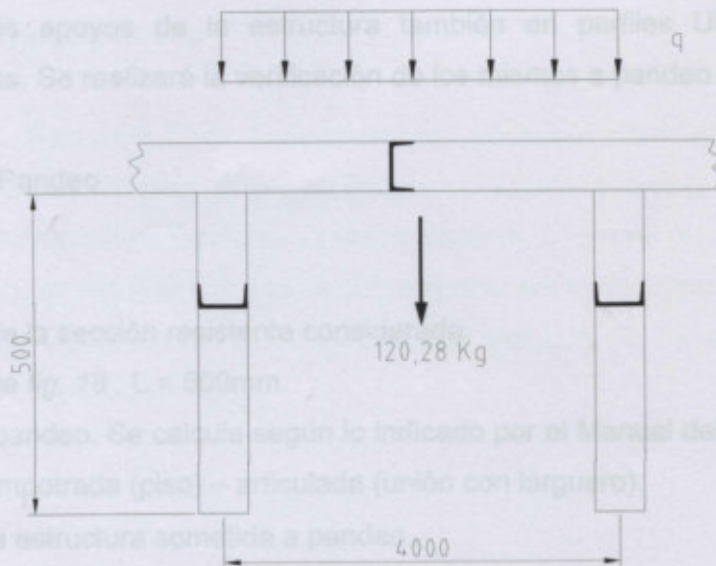
$$\text{Colocando patas cada } 4m: 800 Kg \cdot \frac{4m}{16m} = 200 Kg$$

Repartiendo la carga entre los dos largueros: 100 Kg

Finalmente, considerando el peso propio entre apoyos:

$$P_{cálculo} = 100Kg + P_{propio} = 100Kg + 5,07 \frac{Kg}{m} \cdot 4m \Rightarrow \underline{P_{cálculo} = 120,28 Kg}$$

En la figura 18 podemos observar el diagrama de esfuerzos sobre un larguero de la estructura.



**Figura 18.** Diagrama de Esfuerzos sobre los Largueros de la Estructura.

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

A continuación se detallan los cálculos correspondientes (ver datos figura 16):

El momento flector actuante se calcula a seguir:

$$M_{f \text{ máx}} = \frac{P_{\text{cálculo}} \cdot l}{4} = \frac{120,28 \text{ Kg} \cdot 4 \text{ m}}{4} = 120,28 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

Basándonos en datos de aceros provistos por Acindar, se considera la siguiente tensión admisible a rotura para SAE 1010, para luego calcular la tensión admisible:

$$\sigma_{\text{ROTURA}} = 40 \text{ Kg/mm}^2 = 4000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{fluencia}} = \sigma_{\text{ROTURA}} \cdot 0,6 = 4000 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0,6 = 2400 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{ADM}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{2} = \frac{2400 \text{ Kg/cm}^2}{2} = 1200 \text{ Kg/cm}^2$$

→ Verificación a Compresión

Entonces, la tensión de trabajo a flexión será:

$$\sigma_{\text{trab.}} = \frac{M_{f \text{ máx}}}{W_{xx}} = \frac{12028 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{10,5 \text{ cm}^3} = 1146 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} < \sigma_{\text{ADM}} = 1200 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo tanto, los largueros en perfiles UPN60 adoptados para la construcción de la estructura, verifican los esfuerzos de flexión a los que se ven sometidos.

### 2.2.10. Cálculo de los Apoyos de la Estructura

Construiremos los apoyos de la estructura también en perfiles UPN60, al igual que los travesaños y los largueros. Se realizará la verificación de los mismos a pandeo y a compresión.

→ Verificación a Pandeo

Siendo:

$i$  = radio de giro de la sección resistente considerada.

$L$  = Altura libre. De *fig. 18* :  $L = 500 \text{ mm}$ .

$S_k$  = longitud de pandeo. Se calcula según lo indicado por el Manual del Ingeniero – Dubbel para una estructura empotrada (piso) – articulada (unión con larguero).

$\lambda$  = esbeltez de la estructura sometida a pandeo.

$w$  = coeficiente de pandeo según Manual del Ingeniero – Dubbel, página 524.

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

A continuación se detallan los cálculos correspondientes (ver datos *figura 16*):

$$i = \sqrt[3]{\frac{I_{xx}}{A}} = \sqrt[3]{\frac{31,6 \text{ cm}^4}{6,46 \text{ cm}^2}} = 4,89 \text{ cm}$$

$$S_k = 0,7 \cdot L = 0,7 \cdot 0,5 \text{ m} = 0,35 \text{ m} = 35 \text{ cm}$$

$$\lambda = \frac{S_k}{i} = \frac{35 \text{ cm}}{4,89 \text{ cm}} = 7,15$$

Este valor de grado de esbeltez es tan pequeño que no aparece en las tablas. Solamente figuran valores  $\lambda \geq 20$ . **Por lo tanto, podemos afirmar que los apoyos de la estructura verifican los esfuerzos de pandeo.** Lo dicho es lógico, teniendo en cuenta que los apoyos tienen una altura escasa (0,5m).

### → Verificación a Compresión

En la *figura 18* podemos ver que el esfuerzo de cálculo  $P_{\text{cálculo}}$  se reparte en los dos apoyos por igual. Entonces, la tensión de trabajo a compresión será:

$$\sigma_{\text{trab.}} = \frac{P_{\text{cálculo}}}{A_{\text{UPN60}}} = \frac{120,28 \text{ Kg}}{6,46 \text{ cm}^2} = 18,61 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \ll \sigma_{\text{ADM}} = 1200 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

**Se adoptan los apoyos de la estructura construidos en perfiles UPN60, dado que verifican los esfuerzos de pandeo y compresión actuantes.**

### 2.2.11. Criterios de Diseño de la Cinta

En el plano N° 9 "Esquema Cinta Transportadora" podemos observar una vista somera de la máquina de transporte a construir. Entre lo que no hemos nombrado, podemos destacar:

- Tensor o estira correa mediante varilla roscada de 20mm de diámetro.
- Disposición del reductor con ejes a 90°, respecto del motor y del eje motriz de la cinta.
- Cobertor pivotante mediante bisagras para facilidad de inspección y mantenimiento, construido en chapa N° 16.

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

### 2.3. ROSCAS SINFÍN N° 2 y N° 4

Estas roscas poseen los siguientes datos:

- Cantidad: 2.
- Capacidad de transporte: 150 ton/h.
- Largo de transporte: 14 m.
- Inclinación de Elevación: 0°.
- Descripción de Función: transporte del cereal depositado en los silos de almacenamiento limpio y seco a los silos de condiciones cámara. Se les ha dado una capacidad superior al resto de los elementos de transporte a fin de acelerar el proceso y descongestionar los silos de almacenamiento limpio y seco.

#### 2.3.1. Cálculo de Potencia de las Cintas

Conocidas las siguientes fórmulas empíricas para el cálculo de la portencia de una rosca sinfín, elegimos la primera, correspondiente a sinfines horizontales.

$$\text{Para sinfines horizontales: } N_{[cv]} = \frac{Q_{[ton/h]} \cdot L_{[m]}}{\eta_{red} \cdot 110}$$

$$\text{Para sinfines inclinados: } N_{[cv]} = \frac{Q_{[ton/h]} \cdot L_{[m]}}{\eta_{red} \cdot 90}$$

$$N_{[cv]} = \frac{150 \text{ ton/h} \cdot 14 \text{ m}}{0,9 \cdot 110} = 21,21 \text{ CV}$$

Utilizando la fórmula del libro *Transporte y Almacenamiento de Materias Primas en la Industria Básica*, página 699, tenemos:

$$N_{[cv]} = \frac{T_{[ton/h]} \cdot H_{[m]} + Q_{[m^3/h]} \cdot \gamma_{[ton/m^3]} \cdot L_{[m]} \cdot C_2}{\eta_{red} \cdot 270}; \text{ C}_2 \text{ se obtiene de página 698 para trigo.}$$

$$N_{[cv]} = \frac{150 \text{ ton/h} \cdot 0 \text{ m} + 150 \text{ ton/h} \cdot 14 \text{ m} \cdot 2,3}{0,9 \cdot 270} = 19,98 \text{ CV}$$

Podemos observar que ambas teorías obtienen resultados similares. Por lo tanto, adoptamos:

- Motor Czerweny tipo ID 180 M-4 de 25 cv - 1471 rpm;  $\frac{M_a}{M} = 2,2$ ; Øeje= 48 mm.
- Reductor VF tipo VFC-170;  $i_{red}=7,66$ ; potencia transmisible 25CV; d=45mm; D=60mm. Disposición de montaje con brida standard, tipo D3.

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Entonces, la velocidad de giro del sinfín será:

$$n = \frac{1471 \text{ rpm}}{7,66} = 192 \text{ rpm}$$

### 2.3.2. Cálculo y Selección del Sinfín

Seguiremos el método planteado por el fabricante Sinfines Fas. Allí se plantea el cálculo de la capacidad específica o rendimiento de transporte de la siguiente manera:

$$Cap.Esp. \left[ \frac{\text{ton/h}}{\text{rpm}} \right] = \frac{150 \text{ ton/h}}{192 \text{ rpm}} = 0,781252 \frac{\text{ton/h}}{\text{rpm}}$$

Ingresando a la tabla de rendimiento de sinfines del mencionado fabricante, adoptamos el siguiente sinfín (ver figura 19):

- $\varnothing_{\text{eje}} = 75\text{mm}$ .
- Ala = 120mm.
- $\varnothing_{\text{total}} = 315\text{mm}$ .
- Rendimiento = 0,79989 [ton/h]/rpm.

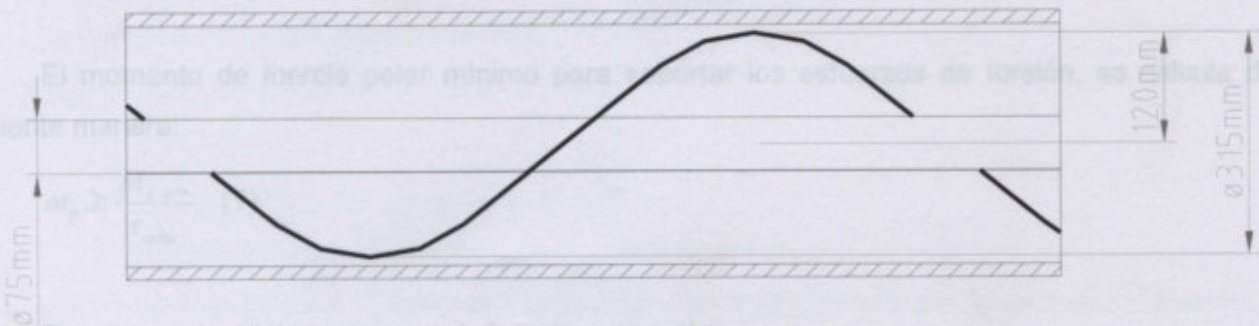


Figura 19. Esquema Dimensiones Sinfín.

Recalculando la capacidad de transporte del sinfín, tenemos:

$$Q = 0,79989 \frac{\text{ton/h}}{\text{rpm}} \cdot 192 \text{ rpm} = 153,6 \frac{\text{ton/h}}{\text{h}}$$



## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

En caso de que el sinfín posea alguna inclinación, este rendimiento debe ser afectado por un coeficiente  $C_1$  según sea el ángulo. Sin embargo, en nuestro caso no existe inclinación y  $C_1=1$ .

### 2.3.3. Cálculo del Eje del Sinfín

El eje del sinfín se construirá con un caño hueco de acero SAE 1010. El cálculo se realizará solo a momento torsor de arranque, considerando despreciable al esfuerzo de flexión debido a que solo debe soportar el peso propio del sinfín y a que se colocan apoyos tipo media caña unidos a la estructura cada 1,5 metros.

El momento torsor de arranque se calcula a seguir, teniendo en cuenta los datos obtenidos en el punto 2.3.1.

$$M_{t \text{ arr.}} = \frac{I_{\text{arr.}}}{I_{\text{nom}}} \cdot 71620 \cdot \frac{N_{[\text{cv}]}}{n_{[\text{rpm}]}} = 2,2 \cdot 71620 \cdot \frac{25 \text{ cv}}{192 \text{ rpm}} = 20516,16 \text{ Kg.cm}$$

Utilizando datos de Acindar, se obtiene la tensión admisible al corte para acero SAE 1010:

$$\sigma_{\text{ROTURA}} = 40 \text{ Kg/mm}^2 = 4000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{fluencia}} = \sigma_{\text{ROTURA}} \cdot 0,6 = 4000 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0,6 = 2400 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau_{\text{ADM}} = \sigma_{\text{fluencia}} \cdot 0,8 = 2400 \text{ Kg/cm}^2 \cdot 0,8 \Rightarrow \tau_{\text{ADM}} = 1280 \text{ Kg/cm}^2$$

El momento de inercia polar mínimo para soportar los esfuerzos de torsión, se calcula de la siguiente manera:

$$\omega_p \geq \frac{M_{t \text{ arr.}}}{\tau_{\text{adm}}} \quad (7)$$

Por otra parte, dicho momento de inercia polar vale:

$$\omega_p = \frac{\pi \cdot (\theta_{\text{ext.}}^3 - \theta_{\text{int.}}^3)}{16} \quad (8)$$

Se preseleccionará un caño negro de diámetro exterior comercial 76,1mm (3"). Igualando las expresiones (7) y (8), se despeja el valor máximo que puede tomar el diámetro interior del eje para un diámetro exterior dado (76,1mm).

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

$$\frac{\pi \cdot (\sigma_{ext}^3 - \sigma_{int}^3)}{16} \geq \frac{M_{t\ arr}}{\tau_{adm}}$$

$$\Rightarrow \sigma_{int} \leq \sqrt[3]{\sigma_{ext}^3 - \frac{16 \cdot M_{t\ arr}}{\pi \cdot \tau_{adm}}} = \sqrt[3]{(7,61cm)^3 - \frac{16 \cdot 20516,16 \text{ Kg.cm}}{1200 \text{ Kg/cm}^2 \cdot \pi}}$$

$$\Rightarrow \sigma_{int} \leq 7,07 \text{ cm}$$

Por lo tanto, adoptamos el siguiente eje de sinfín:

- **Caño Negro - Schedule 40.**
- **Diámetro Exterior: 76,1mm.**
- **Diámetro Interior: 65,9mm.**
- **Diámetro Exterior: 5,1mm.**

*Epesor Pared*

### 2.3.4. Selección del Acople Motor-Reductor de la Rosca

Del catálogo de fabricante de acoples elásticos *Gummi*, obtenemos el siguiente factor de servicio para motor eléctrico y maquinaria similar a una rosca sinfín:

$$f_s = 1,5$$

La potencia de cálculo del acople será:

$$P_{cal} = f_s \cdot N_{[cv]} = 1,5 \cdot 25 \text{ cv} = 37,5 \text{ cv}$$

Para 1500 rpm y 37,5 CV, se obtiene de catálogo:

- **Acople Elástico A50 - Modelo tipo mayor Alesaje.**
- Alesaje máximo 72mm, verifica por ser mayor al diámetro del eje del motor (48mm) y al diámetro del eje de entrada del reductor (45mm). Tener en cuenta que el modelo común tiene un alesaje máximo insuficiente para este caso de 46mm.

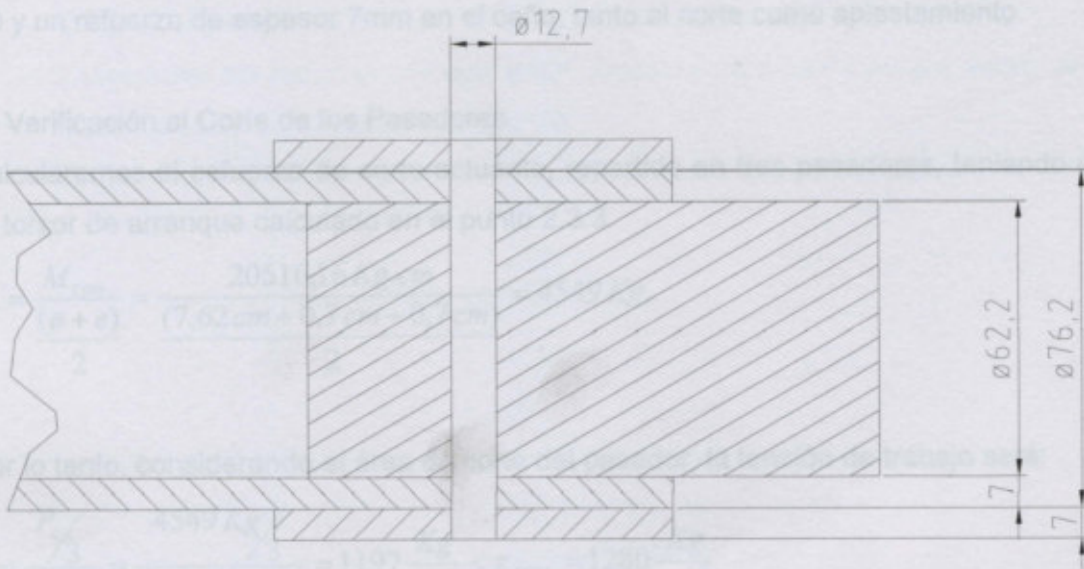
*Nota: no es necesario el cálculo de las chavetas correspondientes a cada eje, ya que tanto el motor como el reductor poseen las chavetas correspondientes para poder transmitir su potencia nominal. No obstante –a continuación– se calculará el acople por medio de pasadores desde el eje hueco al eje macizo que se conecta al reductor.*

**2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES**

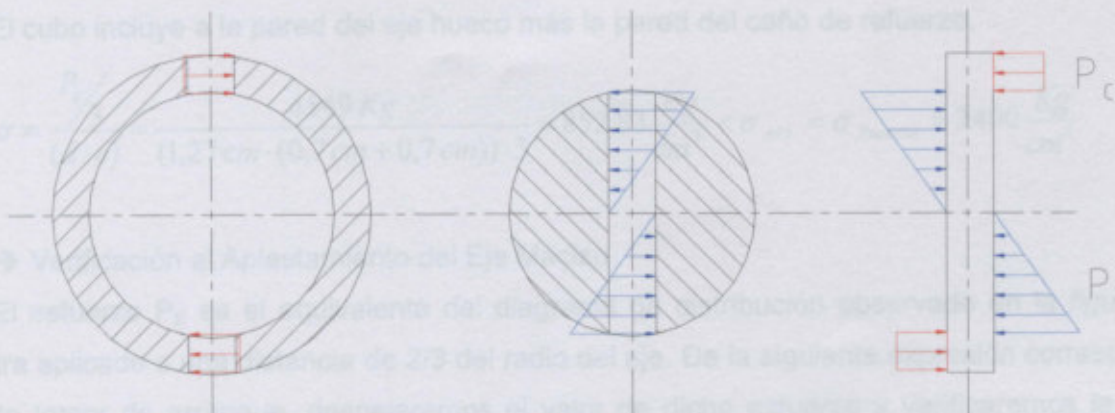
**2.3.5. Cálculo del Acople Reductor-Eje del Sinfin**

Los pasadores que vinculan el eje hueco de la rosca con el eje macizo del reductor, se calcularán al corte y al aplastamiento.

En la figura 20 podemos observar un esquema de acople entre el eje hueco y el eje del reductor. Se agrega un caño exterior de 7mm de pared, a fin de aumentar el área de aplastamiento producido por el pasador al rotar.



**Figura 20. Esquema de acople Eje Hueco - Eje Reductor.**



**Figura 21. Diagrama de Esfuerzos actuantes sobre los pasadores.**

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

Basándonos en datos de aceros provistos por Acindar, se considera la siguiente tensión admisible a rotura para SAE 1010, para luego calcular la tensión de fluencia y la tensión admisible al corte:

$$\sigma_{ROTURA} = 40 \frac{Kg}{mm^2} = 4000 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{fluencia} = \sigma_{ROTURA} \cdot 0,6 = 4000 \frac{Kg}{cm^2} \cdot 0,6 = 2400 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\tau_{ADM} = \sigma_{fluencia} \cdot 0,8 = 2400 \frac{Kg}{cm^2} \cdot 0,8 = 1280 \frac{Kg}{cm^2}$$

Como dijimos antes, verificaremos la adopción de tres pasadores de diámetro 12,7mm en acero SAE 1010 y un refuerzo de espesor 7mm en el caño, tanto al corte como aplastamiento.

### → Verificación al Corte de los Pasadores

Calcularemos el esfuerzo de corte actuante, repartido en tres pasadores, teniendo en cuenta el momento torsor de arranque calculado en el punto 2.3.3.

$$P_c = \frac{M_{t\text{ arr.}}}{\frac{(\phi + e)}{2}} = \frac{20516,16 \text{ Kg.cm}}{\frac{(7,62 \text{ cm} + 0,7 \text{ cm} + 0,7 \text{ cm})}{2}} = 4549 \text{ Kg.}$$

Por lo tanto, considerando el área de corte del pasador, la tensión de trabajo será:

$$\tau = \frac{\frac{P_c}{3}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{\frac{4549 \text{ Kg}}{3}}{\frac{\pi \cdot (1,27 \text{ cm})^2}{4}} = 1197 \frac{Kg}{cm^2} < \tau_{ADM} = 1280 \frac{Kg}{cm^2}$$

### → Verificación al Aplastamiento del Cubo

El cubo incluye a la pared del eje hueco más la pared del caño de refuerzo.

$$\sigma = \frac{\frac{P_c}{3}}{(d \cdot e)} = \frac{4549 \text{ Kg}}{(1,27 \text{ cm} \cdot (0,7 \text{ cm} + 0,7 \text{ cm})) \cdot 3} = 852,83 \frac{Kg}{cm^2} < \sigma_{APL} = \sigma_{fluencia} = 2400 \frac{Kg}{cm^2}$$

### → Verificación al Aplastamiento del Eje Macizo

El esfuerzo  $P_E$  es el equivalente del diagrama de distribución observado en la figura 21, y se encuentra aplicado a una distancia de 2/3 del radio del eje. De la siguiente expresión correspondiente al momento torsor de arranque, despejaremos el valor de dicho esfuerzo y verificaremos la tensión de aplastamiento:

## 2. CALCULO Y DISEÑO DE MECANIZACIONES

$$M_t = 2 \cdot \left( P_e \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{\theta}{2} \right) = \frac{2}{3} \cdot P_e \cdot \theta \Rightarrow P_e = \frac{3 \cdot M_t}{2 \cdot \theta} = \frac{3 \cdot 20516,16 \text{ Kg.cm}}{4 \cdot 6,22 \text{ cm}} = 2473,81 \text{ Kg}$$

$$\sigma = \frac{P_e}{\frac{\theta}{2} \cdot d} = \frac{2473,81 \text{ Kg}}{\frac{6,22 \text{ cm}}{2} \cdot 1,27 \text{ cm}} = 626,33 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} < \sigma_{APL} = \sigma_{fluencia} = 2400 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

### 2.3.6. Criterios de Diseño de la Rosca

En el plano N° 10 "Esquema Rosca 150 ton/hora", se observa una vista general de la rosca sinfín. Entre los puntos más importantes podemos destacar:

- Dimensionamiento de la boca de descarga de cereal.
- Disposición del reductor con ejes a 90°, respecto del motor y del eje motriz de la cinta.
- Batea robusta construida en chapa 1/8".
- Soportes del eje del sinfín ubicados a 1,5 metros y unidos a la batea.

Por todo lo dicho anteriormente se justifica la instalación de un sistema de aireación acorde con las necesidades de protección de los granos.

Otra práctica común en el almacenaje y acopio de granos es el traspase que consiste en mover los granos de la ubicación de la aireación pero se diferencia de ésta en que se el grano se mueve a través del aire. El traspase consiste en la transferencia de los granos desde un silo a otro. Este movimiento del grano permite reducir la temperatura del grano y eliminar bolitas de calor que se pueden haber producido en la boca de granos.

Podemos decir que no se ha optado por este método por varios motivos, entre los que se destacan los siguientes:

- No es necesario disponer de más trapes para realizar el traspase.

**3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES****3.1. INTRODUCCIÓN**

La aireación de los granos y semillas consiste en hacer pasar una corriente de aire impulsada por un ventilador a través de una masa de granos almacenada en un silo, de modo de reducir la tasa de deterioro de los granos e impedir las pérdidas de almacenaje (Cloud and Morey, 1991).

El grano se encuentra constantemente metabolizando durante el almacenaje y es susceptible al ataque de insectos o de microorganismos. Los niveles de infestación están directamente relacionados con las condiciones ambientales del grano y fundamentalmente ligadas a su temperatura, contenido de humedad, humedad relativa ambiente, contenido de oxígeno, cantidad de dióxido de carbono contenido en el aire, limpieza, etc.

Se debe tener presente que lo que se tiene almacenado o lo que se va a acondicionar y acopiar es un ser vivo. Por lo tanto, respira y produce calor, agua y dióxido de carbono. El hecho de respirar es el motivo de muchos de los cambios durante el tiempo de almacenamiento. Una temperatura de 5° C mantiene la mayoría de los microorganismos en estado latente, los cuales terminan muriendo por pérdida de energía y shock térmico. En ambientes favorables al desarrollo de microorganismos en estado latente, éstos comienzan a consumir almidón y otros elementos del grano. Estos procesos son típicamente exotérmicos, produciendo calor, humedad y dióxido de carbono. Dado que la mayoría de los microorganismos prosperan en ambientes cálidos y húmedos, el proceso de deterioro toma una aceleración exponencial. Para reducir todos los procesos de deterioro citados hay que lograr que el grano esté sano, seco, limpio y frío.

Por todo lo dicho anteriormente se justifica la instalación de un sistema de aireación acorde con las necesidades de protección de los granos.

Otra práctica común en el almacenaje o acopio de granos es el transile que comparte algunos de los objetivos de la aireación pero se diferencia de ésta en que es el grano el que circula a través del aire. El trasile consiste en la transferencia de los granos desde un silo a otro. Este movimiento del grano permite reducir la temperatura del grano y eliminar bolsas de calor que se puedan haber producido en la masa de granos.

Podemos decir que no se ha optado por este método por varios motivos, entre los que se destacan los siguientes:

- No es necesario disponer de silos vacíos para realizar el transile.

### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

- No ocasiona daños a los granos por el movimiento de la masa.
- Los costos por tonelada de granos son significativamente más bajos. En el transile, para obtener una reducción adecuada de la temperatura en la masa de granos, es necesario repetir la operación varias veces, lo que significa un consumo excesivo de energía.

Como puede observarse en la planta proyectada utilizamos la aireación de dos formas distintas:

**1º. Aireación de Enfriamiento.** Reducción de temperatura de la masa de granos proveniente de la secadora de granos, en el caso de los silos N° 2 y 3 que poseen material seco y caliente.

**2º. Aireación de Mantenimiento.** Mantenimiento de la uniformidad y de la temperatura de los granos y semillas en el silo, control de los problemas que ocasiona la migración y condensación de la humedad, remoción de olores de los granos, uniformización de la humedad de los granos, aplicación de fumigantes, etc. Esto se realizará en los silos condiciones cámara (n° 5 y 6).

*Nota: Para la realización de nuestros cálculos nos basaremos en los apuntes "Manejo Poscosecha de Granos" del Departamento de Producción Vegetal, Cereales y Oleaginosas perteneciente a la Facultad de Ciencias Agropecuarias de la Universidad Nacional de Córdoba; los cuales fueron editados por el Ing. Agr. Sc. Orlando J. J. Badiali.*

En lo que respecta al sentido de flujo a utilizar en los ventiladores podemos diferenciar dos alternativas: flujo de impulsión y flujo de extracción o succión. En la *hoja 75* de los apuntes nombrados, se detallan las ventajas y desventajas de cada tipo de flujo de aire. En nuestro caso, **optaremos por el flujo de extracción ó succión, tanto para la aireación de mantenimiento como para la aireación de enfriamiento.** Si bien el rendimiento de los ventiladores es algo menor que con flujo de impulsión, se extrae aire caliente del silo, impidiendo la transferencia de la humedad condensada desde los techos y paredes frías hacia el cereal. Otra de las desventajas del flujo de extracción respecto al de impulsión, es la obstrucción de los orificios de la chapa horadada con granos del cereal. No obstante, se priorizará la sanidad del cereal por sobre las desventajas ocasionadas por el flujo de extracción.

### 3.2. AIREACIÓN DE MANTENIMIENTO EN SILOS CONDICIONES CÁMARA

A continuación se realizará el cálculo y diseño de la aireación de mantenimiento en los silos condiciones cámara, cuya capacidad de almacenamiento es de **2000** toneladas. Se propone la siguiente distribución de conductos:

3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

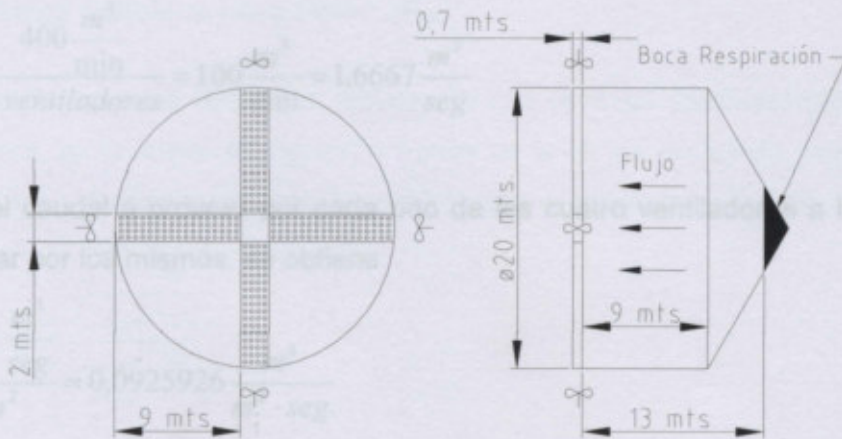


Figura 22. Configuración de Conductos de Aireación en Silos Condiciones Cámara.

3.2.1. Superficie de Piso

Tomando como referencia a la figura 22, podemos determinar el área correspondiente al piso de cada conducto de aireación de la siguiente manera:

$$S_p = 2m \cdot 9m = 18m^2$$

Por lo tanto, el área total de aireación de mantenimiento será:

$$S_{total} = 4 \text{ cond.} \cdot 18m^2 / \text{cond.} = 72m^2$$

3.2.2. Caudal de Aire de Mantenimiento

Ingresando a la tabla 1 (apunte citado, hoja 73), podemos determinar el caudal de aire -por tonelada almacenada- aconsejable para un sistema de aireación de mantenimiento, a saber:

$$Q_{aire} = 0,1 \text{ a } 0,2 \frac{m^3}{\text{min} \cdot \text{ton}} \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} Q_{aire} = 0,2 \frac{m^3}{\text{min} \cdot \text{ton}}$$

Teniendo en cuenta la capacidad del silo obtenemos el caudal de aire total será:

$$Q_T = 0,2 \frac{m^3}{\text{min} \cdot \text{ton}} \cdot 2000\text{ton} = 400 \frac{m^3}{\text{min}}$$

A seguir se calcula el caudal de aire que deberá proveer cada uno de los cuatro ventiladores de la figura 22.



### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

$$Q_{\text{aire/vent.}} = \frac{400 \frac{m^3}{\text{min}}}{4 \text{ ventiladores}} = 100 \frac{m^3}{\text{min}} = 1,6667 \frac{m^3}{\text{seg}}$$

Refiriendo el caudal a proveer por cada uno de los cuatro ventiladores a la superficie de cada conducto a alimentar por los mismos, se obtiene:

$$Q_s = \frac{1,6667 \frac{m^3}{\text{seg}}}{18 m^2} = 0,0925926 \frac{m^3}{m^2 \cdot \text{seg}}$$

#### 3.2.3. Pérdida de Carga debido a Columna de Cereal

Para silos con fondo piso plano perforado podemos aproximar la pérdida de carga por metro de altura mediante la siguiente fórmula práctica (Hukill and Sed, 1955):

$$\Delta P' \left[ \frac{Pa}{m} \right] = a \cdot \frac{Q_s^2 \left[ \frac{m^3}{m^2 \cdot \text{seg}} \right]^2}{\ln \left( 1 + b \cdot Q_s \left[ \frac{m^3}{m^2 \cdot \text{seg}} \right] \right)}$$

Los coeficientes  $a$  y  $b$  se obtienen de apunte (tabla 1, hoja 42) y para maíz valen:

$$a = 20700$$

$$b = 30,4$$

Reemplazando:

$$\Delta P' = 20700 \cdot \frac{\left( 0,0925926 \frac{m^3}{m^2 \cdot \text{seg.}} \right)^2}{\ln \left( 1 + 30,4 \cdot 0,0925926 \frac{m^3}{m^2 \cdot \text{seg.}} \right)} = 132,55 \frac{Pa}{m}$$

Puede observarse en la figura 22 que el nivel máximo de cereal -considerado a la base del respiradero- es de 13 metros. La pérdida de carga será:

$$\Delta P_{\text{columna}} = \Delta P' \cdot h = 132,55 \frac{Pa}{m} \cdot 13 m = 1723,14 Pa$$

$$\Delta P_{\text{columna}} = 6,91777 \text{ inch } H_2O = 175,71138 \text{ mm } H_2O$$

### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

#### 3.2.4. Pérdida de Carga debido al falso Piso " $\Delta P_{fp}$ "

Esta pérdida de carga se debe a la resistencia que el metal perforado ofrece al paso del aire. Dicho de otra manera, es la caída de presión a través de la chapa horadada cuando está cubierta de cereal. Comúnmente, se denomina pérdida de carga debido al falso piso y la fórmula a utilizar es:

$$\Delta P_{fp} [Pa] = 1,07 \cdot \left( \frac{Q_s \left[ \frac{m^3}{m^2 \cdot seg} \right]}{\varepsilon \cdot Of} \right)^2$$

Dónde:

$\varepsilon$  = porcentaje de espacio vacío entre granos

$Of$  = porcentaje de la superficie horadada

En la hoja 3 del apunte de referencia, podemos leer que el porcentaje vacío entre granos "varía entre 30 y 40% dependiendo del tipo de grano, del tamaño, de la forma y las características de su superficie, de la cantidad y tipo de materias extrañas presentes. Mientras más grandes, esféricos, secos y limpios estén los granos, más fácil será conservarlos". Considerando que almacenamos maíz en silos condiciones cámara (buenas condiciones), adoptamos el valor más favorable (40%).

En lo que respecta al porcentaje de agujeros en la superficie horadada, adoptamos un falso piso a construir con chapas estándar con un 13% de agujeros. Reemplazando valores tenemos:

$$\Delta P_{fp} = 1,07 \cdot \left( \frac{0,0,0925926 \frac{m^3}{m^2 \cdot seg.}}{0,4 \cdot 0,13} \right)^2 = 3,63 Pa$$

$$\Delta P_{fp} = 0,01345733 inch H_2O = 0,37016 mmH_2O$$

#### 3.2.5. Pérdida de Carga debido al Conducto de Conexión

Según regla práctica para el transporte económico de aire, para estos conductos se considera una velocidad máxima de aire de:

$$v_{aire} \leq 1000 \frac{m}{min}$$

Por lo tanto, calculamos el diámetro del conducto de la siguiente forma:

### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

$$Q_{\text{aire/vent.}} \leq v \cdot A = v \cdot \frac{\pi \cdot \phi_{\text{caño}}^2}{4} \rightarrow \phi_{\text{caño}} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 100 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{1000 \frac{\text{m}}{\text{min}} \cdot \pi}} = 0,356 \text{ m} \xrightarrow{\text{ADOP.}} \phi_{\text{caño}} = 0,5 \text{ m}$$

Recalculando, tenemos una velocidad de aire de:

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{aire/vent.}}}{\pi \cdot \phi_{\text{caño}}^2} = \frac{4 \cdot 100 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{\pi \cdot 0,5^2 \text{ m}^2} \rightarrow v = 509,3 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 8,488 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Ingresando al gráfico 5 (apunte citado, hoja 46) con el caudal de aire por ventilador y el diámetro del conducto, se obtiene la pérdida de carga por fricción en conductos cortos:

$$Q_{\text{aire/vent.}} = 100 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 1,6667 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} = 1666,66 \frac{\text{litro}}{\text{seg}} \rightarrow \Delta P'_{\text{COND.}} = 1,8 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$$

$\phi_{\text{caño}} = 0,5 \text{ m}$

Considerando un conducto de conexión de 1m de largo, se tiene:

$$\Delta P_{\text{COND.}} = 1,8 \text{ Pa} = 0,00722634 \text{ inch H}_2\text{O} = 0,18355 \text{ mmH}_2\text{O}$$

#### 3.2.6. Pérdida de Carga debido a la Variación de Sección

Para el cálculo de la pérdida de carga debido a la variación de sección, la bibliografía citada menciona a las fórmulas 14 y 15 (hoja 46), para los casos en que dicha sección se expanda o se reduzca, respectivamente. Dado que en nuestro caso se trata de una transición circular (ventilador) a cuadrada (conducto piso) y de área equivalente, ambas fórmulas son iguales, siendo:

$$\Delta P_{\text{VAR}} [\text{Pa}] = C_1 \cdot \left( \frac{v \left[ \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right]}{1,29} \right)^2 = C_2 \cdot \left( \frac{v \left[ \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right]}{1,29} \right)^2$$

Donde  $C_1 = C_2 = C = 0,15$  (constante en función del tipo de variación de sección, tabla 9- hoja 47).

$$\Delta P_{\text{VAR}} = 0,15 \cdot \left( \frac{8,488 \frac{\text{m}}{\text{seg}}}{1,29} \right)^2 = 6,49 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{\text{VAR.}} = 0,026732 \text{ inch H}_2\text{O} = 0,66226 \text{ mmH}_2\text{O}$$

### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

#### 3.2.7. Pérdida de Carga Total de los Ventiladores Centrifugos Adoptados

Sumando las pérdidas de carga obtenidas en los puntos 3.2.3 a 3.2.6, se obtiene la pérdida de carga en todo concepto:

$$\Delta P_{TOTAL} = \Delta P_{columna} + \Delta P_{fp} + \Delta P_{COND.} + \Delta P_{VAR.}$$

$$\Delta P_{TOTAL} = 175,1138 \text{ mmH}_2\text{O} + 0,37016 \text{ mmH}_2\text{O} + 0,18355 \text{ mmH}_2\text{O} + 0,66226 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$\underline{\underline{\Delta P_{TOTAL} = 176,927355 \text{ mmH}_2\text{O}}}$$

Notar que la pérdida de carga total está comprendida en su gran mayoría debido a la circulación de aire por el cereal, dado que el  $\Delta P_{columna}$  es un 99,3% del total.

#### 3.2.8. Potencia Necesaria por Ventilador

Una vez calculada la pérdida de carga total estamos en condiciones de averiguar la potencia necesaria en cada uno de los cuatro ventiladores del sistema de aireación. Estimando el rendimiento  $\eta$  en un 70%, tenemos:

$$N[CV] = \frac{Q [m^3 / \text{min}] \cdot \Delta P_{TOTAL} [mm H_2O]}{75 \cdot 60 \cdot \eta} = \frac{100 m^3 / \text{min} \cdot 176,5 mmH_2O}{75 \cdot 60 \cdot 0,7} = 5,6 CV$$

Por lo tanto, adoptamos cuatro ventiladores centrifugos con las siguientes características:

- Caudal de aire: 100 m<sup>3</sup>/min.
- Potencia Nominal: 7,5 CV.

#### 3.2.9. Valores Característicos del Sistema (Mantenimiento)

Calculando los parámetros (mediante las fórmulas utilizadas anteriormente) pero para distintos caudales, se construye la siguiente tabla del sistema de aireación:

Q [m <sup>3</sup> /seg]	Q <sub>s</sub> [m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> seg]	ΔP <sub>columna</sub> [mm H <sub>2</sub> O]	ΔP <sub>fp</sub> [mm H <sub>2</sub> O]	ΔP <sub>COND.</sub> [mm H <sub>2</sub> O]	ΔP <sub>VAR</sub> [mm H <sub>2</sub> O]	ΔP <sub>TOTAL</sub> [mm H <sub>2</sub> O]
0,25	0,0139	15,02842	0,00778	0,01020	0,01490	15,06130
0,50	0,0278	34,58679	0,03114	0,01530	0,05960	34,69282
0,75	0,0417	58,21736	0,07005	0,04079	0,13411	58,46231
1,00	0,0556	85,62400	0,12454	0,06118	0,23841	86,04813
1,25	0,0694	116,59498	0,19459	0,10197	0,37252	117,26407
1,50	0,0833	150,96908	0,28022	0,12237	0,53643	151,90809
<b>1,67</b>	<b>0,0926</b>	<b>175,71139</b>	<b>0,34595</b>	<b>0,20394</b>	<b>0,66226</b>	<b>176,92354</b>
2,00	0,1111	229,43645	0,49816	0,20394	0,95366	231,09222

### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

#### 3.2.10. Valores Característicos de los Ventiladores Centrífugos Adoptados

Según bibliografía citada al principio podemos aproximar la curva de funcionamiento de nuestros ventiladores centrífugos según la ecuación polinómica:

$$\Delta P [Pa] = A + B \cdot Q [m^3/seg] + C \cdot (Q [m^3/seg])^2$$

Utilizando la *tabla 13 (hoja 53)* se obtienen las constantes:

$$A = 2131,76$$

$$B = -67,28$$

$$C = -98,41$$

Por lo tanto, reemplazando y calculando, la tabla del ventilador queda de la siguiente manera:

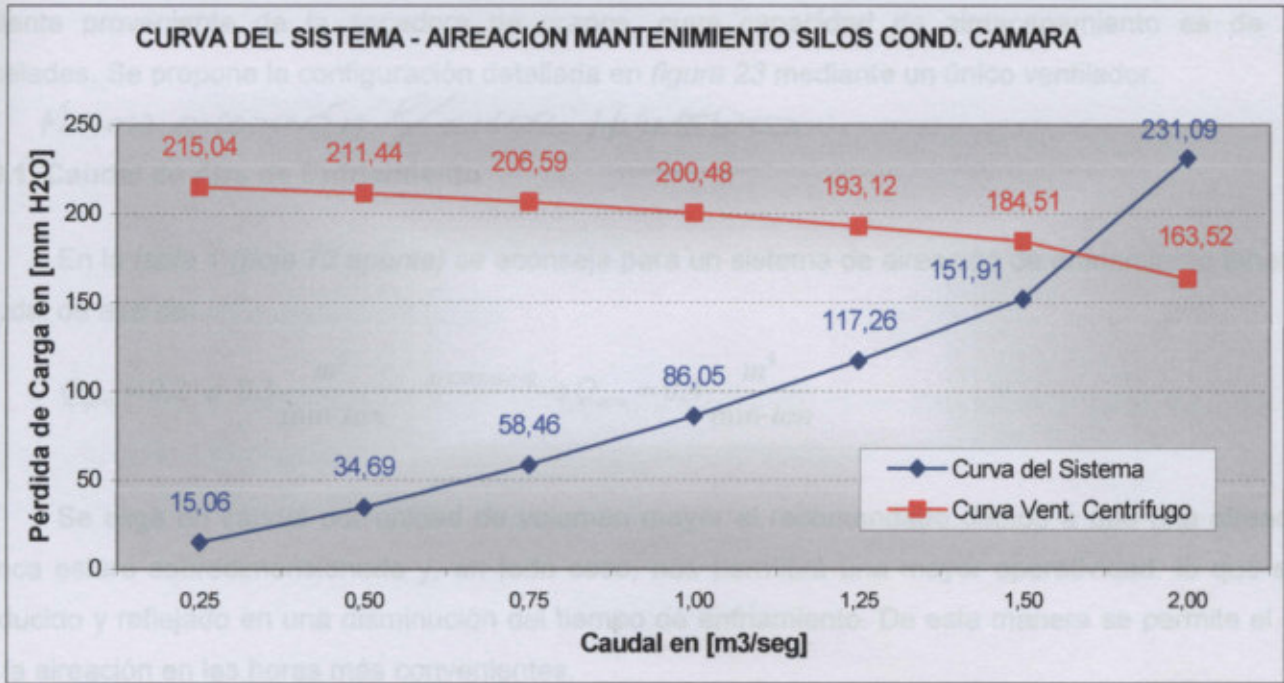
Q [m <sup>3</sup> /seg]	$\Delta P_{VENT.}$ [Pa]	$\Delta P_{VENT.}$ [mm H <sub>2</sub> O]
0,25	2108,79	215,03667
0,50	2073,52	211,43994
0,75	2025,94	206,58883
1,00	1966,07	200,48335
1,25	1893,89	193,12348
1,50	1809,42	184,50924
<b>1,67</b>	<b>1746,27</b>	<b>178,06953</b>
2,00	1603,56	163,51761

**NOTA:** cabe destacar que la boca de respiración debe ser igual o mayor a la superficie horadada (a fin de alimentar en forma adecuada al ventilador centrífugo) que en nuestro caso tiene una superficie neta de 72 m<sup>2</sup>, lo que implica una superficie horadada de 9,36 m<sup>2</sup> (13%); por lo que adoptamos un superficie de succión o admisión que supere 1,5 veces para asegurarnos de que no se produzca una sub-alimentación de aire al silo. **Por lo adoptamos una superficie de boca de respiración de 14 m<sup>2</sup>.**

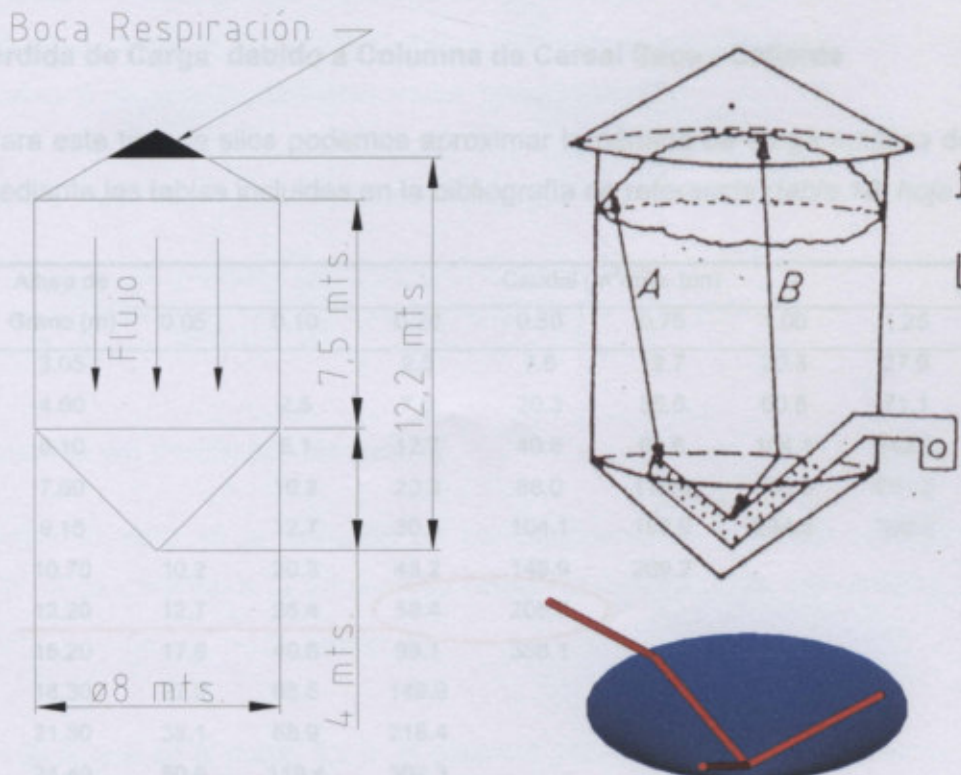
#### 3.2.11. Gráfico del Sistema (Mantenimiento)

Para un caudal de 1,67 m<sup>3</sup>/seg, según lo que puede verse en las tablas precedentes, la pérdida de carga del sistema será de 176,92354 mm H<sub>2</sub>O, mientras que la pérdida de carga que es capaz de elevar el ventilador centrífugo es algo mayor: 178,06953 mm H<sub>2</sub>O. Esto significa que el punto de equilibrio de las curvas, es decir el punto de funcionamiento del sistema, en realidad se dará a un caudal un poco mayor al adoptado (ver gráfico de abajo).

**3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES**



**3.3. AIREACIÓN DE ENFRIAMIENTO EN SILOS SECO - CALIENTE**



**Figura 23.** Configuración de Conductos de Aireación en Silos Seco - Caliente.

### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

Se realizará el cálculo y diseño de la aireación de enfriamiento en los silos de material seco y caliente proveniente de la secadora de granos, cuya capacidad de almacenamiento es de 300 toneladas. Se propone la configuración detallada en *figura 23* mediante un único ventilador.

MISMA AIREACION P/ SILOS HUMEDO

#### 3.3.1. Caudal de Aire de Enfriamiento

En la *tabla 1 (hoja 73 apunte)* se aconseja para un sistema de aireación de enfriamiento tener un caudal de aire de:

$$Q_{\text{aire}} = 0,2 \text{ a } 0,3 \frac{\text{m}^3}{\text{min} \cdot \text{ton}} \xrightarrow{\text{ADOPTAMOS}} Q_{\text{aire}} = 0,4 \frac{\text{m}^3}{\text{min} \cdot \text{ton}}$$

Se elige un caudal por unidad de volumen mayor al recomendado debido a que una aireación nunca estará sobredimensionada y, en todo caso, nos permitirá una mayor operatividad, lo que será traducido y reflejado en una disminución del tiempo de enfriamiento. De esta manera se permite el uso de la aireación en las horas más convenientes.

Teniendo en cuenta la capacidad del silo obtenemos el caudal de aire total será:

$$Q_T = 0,4 \frac{\text{m}^3}{\text{min} \cdot \text{ton}} \cdot 300 \text{ ton} = 120 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 2 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

#### 3.3.2. Pérdida de Carga debido a Columna de Cereal Seco - Caliente

Para este tipo de silos podemos aproximar la pérdida de carga estática debida a la columna de cereal mediante las tablas incluidas en la bibliografía de referencia (*tabla 10, hoja 51*).

Altura de Grano (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /min. ton)							
	0.05	0.10	0.20	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
3.05			2.5	7.6	12.7	20.3	27.9	35.6
4.60		2.5	7.6	20.3	35.6	50.8	71.1	91.4
6.10		5.1	12.7	40.6	68.6	104.1	142.2	188.0
7.60		10.2	20.3	66.0	119.4	180.3	251.5	327.7
9.15		12.7	30.5	104.1	182.9	284.5	393.7	
10.70	10.2	20.3	43.2	149.9	269.2			
12.20	12.7	25.4	58.4	205.7				
15.20	17.8	40.6	99.1	358.1				
18.30	27.9	63.5	149.9					
21.30	38.1	88.9	218.4					
24.40	50.8	119.4	302.3					
27.40	66.0	154.9						
30.50	83.8	198.1						

### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

Interpolando, para una altura de columna de cereal de 12,2m (ver figura 23) y un caudal de aire de  $0,4 \frac{m^3}{min \cdot ton}$ , obtenemos la siguiente pérdida de carga:

$$\Delta P_{columna} = 156,6 mmH_2O$$

#### 3.3.3. Diámetro del Conducto Principal

Como dijimos anteriormente, se adopta una velocidad inicial conveniente para este tipo de régimen, igual a **1000 m/min**. Despejando, obtenemos el diámetro del conducto:

$$Q_T = v \cdot A = v \cdot \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \rightarrow \phi = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot v}}$$

$$\phi_{conducto} = \sqrt{\frac{4 \cdot 120 \frac{m^3}{min}}{\pi \cdot 1000 \frac{m}{min}}} = 0,39 m \xrightarrow{\text{adoptamos}} \phi_{conducto} = 0,318 m$$

Debido a que la pérdida de carga en los conductos es prácticamente despreciable frente a la producida en la columna de cereal, proponemos realizar los conductos con chapa de desarrollo 1m x 2m, lo cual dará un caño de diámetro menor, igual 318mmm.

Solo a modo informativo, recalculando tendremos una velocidad de aire de:

$$v = \frac{4 \cdot Q_{aire}}{\pi \cdot \phi_{caño}^2} = \frac{4 \cdot 120 \frac{m^3}{min}}{\pi \cdot 0,318^2 m^2} \rightarrow v = 1510,9 \frac{m}{min} = 25,182 \frac{m}{seg}$$

#### 3.3.4. Potencia del Ventilador Necesaria

Según lo visto en la aireación de mantenimiento de los silos condiciones cámara, dónde la pérdida de carga a través de la columna de cereal representa un 99,3% del total, podemos aproximar:

$$\Delta P_{columna} = \Delta P_{TOTAL} = 156,6 mmH_2O$$

Al igual que en el punto 3.2.8, la potencia necesaria se calcula mediante la siguiente expresión (se considera un rendimiento de la bomba del 70%):



### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

$$N[CV] = \frac{Q [m^3 / \text{min}] \cdot \Delta P_{TOTAL} [mm H_2O]}{75 \cdot 60 \cdot \eta} = \frac{120 m^3 / \text{min} \cdot 156,6 mm H_2O}{75 \cdot 60 \cdot 0,7} = 5,96 CV$$

Por lo tanto, para la aireación de enfriamiento, **adoptamos un ventilador centrífugo** con las siguientes características:

- **Caudal de aire: 120 m<sup>3</sup>/min.**
- **Potencia Nominal: 7,5 CV.**

De esta forma, se obtiene una gran ventaja operativa a la hora de realizar mantenimiento y reparaciones de rutina, dado que todos los motores de aireación, ya sea de mantenimiento o enfriamiento, son de igual potencia.

#### 3.3.5. Valores Característicos del Sistema (Enfriamiento)

Interpolando valores en la *tabla 10 (hoja 51 apunte)* y considerando la capacidad del silo (300ton), para distintos caudales se construye la tabla correspondiente al sistema de aireación de enfriamiento:

Q <sub>AIRE</sub> [m <sup>3</sup> /seg]	Q <sub>AIRE</sub> [m <sup>3</sup> /min]	Q <sub>AIRE</sub> [m <sup>3</sup> /min.ton]	ΔP <sub>COLUMNA</sub> [mm H <sub>2</sub> O]
0,50	30	0,10	25,4
1,00	60	0,20	58,4
1,50	90	0,30	107,5
2,00	120	0,40	156,6
2,50	150	0,50	205,7

#### 3.3.6. Valores Característicos del Ventilador Centrífugo Adoptado

Nuevamente, al igual que en el punto 3.2.10, aproximamos la curva de funcionamiento del ventilador centrífugo mediante la siguiente ecuación polinómica:

$$\Delta P [Pa] = A + B \cdot Q [m^3 / \text{seg}] + C \cdot (Q [m^3 / \text{seg}])^2$$

De *tabla 13 (hoja 53)* se obtienen:

$$A = 2131,76$$

$$B = -67,28$$

$$C = -98,41$$

Entonces, la tabla del ventilador queda conformada de la siguiente manera:

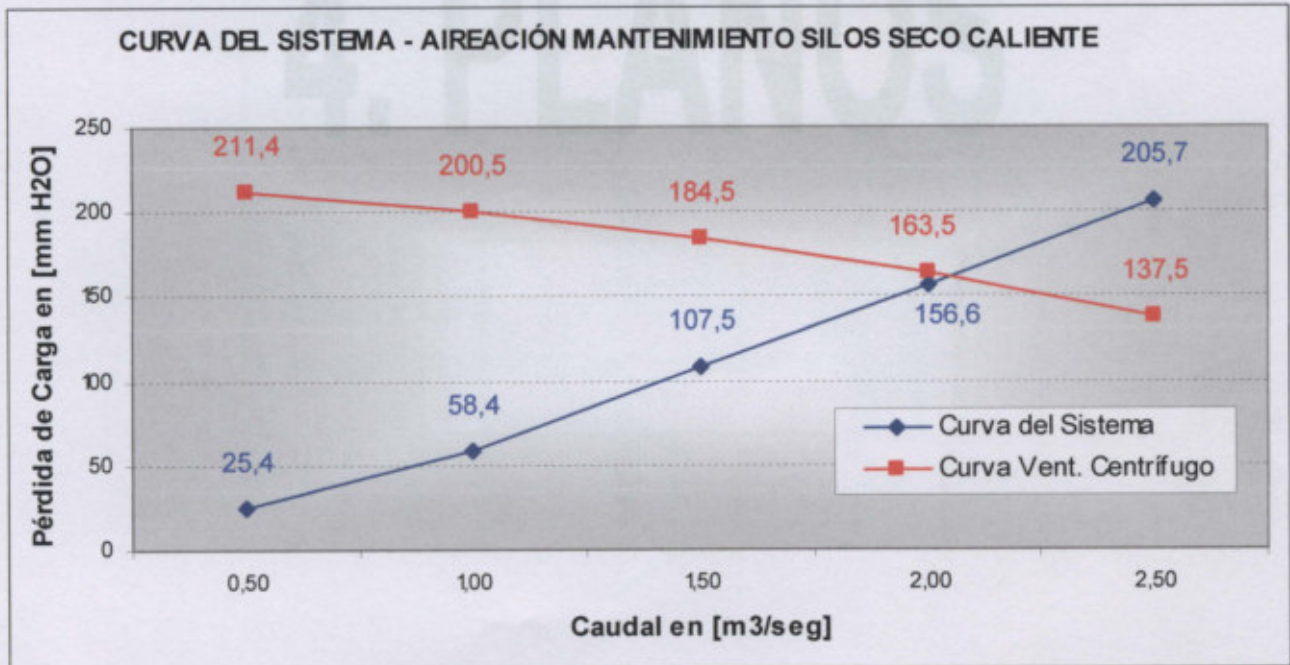
### 3. CALCULO Y DISEÑO DE AIREACIONES

Q [m <sup>3</sup> /seg]	$\Delta P_{VENT.}$ [Pa]	$\Delta P_{VENT.}$ [mm H <sub>2</sub> O]
0,50	2073,5	211,4
1,00	1966,1	200,5
1,50	1809,4	184,5
2,00	1603,6	163,5
2,50	1348,5	137,5

#### 3.3.7. Gráfico del Sistema (Enfriamiento)

En el gráfico puede observarse que para un caudal de 2 m<sup>3</sup>/seg, la pérdida de carga del sistema será de 156,6 mm H<sub>2</sub>O, mientras que el ventilador centrífugo es capaz de elevar 163,5 mm H<sub>2</sub>O.

Al igual que en el caso anterior, el punto de funcionamiento del sistema se dará a un caudal un poco mayor al adoptado.

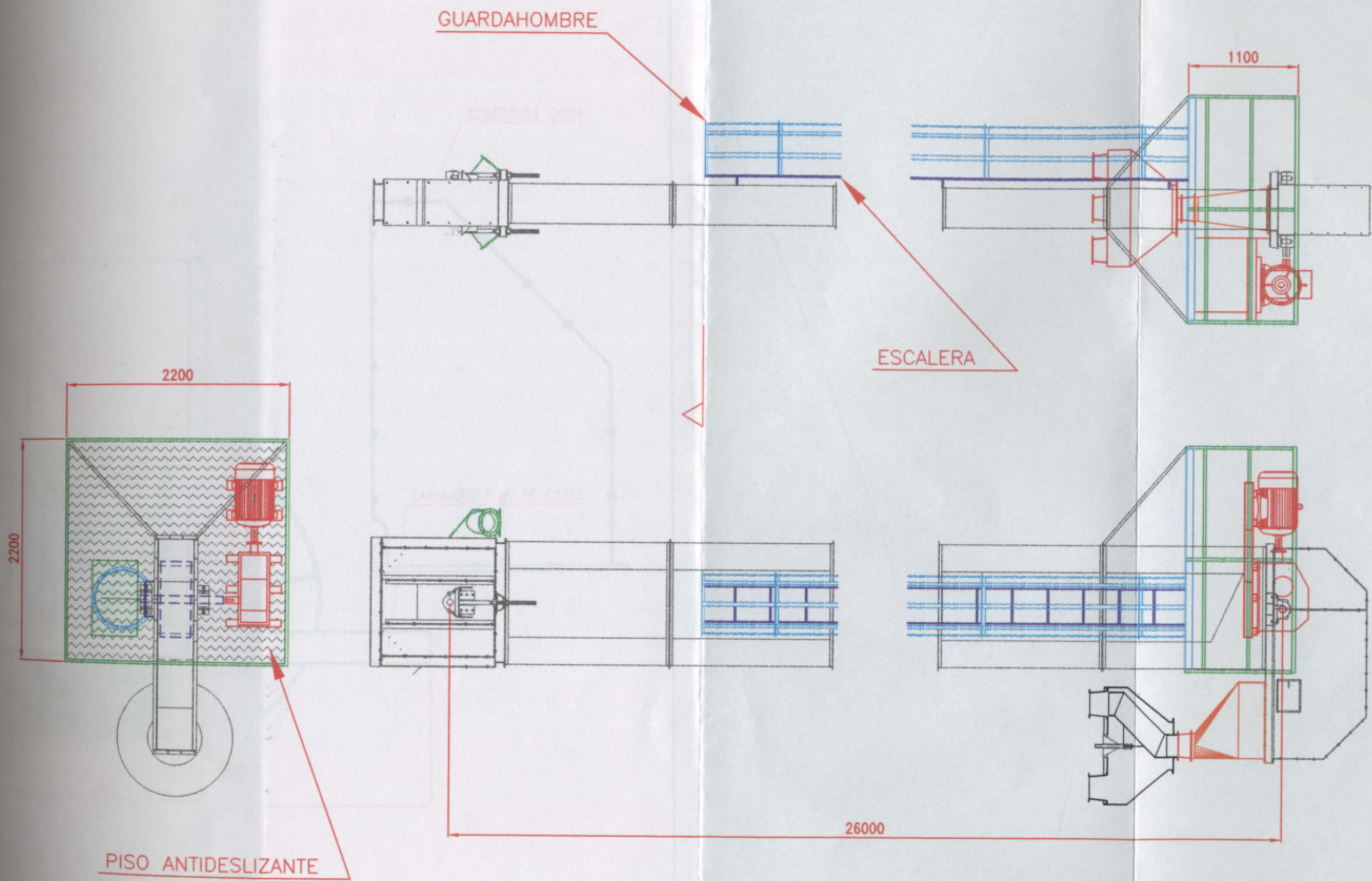


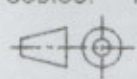
4. PLANOS




# 4. PLANOS

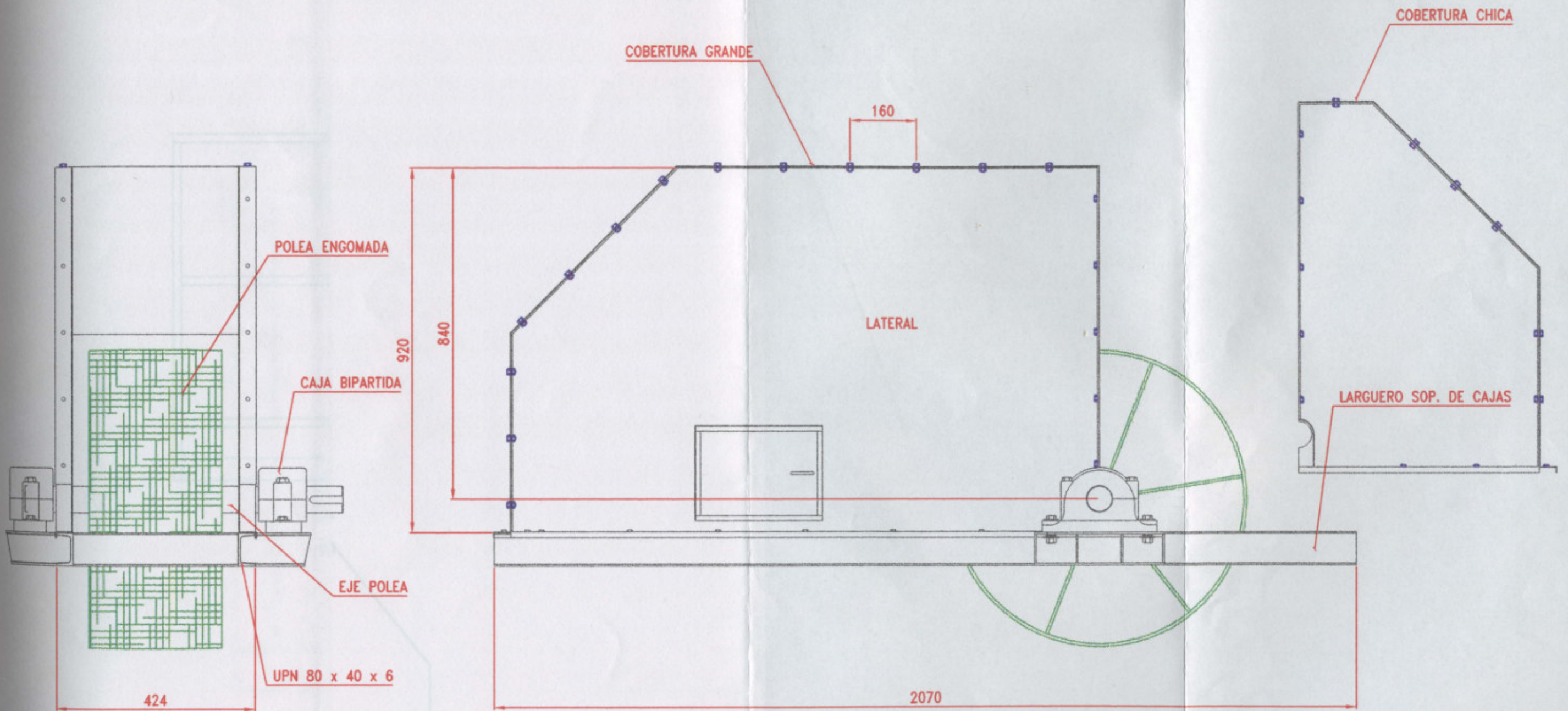
PISO ANTICUO



ESCALA	MATERIAL			CODIGO: Plano N° 1
1:40	FECHA	13/05/07	CANT.	
TOLERANCIA	DENOMINACION			
-1	ESQUEMA GENERAL NORIA			
0				

Proyecto Final  
 de Máquinas  
 U.T.N.  
 F.R.V.T.

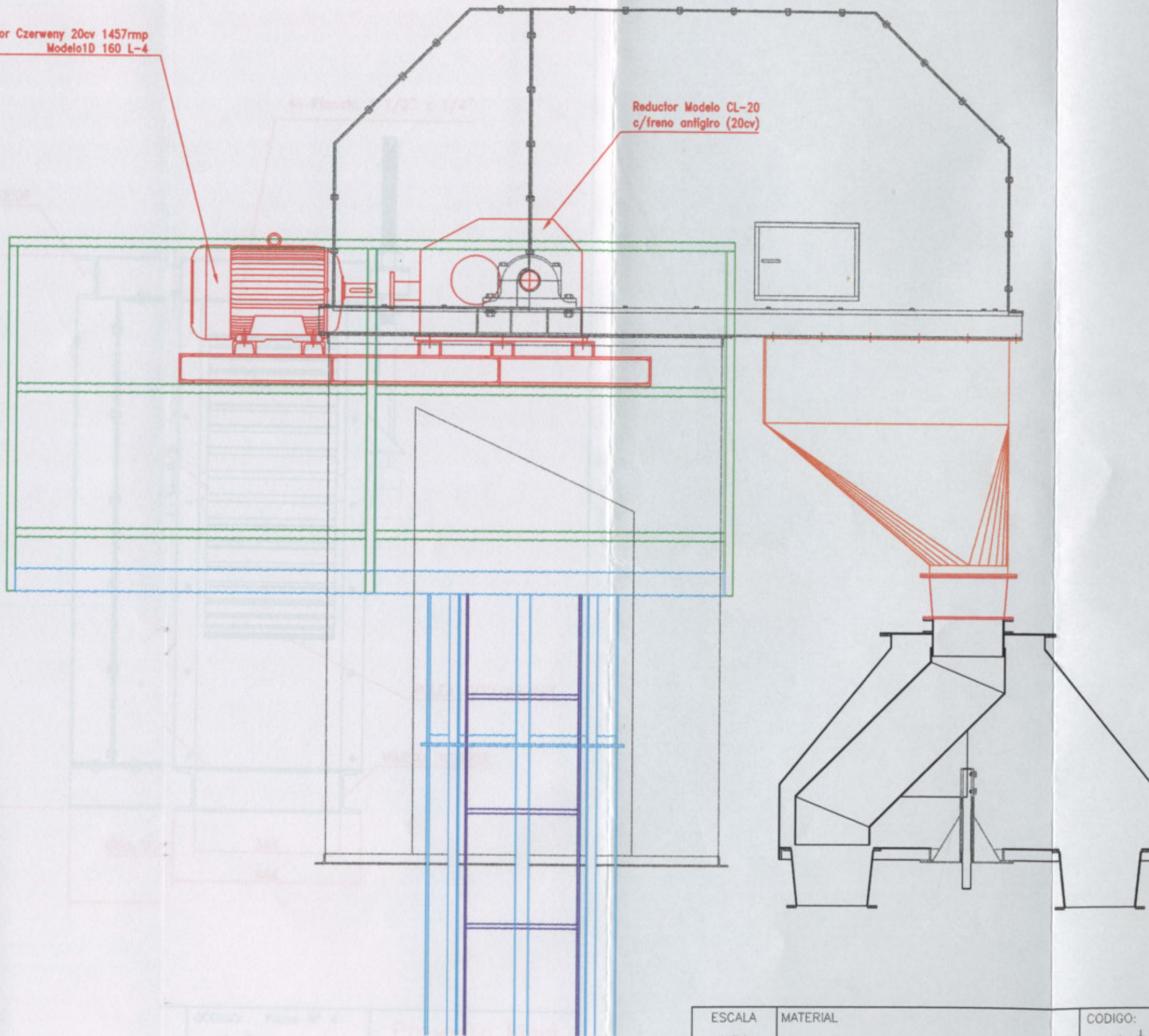




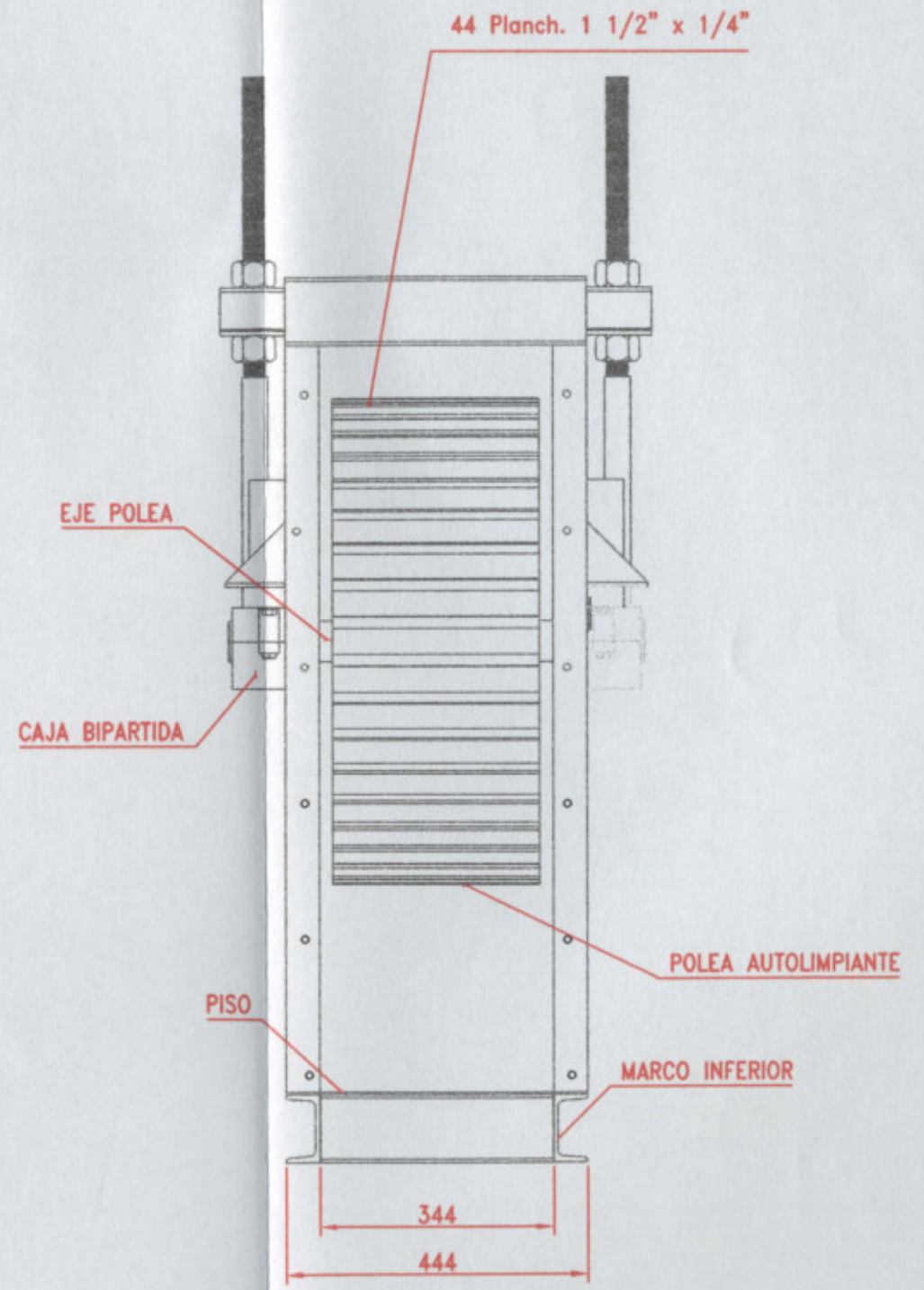
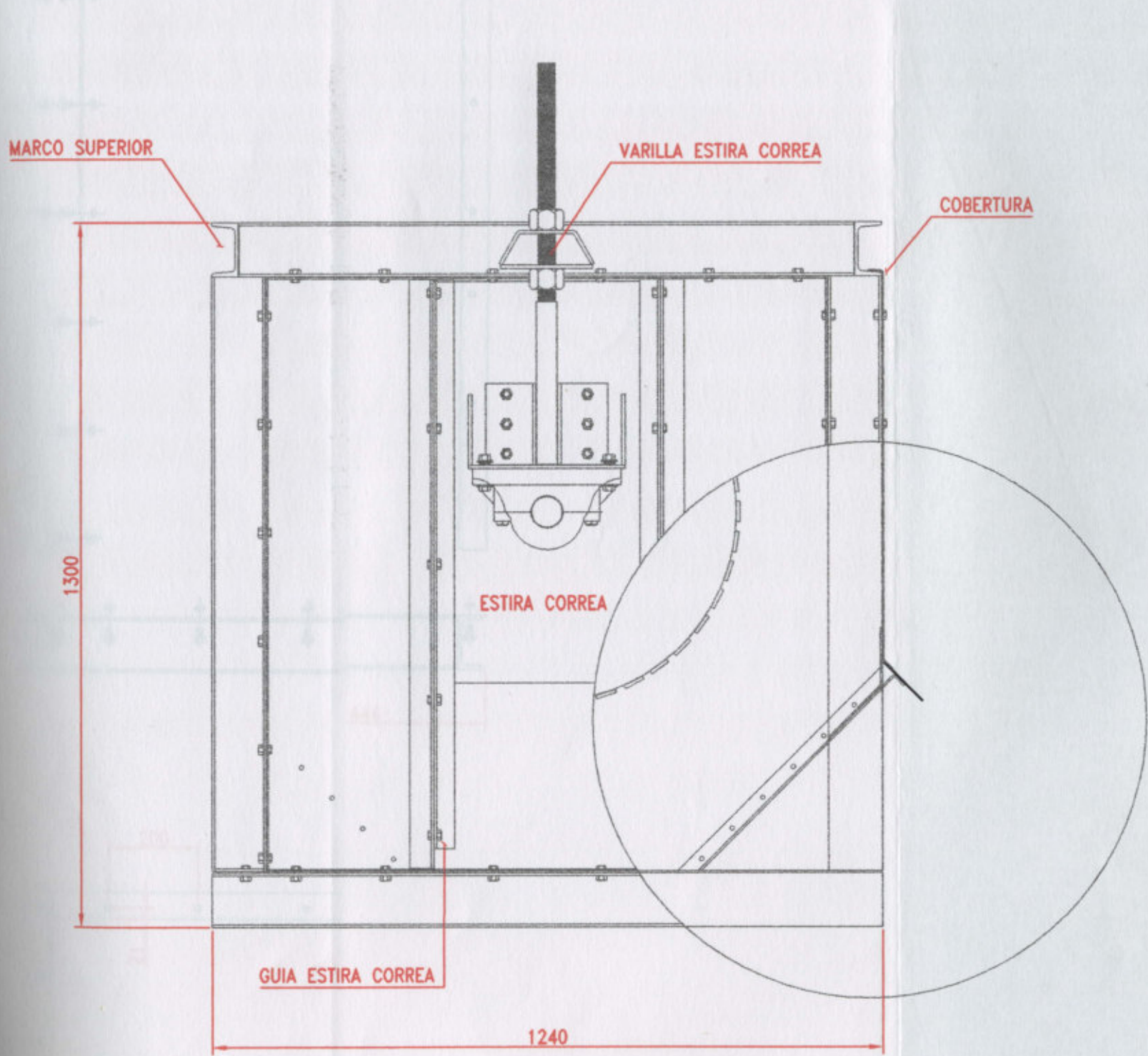
ESCALA 1:10	MATERIAL	CODIGO: Plano N° 2			Proyecto Final de Máquinas  <b>U.T.N.</b> <b>F.R.V.T.</b>
TOLERANCIA -1 0	FECHA 13/05/07	CANT.	DENOMINACION CABEZAL SUPERIOR NORIA		

Motor Czerwony 20cv 1457rpm  
Modelo1D 160 L-4

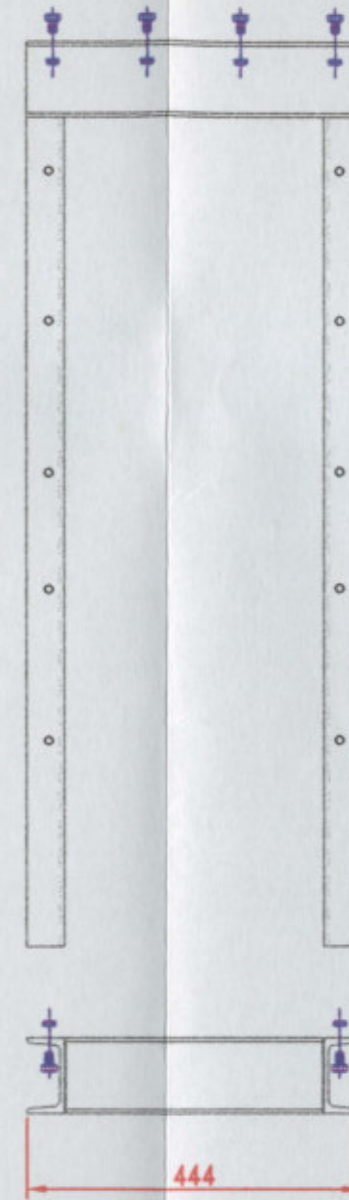
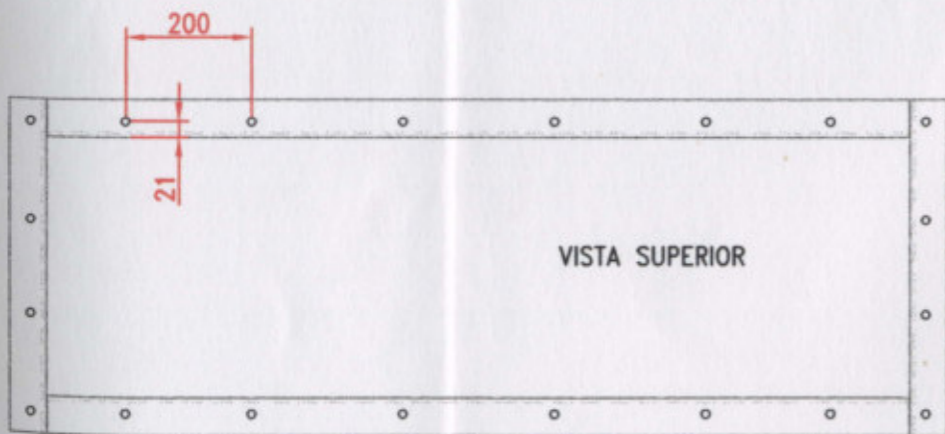
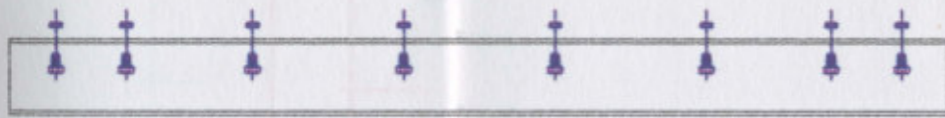
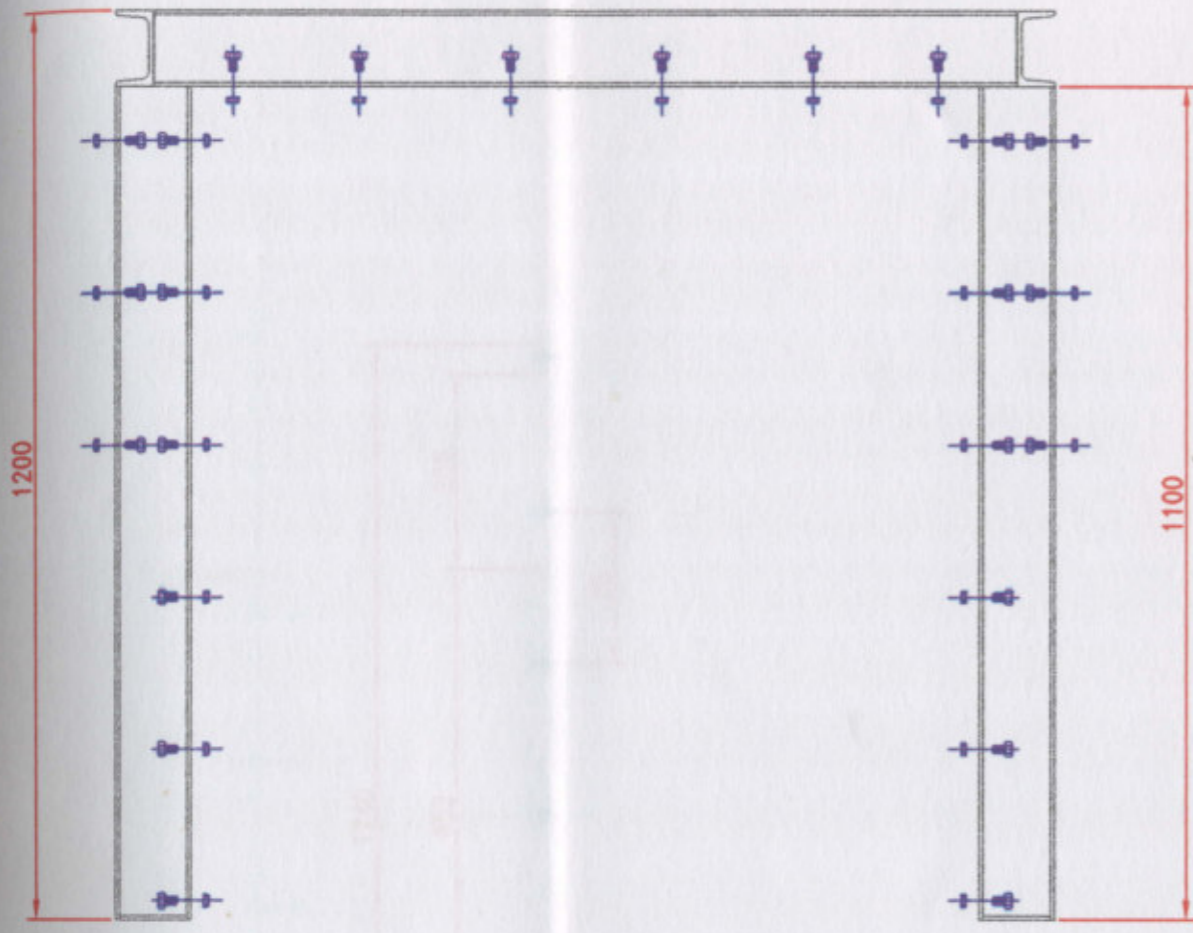
Reductor Modelo CL-20  
c/freno antigiro (20cv)



ESCALA 1:50	MATERIAL	CÓDIGO: Plano N° 3			Proyecto Final de Máquinas  U.T.N. F.R.V.T.
TOLERANCIA -1 0	FECHA 13/05/07	CANT.	DENOMINACIÓN ESQUEMA CABEZAL SUPERIOR		

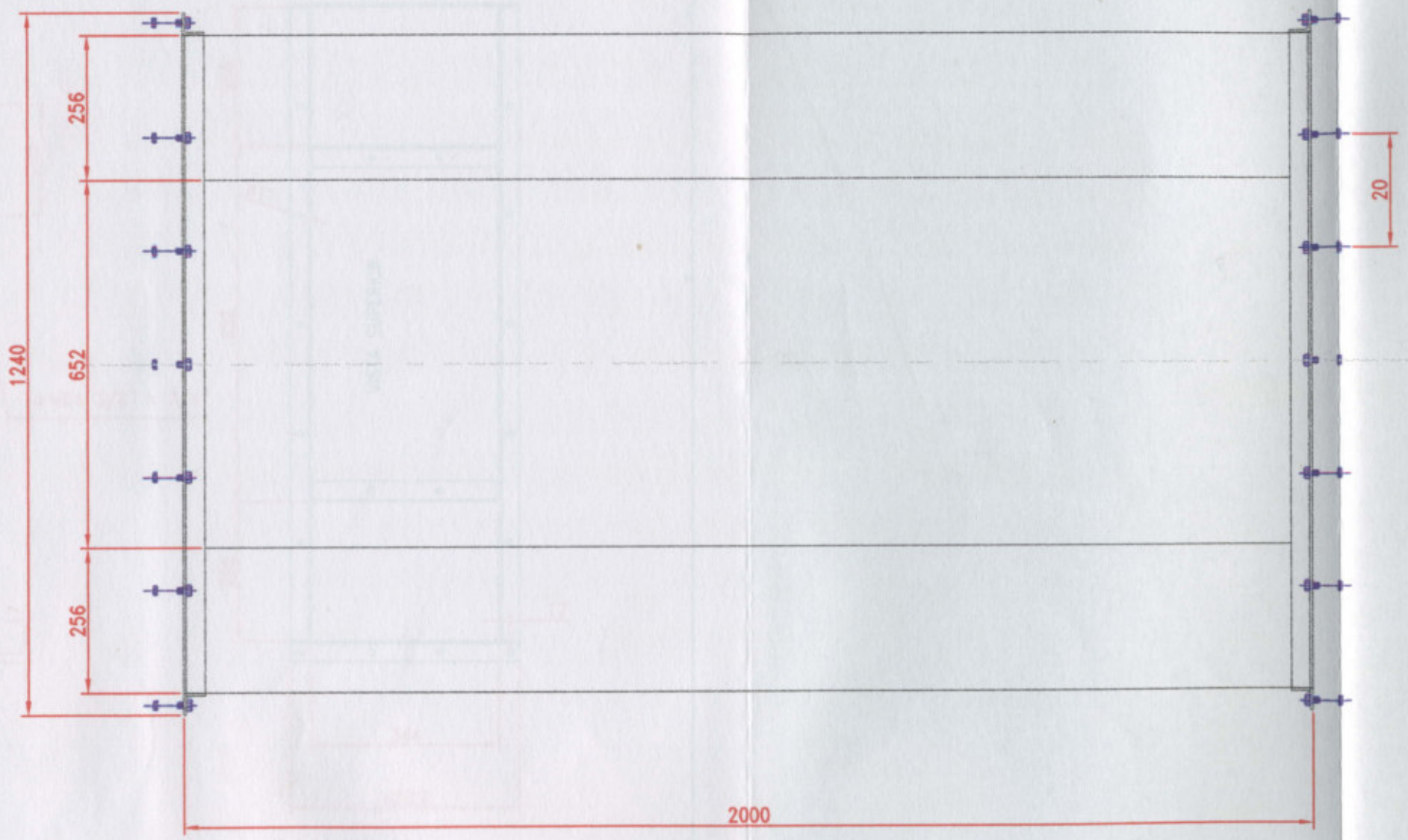


ESCALA 1:10	MATERIAL		CODIGO: Plano N° 4 	Proyecto Final de Máquinas
	FECHA	13/05/07		
TOLERANCIA -1 0	DENOMINACION ESQUEMA PIE DE NORIA			U.T.N. F.R.V.T.



ESCALA 1:10	MATERIAL	CODIGO: Plano N° 5			Proyecto Final de Máquinas  U.T.N. F.R.V.T.
TOLERANCIA -1 0	FECHA 13/05/07	CANT.	DENOMINACION ESQUEMA ESTRUCTURA PIE DE NORIA		



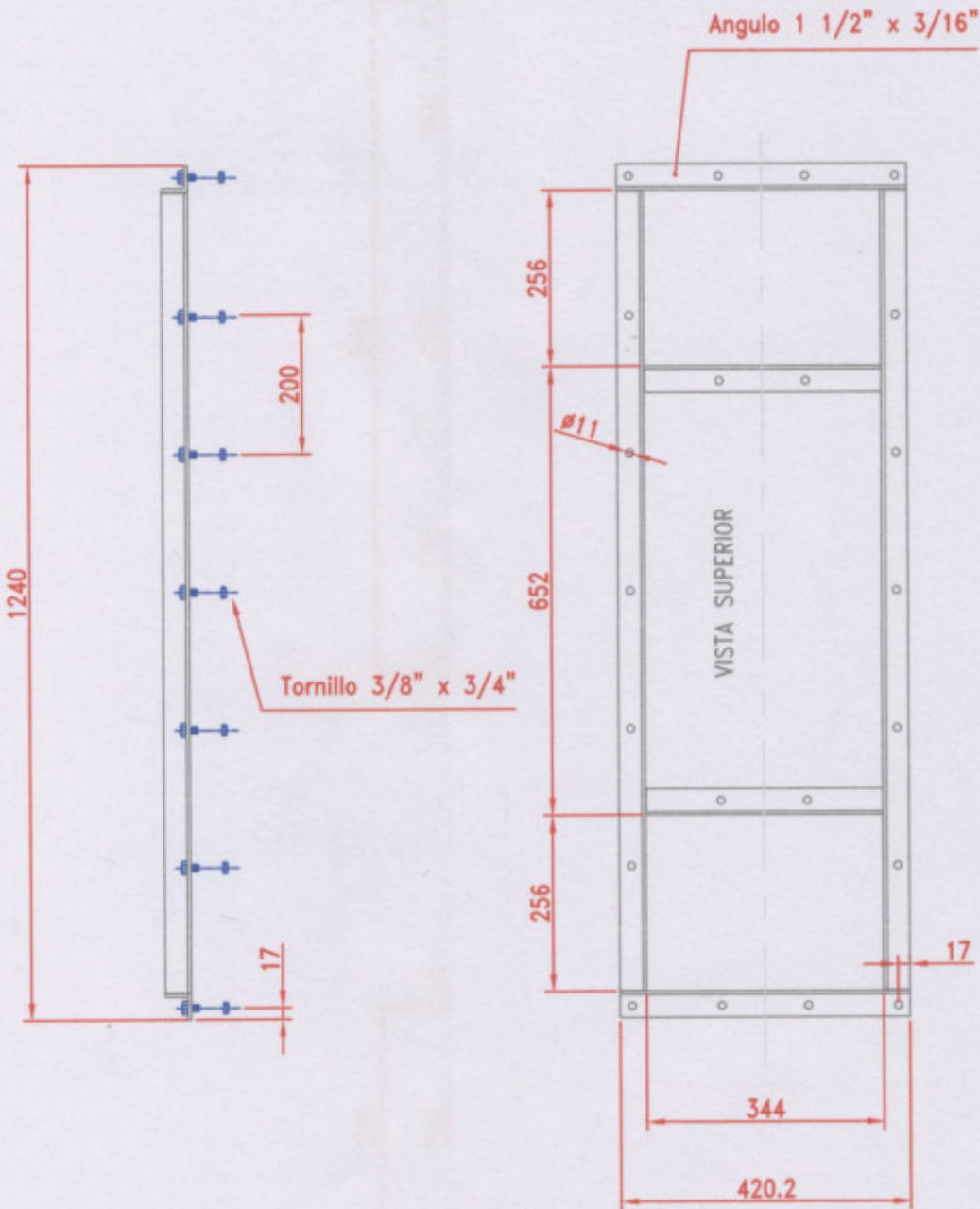


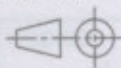

ESCALA	MATERIAL		
1:10	FECHA	13/05/07	CANT.
TOLERANCIA	DENOMINACIÓN		
-1	ESQUEMA PANTALÓN		
0			

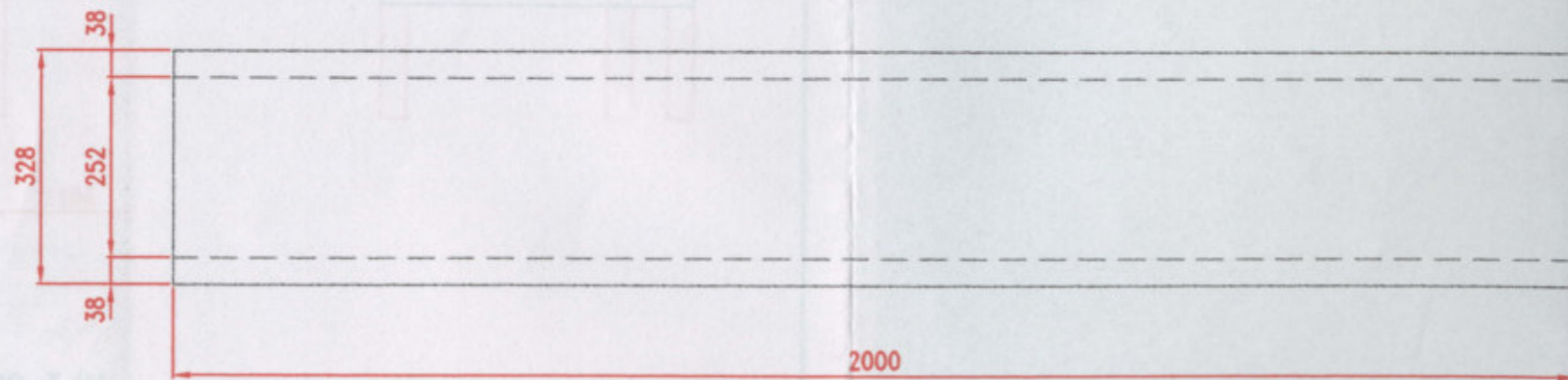
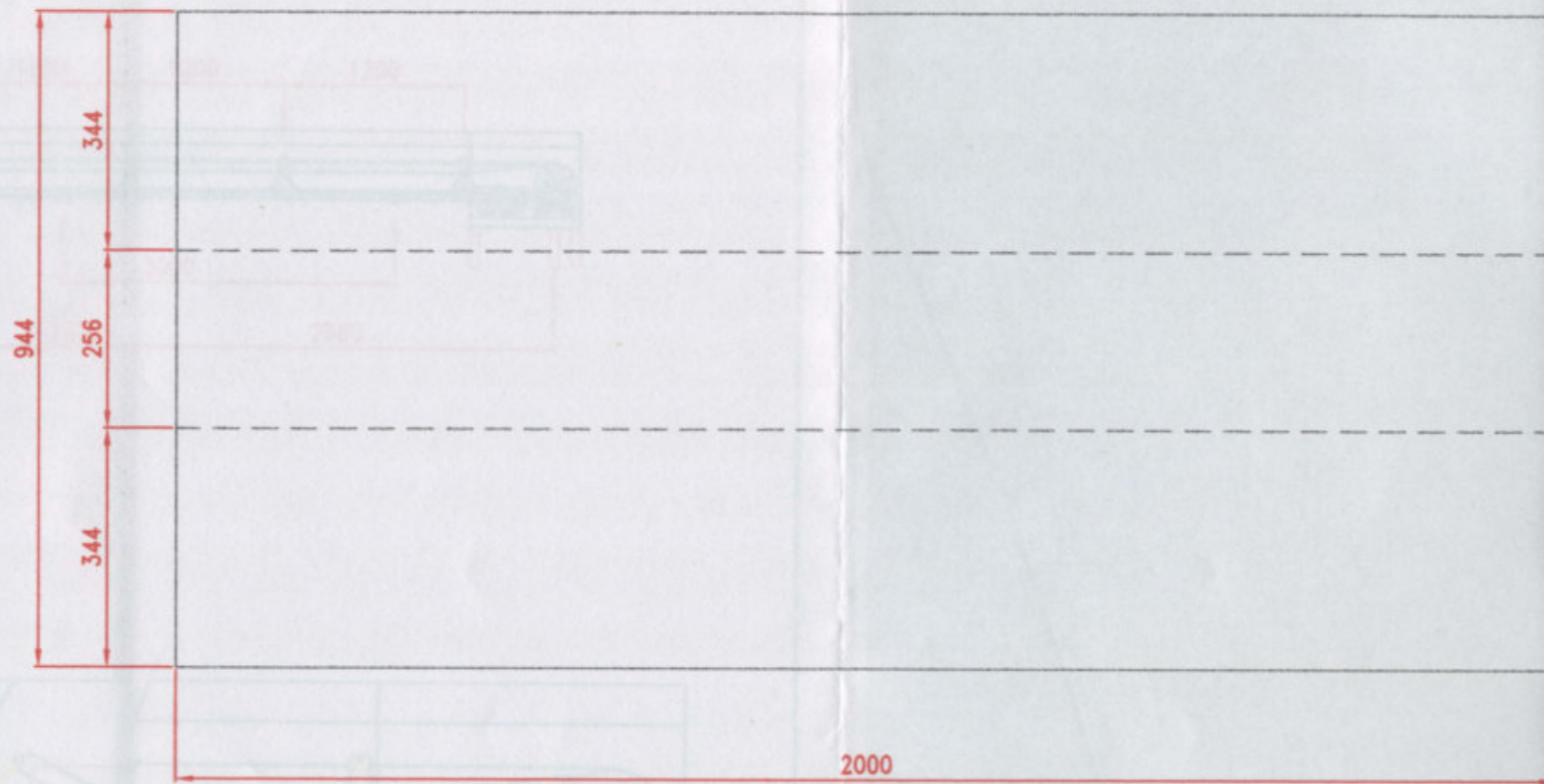
CODIGO: Plano N° 6

Proyecto Final  
de Máquinas

U.T.N.  
F.R.V.T.



ESCALA 1:10	MATERIAL ÁNGULO 1 1/2" X 3/16"			CODIGO: Plano N° 7 	Proyecto Final de Máquinas
	FECHA 13/05/07	CANT. 22			
QUANTIDAD - 1 0	DENOMINACION MARCOS PANTALONES				U.T.N. F.R.V.T. 



CINTA 100 T/H  
 COBERTOR CHAPA  
 ANCHO DE BANDA  
 MOTOREDUCTOR  
 MOTOR 5 CV -  
 VELOCIDAD TAMBO

Código: Plano N° 8

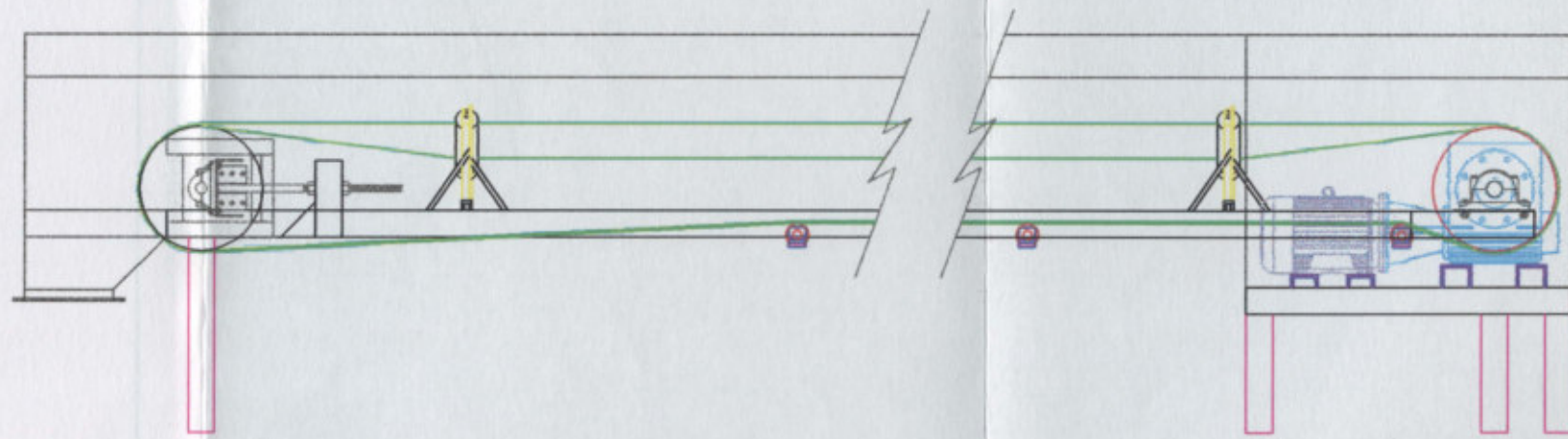
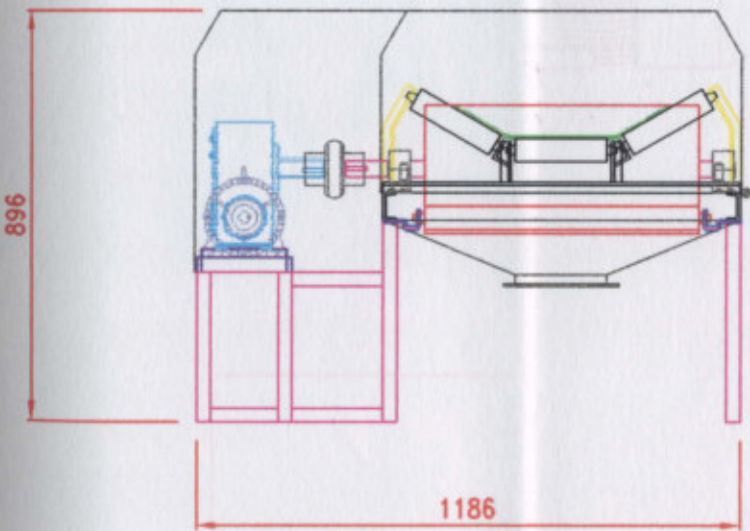
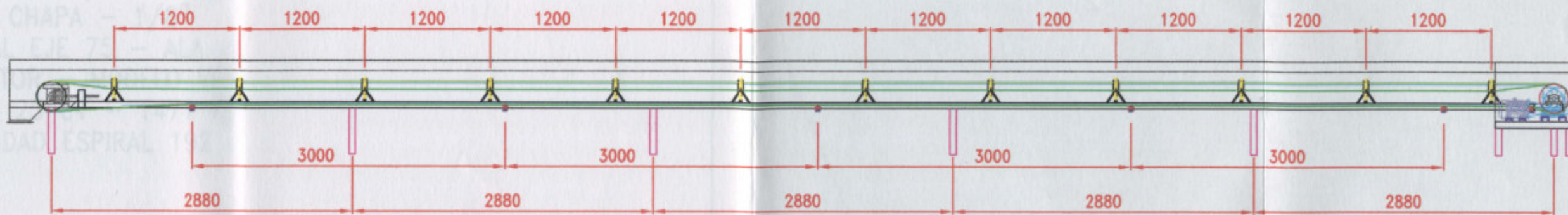


Proyecto Final  
 de Máquinas

U.T.N.  
 F.R.V.T.



ESCALA 1:10	MATERIAL CHAPA N° 14			CÓDIGO: Plano N° 8			Proyecto Final de Máquinas
	FECHA	13/05/07	CANT.	20	U.T.N. F.R.V.T.		
TOLERANCIA -1 0	DENOMINACION DESARROLLO PLEGADO PANTALONES						



CINTA 100 T/H  
 COBERTOR CHAPA - N° 16  
 ANCHO DE BANDA 500 mm  
 MOTOREDUCTOR - MODELO MVFC - 80 - 1:10  
 MOTOR 5 CV - 1410 rpm  
 VELOCIDAD TAMBOR 141 rpm

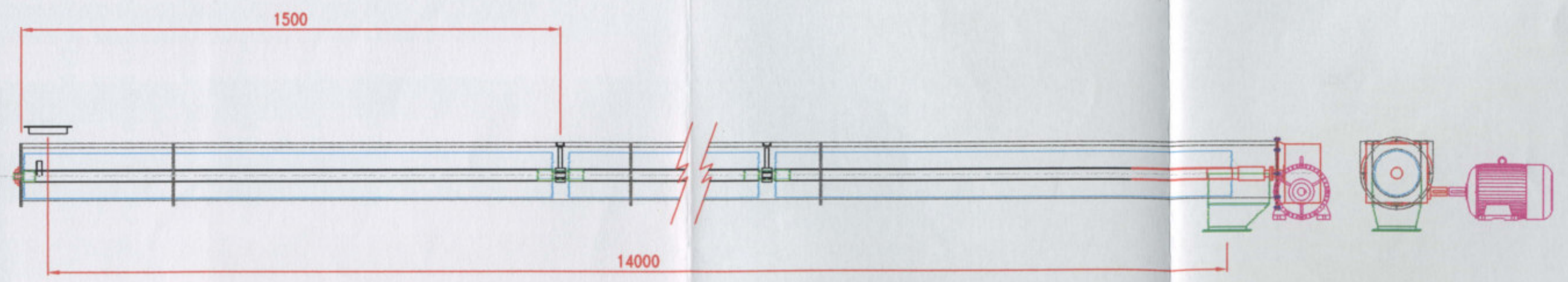
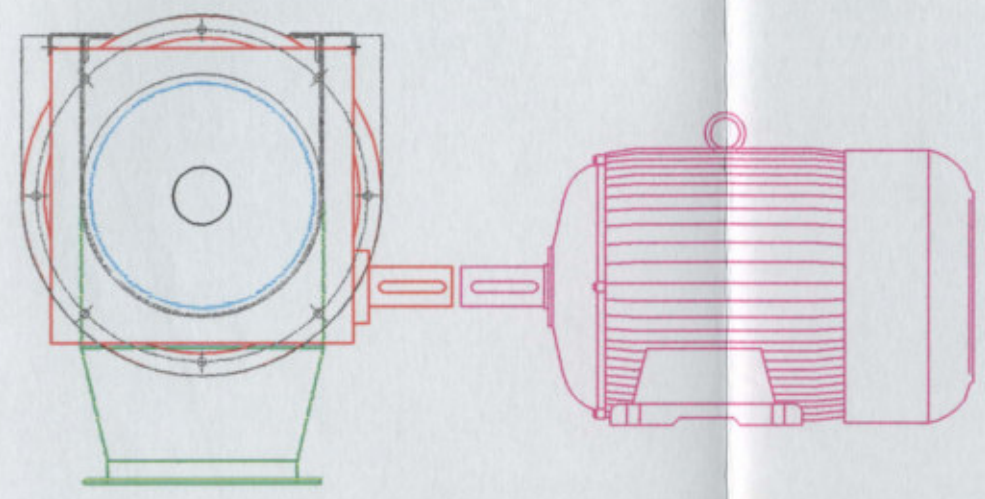
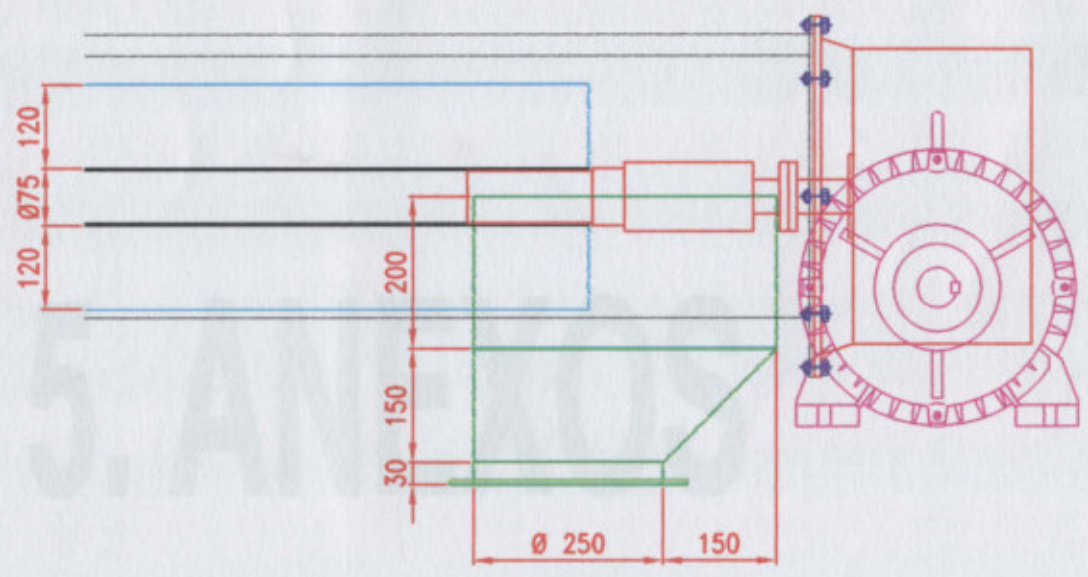
ESCALA	MATERIAL		CODIGO: Plano N° 9	
	FECHA	13/05/07	CANT.	
TOLERANCIA	DENOMINACION			
-1	ESQUEMA CINTA TRANSPORTADORA			
0				

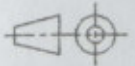
Proyecto Final  
 de Máquinas  
 U.T.N.  
 F.R.V.T.



5. ANEXOS

- ROSCA 150 T/H - CANT.: 2
- BATEA CHAPA - 1/8"
- ESPIRAL EJE 75 - ALA 120 - DERECHO
- REDUCTOR - MODELO VFC - 1:7,66
- MOTOR 25 CV - 1471 rpm
- VELOCIDAD ESPIRAL 192 rpm



ESCALA 1:10	MATERIAL	CODIGO: Plano N° 10			Proyecto Final de Máquinas
TOLERANCIA -1 0	FECHA 13/05/07	CANT.	DENOMINACION ESQUEMA ROSCA 150 Ton/hora		



5. ANEXOS

# 5. ANEXOS



# Motor Asincrónico Trifásico, Rotor Jaula Ardilla

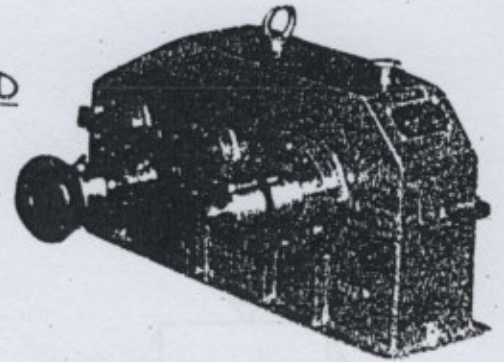
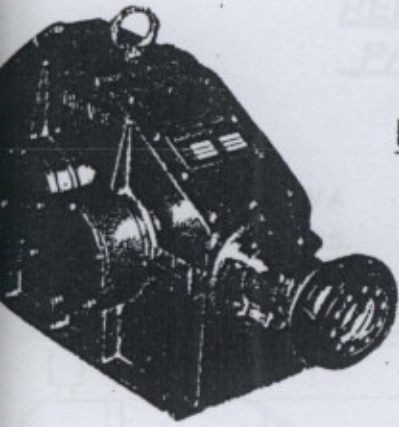
Servicio Continuo S1, Clase F, IP55, 50 Hz.

P CV	P Kw	TIPO	n	Amp.	Ia/I	η	Cos	Ma/M	Ms/M	Mk/M	J	m
			min <sup>3</sup>	380 V	%	φ	Kgm <sup>2</sup>				Kg	
0.25	0.18	1A 63 - 2	2779	0.53	4.6	63.0	0.82	2.5	2.5	3.1	0.0003	7
0.33	0.25	1A 71 1 - 4	1410	0.9	3.9	65.9	0.64	2.2	2.2	2.5	0.0014	10
0.5	0.37	1A 71 1 - 2	2823	1.1	4.9	71.0	0.72	2.4	2.4	2.9	0.0006	10
		1A 71 2 - 4	1390	1.2	3.9	71.0	0.66	2.3	2.2	2.5	0.0016	10
		1A 80 1 - 6	940	1.3	3.1	67.6	0.64	1.6	1.6	1.8	0.0023	11
0.75	0.55	1A 71 2 - 2	2843	1.4	5.9	71.1	0.84	3.3	3.1	3.5	0.0007	10
		1A 80 1 - 4	1420	1.9	4.6	67.0	0.64	2.2	1.9	2.5	0.0020	10
		1A 80 2 - 6	920	1.9	3.3	66.6	0.66	1.8	1.8	2.0	0.0029	14
1	0.75	1A 80 1 - 2	2844	2.2	5.5	73.0	0.71	2.2	1.7	2.5	0.0008	11
		1A 80 2 - 4	1410	2.5	4.3	68.5	0.67	2.1	1.9	2.4	0.0020	11
		1A 90 S - 6	930	2.6	3.8	68.0	0.65	1.9	1.9	2.3	0.0029	16
1.5	1.1	1A 80 2 - 2	2842	2.9	5.5	76.8	0.75	2.2	2.1	2.5	0.0009	12
		1A 90 S - 4	1410	3.3	4.4	72.4	0.70	2.0	2.0	2.4	0.0021	15
		1A 90 L - 6	930	3.6	3.6	68.9	0.68	2.1	2.1	2.5	0.0035	19
2	1.5	1A 90 S - 2	2852	3.6	6.1	79.1	0.80	2.9	2.8	3.2	0.0012	16
		1A 90 L - 4	1410	4	4.7	77.0	0.74	2.4	2.3	2.5	0.0030	17
		1A 100 L1 - 6	931	4.4	4.3	73.0	0.71	2.3	2.3	2.8	0.0069	23
3	2.2	1A 90 L - 2	2844	5.2	6.1	81.6	0.79	2.7	2.4	3.0	0.0014	18
		1A 100 L1 - 4	1420	6.1	5.4	76.6	0.72	2.5	2.5	2.8	0.0070	24
		1A 112 M - 6	950	6.2	4.5	74.4	0.73	1.9	1.7	2.2	0.0138	30
4	3	1A 100 L - 2	2849	6.6	6.9	85.3	0.81	3.1	3.0	3.7	0.0039	25
		1A 100 L2 - 4	1430	7.4	5.8	82.7	0.74	2.4	2.4	3.1	0.0070	28
		1A 132 S - 6	960	8.7	5.5	74.9	0.70	1.9	1.6	2.9	0.0286	43
5.5	4	1A 112 M1 - 2	2866	8.1	6.6	85.3	0.88	2.4	2.3	3.2	0.0055	31
		1A 112 M - 4	1440	9.7	6.0	83.5	0.75	2.5	2.5	3.1	0.0095	36
		1A 132 M - 6	960	11	5.9	75.7	0.73	2.2	1.8	3.1	0.0360	54
7.5	5.5	1A 112 M2 - 2	2888	10.53	7.5	87.0	0.91	2.7	2.6	3.7	0.0070	35
		1A 132 S1 - 2	2903	11.2	7.7	85.9	0.87	2.8	2.3	3.7	0.0109	48
		1A 132 S - 4	1451	12.2	6.7	85.6	0.80	2.3	2.2	3.3	0.0214	49
		1A 132 M2 - 6	960	14.6	6.4	78.9	0.73	2.2	1.9	3.0	0.0450	59
10	7.5	1A 132 S2 - 2	2910	15.2	7.5	89.5	0.84	2.6	2.2	3.5	0.0130	51
		1A 132 M1 - 4	1450	15.8	7.1	89.1	0.81	2.5	2.3	3.0	0.0296	58
		1D 160 M - 6	962	18	5.4	85.0	0.75	1.8	1.7	2.4	0.0880	122
13.5	10	1A 132 M - 2	2900	20.8	7.6	87.0	0.84	2.6	2.3	3.4	0.0280	63
		1A 132 M2 - 4	1446	21.5	7.5	85.0	0.83	2.3	2.1	3.0	0.0320	63
		1D 160 M1 - 2	2927	22	7.0	88.6	0.86	2.1	1.9	3.1	0.0380	124
15	11	1D 160 M - 4	1456	23	7.0	87.5	0.83	2.1	1.9	2.7	0.0750	124
		1D 160 L - 6	965	26	5.8	87.0	0.74	2.1	1.6	2.3	0.1160	147
		1D 180 L - 6	971	34	6.0	87.2	0.77	2.4	1.5	2.0	0.2070	179
20	15	1D 160 M2 - 2	2931	30	7.3	88.0	0.86	2.3	2.0	3.2	0.0450	134
		1D 160 L - 4	1457	31.5	7.6	87.2	0.83	2.7	2.0	3.6	0.0920	147
		1D 180 L - 6	971	34	6.0	87.2	0.77	2.4	1.5	2.0	0.2070	179
25	18.5	1D 160 L - 2 - 4	2933	36	7.7	89.2	0.88	2.4	1.8	3.1	0.0550	152
		1D 180 M - 4	1471	38	7.0	88.0	0.84	2.2	2.0	3.5	0.1390	172
		1D 200 L1 - 6	979	40	6.1	88.0	0.80	2.1	1.7	3.1	0.3150	258
30	22	1D 180 M - 2 - 4	2945	44	7.3	87.8	0.87	2.5	1.4	3.3	0.0750	174
		1D 180 L - 4	1468	45	7.4	88.4	0.84	2.4	2.1	3.5	0.1580	184
		1D 200 L2 - 6	974	48	6.0	88.4	0.79	2.1	1.4	2.7	0.3600	270
40	30	1D 200 L1 - 2	2945	60	6.5	90.2	0.84	2.3	1.8	2.7	0.1240	265
		1D 200 L - 4	1460	59	6.5	91.3	0.85	2.2	1.9	3.2	0.2620	286
		1D 225 M - 6	983	63	5.4	91.5	0.79	2.5	1.4	1.8	0.5470	328
50	37	1D 200 L2 - 2	2951	71	7.0	91.6	0.86	2.5	1.7	2.9	0.1390	285
		1D 225 S - 4	1476	73	6.5	92.2	0.84	2.1	1.6	2.7	0.4060	338
		1D 250 M - 6	980	74	6.7	92.2	0.82	2.1	1.8	2.8	0.8340	426
60	45	1D 225 M - 2	2953	85	6.9	91.6	0.88	2.5	2.5	3.4	0.2330	337
		1D 225 M - 4	1477	88	6.8	92.4	0.84	2.3	1.8	3.1	0.4690	358
		1D 280 S - 6	987	89	6.6	91.9	0.84	2.4	1.6	3.4	1.3900	517
75	55	1D 250 M1 - 2	2965	104	7.6	92.3	0.87	2.6	1.9	3.6	0.3120	430
		1D 250 M1 - 4	1483	108	6.4	92.9	0.83	2.4	1.8	2.8	0.6600	449
		1D 280 M1 - 6	984	107	6.6	92.5	0.84	2.2	1.5	3.2	1.6500	569
100	75	1D 280 S - 2	2974	136	7.0	93.4	0.90	2.2	1.7	3.3	0.5970	535
		1D 280 S - 4	1483	142	5.9	93.3	0.86	2.1	1.7	3.0	1.1200	563
		1D 280 M2 - 6	986	148	5.9	94.4	0.82	2.1	1.7	3.0	4.1100	1075
125	90	1D 280 M1 - 2	2970	164	6.8	93.5	0.89	2.1	1.9	3.3	0.6750	578
		1D 280 M1 - 4	1484	168	6.4	94.2	0.87	2.3	1.6	3.1	1.4600	634
		1D 315 M - 6	995	178	6.1	94.8	0.82	2.2	1.5	3.3	4.2800	1120
150	110	1D 315 S - 2	2974	204	6.0	94.3	0.87	2.4	2.00	2.7	1.1800	1100
		1D 315 S - 4	1484	205	5.9	94.6	0.86	2.0	1.6	3.0	3.1100	1125
		1D 315 L1 - 6	987	213	6.0	94.8	0.83	2.2	1.7	3.1	5.4500	1200
180	132	1D 315 M - 2	2983	240	7.3	94.5	0.88	2.4	2.0	2.8	1.5500	1135
		1D 315 M - 4	1485	252	7.0	94.7	0.84	1.8	1.6	3.3	3.2900	1175
		1D 315 L2 - 6	990	252	6.6	94.5	0.84	2.3	1.4	2.9	6.1200	1290
220	160	1D 315 L1 - 2	2978	283	7.8	95.4	0.90	2.7	1.8	3.0	1.7600	1195
		1D 315 L1 - 4	1487	304	5.8	95.7	0.84	2.3	1.7	3.1	3.7900	1240
		1D 355 M1 - 6	991	297	6.8	95.0	0.86	1.8	1.3	2.5	8.8500	1940
270	200	1D 315 L2 - 2	2971	355	7.5	94.9	0.90	2.7	2.0	3.1	2.0300	1255
		1D 315 L2 - 4	1486	365	4.8	96.1	0.87	2.6	1.9	2.7	4.4900	1340
		1D 355 M2 - 6	990	372	6.5	96.1	0.85	2.8	1.5	2.4	9.5500	2040
340	250	1D 355 M - 2	2984	494	6.7	94.9	0.81	1.8	1.5	2.5	3.5600	1920
		1D 355 M - 4	1486	452	6.5	95.1	0.88	2.1	1.7	3.2	5.6700	2020
		1D 355 L - 6	991	462	5.8	96.0	0.86	1.8	1.4	2.4	10.6300	2220
430	315	1D 355 L - 2	2986	610	6.2	95.7	0.82	1.8	1.5	3.0	4.1600	2060
		1D 355 L - 4	1485	570	6.1	95.5	0.88	2.0	1.6	3.0	6.6600	2180

REDUCTORES DE VELOCIDAD  
PARA SERVICIO CONTINUO

REDUCTORES DE VELOCIDAD  
A ENGRANAJES PARA  
SERVICIO CONTINUO

POTENCIAS DE 5 A 75 C.V.



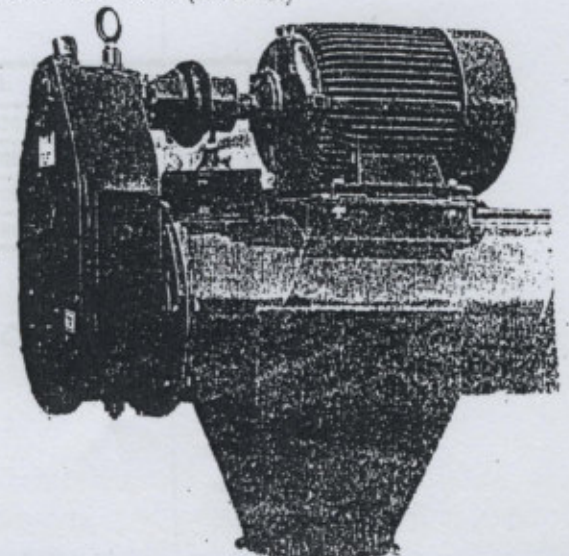
EJES 90°

MODELO	CL - 20	CL - 30	CL - 40	CL - 75
POTENCIA EN C.V.	20	30	40	75
PRECIO REDUCTOR SIN FRENO	\$ 1872 + IVA	\$ 2392 + IVA	\$ 2765 + IVA	\$ 3662 + IVA
PRECIO REDUCTOR CON FRENO ANTIGIRO	\$ 2184 + IVA	\$ 2691 + IVA	\$ 3064 + IVA	\$ 4036 + IVA
JUEGO ACOPLES ENTRADA GUMMI	\$ 187 + IVA	\$ 209 + IVA	\$ 209 + IVA	\$ 388 + IVA
JUEGO ACOPLE SALIDA	\$ 343 + IVA	\$ 358 + IVA	\$ 418 + IVA	\$ 583 + IVA
BASE METALICA ALINEACION	\$ 280 + IVA	\$ 313 + IVA	\$ 328 + IVA	\$ 488 + IVA

CONSULTAS: Sr. CAPELLETI ROBERTO TEL: (02473) 421066 / COLON (Bs. As.)

GARANTIA 2 AÑOS

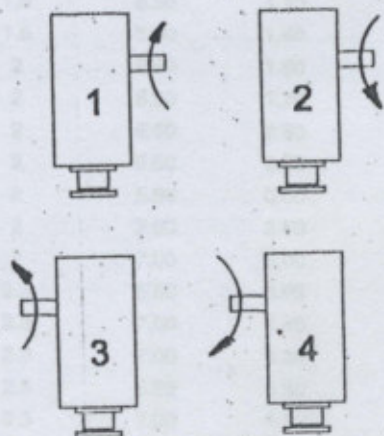
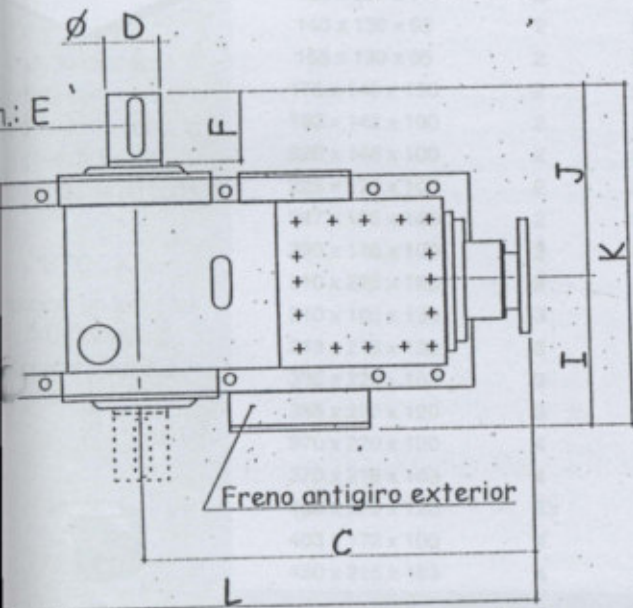
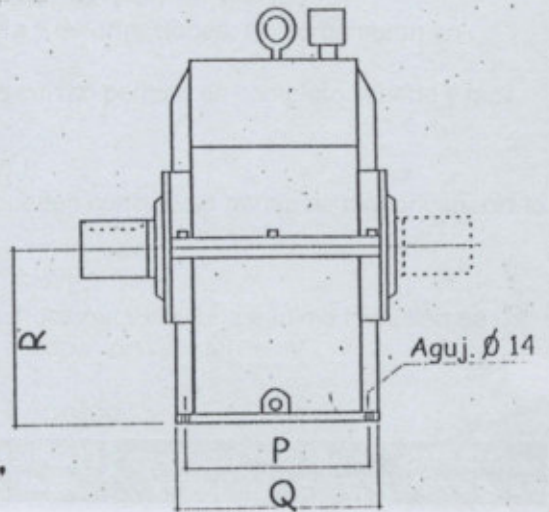
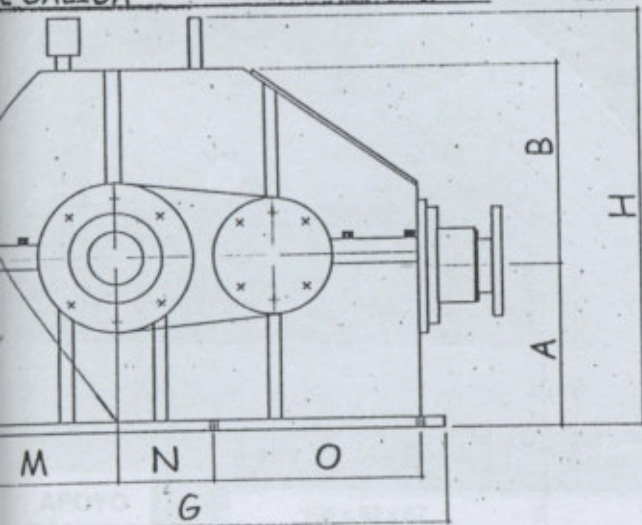
16/09/02





# REDUCTORES DE VELOCIDAD PARA SERVICIO CONTINUO

MODELO CL - 75 LLEVA  
CERREJOS MÁS, UBICADOS  
EN LA LÍNEA DE CENTRO DEL  
EJE DE SALIDA



**TABLA DE DIMENCIONES**

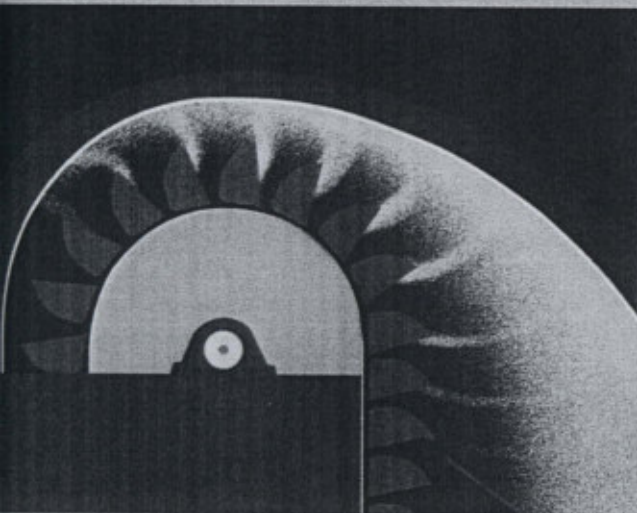
ROS	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
20	114	189	448	64	16 X 6	80	600	373	187	220	407	630	134	86	220	229	256	162
30	174	240	483	64	18 X 7	80	600	520	197	230	427	700	188	94	253	225	270	212
40	174	240	483	74	20 X 8	100	600	520	197	250	447	700	188	94	253	225	270	212
75	206	278	587	89	22 X 8	120	720	590	216	277	493	880	250	211	208	260	290	234

CONSULTAS: SR. CAPELETTI ROBERTO TEL.: (02473) - 421066 / COLÓN (B)

# CANGILONES DE CHAPA ESTAMPADA

# BUCKET

INDUSTRIA ARGENTINA



Construidos en una sola pieza estampada sin soldaduras con perforaciones punzonadas para cabeza de bulones. Diseño ajustado a estándares internacionales.

Alta resistencia a rotura y deformaciones. No se quiebran en zona de fijación.

Su diseño de laterales curvos permite un completo llenado y fácil vaciado sin retornos.

### PARA NORIAS NUEVAS

Con igual estructura pueden construirse norias de mayor capacidad de elevación.

### PARA NORIAS EXISTENTES

Sin modificación de estructuras y con una mínima inversión se puede hasta duplicar la capacidad actual

## Especificaciones Técnicas

ANCHO (A)	PROY. (B)	PROF. (C)	PERF.	Diám/BUL. (E)	Dist.AGUJ/mm (F)	ESPESOR chapa	Cant/CANG. x metro	VOLUMEN dm3	CAPAC. tt/hs Aprox. Soja
103	96	67	2	1/4	50	1.2	13.00	0.20	21
120	104	77	2	1/4	60	1.6	12.00	0.40	38
140	130	95	2	5/16	70	1.6	9.00	0.60	43
155	130	95	2	5/16	70	1.6	9.00	0.75	55
175	140	100	2	5/16	75	1.6	8.50	1.10	75
192	148	100	2	5/16	84	1.6	8.50	1.40	96
225	148	100	2	5/16	95	2	8.50	1.60	110
225	170	100	2	5/16	95	2	8.50	1.70	117
247	165	100	2	5/16	121	2	8.50	2.30	158
290	170	100	3	5/16	80	2	8.50	2.80	192
310	225	163	3	3/8	100	2	5.80	6.00	281
310	185	130	3	3/8	102.5	2	7.00	3.50	198
313	216	130	3	3/8	100	2	7.00	5.00	283
335	220	163	3	3/8	120	2.3	5.80	5.65	265
335	220	120	3	3/8	116	2.3	7.00	4.40	249
370	220	120	4	3/8	90	2.3	7.00	4.80	272
370	216	163	4	3/8	90	2.3	5.80	6.50	305
400	220	120	4	3/8	110	2.3	7.00	5.20	294
403	172	100	4	3/8	110	2.3	8.50	3.00	206
450	215	163	4	3/8	120	2.3	5.80	7.70	361

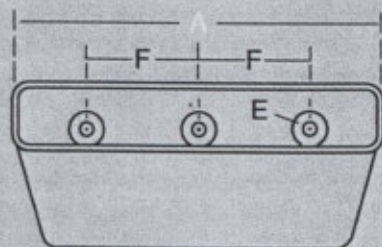
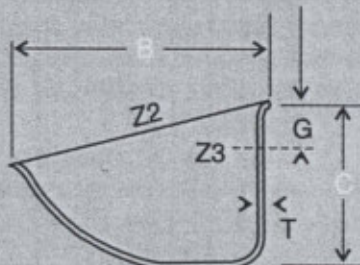
El volumen expresado corresponde a nivel de agua - Capacidad de elevación corresponde a una velocidad de 3 mts./seg. y producto PE 0,75 (Soja).

### BULONES PARA CORREAS

Con arandelas bombé y tuercas autofrenantes de 1/4" - 5/16" y 3/8

### PERFORACIONES

Las distancias pueden ser Standard (Ver tabla) o según requerimiento



## VOLONTE Hnas. S.R.L.

Av. San Martín 906 - 2183 AREQUITO - Sta. Fe - Argentina

Tel: (03464) 471368 / 470316

E-mail: volontechnas@volontechnas.com.ar

www.volontechnas.com.ar

# Cualidades de Excelencia de las Bandas **UNIPLY**<sup>®</sup>



## 1 MINIMO ESTIRAMIENTO GARANTIZADO

Su construcción con 100 % Fibra Poliester de Alta Tenacidad, entretejidas en una sola Tela Compacta, inseparable y pretensada, hace que su carcaza o alma textil sea de muy bajo estiramiento, no mayor al 1,5% en las tensiones recomendadas.



## 2 RESISTENCIA A LA HUMEDAD Y MOHOS

Sus fibras 100% Sintéticas y sus recubrimientos especiales la hacen totalmente resistente al ataque de humedad y mohos, evitando así su degradación y conservando íntegramente todas sus propiedades.



## 3 RESISTENCIA A ACEITES, ACIDOS Y ALCALIS

Su carcaza, impregnación y coberturas resisten un gran número de aceites, ácidos y álcalis. En su versión **POLIURETANO** son extremadamente resistentes a la acción de aceites y grasas de origen vegetal, animal y/o mineral, ácidos, álcalis y un gran número de solventes.



## 4 RESISTENCIA AL DESGARRE, IMPACTO Y ABUSO

El diseñador de tejido provisto por UNIPLY, su total impregnación y coberturas especiales, le brindan una alta resistencia al desgarre e impacto producido durante la carga y al abuso que normalmente puede destruir a bandas convencionales; alargando así su vida útil. En su versión PU estas propiedades están potenciadas.



## 5 RESISTENCIA A LA DELAMINACION

Su característica de carcaza sólida monocapa, sin solución de continuidad entre la misma y sus coberturas, la hacen prácticamente imposible de delaminar comparadas con las bandas multitelas convencionales.



## 6 RESISTENCIA A CONDICIONES DE INTEMPERIE

Las fórmulas especiales de la impregnación y coberturas de **UNIPLY**, le brindan un excelente comportamiento frente a las contingencias climáticas, luz solar y envejecimiento por ozono.



## 7 RETARDANTE DE LLAMA

Algunos de los modelos de **UNIPLY** poseen la característica de ser retardantes de llama. Todos sus modelos son no inflamables con el calor producido por la fricción del patinamiento de la polea de mando sobre la banda en un atascamiento.



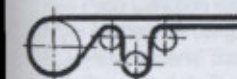
## 8 ANTIESTATICA

**UNIPLY** satisface plenamente los requerimientos y normas reguladoras en cuanto a su conductividad eléctrica, para poder disipar sin peligro las cargas electrostáticas, en ambientes muy secos donde haya peligro de explosión (Elevadores de Granos, Minería subterránea, etc.). Siempre y cuando el sistema donde se instale esté correctamente conectado a tierra.



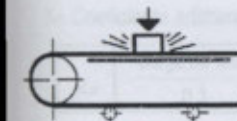
## 9 MAXIMO ANCLAJE DE BULONES Y SUJECION DE UNIONES MECANICAS

Su diseño de tejido sólido impregnado se adapta inmejorablemente al "anclaje" del bulón del cangilón, haciendo prácticamente imposible su "voladura". En su versión **POLIURETANO** esta propiedad se potencia permitiendo un aumento de más del 30% en la proyección del cangilón. De la misma forma asegura la mayor performance de sujeción de uniones mecánicas. Asimismo se adapta confiablemente a empalmes Sin Fin en frío o en caliente con prensa.



## 10 EXCEPCIONAL FLEXIBILIDAD Y ESTABILIDAD DIMENSIONAL

La fibra Polyester utilizada le brinda a **UNIPLY** características de excelente mantenimiento de Flexibilidad de su carcaza aún a temperaturas extremas (PVC= 0°C a + 80°C / PU= -25°C a + 90°C). De la misma forma se adapta a los más variados grados de abarquillamiento.



## 11 BAJO COEFICIENTE DE FRICCION

Las bandas **UNIPLY** adaptadas a trabajar sobre camas de deslizamiento aseguran un mínimo coeficiente de fricción entre la superficie de rozamiento y la cara inferior de la banda.



## 12 SANITARIAS

La condición sanitaria de algunos tipos de coberturas hacen que **UNIPLY** se adapte perfectamente a este tipo de trabajo; proveyéndose en colores aptos para su uso en Industrias Frigoríficas y de Alimentos en general.

# Especificaciones Técnicas de las Bandas **UNIPLY**®

Denominación	Tensión de Trabajo Kg/cm	Espesor aproximado en mm.		Diámetro mínimo de polea en mm.		Peso aproximado en Kg/m <sup>2</sup>		Proyección máxima del cangilón en mm.		Uniones Mecánicas recomendadas			
		F s F	CF	PVC	PU	F s F	CF	PVC	PU	Alligator Lacing	Alligator Staple	Minet	Flexco Hinged
UNIPLY 90	16	1,8	2,5	30	45	1,8	2,7	-	-	1/7	62	4A	-
UNIPLY 90 S	16	1,8	2,5	30	45	1,8	2,7	-	-	1/7 SS	62 SS	4A SS	-
UNIPLY 120 L	22	2,8	3,5	40	60	2,6	3,8	-	-	7/15	62	4A	-
UNIPLY 120 L S	22	2,8	3,5	40	60	2,6	3,8	-	-	7/15 SS	62 SS	4A SS	-
UNIPLY 120	22	3,2	4,0	50	75	2,7	4,3	-	-	15	125	2A	-
UNIPLY 120 S	22	3,2	4,0	50	75	2,7	4,3	-	-	15 SS	125 SS	2A SS	-
UNIPLY 150	27	3,8	4,5	75	110	5,0	5,8	100	130	15	125	2A	-
UNIPLY 170	30	4,5	4,5	100	150	5,2	6,0	120	150	20	125	2A	-
UNIPLY 200	36	5,2	5,2	130	200	5,8	6,3	150	190	25	187	2A	375X
UNIPLY 250	45	6,0	6,0	150	225	6,6	7,5	170	220	27	187	2A	375X
UNIPLY 300	54	6,5	6,5	200	300	6,9	7,8	190	250	-	187	B	375X
UNIPLY 400	72	7,5	7,5	250	400	8,5	9,0	205	260	-	310	C / D	550 / R5
UNIPLY 500	90	8,2	8,2	300	450	9,3	9,8	220	280	-	310	D	R5

## CODIGOS DE:

- SUPERFICIES: **F s F** = (Cobertura raspada cara de transporte por superficie fricción lado de rodadura) **CF** (Cobertura cara transporte por superficie fricción lado de rodadura)
- IMPREGNACION Y COBERTURAS: **PVC** (Policloruro de Vinilo) **PU** (Poliuretano)
- APLICACION: **S** (Sanitaria) **L** (Liviana)

# Cálculo de Tensiones de las Correas y Bandas **UNIPLY**®

## CORREA ELEVADORA

- Preseleccionar la banda en función de la proyección de cangilón (según **Tabla de Especificaciones Técnicas**)
- Determinación de la Tensión máxima de Trabajo
  - Tensión requerida por peso de la banda:  $P_B \cdot A \cdot h =$  (Kg)
  - Tensión requerida por peso de los cangilones:  $P_C \cdot N^{\circ}_C \cdot h =$  (Kg)
  - Tensión requerida por peso del Material Transportado:  $P_M \cdot N^{\circ}_C \cdot h =$  (Kg)

ó bien:  $c_1 = \frac{C_T \cdot h}{3,6 \cdot v}$  (Elegir el valor mayor)

  - Tensión adicional función del tipo de carga:  $c \cdot X =$  (Kg)
  - Tensión Total (T) = a + b + c (ó c<sub>1</sub>) + d = (Kg)
  - Chequeo Tensión Total (T) = T<sub>E</sub> · (1 + K) = (Kg)  
(Elegir el valor mayor entre e y e<sub>1</sub>)
  - Tensión Máxima de Trabajo:  $T_{m\acute{a}x} = \frac{T \text{ (ó T')}}{A \cdot 100} =$  (Kg/cm)
- Determinación del Tipo de Banda  
En función de la T<sub>máx</sub> obtenida determinar en la **Tabla de Especificaciones Técnicas** la banda correspondiente.
- La determinación final obedecerá a la banda de > valor de Tensión de Trabajo, resultante de la comparación entre los puntos 1 y 3.

- P<sub>B</sub> = Peso de la Banda (Kg/m<sup>2</sup>)  
 A = Ancho de la banda (m)  
 h = Altura de elevación (m)  
 P<sub>C</sub> = Peso Cangilón vacío (Kg./cang.)  
 N<sup>o</sup><sub>C</sub> = Número de cangilones por metro  
 P<sub>M</sub> = Peso Material Transportado por Cangilón (Kg/Cang.)  
 C<sub>T</sub> = Capacidad de Elevación (Ton/hora)  
 v = Velocidad de la banda (m/seg.)  
 X = Coeficiente adimensional (función de la forma de carga)

X =	Carga de Tolva	Carga por Dragado	Tolva + Dragado
	0,1	0,2	0,3

- T<sub>E</sub> = Tensión efectiva = suma de c + d  
 K = Coeficiente adimensional (función del ángulo abrazado al Tambor de mando y tipo de tensor utilizado). VER TABLA 1  
 T<sub>máx</sub> = Tensión máxima de trabajo

## BANDA TRANSPORTADORA

- Determinación de la Tensión Total
 
$$T = \frac{75 \cdot N}{v} \cdot (K+1)$$
- Determinación de la Tensión Máxima del Trabajo
 
$$T_{m\acute{a}x} = \frac{T}{A}$$
- Determinación del Tipo de Banda:  
El valor obtenido en el punto 2 debe ser < al de Tensión de Trabajo de la **Tabla de Especificaciones Técnicas** de la banda seleccionada

Tabla 1: Coeficiente K para correa Elevadora

α	Tensor a tornillo		Tensor a contrapeso	
	s/ recubr.	c/ recubr.	s/ recubr.	c/ recubr.
150°	1,51	1,00	1,09	0,65
160°	1,38	0,89	0,98	0,59
170°	1,30	0,91	0,91	0,56
180°	1,18	0,80	0,83	0,50

Tabla 2: Coeficiente K para Banda Transportadora

α	Tensor a tornillo		Tensor a contrapeso	
	s/ recubr.	c/ recubr.	s/ recubr.	c/ recubr.
180°	1,00	0,84	0,84	0,52
200°	1,00	0,70	0,72	0,44
220°	0,90	0,60	0,62	0,37
240°	0,80	0,55	0,54	0,32

- T = Tensión Total (Kg.)  
 N = Potencial del motor instalado (HP)  
 v = Velocidad de la banda (m/seg.)  
 A = Ancho de la banda (cm)  
 K = Coeficiente adimensional (función del ángulo abrazado al Tambor de mando y tipo de tensor utilizado) VER TABLA 2  
 T<sub>máx</sub> = Tensión Máxima de Trabajo (Kg./cm)  
 α = ángulo de abrace de la banda a la polea de mando

Solicite a nuestro Departamento Técnico hojas de Toma de Datos para una correcta elección de sus Bandas

CABLES NORMALIZADOS DE ACERO COMPOSICIÓN Y RESISTENCIA A LA ROTURA (1.º)

Table with columns for Cable Composition, Diameter, Section, Weight, and Resistance. It includes diagrams for cable structures A, B, C, D, and E.

CABLES NORMALIZADOS DE ACERO COMPOSICIÓN Y RESISTENCIA A LA ROTURA (2.º)

Table with columns for Cable Composition, Diameter, Section, Weight, and Resistance. It includes diagrams for cable structures A, B, and C.

Tabla 1: Coeficientes de pandeo  $\omega$  para el acero St 33 y St 37

Table with columns lambda and lambda+ (0-9) and rows lambda (20-250). Values range from 1.04 to 10.14.

Valores intermedios no necesitan ser interpolados.

Tabla 2: Coeficientes de pandeo  $\omega$  para el acero de construcción St 32-3

Table with columns lambda and lambda+ (0-9) and rows lambda (20-250). Values range from 1.06 to 10.14.

Valores intermedios no necesitan ser interpolados.

Barra simple (p, e, m = 2 en la figura 8 e). La union transversal puede ser de celosia... S el valor absoluto de la mayor fuerza de compresion que actua en toda la pieza (Rk);...

Tengase en cuenta cap. 2.11 del decreto de introduccion a DIN 1050 (ver cap. 2.3.1.1.1.).

Compl. a 3 Cont.: Apéndice a DIN 4114 hoja 1 Pandeo, pandeo lateral, abolladura

Para barras a compresion simples formadas por tubos circulares vale la siguiente determinacion, que ya desde hace tiempo se ha introducido por las autoridades de inspeccion de obras y que contiene facilidades para el calculo de estas barras.

Table 1a: Coefs. de pandeo omega para el acero St 37 en barras a compres. simples de tubos circulares. Columns lambda (20-250) and lambda+ (0-9). Values range from 1.00 to 10.53.

Valores intermedios no necesitan ser interpolados.

Table 2a: Coefs. de pandeo omega para el acero St 32 en barras a compres. simples de tubos circulares. Columns lambda (20-250) and lambda+ (0-9). Values range from 1.02 to 10.53.

Valores intermedios no necesitan ser interpolados.

Ver cap. 2.3.1.1.1. Los valores omega para lambda = 115 en la tabla 1 y para lambda = 80 en la tabla 2 a estian disminuidos con relacion a los valores de la tabla 1 y 2 segun DIN 4114 hoja 1. Para los aceros para facilitar el uso de esta tabla, estos limites, no cambian los valores de omega, pero se imprimieron para facilitar el uso de esta tabla.

## CARACTERISTICAS TECNICAS

Estos acoplamientos se distinguen por las siguientes características técnicas:

Son autocentrantes: El centro de goma forma **unidad integral con sus bridas de fijación a las mazas**, efectuándose la transmisión de torque mediante la tracción del encordado de hilos de nylon (telas Cord), asegurado para no desplazarse a talones de alambre, vulcanizado todo el conjunto con el revestimiento de goma. Por lo tanto, al no ser la goma solamente el elemento transmisor de fuerza, en su periferia, obtenemos una transmisión de la misma más pareja y de larga duración.

Este acoplamiento es perfectamente recomendable para aplicaciones en que se necesite absorción de vibraciones, en que haya desviación angular de los ejes, desalineación de los mismos, así como también en su aplicación con maza axial, para absorber desplazamientos axiales (dilatación de cigüeñales, ejes flotantes, etc.). Para los mismos tamaños de acople se han desarrollado dos modelos: uno cuyo centro posee menor número de telas y por lo tanto transmite menor torque, y otro con mayor número de telas y mayor torque. El de menor torque tiene sus mazas de fundición gris (menor desgaste) y el de mayor torque se provee con mazas de acero.

En aplicaciones donde se presenten **salpicaduras de aceite o similar**, solicitar **centro de goma con recubrimiento de goma sintética**.

Otras características técnicas, como ser: desplazamientos radial y axial máximos, rigidez torsional dinámica, esfuerzos radial y axial y desviación angular máxima, deben ser solicitadas a nuestro Departamento Técnico, ya que no se consignan en las tablas de datos técnicos.

## MONTAJE

Una vez colocadas las mazas, clavadas y encajadas a los ejes, las mismas deben estar separadas a una distancia igual a la indicada por "E" en la **Tabla de Dimensiones III**, con una tolerancia de  $\pm 0,5$  mm. Esta medida debe ser respetada para el buen funcionamiento del acople, así como también para facilitar la extracción del centro de goma. Otra característica importante es el ajuste de los tornillos de fijación, siguiendo especificaciones en

la hoja técnica de montaje.

No excederse en el ajuste, pues se **daña la goma** y puede ocasionar el corte de las telas de tracción. En el caso de haber **vibraciones elevadas**, asegurar los tornillos por el método del alambre pasante por las cabezas agujereadas de los mismos, o por el sistema de chapitas de traba de a dos. Podrán introducirse espinas calibradas entre bridas del centro y mazas para eliminar el movimiento tangeencial. Deberán preverse estas consideraciones en aplicaciones como ser embarcaciones, ferrocarriles y en todas aquellas donde haya vibraciones de régimen elevado y frecuentes.

En el momento del montaje inicial se debe regular al máximo la alineación, con el fin de reservar las cualidades de elasticidad para disminuir las desalineaciones en servicio debidas a cambios de temperatura, asentamiento de los anclajes, vibraciones, etc.

## SELECCION DEL ACOPLE

DATOS NECESARIOS: HP o kW y r.p.m.

HP o CV = Potencia en caballos vapor

kW = Kilowats

fs = Factor servicio. Tabla I

1,36 = Coeficiente HP - kW

Se aplica la siguiente fórmula: 
$$\frac{HP \times fs}{kW \times 1,36 \times fs}$$

El valor obtenido se compara en la Tabla II en la línea de velocidades correspondientes, dando en la parte superior de la columna el acople deseado.

Ejemplo I:

Grupo electrógeno accionado por motor diesel de 370 HP y 1.000 r.p.m.

HP . fs = 370 . 2,5 = 925 = valor a buscar en la Tabla II en la línea de 1.000 r.p.m.

Corresponde acople tipo A - 140.

Ejemplo II:

Laminadora accionada por motor eléctrico de 120 kW y 900 r.p.m.

kW . 1,36 . fs = 120 . 1,36 . 3 = 489,6 = valor a buscar en Tabla II en la línea de 900 r.p.m.

Corresponde acople tipo A - 120.

## FACTOR DE SERVICIO TABLA I

Motor eléctrico **A** • Turbina **B** • Motor a nafta o diesel **C**

A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
1.5	2	2	2	2.5	2.5	2.5	3	3	3	3.5	3.5
Bomba centrífuga Cangilones Cargador Cinta transp. liviana Desficator toiva Embottelladora			Agitador Aparejo Convertidor Elevador Generador Ganchos o ptes. grúas			Amasadora Bomba de piston Briqueadora Excavadoras Grúa de puerto Guillotina					
Enlatadora Máquinas herramienta Máquinas livianas Transmisión liviana Turbocompresor Ventilador liviano			Lavadoras Máq. textiles Máq. p/madera Mezcladora liviana Montacargas Prensas			Maquinaria p/construc Molinos de cemento Prensas excéntricas Secador Trefiladora Vibradores					
									Aparejos pesados Bomba piston doble efecto Calandras Centrifugas Compresor alternativo Compresor alt. 1 cilindro doble efecto Desintegrador Extrusoras Laminadora Molino a martillos Trapiche Trituradora de pulpa		

Nota: Para aplicaciones en servicios extrapesados, como ser embarcaciones, ferrocarriles, equipos petroleros, etc. consultar con nuestro Departamento Técnico.

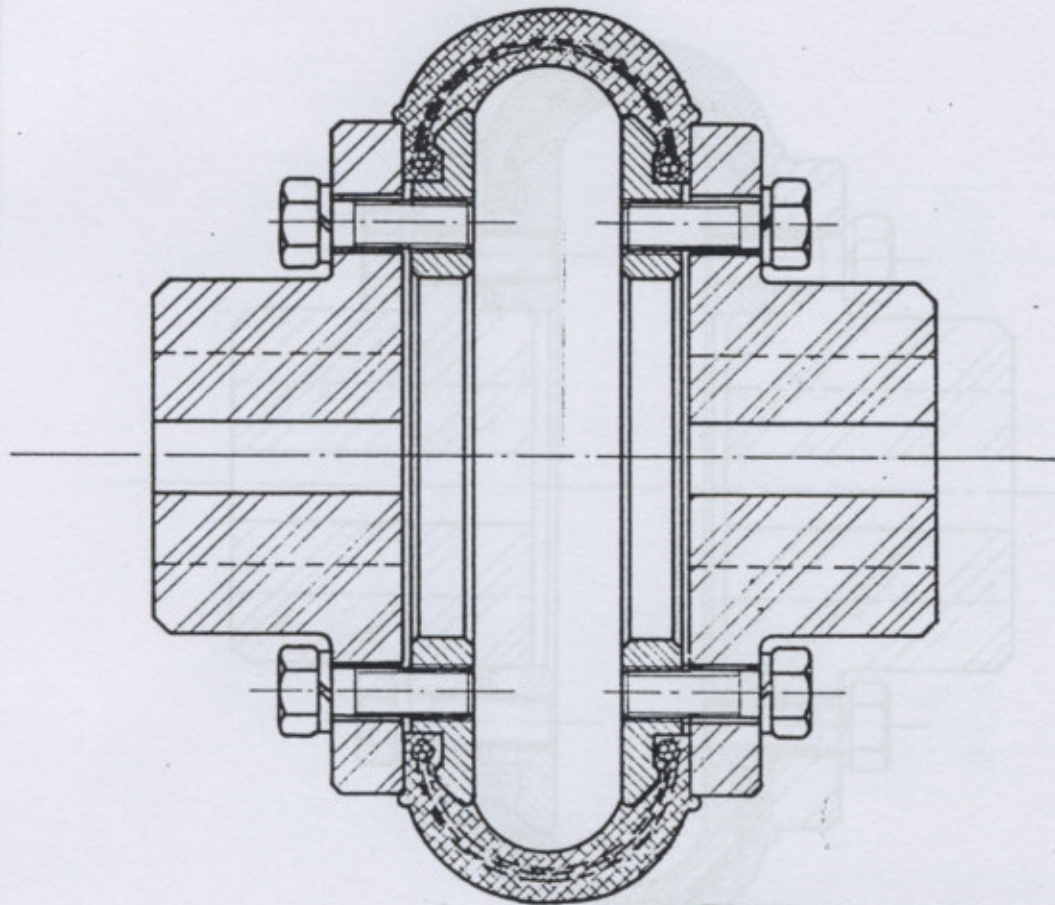
r.p.m.	A 20	A 25	A 30	A 35	A 45	A 50	A 55	A 60	A 70	A 80	A 90	A 95	A 105	A 120	A 140	A 170	A 200	A 240	A 300	A 350	A 400
10	0,04	0,06	0,08	0,12	0,2	0,36	0,6	1,1	1,3	1,6	1,9	2,2	2,2	5,5	9,5	16,3	30,4	48,10	96,2	132,6	188
50	0,2	0,3	0,4	0,6	1	1,8	3,2	5,5	6,3	8,5	9,4	16	16	27,7	47,5	92	151	240,5	481	663	942
100	0,40	0,62	0,80	1,25	2	3,65	6,3	10,9	13	16,2	18,8	32,3	32,3	55,5	95	153	304	481	962	1326	1884
200	0,80	1,20	1,80	2,5	4,2	7,3	12,6	21,8	26	32	37,6	64,5	64,5	111	190	327	608	962	1924	2552	3769
300	1,20	1,85	2,7	3,8	6,3	10,9	16	32,7	39	48	56,5	96,5	96,5	164	285	492	910	1443	2886	3979	5654
400	1,6	2,5	3,6	5	8,5	14,6	25	43,5	52	60	75	126	126	222	379	655	1210	1924	3848	5305	7539
500	2	3	4,5	6,3	10,5	18,2	31,5	54,5	65	85	96	161	161	277	475	820	1510	2405	4810	6632	9424
600	2,5	3,7	5,40	7,55	12,6	21,8	37,7	65,2	78	96	113	193	193	342	559	985	1810	2886	5772	7958	11309
700	2,8	4,30	6,30	8,8	14,7	25,5	44,2	76,3	92	112	132	225	225	385	665	1150	2120	3367	6734	9205	13194
800	3,2	5	7,20	10	16,8	29,2	50,6	87,3	101	128	151	257	257	442	760	1320	2420	3843	7696	10611	15079
900	3,6	5,55	8	11,3	18,9	32,7	56,6	98	118	144	169	288	288	498	856	1475	2720	4329	8658	11938	16964
1000	4	6,15	9	12,6	21	36,4	63	109	130	162	188	321	321	551	959	1638	3024	4810	9620		
1100	4,5	6,80	9,85	14	23,2	40	69,3	120	144	176	207	355	355	608	1050	1801	3328	5291	10582		
1200	4,9	7,40	10,8	15	25,2	43,6	75,5	131	157	193	226	385	385	662	1140	1964	3632				
1300	5,15	8	11,6	16,4	27,1	47,2	82	142	170	208	244	417	417	717,5	1235	2127	3936				
1400	5,70	8,60	12,5	17,2	29,4	51	88	153	184	225	264	450	450	773	1330	2290	4240				
1500	6	9,20	13,4	19	31,4	54,5	94,8	163	196	240	281	483	483	828,5	1425						
1600	6,50	9,65	14,3	20,2	33,5	58,2	101	174	209	255	300	515	515	884	1520						
1800	7,3	11	16	22,7	37,9	65,5	114	196	235	230	338	579,5	579,5	995	1710						
2000	8,10	12,3	17,9	25,2	42	73	126	219	262	320	375	614	614								
2250	9,12	13,8	20	28,4	47,3	82	142	245	294,5	360,5	422	724,5	724,5								
2500	10	15,4	22,4	31,5	52,5	91	158	273,5	327	401	469	805	805								
2750	11	17	24,6	34,6	57,8	100	174	301	359,5	441,5											
3000	12,2	18,5	26,9	37,8	63	109	189	328	392	482											
3250	13,2	20	29	41	68,2	118	205	355,5	424,5	522,5											
3500	14,2	21,6	31,4	44,5	73,5	127	220,5	383	457	563											
3750	15,2	23,1	33,5	47,4	76,7	136	236	410													
4000	16,2	24,6	35,7	50,5	81	146															
4500	19,2	27,6	40,2	56,8	94,5	164															
5000	20,5	30,8	44,7	63	105	182															

**TABLA II**  
**HP NOMINALES**  
En todos los modelos ubicados debajo de las líneas horizontales de trazo grueso, las mazas serán encastradas en las bridas del centro.

TEMPERATURA AMBIENTE MAXIMA: 80°C.



# MODELO TIPO CONVENCIONAL



**D** AGROVENADO

TELEFAX (0462) 22837

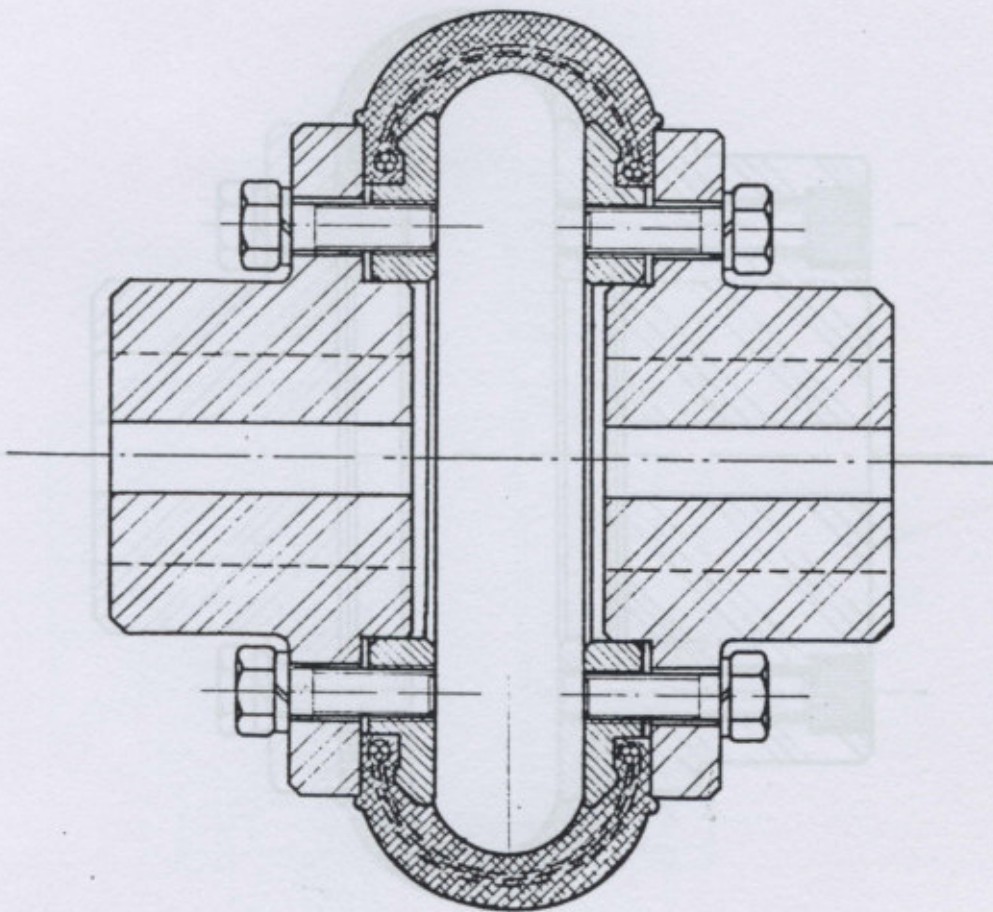
Chacabuco 1775

2600 Venado Tuerto - Santa Fe

## MODELO TIPO CONVENCIONAL

Recomendado para todo uso normal en que no se requiera alguno de los tipos especiales de nuestra fabricación, y para diámetro de alesaje máximo indicado en la tabla de datos técnicos.

# MODELO TIPO MAZAS ENCASTRADAS



## MODELO TIPO MAZAS ENCASTRADAS

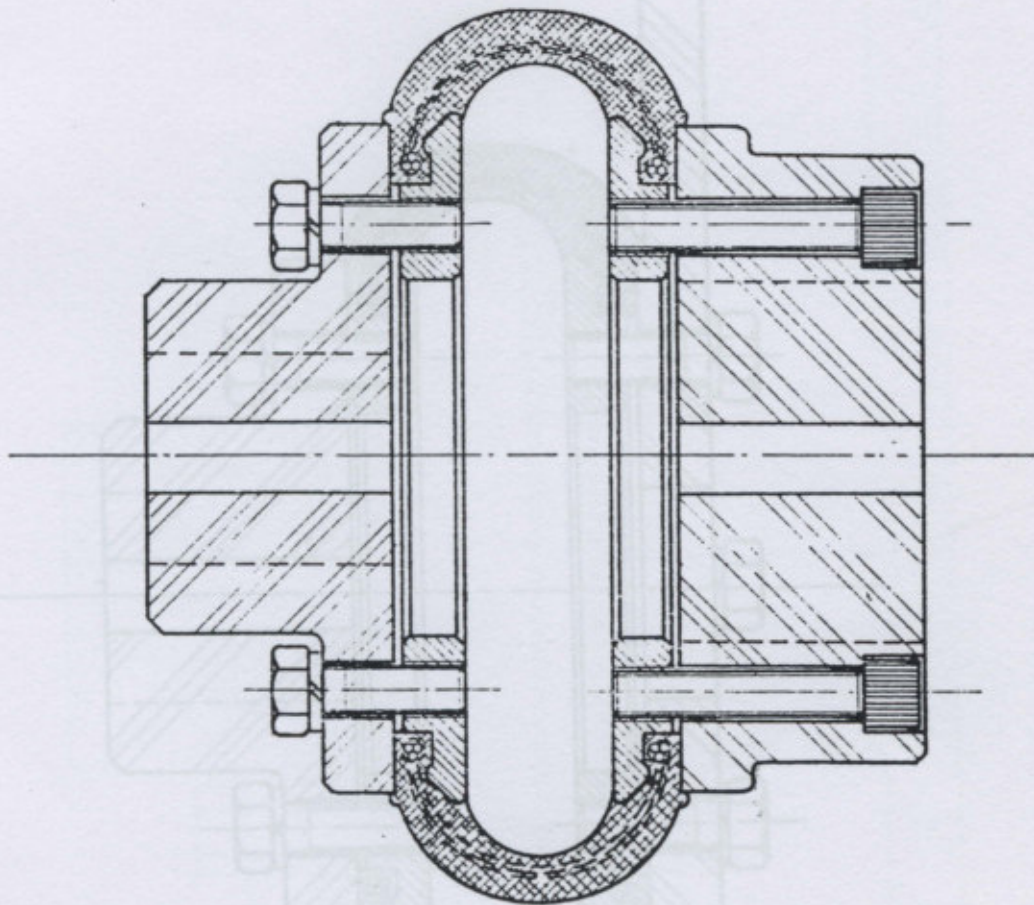
Especial para altas velocidades. Se aplican en aquellos casos en que la potencia equivalente del acoplamiento seleccionado se encuentra ubicada sobre el fondo azul, debajo de las líneas horizontales de trazo grueso, de la Tabla II, Valores de HP nominales.

Este modelo lleva las mazas encastradas en las bridas, evitándose así el desplazamiento de la banda elástica por fuerza centrífuga.

Diámetros de albedo máximos

A-20/25	38 mm
A-30/35	50 mm
A-45/50	72 mm
A-60/70	100 mm
AC-80/90	120 mm
A-90/100	140 mm
A-120/130	180 mm
A-170/190	270 mm

# MODELO TIPO MAYOR ALESAJE



## MODELO TIPO MAYOR ALESAJE (de maza llena)

Para ejes de diámetro superior a los indicados en la tabla de datos técnicos, permitiendo un alesaje mayor.

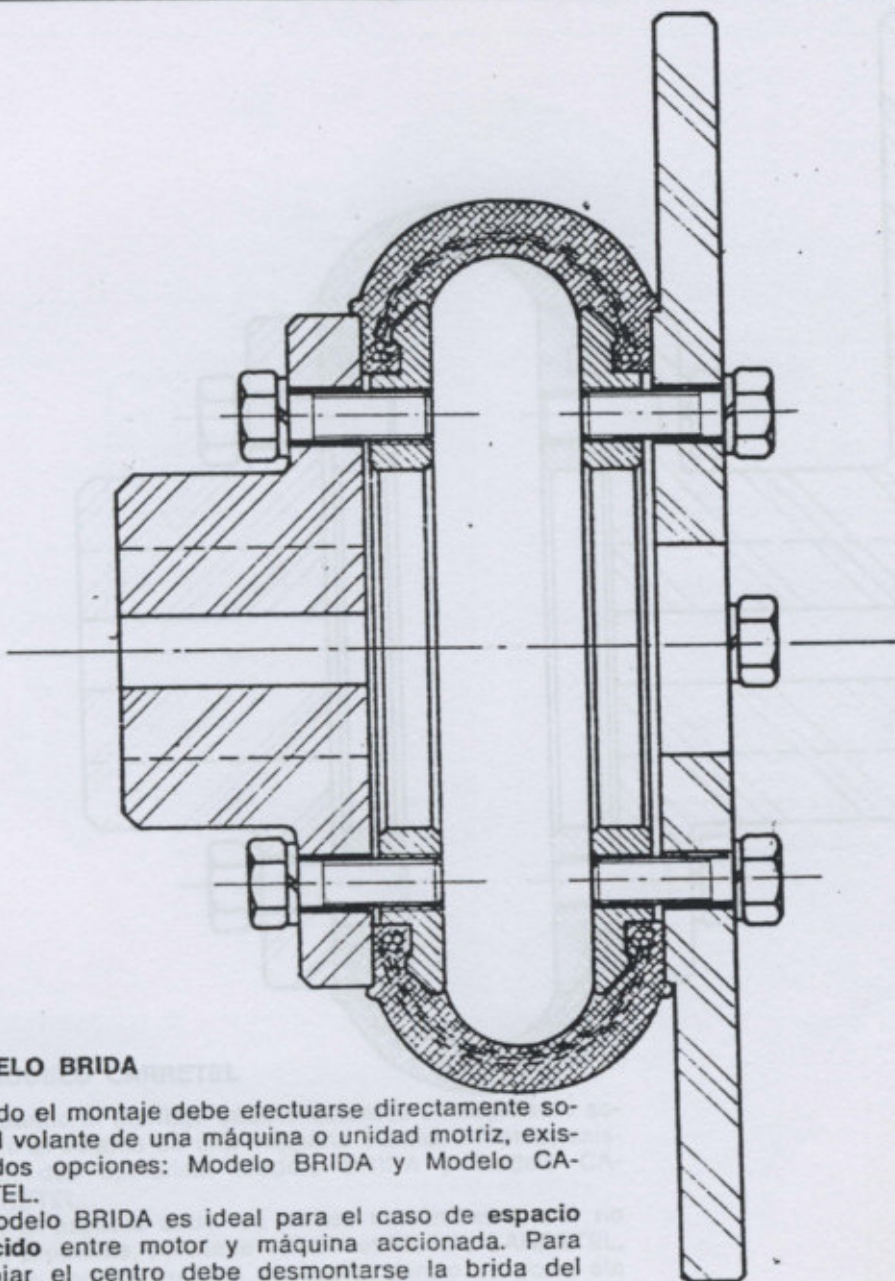
Se fabrican únicamente con maza de acero.

Al solicitarlos se debe tener en cuenta si se requieren las dos mazas llenas, o solamente una.

## Diámetros de alesaje máximo

A-20/25	38 mm
A-30/35	50 mm
A-45/50	72 mm
A-60/70	105 mm
AC-80/90	120 mm
A-95/105	145 mm
A-120/140	190 mm
A-170/200	270 mm

# MODELO BRIDA RETEL



## MODELO BRIDA RETEL

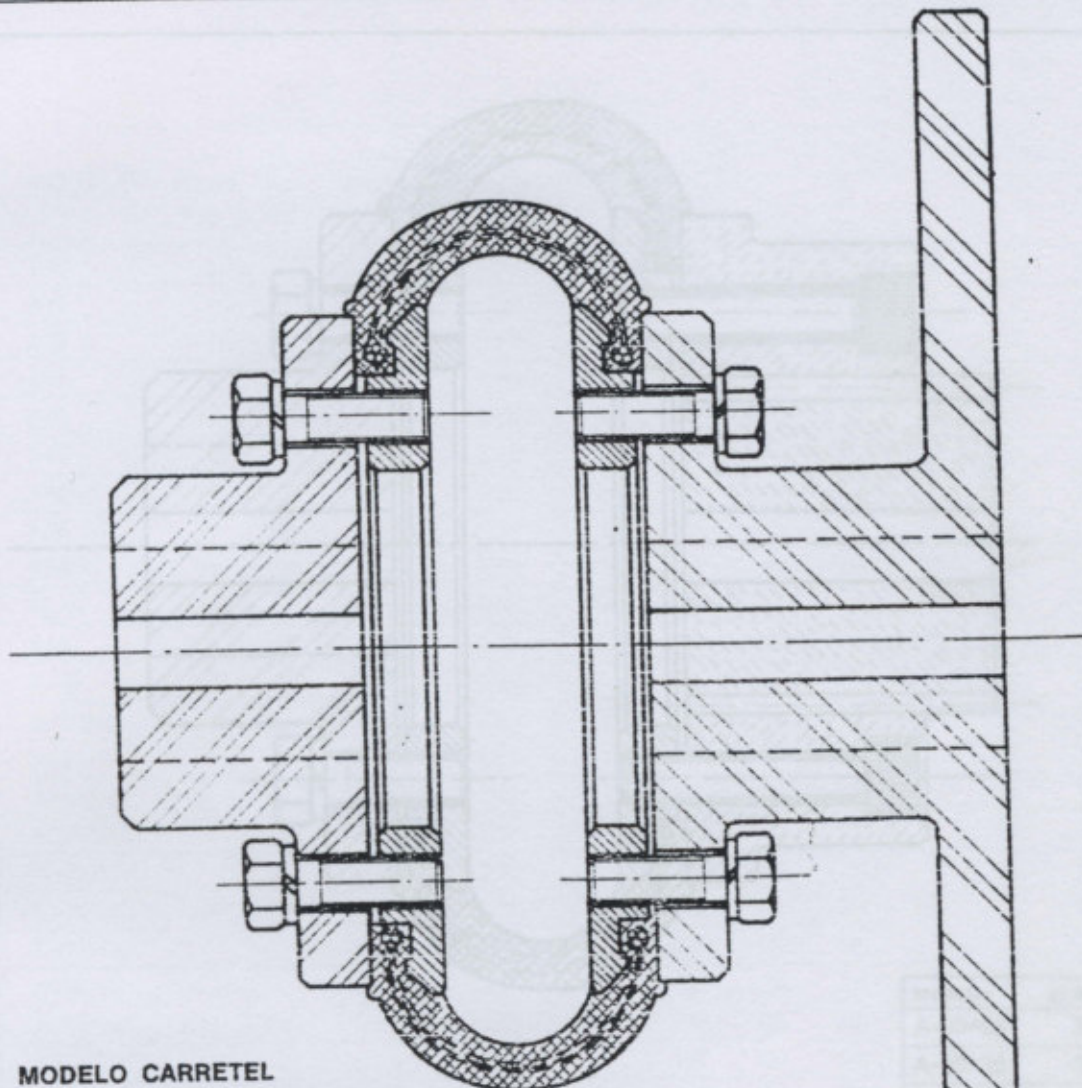
Cuando el montaje debe efectuarse directamente sobre el volante de una máquina o unidad motriz, existen dos opciones: Modelo BRIDA y Modelo CARRETEL.

El Modelo BRIDA es ideal para el caso de **espacio reducido** entre motor y máquina accionada. Para cambiar el centro debe desmontarse la brida del volante.

Se fabrican en base a dimensiones del volante, suministradas en el pedido.

# MODELO CARRETEL

MODELO TIPO CON MOVIMIENTO AXIAL



## MODELO CARRETEL

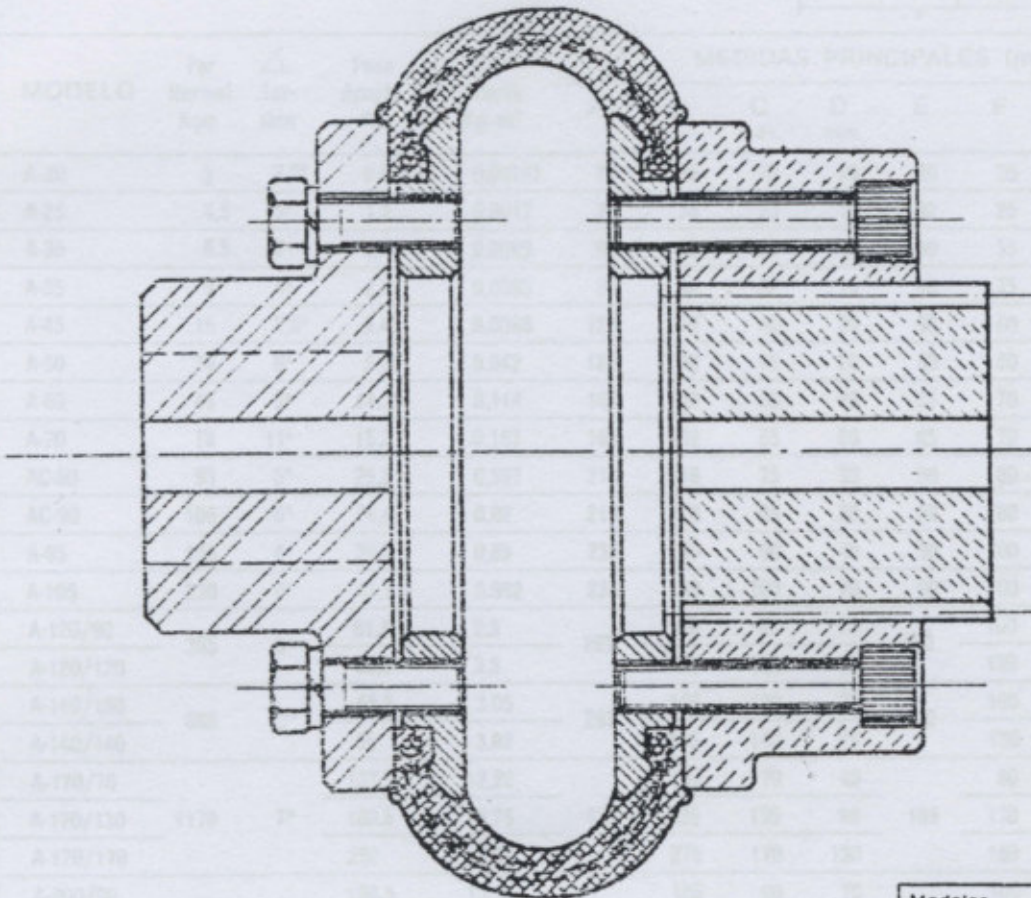
Cuando el montaje debe efectuarse directamente sobre el volante de una máquina o unidad motriz, existen dos opciones: Modelo BRIDA y Modelo CARRETEL.

Si el espacio entre las partes mecánicas a unir **no es problema**, conviene utilizar el Modelo CARRETEL, pues permite un fácil acceso al centro de goma sin desmontar la brida del volante.

Se fabrican en base a dimensiones del volante suministradas en el pedido.

# MODELO TIPO CON MOVIMIENTO AXIAL

DATOS TÉCNICOS



MODELO

A-20  
A-30  
A-45  
A-60  
A-95  
A-120  
A-170  
A-240  
A-350  
A-20/25  
A-30/35  
A-45/50  
A-60/70  
A-95/105  
A-120/140  
A-170/200  
A-240/300  
A-350/400

MEDIDAS PRINCIPALES (mm)

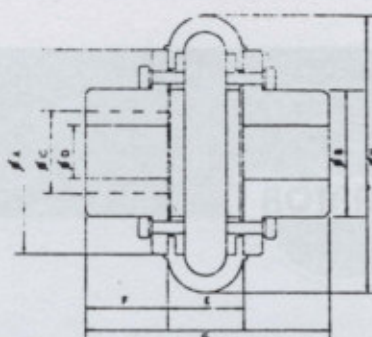
Ø	20	30	45	60	95	120	170	240	350
L	25	35	50	70	105	140	200	300	400
Ø máx.	23	30	42	60	67	76	118	180	255

## MODELO TIPO CON MOVIMIENTO AXIAL

En razón del desplazamiento axial que se produce en los acoplamientos convencionales, se ha desarrollado este modelo para aquellas máquinas o motores que por las características de montaje de sus cojinetes, o de su construcción no toleran tal desplazamiento, absorbiendo esas diferencias por medio de una maza deslizante con ejes estriados. Uso indicado para motores y/o máquinas con ejes deslizantes.

Modelos	Ø máx.
A-20/25	23
A-30/35	30
A-45/50	42
A-60/70	60
AC-80/90	67
A-95/105	76
A-120/140	118
A-170/200	180
A-240/300	255
A-350/400	340

TABLA III  
 DATOS TECNICOS



MODELO	Par Normal Kgm	$\Delta$ Tor- sion	Peso Acople Kg	GD <sup>2</sup> Acople Kg. m <sup>2</sup>	MEDIDAS PRINCIPALES (mm)							
					A	B	C máx.	D mín.	E	F	G	H
A-20	3	2,5°	0,998	0,00167	74	36	20	10	30	25	80	95
A-25	4,5	5°	1,2	0,0017	74	36	23	10	30	25	80	95
A-30	6,5	2°	2,42	0,0089	96	49	30	10	40	35	110	125
A-35	9	4°	2,6	0,0095	96	49	32	10	40	35	110	125
A-45	15	2,5°	5,43	0,0386	127	70	40	20	50	50	150	165
A-50	26	6°	5,95	0,042	127	70	46	20	50	50	150	165
A-60	45	5°	14,35	0,114	169	102	55	26	65	70	205	220
A-70	78	11°	15,2	0,167	169	102	65	26	65	70	205	220
AC-80	93	5°	25,2	0,597	218	116	75	30	90	60	210	300
AC-90	106	6°	26,4	0,62	218	116	85	30	90	60	210	300
A-95	135	4°	39,6	0,89	235	140	90	40	90	100	290	310
A-105	230	8°	43,7	0,962	235	140	100	40	90	100	290	310
A-120/90	395	5°	61,5	2,9	297	150	90	75	120	100	320	400
A-120/120			88,6	3,8		195	120	75		130	380	
A-140/100	680	9°	65,7	3,05	297	150	100	75	120	100	320	400
A-140/140			95	3,82		195	140	75		130	380	
A-170/70	1170	7°	137,3	12,22	436	150	70	40	185	80	345	550
A-170/130			180,5	13,75		236	130	80		130	445	
A-170/170			252	17,65		276	170	130		180	545	
A-200/90	2015	11°	160,5	13,3	436	186	90	70	185	100	385	550
A-200/140			173,5	13,75		200	140	110		130	445	
A-200/200			276,5	19,20		276	200	130		180	545	
A-240/150	3445	4°	342,7	51,5	535	225	150	120	236	160	556	740
A-240/200			405	55,35		290	200	140		180	596	
A-240/240			697,7	84,5		390	240	140		275	786	
A-300/150	6890	10°	340,5	50,7	535	225	150	120	236	160	556	740
A-300/200			403	54,5		290	200	140		200	636	
A-300/250			595,5	69,4		350	250	140		275	786	
A-300/300			695,5	83,7		390	300	140		275	786	
A-350/200	9500	6°	1049,5	453,2	820	290	200	140	335	200	735	1130
A-350/250			1211	466,4		350	250	140		275	885	
A-350/350			2237,5	691		600	350	200		375	1085	
A-400/250	13500	10°	1219	459,2	820	350	250	140	335	275	885	1130
A-400/400			2245,5	697		600	400	200		375	1085	



## Selección de rodillos

Utilización de la fórmula:

$$K_r = R + L_1 \left( G_g + \frac{Q_r}{3.6 V} \right) F_c \cdot F_i \cdot F_v$$

- $K_r$  (Kp) = Carga sobre un rodillo  
 $R$  (Kp) = Peso de las partes rodantes de los rodillos (Ver catálogo)  
 $L_1$  (m) = Separación entre dos estaciones consecutivas (Ver tabla A)  
 $G_g$  (Kp/m) = Peso de la Banda (Ver tabla B) o cálculo del peso de la banda  
 $Q_r$  (Tm/h) = Capacidad de carga real  $Q_r = Q \times$  Peso específico (Cálculo capacidad de transporte)  
 $V$  (m/s) = Velocidad de la banda (Tabla I) (Ver página 10)  
 $F_c$  = Factor de carga (Ver tabla C)  
 $F_i$  = Factor de impacto (Ver tabla D)  
 $F_v$  = Factor de vida del rodillo (Ver tabla E)

Una vez calculada la carga sobre un rodillo ( $K_r$ ), se elige el rodillo en la tabla H.

NOTA: Para rodillos inferiores la capacidad de carga  $Q$  es igual a 0.

## Vida de los rodamientos

$$\text{Vida del rodamiento (horas)} = (2 \cdot C)^3 \cdot 10^6 / P^3 \cdot n \cdot 60$$

- $C$  (kg.) = Capacidad de Carga Dinámica del rodamiento.  
 $P$  (kg.) = Carga nominal sobre dos rodamientos.  
 $n$  (r.p.m.) = Velocidad de giro de los rodamientos.

## Cálculo Peso/M de la banda

Banda Textil  $G_g$  (kp/m) =  $B \cdot (1,2 \cdot E + P_l \cdot Z)$   
 Banda Metálica  $G_g$  (kp/m) =  $B \cdot (1,2 \cdot E + P_m)$

- $G_g$  (kp/m) = peso de la banda  
 $B$  (m) = ancho de banda  
 $E$  (mm) = espesor total de los recubrimientos  
 $P_l$  (kp/m<sup>2</sup>) = peso por m<sup>2</sup> de cada lona (tabla B<sub>2</sub>)  
 $Z$  = número de lonas  
 $P_m$  (kp/m<sup>2</sup>) = peso por m<sup>2</sup> de los cables y goma intermedia (tabla B<sub>1</sub>)

En caso de alma textil con dos lonas, tomar el valor de  $Z = 3$  para compensar el espesor de goma intermedia. Si es antillama aumentar el peso un 25%.





## CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DE RODILLOS EN LA APLICACIÓN DE BANDAS TRANSPORTADORAS

Distancia entre estaciones superiores e inferiores (L1)

**Tabla A**

ANCHO DE BANDA (mm)	SUPERIORES		INFERIORES
	& = 0,6	& 0,6	
400	1,35	1,35	3,00
500	1,35	1,20	3,00
650	1,20	1,10	3,00
800	1,20	1,00	3,00
1000	1,00	1,00	3,00
1200	1,00	1,00	3,00
1400	1,00	1,00	3,00
1600	1,00	1,00	3,00
1800	1,00	1,00	3,00
2000 Y ^	1,00	1,00	2,40

& = PESO ESPECIFICO EN Tm/m<sup>2</sup>

Peso por metro orientativo (Gg) para bandas de alma textil

**Tabla B**

ANCHO DE BANDA (mm)	PESO/METRO (Kp/m)	ESPESOR TOTAL (mm)
400	4	8
500	5	8
650	6,5	8
800	8,5	8,5
1000	13	11
1200	15,5	11
1400	18	11
1600	25	13
1800	30	14
2000 Y ^	33	14

Peso por m<sup>2</sup> de cables y goma intermedia (kp/m<sup>2</sup>) Pm

**Tabla B1**

TIPO	VALOR DE Pm (kp/m <sup>2</sup> )
ST-1,000	10
ST-1,250	11
ST-1,600	15
ST-2,000	16
ST-2,500	22
ST-3,500	26
ST-4,000	31

Peso por m<sup>2</sup> de cada lona (kp/m<sup>2</sup>) PI

**Tabla B2**

TIPO DE LONA	EP-100	EP-125	EP-160	EP-200	EP-250	EP-315	EP-400	EP-500	EP-630
PI (kp/m <sup>2</sup> )	1,2	1,4	1,5	1,9	2	2,2	2,6	3	3,5

Factor de carga (Fc)

**Tabla C**

Horizontal	V 20°	Artesa 20°	Artesa 30°	Artesa 35°	Artesa 45°
Fc = 1	Fc = 0,55	Fc = 0,60	Fc = 0,63	Fc = 0,66	Fc = 0,70

Factor de impacto (Fi)

**Tabla D**

TAMAÑO DEL MATERIAL	VELOCIDAD DE LA BANDA		
	2,5 m/s	2,5 a 4 m/s	4 a 5 m/s
100 m/m	1,000	1,000	1,000
100 a 175 m/m	1,025	1,060	1,110
175 a 300 m/m	1,075	1,140	1,280
325 a 500 m/m	1,260	1,600	2,100

Factor de vida (Fv)

**Tabla E**

HORAS DE FUNCIONAMIENTO	10.000	20.000	30.000	40.000	50.000	60.000	70.000
Factor Fv	1,445	1,145	1,000	0,907	0,843	0,792	0,753

## CONSIDERACIONES GENERALES

Velocidad máxima de transporte (V) (m/s)

**Tabla F**

- A) Granos y otros materiales de relativa fluidez y baja abrasión  
 B) Carbón en mina y materiales moderadamente abrasivos  
 C) Minerales duros, piedras y materiales muy abrasivos.

Ancho de Banda	A	B	C
400	3	2,5	2,5
500	4	3	3
650	4	3,5	3,3
800	4,5	4	3,7
1000	5	4,2	4
1200	5,5	5	4,5
1400	6	5,5	4,5
1600	6	5,5	4,5
1800		6	5

Tamaño del material y ancho mínimo de banda

**Tabla G**

Ancho mínimo (m/m)	TAMAÑO DE LOS TROZOS (m/m)	
	A) Uniforme	B) Mezclado
400	65	100
500	85	150
650	125	225
800	160	300
1000	200	400
1200	250	500
1400	300	600
1600	350	700
1800	380	800
2000	450	900
2200	500	1000
2400	550	1100
2600	600	1200

TABLAS PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA DE UN RODILLO



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

Longitud en (mm) y vida de 30.000 horas

Tabla H

Ø Eje Rodamiento	r.p.m.	30	60	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
Ø 20 6.240	Longitud												
	200												
	250	410	350										
	315	380		280									
	380		320		205	170	157	149	140	132			
	465			271							128		
	530			232	200	165	150	140	133	125			
	600			201	190	158	145	136	130	122			
	670			178	170	150	140	132	126	119			
	750				157	142	135	129	122	117			
950						121	119	113	106				
1150							99						
Ø 25 6.205	200												
	250	600	500										
	315			400									
	380		450		312								
	465					260	240	220	215	192	178		
	530												
	600		365										
	670			300									
	750			284									
	950				219								
1150					178								
Ø 25 6.305	200												
	250	836	700										
	315			592									
	380		637		470								
	465		576			399							
	530		494				358	328	290	264	264		
	600			428									
	670				377								
	750					333							
	950						257						
1150						209							
Ø 30 6.306	200												
	250	1050											
	315		880										
	380	900		750	578								
	465		780			506							
	530		668				443	418	387	361	352		
	600												
	670			510									
	750				449								
	950						346						
1150						282							



## R.P.M. de los rodillos en función de la velocidad del transportador

Tabla I

VELOCIDAD BANDA M/S	DIAMETRO DEL RODILLO mm										
	63,5	70	76	89	102	108	127	133	152,4	159	193,7
0,25	75	68	63	53	47	44	38	36	31	30	25
0,50	150	136	126	107	90	88	75	72	63	60	49
0,75	225	205	189	161	141	132	113	107	94	90	74
1,00	300	273	251	214	188	178	150	143	125	120	98
1,25	378	341	314	268	235	221	188	179	157	150	123
1,50	451	409	377	322	282	265	226	215	188	180	148
1,75	526	478	440	375	329	309	263	251	219	210	172
2,00	601	548	503	429	376	353	301	287	251	240	197
2,25	678	614	568	483	423	398	338	323	282	270	222
2,50	752	682	628	536	470	442	376	359	313	300	246
2,75	827	750	691	590	517	486	414	395	345	330	271
3,00	902	819	754	643	564	530	451	430	376	360	295
3,25	977	887	817	697	611	574	489	466	407	390	320
3,50	1052	955	880	758	658	619	526	502	439	420	345
3,75	1128	1023	943	804	705	663	564	538	470	450	369
4,00	1203	1092	1005	858	752	707	602	574	501	480	394
4,25	1278	1160	1068	912	799	751	639	610	533	510	419
4,50	1354	1228	1131	965	846	795	677	646	564	540	443
4,75	1429	1296	1194	1019	893	840	714	682	595	570	468
5,00	1504	1364	1257	1073	940	884	752	718	627	600	493
5,25	1579	1433	1320	1126	967	928	790	754	658	630	517
5,50	1655	1501	1382	1180	1030	973	827	790	689	661	542
5,75	1730	1569	1445	1234	1077	1017	865	826	721	691	567
6,00	1805	1637	1508	1288	1124	1061	902	862	752	721	592

Área de utilización recomendable

## Recomendación de diámetro de rodillos por ancho de banda

Tabla J

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

R.P.M. DE LOS RODILLOS EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL TRANSPORTADOR

RECOMENDACIÓN DE DIÁMETRO DE RODILLOS POR BANDAS

## Capacidad de transporte

$$Q = Q_m \cdot V \cdot K \cdot F_c$$

DIN 22101

Q (m<sup>3</sup>/h) = Capacidad de transporte

Q<sub>m</sub> (m<sup>3</sup>/h) = Capacidad teórica de transporte a V=1 m/s (Tabla K)

V (m/s) = Velocidad

K = Factor de reducción por inclinación de la banda (Tabla L)

F<sub>c</sub> = Factor de carga (Tabla C)

Q<sub>m</sub> en m<sup>3</sup>/H para V=1m/seg (Talud 20°)

Tabla K

Ancho de Banda	Montaje Plano	Montaje en artesa				
		20°	25°	30°	35°	45°
400	23	41	45	49	52	56
500	38	70	77	83	88	96
650	69	128	141	152	162	175
800	108	200	221	239	254	275
1.000	173	327	360	390	414	447
1.200	255	479	528	571	607	656
1.400	351	665	734	794	843	910
1.600	484	849	917	987	1.053	1.144
1.800	592	1.076	1.185	1.280	1.362	1.478
2.000	735	1.347	1.484	1.604	1.706	1.850
2.200	893	1.654	1.823	1.970	2.095	2.270
2.400	1.070	1.986	2.189	2.367	2.516	2.724
2.600	1.260	2.354	2.595	2.806	2.982	3.227
2.800	1.465	2.740	3.022	3.287	3.472	3.756

### Factor K de reducción por inclinación de la banda

Ángulo de inclinación (grados)

VALOR K

Tabla L

2	1
4	0,99
6	0,98
8	0,97
10	0,95
12	0,93
14	0,91
16	0,89
18	0,85
20	0,81
21	0,78
22	0,76
23	0,73
24	0,71
25	0,68
26	0,66
27	0,64
28	0,61
29	0,59
30	0,56

### Valores del coeficiente f de fricción en los rodillos de apoyo

Tabla Ñ

TIPO COJINETE	ESTADO	VALOR DE f
RODAMIENTOS	favorable	0,018
	normal	0,02
	desfavorable	0,023-0,030
FRICCIÓN		0,05



## Peso específico aparente de algunos materiales

$\gamma$  (Tm/m<sup>3</sup>)

<b>ALUMINA</b>			
Trozos	0,80 + 0,96		
Polvo	0,72 + 0,80		
<b>AMIANTO</b>			
Mineral	0,80		
Desmenuzado	0,32 + 0,40		
<b>ARCILLA</b>			
Seca	1,80		
Húmeda	2,20		
<b>ARENA</b>			
Seca	1,60		
Húmeda	2,00		
<b>ARENA BITUMINOSA</b>	1,50		
<b>ARENA Y GRAVA</b>			
Seca	1,44 + 1,65		
Húmeda	1,84 + 2,00		
<b>ASFALTO</b>	1,30 + 1,39		
<b>AZUFRE (seco, trozos)</b>	1,12		
<b>BARITA (poco compacta)</b>	2,30 + 2,88		
<b>BARRO</b>			
Seco	1,60		
Húmedo	2,00		
<b>BAUXITA (compacta y seca)</b>	1,20 + 1,36		
<b>CAL</b>			
Viva, seca	0,80 + 0,96		
Mortero	1,52		
<b>CALIZA</b>			
Trozos grandes	1,52 + 1,60		
De 50 a 70 mm	1,44 + 1,52		
De 25 a 50 mm	1,36 + 1,44		
Tamizada 15 mm	1,28 + 1,44		
Polvo	1,20 + 1,28		
<b>CARBÓN</b>			
Aglomerado	1,00 + 1,11		
Mina	0,72 + 0,87		
Vegetal	0,16 + 0,40		
<b>CEMENTO</b>			
Clinker	1,28 + 1,52		
Portland, seco	1,41 + 1,60		
<b>CENIZAS</b>			
de madera	0,61 + 0,75		
de carbón	0,64 + 0,72		
<b>GOK</b>			
de gas	0,35 + 0,45		
de mina	0,50 + 0,55		
<b>CONCHAS DE OSTRAS</b>	0,80		
<b>CRETA</b>	1,36 + 1,44		
<b>CUARZO (trozos)</b>	1,52 + 1,60		
<b>DOLOMITA (trozos)</b>	1,44 + 1,76		
<b>ESCORIAS ALTO HORNO</b>	2,50 + 3,00		
<b>FOSFATO</b>	1,20 + 1,36		
<b>GRANITO (trozos)</b>	1,54		
<b>GRANOS</b>			
avena	0,42		
cebada	0,61		
centeno	0,72		
semilla algodón	0,40		
semilla lino	0,45 + 0,72		
trigo	0,77		
<b>GRAVA (lavada y tamizada)</b>	1,36		
<b>GRAVILLA SECA</b>	1,80		
<b>HARINA DE TRIGO</b>	0,56 + 0,64		
<b>HIELO (trozos)</b>	0,56 + 0,72		
<b>HOLLÍN</b>	1,76 + 2,00		
<b>HORMIGÓN MASA</b>	1,84 + 2,00		
<b>HULLA</b>	0,76 + 0,87		
<b>KIELSEGUR</b>	0,16 + 0,24		
<b>LADRILLO</b>			
normal	1,92 + 2,16		
refractario	2,19 + 2,30		
<b>LIGNITO</b>	0,72 + 0,80		
<b>MADERA</b>			
desmenuzada, seca	0,24 + 0,51		
dura	0,56 + 1,20		
blanda	0,40 + 0,64		
<b>MARGA</b>	1,26		
<b>MARMOL (trozos)</b>	1,52 + 1,68		
<b>MICA</b>			
láminas	0,51		
polvo	0,98		
<b>MINERAL DE</b>			
carbonatos	1,76 + 2,24		
hierro	2,08 + 2,88		
molibdeno	1,60		
níquel	1,60		
óxidos	2,00 + 2,56		
potasa	1,20 + 1,36		
sulfuros	2,00 + 2,56		
<b>NEGRO DE HUMO (gránulos)</b>	0,38 + 0,45		
<b>NITRATO AMÓNICO</b>	0,72		
<b>ÓXIDO DE MAGNESIO</b>	1,92		
<b>PATATAS</b>	0,65 + 0,75		
<b>PIEDRA PÓMEZ</b>	0,64		
<b>PIRITA</b>	2,00 + 2,50		
<b>REMOLACHA</b>	0,65 + 0,75		
<b>SERRÍN</b>	0,21		
<b>SULFATO AMÓNICO</b>			
seco	1,12		
húmedo	1,28		
<b>SULFATO DE MAGNESIO</b>	1,12		
<b>TIERRA</b>			
seca	1,12 + 1,28		
húmeda	1,66 + 1,79		
<b>TURBA</b>			
compacta, seca	0,75		
suelta, seca	0,32		
<b>VIDRIO</b>	1,28 + 1,92		
<b>ZANAHORIA</b>	0,65 + 0,95		

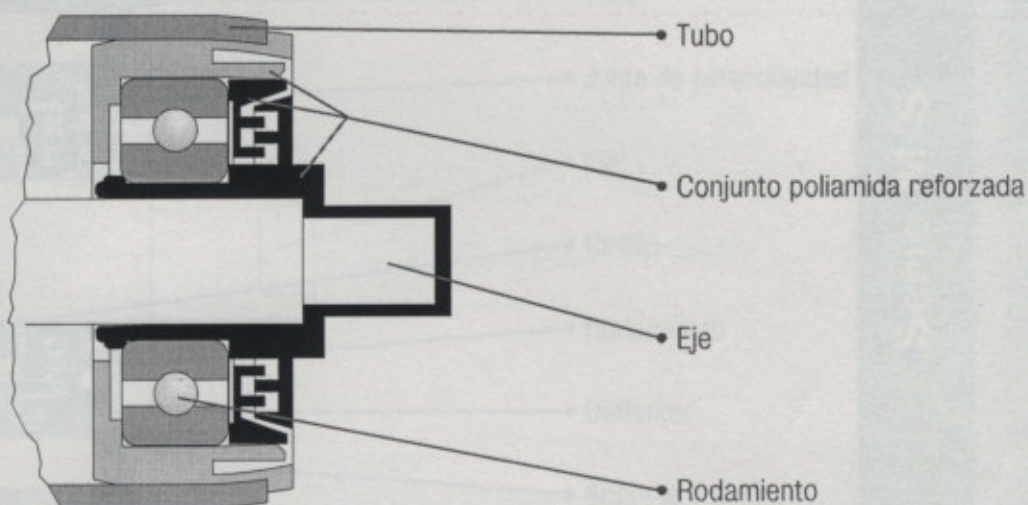
PESO ESPECÍFICO APARENTE DE ALGUNOS MATERIALES



# SISTEMAS

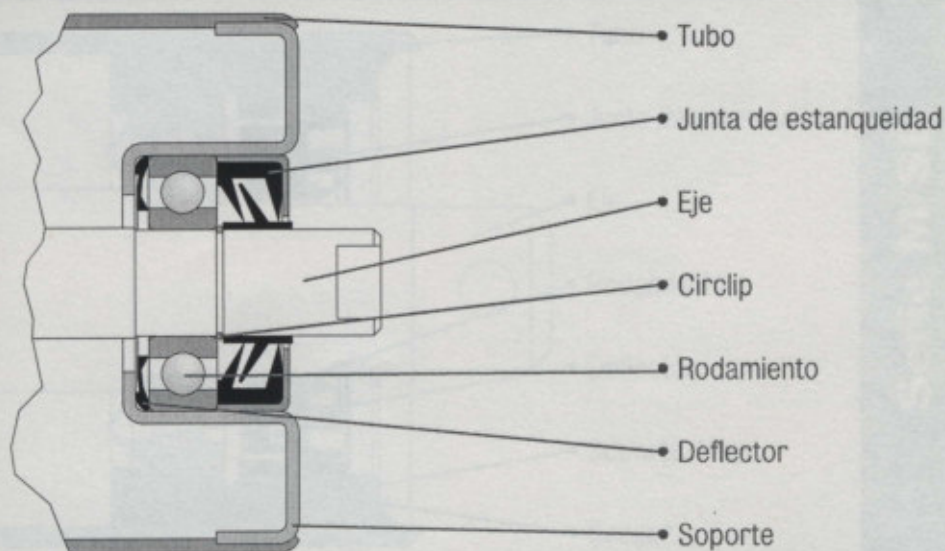
## Para rodamientos 6204 - 6205 - 6206

**Serie P**



## Para rodamientos 6204 - 6205 - 6305 - 6306

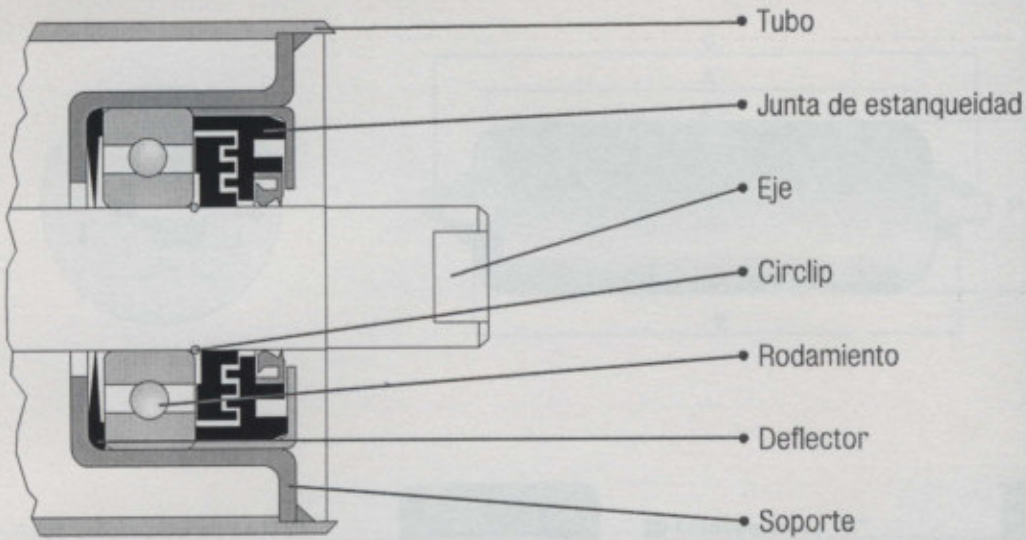
**Serie M**





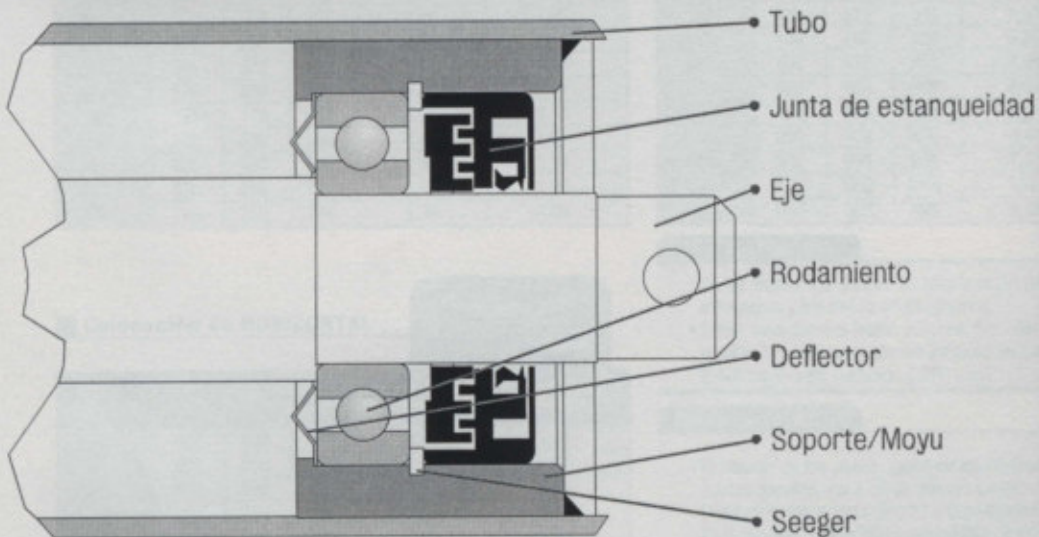
# DE CIERRE

## Para rodamientos 6307 - 6308



**Serie M/S**

## Para rodamientos 6310 - 6312



**Serie M/SE**

**SISTEMAS DE CIERRE**

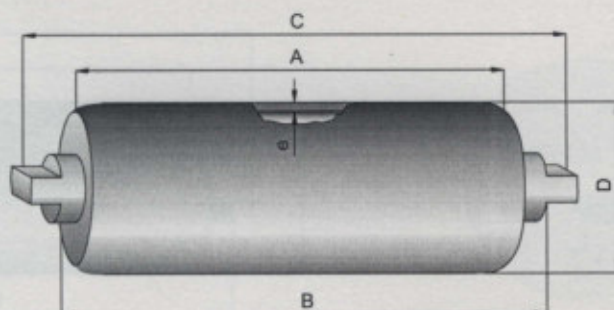
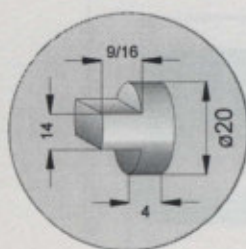
# RODILLOS LISOS



## RODAMIENTO 6204 EJE Ø20

**Serie M / S-20**

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


**Colocación en ARTESA**

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø63.5	Peso partes móviles Ø63.5
300					
400	160	168	186	1,80	1,27
500	200	208	226	2,09	1,50
650	250	258	276	2,44	1,75
800	315	323	341	2,90	2,05
1000	380	388	406	3,35	2,35
1200	465	473	491	3,95	2,73
1400	530	538	556	4,41	3,02
1600	600	608	626	4,90	3,33
1800	670	678	696	5,40	3,66
2000	750	758	776	5,96	4,02

**Colocación en "V"**

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø63.5	Peso partes móviles Ø63.5
300	200	208	226	2,09	1,50
400	250	258	276	2,44	1,75
500	315	323	341	2,90	2,05
650	380	388	406	3,35	2,35
800	465	473	491	3,95	2,73
1000	600	608	626	4,90	3,34
1200	700	708	726	5,61	3,79
1400	800	808	826	6,31	4,24
1600	900	908	926	7,01	4,69
1800	1000	1008	1026	7,72	5,14
2000	1100	1108	1126	8,42	5,60

**Notas**

- En las tablas, los anchos de banda están expresados en milímetros y los pesos en kilogramos.
- Estas medidas son según normas. Bajo demanda es posible fabricar en cualquier longitud de tubo (máximo 2.400 mm) o eje (máximo 3.000 mm).

**Colocación en HORIZONTAL**

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø63.5	Peso partes móviles Ø63.5
300	400	408	440	3,35	2,40
400	500	508	540	4,20	2,85
500	600	608	640	4,93	3,33
650	750	758	790	5,99	4,02
800	950	958	990	7,40	4,92
1000	1150	1158	1190	8,80	5,82
1200	1400	1408	1440	10,56	6,96
1400	1600	1608	1640	11,97	7,87
1600	1800	1808	1840	13,38	8,78
1800	2000	2008	2040	14,79	9,87
2000	2200	2208	2240	16,20	10,60

**Observaciones**

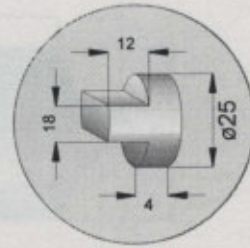
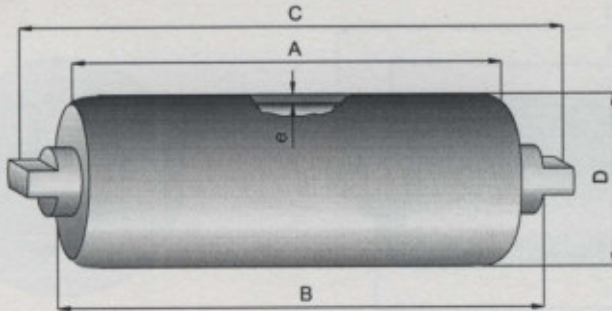
- El cálculo de los pesos, tanto de los rodillos como de las partes móviles, para otros diámetros es:  
Peso de la tabla (Rod.Ø63.5) x Constante (T ó T1).  
Ej. Peso Rod. (Ø89x160) = peso (Ø63.5x160) x T  
Peso = 1,8 x 1,3 = 2,34 Kg
- Pesos aproximados.
- Para rodillos inferiores de minería es admisible sumar 10 mm al largo normal de las entrecaras.
- NORMAS ISO 1537 // DIN 15207-22107  
UNE 58-232-92



## RODAMIENTO 6205 EJE Ø25

Serie  
M / S-25

DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	76	89	102	108	127	133	152	159
ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3	3	3,6	3,8	4	4	4,5	5
CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,1	1,3	1,4	1,6	1,7	1,9	2,2
CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,2	1,7	2	2,3	2,4	2,9	3,1



## Colocación en ARTESA

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø76	Peso partes móviles Ø76
300					
400	160	168	192	2,50	1,75
500	200	208	232	2,89	1,98
650	250	258	282	3,35	2,27
800	315	323	347	3,95	2,66
1000	380	388	412	4,54	2,93
1200	465	473	497	5,32	3,38
1400	530	538	562	5,93	3,61
1600	600	608	632	6,65	4,02
1800	670	678	702	7,14	4,40
2000	750	758	782	7,94	4,90

## Colocación en "V"

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø76	Peso partes móviles Ø76
300	200	208	232	2,89	1,98
400	250	258	282	3,35	2,27
500	315	323	347	3,95	2,66
650	380	388	412	4,54	2,93
800	465	473	497	5,32	3,38
1000	600	608	632	6,56	4,09
1200	700	708	732	7,48	4,60
1400	800	808	832	8,40	5,15
1500	900	908	932	9,31	5,67
1800	1000	1008	1032	10,23	6,20
2000	1100	1108	1132	11,15	6,75

## Notas

- En las tablas, los anchos de banda están expresados en milímetros y los pesos en kilogramos.
- Estas medidas son según normas. Bajo demanda es posible fabricar en cualquier longitud de tubo (máximo 2.400 mm) o eje (máximo 3.000 mm).


## Observaciones

- El cálculo de los pesos, tanto de los rodillos como de las partes móviles, para otros diámetros es:  
Peso de la tabla (Rod.Ø76) x Constante (T ó T1).  
Ej. Peso (Ø89/160) = peso (Ø76/160) x T  
Peso = 2,5 x 1,1 = 2,75 Kg
- Pesos aproximados.
- Para rodillos inferiores de minería es admisible sumar 10 mm al largo normal de las entrecaras.
- NORMAS ISO 1537 // DIN 15207-22107  
UNE 58-232-92

## Colocación en HORIZONTAL

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø76	Peso partes móviles Ø76
300	400	408	432	4,73	3,06
400	500	508	532	5,64	3,56
500	600	608	632	6,56	4,09
650	750	758	782	7,94	4,89
800	950	958	982	9,77	5,94
1000	1150	1158	1182	11,61	7,05
1200	1400	1408	1432	13,90	8,30
1400	1600	1608	1632	15,70	9,33
1600	1800	1808	1832	17,50	10,36
1800	2000	2008	2032	19,40	11,18
2000	2200	2208	2232	21,24	12,55

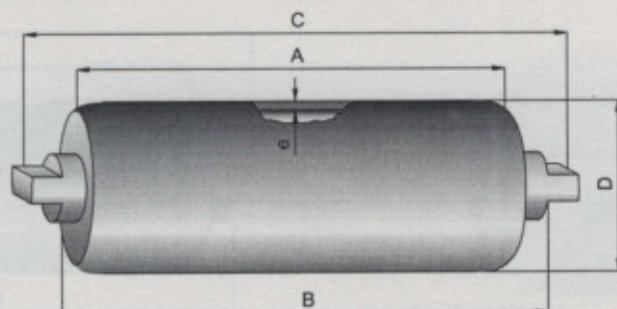
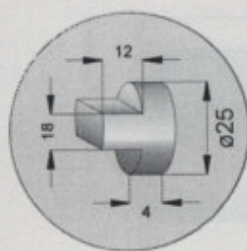
# RODILLOS LISOS



## RODAMIENTO 6305 EJE Ø25

**Serie M / S-25/A**

DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	89	102	108	127	133	152	159
ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3	3,8	3,8	4	4	4,5	5
CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,2	1,3	1,5	1,6	1,7	2
CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,4	1,6	1,9	2	2,3	3



### Colocación en ARTESA

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø89	Peso partes móviles Ø89
300					
400	160	168	192	3,03	2,28
500	200	208	232	3,41	2,50
650	250	258	282	3,95	2,86
800	315	323	347	4,62	3,27
1000	380	388	412	5,28	3,68
1200	465	473	497	6,16	4,22
1400	530	538	562	6,82	4,63
1600	600	608	632	7,55	5,08
1800	670	678	702	8,26	5,52
2000	750	758	782	9,08	6,03

### Colocación en "V"

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø89	Peso partes móviles Ø89
300	200	208	232	3,41	2,50
400	250	258	282	3,95	2,86
500	315	323	347	4,62	3,27
650	380	388	412	5,28	3,68
800	465	473	497	6,16	4,22
1000	600	608	632	7,54	5,08
1200	700	708	732	8,57	5,72
1400	800	808	832	9,50	6,35
1600	900	908	932	10,62	6,99
1800	1000	1008	1032	11,65	7,63
2000	1100	1108	1132	12,68	8,23

### Colocación en HORIZONTAL

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø89	Peso partes móviles Ø89
300	400	408	432	5,49	3,81
400	500	508	532	6,52	4,44
500	600	608	632	7,54	5,08
650	750	758	782	9,08	6,03
800	950	958	982	11,01	7,30
1000	1150	1158	1182	12,40	8,58
1200	1400	1408	1432	15,75	10,17
1400	1600	1608	1632	17,80	11,44
1600	1800	1808	1832	19,85	12,71
1800	2000	2008	2032	21,91	13,98
2000	2200	2208	2232	23,96	15,25

### Notas

- En las tablas, los anchos de banda están expresados en milímetros y los pesos en kilogramos.
- Estas medidas son según normas. Bajo demanda es posible fabricar en cualquier longitud de tubo (máximo 2.400 mm) o eje (máximo 3.000 mm).

### Observaciones

- El cálculo de los pesos, tanto de los rodillos como de las partes móviles, para otros diámetros es:  
Peso de la tabla (Rod.Ø89) x Constante (T ó T1).  
Ej. Peso (Ø102/160) = peso (Ø89/160) x T  
Peso = 3,03 x 1,2 = 3,63 Kg
- Pesos aproximados.
- Para rodillos inferiores de minería es admisible sumar 10 mm al largo normal de las entrecaras.
- NORMAS ISO 1537 // DIN 15207-22107  
UNE 58-232-92



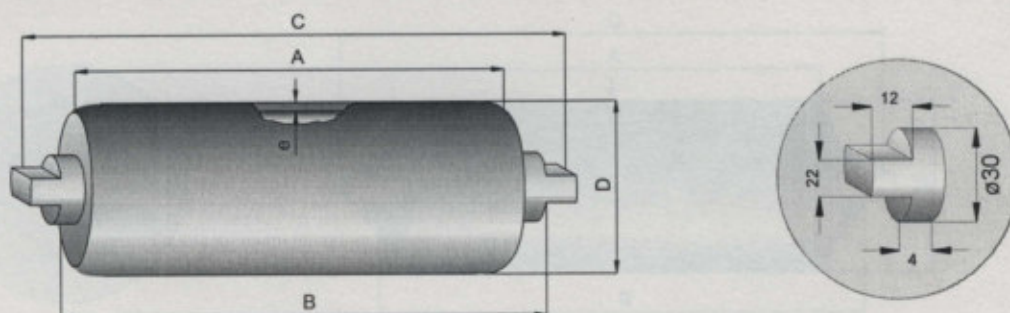
# RODILLOS LISOS

17

## RODAMIENTO 6306 EJE Ø30

**Serie M / S-30**

DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	102	108	127	133	152	159
ESPESOR DE TUBO (mm)	e	3,6	3,8	4	4	4,5	5
CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,04	1,15	1,17	1,35	1,55
CONSTANTE PESO P. MÓVILES	T1	1	1,2	1,22	1,24	1,51	1,8



### Colocación en ARTESA

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø102	Peso partes móviles Ø102
300					
400	160	168	192	4,60	3,50
500	200	208	232	5,10	3,80
650	250	258	282	5,80	4,20
800	315	323	347	6,90	4,90
1000	380	388	412	7,90	5,50
1200	465	473	497	9,30	6,50
1400	530	538	562	10,30	7,14
1600	600	608	632	11,40	7,85
1800	670	678	702	12,10	8,15
2000	750	758	782	13,80	9,40

### Colocación en "V"

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø102	Peso partes móviles Ø102
300	200	208	232	5,10	3,80
400	250	258	282	5,80	4,20
500	315	323	347	6,90	4,90
650	380	388	412	7,90	5,50
800	465	473	497	9,30	6,50
1000	600	608	632	11,40	7,85
1200	700	708	732	13,00	8,80
1400	800	808	832	14,60	9,90
1600	900	908	932	16,20	10,90
1800	1000	1008	1032	17,70	11,80
2000	1100	1108	1132	19,30	12,90

### Notas

- En las tablas, los anchos de banda están expresados en milímetros y los pesos en kilogramos.
- Estas medidas son según normas. Bajo demanda es posible fabricar en cualquier longitud de tubo (máximo 2.400 mm) o eje (máximo 3.000 mm).

### Observaciones

- El cálculo de los pesos, tanto de los rodillos como de las partes móviles, para otros diámetros es:  
Peso de la tabla (Rod.Ø102) x Constante (T ó T1).  
Ej. Peso (Ø108/160) = peso (Ø102/160) x T  
Peso = 4,60 x 1,14 = 5,24 Kg
- Pesos aproximados.
- Para rodillos inferiores de minería es admisible sumar 10 mm al largo normal de las entrecaras.
- NORMAS ISO 1537 // DIN 15207-22107 UNE 58-232-92

### Colocación en HORIZONTAL

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø102	Peso partes móviles Ø102
300	400	408	432	8,20	5,80
400	500	508	532	9,84	6,80
500	600	608	632	11,40	7,85
650	750	758	782	13,80	9,40
800	950	958	982	16,90	11,44
1000	1150	1158	1182	20,08	13,48
1200	1400	1408	1432	24,00	16,03
1400	1600	1608	1632	27,27	18,07
1600	1800	1808	1832	30,41	20,11
1800	2000	2008	2032	33,55	22,15
2000	2200	2208	2232	36,75	24,19

Serie M / S-30

RODILLOS LISOS

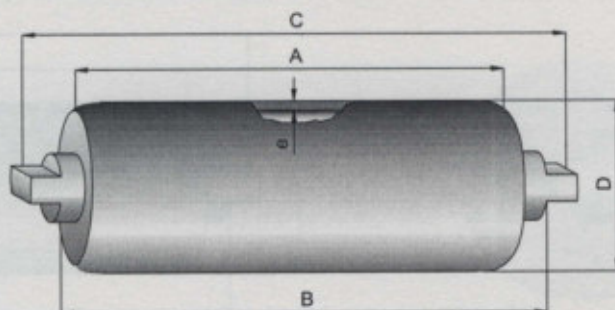
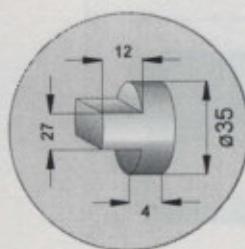
# RODILLOS LISOS

ROTRANS®

## RODAMIENTO 6307 EJE Ø35

Serie S-35

DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	127	133	152	169
ESPESOR DE TUBO (mm)	e	4	4	4,5	5
CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,05	1,1	1,25
CONSTANTE PESO P. MOVILES	T1	1	1,05	1,2	1,5



Serie / S-35

RODILLOS LISOS

### Colocación en ARTESA

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø127	Peso partes móviles Ø127
300					
400	160	168	192	6,70	5,50
500	200	208	232	7,50	5,73
650	250	258	282	8,40	6,25
800	315	323	347	9,70	7,06
1000	380	388	412	11,00	7,86
1200	465	473	497	12,70	8,92
1400	530	538	562	14,00	9,73
1600	600	608	632	15,30	10,49
1800	670	678	702	16,70	11,36
2000	750	758	782	18,30	12,35

### Colocación en "V"

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø127	Peso partes móviles Ø127
300					
400	250	258	282	8,40	6,25
500	315	323	347	9,70	7,06
650	380	388	412	11,00	7,80
800	465	473	497	12,70	8,92
1000	600	608	632	15,30	10,49
1200	700	708	732	17,30	11,73
1400	800	808	832	19,30	12,97
1600	900	908	932	21,30	14,21
1800	1000	1008	1032	23,20	15,35
2000	1100	1108	1132	25,20	16,59

### Colocación en HORIZONTAL

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø127	Peso partes móviles Ø127
300					
400	500	508	532	13,40	9,35
500	600	608	632	15,30	10,49
650	750	758	782	18,30	12,60
800	950	958	982	22,20	14,73
1000	1150	1158	1182	26,20	17,21
1200	1400	1408	1432	31,10	20,21
1400	1600	1608	1632	35,00	22,59
1600	1800	1808	1832	39,00	25,07
1800	2000	2008	2032	42,90	27,45
2000	2200	2208	2232	46,90	29,93

### Notas

- En las tablas, los anchos de banda están expresados en milímetros y los pesos en kilogramos.
- Estas medidas son según normas. Bajo demanda es posible fabricar en cualquier longitud de tubo (máximo 2.400 mm) o eje (máximo 3.000 mm).

### Observaciones

- El cálculo de los pesos, tanto de los rodillos como de las partes móviles, para otros diámetros es:  
Peso de la tabla (Rod.Ø127) x Constante (T ó T1).  
Ej. Peso (Ø133/160) = peso (Ø127/160) x T  
Peso = 6,7 x 1,05 = 7,035 Kg
- Pesos aproximados.
- Para rodillos inferiores de minería es admisible sumar 10 mm al largo normal de las entrecaras.
- NORMAS ISO 1537 // DIN 15207-22107  
UNE 58-232-92

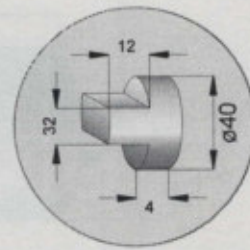
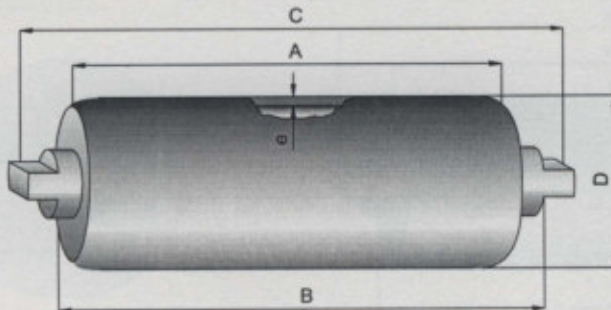

**ROTRANS®**

# RODILLOS LISOS

## RODAMIENTO 6308 EJE Ø40

**Serie S-40**

DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	127	153	152	159
ESPESOR DE TUBO (mm)	e	4	4	4,5	5
CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,05	1,1	1,2
CONSTANTE PESO P. MOVILES	T1	1	1,05	1,2	1,5


**Colocación en ARTESA**


BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø127	Peso partes móviles Ø127
300					
400	160	168	192	7,61	5,71
500	200	208	232	8,50	6,21
650	250	258	282	9,61	6,82
800	315	323	347	11,05	7,62
1000	380	388	412	12,49	8,42
1200	465	473	497	14,37	9,46
1400	530	538	562	15,82	10,27
1600	600	608	632	17,37	11,13
1800	670	678	702	18,92	11,99
2000	750	758	782	20,69	12,97

**Colocación en "V"**


BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø127	Peso partes móviles Ø127
300					
400	250	258	282	9,61	6,82
500	315	323	347	11,05	7,62
650	380	388	412	12,49	8,42
800	465	473	497	14,37	9,47
1000	600	608	632	17,37	11,13
1200	700	708	732	19,58	12,35
1400	800	808	832	21,80	13,58
1600	900	908	932	24,02	14,82
1800	1000	1008	1032	26,24	16,05
2000	1100	1108	1132	28,45	17,27

**Notas**

- En las tablas, los anchos de banda están expresados en milímetros y los pesos en kilogramos.
- Estas medidas son según normas. Bajo demanda es posible fabricar en cualquier longitud de tubo (máximo 2.400 mm) o eje (máximo 3.000 mm).


**Observaciones**

- El cálculo de los pesos, tanto de los rodillos como de las partes móviles, para otros diámetros es:  
Peso de la tabla (Rod.Ø127) x Constante (T ó T1).  
Ej. Peso (Ø133/160) = peso (Ø127/160) x T  
Peso = 7,61 x 1,05 = 7,99 Kg
- Pesos aproximados.
- Para rodillos inferiores de minería es admisible sumar 10 mm al largo normal de las entrecaras.
- NORMAS ISO 1537 // DIN 15207-22107  
UNE 58-232-92

**Colocación en HORIZONTAL**


BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø127	Peso partes móviles Ø127
300					
400	500	508	532	15,15	9,90
500	600	608	632	17,37	11,13
650	750	758	782	20,69	12,97
800	950	958	982	25,13	15,43
1000	1150	1158	1182	29,56	17,89
1200	1400	1408	1432	35,10	20,96
1400	1600	1608	1632	39,54	23,43
1600	1800	1808	1832	43,97	25,88
1800	2000	2008	2032	48,41	28,35
2000	2200	2208	2232	52,84	30,81

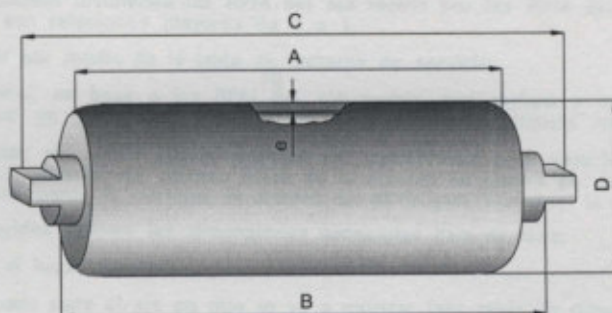
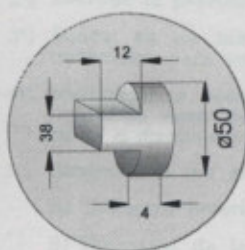
# RODILLOS LISOS



## RODAMIENTO 6310 EJE Ø50

**Serie S-50**

DIÁMETRO RODILLO (mm)	D	152	152	159
ESPESOR DE TUBO (mm)	e	4,5	6	5
CONSTANTE PESO RODILLO	T	1	1,1	1,12
CONSTANTE PESO P. MOVILES	T1	1	1,15	1,16


**Colocación en ARTESA**

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø152	Peso partes móviles Ø152
300					
400					
500					
650					
800					
1000					
1200	465	473	497	26,38	18,73
1400	530	538	562	28,47	19,81
1600	600	608	632	30,71	20,97
1800	670	678	702	32,95	22,14
2000	750	758	782	35,52	23,47

**Colocación en "V"**

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø152	Peso partes móviles Ø152
300					
400					
500					
650					
800	465	473	497	26,38	18,73
1000	600	608	632	30,71	20,97
1200	700	708	732	33,92	11,28
1400	800	808	832	37,12	24,30
1600	900	908	932	40,32	25,96
1800	1000	1008	1032	43,53	27,63
2000	1100	1108	1132	46,73	29,29

**Colocación en HORIZONTAL**

BANDA	A	B	C	Peso rodillo Ø152	Peso partes móviles Ø152
300	400	408	432	24,30	17,65
400	500	508	532	27,50	19,31
500	600	608	632	30,71	20,97
650	750	758	782	35,52	23,47
800	950	958	982	41,92	26,79
1000	1150	1158	1182	48,33	30,12
1200	1400	1408	1432	56,34	34,28
1400	1600	1608	1632	62,75	37,60
1600	1800	1808	1832	69,16	40,93
1800	2000	2008	2032	75,57	44,26
2000	2200	2208	2232	81,97	47,58

**Notas**

- En las tablas, los anchos de banda están expresados en milímetros y los pesos en kilogramos.
- Estas medidas son según normas. Bajo demanda es posible fabricar en cualquier longitud de tubo (máximo 2.400 mm) o eje (máximo 3.000 mm).

**Observaciones**

- El cálculo de los pesos, tanto de los rodillos como de las partes móviles, para otros diámetros es:  
Peso de la tabla (Rod.Ø152) x Constante (T ó T1).  
Ej. Peso (Ø159/465) = peso (Ø152/465) x T  
Peso = 26,38 x 1,1 = 29,02 Kg
- Pesos aproximados.
- Para rodillos inferiores de minería es admisible sumar 10 mm al largo normal de las entrecaras.
- NORMAS ISO 1537 // DIN 15207-22107  
UNE 58-232-92



**A.C.E.O.A.**

S.R.L.

PIEDRAS 540 CAP FED.  
TEL. 30-4286

CADENAS DE RODILLOS  
SELECCION

El accionamiento por medio de cadena de rodillos y engranajes, constituye un sólido y seguro sistema de transmisión de la energía mecánica.

Para obtener un resultado óptimo de una transmisión de este tipo, es fundamental seleccionar correctamente la cadena y engranajes respectivos, como así también el montaje y lubricación adecuados.

Las transmisiones a cadena reúnen las siguientes ventajas:

- 1\*) No se producen resbalamientos.
- 2\*) Se mantiene constante la relación de velocidades.
- 3\*) El rendimiento es elevado: 98 %.
- 4\*) La carga repartida sobre varios dientes del piñón prolonga la vida útil de la cadena.
- 5\*) La clásica elasticidad de la cadena, sumada a la película lubricante que se forma entre las partes móviles, amortiguan los golpes por cargas intermitentes.

### COMO SELECCIONAR UN MANDO A CADENA

- 1\*) Establecer la relación de transmisión dividiendo las RPM del eje motriz por las RPM del eje accionado. No es conveniente proyectar mandos con relaciones mayores de 8 a 1.
- 2\*) Corregir la potencia a transmitir por medio de la tabla de factores de servicio.
- 3\*) Buscar en las tablas de potencia, en base a las RPM del eje motriz, qué cadena y cantidad de dientes son necesarios para transmitir los HP ya corregidos, evitando en lo posible usar piñones menores de 15 dientes.
- 4\*) Multiplicar la cantidad de dientes del piñón por la relación de transmisión para establecer los dientes de la rueda. En caso de resultar una cantidad de dientes fuera de lo normal, se optará por la más próxima, aumentando o disminuyendo proporcionalmente la cantidad de dientes del piñón para mantener la relación de transmisión.
- 5\*) Controlar si los engranajes elegidos reúnen las dimensiones necesarias para el caso:
  - A) Diámetro exterior accesible al lugar disponible.
  - B) Diámetro de la maza adecuada para el eje en que se va a montar (ver tabla de dimensiones). De resultar escasa, se tomará un piñón mayor y se aumentará proporcionalmente la rueda, manteniendo siempre la relación de transmisión.
  - C) Ancho máximo que no exceda el disponible (ver tabla de dimensiones) y controlar a la vez el ancho exterior sobre cabezas de pernos en la cadena elegida.
- 6\*) Se optará por cadena de doble o triple hilera (Doble o Triple capacidad de potencia) en el supuesto caso de que surjan algunos de los inconvenientes que a continuación se enuncian:
  - a) Limitaciones de espacio que obliguen a elegir una cadena de menor paso, resultando por lo tanto más chicos los engranajes.
  - b) Velocidades excesivas para la cadena de simple hilera elegida (ver velocidades máximas al pie de las tablas de potencia).

### DISTANCIA ENTRE EJES

Los mandos a cadena no tienen centros precisamente limitados, a menos que ello sea una necesidad determinada por los órganos accionados. Es conveniente tener presente que una distancia demasiado corta, es causa de desgaste prematuro de la cadena, con el inconveniente además, de reducir la cantidad de dientes engranados, particularmente cuando la relación del mando es elevada.

Las distancias excesivas tampoco son convenientes, por la flexión y el peso de la cadena.

Dentro de una amplia escala, está determinada como distancia mínima entre ejes, la equivalencia de: Una vez el diámetro de la rueda grande más la mitad del diámetro del piñón.

### LARGO DE LA CADENA

La fórmula para hallar el largo de la cadena (expresado en pasos), conociéndose la distancia entre ejes en pasos y la cantidad de dientes de la rueda y piñón, es la siguiente:

$$L = 2C + \frac{N+n}{2} + \frac{(N-n)^2}{4C}$$

Donde:

- L = Longitud de la cadena expresada en pasos.
- C = Distancia entre ejes expresado en pasos.
- N = Número de dientes de la rueda.
- n = Número de dientes del piñón.

Una vez obtenido el resultado en pasos, se multiplica por el paso de la cadena en mm. y se logra así la longitud de la cadena en mm.

TABLA DE FACTORES DE SERVICIO

Condiciones de Trabajo	Motor Eléctrico		Motor Diesel	
	8-10 hs.	24 hs.	8-10 hs.	24 hs.
Uniforme .....	1	1,25	1,25	1,50
Semi pesado .....	1,25	1,50	1,50	1,75
Pesado .....	1,50	1,75	1,75	2

**CADENAS DE RODILLOS  
SELECCION**

Potencia (en HP) transmisible por las cadenas de simple hilera, en función de la cantidad de dientes del piñón y de la velocidad (en r.p.m.) a que trabaja el mismo.

**TABLA DE POTENCIAS**

R. P. M. del PIRON	Paso 3/8"					Paso 1/2" x 5/16"					Paso 5/8"				
	DIENTES					DIENTES					DIENTES				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
50	0.14	0.15	0.17	0.19	0.20	0.30	0.40	0.45	0.50	0.55	0.55	0.60	0.66	0.73	0.80
150	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	1	1.10	1.20	1.30	1.45	1.40	1.60	1.80	2	2.20
250	0.60	0.65	0.75	0.85	0.90	1.45	1.65	1.85	2.05	2.25	2.20	2.50	2.80	3.10	3.40
400	0.90	1	1.10	1.25	1.35	2.30	2.45	2.70	3	3.30	3.20	3.60	4.10	4.50	4.90
600	1.30	1.40	1.55	1.75	1.90	3	3.30	3.70	4.10	4.50	4.30	4.80	5.40	5.90	6.50
950	1.85	1.90	2.15	2.40	2.60	4	4.45	4.95	5.50	6	5.40	6.20	7	7.70	8.40
1500	2.25	2.50	2.80	3.10	3.40	4.80	5.40	6	6.70	7.30	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2000	2.50	2.80	3.15	3.50	3.80	5	5.50	6.20	7	7.50	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2500	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50	—	—	—	—	—
3000	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50	—	—	—	—	—
3500	2.70	3	3.30	3.70	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Veloc. Máxima 3900 RPM.

Veloc. Máxima 3000 RPM.

Veloc. Máxima 2000 RPM.

R. P. M. del PIRON	Paso 3/4"					Paso 1"					Paso 1 1/4"				
	DIENTES					DIENTES					DIENTES				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
50	0.90	1	1.10	1.25	1.35	2.40	2.85	3.05	3.40	3.70	4.10	4.75	5.30	5.90	6.45
100	1.60	1.85	2.10	2.30	2.50	4.50	5.10	5.70	6.30	6.85	7.70	8.70	9.80	10.80	11.80
200	3	3.30	3.70	4.15	4.50	8	9	10	11	12.10	13	15	16.80	18.60	20.40
400	4.90	5.60	6.30	6.90	7.60	13	14.80	16.50	18.30	20	20.60	23.50	26.20	29	31.60
600	6.50	7.40	8.30	9.10	10	15.80	18	20.30	22.40	24.50	23.40	26.50	29.70	33	36
950	7.70	8.70	9.70	10.80	11.80	17	20	23	25	27	—	—	—	—	—
1500	8	9	10	11	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1700	8	9	10	11	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Veloc. Máxima 1700 RPM.

Veloc. Máxima 1250 RPM.

Veloc. Máxima 850 RPM.

R. P. M. del PIRON	Paso 1 1/2"					Paso 1 3/4"					Paso 2"				
	DIENTES					DIENTES					DIENTES				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
30	4.50	5	6	7	7.50	5.80	6	7.50	8.50	10	9.50	11	12.40	13.70	15
75	11	12.70	14	15.50	17	16	17.80	20	22	24	20	23.30	26	29	31.50
175	22	24	26	29	32	26	31	35	38	42	40	45	50	55	60
250	25	29	33	36	39	33	38	44	48	52	46	53	59	66	72
400	32	37	41	45	49	43	47	51	58	63	57	65	72	79	86
550	36	40	45	49	53	46	53	58	64	70	—	—	—	—	—
700	38	42	47	51	55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Veloc. Máxima 700 RPM.

Veloc. Máxima 550 RPM

Veloc. Máxima 450 RPM.

R. P. M. del PIRON	Paso 2 1/2"				
	DIENTES				
	15	17	19	21	23
30	20	23	25.50	28.50	31
70	43	46	51	57	62
140	68	74	83	91	100
200	73	81	91	100	110
260	82	90	100	110	120
300	82	90	100	110	120
350	82	90	100	110	120

Veloc. Máxima 350 RPM.

- La potencia transmisible por las cadenas de dos o más hileras, es dos o más veces mayor que la de simple hilera.
- En las tablas precedentes figuran valores de potencias para piñones de 15, 17, 19, 21 ó 23 dientes. En caso de ser otra la cantidad de dientes, considerar la potencia del piñón inmediato inferior.
- Para velocidades extremadamente bajas elegir la cadena por su resistencia a la rotura sin tener en cuenta la potencia. La carga de rotura debe ser como mínimo el doble de la carga de trabajo.

**EJEMPLO DE CALCULO**

Calcular un mando a cadena con los siguientes datos:

Velocidad eje motriz: 1500 RPM.

Velocidad de la máquina accionada: 375 RPM.

Motor eléctrico de 5 HP trabajando 24 hs. diarias con servicio semi-pesado.

distancia entre ejes = 450 mm.

1\*) Relación =  $\frac{1500}{375} = 4$

2\*) Potencia corregida = 5 HP x 1.50 (Factor de servicio) = 7.5 HP.

3\*) Cadena 5/8 x 3/8 (15.87 x 9.7) simple hilera con piñón de 19 dientes.

4\*) Rueda: 19 dientes x 4 (Relación de transmisión) = 76 dientes.

5\*) Para una cadena paso 15.88 mm. (5/8")

calcular su longitud, siendo:

C=Distancia entre ejes expresado en pasos

C= 28,34 pasos

L=Longitud de la cadena expresada en pasos

$$L = 2 \times 28,34 + \frac{76 + 19}{2} + \frac{\left(\frac{76 - 19}{2 \times 3,14}\right)^2}{28,34}$$

L = 56.68 + 47.50 + 2.90 = 107.08 pasos

L = 107.08 x 15.88 = 1.700.43 mm





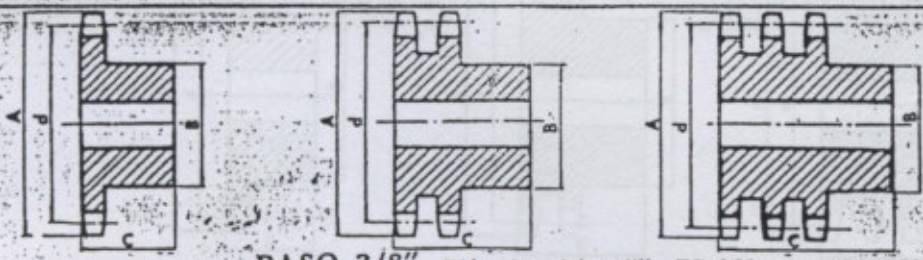
# ACRON

S.R.L.

PIEDRAS 540 CAP. FED.  
TEL. 30-4286

## RUEDAS PARA CADENAS

(15)



Pinones:  
Acero SAE 1020 Forjado  
Ruedas:  
Fundición de Hierro Gris

PASO 3/8" Diámetro del rodillo BS 6,35 mm. ASA 5,08 mm.

Nº Dientes	Simple hilera			Doble hilera			Triple hilera		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
10	35	20	22	35	20	30	35	20	42
11	38	23	22	38	23	30	38	23	42
12	41	26	22	41	26	30	41	26	42
13	44	29	25	44	29	30	44	29	42
14	47	32	25	47	32	30	47	32	42
15	50	35	25	50	35	30	50	35	42
16	53	38	25	53	38	30	53	38	42
17	56	41	25	56	41	30	56	41	42
18	59	44	25	59	44	30	59	44	42
19	62	47	25	62	47	30	62	47	42
20	65	50	25	65	50	30	65	50	42
21	68	53	25	68	53	30	68	53	42
22	71	56	25	71	56	30	71	56	42
23	74	59	25	74	59	30	74	59	42
24	77	62	25	77	62	30	77	62	42
25	80	65	25	80	65	30	80	65	42
26	83	68	25	83	68	30	83	68	42
27	86	70	25	86	70	30	86	70	42
28	89	70	25	89	70	30	89	70	42
29	92	70	25	92	70	30	92	70	42
30	95	75	25	95	75	30	95	75	42
35	110	60	30	110	65	35	—	—	—
38	119	65	33	119	70	35	119	75	55
40	125	65	33	125	70	40	—	—	—
45	140	68	40	140	75	40	140	75	55
50	156	68	40	—	—	—	—	—	—
57	177	72	40	177	85	40	177	80	55
60	186	72	40	186	72	40	—	—	—
76	234	72	40	234	90	42	234	90	58
95	292	90	42	292	90	42	292	100	60
114	350	90	42	350	100	50	350	100	65
150	460	95	52	460	102	52	460	115	65

P I N O N E S

R U E D A S

PASO 1/2" Diámetro del rodillo BS 8,5 mm. ASA 7,925 mm.

10	46	26	27	46	26	38	46	26	52
11	50	30	27	50	30	38	50	30	52
12	54	34	27	54	34	38	54	34	52
13	58	38	27	58	38	38	58	38	52
14	62	42	27	62	42	38	62	42	52
15	66	46	27	66	46	38	66	46	52
16	70	50	27	70	50	38	70	50	52
17	74	54	27	74	54	38	74	54	52
18	78	58	27	78	58	38	78	58	52
19	83	62	27	83	62	38	83	62	52
20	86	65	27	86	66	38	86	66	52
21	90	65	27	90	70	38	90	70	52
22	94	65	27	94	74	38	94	74	52
23	99	65	27	99	78	38	99	78	52
24	103	65	27	103	82	38	103	82	52
25	106	65	27	106	86	38	106	86	52
26	110	65	30	110	90	38	110	90	52
27	115	70	30	115	94	38	115	94	52
28	119	70	30	119	98	38	119	98	52
29	123	70	30	123	100	38	123	100	62
30	127	70	30	127	105	38	127	105	52
30	127	70	40	—	—	—	—	—	—
35	147	76	40	147	80	45	—	—	—
38	159	83	40	159	87	45	159	90	60
40	167	83	40	167	87	45	—	—	—
45	187	85	40	187	90	45	187	90	60
50	208	89	40	—	—	—	—	—	—
57	236	89	40	236	90	45	236	100	60
60	248	89	40	248	95	50	248	100	62
76	312	90	40	312	100	52	312	100	62
95	389	92	54	389	102	60	389	110	62
114	466	95	54	466	104	60	466	115	75
150	612	95	54	612	120	80	—	—	—

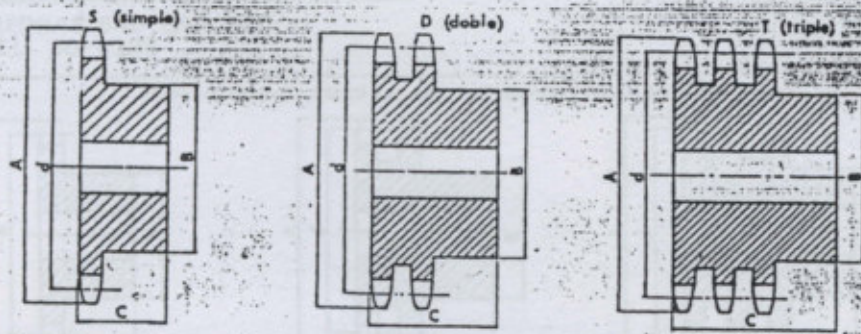
P I N O N E S

R U E D A S

# RUEDAS PARA CADENAS

Piñones: Acero SAE 1020 Forjado

Ruedas: Fundición de Hierro Gris



PASO 5/8" Diámetro del rodillo BS 10,16 mm. ASA 10,16 mm.

RUEDAS — P I Ñ O N E S

Nº Dientes	Simple hilera			Doble hilera			Triple hilera		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
10	59	36	30	59	36	42	59	35	60
11	64	40	30	64	40	42	64	40	60
12	69	45	30	69	45	42	69	45	60
13	74	50	30	74	50	42	74	50	60
14	79	55	30	79	55	42	79	55	60
15	84	60	30	84	60	42	84	60	60
18	89	65	30	89	65	42	89	65	60
17	94	70	30	94	70	42	94	70	60
18	99	70	30	99	75	42	99	75	60
19	104	70	30	104	80	42	104	80	60
20	109	70	30	109	85	42	109	85	60
21	114	70	30	114	90	42	114	90	60
22	119	70	30	119	95	42	119	95	60
23	124	70	32	124	100	42	124	100	60
24	129	70	32	129	105	42	129	105	60
25	134	75	32	134	110	42	134	110	60
26	139	75	32	139	115	42	139	115	60
27	144	75	32	144	120	42	144	120	60
28	149	80	32	149	125	42	149	125	60
29	154	80	32	154	130	42	154	130	60
30	160	80	32	160	135	42	160	135	60
30	160	83	40	—	—	—	—	—	—
35	185	85	40	185	83	50	—	—	—
38	200	90	40	200	92	50	200	92	70
40	210	90	45	210	95	50	—	—	—
45	235	90	45	235	100	50	235	100	70
50	260	95	45	—	—	—	—	—	—
57	296	100	45	296	105	50	296	105	70
60	311	100	55	311	105	50	—	—	—
76	392	100	55	392	110	70	392	110	80
95	488	100	55	488	110	70	488	110	80
114	584	115	62	584	120	75	584	120	85

PASO 3/4" Diámetro del rodillo BS 12,07 mm. ASA 11,91 mm.

RUEDAS — P I Ñ O N E S

10	71	44	36	71	44	48	71	44	68
11	77	48	36	77	50	48	77	48	68
12	83	54	36	83	54	48	83	54	68
13	89	59	36	89	59	48	89	59	68
14	95	65	36	95	65	48	95	65	68
15	101	71	36	101	71	48	101	71	68
16	107	77	36	107	77	48	107	77	68
17	113	80	36	113	84	48	113	84	68
18	119	80	36	119	90	48	119	90	68
19	125	80	36	125	95	48	125	95	68
20	131	80	36	131	101	48	131	101	68
21	137	80	36	137	107	48	137	107	68
22	143	80	36	143	113	48	143	113	68
23	149	80	36	149	119	48	149	119	68
24	155	80	36	155	125	48	155	125	68
25	162	90	36	162	130	48	162	130	68
26	167	90	38	167	135	48	167	135	68
27	173	90	38	173	140	48	173	140	68
28	180	95	38	180	145	48	180	145	68
29	186	95	38	186	150	48	186	150	68
30	192	95	38	192	155	48	192	155	68
30	192	90	50	—	—	—	—	—	—
35	222	90	50	222	100	60	—	—	—
38	240	100	55	240	100	60	240	120	80
40	252	100	55	252	100	60	—	—	—
45	282	100	60	282	100	70	282	120	80
50	313	100	60	—	—	—	—	—	—
57	355	100	60	355	110	70	355	125	80
60	373	100	60	373	110	70	—	—	—
76	472	100	60	472	115	75	472	150	90
95	585	120	70	585	120	75	585	150	100
114	701	120	80	701	145	80	701	150	100



**A. C. S. S. R.L.**

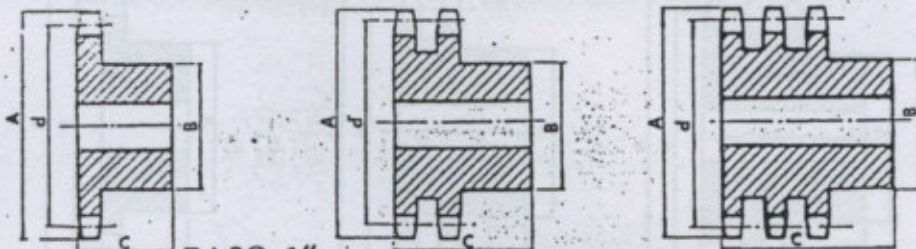
S.R.L.

PIEDRAS 540 CAP FED.  
TEL. 30-4286

**RUEDAS PARA CADENAS**

(17)

Piñones: Acero SAE 1020 Forjado Ruedas: Fundición de Hierro Gris



**PASO 1"** Diámetro del rodillo BS 15,87 mm. ASA 15,87 mm.

Nº Dientes	Simple hilera			Doble hilera			Triple hilera		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
10	95	58	45	95	58	68	95	58	100
11	101	65	45	101	65	68	101	65	100
12	111	74	45	111	74	68	111	74	100
13	119	81	45	119	81	68	119	81	100
14	127	90	45	127	90	68	127	90	100
15	135	90	45	135	97	68	135	97	100
16	143	90	45	143	105	68	143	105	100
17	151	90	45	151	112	68	151	113	100
18	159	95	45	159	120	68	159	120	100
19	167	95	45	167	128	68	167	128	100
20	175	95	45	175	137	68	175	137	100
21	183	100	45	183	145	68	183	145	100
22	192	100	45	192	150	68	192	150	100
23	199	110	45	199	155	68	199	155	100
24	208	110	45	208	165	68	208	165	100
25	216	115	45	216	170	68	216	170	100
26	224	115	45	224	175	68	224	175	100
27	232	115	45	232	185	68	232	185	100
28	240	115	45	240	195	68	240	195	100
29	248	115	45	248	200	68	248	200	100
30	256	115	45	256	205	68	256	205	100
30	256	105	60	—	—	—	—	—	—
35	296	110	60	296	130	70	—	—	—
38	321	115	60	321	140	75	321	160	105
40	337	115	60	337	140	80	—	—	—
45	377	115	68	377	140	85	377	160	115
50	418	130	68	—	—	—	—	—	—
57	474	140	68	474	150	85	474	175	115
60	498	140	68	498	160	100	—	—	—
76	628	145	80	628	160	100	628	175	115
95	781	165	95	781	180	110	781	180	120
114	935	170	100	935	180	125	935	195	130

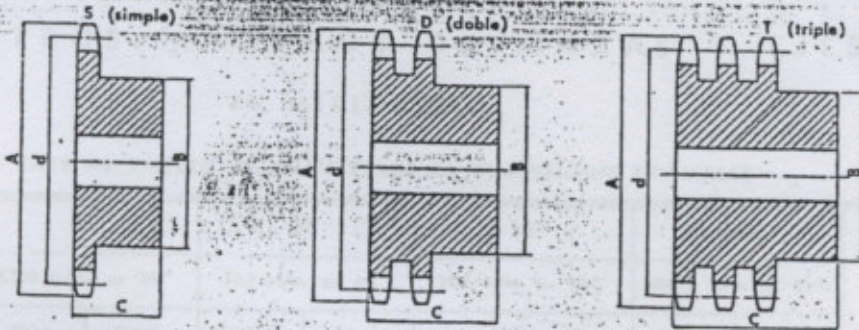
**PASO 1 1/4"** Diámetro del rodillo BS 19,05 mm. ASA 19,05 mm.

10	117	66	50	117	66	76	117	66	120
11	127	77	50	127	77	76	127	77	120
12	138	87	50	138	87	76	138	87	120
13	148	97	50	148	97	76	148	97	120
14	158	108	50	158	108	76	158	108	120
15	168	118	50	168	118	76	168	118	120
16	179	125	50	179	125	76	179	125	120
17	189	135	50	189	135	76	189	135	120
18	199	145	50	199	145	78	199	145	120
19	209	145	50	209	165	78	209	155	120
20	219	125	55	219	185	78	219	165	120
21	230	125	55	230	175	78	230	175	120
22	240	125	55	240	185	78	240	185	120
23	250	125	55	250	195	78	250	195	120
24	260	125	55	260	205	76	260	205	120
25	271	125	55	271	215	76	271	215	120
26	281	125	55	281	225	78	281	225	120
27	291	125	55	291	235	76	291	235	120
28	301	130	55	301	245	76	301	245	120
29	311	130	60	311	255	76	311	255	120
30	321	130	60	321	260	76	321	260	120
35	372	130	75	372	140	100	372	150	135
38	402	130	75	402	140	100	402	150	135
40	423	130	75	423	140	100	423	150	135
45	473	145	90	473	145	100	473	150	135
50	524	145	90	524	150	105	524	155	135
57	594	145	95	594	155	105	594	160	140
60	625	145	95	625	155	115	625	160	140
76	787	165	95	787	165	115	787	170	140
95	979	170	100	979	170	125	979	175	150

# RUEDAS PARA CADENAS

Piñones: Acero SAE 1020 Forjado Ruedas: Fundición de Hierro Gris

18



PASO 1 1/2" Diámetro del rodillo BS 25,4 mm. ASA 22,22 mm.

Nº Dientes	Simple hilera			Doble hilera			Triple hilera		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
10	140	80	60	140	80	100	140	80	140
11	153	92	60	153	92	100	153	92	140
12	166	105	60	165	105	100	165	105	140
13	177	117	60	177	117	100	177	117	140
14	190	130	60	190	130	100	190	130	140
15	202	142	60	202	142	100	202	142	140
16	214	155	60	214	155	100	214	155	140
17	227	165	60	227	165	100	227	165	140
18	239	175	60	239	175	100	239	175	140
19	251	186	60	251	186	100	251	186	140
20	263	195	60	263	195	100	263	195	140
21	276	206	65	276	210	100	276	210	140
22	288	217	65	288	220	100	288	220	140
23	300	228	65	300	230	100	300	230	140
24	312	239	65	312	240	100	312	240	140
25	324	250	65	324	250	100	324	250	140
26	337	261	65	337	260	110	337	260	140
27	349	272	65	349	270	110	349	270	140
28	361	283	65	361	280	110	361	280	140
29	373	294	65	373	290	110	373	290	140
30	385	305	65	385	300	110	385	300	140
35	446	366	100	446	360	120	446	360	140
38	483	403	110	483	400	120	483	400	140
40	507	430	110	507	430	130	507	430	140
45	568	491	110	568	490	130	568	490	140
50	628	552	110	628	550	140	628	550	140
57	713	637	110	713	630	140	713	630	140
60	750	675	110	750	670	140	750	670	140
76	944	870	140	944	870	150	944	870	150
95	1175	1100	140	1175	1100	150	1175	1100	150

PASO 1 3/4" Diámetro del rodillo BS 27,94 mm. ASA 25,4 mm.

10	163	97	60	163	97	100	163	97	150
11	178	112	60	178	112	100	178	112	150
12	193	127	60	193	127	100	193	127	150
13	207	140	60	207	140	100	207	140	150
14	221	155	60	221	155	100	221	155	150
15	236	170	60	236	170	100	236	170	150
16	250	185	60	250	185	100	250	185	150
17	264	195	60	264	195	100	264	195	150
18	279	210	60	279	210	100	279	210	150
19	293	220	70	293	220	100	293	220	150
20	307	230	70	307	230	100	307	230	150
21	322	240	70	322	240	100	322	240	150
22	336	250	70	336	250	100	336	250	150
23	350	260	70	350	260	100	350	260	150
24	364	270	75	364	270	100	364	270	150
25	379	280	75	379	280	100	379	280	150
26	393	290	75	393	290	100	393	290	150
27	407	300	75	407	300	100	407	300	150
28	421	310	75	421	310	100	421	310	150
29	435	320	75	435	320	100	435	320	150
30	450	330	75	450	330	100	450	330	150
35	521	391	100	521	390	130	521	390	150
38	563	428	110	563	430	130	563	430	150
40	592	460	110	592	470	130	592	470	150
45	662	521	110	662	520	130	662	520	150
50	733	582	110	733	585	130	733	585	150
57	832	675	110	832	675	140	832	675	150
60	875	715	120	875	715	140	875	715	160
76	1101	1000	140	1101	1000	150	1101	1000	160
95	1370	1250	140	1370	1250	150	1370	1250	170

RUEDAS — P I Ñ O N E S

# DIAMETROS MAXIMOS DE MAZAS Y EJES

EN MILIMETROS

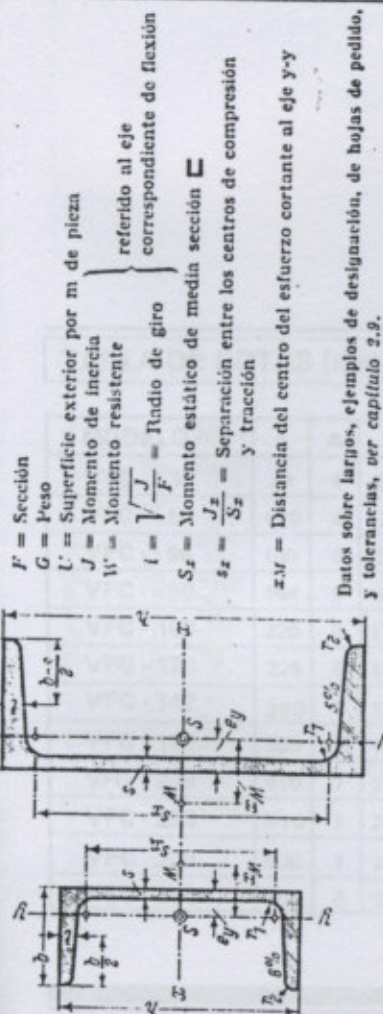
EN BASE AL EMPLEO DE CHAYETEROS DE DIMENSIONES NORMALES

CADENA Nº	89		82		65		66		449		433	
PASO	6.35 m/m. = 1/4"		9.525 m/m. = 3/8"		12.7 m/m. = 1/2"		12.7 m/m. = 1/2"		15.875 m/m. = 5/8"		19.05 m/m. = 3/4"	
Dientes	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje
6	.....	.....	6.35	.....	10.72	.....	9.13	.....	11.11	.....	14.29	9.52
7	.....	.....	9.52	.....	15.08	10.32	13.49	7.94	16.27	11.11	21.03	14.29
8	9.83	3.97	12.70	7.94	19.45	13.49	17.86	11.91	21.83	14.29	27.38	19.05
9	11.81	5.56	15.87	11.11	23.81	15.08	21.83	14.29	26.99	18.76	33.73	22.22
10	13.79	6.35	19.05	13.49	27.78	19.05	25.80	17.46	32.10	22.12	40.08	28.57
11	15.77	9.52	22.22	14.29	32.35	22.22	30.15	21.43	37.78	25.40	46.04	31.75
12	17.78	10.32	25.40	17.46	36.12	24.61	34.53	22.22	42.84	30.16	52.38	34.92
13	19.79	12.70	28.57	19.84	40.48	28.57	38.50	26.99	48.02	31.75	58.74	41.27
14	21.79	14.25	31.35	22.23	44.45	31.75	42.86	30.16	53.18	34.51	64.99	44.45
15	23.80	15.08	34.53	22.23	48.42	31.75	46.83	31.75	57.94	41.27	71.04	47.62
16	25.81	15.87	37.70	25.40	52.38	34.92	50.80	34.92	62.30	44.45	76.99	50.97
17	27.81	18.26	40.89	28.57	56.35	37.69	54.77	38.10	67.26	46.04	83.34	57.25
18	29.82	19.84	43.86	30.16	60.32	42.86	58.74	41.27	72.42	50.80	89.30	60.32
19	31.83	22.22	46.83	31.75	64.29	44.45	62.70	44.45	78.58	55.56	95.65	66.67
20	33.83	22.22	50.01	34.92	69.06	46.04	67.47	44.45	83.74	57.19	101.60	69.85
21	35.86	22.22	53.18	36.51	73.03	50.80	71.44	49.21	88.90	60.32	107.55	73.02
22	37.87	25.40	55.96	38.10	76.99	53.97	75.41	52.39	94.06	63.01	113.90	76.97
23	39.88	26.99	59.13	41.27	81.36	57.15	79.37	57.15	98.82	66.65	119.86	82.55
24	41.88	28.57	62.31	44.45	85.33	57.15	83.74	57.15	103.98	69.85	125.81	87.31
25	43.92	31.75	65.09	44.45	89.30	60.32	87.71	58.74	109.14	74.61	132.16	92.07

CADENA Nº	434		470		472		474		478		480	
PASO	25.4 m/m. = 1"		31.75 m/m. = 1 1/4"		38.1 m/m. = 1 1/2"		44.45 m/m. = 1 3/4"		50.8 m/m. = 2"		63.5 m/m. = 2 1/2"	
Dientes	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje	Maza	Alesaje
6	19.45	13.49	25.00	15.87	30.16	21.43	33.73	22.22	38.10	26.99	50.80	34.92
7	24.18	19.84	35.72	24.61	43.26	30.16	49.21	31.75	55.96	38.10	72.63	49.21
8	36.91	25.40	46.43	31.75	55.96	38.10	63.90	44.45	75.02	50.80	94.06	65.09
9	45.24	31.75	57.15	39.69	68.66	46.04	78.98	55.56	89.69	61.91	115.09	80.94
10	53.97	36.51	67.47	44.45	81.36	57.15	92.66	65.09	106.76	73.02	136.13	95.25
11	61.91	44.45	78.18	55.56	94.06	65.09	107.55	74.61	123.43	84.14	157.16	112.71
12	70.25	47.62	88.50	60.32	106.36	73.02	122.63	84.14	139.70	95.25	177.80	130.11
13	78.58	55.56	98.82	69.85	118.67	82.55	135.91	95.25	156.37	111.12	198.44	153.99
14	86.92	58.74	109.14	74.61	130.97	92.07	151.61	106.36	173.03	133.35	219.07	165.10
15	95.25	66.67	119.46	82.55	143.27	98.42	165.81	127.00	189.31	144.44	239.71	177.80
16	103.59	69.85	129.38	88.90	155.57	115.89	180.18	139.70	205.56	160.34	259.95	192.09
17	111.52	77.79	139.70	95.25	167.88	128.59	194.47	149.22	222.25	177.80	280.59	212.72
18	121.05	82.55	150.02	104.77	180.18	139.70	208.74	163.51	238.52	197.80	300.83	227.01
19	127.79	88.90	160.34	120.63	192.48	147.64	223.04	177.80	254.79	209.50	321.47	242.89
20	136.13	95.25	170.26	130.17	204.79	160.34	237.33	197.80	271.07	203.20	341.71	263.52
21	144.07	98.42	180.58	139.70	217.09	171.45	251.62	209.50	287.34	220.64	361.95	277.81
22	152.40	107.95	190.90	146.05	228.99	177.80	265.91	204.79	303.61	236.54	382.59	293.69
23	160.34	120.65	200.82	155.57	241.30	179.39	280.19	219.07	319.88	241.30	402.83	312.74
24	168.67	128.59	211.14	165.10	253.60	192.09	294.48	228.60	336.15	257.17	423.07	328.61
25	176.61	136.52	221.06	165.10	265.91	204.79	308.77	236.54	352.42	258.76	443.31	333.79

## CHAYETEROS NORMALES

EJE		CHAYETERO		EJE		CHAYETERO		EJE		CHAYETERO	
Diámetros en milímetros		Dimensiones en milímetros		Diámetros en milímetros		Dimensiones en milímetros		Diámetros en milímetros		Dimensiones en milímetros	
Desde	Hasta	Ancho	Alto	Desde	Hasta	Ancho	Alto	Desde	Hasta	Ancho	Alto
12.70	14.29	3.17	1.59	58.74	69.85	15.87	7.94	141.29	165.10	38.10	12.70
15.87	22.22	4.76	2.38	71.44	82.55	19.05	9.52	166.69	190.50	44.45	15.87
23.81	31.75	6.35	3.17	84.14	95.25	22.22	11.11	192.09	227.01	50.80	19.05
33.34	44.45	9.52	4.76	96.84	114.30	25.40	12.70	228.60	277.81	63.50	22.22
46.04	57.15	12.70	6.35	115.89	139.70	31.75	12.70				



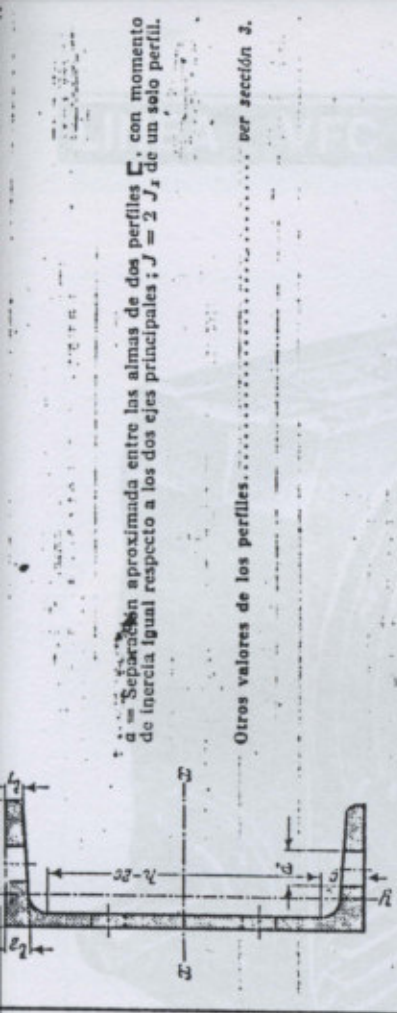
Para  $\square \leq 300$  Para  $\square > 300$

Datos sobre largos, ejemplos de designación, de hojas de pedido, y tolerancias, ver capítulo 2.9.

Materiales: Prefereentemente clases de acero según DIN 17 100

Designación	Dimensiones en mm				F	G	U	Para el eje de flexión				Distancia del eje y-y						
	h	b	s	r				J <sub>x</sub>	W <sub>x</sub>	i <sub>x</sub>	J <sub>y</sub>		W <sub>y</sub>	i <sub>y</sub>	S <sub>x</sub>	s <sub>x</sub>		
30 x 15	30	15	4	4,5	2	1,74	0,103	2,53	1,69	1,07	0,38	0,39	0,42	—	—	0,52	0,74	
30	30	33	5	7	3,5	5,44	4,27	0,174	6,30	4,26	1,08	5,33	2,68	0,92	—	1,31	2,32	
40 x 20	40	20	5	5,5*	2,5	2,66	0,142	7,55	3,79	1,44	1,14	0,86	0,56	—	—	0,67	1,01	
40	40	25	5	7	3,5	6,21	4,87	0,199	14,1	7,05	1,50	6,68	3,08	1,04	—	1,33	2,32	
50 x 25	50	25	5	6	3	4,92	3,86	0,131	16,3	6,73	1,85	2,49	1,48	0,71	—	0,81	1,34	
50	50	30	5	7	3,5	7,12	5,20	0,222	26,4	10,6	1,92	9,12	3,75	1,12	—	1,37	2,47	
60	60	30	6	6	3	6,16	5,07	0,215	31,5	10,5	2,21	4,51	2,16	0,84	—	0,91	1,50	
65	65	42	5,5	7,5	4	9,03	7,09	0,273	57,5	17,7	2,52	14,1	5,07	1,25	—	1,42	2,60	
80	80	45	6	8	4	11,0	8,64	0,312	106	20,5	3,10	19,4	6,36	1,32	15,9	6,65	1,45	2,67
100	100	50	6	8,5	4,5	13,5	10,5	0,372	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	24,5	8,42	1,55	2,93
120	120	55	7	9	4,5	17,0	13,4	0,424	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,50	36,3	10,0	1,60	3,03
140	140	60	7	10	5	20,4	16,0	0,489	603	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	51,4	11,8	1,75	3,37
160	160	65	7,5	10,5	5,5	24,0	18,5	0,546	925	116	6,21	85,3	18,3	1,88	68,8	13,3	1,84	3,56
180	180	70	8	11	5,5	28,0	22,0	0,611	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	89,6	15,1	1,92	3,75
200	200	75	8,5	11,5	6	32,2	25,3	0,661	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	114	16,8	2,01	3,94
220	220	80	9	12,5	6,5	37,4	29,4	0,718	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	146	18,5	2,14	4,20
240	240	85	9,5	13	6,5	42,3	33,2	0,775	3600	300	9,22	248	39,6	2,42	179	20,1	2,23	4,39
260	260	90	10	14	7	48,3	37,9	0,834	4830	371	9,99	317	47,7	2,56	221	21,9	2,36	4,66
280	280	95	10	15	7,5	53,3	41,8	0,890	6280	448	10,9	399	57,2	2,74	266	23,5	2,53	5,02
300	300	100	10	16	8	59,8	46,2	0,950	8030	535	11,7	495	67,8	2,90	316	25,4	2,70	5,41
320	320	100	14	17,5	8,75	75,8	59,5	0,982	10870	679	12,1	597	80,6	2,81	413	26,3	2,60	4,82
350	350	100	14	16	8	77,3	60,6	1,047	12840	734	12,9	570	75,0	2,72	459	28,6	2,40	4,45
380	380	102	13,5	16	8	80,4	63,1	1,110	15760	829	14,0	615	78,7	2,77	507	31,1	2,38	4,68
400	400	110	14	18	9	91,5	71,5	1,182	20350	1020	14,9	846	102	3,04	618	32,9	2,65	5,11

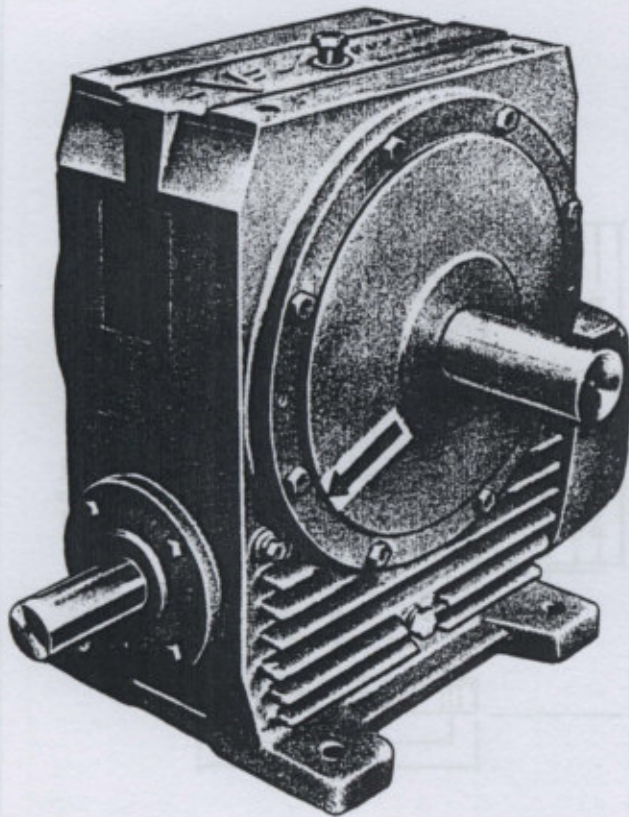
\*) Otros perfiles  $\square$ : para la construcción de vagones, ver 2.2.3.2.; Perfiles en frío, ver 2.3.2.  
 \*)  $t = r$ , con excepción del perfil  $\square 40 \times 20$ . En este caso  $t = 3,5$  mm,  $r_1 = 5$  mm.



Otros valores de los perfiles..... ver sección 2.

Abreviatura	Agujeros en las alas 1) DIN 997 1)		Espesor	Sección	Datos para la disposición con ejes e <sub>1</sub> y e <sub>2</sub> a una distancia h de la tura h de la $\square$		Grado de eficiencia $\eta = \frac{W_x}{G}$	Tablas de dimensionamiento de resistencia
	w <sub>1</sub> mm	s <sub>1</sub> mm			a <sub>1</sub> mm	J <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>		
30 x 15	10	6,4	3,9	5,1	—	—	0,971	a = Separación aproximada entre las almas de los perfiles $\square$ , con momento de inercia igual respecto a los dos ejes principales; $J = 2 J_x$ de un solo perfil.
30	18	8,4	5,08	8,32	—	—	0,998	
40 x 20	11	6,4	4,7	6,3	—	—	1,42	
40	18	11	17	8,4	—	—	1,45	
50 x 25	16	8,4	5	7	—	—	1,74	
50	20	11	18	8,52	—	—	1,90	
60	18	8,4	12	4,8	—	—	2,07	
65	25	11	35	33	—	—	2,50	
80	25	13	46	6,20	9,80	—	3,07	
100	30	13	64	6,50	10,5	—	3,89	
120	30	17	82	6,80	11,2	90	4,55	
140	35	17	98	7,00	12,4	100	4,97	
160	35	21	115	7,90	13,1	120	5,40	
180	40	21	133	8,20	13,8	140	5,82	
200	40	23	151	8,50	14,3	160	6,24	
220	45	23	167	9,30	15,7	180	6,66	
240	45	25	184	9,60	16,4	200	7,08	
260	50	25	200	10,4	17,6	220	7,50	
280	50	25	216	11,2	18,8	240	7,92	
300	55	25	232	12,0	20,0	250	8,34	
320	55	25	246	13,85	20,35	280	8,76	
350	55	25	262	15,65	20,65	300	9,18	
380	60	25	313	17,45	20,95	340	9,60	
400	60	25	324	19,25	21,25	350	10,02	

\*) Otros datos complementarios, ver cap. 7.3.2.4.  
 1) s<sub>1</sub> d = Medida máxima. Para roblones y tornillos de menor diámetro pueden tomarse las mismas medidas de trazado. Roblones, tornillos y arandelas, ver sección 6.  
 \*) Sección  $\square$  - distancia entre los centros e: 60 mm para  $\square < 200$  mm, 80 mm para  $\square 200$  y  $\square 220$ , 100 mm para  $\square > 240$  mm, para hacer posible un roblonado o atornillado correcto. Hay que aumentar en lo que corresponda los valores d en cursiva.



Los reductores a Sin Fin Corona de la línea VFC han sido diseñados para obtener todas las configuraciones de montaje posibles, incluyendo las construcciones con eje de salida hueco y eje de salida vertical soportando en torreta.

Permiten cubrir toda la gama de potencias transmisibles a este tipo de reductor, con 12 modelos y 12 relaciones de transmisión (1:7,33\* - 1:10 - 1:15 - 1:20 - 1:25 - 1:30 - 1:35 - 1:40 - 1:50 - 1:60 - 1:70\* - 1:80\*).

\* Sobre pedido.

Son equipos de alta robustez y hermeticidad, aptos para los servicios industriales más severos.

A partir del modelo VFC 142 inclusive se suministran de fábrica con ventilador y protector-conductor de flujo para su refrigeración forzada, permitiéndoles así operar en ambientes de alta temperatura o muy fuertemente exigidos.

Caja, pata y brida: de hierro fundido, de grano fino, con alta robustez y montaje hermético.

Sin Fin: de acero SAE 1045 calidad "Apto Forja"

Corona: de bronce, de aleación especial, realizada bajo normas SAE.

Eje de Salida: de acero SAE 1045 calidad "Apto Forja"

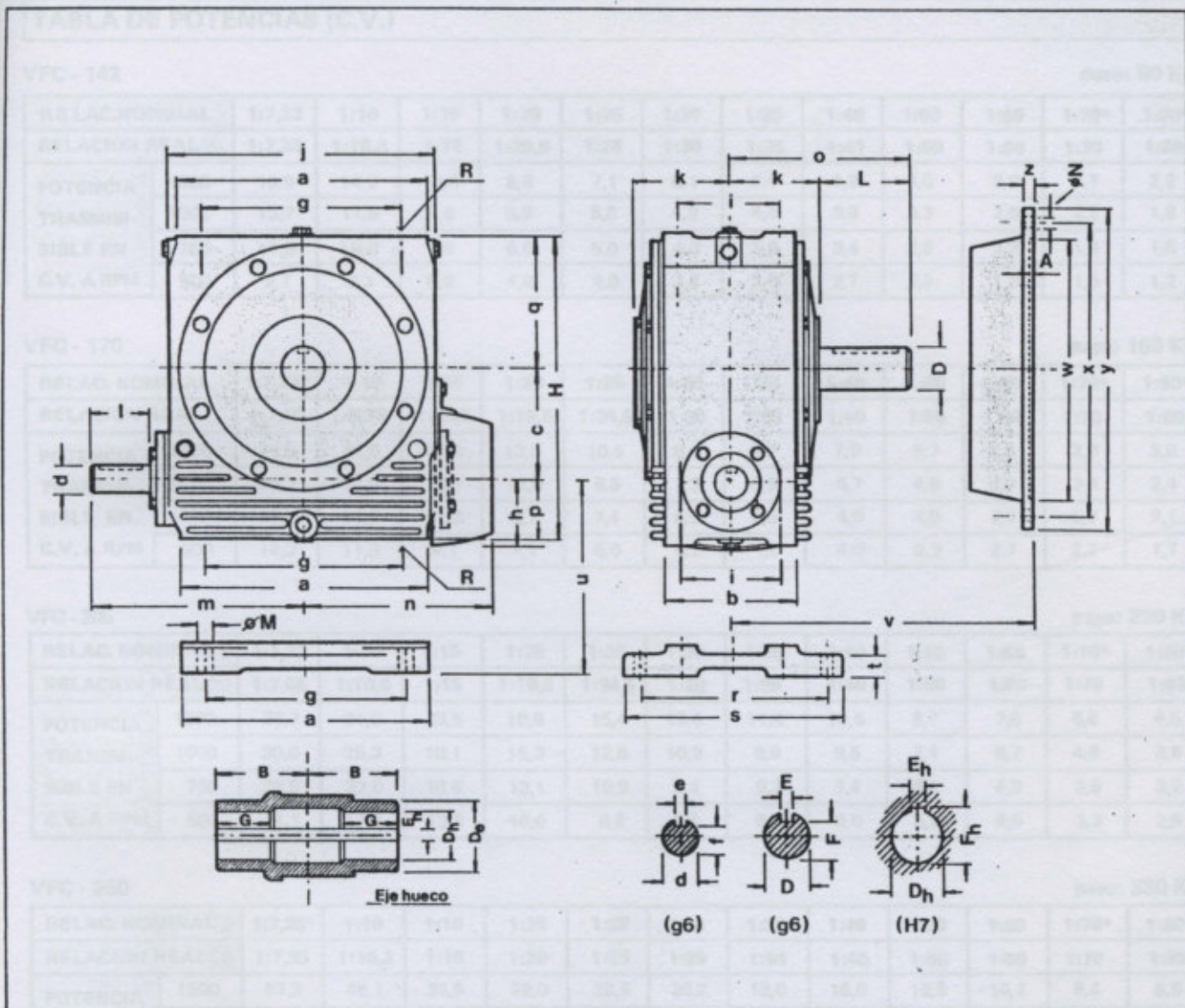
Rodamientos: de 1ra. calidad, aptos para absorber los esfuerzos generados en la transmisión y las cargas exteriores.

Lubricación: por baño y salpicado de aceite.

TABLA DE COTAS (mm.)

MODELO	a	A	b	B	c	d	D	D <sub>h</sub>	D <sub>e</sub>	e	E	E <sub>h</sub>	f	F	F <sub>h</sub>	g	G	h	H	i	j
VFC - 35	84	4	60	—	35	12	20	—	—	4	6	—	9,6	16,5	—	60	—	—	112	45	90
VFC - 50	120	4	75	—	50	17	25	—	—	5	8	—	14,1	20,9	—	90	—	—	158	55	130
VFC - 65	150	5	90	68	65	20	30	35	55	6	8	10	16,5	25,9	38,4	120	35	—	193	65	160
VFC - 80	164	5	100	78	80	25	35	40	60	8	10	12	20,9	30,3	43,2	126	40	—	228	72	180
VFC - 100	220	6	115	90	100	30	40	50	70	8	12	14	25,9	35,1	53,6	180	50	—	285	90	240
VFC - 120	225	6	135	105	120	35	50	55	80	10	14	16	30,3	44,5	58,9	210	55	—	335	105	280
VFC - 142	290	6	152	120	142	40	55	60	90	12	16	18	35,1	48,8	64,3	230	60	95	392	120	320
VFC - 170	360	7	190	145	170	45	60	70	100	14	18	20	39,5	53,2	74,7	290	70	115	480	150	395
VFC - 205	410	7	220	165	205	50	70	80	120	14	20	22	44,5	62,6	85,6	330	80	140	565	170	455
VFC - 250	510	7	240	180	250	55	80	90	130	16	22	25	48,8	71,5	95,4	430	90	155	680	190	560
VFC - 300	600	7	260	200	300	60	100	120	170	18	28	32	53,2	90,1	127,1	500	120	175	800	200	660
VFC - 360	690	8	295	225	360	70	120	140	200	20	32	36	62,6	108,9	147,9	570	140	200	925	220	760

d y D en tolerancia g6 - D<sub>h</sub> en tolerancia H7



**TABLA DE COTAS (mm)**

MODELO	K	l	L	m	M	n	N	o	p	q	r	R	s	t	T	u	v	w	x	y	z
VFC - 35	43	26	37	80	7	—	9 <sup>x</sup>	80	30	47	90	1/4	110	10	—	44	65	110	128	145	8
VFC - 50	56	34	49	110	8,5	—	11 <sup>x</sup>	105	40	68	115	5/16	135	13	—	57	85	135	165	185	9
VFC - 65	65	42	60	135	10	—	11 <sup>x</sup>	125	45	83	135	3/8	160	14	330	64	105	180	210	235	10
VFC - 80	74	51	71	155	12	—	14 <sup>x</sup>	145	55	93	150	7/16	180	16	370	77	120	210	240	275	12
VFC - 100	84	65	81	200	14	—	14 <sup>x</sup>	165	65	120	175	1/2	210	20	445	92	135	250	290	325	14
VFC - 120	100	78	100	235	14	—	18 <sup>x</sup>	200	75	140	200	1/2	240	23	520	105	160	300	340	375	15
VFC - 142	113	90	112	270	17	246	18 <sup>*</sup>	225	90	160	230	5/8	280	24	600	122	188	350	400	450	16
VFC - 170	137	100	123	320	21	306	18 <sup>*</sup>	260	110	200	280	3/4	340	30	725	150	220	400	450	500	19
VFC - 205	155	104	145	355	21	353	18 <sup>*</sup>	300	130	230	310	3/4	370	33	825	175	245	450	500	550	19
VFC - 250	168	119	167	425	24	410	22 <sup>*</sup>	335	145	285	350	7/8	420	36	920	193	260	600	650	700	20
VFC - 300	190	122	200	520	27	480	22 <sup>*</sup>	390	165	335	390	1	460	40	1010	217	280	750	800	850	25
VFC - 360	213	148	247	600	34	540	22 <sup>*</sup>	460	180	385	440	1 1/4	530	45	1165	240	320	850	925	1000	25

x 4 agujeros - \* 8 agujeros - R rosca BSW - T ver pág. 6



## TABLA DE POTENCIAS (C.V.)

VFC - 142

peso: 90 Kg.

RE LAC.NOMINAL	1:7,33	1:10	1:15	1:20	1:25	1:30	1:35	1:40	1:50	1:60	1:70*	1:80*	
RELACION REAL	1:7,33	1:10,3	1:15	1:20,5	1:25	1:30	1:35	1:41	1:50	1:60	1:70	1:80	
POTENCIA	1500	16,9	14,2	10,8	8,5	7,1	6,1	5,4	4,8	4,0	3,2	2,7	2,2
TRANSMI-	1000	13,7	11,5	8,8	6,9	5,8	4,9	4,4	3,9	3,3	2,6	2,2	1,8
SIBLE EN	750	11,9	10,0	7,6	6,0	5,0	4,3	3,8	3,4	2,8	2,2	1,9	1,5
C.V. A RPM	500	9,7	8,1	6,2	4,8	4,0	3,4	3,0	2,7	2,3	1,8	1,5	1,2

VFC - 170

peso: 160 Kg.

RELAC. NOMINAL	1:7,33*	1:10	1:15	1:20	1:25	1:30	1:35	1:40	1:50	1:60	1:70*	1:80*	
RELACION REAL	1:7,66	1:9,33	1:15,5	1:19,5	1:24,5	1:30	1:35	1:40	1:50	1:60	1:70	1:80	
POTENCIA	1500	25,0	21,0	16,0	12,5	10,5	9,0	8,0	7,0	5,7	4,8	3,8	3,0
TRANSMI-	1000	20,3	17,0	13,0	10,0	8,5	7,3	6,5	5,7	4,6	3,9	3,1	2,4
SIBLE EN	750	17,6	14,7	11,2	8,7	7,4	6,3	5,6	4,9	4,0	3,3	2,7	2,1
C.V. A RPM	500	14,3	11,9	9,1	7,1	6,0	5,2	4,6	4,0	3,2	2,7	2,2	1,7

VFC - 205

peso: 220 Kg.

RELAC. NOMINAL	1:7,33	1:10	1:15	1:20	1:25	1:30	1:35	1:40	1:50	1:60	1:70*	1:80*	
RELACION REAL	1:7,66	1:10,6	1:16	1:19,5	1:24,5	1:29	1:35	1:40	1:50	1:60	1:70	1:80	
POTENCIA	1500	36,7	31,0	23,5	18,6	15,4	13,4	11,8	10,5	8,7	7,0	5,6	4,5
TRANSMI-	1000	30,0	25,3	19,1	15,3	12,6	10,9	9,6	8,5	7,1	5,7	4,5	3,6
SIBLE EN	750	25,9	22,0	16,6	13,1	10,9	9,4	8,3	7,4	6,1	4,9	3,9	3,2
C.V. A RPM	500	21,1	17,8	13,5	10,6	8,8	7,6	6,7	6,0	5,0	4,0	3,2	2,6

VFC - 250

peso: 330 Kg.

RELAC. NOMINAL	1:7,33*	1:10	1:15	1:20	1:25	1:30	1:35	1:40	1:50	1:60	1:70*	1:80*	
RELACION REAL	1:7,33	1:10,3	1:15	1:20	1:25	1:29	1:34	1:40	1:50	1:60	1:70	1:80	
POTENCIA	1500	57,3	46,7	35,6	28,0	23,5	20,2	18,0	16,0	12,5	10,2	8,4	6,9
TRANSMI-	1000	46,6	38,0	29,0	22,7	19,1	16,4	14,6	13,0	10,1	8,3	6,8	5,6
SIBLE EN	750	40,5	33,0	25,2	19,7	16,6	14,2	12,7	11,3	8,8	7,2	5,9	4,8
C.V. A RPM	500	32,9	26,8	20,5	16,0	13,5	11,6	10,3	9,2	7,1	5,9	4,8	3,9

VFC - 300

peso: 550 Kg.

RELAC. NOMINAL	1:7,33*	1:10	1:15	1:20	1:25	1:30	1:35	1:40	1:50	1:60	1:70*	1:80*	
RELACION REAL	—	1:10,6	1:16,5	1:19,5	1:24,5	1:30	1:35	1:40	1:49	1:62	1:72	1:78	
POTENCIA	1500	—	67	51	40	33	28	25	22	17	14	11	9
TRANSMI-	1000	—	54	41	33	27	23	20	18	14	11	9	7
SIBLE EN	750	—	47	36	28	23	19	17	15	12	10	8	6
C.V. A RPM	500	—	38	29	23	19	16	14	12	10	8	6	5

VFC - 360

peso: 860 Kg.

RELAC. NOMINAL	1:7,33*	1:10	1:15	1:20	1:25	1:30	1:35	1:40	1:50	1:60	1:70*	1:80*	
RELACION REAL	—	1:11,3	1:15,6	1:20,5	1:24,5	1:29,5	1:36	1:42	1:50	1:60	1:68	1:77	
POTENCIA	1500	—	95	72	36	46	38	34	30	23	19	16	12
TRANSMI-	1000	—	77	58	45	37	31	27	24	19	15	13	10
SIBLE EN	750	—	67	50	38	32	26	24	21	16	13	11	8
C.V. A RPM	500	—	54	41	32	26	21	19	17	13	11	9	7

\*Se fabrican sobre pedido.

## DATOS UTILES

### INFLUENCIA DE LA INCLINACION SOBRE EL RENDIMIENTO

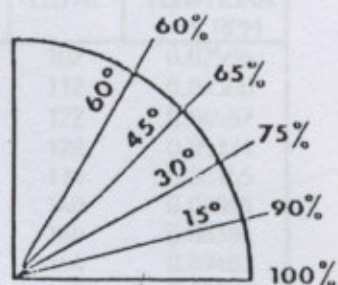
El rendimiento horario varía mucho según el producto a transportar: tamaño, humedad, fluidez, densidad.

También factores mecánicos influyen en el rendimiento: inclinación del sinfín, paso, velocidad de rotación, etc.

#### EJEMPLO DE CALCULO

Un sinfín cuyas medidas son: eje 32 mm. ala 54 mm. total 140 mm. paso 140 mm. trabajando a 30° de inclinación, y girando a 160 RPM.

0.07055 Ton/Hora x 160 RPM. = 11,288 Ton/Hora  
11,288 Ton/Hora x 75 % = 8,466 Ton/Hora



### ANALISIS DEL MATERIAL A TRANSPORTAR

Muchos materiales a granel son manipulados con facilidad y eficiencia en transportadores a sinfín. De todos modos para asegurar la mejor selección posible de los componentes del sinfín (diseño), es recomendable prestar atención a las características físicas, químicas y de transporte de todos los materiales.

Las características esenciales son: tamaño, fluidez y abrasividad del material. Otras características como contaminación, corrosividad, descomposición, pastosidad, etc. pueden influir el manejo y deben ser también atendidas. Debe también considerarse la circunstancia de que algunos materiales adquieren diferentes características bajo ciertas condiciones de proceso, tales como presión, estacionamiento o almacenaje.

Muchos de los materiales más comunes son clasificados en la TABLA 8, y se los expone como una guía para la selección del tipo de sinfín más adecuado. Los materiales que no aparecen en la TABLA 8 pueden ser clasificados por semejanza con materiales similares.

### ANALISIS DEL SINFIN A UTILIZAR

- \* Cuando los materiales a transportar son de muy buena fluidez, o para empleo en mezcladores de líquidos, se recomienda un sinfín de paso alargado (no superior a 1,5 veces el diámetro exterior).
- \* Para transportar materiales con inclinación superior a 30°, también para mezcladores, se recomienda un sinfín de paso reducido (no inferior a la 2/3 parte del diámetro exterior).
- \* Para transportar materiales viscosos o húmedos, se recomienda una cinta de espiral (evita las adherencias entre el sinfín y el eje).
- \* Sinfines de paso standard (cuadrado), son indicados para el transporte de casi todos los materiales.

## DATOS UTILES

TABLA DE RENDIMIENTO SINFINES							
TONELADAS/HORA x 1 RPM.							
EJE	ALA	TOTAL	TON/HORA x 1 RPM	EJE	ALA	TOTAL	TON/HORA x 1 RPM
22	20	62	0.00565	32	35	102	0.02596
22	25	72	0.00918	32	40	112	0.03500
22	30	82	0.01308	32	45	122	0.04587
22	35	92	0.01992	32	48	128	0.05334
22	37	96	0.02274	32	51	134	0.06155
22	40	102	0.02745	32	54	140	0.07055
22	45	112	0.03664	32	58	148	0.08384
22	48	118	0.04302	32	61	154	0.09481
22	51	124	0.05010	32	65	162	0.11084
22	54	130	0.05790	32	70	172	0.13327
22	58	138	0.06949				
22	61	144	0.07912	42	25	92	0.01672
				42	35	112	0.03275
25	25	75	0.01017	42	40	122	0.04342
25	37	99	0.02465	42	45	132	0.05608
25	40	105	0.02963	42	48	138	0.06469
25	45	115	0.03931	42	51	144	0.07412
25	48	121	0.04601	42	54	150	0.08438
25	51	127	0.05342	42	58	158	0.09945
25	54	133	0.06157	42	61	164	0.11182
25	58	141	0.07366	42	65	172	0.12982
25	61	147	0.08369	42	70	182	0.15484
25	65	155	0.09840	42	75	192	0.18283
25	70	165	0.11907	42	80	202	0.21395
				42	85	212	0.24835
27	25	77	0.01086				
27	40	107	0.03112	48	25	98	0.01941
27	45	117	0.04112	48	37	122	0.04164
27	48	123	0.04805	48	45	138	0.06267
27	51	129	0.05569	48	48	144	0.07201
27	54	135	0.06408	48	51	150	0.08219
27	58	143	0.07650	48	54	156	0.09324
27	61	149	0.08680	48	58	164	0.10942
27	65	157	0.10188	48	61	170	0.12266
27	70	167	0.12305	48	65	178	0.14188
				48	70	188	0.16852
30	40	110	0.03342	48	75	198	0.19821
30	48	126	0.05119	48	80	208	0.23114
30	51	132	0.05917	48	85	218	0.26744
30	54	138	0.06793	48	90	228	0.30730
30	58	146	0.08087	48	95	238	0.35086
30	61	152	0.09156	48	100	248	0.39831
30	65	160	0.10722				
30	70	170	0.12914	60	22	104	0.02036

CONTINUA

## DATOS UTILES

TABLA DE RENDIMIENTO SINFINES							
TONELADAS/HORA x 1 RPM.							
EJE	ALA	TOTAL	TON/HORA x 1 RPM	EJE	ALA	TOTAL	TON/HORA x 1 RPM
60	54	122	0.03735	89	100	289	0.59274
60	58	176	0.13071	89	105	299	0.66094
60	61	182	0.14319	89	110	309	0.73402
60	65	190	0.16752	89	115	319	0.81212
60	70	200	0.19750	89	120	329	0.89542
60	75	210	0.23074	89	135	359	1.17809
60	80	220	0.26738	89	150	389	1.51336
60	85	230	0.30762	89	180	449	2.35925
60	90	240	0.35160	89	200	489	3.06718
60	95	250	0.39948				
60	100	260	0.45144	101	100	301	0.65655
60	105	270	0.50762	101	105	311	0.72999
60	110	280	0.56820	101	110	321	0.80851
60	115	290	0.63334	101	115	331	0.89224
60	120	300	0.70320	101	120	341	0.98136
60	135	330	0.94273	101	130	361	1.17643
60	150	360	1.23060	101	135	371	1.28269
60	180	420	1.96896	101	140	381	1.39499
				101	145	391	1.51350
75	38	151	0.07036	101	150	401	1.63837
75	58	191	0.15989	101	155	411	1.76977
75	61	197	0.17735	101	160	421	1.90786
75	65	205	0.20244	101	165	431	2.05280
75	70	215	0.23681	101	170	441	2.20475
75	75	225	0.27469	101	175	451	2.36389
75	80	235	0.31622	101	180	461	2.53036
75	85	245	0.36158	101	200	501	3.27294
75	90	255	0.41093				
75	95	265	0.46443	114	100	514	0.72920
75	100	275	0.52224	114	105	324	0.80850
75	105	285	0.58453	114	110	334	0.89308
75	110	295	0.65146	114	115	344	0.98309
75	115	305	0.72319	114	120	354	1.07871
75	120	315	0.79989	114	130	374	1.28738
75	135	345	1.06139	114	135	384	1.40077
75	150	375	1.37344	114	140	394	1.52041
75	180	435	2.16673	114	145	404	1.64646
75	200	475	2.83504	114	150	414	1.77909
				114	155	424	1.91846
89	70	229	0.27659	114	160	434	2.06473
89	75	239	0.31901	114	165	444	2.21807
89	80	249	0.36532	114	170	454	2.37863
89	85	259	0.41569	114	175	464	2.54658
89	90	269	0.47027	114	180	474	2.72208
89	95	279	0.52923	114	200	514	3.50289

**IMPORTANTE:** Esta tabla indica el rendimiento aproximado de un sinfín en canal HORIZONTAL, y transportando trigo de densidad 705 Kg x ML3.

Tabla 1: Constantes para la ecuación (1).

Grano	Unidades S. I.		Unidades Inglesas		Referencia
	A	B	A	B	
Cebada <sup>a</sup>	$2.14 \times 10^4$	13.2	$6.76 \times 10^{-4}$	$6.71 \times 10^{-2}$	Shedd (1953)
Avena <sup>a</sup>	$2.41 \times 10^4$	13.9	$7.62 \times 10^{-4}$	$7.06 \times 10^{-2}$	Shedd (1953)
Colza <sup>b</sup>	$3.99 \times 10^4$	4.2	$14.07 \times 10^{-4}$	$2.47 \times 10^{-2}$	Lampman (1985)
Arroz en cáscara <sup>c</sup>	$2.57 \times 10^4$	13.2	$8.12 \times 10^{-4}$	$6.71 \times 10^{-2}$	Shedd (1953)
Maiz <sup>d</sup>	$2.07 \times 10^4$	30.4	$6.54 \times 10^{-4}$	$15.44 \times 10^{-2}$	Shedd (1953)
Sorgo <sup>a</sup>	$2.12 \times 10^4$	8.06	$6.7 \times 10^{-4}$	$4.09 \times 10^{-2}$	Shedd (1953)
Soja <sup>d</sup>	$1.02 \times 10^4$	16.0	$3.22 \times 10^{-4}$	$8.13 \times 10^{-2}$	Shedd (1953)
Girasol Confitería <sup>e</sup>	$1.10 \times 10^4$	18.1	$3.48 \times 10^{-4}$	$9.19 \times 10^{-2}$	Schuler (1974)
Girasol Aceite <sup>f</sup>	$2.49 \times 10^4$	23.7	$7.87 \times 10^{-4}$	$9.19 \times 10^{-2}$	Nguyen (1981)
Trigo <sup>a</sup>	$2.7 \times 10^4$	8.77	$8.53 \times 10^{-4}$	$4.46 \times 10^{-2}$	Shedd (1953)

Fuente: ASAE Standards 1988, ASAE Data 272.1. Constantes para colza no se encuentran en los standards y son para una densidad masal de 43.6 lb/ft<sup>3</sup> (698 kg/m<sup>3</sup>).

a Rango de Qa = 0.0056 – 0.203 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>.s (1.0 – 40.0 ft<sup>3</sup>/ft<sup>2</sup>.min)

b Rango de Q = 0.0056 – 0.254 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>.s (1.0 – 50.0 ft<sup>3</sup>/ft<sup>2</sup>.min)

c Rango de Q = 0.0056 – 0.152 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>.s (1.0 – 30.0 ft<sup>3</sup>/ft<sup>2</sup>.min)

d Rango de Q = 0.055 – 0.178 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>.s (10.0 – 35.0 ft<sup>3</sup>/ft<sup>2</sup>.min)

e Rango de Q = 0.025 – 0.570 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>.s (5.0 – 110.0 ft<sup>3</sup>/ft<sup>2</sup>.min)

f Rango de Q = 0.0056 – 0.254 m<sup>3</sup>/m<sup>2</sup>.s (1.0 – 40.0 ft<sup>3</sup>/ft<sup>2</sup>.min)

Tabla 2: Constantes para la ecuación (2).

Grano	Unidades S.I.			Unidades Inglesas		
	A	B	C	A	B	C
Cebada	-7.58	1.13	$-3.33 \times 10^{-2}$	3.82	0.68	$-3.53 \times 10^{-2}$
Avena	-7.62	1.13	$-3.31 \times 10^{-2}$	3.75	0.68	$-3.55 \times 10^{-2}$
Colza	-10.35	1.44	$-4.21 \times 10^{-2}$	2.67	0.91	$-2.68 \times 10^{-2}$
Arroz con Cáscara	-7.68	1.10	$-2.79 \times 10^{-2}$	3.69	0.69	$3.52 \times 10^{-2}$
Maiz	-6.55	1.01	$-3.25 \times 10^{-2}$	4.07	0.58	$-3.27 \times 10^{-2}$
Sorgo	-7.96	1.09	$-2.18 \times 10^{-2}$	3.62	0.75	$-3.25 \times 10^{-2}$
Soja	-6.53	1.07	$-3.45 \times 10^{-2}$	4.35	0.60	$-3.50 \times 10^{-2}$
Girasol Confitería	-6.48	1.06	$-3.54 \times 10^{-2}$	4.31	0.58	$-3.60 \times 10^{-2}$
Girasol Aceite	-6.97	1.04	$-2.97 \times 10^{-2}$	3.92	0.63	$-3.01 \times 10^{-2}$
Trigo	-8.05	1.06	$-1.84 \times 10^{-2}$	3.48	0.78	$-3.32 \times 10^{-2}$

Nota: Las constantes fueron determinadas usando datos generados por la ecuación (1).

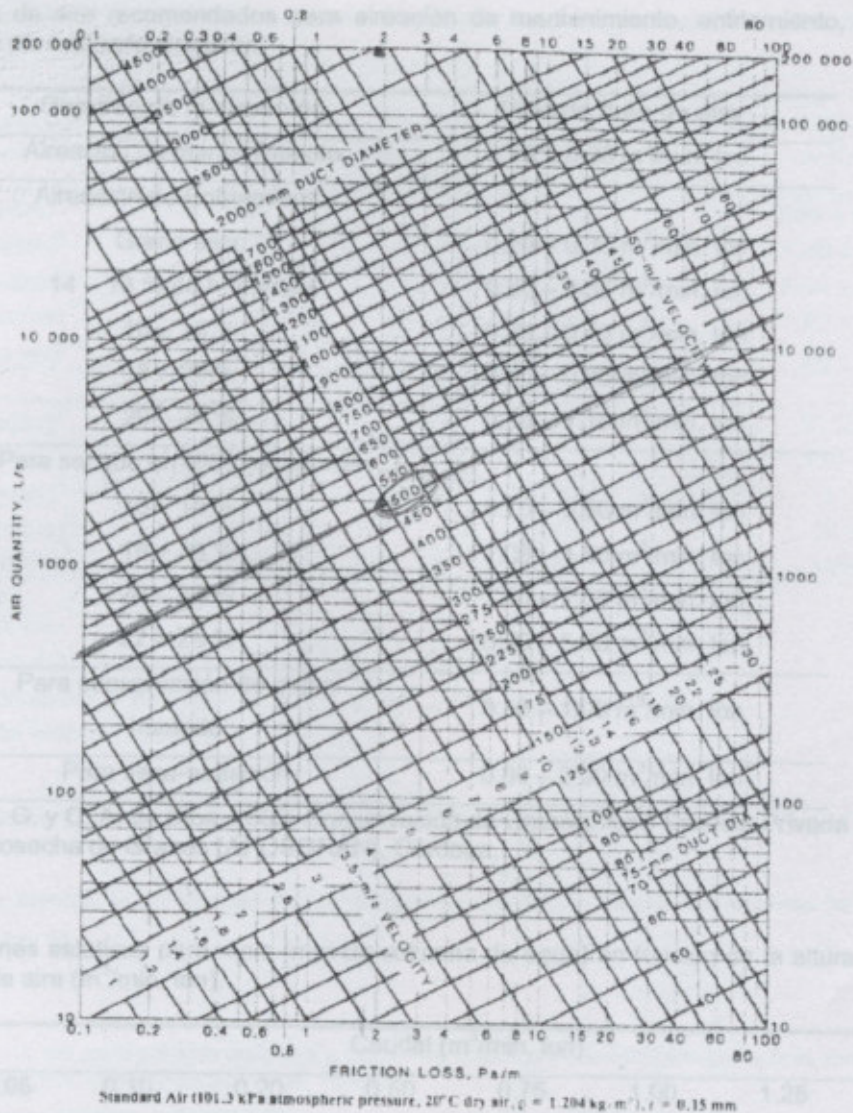


Figura 5: Pérdidas por Fricción del aire en conductos rectos (SIU)

### Pérdidas de presión debido a cambios en el área de los conductos

El área de la sección de los conductos puede hacerse menor o mayor en algún punto de toda su longitud, y este cambio puede ser gradual o abrupto. Para el cálculo de las pérdidas de presión debido a los cambios en la sección de los conductos, se pueden utilizar las ecuaciones 14 y 15 según el área aumente o disminuya:

Cuando la sección del conducto se expande:

$$\Delta P = C_1 (V_1/1.29)^2 \quad (14)$$

Cuando la sección del área se reduce:

Tabla 9: Flujos de aire recomendados para aireación de mantenimiento, enfriamiento, secado de granos en silo y para secado aireación.

Objetivo de la aireación		Tasa de flujo de aire
Aireación de mantenimiento		0.10 a 0,20 m <sup>3</sup> /min. ton
Aireación de Enfriamiento		
Grano seco		0.20 – 0.30 m <sup>3</sup> /min. ton
14 – 16 % de humedad		0.30 – 0.35 m <sup>3</sup> /min. ton
16 – 18 %		0.35 – 0.40 m <sup>3</sup> /min. ton
18 – 20 %		0.50 – 0.80 m <sup>3</sup> /min. ton
20 – 24 %		0.80 – 1.10 m <sup>3</sup> /min. ton
Para secado en silos secadores		
16 – 18 %		0.70 – 0.90 m <sup>3</sup> /min. ton
18 – 20 %		1.00 – 1.50 m <sup>3</sup> /min. ton
20 – 22 %		1.50 – 2.50 m <sup>3</sup> /min. ton
22 – 26 %		3.00 – 5.00 m <sup>3</sup> /min. ton
Para conservación de grano húmedo		0.50 – 1.00 m <sup>3</sup> /min. ton
Para seca-aireación		0.80 – 2.00 m <sup>3</sup> /min. ton

Fuente: Hack, A. G. y C. A. de Dios. 2002. Conservación de Granos. Agro Escuela Privada Córdoba y Asociación Poscosecha de Granos (APOSGRAN). Córdoba.

Tabla 10: presiones estáticas para maíz (mm de columna de agua) en función de la altura del grano (m) y el caudal de aire (m<sup>3</sup>/min. ton).

Altura de Grano (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /min. ton)							
	0.05	0.10	0.20	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50
3.05			2.5	7.6	12.7	20.3	27.9	35.6
4.60		2.5	7.6	20.3	35.6	50.8	71.1	91.4
6.10		5.1	12.7	40.6	68.6	104.1	142.2	188.0
7.60		10.2	20.3	66.0	119.4	180.3	251.5	327.7
9.15		12.7	30.5	104.1	182.9	284.5	393.7	
10.70	10.2	20.3	43.2	149.9	269.2			
12.20	12.7	25.4	58.4	205.7				
15.20	17.8	40.6	99.1	358.1				
18.30	27.9	63.5	149.9					
21.30	38.1	88.9	218.4					
24.40	50.8	119.4	302.3					
27.40	66.0	154.9						
30.50	83.8	198.1						

Fuente: ASAE Standard D.245.4. Extraído de: Hack, A. G. y C. A. de Dios. 2002. Conservación de Granos. Agro Escuela Privada Córdoba y Asociación Poscosecha de Granos (APOSGRAN). Córdoba.

Tabla 12: Constantes para calcular los caudales erogados y las presiones estáticas para ventiladores de flujo axial típicos. (Brooker et al. 1992)

Tamaño del ventilador <sup>a</sup>	Unidades SI		
	A	B	C
	<b>Q = A + B ΔP + C ΔP<sup>2</sup></b>		
1 HP (14 pulgadas) <sup>b</sup>	1.69	- 2.43 x 10 <sup>-3</sup>	4.89 x 10 <sup>-7</sup>
3 HP (16 pulgadas) <sup>c</sup>	3.08	- 3.27 x 10 <sup>-3</sup>	- 1.80 x 10 <sup>-6</sup>
5 HP (24 pulgadas) <sup>d</sup>	5.82	- 2.48 x 10 <sup>-3</sup>	- 8.64 x 10 <sup>-7</sup>
7.5 HP (24 pulgadas) <sup>d</sup>	6.92	- 2.04 x 10 <sup>-3</sup>	- 1.21 x 10 <sup>-6</sup>
10 HP (28 pulgadas) <sup>d</sup>	9.10	- 2.24 x 10 <sup>-3</sup>	- 1.38 x 10 <sup>-6</sup>
	<b>ΔP = A + B Q + C Q<sup>2</sup></b>		
1 HP (14 pulgadas) <sup>b</sup>	825.95	- 579.51	54.06
3 HP (16 pulgadas) <sup>c</sup>	1101.02	1.89	- 104.45
5 HP (24 pulgadas) <sup>d</sup>	1516.33	- 167.28	- 15.34
7.5 HP (24 pulgadas) <sup>d</sup>	1611.29	- 94.73	- 19.08
10 HP (28 pulgadas) <sup>d</sup>	1754.1	- 62.27	- 13.69

<sup>a</sup> 1 HP = 0.75 kW

1 pulgada = 2.54 cm

<sup>b</sup> Límite de presión estática 750 Pa

<sup>c</sup> Límite de presión estática 1000 Pa

<sup>d</sup> Límite de presión estática 1250 Pa

### Ventiladores Centrifugos con las paletas curvadas hacia atrás

Las curvas de sistema de los ventiladores centrifugos se determinan usando las fórmulas 16 y 17 y las constantes de la Tabla 13.

Tabla 13: Constantes para calcular caudales y presiones estáticas para ventiladores de flujo centrifugo con las paletas curvadas hacia atrás. (Brooker et al. 1992)

Tamaño del ventilador <sup>a</sup>	Unidades SI		
	A	B	C
	<b>Q = A + B ΔP + C ΔP<sup>2</sup></b>		
(HP)			
5 <sup>b</sup>	4.00	- 1.54 x 10 <sup>-3</sup>	- 9.84 x 10 <sup>-9</sup>
7.5 <sup>c</sup>	4.92	- 7.90 x 10 <sup>-4</sup>	- 3.80 x 10 <sup>-7</sup>
10 <sup>d</sup>	6.31	- 7.68 x 10 <sup>-5</sup>	- 1.01 x 10 <sup>-6</sup>
15 <sup>d</sup>	7.73	- 1.09 x 10 <sup>-3</sup>	- 4.96 x 10 <sup>-7</sup>
20 <sup>d</sup>	10.09	- 1.94 x 10 <sup>-3</sup>	- 9.47 x 10 <sup>-8</sup>
	<b>ΔP = A + B Q + C Q<sup>2</sup></b>		
5 <sup>b</sup>	2140.70	- 345.19	- 49.39
→ 7.5 <sup>c</sup>	2131.76	67.28	- 98.41
10 <sup>d</sup>	1816.38	201.62	- 69.99
15 <sup>d</sup>	2362.46	51.09	- 44.72
20 HP <sup>d</sup>	3985.79	- 267.59	- 12.74

<sup>a</sup> 1 HP = 0.75 kW

<sup>b</sup> Límite de presión estática 1500 Pa

<sup>c</sup> Límite de presión estática 1750 Pa

<sup>d</sup> Límite de presión estática 2000 Pa



El calentamiento del grano por aireación puede analizarse por el mismo procedimiento usado para el enfriamiento. Cuando el grano frío se calienta por aireación, se le agrega humedad al grano. La cantidad de humedad agregada es comparable a la pérdida de humedad en el enfriamiento para una diferencia semejante de temperatura entre el grano y el aire. La temperatura del grano está frecuentemente por debajo de la temperatura del punto de rocío del aire de aireación y la humedad puede condensarse sobre el grano frío. El calor de condensación liberado tiende a calentar rápidamente el grano y reduce la profundidad de la zona de calentamiento.

### Diseño de Sistemas de Aireación

En el diseño de los sistemas de aireación se deben tener en cuenta los flujos de aire de acuerdo al objetivo de la aireación como se establece en la Tabla 1.

Tabla 1: flujos de aire recomendados para aireación de mantenimiento y para el secado por el método de secado aireación.

Objetivo de la aireación	Tasa de flujo de aire
Aireación de mantenimiento	0.10 a 0.20 m <sup>3</sup> /min.ton
Aireación de Enfriamiento	
Grano seco	0.20 – 0.30 m <sup>3</sup> /min.ton
14 – 16 % de humedad	0.30 – 0.35 m <sup>3</sup> /min.ton
16 – 18 %	0.35 – 0.40 m <sup>3</sup> /min.ton
18 – 20 %	0.50 – 0.80 m <sup>3</sup> /min.ton
20 – 24 %	0.80 – 1.10 m <sup>3</sup> /min.ton
Para secado en silos secadores	
16 – 18 %	0.70 – 0.90 m <sup>3</sup> /min.ton
18 – 20 %	1.00 – 1.50 m <sup>3</sup> /min.ton
20 – 22 %	1.50 – 2.50 m <sup>3</sup> /min.ton
22 – 26 %	3.00 – 5.00 m <sup>3</sup> /min.ton
Para conservación de grano húmedo	0.50 – 1.00 m <sup>3</sup> /min.ton
Para seca-aireación	0.80 – 2.00 m <sup>3</sup> /min.ton
Tasa de flujo de aire.	
Aireación de mantenimiento	0.05 – 0.2 m <sup>3</sup> /min.tn
Secado – Aireación	0.50 – 2.0 m <sup>3</sup> /min.tn

### Selección del ventilador

Los ventiladores pueden ser de flujo axial o ventiladores centrífugos. Se sigue el mismo procedimiento señalado para la selección de ventiladores para secado en silos.

### Conductos de conexión y perforados

Los conductos de conexión conducen el aire desde el ventilador a los conductos perforados. Deben ser rectos y en caso de que haya que realizar cambios de dirección las curvas que tengan la

## 6. BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS

- Título Obra: Transporte y Almacenamiento de Materias Primas en la Industria Básica.  
Autores: L. targhetta Arriola / A. Lopez Roa.  
Editorial: Blume.
  
- Título Obra: Manejo Poscosecha de Granos.  
Autor: Ing. Agr. M. Sc. Orlando J. J. Badiali.
  
- Título Obra: Cálculo y Diseño de Elementos de Máquinas.  
Autor: A. Fliess.
  
- Título Obra: Diseño de Componentes de Máquina.  
Autores: Willian C. Orthwein.  
Editorial: Continental S.A.
  
- Título Obra: Manual de Rodamientos FAG.
  
- Página web: [www.rotrans.com.es](http://www.rotrans.com.es).  
Fecha consulta: Febrero 2006.
  
- Apuntes Cátedra Máquinas de Elevación y Transporte Continuo.
  
- Apuntes Cátedra Diseño de Elementos de Máquinas.
  
- Revista Agromercado, Cuadernillo Almacenaje en Origen. Año 1999.