



Universidad  
Politécnica  
de Cartagena



**industriales**  
etsii UPCT

# **SISTEMA DE TRANSPORTE DE ÁRIDOS DESDE TOLVA DE ALIMENTACIÓN HASTA MÁQUINA CRIBADORA, INCLUYENDO DOS TRAMOS DE DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL Y UNO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL**

---

## **ANEXO N°1 – CÁLCULOS**

Titulación: Grado en Ingeniería  
Intensificación: Mecánica  
Alumno/a: Javier Espín Ballesta  
Director/a/s: Miguel Lucas Rodríguez

Cartagena, 30 de septiembre de 2014



Para poder dimensionar el sistema objeto del presente proyecto, primero es necesario calcular el caudal a transportar.

Las formulas usadas pertenecen al libro *transporte y almacenamiento de materias primas en la industria básica*, capítulo IV- transportes continuos.

a) Capítulo 1: Cálculo del caudal

El proyecto está propuesto para un caudal de 5000Kg/día. Esto da los siguientes valores de Caudal:

$$\text{kg/hora:} \quad 5000 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ h}} = 625 \text{ kg/h}$$

$$\text{kg/s:} \quad 625 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0.18 \text{ kg/s}$$

Caudal volumétrico considerando la densidad de las sales de baño  $\rho = 1100 \text{ Kg/m}^3$ :

$$G = 0.18 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{1}{1100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1.6 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$G = 1.6 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 3600 \text{ s} = 0.6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Una vez calculado el caudal, dato principal del proyecto, se aplica una mayoración del 23% al mismo:

$$G = 0.6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$G^* = 0.74 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

A partir de ahora, cuando se cite al gasto se obviará el asterisco y los demás parámetros serán adecuados a este.



Se procede a calcular el paso, la capacidad por vuelta, la capacidad total y la potencia necesaria del motor de cada una de las tres partes, para ello se utilizarán las tablas de la bibliografía referida para cada uno de los tres tramos.

Tabla LVIII:

A efectos de un cálculo aproximado, la tabla LVIII indica las capacidades que se consiguen en función del diámetro del tornillo, velocidad del mismo y coeficientes de llenado del material.

TABLA LVIII

Diámetro del helicoide (mm)	Tipo A $C_1 = 45 \%$		Tipo B $C_1 = 30 \%$		Tipo C $C_1 = 15 \%$	
	Q (m³/h)	n (r. p. m.)	Q (m³/h)	n (r. p. m.)	Q (m³/h)	n (r. p. m.)
	Q (m³/h)	n (r. p. m.)	Q (m³/h)	n (r. p. m.)	Q (m³/h)	n (r. p. m.)
100	3,5	180	1	125	—	—
200	23	140	11,5	100	4	63
400	120	100	57	71	18	45
500	195	90	90	63	29	40
630	305	80	145	56	47	36
800	—	—	225	50	70	32

- b) Capítulo 2: Cálculo del paso, capacidad por vuelta, capacidad y potencia para cada uno de los tres tramos

- Parte horizontal de 6 metros de longitud:

- Cálculo del Paso:

$$v = \frac{P \cdot N}{60} (m/s) \quad \text{Dicha fórmula obtenida del libro}$$

*transporte y almacenamiento de materias primas en la industria básica*, está diseñada para que con las magnitudes siguientes se obtenga el paso en metros.

Siendo:

P= Paso (m)

N=125 (rpm) Tabla LVIII.

v=velocidad (m/s). Suelen estar comprendidas entre 0.2 y 0.4 m/s. Se toma el valor intermedio

$$P = \frac{0.3 \frac{m}{s} \cdot 60}{125 rpm} = 0.144 \approx 0.15m$$

- Capacidad por vuelta:

$$q = C_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot P$$

Siendo:

$C_1 = 30 \%$  Coeficiente de llenado.



$D = 0.1$  (m) Diámetro del tornillo sin fin. Tabla LVIII.

$$q = 0.3 * \frac{\pi}{4} * 0.1^2 * 0.15 = 3.54 \times 10^{-4} m^3$$

– Capacidad en  $\frac{m^3}{h}$ :

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} * P * N * 60 * C_1$$

$$Q = \frac{\pi 0.1^2}{4} * 0.15 * 125 * 60 * 0.3 = 2.63 \frac{m^3}{h}$$

Ajustando a las necesidades:  $N=35$ rpm

$$Q = \frac{\pi 0.1^2}{4} * 0.15 * 35 * 60 * 0.3 = 0.74 \frac{m^3}{h}$$

– Potencia

$$W = \frac{TH + Q\gamma LC_2}{270}$$

Siendo:

$W$ = Potencia (CV)

$T$ = Capacidad ( $\frac{T}{h}$ )  $T = 0.814 (\frac{T}{h})$

$Q$ = Capacidad ( $\frac{m^3}{h}$ )  $Q = 0.74 (\frac{m^3}{h})$

$H$ = Desnivel (m)  $H = 0(m)$

$L$  = Longitud  $L=6(m)$

$C_2$  = Coeficiente de resistencia al avance.  $C_2 = 3$

$\gamma$  = *Peso específico*  $1.1 (\frac{T}{m^3})$   $\gamma = 1.1$

$$W = \frac{0 + 0.74 * 1.1 * 6 * 3}{270} = 0.05 CV = 40W$$

Dimensionado de la parte horizontal de 6 metros:

$D=0.1$  m

$P=0.15$  m

$N=35$  rpm

$v=0.0875$  m/s

$Q=0.74 \frac{m^3}{h}$

$d = 0.030$ m diámetro exterior del eje.

$\beta = 0.005$ m espesor de la espiral.

$L = 6$  m

- Parte vertical del tornillo.



Este tornillo vertical, se proyecta con un ángulo de  $80^\circ$  para que obtenga mayor rendimiento que uno completamente vertical.

- Cálculo del Paso:

$$v = \frac{P \cdot N}{60} (m/s)$$

Siendo:

P= Paso

N=125 (rpm) Tabla LVIII.

v=velocidad (m/s). Suelen estar comprendidas entre 0.2 y 0.4 m/s.

$$P = \frac{0.3 \frac{m}{s} \cdot 60}{125 rpm} = 0.144 \cong 0.15m$$

- Capacidad por vuelta:

$$q = C_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot P$$

Siendo:

$C_1 = 30\%$  Coeficiente de llenado.

D = 0.1 (m) Diámetro del tornillo sin fin. Tabla LVIII.

$$q = 0.3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.1^2 \cdot 0.15 = 3.54 \times 10^{-4} m^3$$

- Capacidad en  $\frac{m^3}{h}$ :

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P \cdot N \cdot 60 \cdot C_1$$

$$Q = \frac{\pi 0.1^2}{4} \cdot 0.15 \cdot 125 \cdot 60 \cdot 0.3 = 2.63 \frac{m^3}{h}$$

Ajustando a las necesidades: N=35rpm

$$Q = \frac{\pi 0.1^2}{4} \cdot 0.15 \cdot 35 \cdot 60 \cdot 0.3 = 0.74 \frac{m^3}{h}$$

- Potencia

$$W = \frac{TH + Q\gamma LC_2}{270}$$

Siendo:

W= Potencia (CV)

T= Capacidad ( $\frac{T}{h}$ )

Q= Capacidad ( $\frac{m^3}{h}$ )

H= Desnivel (m)

L = Longitud

$C_2$  = Coeficiente de resistencia al avance.

$\gamma$  = *Peso específico*  $1.1 (\frac{T}{m^3})$

$$T = 0.814 (\frac{T}{h})$$

$$Q = 0.74 (\frac{m^3}{h})$$

$$H = 3(m)$$

$$L = 3.04(m)$$

$$C_2 = 3$$

$$\gamma = 1.1$$



$$W = \frac{0.814 \cdot 3 + 0.74 \cdot 1.1 \cdot 3 \cdot 3}{270} \cong 0.04 CV = 30W$$

Dimensionado de la parte vertical:

$$D = 0.1 \text{ m}$$

$$P = 0.15 \text{ m}$$

$$N = 35 \text{ rpm}$$

$$v = 0.0875 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.74 \frac{m^3}{h}$$

$$d = 0.030 \text{ m} \text{ diámetro exterior del eje.}$$

$$\beta = 0.005 \text{ m} \text{ espesor de la espiral.}$$

$$L = 3.04 \text{ m}$$

- Segunda parte horizontal, 3 metros:

- Cálculo del Paso:

$$v = \frac{P \cdot N}{60} (m/s)$$

Siendo:

P = Paso

N = 125 (rpm) Tabla LVIII.

v = velocidad (m/s). Suelen estar comprendidas entre 0.2 y 0.4 m/s.

$$P = \frac{0.3 \frac{m}{s} \cdot 60}{125 \text{ rpm}} = 0.144 \cong 0.15 \text{ m}$$

- Capacidad por vuelta:

$$q = C_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot P$$

Siendo:

$C_1 = 30 \%$  Coeficiente de llenado.

D = 0.1 (m) Diámetro del tornillo sin fin. Tabla LVIII.

$$q = 0.3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.1^2 \cdot 0.15 = 3.54 \times 10^{-4} m^3$$

- Capacidad en  $\frac{m^3}{h}$ :

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P \cdot N \cdot 60 \cdot C_1$$

$$Q = \frac{\pi 0.1^2}{4} \cdot 0.15 \cdot 125 \cdot 60 \cdot 0.3 = 2.63 \frac{m^3}{h}$$

Ajustando a las necesidades: N=35rpm

$$Q = \frac{\pi 0.1^2}{4} \cdot 0.15 \cdot 35 \cdot 60 \cdot 0.3 = 0.74 \frac{m^3}{h}$$



– Potencia

$$W = \frac{TH + Q\gamma LC_2}{270}$$

Siendo:

W= Potencia (CV)

T= Capacidad ( $\frac{T}{h}$ )

$$T = 0.841 \left( \frac{T}{h} \right)$$

Q= Capacidad ( $\frac{m^3}{h}$ )

$$Q = 0.74 \left( \frac{m^3}{h} \right)$$

H= Desnivel (m)

$$H = 0(m)$$

L = Longitud

$$L = 3(m)$$

$C_2$  = Coeficiente de resistencia al avance.

$$C_2 = 3$$

$\gamma$  = *Peso específico*  $1.1 \left( \frac{T}{m^3} \right)$

$$\gamma = 1.1$$

$$W = \frac{0 + 0.74 \cdot 1.1 \cdot 3 \cdot 3}{270} \cong 0.03 CV = 20W$$

Dimensionado de la segunda parte horizontal:

D=0.1 m

P=0.15 m

N=35 rpm

v=0.0875 m/s

$$Q = 0.74 \frac{m^3}{h}$$

d= 0.030m diámetro exterior del eje.

$\beta$ = 0.005m espesor de la espiral.

L= 3 m



Las formulas usadas para el cálculo del eje, pertenecen al libro de la asignatura: *elasticidad y resistencia de materiales* de la Universidad Politécnica de Cartagena, y al libro *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley* usado en la asignatura Diseño de elementos de máquinas.

- c) Capítulo 3: Primero se procederá a calcular el peso de las hélices y del eje por unidad de longitud. Esto conseguirá unos cálculos que serán aplicables a los tres tramos, como se puede comprobar en el apartado anterior.

Hélices: Acero inoxidable AISI 304 con  $\rho = 7930 \frac{Kg}{m^3}$

- Dimensiones:

$D = 0.1m = 100mm$  Diámetro exterior

$d = 0.03m = 30mm$  Diámetro interior

$e = 0.001m = 1mm$  Espesor

- Cálculo de área:

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(0.1^2 - 0.03^2)}{4} = 7.15 * 10^{-3} m^2$$

- Cálculo de volumen:

$$V = A * e = (7.15 * 10^{-3}) * 0.001 = 7.15 * 10^{-6} m^3$$

- Cálculo del peso de una hélice:

$$P = \rho * V * g = 7930 * 7.15 * 10^{-6} * 9.81 = 0.57N$$

- Cálculo de la carga uniforme del peso de la hélice: sabiendo que el paso es de 0.15m

$$\frac{N}{m} = \frac{0.57}{0.15} = 3.8 \frac{N}{m}$$

$$\frac{N}{mm} = \frac{0.57}{150} = 3.8 * 10^{-3} \frac{N}{mm}$$





Eje: Acero inoxidable AISI 304 con  $\rho = 7930 \frac{Kg}{m^3}$  y  $S_y = 276 \text{Mpa}$

- Dimensiones:

$D = 0.03 \text{m} = 30 \text{mm}$  Diámetro exterior

$d = 0.028 \text{m} = 28 \text{mm}$  Diámetro interior

- Cálculo de área:

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(0.03^2 - 0.028^2)}{4} = 9.11 * 10^{-5} m^2$$

- Cálculo de volumen:

$$V = A * l = (9.11 * 10^{-5}) * 1 = 9.11 * 10^{-5} m^3$$

- Cálculo del peso del eje por unidad de longitud:

$$P = \rho * V * g = 7930 * 9.11 * 10^{-5} * 9.81 = 7.087 \text{N}$$

- Cálculo de la carga uniforme del peso del eje:

$$\frac{N}{m} = \frac{3.656}{1} = 7.08 \frac{N}{m}$$

$$\frac{N}{mm} = \frac{3.656}{1000} = 7.08 * 10^{-3} \frac{N}{mm}$$

- Cálculo de la carga uniforme total, del peso del eje más la hélice:

$$\frac{N}{m} = 7.08 + 3.8 = 10.88 \frac{N}{m}$$

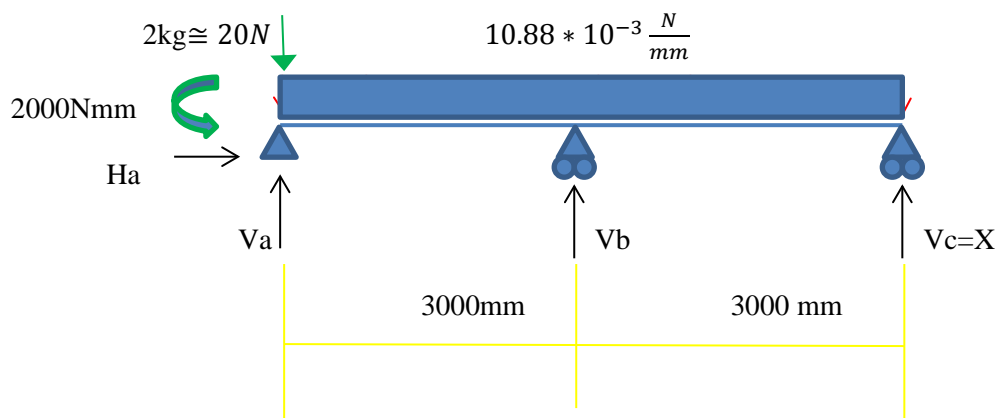
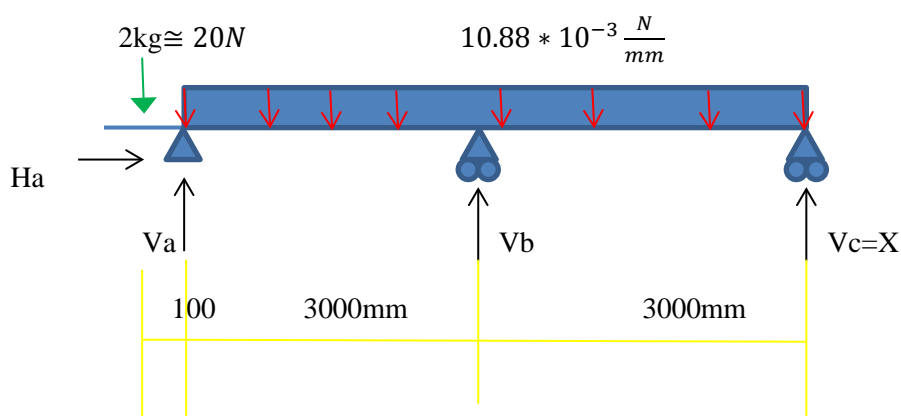
$$\frac{N}{mm} = (7.08 * 10^{-3}) + (3.8 * 10^{-3}) = 10.88 * 10^{-3} \frac{N}{mm}$$



- d) Capítulo 4: Cálculo del eje del primer tramo: Estudio a carga estática, y cálculo de la flecha máxima.

El cálculo a fatiga no se realiza debido a las pocas revoluciones a las que está sometido, y puesto que se va a imponer flecha mínima como condición de diseño al ser un tornillo sin fin, por lo que las fibras internas del eje no estarán sometidas a cambios significativos de sollicitación en cada revolución.

- Cálculo a carga estática: Cálculo de reacciones en los apoyos, caso hiperestático, resuelto por el método de Mohr (página 186 del libro elasticidad y resistencia de materiales). Los 2 kg en el voladizo corresponden al peso del acoplamiento.





– Cálculo de reacciones: Incógnita hiperestática  $V_c = X$

$$\sum F_y = 0; \quad V_a + V_b + X = 85.28$$

$$\sum F_x = 0; \quad H_a = 0$$

$$\sum M_c = 0; \quad 2000 + 20 \cdot 6000 + 65.28 \cdot 3000 = V_a \cdot 6000 + V_b \cdot 3000$$

$$317840 = V_a \cdot 6000 + V_b \cdot 3000$$

$$V_b = \frac{317840 - V_a \cdot 6000}{3000} \quad (d-1)$$

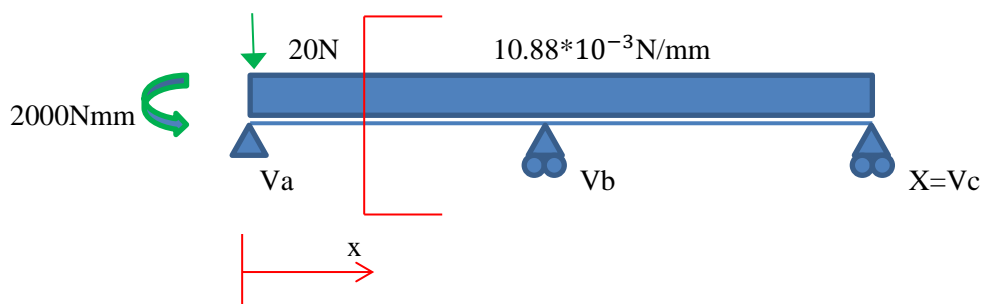
– Cálculo de la incógnita hiperestática mediante el segundo teorema de Mohr:

$$t_{\frac{c}{a}} = \delta c = \int_A^C x \frac{M dx}{EI}$$

$$\text{sabiendo } \delta c = 0 \quad 0 = \frac{1}{EI} \int_A^C x * M_{ac} dx = 0$$

Se realiza esta integral mediante dos tramos: A-B , B-C

Tramo A-B

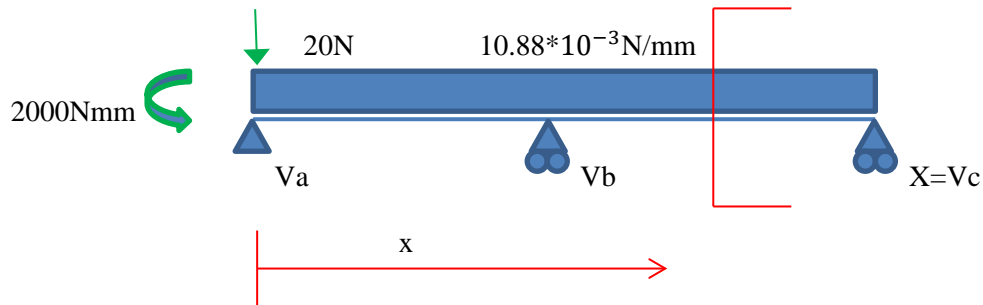


$$\int_0^{3000} x * M_{ab} * dx = \int_0^{3000} (2000x + 20x^2 - V_a x^2 + 10.88 * 10^{-3} \frac{x^3}{2}) dx =$$

$$= 2.99 * 10^{11} - 9 * 10^9 V_a = 0$$



Tramo B-C



$$\int_{3000}^{6000} x * M_{bc} * dx =$$

$$\int_{3000}^{6000} (2000x + 20x^2 - V_a x^2 + 7.46 * 10^{-3} \frac{x^3}{2} - V_b x(x - 3000)) dx =$$

$$= 2.93910^{12} - V_a 6.3 * 10^{10} - V_b 2.25 * 10^{10} = 0$$

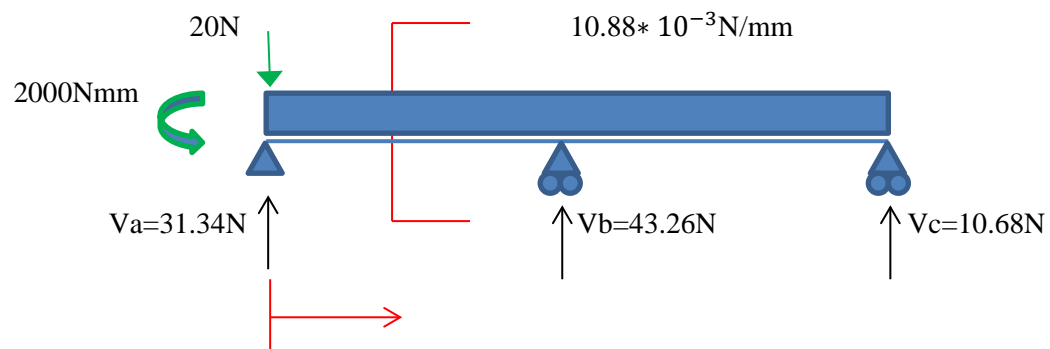
Aplicando el teorema, sabiendo  $\delta c = 0$  y resolviendo la ecuación con la ecuación (d-1) ;

$$3.23 * 10^{12} - V_a 7.2 * 10^{10} - V_b 2.25 * 10^{10} = 0$$

$$V_b = \frac{317840 - V_a 6000}{3000} \quad (d-1)$$

Solución:  $V_a = 31.34N$   $V_b = 43.26N$   $V_c = 10.68N$

– Diagramas de momentos flectores: tramos A-B



$$M(x) = 2000 + 20x + 10.88 * 10^{-3} * \frac{x^2}{2} - 31.34x$$

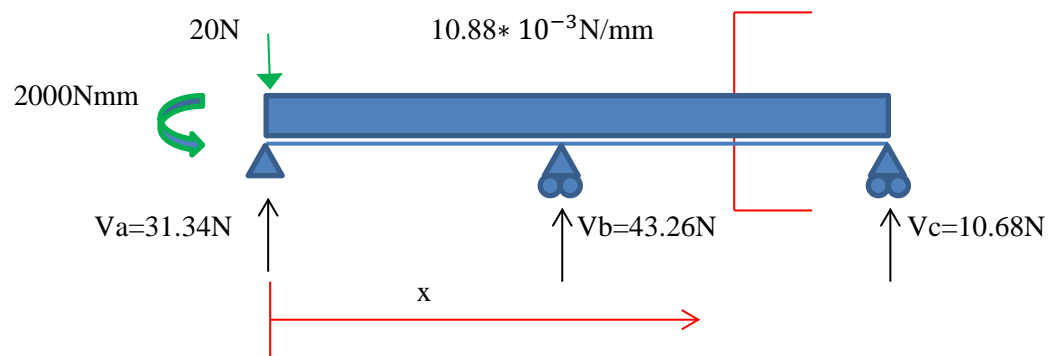


Se realiza  $\frac{dM(x)}{dx}=0$ ; Para calcular el máximo momento flector:

$$\frac{dM(x)}{dx}=0; 20+10.88 \cdot 10^{-3} \cdot x - 31.34=0; \quad X_{max} = 1042.27\text{mm}$$

$$M(\text{máx.})= 2000+20 \cdot 1042.27+10.88 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1042.27^2}{2} - 31.34 \cdot 1042.27= -3909.72\text{Nmm}$$

– Diagramas de momentos flectores: tramos B-C



$$M(x)= 2000 + 20x + 10.88 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{x^2}{2} - 31.34x - 43.26(x-3000)$$

Se realiza  $\frac{dM(x)}{dx}=0$ ; Para calcular el máximo momento flector:

$$\frac{dM(x)}{dx}=0; 20+10.88 \cdot 10^{-3} \cdot x - 31.34 - 43.26=0; \quad X_{max} = 5018.38\text{mm}$$

$$M(\text{máx.})= 2000+20 \cdot 5018.38+10.88 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{5018.38^2}{2} - 31.34 \cdot 5018.38 - 43.26 \cdot (5018.38-3000)$$

$M(\text{máx.})= -5221.83\text{Nmm}$ ; Siendo este valor el máximo momento flector en todo el eje.

– Calculo a estática:

$$\sigma_{máx}=\frac{M_{máx} \cdot c}{I}$$

Siendo:

$$c=15\text{mm}$$

$$I=\frac{\pi}{4}(R^4 - r^4) = \frac{\pi}{4}(15^4 - 14^4)=9588.92\text{mm}^4$$



$$\sigma_{m\acute{a}x} = 8.16Mpa$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

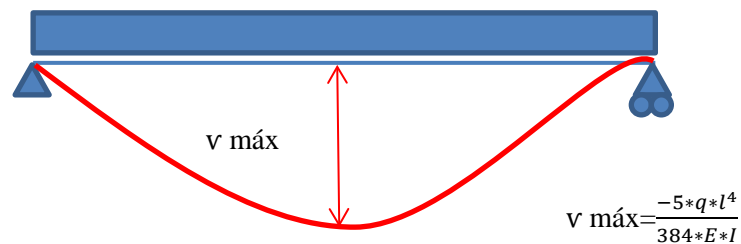
$$\sigma_e = 8.16Mpa$$

$$S_y = 276Mpa$$

$$\eta = 33.78; \quad \text{Válido}$$

– Cálculo de la flecha máxima:

La siguiente formula corresponde al cálculo de la máxima flecha en este caso:



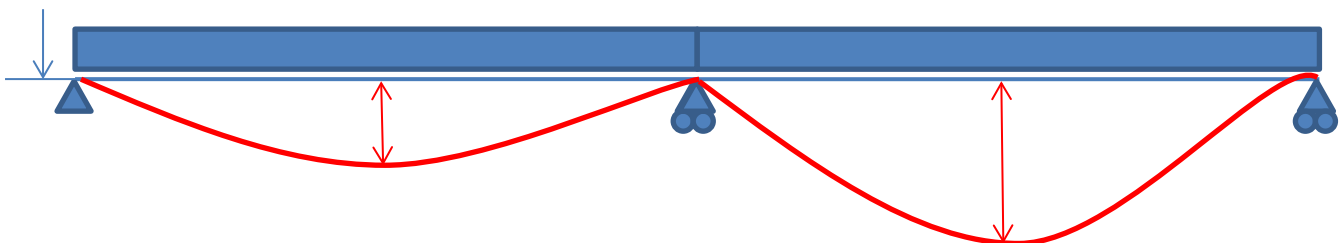
- En el caso hay tres apoyos pero se puede resolver con la misma fórmula sabiendo que:

$$l = 3000mm$$

$$I = 9588.92mm^4$$

$$E = 193000N/mm^2$$

$$q = 10.88 * 10^{-3}N/mm$$





- El valor máximo de flecha será el del segundo tramo, debido a poseer los mayores momentos flectores.
- En el diagrama tampoco se ha tenido en cuenta el voladizo que existe debido al peso del acoplamiento; Este valor producirá una menor flecha, por lo que se puede asegurar que la flecha real será menor que la calculada. Por lo tanto, si la flecha teórica cumple, la real cumplirá también.

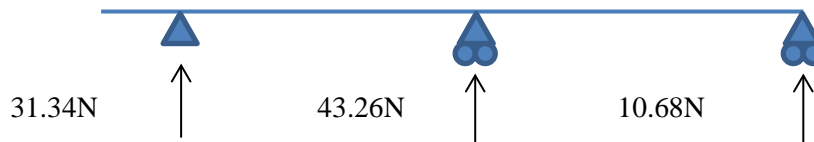
$$v_{\text{máx}} = \frac{-5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I} = 6.20 \text{ mm};$$

Valido para el diseño debido a que la distancia desde la hélice hasta la carcasa será de 10mm.



## e) Capítulo 5: Cálculo de los tres rodamientos del primer eje de 6 metros.

El estudio de los rodamientos se realizará a carga estática debido a las bajas revoluciones a las que estará sometido el eje. Según el catálogo de rodamientos FAG solo es necesario calcular a carga dinámica si las revoluciones son mayores de 1000rpm. El diseño de este proyecto es de 35rpm.



- El primer apoyo al restringir el movimiento en dos direcciones, se proyectará un rodamiento rígido de bolas.

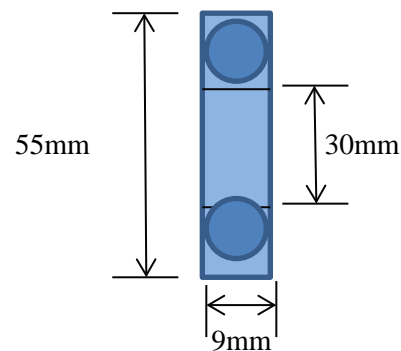
$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad f_s = \frac{7.35}{0.03134} = 234.5; \text{ valido}$$

$P_0$  = Carga sometido el rodamiento en KN

1Rodamiento de Bolas FAG16006:

$$C_0 = 7.35KN$$

$$\text{Peso} = 0.082Kg$$



- El segundo y tercer apoyo solo restringen el movimiento en dirección radial, apoyos móviles, por lo tanto se proyectará rodamientos de rodillos cilíndricos:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

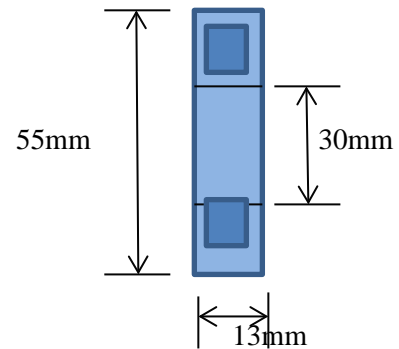




Rodamiento De Rod. Cilindricos FAG UN 1006

$$C_0 = 16KN$$

$$\text{Peso} = 0.129Kg$$



$$\text{Apoyo B: } P_0 = 0.04326KN$$

$$f_s = \frac{16}{0.04326} = 369.85; \text{ valido}$$

$$\text{Apoyo C: } P_0 = 0.01068KN$$

$$f_s = \frac{16}{0.01068} = 1498.12; \text{ valido}$$

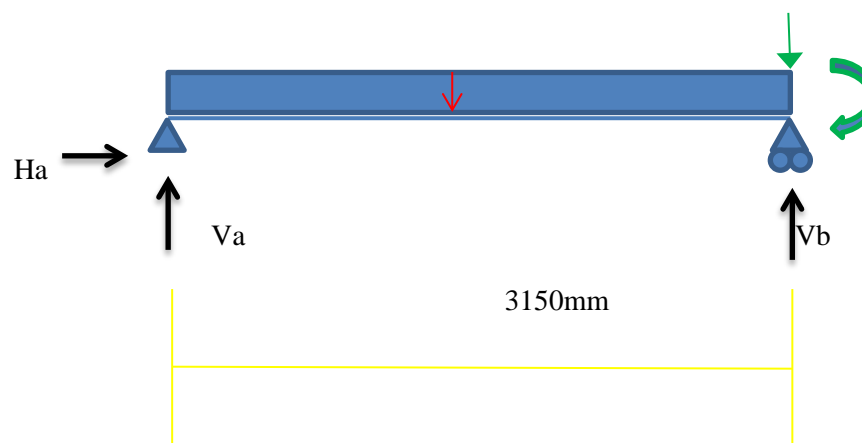


- f) Capítulo 6: Se dispone a calcular el eje del segundo tramo, el estudio a carga estática y el cálculo de la flecha máxima.

Este tramo se proyecta de forma inclinada con un ángulo de 80° con respecto a la horizontal.

El cálculo se proyecta de la siguiente manera:

- Se calcula la carga uniforme total a la cual el tornillo estará sometido.
- Mediante trigonometría se descompondrá la carga para saber exactamente cual está en la dirección radial y cual en la axial del eje.
- Con la carga radial, la carga axial y la carga del acoplamiento se proyectará el estudio a carga estática y el cálculo de la flecha.



- Cálculo de la carga uniforme, del peso del eje más la hélice:

$$\frac{N}{m} = 7.08 + 3.8 = 10.88 \frac{N}{m}$$

$$\frac{N}{mm} = (7.08 * 10^{-3}) + (3.8 * 10^{-3}) = 10.88 * 10^{-3} \frac{N}{mm}$$

Cálculo de la carga uniforme que genera el peso del material.

$$\text{Área de una hélice: } A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(0.1^2 - 0.03^2)}{4} = 7.15 * 10^{-3} m^2$$

Puesto que el eje es casi vertical, a diferencia del tramo anterior, la hélice ha de resistir el peso del material transportado. Debido al caudal másico calculado en el primer capítulo, se asume que se llena solo el 30% del área de la hélice:

$$30\% * A = 0.3 * 7.15 * 10^{-3} m^2 = 2.145 * 10^{-3} m^2$$

Volumen de llenado por hélice:

$$V = A * P = 2.145 * 10^{-3} * 0.15 = 3.2175 * 10^{-4} m^3$$

Cálculo del peso del material por hélice:  $\rho = 1100 \text{ Kg}/m^3$



$$P = \rho * V * g = 1100 * 3.2175 * 10^{-4} * 9.81 = 3.5N$$

Cálculo de la carga uniforme del material:

$$\frac{N}{m} = \frac{3.5}{0.15} = 23.3 \frac{N}{m}$$

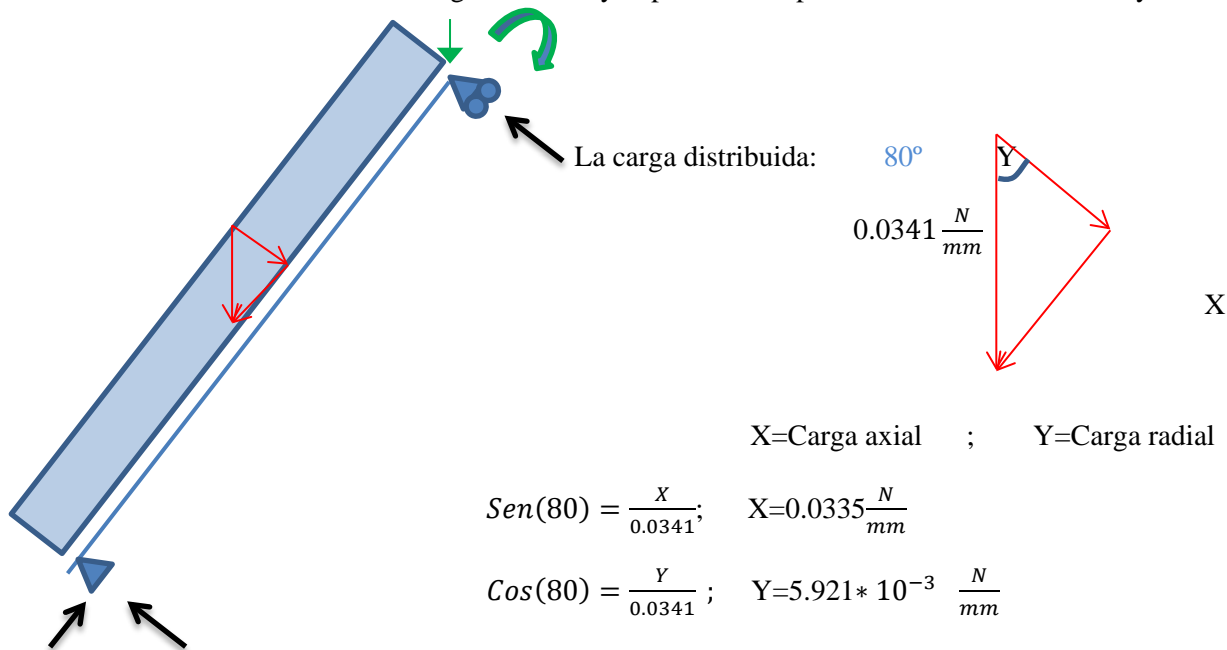
$$\frac{N}{mm} = \frac{3.5}{150} = 0.0233 \frac{N}{mm}$$

– Cálculo de la carga uniforme total:

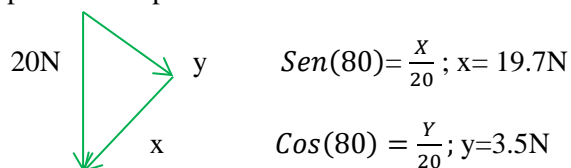
$$\frac{N}{m} = 7.08 + 3.8 + 23.3 = 34.1 \frac{N}{m}$$

$$\frac{N}{mm} = (7.08 * 10^{-3}) + (3.8 * 10^{-3}) + 0.0233 = 0.0341 \frac{N}{mm}$$

– Cálculo de la carga uniforme y el peso del acoplamiento direcciones radial y axial:

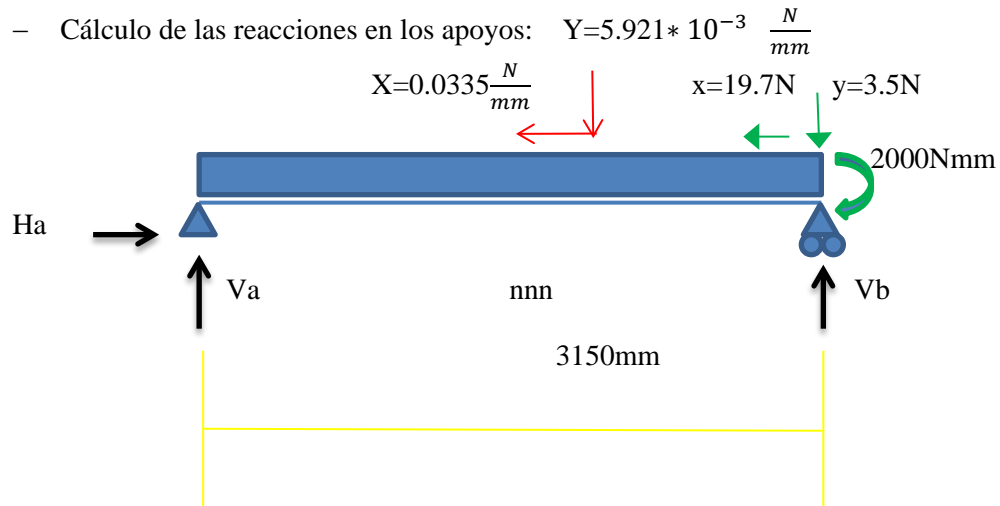


El peso del acoplamiento:





Cálculo a carga estática:



$$\sum Fy = 0; \quad Va + Vb = 22.15N$$

$$\sum Fx = 0; \quad Ha = 125.225N$$

$$\sum Ma = 0; \quad 2000 + 3.5 \cdot 3150 + 18.65 \cdot 1575 = Vb \cdot 3150;$$

$$Va = 8.7N$$

$$Vb = 13.46N$$

$$Ha = 125.225N$$

– Cálculo del esfuerzo axil.

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{125.225}{\frac{\pi}{4}(30^2 - 28^2)} = 1.37 \text{Mpa}$$

– Cálculo del momento flector máximo:

$$M_{f(x)} = 2000 + 3.5x + 5.921 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{x^2}{2} - 13.46x$$

Se realiza  $\frac{dM(x)}{dx} = 0$ ; Para calcular el máximo momento flector:

$$\frac{dM(x)}{dx} = 0; \quad 3.5 + 5.921 \cdot 10^{-3} \cdot x - 13.46 = 0; \quad x = 1682.148 \text{mm}$$



$$M(\text{máx.}) = 2000 + 3.5 * 1682.148 + 5.921 * 10^{-3} * \frac{1682.148^2}{2} - 13.46 * 1682.148 = -6377.1 \text{ Nmm}$$

- Cálculo del máximo esfuerzo debido a flexión:

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{M_{\text{máx}} * c}{I} = \frac{6377.1 * 15}{9588.92} = 9.97 \text{ Mpa}$$

- Cálculo del máximo esfuerzo normal al eje:

$$\sigma_{\text{total}} = \sigma_{\text{flexión}} + \sigma_{\text{axil}} = 9.97 + 1.37 = 11.34 \text{ Mpa}$$

- Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

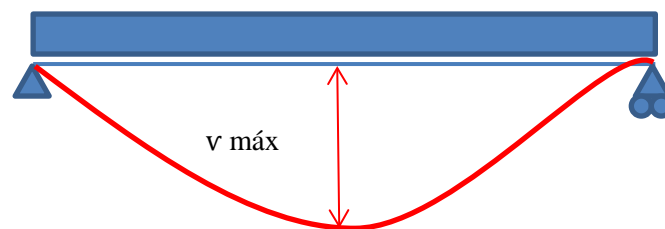
$$\sigma_e = 11.34 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 276 \text{ Mpa}$$

$$\eta = 24.33; \quad \text{Válido}$$

- Cálculo de la flecha máxima:

La siguiente formula corresponde al cálculo de la máxima flecha. En este caso:



$$v_{\text{máx}} = \frac{-5 * q * l^4}{384 * E * I}$$

$$v_{\text{máx}} = 4.01 \text{ mm}; \text{ Flecha máxima teórica válida.}$$



g) Capítulo 7: Cálculo de los dos rodamientos del segundo eje de 3.15 metros.



– Apoyo fijo:

$$F_a = 125.225\text{N} = 0.125225\text{KN}$$

$$F_r = 8.7\text{N} = 0.0087\text{KN}$$

$$\frac{F_a}{F_r} > 0.8 \rightarrow P_o = 0.6 * F_r + 0.5 * F_a$$

;

$P_o$  = Carga sometido el rodamiento en KN

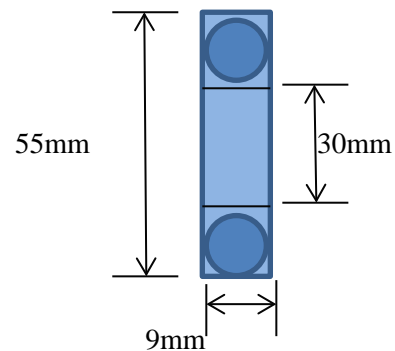
$$\frac{0.125225}{0.0087} = 14.39 > 0.8 \rightarrow P_o = 0.6 * 0.0087 + 0.5 * 0.125225 = 0.068\text{KN}$$

$$f_s = \frac{C_o}{P_o} \quad f_s = \frac{7.35}{0.068} = 108.35; \text{ valido}$$

1Rodamiento de Bolas FAG16006:

$$C_o = 7.35\text{KN}$$

$$\text{Peso} = 0.082\text{Kg}$$





– Apoyo móvil:

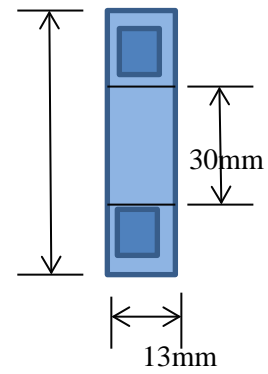
$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad f_s = \frac{16}{0.01346} = 1188.7; \text{ valido}$$

Rodamiento De Rod. Cilindricos FAG UN 1006

$$C_0 = 16KN$$

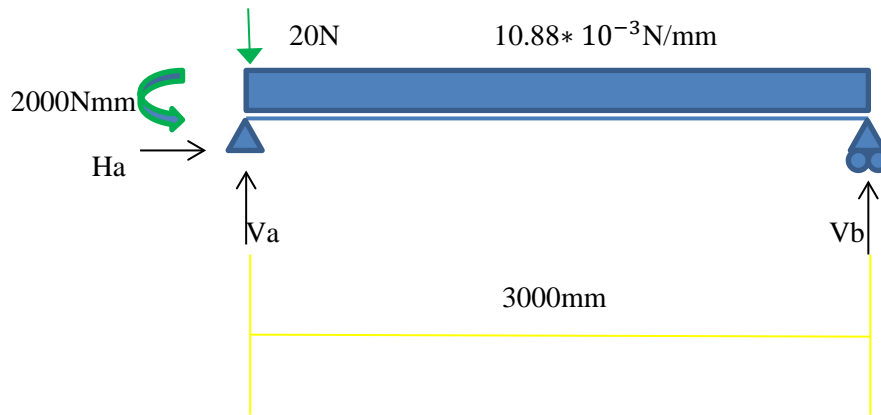
$$\text{Peso} = 0.129Kg$$

55mm





- h) Capítulo 8: De la misma manera que con el tramo anterior, se dispone a realizar el cálculo del eje del tercer tramo, estudio a carga estática, y cálculo de la flecha máxima.



- Cálculo de las reacciones en los apoyos:

$$\sum F_y = 0; \quad V_a + V_b = 52.64 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0; \quad H_a = 0$$

$$\sum M_a = 0; \quad 2000 + V_b * 3000 = 32.64 * 1500;$$

$$V_a = 36.98 \text{ N}$$

$$V_b = 15.65 \text{ N}$$

- Cálculo del momento flector máximo:

$$M_f(x) = 2000 + 20x + 10.88 * 10^{-3} * \frac{x^2}{2} - 36.98x$$

Se realiza  $\frac{dM(x)}{dx} = 0$ ; Para calcular el máximo momento flector:

$$\frac{dM(x)}{dx} = 0; \quad 20 + 10.88 * 10^{-3} * x - 36.98 = 0; \quad x = 1560.66 \text{ mm}$$

$$M(\text{max}) = 2000 + 20 * 1560.66 + 10.88 * 10^{-3} * \frac{1560.66^2}{2} - 36.98 * 1560.66 = -11250 \text{ Nmm}$$





- Cálculo a estática:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} * c}{I}$$

Siendo:

$$c = 15\text{mm}$$

$$I = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4) = \frac{\pi}{4} (15^4 - 14^4) = 9588.92\text{mm}^4$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 17.60\text{Mpa}$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

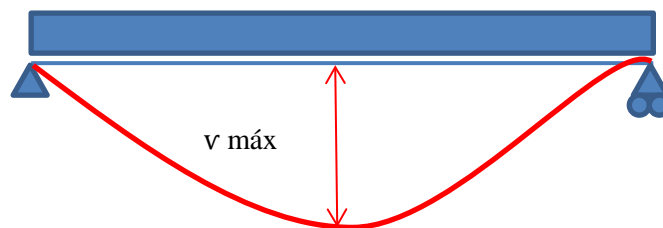
$$\sigma_e = 17.60\text{Mpa}$$

$$S_y = 276\text{Mpa}$$

$$\eta = 15.68; \quad \text{Válido}$$

- Cálculo de la flecha máxima:

La siguiente formula corresponde al cálculo de la máxima flecha en este caso:



$$v_{m\acute{a}x} = \frac{-5 * Q * l^4}{384 * E * I}$$

$$v_{m\acute{a}x} = 6.20\text{mm}; \text{ Flecha máxima teórica.}$$



i) Capítulo 9: Cálculo de los dos rodamientos del tercer eje de 3 metros.



– Apoyo fijo:

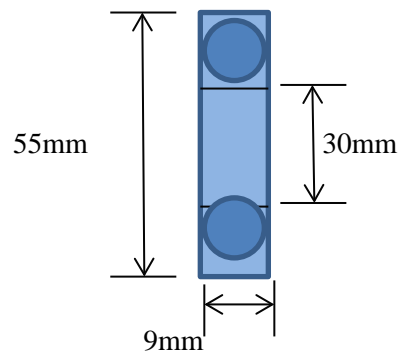
$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad f_s = \frac{7.35}{0.03698} = 198.75; \text{ valido}$$

$P_0$  = Carga sometido el rodamiento en KN

1Rodamiento de Bolas FAG16006:

$$C_0 = 7.35KN$$

$$\text{Peso} = 0.082Kg$$



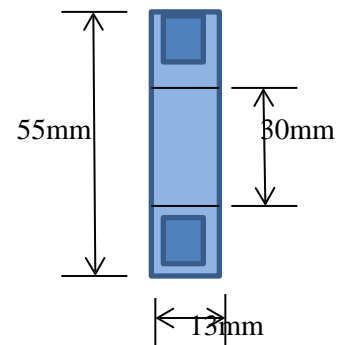
– Apoyo móvil:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad f_s = \frac{16}{0.01565} = 1022; \text{ valido}$$

Rodamiento De Rod. Cilindricos FAG UN 1006

$$C_0 = 16KN$$

$$\text{Peso} = 0.129Kg$$



Nota: El cálculo de los ejes se ha realizado para un eje de 30mm de diámetro con 1mm de espesor, en el montaje se recreará el eje por requerimientos del diseño, esto provocará que la resistencia antes los esfuerzos aumente en las zonas donde el diámetro del eje sea aumentado, por lo cual los ejes seguirán siendo válidos.



## j) Capítulo 10: Cálculo de las cargas comunes para los diferentes tramos.

Carcasa: Acero inoxidable AISI 7930  $\frac{Kg}{m^3}$ . Primero se calculará la carga uniforme debido al peso del tubo, después se calculará la carga uniforme a causa del peso del tubo más el peso de las sales de baño, luego la carga debida a las dos tapaderas, y por último la carga por el peso de los rodamientos.

## – Dimensiones:

$$De=130mm = 0.13m$$

$$Di= 120mm= 0.12m$$

$$e=5mm= 5*10^{-3}m$$

$$L= 6000mm= 6m$$

## – Cálculo del área:

$$A = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} = \frac{\pi(0.13^2-0.12^2)}{4} = 1.96*10^{-3}m^2$$

## – Cálculo de volumen:

$$V = A * L = 1.96*10^{-3} * 6 = 0.0117 m^3$$

## – Cálculo del peso:

$$P = \rho * V * g = 7930 * 0.0117 * 9.81 = 916.5N$$

## – Cálculo de la carga uniforme del peso de la carcasa sin tapaderas:

$$\frac{N}{m} = \frac{916.5}{6} = 152.75 \frac{N}{m}$$
$$\frac{N}{mm} = \frac{0.57}{150} = 0.1527 \frac{N}{mm}$$



- Cálculo de la carga uniforme total, compuesta por el peso del tubo más el peso de las sales de baño:

$$\frac{N}{m} = 152.75 + 23.3 = 176.0 \frac{N}{m}$$

$$\frac{N}{mm} = (0.1527) + (0.0233) = 0.1760 \frac{N}{mm}$$

- Cálculo de una tapadera:

$$A = \frac{\pi(D^2)}{4} = A = \frac{\pi(0.13^2)}{4} = 0.0133m^2$$

- Volumen de una tapadera:

$$V = A * e = 0.0133 * 5 * 10^{-3} = 6.65 * 10^{-3} m^3$$

- Peso de una tapadera:

$$P = \rho * V * g = 7930 * 6.65 * 10^{-3} * 9.81 = 517.32N$$

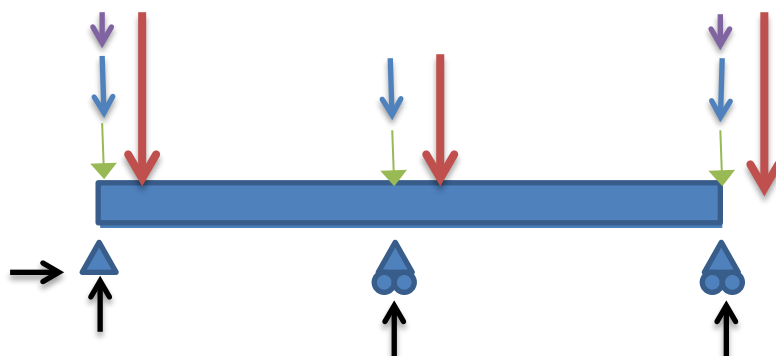
- Peso debido a los rodamientos:

$$\text{Rodamiento de bolas; } P = m * g = 0.082 * 9.81 = 0.8N$$

$$\text{Rodamiento de rodillos cilíndricos; } P = m * g = 0.129 * 9.81 = 1.26N$$



k) Capítulo 11: Cálculo de la carcasa del primer tramo a carga estática.



Carga total distribuida:  $q=0.1760 \frac{N}{mm}$

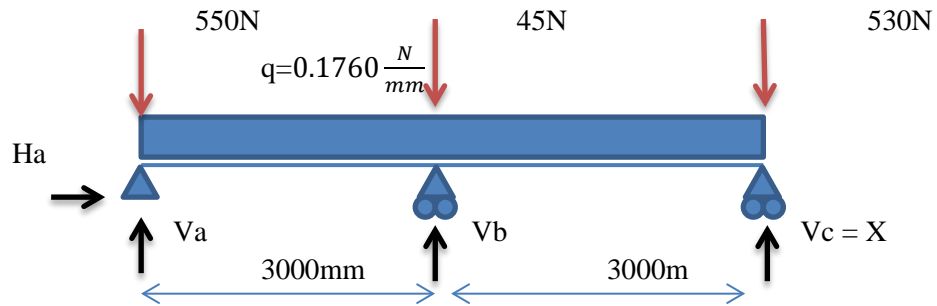
↑ Reacciones en los apoyos.

↑ Carga debido al peso de los rodamientos.

↑ Carga de las fuerzas radiales de los rodamientos.

↑ Carga de las tapaderas.

↑ Carga resultante de la suma del peso de los apoyos más las fuerzas radiales más la carga de las tapaderas



– Cálculo de las reacciones:

$$\sum Fy = 0; \quad Va + Vb + X = 2181$$

$$\sum Fx = 0; \quad Ha = 0$$

$$\sum Mc = 0; \quad (550 \cdot 6000) + (45 \cdot 3000) + (1056 \cdot 3000) = (Va \cdot 6000) + (Vb \cdot 3000)$$

$$6603000 = (Va \cdot 6000) + (Vb \cdot 3000)$$

$$Vb = \frac{6603000 - Va \cdot 6000}{3000}$$

El cálculo de la incógnita X hiperestática de las reacciones se solucionará mediante el segundo teorema de Mohr:

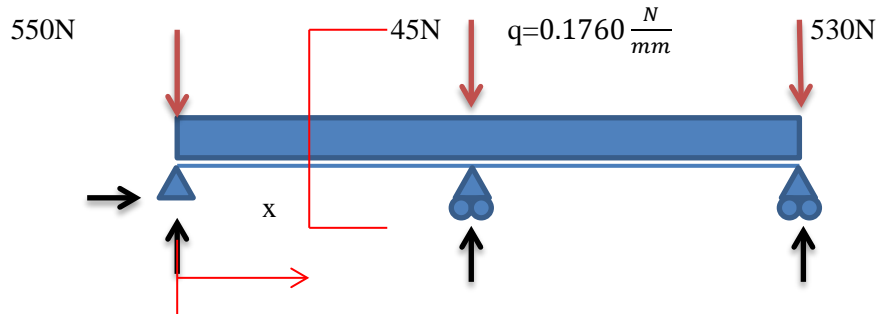
$$t_{\frac{c}{A}} = \delta c = \int_A^c x \frac{M dx}{EI}$$

$$\text{sabiendo } \delta c = 0 \quad 0 = \frac{1}{EI} \int_A^c x \cdot M dx = 0$$



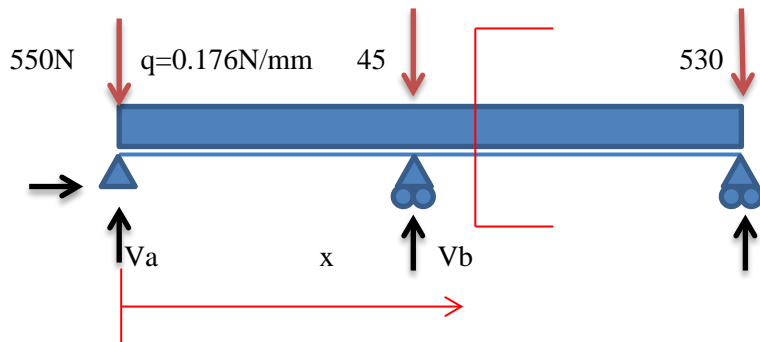
- Se realiza esta integral mediante dos tramos: A-B , B-C

Tramo A-B:



$$\int_0^{3000} x * M_{ab} * dx = \int_0^{3000} (550x^2 + 0.176 \frac{x^3}{2} - Vax^2) dx = 6.732 * 10^{12} - 9 * 10^9 V_a$$

Tramo B-C



$$\int_{3000}^{6000} x * M_{bc} * dx = \int_{3000}^{6000} (550x^2 + 0.176 \frac{x^3}{2} + 45x(x - 3000) - Vax^2 - Vbx(x - 3000)) dx = 6.24 * 10^{13} - 6.3 * 10^{10} V_a - 2.25 * 10^{10} V_b$$

- Aplicando el segundo teorema de Mohr y con la ecuación del cálculo de reacciones:

$$6.913 * 10^{13} - 7.2 * 10^{10} V_a - 2.25 * 10^{10} V_b = 0$$

$$V_b = \frac{6603000 - V_a * 6000}{3000}$$

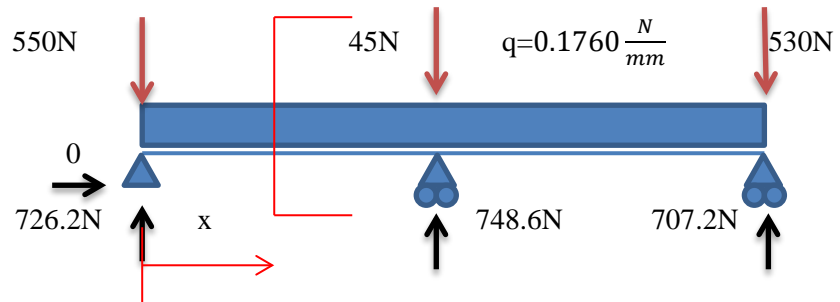
$$V_a = 726.2N$$

$$V_b = 748.6N$$

$$V_c = X = 707.2N$$



- Diagramas de momentos flectores: Tramos A-B



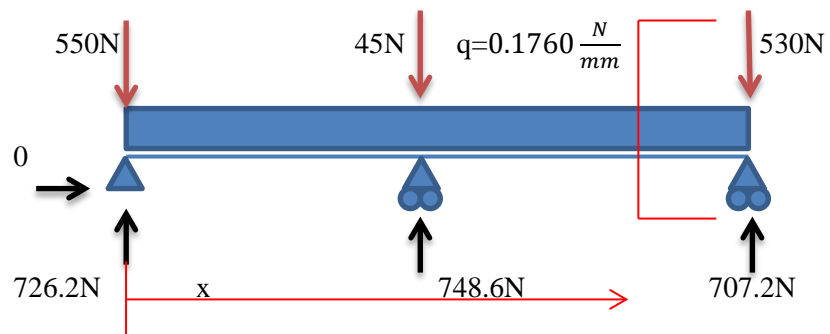
$$M(x) = 550x + 0.176 \frac{x^2}{2} - 726.2x$$

Se realiza  $\frac{dM(x)}{dx} = 0$ ; Para calcular el máximo momento flector:

$$\frac{dM(x)}{dx} = 0; 550 + 0.176x - 726.2 = 0; x = 1001.13\text{mm}$$

$$M(\text{máx.}) = 550 * 1001.13 + 0.176 \frac{1001.13^2}{2} - 726.2 * 1001.13 = -88200.11\text{Nmm}$$

- Diagramas de momentos flectores: tramos B-C



$$M(x) = 550x + 0.176 \frac{x^2}{2} + 45(x - 3000) - 726.2x - 748.6(x - 3000)$$

Se realiza  $\frac{dM(x)}{dx} = 0$ ; Para calcular el máximo momento flector:

$$\frac{dM(x)}{dx} = 0; 550 + 0.176x + 45 - 726.2 - 748.6 = 0; x = 4998.9\text{mm}$$

$$M(\text{máx.}) = 550 * 4998.9 + 0.176 \frac{4998.9^2}{2} + 45(4998.9 - 3000) - 726.2 * 4998.9 - 748.6(4998.9 - 3000) = -88200.11\text{Nmm}$$





- Cálculo a estática:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} * c}{I}$$

Siendo:

$$c = 65 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4) = \frac{\pi}{4} (65^4 - 60^4) = 3841087.893 \text{ mm}^4$$

$$M_{m\acute{a}x} = 88200.11 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 1.50 \text{ Mpa}$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

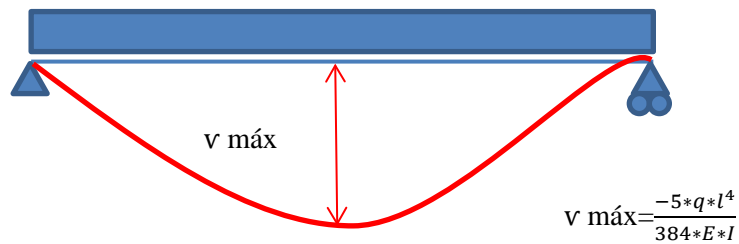
$$\sigma_e = 1.5 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 276 \text{ Mpa}$$

$$\eta = 184.91; \quad \text{Válido}$$

- Cálculo de la flecha máxima:

La siguiente fórmula corresponde al cálculo de la máxima flecha en este caso:


$$v_{m\acute{a}x} = \frac{-5 * q * l^4}{384 * E * I}$$



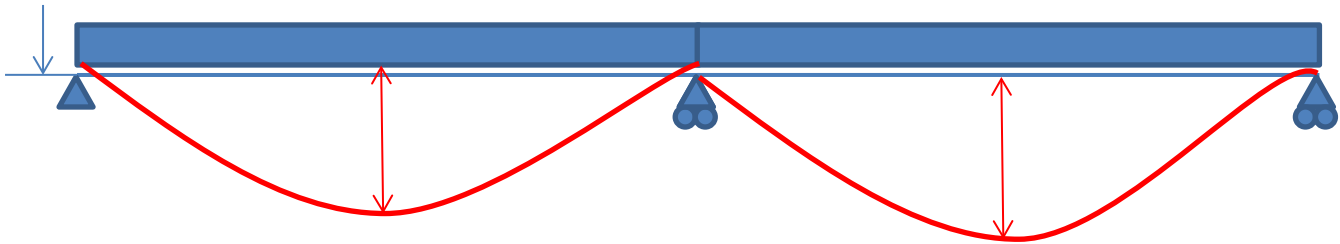
- En este caso hay tres apoyos pero se puede resolver con la misma fórmula sabiendo que:

$$l = 3000\text{mm}$$

$$I = 3841087.893\text{mm}^4$$

$$E = 193000\text{N/mm}^2$$

$$q = 0.176\text{N/mm}$$



$$V_1 = \frac{-5 \cdot 0.176 \cdot 3000^4}{384 \cdot 193000 \cdot 3841087.893} = 0.25\text{mm}$$

Flecha válida



## 1) Capítulo 12: Cálculo de la carcasa del segundo tramo.

Carcasa: Acero inoxidable AISI 7930  $\frac{Kg}{m^3}$ . Primero se calculará la carga uniforme debido al peso del tubo, luego la carga debida a las dos tapaderas, y finalmente las reacciones debidas al eje y al peso del material transportado, aplicadas en los rodamientos.

## – Dimensiones:

$$D_e = 130 \text{ mm} = 0.13 \text{ m}$$

$$D_i = 120 \text{ mm} = 0.12 \text{ m}$$

$$e = 5 \text{ mm} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L = 3150 \text{ mm} = 3.15 \text{ m}$$

## – Cálculo de la carga uniforme del peso de la carcasa sin tapaderas:

$$\frac{N}{m} = \frac{916.5}{6} = 152.75 \frac{N}{m}$$

$$\frac{N}{mm} = \frac{0.57}{150} = 0.1527 \frac{N}{mm}$$

## – Cálculo de una tapadera:

$$A = \frac{\pi(D^2)}{4} = A = \frac{\pi(0.13^2)}{4} = 0.0133 \text{ m}^2$$

## – Volumen de una tapadera:

$$V = A \cdot e = 0.0133 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 6.65 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

## – Peso de una tapadera:

$$P = \rho \cdot V \cdot g = 7930 \cdot 6.65 \cdot 10^{-3} \cdot 9.81 = 517.32 \text{ N}$$

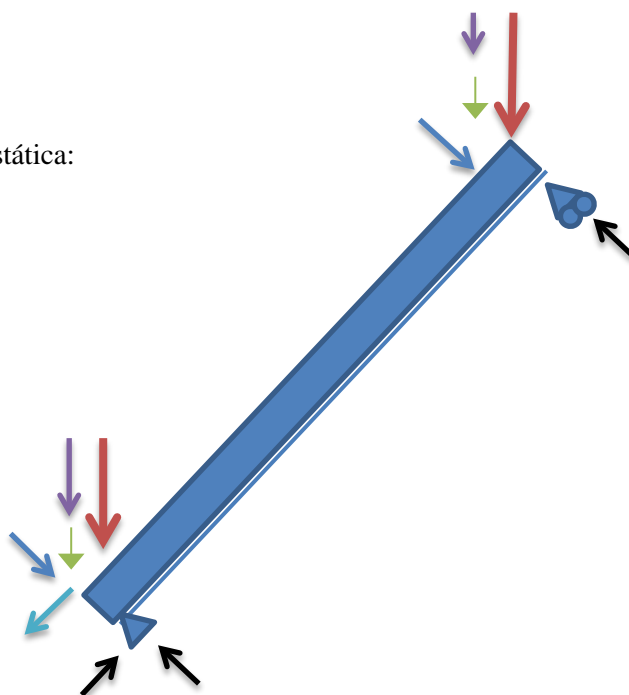
## – Peso debido a los rodamientos:

$$\text{Rodamiento de bolas; } P = m \cdot g = 0.082 \cdot 9.81 = 0.8 \text{ N}$$

$$\text{Rodamiento de rodillos cilíndricos; } P = m \cdot g = 0.129 \cdot 9.81 = 1.26 \text{ N}$$



Cálculo de la carcasa a carga estática:



Carga total distribuida:  $q=0.1527 \frac{N}{mm}$

↑ Reacciones en los apoyos.

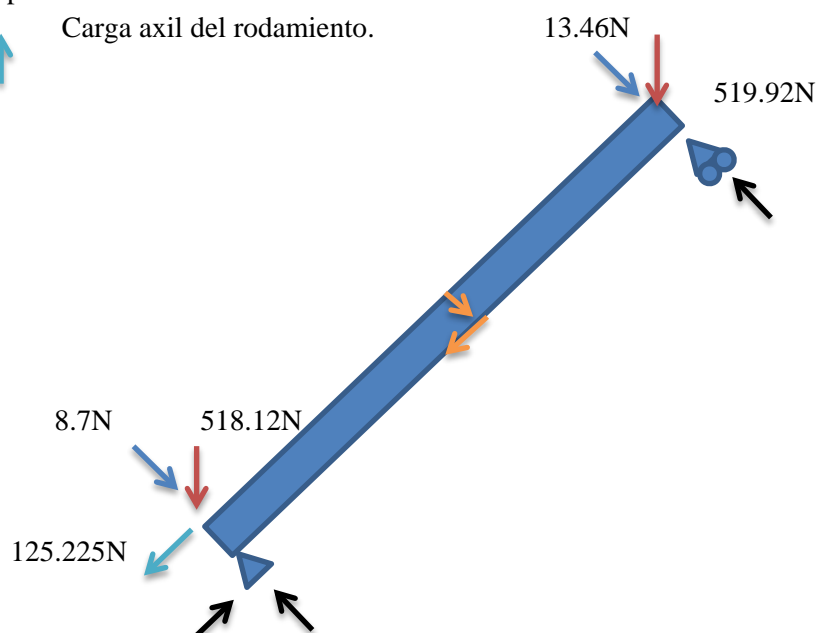
↑ Carga debido al peso de los rodamientos.

↑ Carga de las fuerzas radiales de los rodamientos.

↑ Carga de las tapaderas.

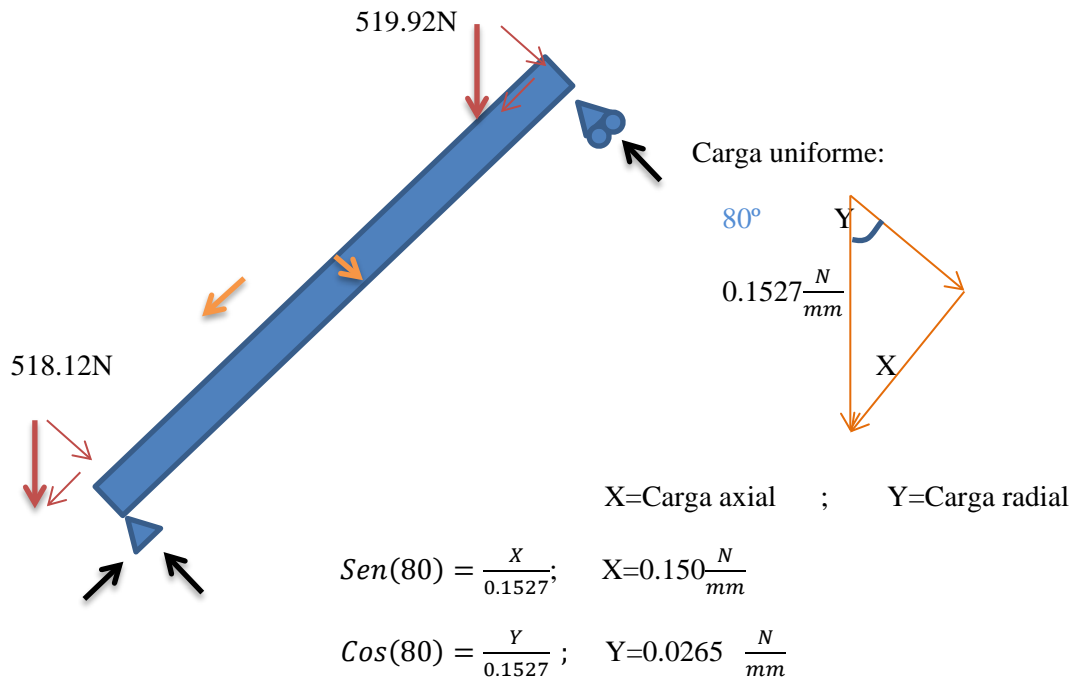
↑ Carga resultante de la suma del peso de los apoyos más la carga del peso de las tapaderas.

↑ Carga axil del rodamiento.

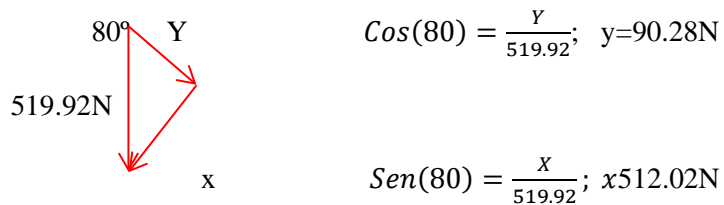




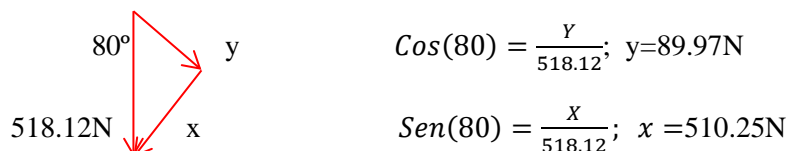
– Cálculo de las cargas en direcciones radial y axial:



Carga resultante de la suma de los pesos de la tapadera más el del rodamiento de rod. cilíndricos:

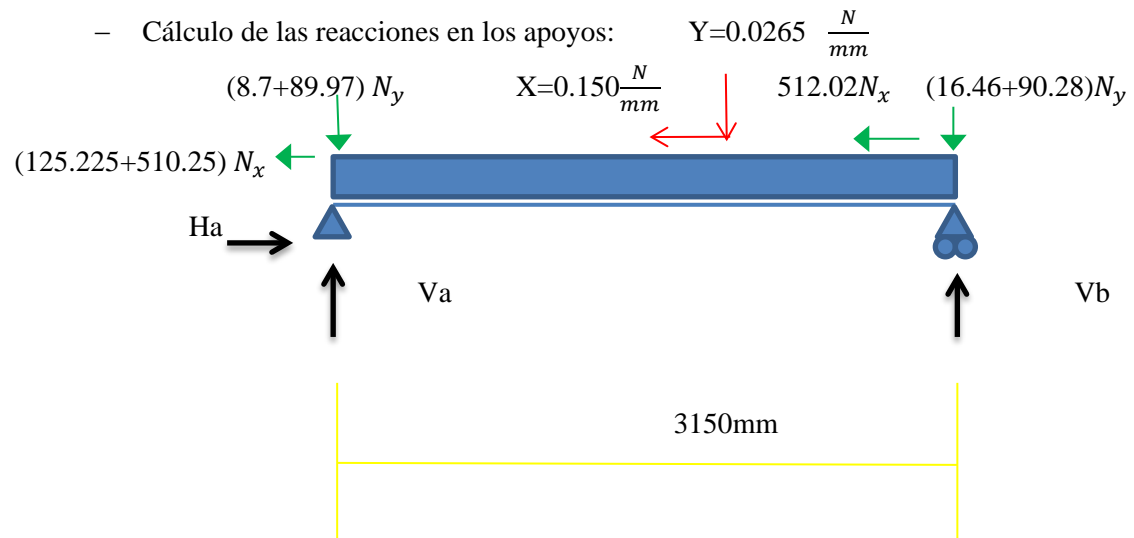


Carga resultante de la suma de los pesos de la tapadera más el del rodamiento de bolas:





Cálculo a carga estática:



$$\sum F_y = 0; \quad V_a + V_b = 288.89N$$

$$\sum F_x = 0; \quad H_a = (125.225 + 510.25) + (0.150 \cdot 3150)$$

$$\sum M_a = 0; \quad (0.0265 \cdot 3150 \cdot 1575) + (16.46 + 90.28) \cdot 3150 = V_b \cdot 3150$$

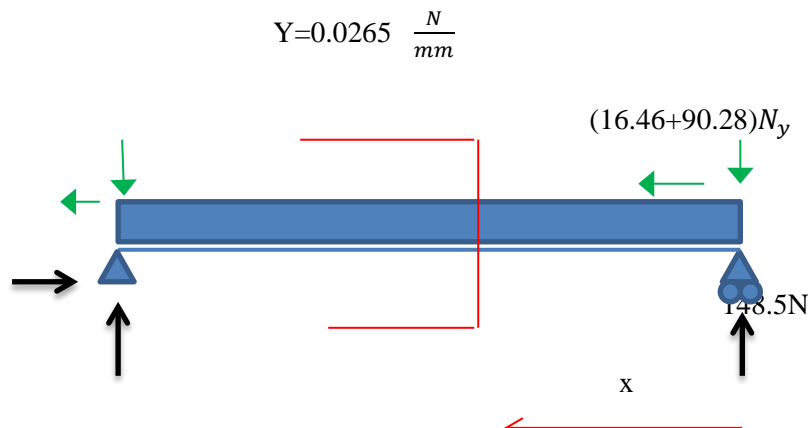
$$H_a = 1108N$$

$$V_a = 140.41N$$

$$V_b = 148.5N$$

– Cálculo del esfuerzo axil:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{1108}{\frac{\pi}{4}(130^2 - 120^2)} = 0.564Mpa$$



- Cálculo del momento flector máximo:

$$M_{f(x)} = (16.46+90.28)x + 0.0265 \cdot \frac{x^2}{2} - 148.5 x$$

Se realiza  $\frac{dM(x)}{dx}=0$ ; Para calcular el máximo momento flector:

$$\frac{dM(x)}{dx}=0; 106.74 + 0.0265x - 148.5=0; \quad x=1575.849mm$$

$$M(\text{máx.})= 106.74 \cdot 1575.849 + 0.0265 \cdot \frac{1575.849^2}{2} - (148.5 \cdot 1575.849)=$$

$$M(\text{máx.})= - 32903.73Nmm$$

- Cálculo del máximo esfuerzo debido a flexión:

$$\sigma_{flexión} = \frac{M_{máx} \cdot c}{I} = \frac{32903.73 \cdot 65}{3841087.893} = 0.556Mpa$$

Siendo:

$$c=65mm$$

$$I = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4) = \frac{\pi}{4} (65^4 - 60^4) = 3841087.893mm^4$$

$$M_{máx}: 32903.73Nmm$$

- Cálculo del máximo esfuerzo normal al eje:

$$\sigma_{total} = \sigma_{flexión} + \sigma_{axil} = 0.556 + 0.564 = 1.12Mpa$$

- Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{s_y}{\eta}$$



En este caso:

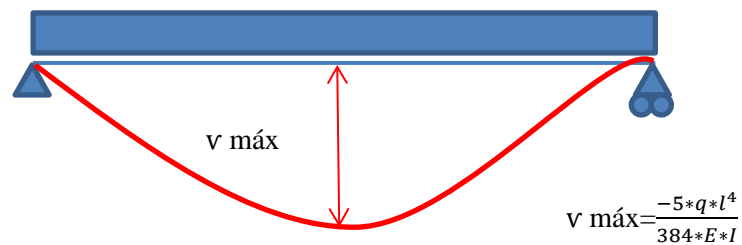
$$\sigma_e = 1.12 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 276 \text{ Mpa}$$

$$\eta = 246.42 \quad \text{Válido}$$

– Cálculo de la flecha máxima:

La siguiente formula corresponde al cálculo de la máxima flecha en este caso:



– En nuestro caso hay tres apoyos pero se puede resolver con la misma fórmula sabiendo que:

$$l = 3150 \text{ mm}$$

$$I = 3841087.893 \text{ mm}^4$$

$$E = 193000 \text{ N/mm}^2$$

$$q = 0.0265 \text{ N/mm}$$

$$v_1 = \frac{-5 \cdot 0.0265 \cdot 3150^4}{384 \cdot 193000 \cdot 3841087.893} = 0.0458 \text{ mm}; \text{ Válido según el diseño.}$$





m) Capítulo 13: Cálculo de la carcasa del tercer tramo.

Carcasa: Acero inoxidable AISI 7930  $\frac{Kg}{m^3}$ . Primero se calculará la carga uniforme debido al peso del tubo, después se calculará la carga uniforme a causa del peso del tubo más el peso de las sales de baño, luego la carga debida a las dos tapaderas, y por último la carga por el peso de los rodamientos.

– Dimensiones:

$$De=130mm = 0.13m$$

$$Di= 120mm= 0.12m$$

$$e=5mm= 5*10^{-3}m$$

$$L= 3000mm= 3m$$

– Cálculo de la carga uniforme del peso de la carcasa sin tapaderas:

$$\frac{N}{m} = \frac{916.5}{6} = 152.75 \frac{N}{m}$$

$$\frac{N}{mm} = \frac{0.57}{150} = 0.1527 \frac{N}{mm}$$

– Cálculo de la carga uniforme total, compuesta por el peso del tubo más el peso de las sales de baño:

$$\frac{N}{m} = 152.75 + 23.3 = 176.0 \frac{N}{m}$$

$$\frac{N}{mm} = (0.1527) + (0.0233) = 0.1760 \frac{N}{mm}$$

– Cálculo de una tapadera:

$$A = \frac{\pi(D^2)}{4} = A = \frac{\pi(0.13^2)}{4} = 0.0133m^2$$

– Volumen de una tapadera:

$$V= A * e = 0.0133* 5*10^{-3}= 6.65*10^{-3} m^3$$



- Peso de una tapadera:

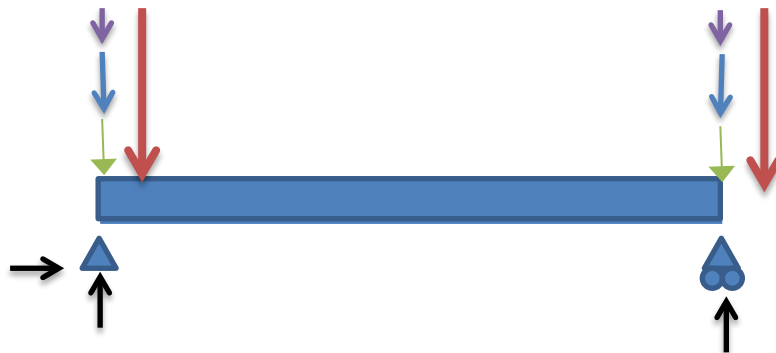
$$P = \rho * V * g = 7930 * 6.65 * 10^{-3} * 9.81 = 517.32 \text{ N}$$

- Peso debido a los rodamientos:

$$\text{Rodamiento de bolas; } P = m * g = 0.082 * 9.81 = 0.8 \text{ N}$$

$$\text{Rodamiento de rodillos cilíndricos; } P = m * g = 0.129 * 9.81 = 1.26 \text{ N}$$

Cálculo de la carcasa a carga estática:



$$\text{Carga total distribuida: } q = 0.1760 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

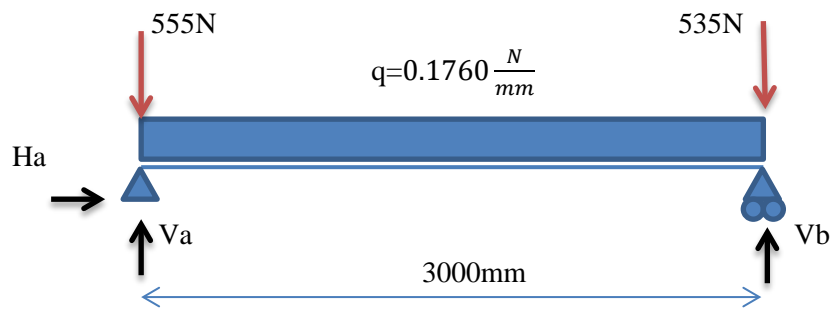
↑ Reacciones en los apoyos.

↑ Carga debido al peso de los rodamientos.

↑ Carga de las fuerzas radiales de los rodamientos.

↑ Carga de las tapaderas.

↑ Carga resultante de la suma del peso de los apoyos más las fuerzas radiales más la carga de las tapaderas.



– Cálculo de las reacciones:

$$\sum F_y = 0; \quad V_a + V_b = 1618$$

$$\sum F_x = 0; \quad H_a = 0$$

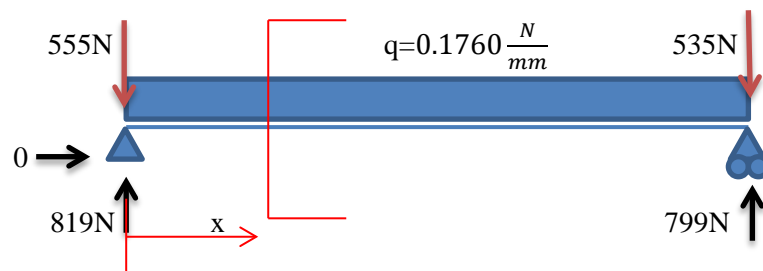
$$\sum M_a = 0; \quad ((0.176 \cdot 3000) \cdot 1500) + (535 \cdot 3000) = (V_b \cdot 3000)$$

$$V_a = 819 \text{ N}$$

$$V_b = 799 \text{ N}$$

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

– Diagramas de momentos flectores:



$$M(x) = 555x + 0.176 \frac{x^2}{2} - 819x$$

Se realiza  $\frac{dM(x)}{dx} = 0$ ; Para calcular el máximo momento flector:

$$\frac{dM(x)}{dx} = 0; \quad 555 + 0.176x - 819 = 0; \quad x = 1500 \text{ mm}$$

$$M_{\text{máx}} = -198000 \text{ Nmm}$$



- Cálculo a estática:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} * c}{I}$$

Siendo:

$$c = 65 \text{ mm}$$

$$I = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4) = \frac{\pi}{4} (65^4 - 60^4) = 3841087.893 \text{ mm}^4$$

$$M_{m\acute{a}x} = 198000 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 3.35 \text{ Mpa}$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

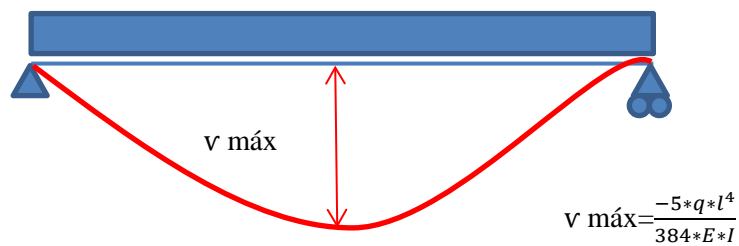
$$\sigma_e = 3.35 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 276 \text{ Mpa}$$

$$\eta = 82.38; \quad \text{Válido}$$

- Cálculo de la flecha máxima:

La siguiente formula corresponde al cálculo de la máxima flecha en este caso:


$$v_{m\acute{a}x} = \frac{-5 * q * l^4}{384 * E * I}$$



- En nuestro caso hay tres apoyos pero se puede resolver con la misma fórmula sabiendo que:

$$l= 3000\text{mm}$$

$$I=3841087.893\text{mm}^4$$

$$E=193000\text{N/mm}^2$$

$$q= 0.176\text{N/mm}$$

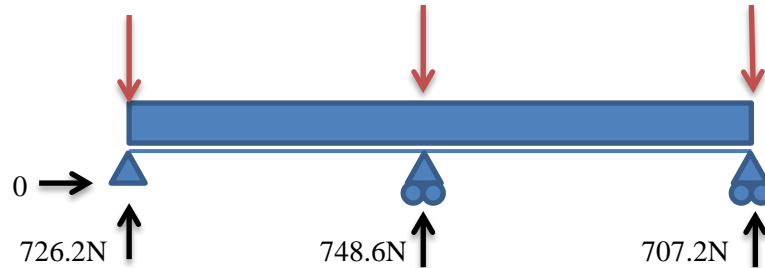
$$v_1 = \frac{-5 \cdot 0.176 \cdot 3000^4}{384 \cdot 193000 \cdot 3841087.893} = 0.25\text{mm}$$

Flecha válida.



## n) Capítulo 14: Cálculo de la estructura para el primer tramo.

Tras el estudio del cálculo de la carcasa se obtiene los esfuerzos que deben soportar la estructura:



La estructura para este primer tramo se compondrá de dos perfiles cuadrados huecos colocados a ambos lados de la carcasa en el lugar las reacciones. Por lo tanto la carga debido a la reacción de la carcasa se divide entre dos. Esto supone en total 6 perfiles cuadrados en este tramo.

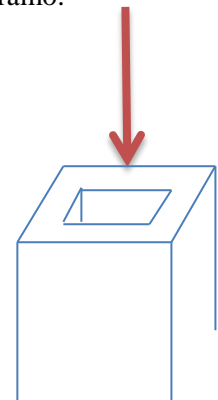
Estructura: Acero al carbono AISI 1020

– Dimensiones:

Longitud= 1metro

Lado exterior=50mm

Espesor =10mm



- Estudio a carga estática: Comprobación de la estructura con mayor carga.  
Al dimensionar todos los demás perfiles con las mismas dimensiones, se darán por validos los demás, si el que sufre más sollicitación se comprueba y se valida.

Carga total de la reacción= 748.6 N

$$\text{Carga para un perfil} = \frac{748.6}{2} = 374.3N$$

Carga del propio peso del perfil:  $P = \rho \cdot V \cdot g$

$$\rho = 7872 \text{ Kg/m}^3$$

$$A = (L \cdot L) - (l \cdot l) = (0.05 \cdot 0.05) - (0.03 \cdot 0.03) = 1.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = A \cdot L = 1.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$



$$P=7872*1.6*10^{-3}*9.81=123.56N$$

Carga axil total; compuesta por el peso propio mas la carga que es sometida desde la carcasa:

$$F_t=123.56+374.3=497.86N$$

Esfuerzo axil total:

$$\sigma_a=\frac{F}{A}=\frac{497.86}{1600}=0.311Mpa$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e=\frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

$$\sigma_e=0.311Mpa$$

$$S_y=210Mpa$$

$$\eta=675.24;$$

Válido; Esto prueba que los demás apoyos de la estructura son válidos para el caso a carga estática.

– Cálculo de la deformación; En el caso más desfavorable.

$$ej=ej^0+\Delta T\alpha L+\frac{N*L}{E*A}$$

$$ej^0=0$$

$$\Delta T=0$$

$$N=497.86N$$

$$L=1000mm$$

$$A=1600mm^2$$

$$E=205000N/mm^2$$



$$ej = \frac{N \cdot L}{E \cdot A} = \frac{497.86 \cdot 1000}{1600 \cdot 205000} = 1.517 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 0.001 \text{ mm}$$

Deformación válida al ser casi inexistente.

Para asegurar la estabilidad de la estructura se procede al cálculo del pandeo del perfil cuadrado hueco:

El valor  $P_{cr}$  es el valor de la carga de compresión que genera que el perfil adquiera inestabilidad.

$$P_{cr} = \frac{C \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}$$

$$l = 1000 \text{ mm}$$

C=4; ambos extremos empotrados.

$$E = 205000 \text{ N/mm}^2$$

$$I = \frac{(L^4 - (L-e)^4)}{12} = \frac{(50^4 - (50-10)^4)}{12} = 307500 \text{ mm}^4$$

$$P_{cr} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot 205000 \cdot 307500}{1000^2} = 2488.62 \text{ KN}$$

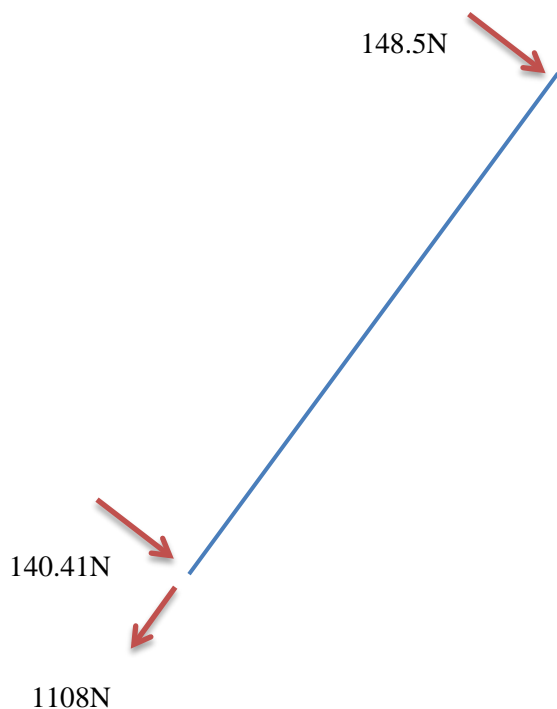
Como la mayor carga a la cual está sometido el perfil es de 497.86N, significa que nunca pandeará. Por tanto la estructura calculada es estable.



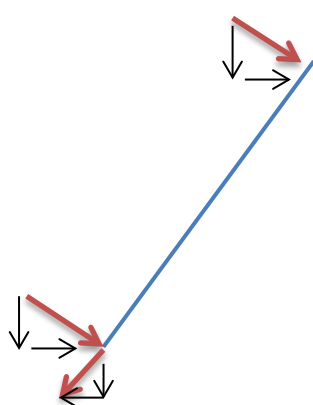


## o) Capítulo 15: Cálculo de la estructura para el segundo tramo.

Tras el estudio del cálculo de la carcasa se obtiene los esfuerzos que deben soportar la estructura:



– Se procede a descomponer cada fuerza:



80° 148.5

$\text{Sen}(80) = \frac{x}{148.5}$  ;  $x = 146.25\text{N}$

$\text{Cos}(80) = \frac{y}{148.5}$  ;  $y = 25.79\text{N}$

80° 140.41

$\text{Sen}(80) = \frac{x}{140.41}$  ;  $x = 138.28\text{N}$

$\text{Cos}(80) = \frac{y}{140.41}$  ;  $y = 24.39\text{N}$

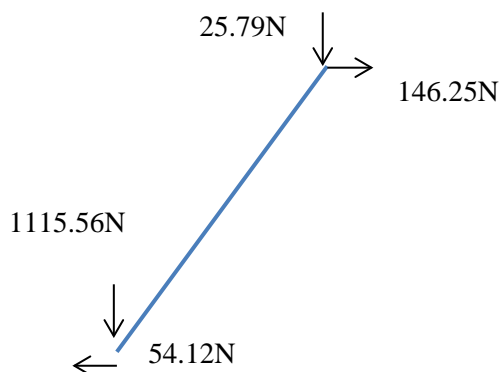
1108

$\text{Sen}(80) = \frac{y}{1108}$  ;  $Y = 1091.17\text{N}$

80°  $\text{Cos}(80) = \frac{x}{1108}$  ;  $X = 192.40\text{N}$



Esto provoca las siguientes fuerzas a soportar por la estructura:



La estructura para este segundo tramo se compondrá de dos perfiles cuadrados huecos colocados a ambos lados de la carcasa en el lugar las reacciones. Por lo tanto la carga debido a la reacción de la carcasa se divide entre dos. Esto supone en total 4 perfiles cuadrados en este tramo.

Estructura de la parte baja:

– Dimensiones:

Longitud= 1metro

Lado exterior=50mm

Espesor =10mm

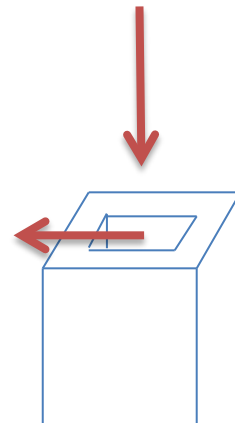
– Estudio a carga estática:

Carga axil total de la reacción= 1115.56 N

Carga para un perfil =  $\frac{1115.56}{2} = 557.78N$

Carga del propio peso del perfil:  $P = \rho * V * g$

$\rho = 7872 \text{Kg/m}^3$





$$A = (L * L) - (l * l) = (0.05 * 0.05) - (0.03 * 0.03) = 1.6 * 10^{-3} m^2$$

$$V = A * L = 1.6 * 10^{-3} m^3$$

$$P = 7872 * 1.6 * 10^{-3} * 9.81 = 123.56 N$$

Carga axil total; compuesta por el peso propio mas la carga que es sometida desde la carcasa:

$$F_t = 123.56 + 557.78 = 681.34 N$$

Esfuerzo axil total:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{681.34}{1600} = 0.426 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M * c}{I}$$

$$M = 54.12 * 1000 = 54120 \text{ Nmm}$$

$$c = 25 \text{ mm}$$

$$I = \frac{(L^4 - (L - e)^4)}{12} = \frac{(50^4 - (50 - 10)^4)}{12} = 307500 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M * c}{I} = \frac{54120 * 25}{307500} = 4.4 \text{ Mpa}$$

$$\text{Esfuerzo m\acute{a}ximo} = 4.4 + 0.426 = 4.826 \text{ Mpa}$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

$$\sigma_e = 4.826 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 210 \text{ Mpa}$$



$$\eta = 43.51;$$

Para asegurar la estabilidad de la estructura se procede al cálculo del pandeo del perfil cuadrado hueco:

El valor  $P_{cr}$  es el valor de la carga de compresión que genera que el perfil adquiera inestabilidad.

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

$$l=1000\text{mm}$$

C=4; ambos extremos empotrados.

$$E=205000\text{N/mm}^2$$

$$I = \frac{(L^4 - (L-e)^4)}{12} = \frac{(50^4 - (50-10)^4)}{12} = 307500\text{ mm}^4$$

$$P_{cr} = \frac{4 * \pi^2 * 205000 * 307500}{1000^2} = 2488.62\text{KN}$$

Como la mayor carga a la cual está sometido el perfil es de 681.34N, significa que nunca pandeará. Por tanto la estructura calculada es estable.

Estructura de la parte alta:

– Dimensiones:

Longitud= 4metro

Lado exterior=50mm

Espesor =10mm

– Estudio a carga estática:

Carga axil total de la reacción= 25.79 N

$$\text{Carga para un perfil} = \frac{25.79}{2} = 12.9\text{N}$$



Carga del propio peso del perfil:  $P = \rho \cdot V \cdot g$

$$\rho = 7872 \text{ Kg/m}^3$$

$$A = (L \cdot L) - (l \cdot l) = (0.05 \cdot 0.05) - (0.03 \cdot 0.03) = 1.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = A \cdot L = 6.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$P = 7872 \cdot 6.4 \cdot 10^{-3} \cdot 9.81 = 494.23 \text{ N}$$

Carga axil total; compuesta por el peso propio mas la carga que es sometida desde la carcasa:

$$F_t = 494.23 + 12.9 = 507.13 \text{ N}$$

Esfuerzo axil total:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{507.13}{1600} = 0.317 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M \cdot c}{I}$$

$$M = 146.25 \cdot 4000 = 585000 \text{ Nmm}$$

$$c = 25 \text{ mm}$$

$$I = \frac{(L^4 - (L-e)^4)}{12} = \frac{(50^4 - (50-10)^4)}{12} = 307500 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{585000 \cdot 25}{307500} = 47.56 \text{ Mpa}$$

$$\text{Esfuerzo máximo} = 47.56 + 0.317 = 47.9 \text{ Mpa}$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{s_y}{\eta}$$



En este caso:

$$\sigma_e = 47.9 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 210 \text{ Mpa}$$

$$\eta = 4.386;$$

Para asegurar la estabilidad de la estructura se procede al cálculo del pandeo del perfil cuadrado hueco:

El valor  $P_{cr}$  es el valor de la carga de compresión que genera que el perfil adquiera inestabilidad.

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

$$l = 4000 \text{ mm}$$

$$C = 4; \text{ ambos extremos empotrados.}$$

$$E = 205000 \text{ N/mm}^2$$

$$I = \frac{(L^4 - (L-e)^4)}{12} = \frac{(50^4 - (50-10)^4)}{12} = 307500 \text{ mm}^4$$

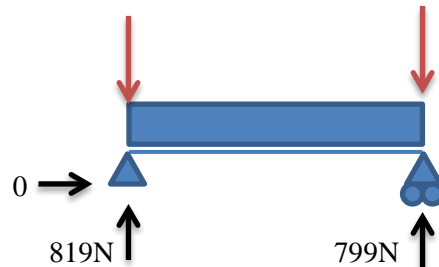
$$P_{cr} = \frac{4 * \pi^2 * 205000 * 307500}{4000^2} = 155.538 \text{ KN}$$

Como la mayor carga de compresión a la cual está sometido el perfil es de 507.13N, significa que nunca pandeará. Por tanto la estructura calculada es estable.



p) Capítulo 16: Cálculo de la estructura para el tercer tramo.

Tras el estudio del cálculo de la carcasa se obtienen los esfuerzos que debe soportar la estructura:



La estructura para este tercer tramo se compondrá de dos perfiles cuadrados huecos colocados a ambos lados de la carcasa en el lugar las reacciones. Por lo tanto la carga debido a la reacción de la carcasa se divide entre dos. Esto supone en total 4 perfiles cuadrados en este tramo.

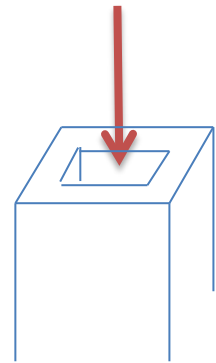
Estructura: Acero al carbono AISI 1020

– Dimensiones:

Longitud= 1metro  
Lado exterior=50mm  
Espesor =10mm

– Estudio a carga estática: Comprobación de la estructura con mayor carga.

Carga total de la reacción= 819N



$$\text{Carga para un cilindro} = \frac{819}{2} = 409.5N$$

Carga del propio peso del cilindro:  $P = \rho \cdot V \cdot g$

$$\rho = 7872 \text{ Kg/m}^3$$

$$V = A \cdot L = 1.6 \cdot 10^{-3} \cdot 4 = 6.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$P = 7872 \cdot 6.4 \cdot 10^{-3} \cdot 9.81 = 494.23N$$

Carga axil total; compuesta por el peso propio mas la carga que es sometida desde la carcasa:



$$F_t = 494.23 + 409.5 = 903.73 \text{ N}$$

Esfuerzo axil total:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{903.73}{1600} = 0.565 \text{ Mpa}$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

$$\sigma_e = 0.565 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 210 \text{ Mpa}$$

$$\eta = 371.8;$$

Válido; Esto prueba que los demás apoyos de la estructura son válidos para el caso a carga estática.

– Cálculo de la deformación; En el caso más desfavorable.

$$e_j = e_j^0 + \Delta T \alpha L + \frac{N * L}{E * A}$$
$$e_j^0 = 0$$

$$\Delta T = 0$$

$$N = 903.73 \text{ N}$$

$$L = 4000 \text{ mm}$$

$$A = 1600 \text{ mm}^2$$

$$E = 205000 \text{ N/mm}^2$$

$$e_j = \frac{N * L}{E * A} = \frac{903.73 * 4000}{205000 * 1600} = 0.011 \text{ mm}$$





Deformación válida al ser casi inexistente.

Para asegurar la estabilidad de la estructura se procede al cálculo del pandeo del perfil cuadrado hueco:

El valor  $P_{cr}$  es el valor de la carga de compresión que genera que el perfil adquiera inestabilidad.

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

$$l=4000\text{mm}$$

$$C=4; \text{ambos extremos empotrados.}$$

$$E=205000\text{N/mm}^2$$

$$I = \frac{(L^4 - (L-e)^4)}{12} = \frac{(50^4 - (50-10)^4)}{12} = 307500 \text{ mm}^4$$

$$P_{cr} = \frac{4 * \pi^2 * 205000 * 307500}{4000^2} = 155538.79\text{N} = 155.53\text{KN}$$

Como la mayor carga a la cual está sometido el perfil es de 903.73N, significa que nunca pandeará. Por tanto la estructura calculada es estable.



Cada perfil cuadrado de la estructura encajará en una orejeta de acero inoxidable AISI 304 con  $\rho = 7930 \frac{Kg}{m^3}$ . Esta orejeta tendrá que soportar el esfuerzo al que estará sometido. Se estudiará el caso de la más solicitada. Todas las dimensiones se especificarán en un plano, aquí se dan las dimensiones para el cálculo.

q) Capítulo 17: Cálculo a estática de las orejetas.

– Dimensiones de la parte que soportará el esfuerzo:

Largo y ancho= 55mm

Espesor=5mm

– Cálculo a estática:

Fuerza axil máxima=1115.56N En el segundo tramo, primer apoyo.

Esfuerzo axil:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{1115.56}{55 \times 5} = 4.056 \text{ Mpa}$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

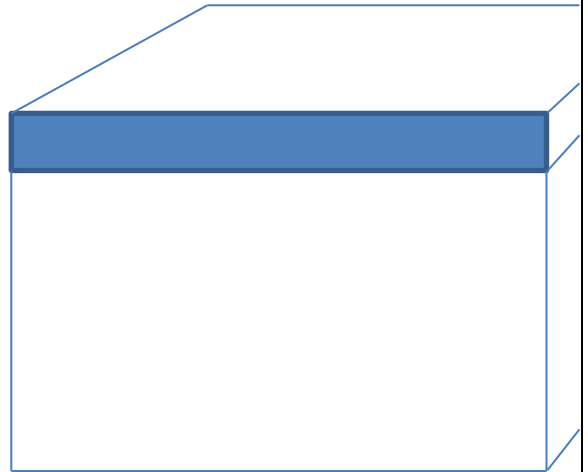
$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

$$\sigma_e = 4.056 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 276 \text{ Mpa}$$

$$\eta = 68.03;$$





r) Capítulo 18: Cálculo de la soldadura de la orejeta.

Soldadura a tope donde la garganta de la soldadura es de 5 mm y la longitud de la soldadura es de 55mm.

$$\sigma = \frac{F}{hl} = \frac{1115.56}{5 \cdot 55} = 4.056 \text{ Mpa}$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{s_y}{\eta}$$

En este caso:

$$\sigma = 4.056 \text{ Mpa}$$

El límite de fluencia de las uniones soldadas de las peanas será de 345Mpa determinado por el número de electrodo AWS= E60xx

$$4.056 = \frac{345}{\eta}; \eta = 85.05$$



Cada perfil cuadrado de la estructura estará soldado a una chapa cuadrada de acero al carbono AISI 1020.

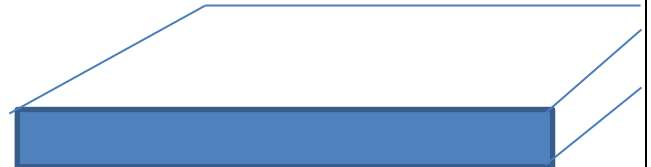
s) Capítulo 19: Estudio a estática de la placa al suelo. Se comprobará la chapa más solicitada, ya que todas tendrán el mismo tamaño todas serán validadas.

– Dimensiones:

Base: 100mm

Espesor: 15 mm

– Cálculo a estática:



Estado más solicitado: Segundo apoyo del segundo tramo.

Fuerza de compresión= 25.79N

Momento flector= 585000Nmm

Fuerza por su propio peso:

Volumen=  $0.1 \times 0.1 \times 0.015 = 1.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

Peso=  $\rho \times V \times g = 7872 \times 1.5 \times 10^{-4} \times 9.81 = 11.59 \text{ N}$

Esfuerzo axil:

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{25.79 + 11.59}{100 \times 15} = 0.025 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo de flexión:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M \cdot c}{I}$$

$M = 54.12 \times 1000 = 54120 \text{ Nmm}$

$c = 15/2 \text{ mm}$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{100 \cdot 15^3}{12} = 28125 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{585000 \cdot 7.5}{28125} = 156 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo máximo =  $0.025 + 156 = 156.025 \text{ Mpa}$



Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{S_y}{\eta}$$

En este caso:

$$\sigma_e = 156.025 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 210 \text{ Mpa}$$

$$\eta = 1.345;$$



t) Capítulo 20: Cálculo de la soldadura en la peana.

Soldadura de filete, tamaño de cateto 5mm, por todo el contorno del perfil. Debe soportar un esfuerzo normal de compresión debido a la fuerza axial de compresión, un esfuerzo cortante producido por la fuerza cortante y el esfuerzo cortante en la garganta inducido por el flector de dicha fuerza:

$$\tau_v = \frac{V}{A} = \frac{146.25}{1.414 * h * (d+b)} = \frac{146.25}{1.414 * 5 * (50+50)} = 0.206 Mpa$$

b=50mm

d=50mm



$$\tau_f = \frac{Mc}{I}$$

$$M = 585000 Nmm$$

$$c = 25mm$$

$$I = 0.707 * h * I_u = 0.707 * 5 * \frac{d^2(3b+d)}{6} = 0.707 * 5 * \frac{50^2(3*50+50)}{6} = 294583.3 mm^4$$

$$\tau_f = \frac{585000 * 25}{294583.3} = 49.65 Mpa$$

$$\sigma = \frac{F}{hl} = \frac{25.79}{5 * 50} = 0.103 Mpa$$

Teoría de la energía de distorsión (TED)

$$\sigma_e = \frac{s_y}{\eta}$$

En este caso:

$$\tau_t = 49.86 Mpa$$

$$\sigma = 0.103 Mpa$$

$$\sigma_e = (\sigma^2 + 3 * \tau_t^2)^{\frac{1}{2}} = 86.36 Mpa$$



El límite de fluencia de las uniones soldadas de las peanas será de 345Mpa  
determinado por el número de electrodo AWS= E60xx

$$86.36 = \frac{345}{\eta}; \eta = 3.99$$



## u) Capítulo 21: Justificación de tolvas:

Las tolvas de la instalación serán fabricadas en acero AISI 304.

Estarán dimensionadas en el documento número 2, planos.

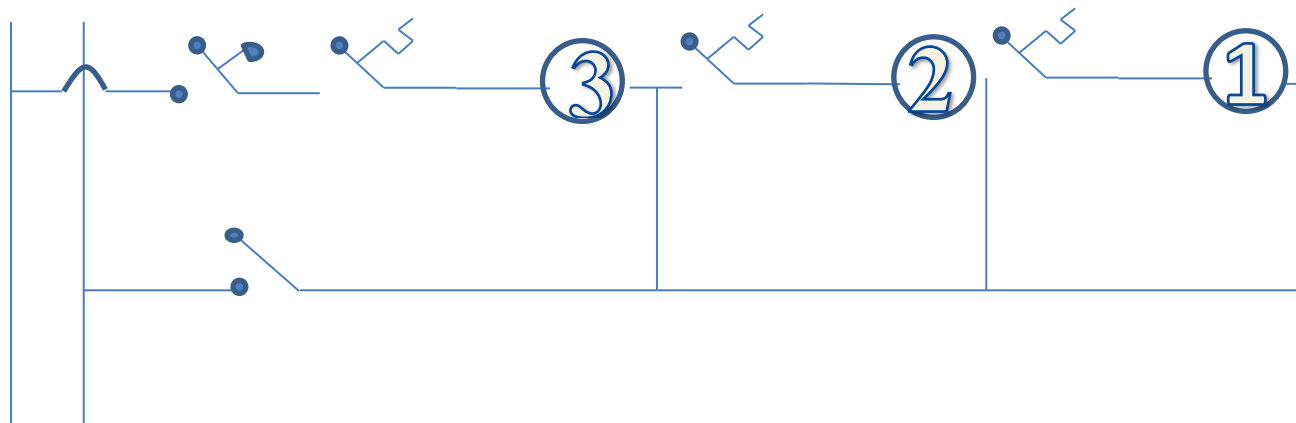
Las tolvas se soldarán a la carcasa todas mediante soldadura TIG. El tipo de soldadura será soldadura a filete con 2mm de cateto.





v) Esquema unifilar de la instalación:

F N



SIMBOLO	UNIDADES	DEFINICIÓN Y MARCA
	1	Parada de emergencia Ebasee, tipo: EBSA2-BR42C
	3	Sensor de apertura Ebasee
		Símbolo para cada tornillo sin fin
	1	Interruptor general de puesta en marcha.

El esquema unifilar define la forma que se ejecutará la instalación electrónica del conjunto;

En primer lugar se instalará una parada de emergencia tipo pulsador industrial, este asegurará en caso de emergencia que rápidamente la instalación se detenga completamente.

Cada tornillo sin fin, tendrá un sensor de aperturas de compuertas, este al detectar que se abre cualquier parte del tornillo sin fin sin previamente haber parado el tornillo, detendrá el tornillo en cuestión por seguridad.

La manera de estar colocados en serie asegura que nunca existirá riesgo de pérdida de material. En el caso que se detenga por emergencia un tornillo sin fin, causará la detención de el o los tornillos sin fin anteriores si los hubiera.