



ÍNDICE DEL ANEJO 1: LOS CÁLCULOS

JUSTIFICATIVOS

CAPÍTULO 1:	2
CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS DE LAS CINTAS TRANSPORTADORAS	2
1.1.- Dimensionado anchura de banda:	3
1.2.- Resistencia de rodillos y tambores:	5
1.2.1.- Rodillos portantes:	5
1.2.2.- Tambor motriz y tambor de reenvío:.....	6
1.3.- Banda transportadora:.....	11
1.3.1.- Esfuerzos en la banda:	11
1.4.- Grupo de accionamiento:	13
1.4.1.- Potencia de accionamiento:.....	13
1.4.2.- Selección grupo de accionamiento:	14
1.5.- Estructura portante:.....	18
1.5.1 Estructura de la cinta de 6 metros de longitud:.....	19
1.5.2.- Estructura de la cinta de 3 metros de longitud:.....	24
1.5.3.- Anclaje de la estructura:	25
1.5.4.- Elementos auxiliares comunes de la estructura:	28
1.6.- Sistema de seguridad:.....	36
CAPÍTULO 2:	38
CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS DEL ELEVADOR DE CANGILONES:.....	38
2.1.- Dimensionado de cangilones:	39
2.1.1.- Unión cangilón a la banda	40
2.2.- Dimensiones fundamentales:	41
2.3.- Cálculo paso y velocidad:	43
2.4.- Cálculo fuerza tangencial:	44
2.5.- Cálculo de las tensiones en la banda:	45
2.6.- Cálculo de la potencia necesaria:.....	48
2.6.1.- Sistema de accionamiento:	48
2.7.- Estructura portante:.....	52
2.7.1.- Armazón estructural:	52



Universidad
Politécnica
de Cartagena

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE DE ÁRIDOS
DESDE TOLVA DE ALIMENTACIÓN HASTA MÁQUINA CRIBADORA**

MIGUEL ANTONIO TURBEVILLE ALCÁNTARA



2.7.2.- Anclaje de la estructura:	55
2.7.3.- Cubierta de la estructura:	55
2.7.4.- Elementos auxiliares de la estructura:.....	56
2.8.- Sistema de seguridad:.....	56



CAPÍTULO 1:
CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS DE LAS CINTAS
TRANSPORTADORAS



En este documento se definen los métodos de cálculos y se justifican los elementos con los que contarán las dos cintas transportadoras.

Ambos elementos de manutención tendrán las mismas características, ya que transportarán el mismo material y la misma cantidad, el único rasgo diferenciador es la longitud y la disposición final de la instalación. Existirá una cinta de 6 metros de longitud.

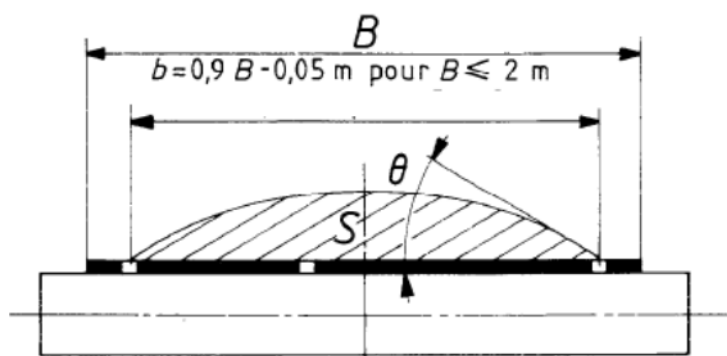
1.1.- Dimensionado anchura de banda:

El primer paso para llevar a buen término el diseño de las cintas transportadoras es darle las dimensiones necesarias. Se sabe la longitud que ambas bandas deben tener, la primera ha de salvar un tramo de 6 metros, la segunda cinta se dispondrá igual que la primera pero la longitud del recorrido es de 3 metros. Por lo tanto, para la cinta 1 la distancia entre los ejes de los tambores es de 6 metros y para la cinta 2 de 3 metros.

Una vez conocidas las longitudes se procede a dimensionar la anchura, esta depende directamente del caudal de transporte, de la proporciones del material de transporte y de la velocidad a la que se desplace la banda.

Son conocidos los siguientes requisitos o datos:

- Capacidad a transportar = 5000 Kg por jornada (8 horas) = 0,1736 Kg/s.
- Densidad jabón = 1.150 Kg/m³.
- Diámetro del árido: entre 0,01 y 0,02 metros
- Sección transversal: en el apartado 6 de la norma UNE 58-204 se aprecia que:





Donde **B** es la anchura de la cinta de transporte, **b** la anchura eficaz de transporte sobre la cinta y **S** la sección transversal ($S = b \times h$). En este caso h toma el valor de la altura de una bola de jabón en el caso más desfavorable $h = D = 0,02 \text{ m}$.

En el apartado 3.1 de la norma UNE 58-244 existen unos valores tabulados con las anchuras permitidas según la disposición de los rodillos portantes de la instalación;

3.1 Rodillos portadores

3.1.1 Longitud en función de la anchura de la cinta

Medidas en milímetros

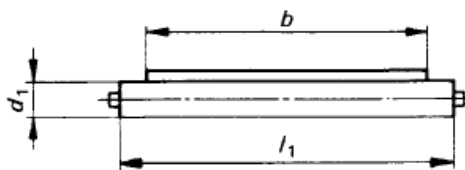


Fig. 1 – Cinta plana (un rodillo)

b	300	400	500	650	800	1 000
l_1	380	480 / 500	600	750	950	1 150
l_2	200	250	315	380	480 / 465	600
l_3	–	–	200	250	315	380

En las dos cintas transportadoras de las que consta la instalación, se usará una disposición de cinta plana.

Con los valores tabulados se toma $B = 300 \text{ mm}$, por lo que la longitud de los rodillos portantes tal y como indica la tabla superior es de 380 mm

Aplicando la fórmula “ $b = 0,9 \times B - 0,05 \text{ m}$ ”

$$B = 0,9 \times 0,3 - 0,05 = 0,22 \text{ m}$$

Con el valor de B se calcula la sección transversal:

$$S = B \times h = 0,22 \times 0,02 = 4,4 \times 10^{-3} \text{ m}.$$

Conocidos estos datos y con la ecuación del caudal másico ($Q = S \times \rho \times V$) se puede conocer la velocidad con la que la cinta debe desplazarse:

$$Q = S \times \rho \times V \rightarrow V = Q / (S \times \rho) = 0,035 \text{ m/s}$$

En el apartado 3.3 de la norma UNE 58-249 se observan unos valores tabulados para la velocidad nominal de la banda de transporte:

3.3 Velocidad nominal ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

v	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15
-----	------	------	-----	-----	------	-----	---	------	-----	---	-----	------

Se observa que el valor de la velocidad obtenido para la anchura seleccionada es menor que el mínimo obligatorio que especifica la norma, esto significa que la anchura elegida es demasiado grande para el caudal que se desea transportar.



Hay que cumplir la normativa vigente por lo que se toman los valores mínimos especificados en las normas anteriormente citadas para la anchura de la cinta y la velocidad de la misma.

Por lo tanto las cintas a diseñar tendrán que tener una anchura de 300 mm y una velocidad nominal de 0,25 m/s

1.2.- Resistencia de rodillos y tambores:

Una vez conocidas las dimensiones de la cinta transportadora y la velocidad nominal de la misma el siguiente paso es seleccionar los rodillos que portarán la banda así como el tambor que la accionará y el que procederá a su reenvío una vez terminado el transporte.

1.2.1.- Rodillos portantes:

Como anteriormente se ha citado en el apartado 3 de la Norma UNE 58-244 se especifican las dimensiones de los rodillos portantes según la anchura de la cinta de transporte:

3.1 Rodillos portadores

3.1.1 Longitud en función de la anchura de la cinta

Medidas en milímetros

<i>b</i>	300	400	500	650	800	1 000
<i>l</i> ₁	380	480 / 500	600	750	950	1 150
<i>l</i> ₂	200	250	315	380	480 / 465	600
<i>l</i> ₃	–	–	200	250	315	380

3.1.2 Diámetro nominal

Medidas en milímetros

<i>d</i> ₁ ⁽¹⁾	63,5	(76,1)	88,9	(101,6)	108
--------------------------------------	------	--------	------	---------	-----

La anchura de la cinta es de 300mm por lo que los rodillos portadores tendrán las dimensiones que especifican las tablas anteriores.

A parte de cumplir con estas dimensiones los rodillos deberán soportar convenientemente el peso del material a transportar. Conocemos que el peso aproximado de una bola será de 0,01625Kg teniendo en cuenta que la anchura de la banda es de 0,3m como



mucho un rodillo soportara 2 bolas de jabón, con una masa aproximada 0,04 Kg, lo que se traduce en una carga de 0,4 N.

Los rodillos seleccionados tienen las dimensiones que especifica la norma, son del fabricante Rotrans y están fabricados con tubo de acero no soldado, de calidad St 37.2 (acero F111 según norma UNE) y el eje que los soporta está fabricado en acero, con resistencia a la tracción de 50 Kg/mm².

Según valores tabulados del fabricante, el acero F111 para un tubo de diámetro comprendido entre 40 y 100 mm posee una resistencia entre 340 y 470 N/mm, viendo que esta resistencia es muy superior a la carga máxima que puede soportar un rodillo se obviarán los cálculos de resistencia.

El peso total de un rodillo de estas características es de 5,75 Kg, siendo el peso de la estructura de acero de 2,40 Kg y el peso de las partes móviles de 3,35 Kg.

El apartado 3.1.4 de la norma UNE 58-244 especifica que el intervalo máximo de separación entre los rodillos no excederá 10mm.

Con este dato se determina un valor que será utilizado en cálculos posteriores, la masa de las partes giratorias de los rodillos portadores por metro, "**q_{RO}**"

Se conoce el diámetro de un rodillo (d = 63,5 mm) y la separación entre rodillos (dr = 10 mm), por lo tanto para conocer el número de rodillos realizamos la siguiente división:

$$\frac{1000}{(63,5 + 10)} = 13,6 \approx 14 \text{ rodillos por metro}$$

La masa de las partes giratorias de un rodillo es de 3,35 Kg, por lo tanto:

$$14 \times 3,35 = 46,9 \text{ Kg/m} = q_{RO}$$

1.2.2.-Tambor motriz y tambor de reenvío:

Para el dimensionamiento y la selección de estos tambores se recurre al apartado 3 de la norma **UNE 58-249** en la que se indican las dimensiones de los tambores según el ancho de banda seleccionado:



3.1 Dimensiones

3.1.1 Diámetro nominal

Medidas en milímetros									
D	160	200	(215)	250	315	400	500	630	800

3.1.2 Longitud

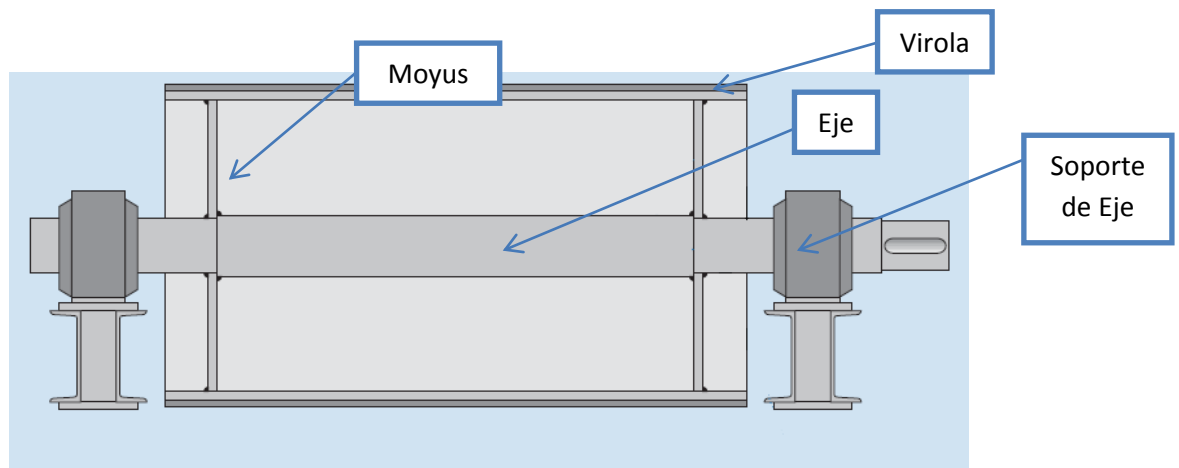
La longitud L del rodillo se da en función de la anchura b de la correa según la tabla siguiente:

Medidas en milímetros							
b	300	400	500	650	800	1 000	1 200
L	400	500	600	750	950	1 150	1 400

Con estos datos se seleccionan el tambor de accionamiento y el tambor de reenvío.

“Antes de realizar el cálculo para determinar si soportan los esfuerzos tangenciales así como las tensiones que producirá la banda sobre ellos, se necesita el peso de la banda, por lo que se selecciona una banda junto a sus tambores y posteriormente se comprueba que son válidos”

Se ha elegido un tambor de accionamiento y uno de reenvío del fabricante ROTRANS.



En la imagen superior se aprecian los componentes principales del mismo, la virola, que es la parte que entra en contacto con la cinta, está fabricada en tubo de acero al carbono sin soldar, en este caso no se ha considerado recubrirlo ya que el coeficiente de rozamiento entre la banda y el acero es más que suficiente (**Ver tabla 4**) para mover la instalación. El moyus es la parte central del disco, está conformado en acero ST 52 y va unido a la virola



mediante una soldadura. El eje central está hecho en acero F-114. Por último el soporte de eje, es un soporte *SNL-509* normalizado (con rodamiento 22205-E 1-K) para el diámetro de 40mm que se precisa. Por un lado incluirá tapa y por el que sale el acople con el chavetero para adosar al accionamiento, estará libre.

La masa del tambor es de 10,05 Kg y la de las partes móviles de 9,6 Kg, además cada soporte tiene una masa de 2,9 Kg

El tambor de reenvío y el motriz según normativa han de ser de las mismas medidas, difiriendo entre sí solamente en el eje. En el tambor motriz, por un extremo se cuenta con un diámetro de 35mm con chavetero para el posterior acople al elemento accionador, mientras que en el tambor de reenvío el eje no tiene ningún acople, quedando totalmente cubierto en el soporte.

En el apartado 5.3 de la norma UNE 58-204 se encuentra la tabla 4:

Tabla 4
Coeficiente de adherencia μ entre tambores de accionamiento y bandas de goma

Condiciones de funcionamiento	Tambor de acero liso sin revestir	Revestimiento de goma con ranuras en V	Revestimiento de poliuretano con ranuras en V	Revestimiento cerámico con ranuras en V
Funcionamiento en medio seco	0,35 a 0,4	0,4 a 0,45	0,35 a 0,4	0,4 a 0,45
Funcionamiento en medio húmedo propio (agua)	0,1	0,35	0,35	0,35 a 0,4
Funcionamiento en medio húmedo y sucio con barro o arcillas	0,05 a 0,1	0,25 a 0,3	0,2	0,35

Se elige un tambor liso sin revestimiento, debido a que la instalación no se verá sometida a grandes esfuerzos (la masa a transportar es escasa) y además estará en una atmósfera en la que no existe humedad ni agentes sucios. Por lo que queda determinado el valor del coeficiente de adherencia entre el tambor de accionamiento y la goma, $\mu = 0,35$

1.2.2.1.- Esfuerzo tangencial en el tambor de accionamiento:

Una vez definido el tambor de accionamiento se puede calcular la fuerza tangencial a la que será sometido, para ello se recurre al apartado 5.1 de la norma UNE 58-204 en el que se especifica la fórmula para el cálculo de este esfuerzo:

$$F_u = f \cdot L \cdot g (q_{RO} + q_{RU} + (2q_B + q_G)\cos\delta) + F_N + F_{S1} + F_{S2} + F_{St}$$

Donde:



F_u es el esfuerzo tangencial en el tambor de accionamiento;

f es el coeficiente ficticio de rozamiento, es una resistencia que se produce entre los rodillos portadores y la banda de transporte, de acuerdo con los resultados medios de una gran serie de medidas tomadas para la redacción de la norma se ha estimado un valor medio de 0,02;

g corresponde con la aceleración de la gravedad, $9,81\text{m/s}^2$;

q_{RO} es la masa de las partes giratorias de los rodillos portadores por metro, anteriormente definido en el apartado 2.1 de este documento, con un valor de $46,9\text{ Kg/m}$.

q_{RU} es la masa de las partes giratorias de los rodillos retorno por metro, en este caso no hay por lo que valdrá 0

q_B es la masa de la banda transportadora por metro. La banda de transporte seleccionada para las dos cintas horizontales estará conformada en Poliuretano Termoplástico, (TPU), aprovechando así las características de este polímero. Se ha seleccionado esta cinta puesto que el material que la conforma (TPU) tiene una gran resistencia a los detergentes, a los alcoholes y a cualquier tipo de grasa, animal o vegetal. El material a transportar es un detergente, además el jabón se realiza a partir de grasas por lo que la cinta será ideal para este uso.

La banda tendrá una anchura de 300mm y un espesor de 1,5mm, por la cara de transporte contará con unos picos (imagen 1) y por la otra cara será lisa (el coeficiente de rozamiento con el acero inoxidable es de 0,6 y con el acero es de 0,5).



Imagen 1

Se decide utilizar este espesor puesto que la carga que reposará sobre la cinta no será de gran sollicitación, además incorpora picos debido a que el árido es esférico, de esta manera se evita que se desplace sobre la banda.

El peso por metro lineal de esta banda es de $1,8\text{ Kg/m}$ y soporta una tensión a la tracción de 10 daN/cm^2 de sección.

Ya que el dato del peso de la banda era necesario para este cálculo se ha seleccionado anteriormente la banda, aunque posteriormente se procederá a justificar esta selección.

q_G es la masa del material transportado por metro, partiendo de la densidad de una bola y de su diámetro se puede calcular su masa,



El volumen de una bola de árido es $Vol = \frac{4}{3} \pi \cdot r^3 = \frac{4}{3} \pi \cdot 0,01^3 = 4,188 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

Por lo que su masa será: $M = 1150 \times 4,188 \times 10^{-6} = 0,005 \text{ Kg}$

En la cinta de 6 metros completamente cargada se tendrán aproximadamente 300 bolas, cada bolita tiene una masa de 0,005Kg por lo que la masa total sería de 1,5 Kg a lo largo de los 6 metros, por lo tanto la masa por metro es de, $q_6 = 0,25 \text{ Kg/m}$.

F_N son las resistencias secundarias, en la tabla 2 del apartado 5.1.4 “resistencias especiales” de la norma UNE 58-204 se encuentran las fórmulas de cálculo de las resistencias secundarias:

Se procede a su cálculo:

1. F_{bA} (Resistencias de inercia y rozamiento sobre el punto de carga en la zona de aceleración entre el material transportado y la banda)

$$F_{bA} = l_v \cdot \rho \cdot (v - v_0),$$

l_v es el caudal transportado en m^3/s , $l_v = 1,56 \times 10^{-4}$

$$F_{bA} = 1,56 \times 10^{-4} \cdot 1150 \cdot (0,25 - 0) = 0,0434 \text{ N}$$

2. F (Resistencia de enrollamiento de la banda en su paso sobre los tambores)

La banda a usar será de armadura textil, por lo que:

$$F_1 = 9B \left(140 + 0,01 \frac{F}{B} \right) \frac{d}{D}$$

Se conocen: $B = 0,3 \text{ m}$, d es el espesor de la banda, cuyo valor es de 1,5 mm, D es diámetro de los tambores, siendo de 160 mm T la tensión media de la banda que se estima de unos 100 N ya que para una instalación de estas características y tras varios cálculos medios se aproxima a este valor:

$$F_1 = 9 \cdot 0,3 \left(140 + 0,01 \frac{100}{0,3} \right) \frac{1,5 \times 10^{-3}}{160 \times 10^{-3}} = 3,63 \text{ N}$$

Por lo tanto la suma de estas es el valor de las fuerzas secundarias:

$$F_N = 3,6715 \text{ N}$$



Para completar la ecuación que da el valor del esfuerzo tangencial quedan 3 incógnitas, F_{s1} (Resistencias principales especiales), F_{s2} (Resistencias secundarias especiales), F_{st} (Resistencias debidas a la inclinación), en el caso de esta instalación no tienen valor ya que como especifica la norma estas resistencias se dan en contadas instalaciones.

Una vez conocidos los valores de todos los términos que componen esta ecuación se haya el valor de las fuerzas tangenciales para las dos cintas horizontales con las que contará la instalación:

Para la cinta de 6 metros de longitud:

$$F_u (L = 6m) = 0,02 \cdot 6 \cdot 9,81 (46,9 + (2 \cdot 1,8 + 0,25) \cos 0^\circ) + 3,6715 + 0 + 0 + 0 = 63,81 \text{ N}$$

Y en la cinta de 3 metros de longitud:

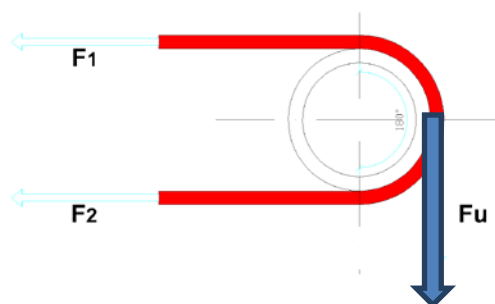
$$F_u (L = 3m) = 0,02 \cdot 3 \cdot 9,81 (46,9 + (2 \cdot 1,8 + 0,25) \cos 0^\circ) + 3,6715 + 0 + 0 + 0 = 33,55 \text{ N}$$

1.3.- Banda transportadora:

En el aparatado anterior se ha calculado el esfuerzo tangencial, y anteriormente se ha definido la cinta que llevará la instalación en sus dos tramos horizontales, en este apartado se calcularán las tensiones que soportarán las cintas en ambas instalaciones y posteriormente se comprobará la idoneidad de la cinta seleccionada previos cálculos.

1.3.1.- Esfuerzos en la banda:

Para que el esfuerzo tangencial calculado se transmita del tambor de accionamiento a la banda de transporte es necesario que la banda adquiriera unas tensiones específicas en los dos ramales, en este apartado se calculan ambas tensiones a partir de este esfuerzo tangencial.



En primer lugar se calcula F_2 , esta será la fuerza mínima que se producirá en la banda y según el apartado 5.3.2 de la norma UNE 58-204 viene dada por la siguiente expresión:



$$F_{2\text{ mín}} = F_u \frac{1}{e^{\mu\varphi-1}}$$

Siendo $F_{2\text{ mín}}$ la tensión en el ramal, F_u la tensión tangencial anteriormente calculada, μ el coeficiente de rozamiento de la cinta respecto al tambor dado en la tabla 4 de este documento ($\mu = 0,4$) y φ el ángulo de abrace de la banda sobre el tambor en radianes, en esta instalación, en ambas cintas se tendrá un valor abrazado de 180° por lo tanto $\varphi = 3,15$ rad. Sustituyendo valores obtendremos:

$$F_{2\text{ mín}} (L = 6) = 63,81 \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,15 - 1}} = 46,75 \text{ N}$$

$$F_{2\text{ mín}} (L = 3) = 33,55 \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,15 - 1}} = 23,55 \text{ N}$$

Posteriormente, en el apartado 5.3.4 de la misma norma se facilita la expresión por la que viene dada F_1 o $F_{\text{máx}}$:

$$F_{\text{máx}} \approx F_{1\approx} F_u E \left(\frac{1}{e^{\mu\varphi-1}} + 1 \right)$$

En esta ecuación el único término nuevo es E , este término hace referencia al hecho de que el esfuerzo tangencial al arranque ha de ser mayor que en servicio permanente, y se estima en un valor de 1,65 según la norma el apartado 5.3.4 de la UNE 58-204.

Sustituyendo valores según la longitud de la cinta, se obtiene:

$$F_{\text{máx}} (L = 6\text{m}) = 63,81 \cdot 1,65 \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,15 - 1}} + 1 \right) = 177,18 \text{ N}$$

$$F_{\text{máx}} (L = 3\text{m}) = 33,55 \cdot 1,65 \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,15 - 1}} + 1 \right) = 88,70 \text{ N}$$

Tabla resumen resultados obtenidos:

Cinta	Esfuerzo tangencial	Tensión mínima	Tensión máxima
1 (Longitud = 6m)	63,81 N	46,75 N	177,18 N
2 (Longitud = 3m)	33,55 N	23,55 N	88,70 N



1.3.2.- Resistencia bandas:

Una vez obtenidos los valores máximos de las tensiones que se producirán en la banda, se comprobará que la cinta seleccionada será capaz de soportar estos esfuerzos.

La cinta elegida tiene una resistencia a la tracción de 10 daN/mm, es decir 1×10^6 N/m². La sección sobre la que se aplicará el esfuerzo es el producto de la anchura y del espesor de la cinta, $B = 0,3$ m y el espesor es de 1,5 mm, dando lugar a una sección de:

$$S_b = 0,3 \cdot 1,5 \times 10^{-3} = 4,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Multiplicando la sección transversal por la resistencia máxima a tracción se obtiene la tensión máxima admisible,

$$T_{adm} = S_b \cdot 1 \times 10^6 = 4,5 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^6 = 450 \text{ N}$$

Las tensiones máximas calculadas anteriormente son 177,88 N y 88,70 N, se multiplican por 1,5 para mayores y asegurar los cálculos, por lo tanto:

$$\text{Para la cinta de 6 metros } F_{\text{máx M}} = 1,5 \cdot 177,88 = 266,82 \text{ N}$$

$$\text{Para la de 3 metros } F_{\text{máx M}} = 1,5 \cdot 88,70 = 133,05 \text{ N}$$

Cotejando estos valores:

$$F_{\text{máx M}} < T_{adm}$$

La cinta seleccionada, además de ser óptima para este tipo de árido por resistir a los detergentes y a las grasas así como los picos que incorpora para evitar desplazamientos de las bolitas, cumple con creces los requisitos de diseño, por lo tanto será válida para ambas bandas transportadoras.

1.4.- Grupo de accionamiento:

Una vez se ha hallado el esfuerzo tangencial que hay que aplicar en los tambores motrices se está en disposición de calcular la potencia de accionamiento y una vez calculado esto seleccionar un elemento para que el sistema tome movimiento.



1.4.1.- Potencia de accionamiento:

En el apartado 5.2 de la norma **UNE 58-204** se encuentra la expresión de la potencia de accionamiento del transportador de banda.

La expresión de la potencia viene dada por:

$$P_A = F_u \cdot V$$

Donde F_u es el esfuerzotangencial calculado en el apartado 2 de documento y V la velocidad seleccionada para la cinta en el epígrafe 1 del presente anejo.

Del apartado 2 se obtiene:

$$F_u (L = 6m) = 63,81 \text{ N}, F_u (L = 3m) = 33,55 \text{ N}$$

Y del 1:

$$V = 0,25 \text{ m/s}$$

Se sustituyen en la ecuación anterior y se obtiene:

$$P_{A (L = 6m)} = 63,81 \cdot 0,25 = 15,95 \text{ W}$$

$$P_{A (L = 3m)} = 33,55 \cdot 0,25 = 8,40 \text{ W}$$

Estas potencias son la ideales para el funcionamiento a régimen nominal, pero para tener en cuenta la existencia de sobrecargas, o en el caso de que exista una parada de emergencia y la cinta esté totalmente cargada en su arranque, se aumenta esta potencia un 20%, un valor suficiente para la carga que transportarán las cintas.

Por lo tanto teniendo en cuenta este aumento:

$$P_{AM(L = 6m)} = 15,95 \cdot 1,2 = 19,15 \text{ W}$$

$$P_{AM (L = 3m)} = 8,40 \cdot 1,2 = 10,1 \text{ W}$$

1.4.2.- Selección grupo de accionamiento:

En el apartado anterior se ha obtenido la potencia de accionamiento pero no es suficiente para definir el grupo motriz, será necesario obtener también un régimen nominal de giro así como el par motriz que debe superar el motor para hacer circular el sistema.



En primer lugar se procede al cálculo del régimen de giro. Esta velocidad será la misma en ambos transportadores (como se ha calculado en el apartado 1 de este anejo). Para su cálculo se recurre a la fórmula básica de la velocidad angular:

$$\omega = \frac{V}{r}$$

Donde V es la velocidad nominal a la que se desplazará la cinta (0,25 m/s) y r el radio del tambor motriz, el cual viene definido por la norma como antes se ha citado y tiene un valor de 80×10^{-3} metros. Se sustituyen dichos términos en la ecuación:

$$\omega = \frac{0,25}{80 \times 10^{-3}} = 3,125 \text{ rad/s} \approx 30 \text{ R.P.M}$$

Con el valor de la velocidad angular y la potencia se pueden calcular los pares motrices (**M**) correspondientes a cada motor a partir de la siguiente expresión:

$$P_{AM} = M \cdot \omega$$

De tal manera que el par motriz en las dos instalaciones vendrá dado por:

$$M = \frac{P_A}{\omega}$$

Y tomará el valor de:

$$M_{(L=6m)} = \frac{19,15}{3,125} = 6,130 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{(L=3m)} = \frac{10,10}{3,125} = 3,232 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Por lo tanto el motor para el accionamiento de la cinta de 6 metros de longitud deberá tener un régimen nominal de 30 R.P.M. y superar el par motor de 6,130 N·m; mientras que en la cinta de 3 metros de longitud será necesario un par motor superior a 3,232 N·m.

Para la selección del motoreductor se siguen los pasos existentes en las tablas de selección del fabricante “Bamore”:

En primer lugar el fabricante indica que se debe calcular la potencia absorbida, es decir la potencia teórica necesaria en el eje. Este valor se calcula en el apartado anterior, se toma el mayor por ser el más desfavorable:

$$N_{abs} = 19,15 \text{ W}$$



Una vez obtenida la potencia absorbida, esta debe multiplicarse por el factor de servicio. Este factor se encuentra en las tablas del fabricante. Para su obtención es necesario indicar el tipo de máquina que llevará el motoreductor y el número de horas de servicio al día. Seleccionando cinta transportadora y 8 horas de servicio, se obtiene un factor de servicio de 1,15.

MAQUINA ACCIONADA TIPO DE MAQUINA	FACTOR f_s f_s FACTOR hs. de Servicio Service hrs.			APPLICATIONS AND INDUSTRY DRIVEN MACHINE
	8	16	24	
EXCAVADORAS Y DRAGAS				DREDGERS
Excavadoras de cangilones (cadena fija)	1.65	1.8	1.8	Bucket excavator
Excavadoras de cangilones (cadena suelta)	1.5	1.6	1.6	Trench machine
Traslación por orugas	1.65	1.8	1.8	Travelling gear (caterpillar)
Traslación por rieles	1.5	1.6	1.6	Travelling gear (rails)
Bombas de aspiración	1.4	1.5	1.6	Suction pumps
Apiladoras de cangilones	1.4	1.5	1.6	Bucket loader
Ruedas de cangilones	1.65	1.8	1.8	Bucket wheels
Cabezales de corte	1.65	1.8	1.8	Cutter heads
Dispositivo de viraje	1.65	1.8	1.8	Manoeuvring winches
TRANSPORTE Y ALMACENAJE				CONVEYORS
Montacargas	1.5	1.6	1.6	Hoists
Elevadores de personas	1.8	2.0	2.0	Passenger lifts
Elevadores inclinados	1.65	1.8	1.8	Inclined hoists
Elevadores de cangilones (rocas)	1.65	1.8	1.8	Bucket elevators (piece goods)
Elevadores de cangilones (granos)	1.5	1.6	1.6	Bucket elevators (bulk material)
Transportadores a cadena (redlers)	1.5	1.6	1.6	Chain conveyors
Transportadores de cangilones	1.5	1.6	1.6	Bucket conveyors
Transportadores circulares	1.5	1.6	1.6	Circular conveyors
Roscas transportadoras	1.15	1.4	1.5	Screw conveyors
Bandas transportadoras (granel)	1.15	1.4	1.5	Belt conveyors (bulk material)
Transportadores de banda (articulados)	1.3	1.5	1.7	Apron conveyors
Transportadores de cinta de acero	1.5	1.6	1.6	Steel belt conveyors
Bandas transportadoras (bultos grandes)	1.3	1.5	1.7	Belt conveyors (piece goods)
Transportadores de placas	1.5	1.6	1.6	Band pocket conveyors
Tornos de elevación	1.5	1.6	1.6	Ballast elevators

Con estos datos. El siguiente paso para la selección según el fabricante es calcular la potencia de entrada equivalente. Esta resulta de multiplicar el factor de servicio obtenido y la potencia absorbida:

$$N_{eq} = N_{abs} \cdot f_{d.s} = 19,15 \cdot 1,15 = 22,02 \text{ W}$$

Una vez obtenidos estos datos, según el fabricante, hay que preseleccionar un modelo en el que la velocidad de salida sea la necesaria, en este caso son 30 R.P.M. En las tablas de preselección se elige el modelo C00T3-0.13. Este tiene un régimen de giro de 31 R.P.M, válido para las cintas transportadoras.



Potencia Entrada	Velocidad Entrada	Velocidad Salida	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Útil
kW	HP	aprox. (RPM)	i		(fz)	(Nm)
0.07	0.10	5.4	168.13	C0T3	0.13 /6	2.55
		6.4	141.90	C0T3	0.13 /6	2.95
		6.9	131.48	C0T3	0.13 /6	3.25
		7.9	114.84	C0T3	0.13 /6	3.65
		1380	7.6	C0T3	0.13	3.45
		8.2	168.13	C0T3	0.13	3.85
		4.6	301.09	C00FR	0.13	0.95
		5.1	268.65	C00FR	0.13	1.05
		6.0	228.26	C00FR	0.13	1.25
		7.1	195.69	C00FR	0.13	1.45
		650	4.2	C00T3	0.13 /8	1.00
		4.3	151.52	C00T3	0.13 /8	1.05
		4.7	139.78	C00T3	0.13 /8	1.15
		5.5	117.43	C00T3	0.13 /8	1.30
		6.0	108.33	C00T3	0.13 /8	1.40
		6.7	96.95	C00T3	0.13 /8	1.55
		6.9	94.10	C00T3	0.13 /8	1.65
		7.4	88.14	C00T3	0.13 /8	1.70
		8.0	81.30	C00T3	0.13 /8	1.90
		910	5.5	C00T3	0.13 /6	1.25
		5.9	153.76	C00T3	0.13 /6	1.35
		6.0	151.52	C00T3	0.13 /6	1.40
		6.5	139.78	C00T3	0.13 /6	1.55
		7.7	117.43	C00T3	0.13 /6	1.70
		1380	8.3	C00T3	0.13	1.85
		9.0	153.76	C00T3	0.13	2.00
		9.1	151.52	C00T3	0.13	2.10
		9.9	139.78	C00T3	0.13	2.30
		11.8	117.43	C00T3	0.13	2.55
		12.7	108.33	C00T3	0.13	2.80
		14.2	96.95	C00T3	0.13	3.10
		14.7	94.10	C00T3	0.13	3.30
		15.7	88.14	C00T3	0.13	3.45
		17.0	81.30	C00T3	0.13	3.75
		19.4	71.16	C00T3	0.13	4.30
		22.0	63.01	C00T3	0.13	4.95
		25.0	54.74	C00T3	0.13	5.70
		27.0	50.49	C00T3	0.13	6.50
		31.0	44.87	C00T3	0.13	7.05
		33.0	41.39	C00T3	0.13	7.75

Este modelo consta de un motor trifásico asíncrono de 4 polos. Tiene una potencia de 0,07 KW, un factor de potencia ($\cos\phi$) de 0,80 y gira a una velocidad nominal de 1380 R.P.M, requiere una alimentación de 400 V y tiene una masa de 2,8 Kg. Se selecciona de alimentación trifásica puesto que conlleva unas ventajas superiores a un motor monofásico al tener más rendimiento y menos pérdidas. La reductora con tornillo sinfín tiene un índice de reducción (i) de 44,87, un par motriz de 28 N·m a la salida, y un peso de 7,8 Kg.

Por último, una vez preseleccionado el modelo, para comprobar que es válido, el fabricante indica que:

$$N.Motor > N.abs \cdot Fds$$

Estos datos son conocidos, por lo que sustituyendo:



$$70 \text{ W} > 19,15 \cdot 1,15 = 22,02 \text{ W}$$

Se cumple la ecuación de comprobación del fabricante, por lo que el motor seleccionado es válido. Puesto que la cinta de 3 metros necesita la misma velocidad de giro, se incorporará este motor también.

El motor irá acoplado a la estructura de las cintas mediante bridas B-14 y cada cinta llevará un motor distinto aunque de las mismas características.

Tanto el motor como la reductora cuentan con un acoplamiento B-14 por brida con 4 tornillos de métrica 8, a la salida de la reductora también se cuenta con este sistema de acoplamiento.

1.5.- Estructura portante:

Una vez definidos los elementos con los que cuentan ambas instalaciones se procede al cálculo de la estructura que ha de soportarlas. En el apartado 5 de la norma **UNE 58-214** se indica que para comprobar la viabilidad de la estructura hay que utilizar métodos de cálculo convencionales de resistencia de materiales para el cálculo de la tensión crítica, una vez calculada esta tensión se ha de comparar con la tensión admisible según el tipo de acero. Estos valores están definidos en la tabla 6 de la misma norma.

Por lo tanto, en primer se calculan las cargas a las que se encontrará sometida la estructura. Debido a que la armadura portante será simétrica se va a proceder a una análisis bidimensional para simplificar los cálculos.

La estación contenedora tendrá que soportar holgadamente el peso de la cinta, de los rodillos, del motorreductor, de los tambores y del material de transporte.

La masa por metro lineal de la cinta, tal y como indica el fabricante, es de 1,8 Kg/m, lo que al multiplicar por la aceleración de la gravedad (9,81 m/s) son **17,66 N/m**.

El motor y la reductora tienen una masa de 10,6 Kg, tal y como indica el fabricante, lo que se traduce en un peso de **104 N**.

La masa de un rodillo y de sus partes móviles es de 5,75 Kg, como se calcula en el apartado 2.1 del presente escrito, en un metro existen 14 rodillos, por lo que la masa de los rodillos y de sus partes móviles por metro:

$$5,75 \cdot 14 = 80,5 \text{ Kg/m}$$



Lo que se traduce en un peso de:

$$80,5 \cdot 9,81 = 789,70 \text{ N/m}$$

Ambos tambores motrices son iguales, y su masa total será la suma de la masa de la virola y el moyus (10,5 Kg), la masa de las partes móviles (9,6 Kg) y el soporte (2,9 Kg). Por lo que la masa total será 23 Kg, (los datos de las masa los proporciona el fabricante) lo que equivale a un peso de **225,63 N**.

Por último falta la masa del material que se transporta, en el apartado 2.2.1 de este documento se calcula, y se obtiene un valor de 0,25 Kg por metro, se multiplica por 9,81 y se obtiene el peso: **2,46 N/m**

Exceptuando la carga del motorreductor que sólo actúa en un lado, el resto de cargas halladas se reducirán a la mitad para simplificar el cálculo de forma bidimensional, siendo estas:

Peso tambor: **112,82 N**

Peso Motorreductor: **104 N**

Peso material: **1,43 N/m**

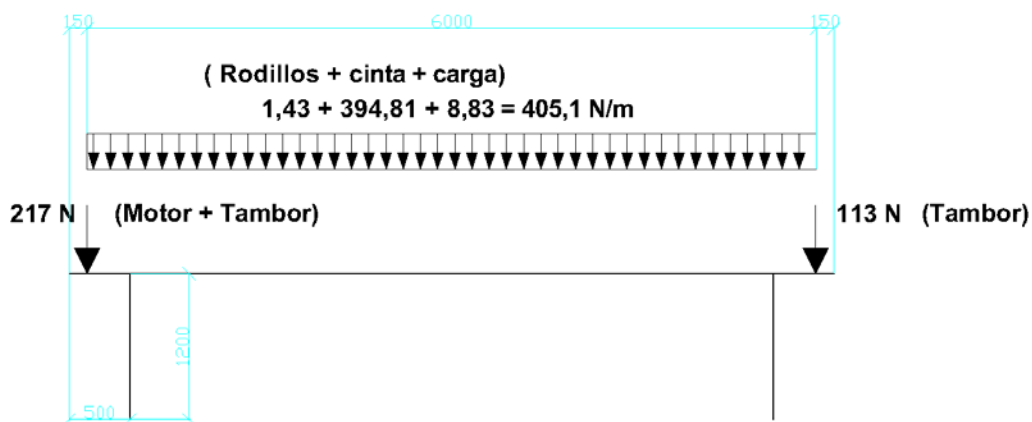
Peso rodillos: **394,81 N/m**

Peso cinta: **8,83 N/m**

Se disponen de dos cintas de iguales características pero de dimensiones distintas, por lo que se calcularán por separado.

1.5.1 Estructura de la cinta de 6 metros de longitud:

En la cinta de 6 metros de longitud, por motivos de manutención y de ergonomía para el personal, se han determinado unas patas de apoyo de 1,2 metros de altura. Inicialmente se realiza un reparto de las cargas para posteriormente obtener el diagrama de esfuerzos:



Sólo se considera el lado más desfavorable del almacén, en el cual irá anclado el motor y la reductora.

Una vez obtenido el reparto de cargas en una parte de la estructura portante se calculan los diagramas de esfuerzos, en los cuales se aprecian las cargas máximas a la que estará sometida la misma, los esfuerzos calculados se han aproximado a su valor más alto a modo de mayoración, simplificando así las labores de cálculo.



Diagrama de momentos flectores

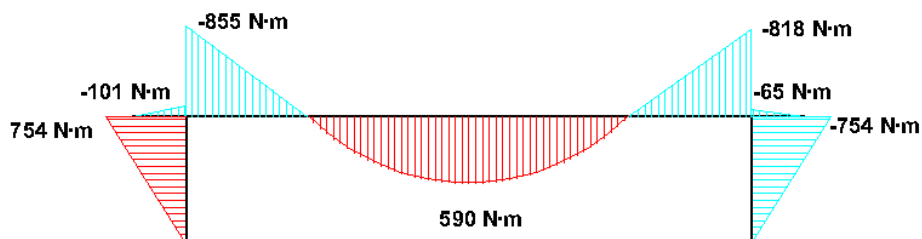


Diagrama de esfuerzos cortantes

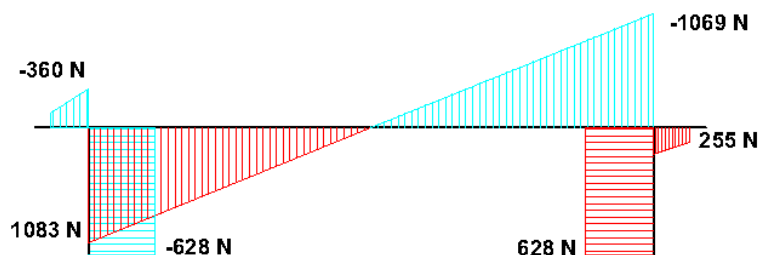
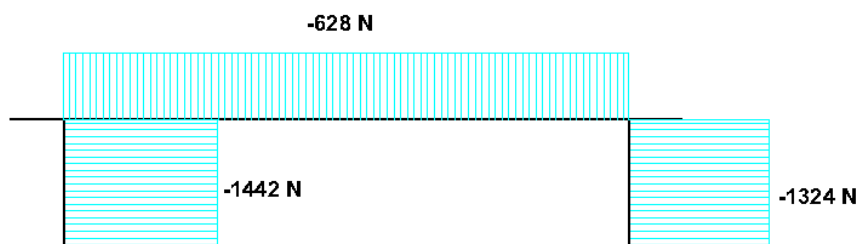


Diagrama de esfuerzos axiales



Una vez obtenidos los esfuerzos se debe identificar la sección crítica, es decir el lugar donde existe más riesgo de que la estructura ceda. En este caso la sección más desfavorable se encuentra en el centro de la barra central donde se encuentra el mayor momento flector y un axil de valor intermedio. A modo de mayoración y para asegurar que la estructura no cederá se decide realizar los cálculos teniendo en cuenta las cargas de mayor orden de toda la estructura, considerando en este punto presente el mayor cortante, aunque no sea realmente así.

A continuación se determina la tensión final equivalente que existirá en el almacén. La tensión equivalente se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$\sigma_{ep} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

Existen varios métodos para el cálculo de la tensión equivalente en un material dúctil, en este caso concreto se utiliza la fórmula arriba indicada ya que es la que se recomienda en el apartado 5 de la norma UNE 58-214.

σ_x y σ_y son los esfuerzos principales en los ejes, para su cálculo se se utilizan las siguientes fórmulas:

$$\sigma_x = \frac{Vmáx}{A}, \sigma_y = \frac{Nmáx}{A} + \frac{Mfmáx \cdot \frac{h}{2}}{I}$$

Donde $Vmáx$, $Nmáx$ y $Mfmáx$ son los valores máximos que se darán en la sección crítica, en este caso se tomarán los máximos de toda la estructura, de esta forma se asegura una resistencia óptima.

El resto de términos que se aprecian se corresponde con las características constructivas del material a utilizar en la estructura. En este caso se ha seleccionado un perfil laminado normalizado cuadrado de 80 mm de lado y 3 mm de espesor. Se ha seleccionado este perfil ya que los soportes del eje de los tambores tendrán una anchura de 70 mm y de esta manera se asegura una base firme para atornillarlos.

El perfil cuadrado seleccionado tiene las siguientes características constructivas:

- e (espesor) = 3 mm
- Masa por unidad de longitud (M) = 7,07 Kg/m
- Area sección transversal (A) = 9,01 cm² = 910 mm²
- Momento de inercia (I) = 87,8 cm⁴ = 878000 mm⁴



Una vez obtenidos todos los datos se completa la ecuación y se determinan los esfuerzos principales:

El término "h" se corresponde con la altura de la sección transversal del perfil, I es su momento de inercia y A el área de la misma. Estos términos son conocidos, sustituyendo:

$$\sigma_x = \frac{1083}{901} = 1,21 \text{ MPa},$$

$$\sigma_y = \frac{1442}{901} + \frac{855000 \cdot \frac{80}{2}}{878000} = 40,6 \text{ MPa}$$

A continuación se sustituyen estos valores en la expresión de la tensión equivalente:

$$\sigma_{ep} = \sqrt{1,21^2 + 40,6^2 \cdot 1,21^2 + 3 \cdot 0} = 41,17 \text{ MPa}$$

Una vez conocido este valor se debe determinar la tensión límite que soporta el material seleccionado para comparar este valor con el máximo existente en la instalación y determinar así la resistencia del armazón diseñado.

En el apartado 5 de la norma UNE 58-214 se indica una manera de realizar el cálculo de la tensión admisible en perfiles normalizados. Este valor viene dado por:

$$\sigma_a = \frac{R_{p0,2}}{1,5}$$

$R_{p0,2}$ es el límite elástico del material, en la tabla 5 de la UNE 58-214 existe una tabla donde especifica el valor del mismo según el tipo de acero, en el caso que de esta estructura es un acero Fe 430 tipo A y de un espesor de 3 mm:



Tabla 5
Valores característicos de los materiales

Material (ISO 630)		$R_{p0,2}, \text{ min}$			R_m	E	G	α_1
Grado	Calidad	$e^1 \leq 16$ N/mm ²	$16 < e \leq 40$ N/mm ²	$40 < e \leq 63$ N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	K ⁻¹
Fe 360	A	235	225	215	360 a 460	21×10^4	$8,1 \times 10^4$	$1,2 \times 10^{-5}$
	B	235	225	215				
	C	235	225	215				
	D	235	225	215				
Fe 430	A	275	265	255	430 a 530	21×10^4	$8,1 \times 10^4$	$1,2 \times 10^{-5}$
	B	275	265	255				
	C	275	265	255				
	D	275	265	255				
Fe 510	B	$e^1 \leq 16$	$16 < e \leq 35$	$35 < e \leq 50$	490 a 630	21×10^4	$8,1 \times 10^4$	$1,2 \times 10^{-5}$
		355	345	335				
		355	345	335				
		355	345	335				

1) e = espesor en milímetros.

Sustituyendo con el dato de la tabla se obtiene la tensión admisible para este tipo de acero:

$$\sigma_a = \frac{R_{p0,2}}{1,5} = \frac{275}{1,5} = 156,67 \text{ MPa}$$

Una vez conocidas tanto la tensión máxima “existente” como la tensión admisible se procede a la comprobación de la viabilidad de la estructura:

$$\sigma_{ep} \leq \sigma_a$$

Se puede asegurar así que la estructura será resistente a las cargas a las que se verá sometida, además se puede establecer un factor de seguridad que resultará del cociente de la tensión admisible y la equivalente:

$$\eta = \frac{\sigma_a}{\sigma_{ep}} = \frac{156,67}{41,17} = 3,80$$

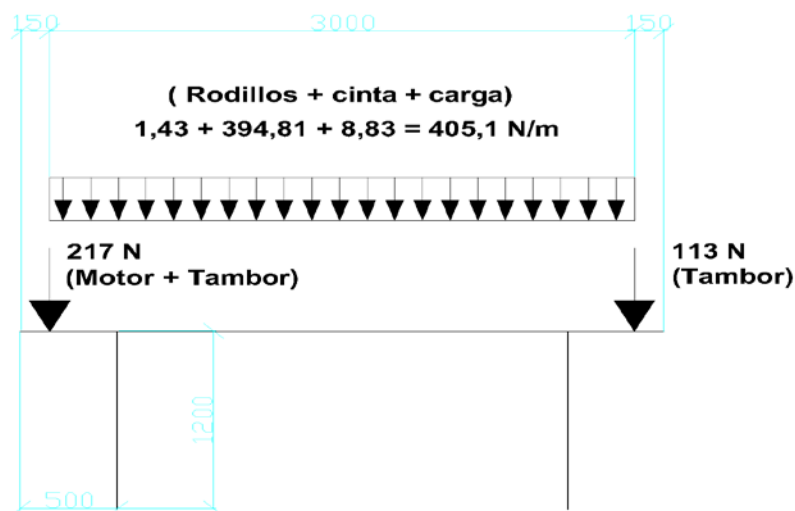
1.5.2.- Estructura de la cinta de 3 metros de longitud:



Para el cálculo de la estructura de la cinta de 3 metros de longitud se procede de la misma manera, primero se representa la distribución de las cargas en el plano bidimensional.

Las cargas a tener en cuenta serán las mismas, ya que tendrán los mismos elementos.

En la siguiente imagen se aprecia el croquis de la distribución de cargas:



Se aprecia que las cargas son las mismas que en la estructura de 6 metros, por lo tanto se van a obviar los diagramas de esfuerzos así como el cálculo de la resistencia, ya que al tener menos longitud, la carga longitudinal será menor, lo mismo ocurre con los momentos flectores, dependen de la longitud y del esfuerzo cortante, la longitud es menor por lo tanto estos serán menores. Además la sección transversal del material es la misma (Perfil cuadrado laminado 80x3).

Se concluye pues que los esfuerzos sobre la estructura serán menores y la sección es la misma, quedando así demostrada la resistencia de esta estructura.

1.5.3.-Anclaje de la estructura:

Una vez se han calculado los esfuerzos que soporta el armazón, se debe calcular un sistema para fijarla al suelo. Para ello se decide soldar una pletina cuadrada de acero S-275 de 18 centímetros de lado en la parte inferior de las patas. Estas chapas tendrán 2 perforaciones para atornillarlas al pavimento.

Las pletinas de acero deberán soportar la carga de la estructura más el peso de la misma, por ello se instalan los apoyos con 5 mm de espesor.



Para el cálculo de la resistencia de la pletina, en primer lugar hay que determinar las cargas que actuarán sobre la chapa. La estructura de 6 metros será la más desfavorable puesto que al tener mayor longitud es más pesada.

La carga que actúa sobre una pletina es el sumatorio de todas las cargas sobre la estructura y el peso de esta dividido entre dos.

Recurriendo al diagrama de cargas expuesto en el apartado 4.1 del presente anejo se obtiene el sumatorio de cargas sobre la estructura:

$$C_t = 217 \text{ N} + 113 \text{ N} + 405,1 \text{ N/m} \cdot 6 \text{ m} = 2761 \text{ N}$$

Debido a la simetría de la estructura y a la existencia de 2 pletinas, esta carga se divide entre dos:

$$C_{tf} = 1380,5 \text{ N}$$

El peso de la estructura se calcula mediante la tabla del fabricante, en la que se indica que este tipo de perfil tiene una masa lineal de 7,07 Kg/m. La estructura tiene un perfil de 6 metros de longitud (se toma la mitad de su longitud por existir dos pletinas) y dos patas de 1,2 metros (sólo se tiene en cuenta una para este cálculo), por lo tanto:

$$\text{Barra } 6 \text{ m} = 7,07 \cdot 3 = 21,21 \text{ Kg}$$

$$\text{Barra } 1,2 = 7,07 \cdot 1,2 = 8,5 \text{ Kg}$$

Se multiplican sendas masas por 9,81 y se suman, y se obtiene un peso total de la estructura sobre 1 pletina de **294,3 N**.

Sumando el peso de la estructura y las cargas se obtiene un esfuerzo total sobre la pletina de:

$$P_t = 1674,8 \text{ N}$$

Tras obtener el esfuerzo total se ha de determinar la tensión equivalente, siguiendo la coherencia de este anejo de cálculos justificativos, se determina por el método de Von Mises, por lo que:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

En este caso sólo se tiene un esfuerzo principal en el eje Y, por lo tanto el resto de términos no tendrán valor, siendo la tensión equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sigma_y = \frac{V_{m\acute{a}x}}{A}$$



La sección sobre la que actúa este esfuerzo es de 180 mm y de 5 mm de espesor, por lo que el área es de 900 mm².

$$\sigma_{eq} = \sigma_y = \frac{1674,8}{900} = 1,9 \text{ MPa}$$

Una vez calculada la tensión equivalente se procede al cálculo de la tensión admisible, tal y como indica la Norma UNE EN 10-025, para una chapa de acero S-275 de espesor menor a 16 mm la tensión admisible es de 275 MPa. Este valor es muy superior a la tensión máxima equivalente, por lo que la chapa es válida.

Una vez calculada la pletina adecuada, se debe determinar el tipo de anclaje. Se decide incorporar en cada pletina 2 pernos.

Para la selección del tornillo es necesario saber las reacciones en los apoyos:

Para ello se toma como referencia los diagramas de esfuerzo de la estructura de 6 metros calculados en este mismo apartado, como se aprecia en las patas del armazón se tienen unas reacciones verticales de:

$$R_{V1} \text{ (Pata izquierda)} = 1442 \text{ N}$$

$$R_{H1} \text{ (Pata izquierda)} = 628 \text{ N}$$

$$R_{V2} \text{ (Pata derecha)} = 1324 \text{ N} \quad R_{H2} \text{ (Pata derecha)} = 628 \text{ N}$$

Por lo tanto estas reacciones se repartirán entre el número de tornillos que se instalen, en este caso son 2 por lo que habrá que dividir estas reacciones a la mitad.

Sólo se tomarán las reacciones de la pata izquierda puesto que son las más desfavorables. Por lo tanto cada tornillo soportará:

$$\frac{R_{V1}}{2} = \text{esfuerzo de tracción en un perno} = 721 \text{ N}$$

$$\frac{R_{H1}}{2} = \text{esfuerzo a cortadura en un perno} = 314 \text{ N}$$

Además para asegurar aún más la junta se multiplican por 1,5 estos esfuerzos, quedando unos esfuerzos finales:

$$\sigma_T = 1081,5 \text{ N}$$

$$\tau_1 = 471 \text{ N}$$

En vista de las solicitaciones y de las características de la instalación se decide instalar un perno de cabeza hexagonal (M6 x 45) de calidad 6.8 con su correspondiente arandela, este



tipo de tornillo se ancla directamente al hormigón y al apretarse se expande quedando fijado al orificio sin necesidad de taco.



Gracias a las tablas del fabricante (Con la calidad del tornillo (6.8) sería suficiente para saber las cargas que soporta) se obtienen unos esfuerzos admisibles:

$$\sigma_{adm} = 7500 \text{ N}$$

$$\tau_{adm} = 6000 \text{ N}$$

Valores bastante superiores a los valores máximos obtenidos, dando así como válido el anclaje seleccionado.

1.5.4.- Elementos auxiliares comunes de la estructura:

Una vez establecida la estructura primaria se preparará para que albergue correctamente los componentes tales como los soportes del tambor, los soportes de los rodillos y un tensor en el tambor de cola.

Para adecuar la estructura a los soportes de los tambores motrices simplemente habrá que perforarla con el diámetro indicado para los tornillos que indica el fabricante de los soportes. Los pernos a usar serán M10 x 100mm con sus correspondientes arandelas en ambas secciones de contacto, tuerca con freno de la misma métrica y un par de apriete de 80 N·m. Cada soporte cuenta con dos tornillos, por lo tanto que habrá que realizar 4 perforaciones.

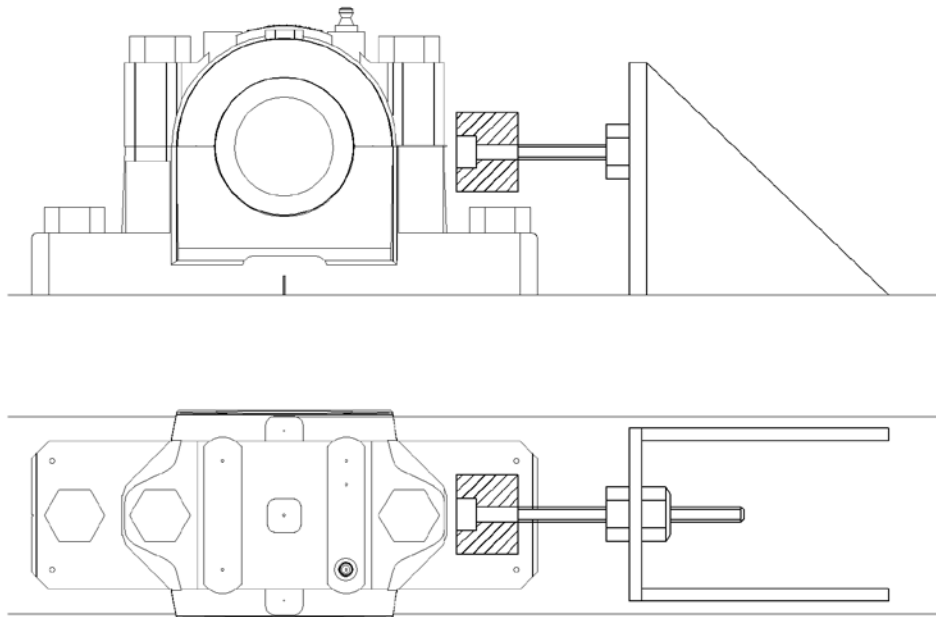
En los agujeros para el tambor de cola se perforará de tal manera que quede una ranura de 50mm de 10mm de ancho para desplazar el soporte cuando la cinta pierda tensión.

Para asegurar esta tensión sin que el soporte se desplace, la estructura llevará soldada una pletina de 70 mm de ancho, 95 mm de altura y un espesor de 7 mm e irá perforada por el centro para incorporar un tope de goma con tornillo de métrica 6, este tornillo dispondrá de tuerca y contratuerca para asegurarlo a la pletina, de esta manera cuando la banda pierda tensión por el desgaste, simplemente habrá que desplazar el soporte del tambor sobre la



estructura, apretar sus tornillos de fijación a la misma y posteriormente desplazar el tope con el tornillo y fijarlo a la pletina mediante la tuerca y la contratuerca.

En la figura siguiente se puede apreciar un esquema de esta pieza:



Para cálculo de la resistencia se toman en primer lugar los esfuerzos máximos a los que estará sometida la pieza. Suponiendo el caso más desfavorable (es decir, si todos los tornillos de soporte fallasen o no estuviesen apretados) los esfuerzos máximos a los que se sometería el tensor serán la suma de las dos tensiones de los ramales de la cinta transportadora. Estas tensiones se han calculado en el apartado 3.1 del presente anejo y tienen un valor máximo en la cinta de 6 metros ($T_{\text{máx}} = 177,2 \text{ N}$ y $T_{\text{mín}} = 46,75 \text{ N}$). Por lo tanto el esfuerzo total tendrá un valor de **224 N**. Este valor se dividirá entre los dos tensores, por lo que cada tensor soporta la mitad de esta carga (112 N).

Para el cálculo de la resistencia de esta pieza se recurre a un software para el cálculo de elementos finitos (Solid Edge).

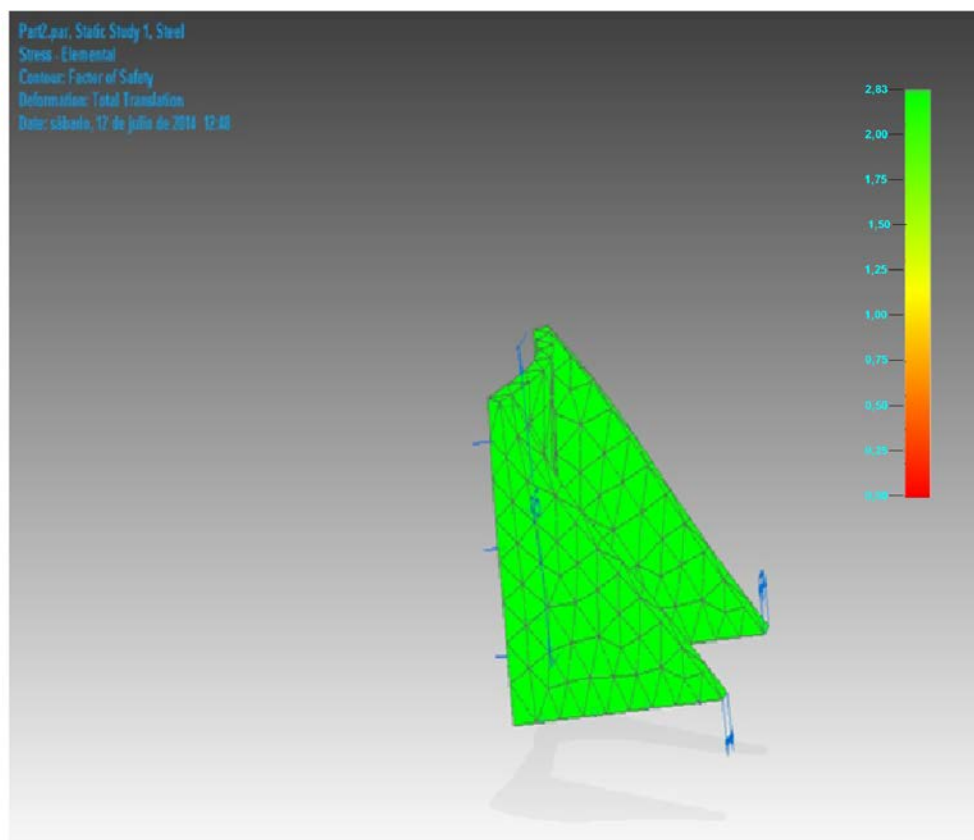
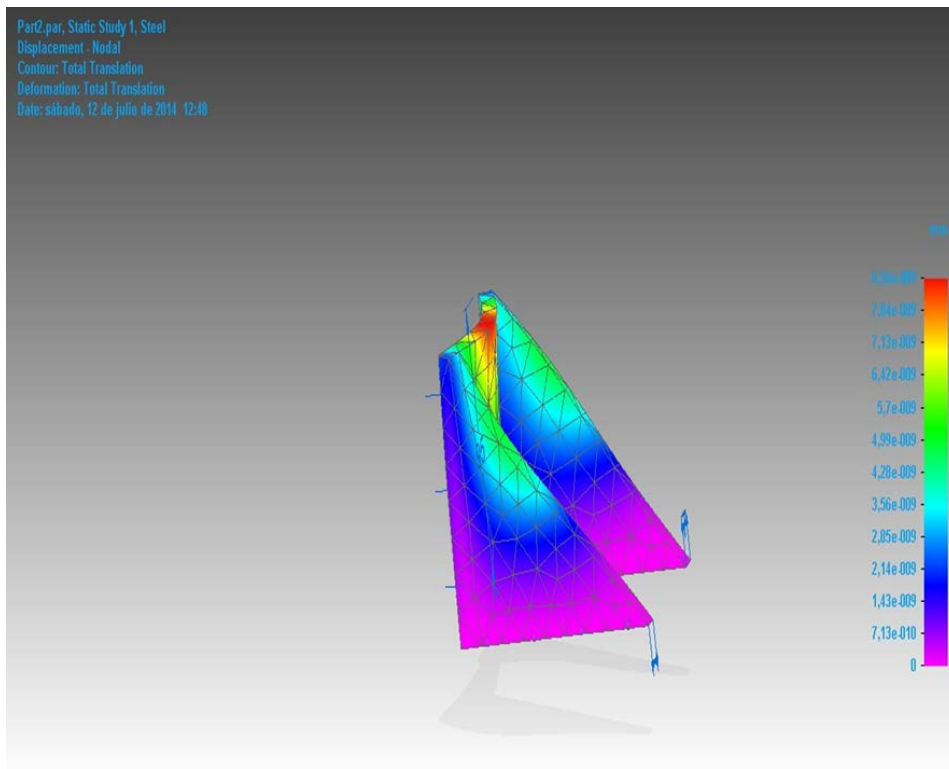
Para ello se introducen las dimensiones y el material (acero S-275) de la pletina, tal y como están en el documento Nº 2: Planos. Una vez definida la pieza en 3 dimensiones, se simula la carga a la que se verá sometida, en este caso son 112 N en el agujero en el que se insertará el tornillo.

Tras especificar la pieza, así como las cargas que actúan sobre la misma, se simula su comportamiento estático y se obtienen los resultados. Del mismo modo que en este anejo, el software utiliza el método de la tensión equivalente de Von Mises y muestra un factor de seguridad, además refleja la deformación de la pieza y el valor de la misma.

Todos estos datos se reflejan en un informe de simulación (Simulationreport) que genera el programa. Puesto que está en otro idioma (inglés) y son una gran cantidad de páginas, simplemente se reflejarán los datos fundamentales:

	Valor	Unidades
Deformación máxima	$0,5 \cdot 10^{-9}$	mm
Esfuerzo equivalente de Von Mises	97,1	MPa
Tensión admisible	275	MPa
Factor de seguridad	2,83	

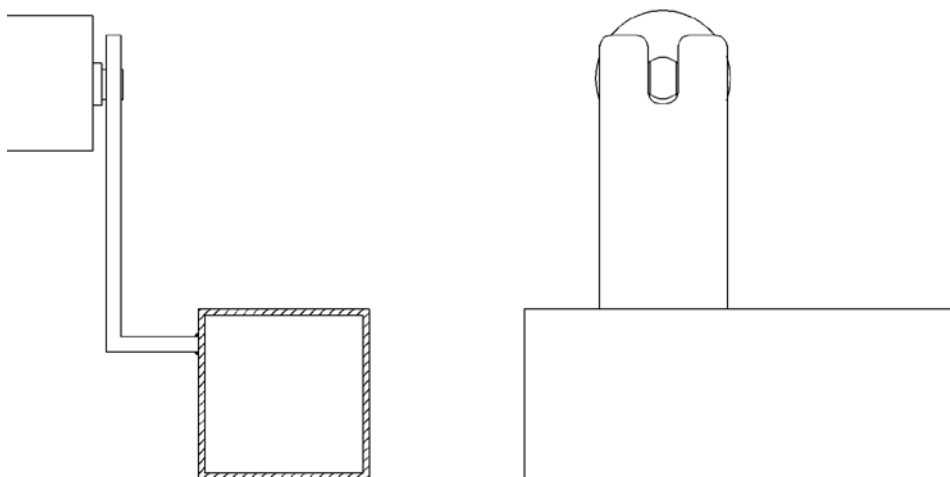
En la siguiente página se pueden apreciar dos imágenes de la simulación realizada, la primera muestra la deformación del elemento. Se encuentra escalada para apreciar donde se encuentra esta deformación, por lo que no se corresponde a la realidad. La segunda imagen muestra el factor de seguridad en cada parte de la pieza.





Como se observa gráficamente la pieza tiene un factor de seguridad de 2,83, por lo tanto se considera válida para el diseño.

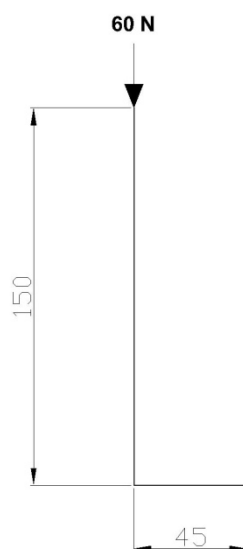
Para soportar los rodillos portantes, se soldaran a la parte interior de la estructura unas pletinas de acero S-275, estas pletinas de 7 mm de espesor dispondrán de un orificio en su parte superior para apoyar los rodillos, tal y como se aprecia en la imagen de la página siguiente:



El esfuerzo producido sobre este elemento será el peso del rodillo así como la carga del material, que será despreciable en comparación al peso del elemento portante. Como se indica en el apartado 2.1 el rodillo tiene una masa total de 5,75 Kg lo que se traduce en un peso de 56,41 N.

En primer lugar se calcula la sección crítica y sus esfuerzos principales

A continuación se expone la distribución de cargas tomando un plano bidimensional para simplificar los cálculos:



Los diagramas de esfuerzos se exponen a continuación:



Diagrama de momentos flectores

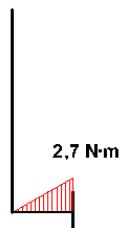


Diagrama de esfuerzos cortantes

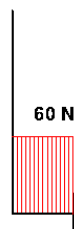
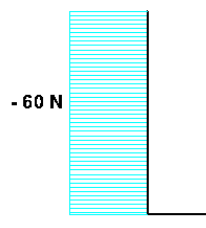


Diagrama de esfuerzos axiales



La sección más solicitada será la que tiene el momento flector de $2,7 \text{ N}\cdot\text{m}$ y el esfuerzo axil 60 N .

Para obtener los esfuerzos principales se aplican las siguientes ecuaciones:



$$\sigma_x = \frac{Vmáx}{A}, \sigma_y = \frac{Nmáx}{A} + \frac{Mfmáx \cdot \frac{h}{2}}{I}$$

Donde $V_{máx}$ es cero por no existir esfuerzo cortante en la sección. La sección donde se encuentra el área crítica tiene un espesor de 7 mm y una longitud de 45 mm, lo que se traduce en un área (A) = 315 mm². El momento de inercia (I_y) se calcula a partir de:

$$I_y = \frac{h^3 \cdot b}{12} = \frac{7^3 \cdot 45}{12} = 1286,25 \text{ mm}^4$$

Por lo tanto:

$$\sigma_y = \frac{57}{315} + \frac{2560 \cdot \frac{7}{2}}{1286,25} = 7,15 \text{ N/mm}^2$$

El cálculo de la tensión equivalente viene dado por la ecuación:

$$\sigma_{ep} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

Puesto que el resto de términos de la ecuación superior no tienen valor

$$\sigma_y = \sigma_{ep}$$

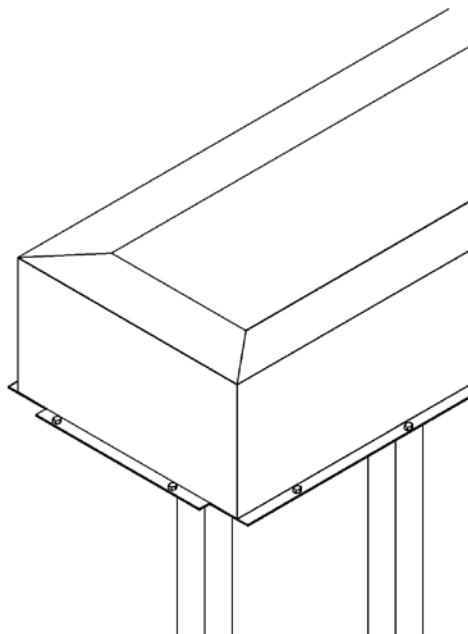
Una vez obtenido el esfuerzo equivalente se ha de hallar la tensión admisible del acero S-275. Este es un valor normalizado de **275 N/mm²**.

Como se observa el esfuerzo admisible es superior al máximo en la pieza, demostrando así la validez del diseño.

Ambas cintas recibirán el árido desde un sistema de descarga por gravedad por lo que dispondrá de una chapa doblada según especificaciones de planos para encauzar el material conforme cae. Esta irá atornillada con tornillos métrica 5 x 12mm, con su respectiva tuerca, cada 10 centímetros a una placa que irá soldada a la parte inferior del bastidor. Ambas chapas de acero tendrán un espesor de 3 mm. No se considera el cálculo ya que la gran mayoría de los áridos caerán sobre la cinta, además la masa de una bolita es de 0,02 Kg, tal y como se calcula en el apartado 2.1 de este documento, y el impacto de ella sobre la chapa no le afectará.

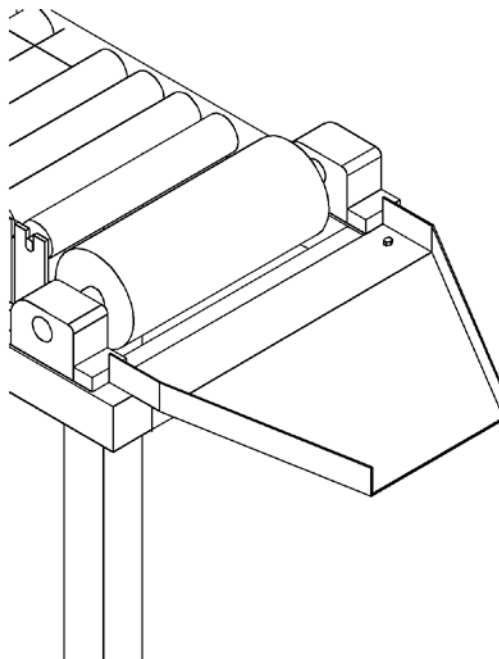


En el siguiente dibujo se aprecia la disposición de este sistema que además ejercerá de sistema de seguridad al evitar el acceso al tambor de accionamiento:



Por último, para la descarga del material, se dispondrán de unas chapas inclinadas de 3mm de espesor, estas irán fijadas a la estructura principal mediante tornillos autoroscantes de 6,25 mm de diámetro con arandela. Estos pernos soportan 3,91 kN a tracción y 2,35 kN a cortadura, se obvia la comparación puesto que como mucho esta pieza soportara un máximo de 0,5 kg.

En la imagen inferior se aprecia la disposición de la pieza:



1.6.- Sistema de seguridad:

Una vez diseñado todo el sistema en conjunto se han de establecer los sistemas de seguridad.

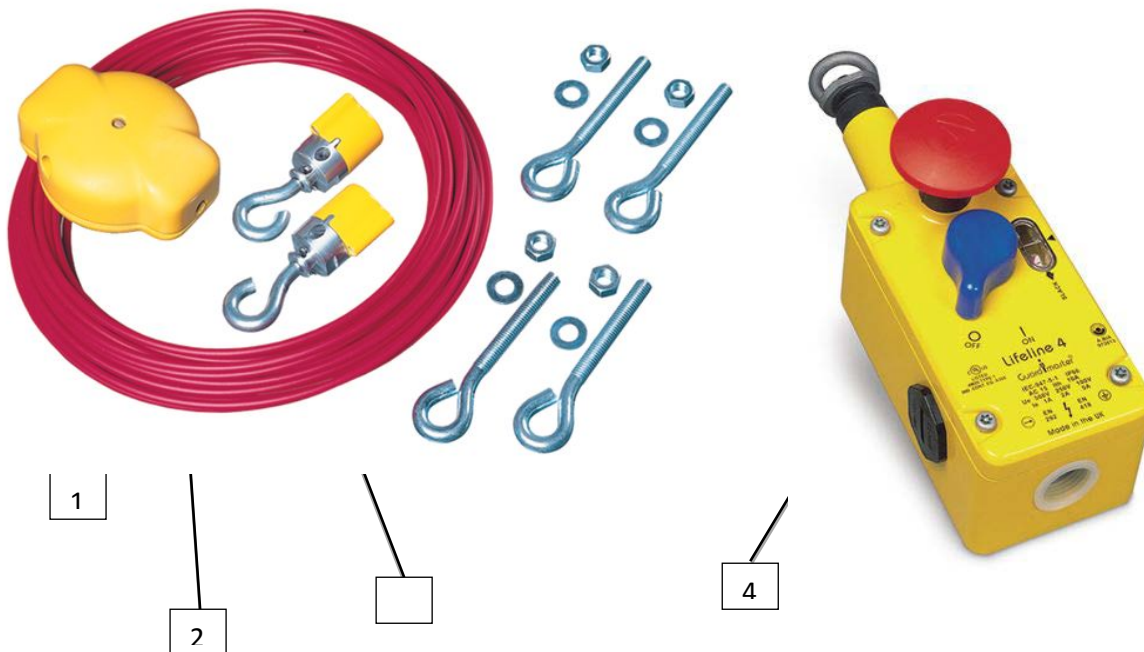
El principal peligro para los operarios en este tipo de instalación es el atrapamiento en los sistemas mecánicos que tienen movimiento, tales como los tambores, rodillo y motor, por lo que todas las zonas que conlleven riesgo de enrollamiento irán cubiertas mediante chapa de acero adecuada a la forma según la necesidad. Como se aprecia en el apartado 4.4 del presente documento, la chapa inclinada para la carga del material recubrirá estos elementos.

En último lugar se instalará un sistema de seguridad por tirón de cable. Tal y como indica la norma **UNE 58-211** debe existir un sistema que proporcione acceso constante al mecanismo de paro de emergencia. Para ello se instala un dispositivo accionado por tirón en ambas cintas transportadora. Se colocará un cable que rodee toda la estructura principal. La cuerda de acero inoxidable irá sustentada por argollas metálicas que irán ancladas a la estructura cada 70 centímetros. Este cable irá unido a un interruptor de paro de emergencia.

El sistema seleccionado es el modelo Lifeline 4, se ha elegido este sistema puesto que está conformado en materiales adecuados a la instalación (los otros modelos existentes están fabricados en acero inoxidable). El entorno de instalación no es corrosivo ni es húmedo como para elegir acero inoxidable.



A continuación se exponen unas imágenes del sistema y sus componentes:



- 1.- Es el elemento tensor del cable. Tiene la función de tensar el cable para que no tenga holgura.
- 2.- Cable de acero inoxidable recubierto de polipropileno.
- 3.- Argollas de conexión del cable al interruptor de paro de emergencia
- 4.- Interruptor de paro de emergencia

Este sistema irá además conectado entre el resto de instalaciones, puesto que si se detiene una máquina deberán de detenerse el resto.



Universidad
Politécnica
de Cartagena

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE DE ÁRIDOS
DESDE TOLVA DE ALIMENTACIÓN HASTA MÁQUINA CRIBADORA**

MIGUEL ANTONIO TURBEVILLE ALCÁNTARA





CAPÍTULO 2:
CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS DEL ELEVADOR DE
CANGILONES:



A continuación se procede al cálculo del elevador de cangilones que ha de salvar un desnivel de 3 metros de altura.

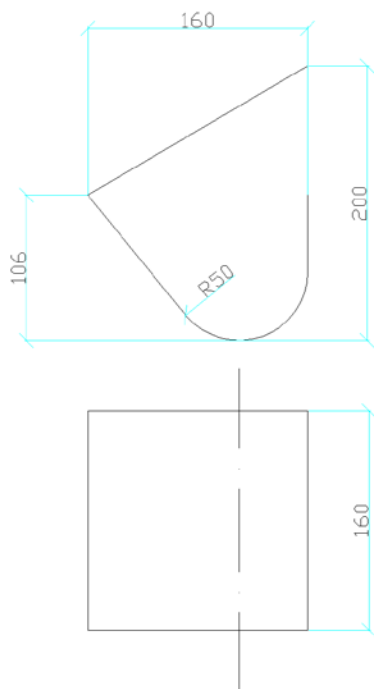
Esta instalación dispone de una banda de transporte, como la cinta transportadora, a la que se le acoplan los cangilones, y a través de un tambor motriz y otro de reenvío se completa el ciclo.

La carga se realiza directamente a través de una tolva, la cual está comunicada con la primera cinta transportadora y la descarga se realiza en la parte superior del elevador para que el árido caiga en la última cinta transportadora.

2.1.- Dimensionado de cangilones:

En primer lugar se ha de definir el tamaño y la capacidad del cangilón ya que es la pieza fundamental de este sistema (son los encargados de transportar el material desde la tolva hasta la descarga). Para el diseño del resto de elementos se parte de la capacidad y del tamaño de este elemento.

Las vasijas de transporte son elementos normalizados que vienen definidos en el apartado 3 de la norma **UNE 58-213**. En este epígrafe se establecen las medidas obligatorias que han de cumplirse; para este caso se ha decidido escoger el cangilón más pequeño debido a que la instalación tendrá un caudal másico mínimo (0,1736 Kg/s).



Proyección	160 mm
Anchura	160 mm
Altura total	200 mm
Altura	106 mm
Radio	50 mm
Capacidad nominal	1,9 L

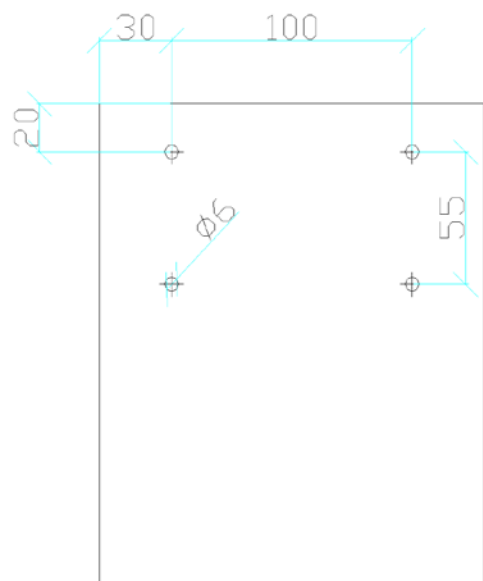


Los cangilones seleccionados están conformados por plancha de acero al carbono de 1,59 mm de espesor tienen una masa de 1,4 Kg.

2.1.1.- Unión cangilón a la banda

Los recipientes portantes se fijarán en la banda mediante tornillos especiales. Estos son de acero galvanizado, de cabeza ancha y plana, con arandela bombeada y tuerca. En este caso particular se han elegido unos tornillos M6 x 25 mm y un ancho de cabeza de 20mm.

Se realizan 4 agujeros para evitar que el cangilón se separe de la cinta en el momento de la descarga. Los orificios tendrán el mismo diámetro que los pernos y la distribución que se aprecia en el plano inferior.



Se debe comprobar la resistencia de los tornillos. Para ello, en primer lugar se calculará el esfuerzo al que estarán sometidos. Este esfuerzo puede ser de dos tipos, a cortadura o cizalladura y a tracción.

El esfuerzo a tracción es el que se produce longitudinalmente, tendiendo a separar así el tornillo de la junta. En este caso es el esfuerzo menos importante, ya que no existe ninguna fuerza directa que traccione el perno. Por lo tanto no se tendrá en cuenta para este cálculo, ya que será de un orden mínimo.



El esfuerzo de cortadura es el que se produce transversalmente en el tornillo. En esta instalación se tendrá un valor máximo de este tipo de esfuerzo puesto que la junta tiene fuerzas directas de cizalla. El peso del cangilón completamente cargado será el máximo esfuerzo a cortadura que tendrá el tornillo.

Para el cálculo de la tensión a cizalla se parte de un cangilón totalmente cargado con el árido que se va a transportar. Según la norma, tal y como se menciona en el apartado anterior de este documento, la capacidad máxima del recipiente de carga es de 1,9 L. Puesto que el material a transportar tiene una densidad de 1150Kg/m³ y partiendo de la ecuación fundamental de la densidad, se obtendrá la masa máxima que cargará.

$$\frac{M}{Vol} = \delta$$

$$\frac{M}{0,0019} = 1150$$

$$\text{Siendo } M = 2,19 \text{ Kg}$$

Al multiplicar la masa por la aceleración de la gravedad, se obtiene un peso de **22 N**.

Este peso es el que se aplicará al total de la junta. Ya que se han dispuesto 4 tornillos, se repartirá entre los 4, siendo la carga por perno de:

$$\frac{22}{4} = 5,5 \text{ N}$$

Según el fabricante, este tipo de anclaje resiste hasta **60 N** a cortadura, esfuerzo mucho mayor al que está solicitado cada tornillo, dando así como válido el elemento de unión.

2.2.- Dimensiones fundamentales:

Una vez seleccionado el cangilón con sus dimensiones se procede al dimensionado básico de la estructura y de los tambores. Para este proceso se recurre al apartado 3.2 de la norma UNE 58-212. En ella, a partir de las dimensiones del cangilón y la altura a salvar, se obtienen las medidas de la instalación.

El recipiente seleccionado anteriormente tiene unas medidas de a x b = 160 x 160 mm. Con estos valores y con la siguiente tabla se adquieren las medidas del resto del equipo:



C es el intervalo entre cangilones, o paso, y al igual que la velocidad se ha de determinar por el fabricante como se verá posteriormente.

2.3.- Cálculo paso y velocidad:

El diseño del elevador seleccionado tendrá como elemento tractor una banda de transporte, al igual que la cinta anteriormente calculada. Una vez calculadas las dimensiones de los cangilones y conocido el caudal, se podrá calcular la velocidad de elevación.

Esta velocidad viene dada por:

$$Q = \frac{Vol \cdot Va \cdot Cr}{Lb}$$

Donde:

Q es el caudal transportado; ya que son conocidos el caudal másico ($M = 0,1736 \text{ Kg/s}$) y la densidad del material ($\delta = 1150 \text{ Kg/m}^3$) se puede hallar Q realizando su cociente:

$$\frac{M}{\delta} = Q;$$

$$\frac{0,1736}{1150} = 1,51 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s};$$

Vol Es el volumen del cangilón, el cual se conoce del apartado 1 del presente documento, son $0,19 \text{ L} = 0,0019 \text{ m}^3$

Va Es la velocidad de ascenso, la incógnita a hallar.

Cr Es el coeficiente de llenado del cangilón, suele estar entre 0,6 y 0,8, se tomará 0,6 puesto que sería la carga más desfavorable;

Lb Es el paso entre cangilones, la distancia que los separa. Tal y como indica el punto 3.3 de la norma **UNE 58-212** es de libre elección del fabricante. Se decide tomar un paso igual a la altura de un recipiente de transporte, es decir 200 mm.

Sustituyendo en la ecuación se obtiene:



$$1,51 \cdot 10^{-4} = \frac{0,0019 \cdot V_a \cdot 0,6}{0,2}$$

$$\frac{0,2 \cdot 1,51 \cdot 10^{-4}}{0,0019 \cdot 0,6} = V_a = 0,027 \text{ m/s}$$

Como se aprecia es una velocidad reducida. Esto se debe a que el caudal másico que precisa la instalación es mínimo. Por lo tanto, se decide utilizar la misma velocidad que en las cintas transportadoras **0,25 m/s**, para mantener una coherencia de diseño.

2.4.- Cálculo fuerza tangencial:

Una vez conocida la velocidad a la que se debe desplazar el elevador así como las cargas que se oponen a su movimiento, se debe calcular la fuerza tangencial que se producirá en el tambor de accionamiento.

Teniendo en cuenta las fuerzas que tiene esta instalación y la ecuación que se expone en el apartado 5.1 de la norma **UNE 58-204**, se obtiene la siguiente ecuación para el cálculo del esfuerzo tangencial:

$$Fu = f \cdot L \cdot g [Km + 2 \cdot Kt]$$

Donde:

Fu Es el esfuerzo tangencial en el tambor de accionamiento;

f Es el coeficiente ficticio de rozamiento. Es una resistencia que se produce entre los tambores y la banda de transporte. De acuerdo con los resultados tomados de una gran serie de medidas en la redacción de la norma, se ha determinado un valor medio de 0,02;

H Es la altura de elevación. Es un dato del diseño: 3 metros de altura;

g Se corresponde con la aceleración de la gravedad, 9,81m/s²;

Km Es el peso por metro lineal del material que se transporta. Teniendo en cuenta que la altura de un cangilón es de 200 mm y que el paso entre ellos es de 200 mm se puede hallar este peso. Cada 400 mm hay un cangilón cargado, por lo tanto en un metro hay 2,5. Se



redondea a 3. Cada recipiente completamente cargado, tal y como se calcula en el apartado 1.1 del presente documento, pesa 22 N.

$$K_m = N^{\circ} \text{ cangilones} \cdot \text{peso} = 3 \cdot 22 = 66 \text{ N/m}$$

Las vasijas portantes nunca estarán completamente llenas pero se calculará sin tener esto en cuenta por ser el caso más desfavorable.

K_t Es el peso por metro lineal de la banda de transporte y de los cangilones sin carga. La masa del cangilón es conocida del apartado 1.1 de este documento, siendo 1,4 Kg, que al multiplicar por 9,81 se obtiene un peso de 13,75 N. En un metro existen 3 cangilones, por lo tanto en un metro tendremos, **$13,75 \cdot 3 = 41,23 \text{ N/m}$**

La masa de la banda de transporte es desconocida hasta ahora, por lo que se procede a su selección y en un epígrafe posterior a su comprobación.

Se selecciona la banda Drago del fabricante Esbelt. Está conformada en caucho con 4 capas de tejido conformado en poliamida y poliéster, su anchura será de 200 mm, y su espesor de 6,20 mm, tendrá una masa de 2,1 Kg/m, que al multiplicar por la aceleración de la gravedad da un peso de **$20,61 \text{ N/mm}$** .

Al sumar estos dos pesos, obtenemos:

$$K_t = 61,84 \text{ N/m}$$

Sustituyendo estos datos en la ecuación de la potencia, se obtiene:

$$F_u = 0,02 \cdot 3 \cdot 9,81 [66 + 2 \cdot 61,84] = 111,65 \text{ N}$$

2.5.- Cálculo de las tensiones en la banda:

Una vez calculado el esfuerzo tangencial, se puede hallar la tensión máxima y mínima que se darán en los ramales de la banda sobre el tambor.



2.5.1.- Tensiones en la banda.

El esfuerzo máximo que se produce en la banda se calcula a partir de la siguiente fórmula, expuesta en el apartado 5.3.4 de la norma **UNE 58-204**:

$$F_{m\acute{a}x} \approx F_{1\approx} F_u E \left(\frac{1}{e^{\mu\varphi-1}} + 1 \right)$$

Donde:

E , este término hace referencia al hecho de que el esfuerzo tangencial al arranque ha de ser mayor que en servicio permanente, y se estima en un valor de 1,65 según el epígrafe 5.3.4 de la norma UNE 58-204.

μ tiene un valor de 0,4 y es el coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor de accionamiento, este valor se calcula en el punto 2.2 del capítulo primero del presente anejo.

φ es el ángulo de enrollamiento de la banda sobre el tambor en radianes, la cinta tendrá un ángulo de 180° lo que se traduce en 3,15 rad.

Sustituyendo valores, se obtiene:

$$F_{m\acute{a}x} = 111,65 \cdot 1,65 \left(\frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,15-1}} + 1 \right) = 326,27 \text{ N}$$

La tensión mínima viene dada en el apartado 5.3.2 de la norma UNE 58-204 con la siguiente expresión:

$$F_{m\acute{i}n} = F_u \frac{1}{e^{\mu\varphi-1}}$$

Los términos de la ecuación están descritos en el párrafo anterior, por lo que sustituyendo:

$$F_{m\acute{i}n} = 111,65 \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,15-1}} = 86,10 \text{ N}$$

En el apartado anterior se ha seleccionado la cinta de transporte del sistema, esta deberá soportar holgadamente la tensión máxima que se ha calculado. El fabricante indica que la banda soporta una tensión de rotura de 5 N/mm². Se ha decidido utilizar esta cinta puesto que tiene una gran resistencia a los detergentes y a las grasas de origen vegetal o artificial. Además al estar conformada en poliamida y poliéster no se verá sometida a elongación cuando se le aplique tensión. Haciendo un uso más eficiente de los tambores y de la energía usada.



Una vez conocida la tensión admisible por la cinta, se calcula el esfuerzo máximo que soporta la banda:

$$E_{\text{máx}} = \frac{F_{\text{máx}}}{S}$$

Las dimensiones de la sección de 200 mm de anchura y de 6,20 mm de grosor, por lo que

$$S = 200 \cdot 6,2 = 1240 \text{ mm}^2$$

Sustituyendo en la ecuación del esfuerzo máximo:

$$E_{\text{máx}} = \frac{326,27}{1240} = 0,26 \text{ N/mm}^2$$

Un valor muy inferior al de la tensión admisible, por lo tanto la cinta seleccionada es válida.

2.5.2.- Tambores del elevador

La suma de estas tensiones será el esfuerzo que tendrán que soportar los tambores.

Por lo tanto la carga máxima en el sistema será:

$$T_{\text{máx}} + T_{\text{mín}} = 326,27 + 86,10 = 412,37 \text{ N}$$

Multiplicando este valor por 1,5 se mayor para así asegurar un esfuerzo máximo en caso de sobrecarga, se tiene:

$$C_{\text{máx}} = 618,55 \text{ N}$$

La única restricción que indica la norma es el diámetro de 500 mm para los tambores (apartado 2 de este documento). La longitud del tambor depende de la anchura de la cinta, como se ha seleccionado una banda de 200 mm de anchura, el tambor tendrá 250 mm de longitud.

Los tambores seleccionados están conformados en tubo de acero ST-52 al igual que el moyus y el eje central en acero F-114. Tienen una masa de 12,21 Kg y las partes móviles de 9,6 Kg.

El eje de tambor motriz irá alojado en un soporte normalizado SNL -509 (con rodamientos 22205-E 1-K). Los soportes del eje tienen una masa de 2,9 Kg cada uno.

El eje del tambor de cola se acopla a 2 soportes de eje con tensor incorporado (modelo MSTU-25). Este tipo de soporte tiene una masa de 0,6 Kg.



Ambos tipos de soporte incluyen tapa lateral, exceptuando un extremo del eje del tambor motriz que dispondrá de su acople para el grupo motriz.

El mecanismo del tambor motriz, según el fabricante, tiene una resistencia de 4800N.

Por lo tanto: $C_{\max} = 618,55 \text{ N} < C_{\lim} = 4800 \text{ N}$

El sistema del tambor de cola, según valores tabulados del proveedor, resiste 7800 N

De tal manera que: $C_{\max} = 618,55 \text{ N} < C_{\lim} = 7800 \text{ N}$

Demostrando así que los tambores seleccionados son válidos.

2.6.- Cálculo de la potencia necesaria:

Para el cálculo de la potencia de accionamiento se parte de la ecuación fundamental de la potencia:

$$P = F_u \cdot V$$

Fu y V se calcularon en los apartados 4 y 3 respectivamente del presente anejo.

Sustituyendo:

$$P = 111,75 \cdot 0,25 = 27,95 \text{ W}$$

Este es el valor de la potencia teórica para la instalación.

2.6.1.- Sistema de accionamiento:

Una vez calculada la potencia para que el sistema entre en marcha se ha de calcular un elemento que sea capaz de proporcionarle este valor al sistema.

En el apartado 3 se calculó la velocidad a la que se desplazará el sistema. Ya que esta velocidad ha de ser transferida por el tambor motriz se calcula la velocidad angular que proporcionará la celeridad necesaria. La velocidad angular viene dada por:

$$\omega = \frac{V}{r}$$



V es la velocidad nominal y r el radio del tambor motriz, estos términos están definidos en los apartados 3 y 2 respectivamente. Se sustituyen en la ecuación y se obtiene:

$$\omega = \frac{0,25}{250 \cdot 10^{-3}} = 1 \text{ rad/s} \approx 10 \text{ R.P.M}$$

A partir de esta velocidad y de la potencia se halla el par motor que ha de superar el elemento motor. La expresión del par viene dada por:

$$M = \frac{P}{\omega}$$

Se sustituyen los valores que se han calculado en los párrafos anteriores:

$$M = \frac{41,93}{1} = 42 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Con estos cálculos se deduce que el sistema que accione el elevador ha de girar a una velocidad nominal de 10 R.P.M y superar los 42 N·m del par motor holgadamente.

Con estos datos se selecciona de las tablas del fabricante un motoreductor que se adecúe a las características. Para ello, al igual que en las cintas transportadoras, se selecciona el fabricante “Bamore”. Se procede de la misma manera que en el apartado 4.2 del capítulo 1 del presente anejo.

En primer lugar el fabricante indica que se debe calcular la potencia absorbida, es decir la potencia teórica necesaria en el eje. Este valor se calcula en el apartado anterior:

$$N_{\text{abs}} = 27,95 \text{ W}$$

Una vez obtenida la potencia absorbida, esta debe multiplicarse por el factor de servicio. Este factor se encuentra en las tablas del fabricante. Para su obtención es necesario indicar el tipo de máquina que llevará el motoreductor y el número de horas de servicio al día. Seleccionando cinta transportadora y 8 horas de servicio, se obtiene un factor de servicio de 1,5.



MAQUINA ACCIONADA TIPO DE MAQUINA	FACTOR fs fs FACTOR hs. de Servicio Service hrs. 8 16 24			APPLICATIONS AND INDUSTRY DRIVEN MACHINE
EXCAVADORAS Y DRAGAS				DREDGERS
Excavadoras de cangilones (cadena fija)	1.65	1.8	1.8	Bucket excavator
Excavadoras de cangilones (cadena suelta)	1.5	1.6	1.6	Trench machine
Traslación por orugas	1.65	1.8	1.8	Travelling gear (caterpillar)
Traslación por rieles	1.5	1.6	1.6	Travelling gear (rails)
Bombas de aspiración	1.4	1.5	1.6	Suction pumps
Apiladoras de cangilones	1.4	1.5	1.6	Bucket loader
Ruedas de cangilones	1.65	1.8	1.8	Bucket wheels
Cabezales de corte	1.65	1.8	1.8	Cutter heads
Dispositivo de viraje	1.65	1.8	1.8	Manoeuvring winches
TRANSPORTE Y ALMACENAJE				CONVEYORS
Montacargas	1.5	1.6	1.6	Hoists
Elevadores de personas	1.8	2.0	2.0	Passenger lifts
Elevadores inclinados	1.65	1.8	1.8	Inclined hoists
Elevadores de cangilones (rocas)	1.65	1.8	1.8	Bucket elevators (piece goods)
Elevadores de cangilones (granos)	1.5	1.6	1.6	Bucket elevators (bulk material)
Transportadores a cadena (redlers)	1.5	1.6	1.6	Chain conveyors
Transportadores de cangilones	1.5	1.6	1.6	Bucket conveyors
Transportadores circulares	1.5	1.6	1.6	Circular conveyors
Roscas transportadoras	1.15	1.4	1.5	Screw conveyors
Bandas transportadoras (granel)	1.15	1.4	1.5	Belt conveyors (bulk material)
Transportadores de banda (articulados)	1.3	1.5	1.7	Apron conveyors
Transportadores de cinta de acero	1.5	1.6	1.6	Steel belt conveyors
Bandas transportadoras (bultos grandes)	1.3	1.5	1.7	Belt conveyors (piece goods)
Transportadores de placas	1.5	1.6	1.6	Band pocket conveyors
Tornos de elevación	1.5	1.6	1.6	Ballast elevators

Con estos datos. El siguiente paso para la selección según el fabricante es calcular la potencia de entrada equivalente. Esta resulta de multiplicar el factor de servicio obtenido y la potencia absorbida:

$$N_{eq} = N_{abs} \cdot f.d.s = 27,95 \cdot 1,5 = 41,92 \text{ W}$$

Una vez obtenidos estos datos, según el fabricante, hay que preseleccionar un modelo en el que la velocidad de salida sea la necesaria, en este caso son 10 R.P.M. En las tablas de preselección se elige el modelo C00T3-0.10. Este tiene un régimen de giro de 11,8 R.P.M, válido para el elevador.



Potencia Entrada		Velocidad Entrada aprox. (RPM)	Velocidad Salida aprox. (RPM)	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Útil	
kW	HP			(i)		(fz)	(Nm)	
.07	0.10	1380	0.9	1578.57	C3TR	0.10	2.00	770
			1.1	1239.35	C3TR	0.10	2.55	605
			1.4	1007.26	C3TR	0.10	3.15	491
			1.6	838.46	C3TR	0.10	3.80	409
			1.4	998.97	C2FR	0.10	2.00	487
			1.8	778.76	C2FR	0.10	2.55	380
			2.2	628.09	C2FR	0.10	3.15	306
			2.7	518.51	C2FR	0.10	3.80	253
			1.2	1167.81	C1FR	0.10	1.00	570
			1.5	910.38	C1FR	0.10	1.30	444
			1.9	734.24	C1FR	0.10	1.60	358
			2.1	671.37	C1FR	0.10	1.75	328
			2.3	606.14	C1FR	0.10	1.95	296
			2.6	523.38	C1FR	0.10	2.25	255
			3.3	422.12	C1FR	0.10	2.80	206
			3.7	370.60	C1FR	0.10	3.20	181
			4.0	348.47	C1FR	0.10	3.40	170
			8.3	166.68	C00T3	0.10	2.30	83
			9.0	153.76	C00T3	0.10	2.50	76
			9.1	151.52	C00T3	0.10	2.60	75
			9.9	139.78	C00T3	0.10	2.90	69
			11.8	117.43	C00T3	0.10	3.20	58
			12.7	108.33	C00T3	0.10	3.50	54
			14.2	96.95	C00T3	0.10	3.90	48
			14.7	94.10	C00T3	0.10	4.10	47
			15.7	88.14	C00T3	0.10	4.30	44
			17.0	81.30	C00T3	0.10	4.70	40
			19.4	71.16	C00T3	0.10	5.40	35
			22.0	63.01	C00T3	0.10	6.20	31
			25.0	54.74	C00T3	0.10	7.10	27
			27.0	50.49	C00T3	0.10	8.10	25
			31.0	44.87	C00T3	0.10	8.80	22

Este modelo consta de un motor trifásico asíncrono de 4 polos. Tiene una potencia de 0,07 KW, un factor de potencia ($\cos\phi$) de 0,80 y gira a una velocidad nominal de 1380 R.P.M, requiere una alimentación de 400 V y tiene una masa de 3,2 Kg. Se selecciona de alimentación trifásica puesto que conlleva unas ventajas superiores a un motor monofásico al tener más rendimiento y menos pérdidas. La reductora con tornillo sinfín tiene un índice de reducción (i) de 117,43, un par motriz de 58 N·m a la salida, y un peso de 11,8 Kg.

Por último, una vez preseleccionado el modelo, para comprobar que es válido, el fabricante indica que:

$$N_{\text{Motor}} > N_{\text{abs}} \cdot F_{\text{ds}}$$

Estos datos son conocidos, por lo que sustituyendo:

$$70 \text{ W} > 27,95 \cdot 1,5 = 41,92 \text{ W}$$

Se cumple la ecuación de comprobación del fabricante, por lo que el motor seleccionado es válido.



El motor irá acoplado a la estructura de las cintas mediante bridas B-14 y cada cinta llevará un motor distinto aunque de las mismas características.

Tanto el motor como la reductora cuentan con un acoplamiento B-14 por brida con 4 tornillos de métrica 8, a la salida de la reductora también se cuenta con este sistema de acoplamiento.

2.7.- Estructura portante:

2.7.1.-Armazón estructural:

Una vez seleccionados y calculados los elementos principales de la instalación se debe instalar un armazón estructural que soporte las cargas a las que estará sometido.

Para el cálculo de la armadura del elevador se han de determinar todas las cargas que debe soportar. Se decide dividir la estructura en 2 partes, una sección superior que aguantará el tambor motriz, el motor y la carga principal, y una parte inferior que soportará el peso de la superior así como el tambor de reenvío.

Los pesos que soportará la estructura serán los siguientes:

- Tambor motriz y de cola: el conjunto de tambor, elementos móviles y soportes tiene una masa de 27,6 Kg (apartado 5.2 de este anejo). Multiplicando por 9,81 se obtiene un peso total de **271 N**.
- Motor y reductora: según los datos del fabricante el conjunto motor y reductor tiene una masa de 15 Kg, lo que equivale a **147,2 N**.
- Carga transportada: como se calcula en el apartado 4 del presente documento. Tiene un valor de 66 N/m. El recorrido se realiza durante 3 metros, por lo tanto el peso máximo total será: **200 N**.
- Banda y cangilones: calculado también en el apartado 4 de este mismo anejo. Se determina un valor de 41,23 N/m. La cinta alcanzará 7 metros de longitud por lo que se tiene un peso de **289 N/m**.

Estas cargas se repartirán entre los dos lados de la estructura, menos en el lado del motor, por lo que estas cargas se reducirán a la mitad exceptuando la carga producida por el elemento accionador.



Una vez que se han determinado los pesos, se realiza un croquis de la estructura con la disposición de las cargas y se obtienen los diagramas de esfuerzos. En la página siguiente se aprecian ambos cálculos.

Tambor + motorreductor + material + banda y cangilones
 $135,5 + 147,2 + 100 + 144,5 = 527,2 \text{ N}$

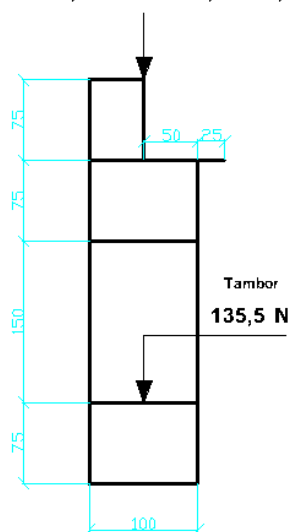


Diagrama de momentos flectores

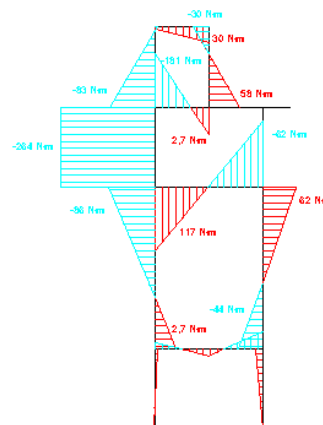


Diagrama de esfuerzos cortantes

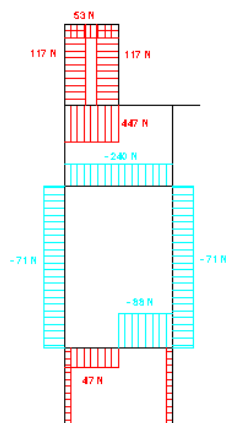
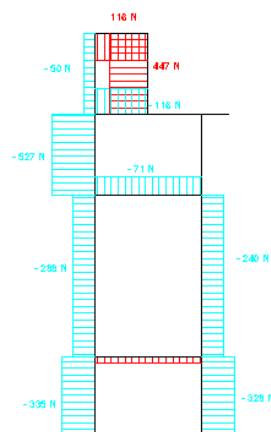


Diagrama de esfuerzos axiales





En los diagramas de esfuerzos no se reflejarán los esfuerzos que sean de un orden 10 veces menor respecto a los esfuerzos máximo, esto se debe en primer lugar a que de esta manera la ilustración tiene una mejor comprensión puesto que no se mezclan números ni líneas. En segundo lugar, al ser de un orden 10 veces menor respecto a los mayores no van a ser significantes en los cálculos posteriores.

Una vez obtenidos los diagramas se procede de la misma manera que en el apartado 4.1 del capítulo 1 de los cálculos justificativos. Primero se localiza la sección crítica. Esta se encuentra en la parte superior de la estructura donde se encuentra el mayor momento flector y el mayor axil. De la misma manera que en el epígrafe 4.1 del anterior capítulo, se tomarán todos los esfuerzos mayores, prescindiendo de la sección crítica para conferir más seguridad en el diseño. Por lo tanto se toma el flector máximo (564 N·m), el mayor esfuerzo cortante (477 N) y el axil de mayor valor (527 N). Con estos valores se calcula la tensión equivalente a partir de:

$$\sigma_{ep} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$

Existen varios métodos para el cálculo de la tensión equivalente en un material dúctil, en este caso concreto se utiliza la fórmula arriba indicada ya que es la que se recomienda en el apartado 5 de la norma UNE 58-214.

σ_x y σ_y son los esfuerzos principales en los ejes, para su cálculo se utilizan las siguientes fórmulas:

$$\sigma_x = \frac{Vmáx}{A}, \sigma_y = \frac{Nmáx}{A} + \frac{Mfmáx \cdot \frac{h}{2}}{I}$$

El término "h" se corresponde con la altura de la sección transversal del perfil, I es su momento de inercia y A el área de la misma.

Para seguir una coherencia en el diseño se toma el mismo perfil comercial que en el apartado 4.1 del capítulo 1 de los cálculos justificativos:

- e (espesor) = 3 mm
- Masa por unidad de longitud (M) = 7,07 Kg/m
- Area sección transversal (A) = 9,01 cm² = 910 mm²
- Momento de inercia (I) = 87,8 cm⁴ = 878000 mm⁴



Se sustituyen los valores en las ecuaciones de los esfuerzos principales:

$$\sigma_x = \frac{477}{910} = 0,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = \frac{527}{910} + \frac{564000 \cdot \frac{80}{2}}{878000} = 26,27 \text{ MPa}$$

Dando lugar a una tensión máxima equivalente de:

$$\sigma_{ep} = \sqrt{0,52^2 + 26,27^2 + 0,52 \cdot 26,27 \cdot 0} = 26,53 \text{ MPa}$$

Una vez obtenida la tensión equivalente se calcula la tensión admisible del acero estructural que conforma la estructura portante para comparar ambos valores y comprobar la validez de la estructura. En el apartado 4.1 de capítulo anterior se puede apreciar el cálculo completo de la tensión admisible de este perfil por lo que simplemente se refleja el valor:

$$\sigma_a = \frac{R_{p0,2}}{1,5} = \frac{275}{1,5} = 156,67 \text{ MPa}$$

Con estos resultados se proceda a comparar el esfuerzo máximo admisible y el esfuerzo máximo equivalente de la instalación.

$$\sigma_{ep} = 26,53 \text{ MPa} < \sigma_a = 156,67 \text{ MPa}$$

Se puede asegurar así que la estructura será resistente a las cargas a las que se verá sometida, además se puede establecer un factor de seguridad que resultará del cociente de la tensión admisible y la equivalente:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ep}} = \frac{156,67}{26,53} = 5,9$$

2.7.2.-Anclaje de la estructura:

Con el esqueleto estructural creado, se le incorporara una chapa metálica de 1,5 x 0,75 metros y 5 milímetros de espesor. Esta chapa irá anclada al suelo con los pernos que se reflejan en el apartado 4.3 del capítulo 1 de los cálculos justificativos.

Como se aprecia en el apartado 7.1 del presente documento, el esfuerzo que producirá la estructura sobre el perno es de 335 N a tracción (el esfuerzo cortante es muy pequeño en comparación a este por lo que no se tiene en cuenta). El tornillo es capaz de soportar hasta 7500 N a tracción por lo que será válido para este uso.

2.7.3.-Cubierta de la estructura:

Al inicio de este apartado se calcula la estructura portante conformada por barras huecas cuadradas. Como elemento de seguridad y por estética, esta estructura se cubrirá mediante chapas conformadas de 1,5 mm de espesor. Para fijar estas chapas se incorporarán tuercas autoremachables de métrica 4 a los perfiles. Las chapas irán perforadas para ser atornilladas en los perfiles.

Este tipo de unión resiste 10.000 N a tracción y 7.500 N a cortadura, sobre la unión actuarán simplemente el peso propio de la chapa, de un orden medio de 50 N, esta carga actuará a cortadura sobre el anclaje. Se obvian pues los cálculos de estas resistencias.

El peso de estas chapas no se ha tenido en cuenta en el cálculo de la estructura portante puesto que el factor de seguridad obtenido en la estructura es de 5,9. Es decir, la estructura es capaz de soportar casi 6 veces las cargas a las que se ve sometida. El peso total de las chapas es de 130 Kg repartidos uniformemente por toda la estructura. Este valor no tendrá una gran influencia en el esfuerzo equivalente calculado por lo que no se considera necesario el cálculo. En caso de que el factor de seguridad fuese menor se calcularía.

2.7.4.-Elementos auxiliares de la estructura:

El almacén metálico incorpora una serie de elementos auxiliares para el correcto uso del sistema elevador. Son los siguientes:

Tolva de carga: está conformada en chapa de acero S-275 de 3 mm conforme indican los planos. Irá fijada a la estructura principal mediante 4 remaches de acero (4,8 X 12 mm). Este anclaje soporta 6400 N a cortadura y 5100 N a tracción.

Placas antiderrame: tanto en la zona de carga del árido como en la de descarga se incorporan 2 láminas de acero S-275 de 3 mm según las especificaciones del plano para evitar el derrame de las bolitas. Estas también van fijadas a la estructura principal mediante los mismos remaches. La chapa antiderrame situada en la zona de carga llevará 2 remaches y la que se encuentra en la zona de descarga 4.

En ambos casos se obvian los cálculos de resistencia puesto que estos elementos auxiliares no son sometidos a cargas pesadas. Tienen la función de encauzar el árido, el cual como se ha visto en este anejo pesa 0,02 Kg. Puesto que el caudal másico es de 0,1736 Kg/s, esta será la carga máxima a la que se verán sometidos estos elementos.



2.8.- Sistema de seguridad:

El riesgo principal de este tipo de instalaciones es el de enrollamiento en un elemento mecánico, por ello toda la estructura va cubierta.

De la misma manera que en las cintas, se coloca un sistema de tirón por cable a una altura de 1,5 metros. Este sistema irá comunicado con los otros dos, de tal manera que todas las instalaciones se detengan a la vez en caso de emergencia.

En el apartado 5 del capítulo anterior (Cálculos justificativos de las cintas) se explica y se ilustra este sistema de seguridad.