

ANEXO 1

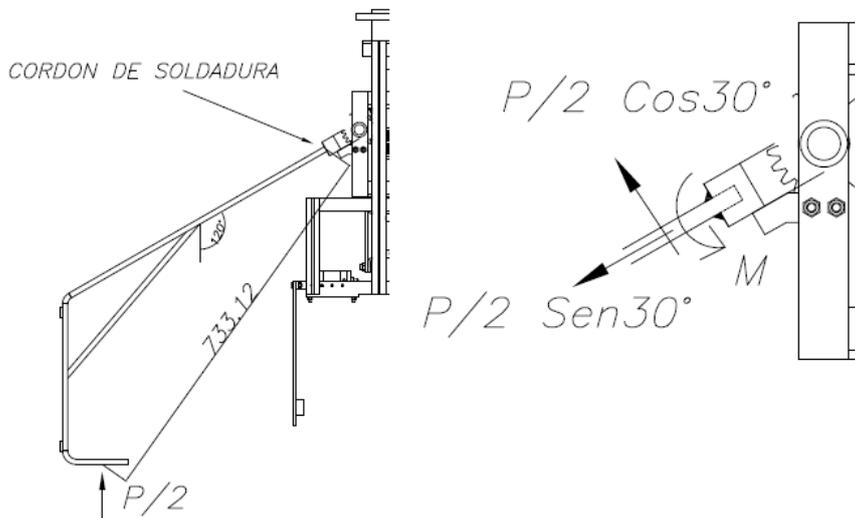
CÁLCULO DE SOLDADURA POR CARGA

Las garras serán soldadas al soporte de garras. A continuación se muestran los cálculos:

Peso de pallet de un lado $P_{pallet} := \frac{25 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} = 122.625 \text{ N}$

Número de garras por lado $n := 4$

Fuerza a soportar $F := P_{pallet} = 122.625 \text{ N}$



Sección de cálculo de soldadura



$F_c := F \cdot \cos(30^\circ) = 106.196 \text{ N}$

$F_n := F \cdot \sin(30^\circ) = 61.313 \text{ N}$

$M_f := F \cdot 733.12 \text{ mm} = (8.99 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$

Área de cordon de soldadura $A := \frac{4 \cdot \pi \cdot ((14.3 \text{ mm})^2 - (10.3 \text{ mm})^2)}{4} = 309.133 \text{ mm}^2$

Momento de inercia $I := 4 \cdot \pi \cdot \frac{((14.3 \text{ mm})^4 - (10.3 \text{ mm})^4)}{64} + A \cdot (75 \text{ mm})^2$

$I = (1.745 \cdot 10^6) \text{ mm}^4$

Esfuerzo paralelo al cordón	$\tau_a := \frac{F_c}{A} = 0.687 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo normal	$n_n := \frac{F_n}{A} = 0.397 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo de flexión	$n_f := \frac{M_f \cdot 120 \text{ mm}}{I} = 6.183 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo normal al cateto	$n := n_n + n_f = 6.579 \frac{N}{mm^2}$

Material

Acero AISI A304

Esfuerzo de tracción	$\sigma_B := 330 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo de flexión	$\sigma_F := 205 \frac{N}{mm^2}$
Factor que depende del material	$\beta_w := 0.8$
Factor de seguridad	$\gamma_{Mw} := 1.25$

Cálculo de esfuerzos estaticos

Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq} := \sqrt{n^2 + \tau_a^2} = 6.615 \frac{N}{mm^2}$
Factor de carga estatica	$\nu_1 := 0.69$
Factor de calidad de la unión	$\nu_2 := 1$
Esfuerzo admisible	$\sigma_{Adm} := \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \sigma_B = 141.45 \frac{N}{mm^2}$
Se debe cumplir:	$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$

Factor de seguridad	$FS := \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = 21.383$	OK!
---------------------	---	-----

Cálculo de uniones soldadas en elementos estructurales

Esfuerzo normal en la garganta $\sigma_n := \frac{n}{\sqrt{2}} = 4.652 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo paralelo a la garganta $\tau_n := \frac{n}{\sqrt{2}} = 4.652 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo equivalente $\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2 + \tau_a^2)} = 9.38 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo admisible $\sigma_1 := \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \cdot \beta_w} = 330 \frac{N}{mm^2}$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_1$$

$$9.38 \leq 330 \quad \text{OK!}$$

Esfuerzo admisible $\sigma_2 := \frac{0.9 \cdot \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 237.6 \frac{N}{mm^2}$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_2$$

$$9.38 \leq 237.6 \quad \text{OK!}$$

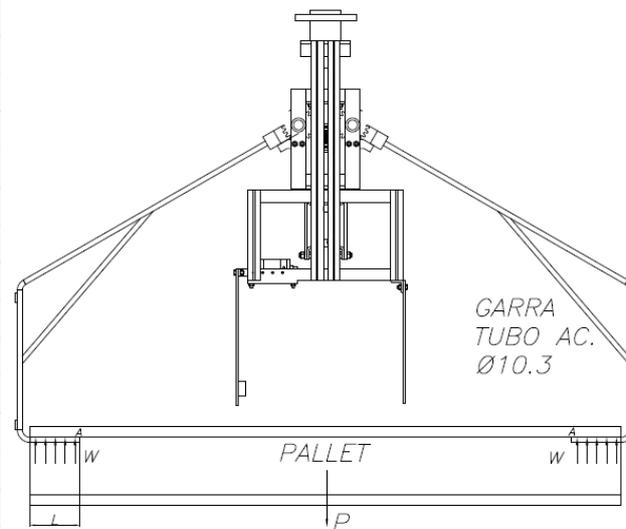
ANEXO 2

CÁLCULO DE GARRAS SUPERIORES PARA PALLETS

Para el cálculo de las garras se considera la deflexión que podría darse por el peso de la caja:

Evaluación del desplazamiento vertical de la garra

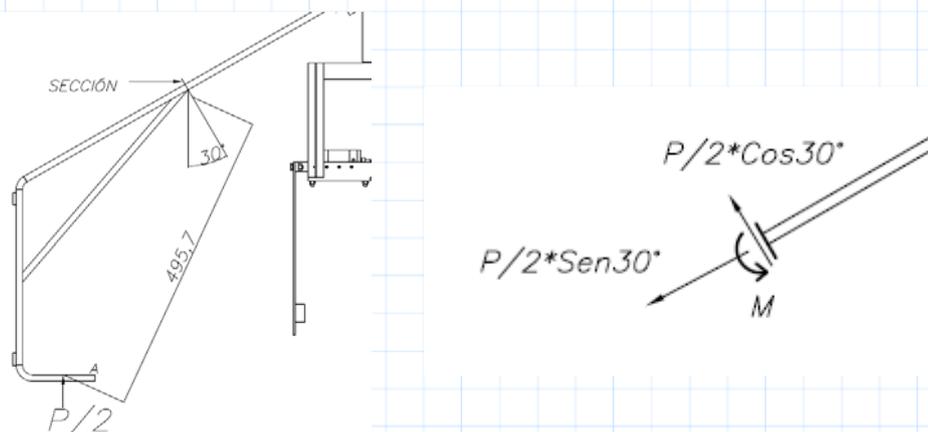
La carga sobre cada garra se da de la siguiente manera:



Para calcular la deformación total calcularemos cuanto se deforma el tubo inclinado y cuando se deforma el tubo horizontal en contacto con el pallet. El tubo vertical no se considera pues tiene un soporte que permite mantenerlo rígido

PARTE TUBO INCLINADO

Trasladando la fuerza de contacto que produce la caja se tiene lo siguiente:
 Fuerza cortante, Fuerza normal y momento flector.

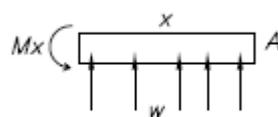


Fuerza por tubo (8 tubos)	$P := \frac{25 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{8} = 30.656 \text{ N}$
Fuerza cortante	$F_{c1} := P \cdot \cos(30^\circ) = 26.549 \text{ N}$
Fuerza normal	$F_n := P \cdot \sin(30^\circ) = 15.328 \text{ N}$
Momento flector	$M_f := P \cdot 495.7 \text{ mm} = (1.52 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$
Fuerza cortante por momento flector	$F_{c2} := \frac{M_f}{268.5 \text{ mm}} = 56.597 \text{ N}$
Fuerza cortante total	$F_c := F_{c1} + F_{c2} = 83.146 \text{ N}$
Modulo de elasticidad	$E := 2.1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Longitud tubo inclinado	$L := 268.5 \text{ mm}$
Área	$A := \frac{\pi \cdot ((10.3 \text{ mm})^2 - (7.8 \text{ mm})^2)}{4} = 35.539 \text{ mm}^2$
Momento de inercia	$I := 4 \cdot \pi \cdot \frac{((14.3 \text{ mm})^4 - (10.3 \text{ mm})^4)}{64} = (6.001 \cdot 10^3) \text{ mm}^4$
Desplazamiento normal	$\delta_n := \frac{F_n \cdot L}{E \cdot A} = (5.514 \cdot 10^{-4}) \text{ mm}$
Desplazamiento cortante	$\delta_c := \frac{F_c \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} = 0.426 \text{ mm}$

PARTE TUBO HORIZONTAL

Según el teorema de Castigliano, para hallar el desplazamiento vertical:

Corte de la garra:



Longitud de la garra que soporta peso	$L := 100 \text{ mm}$
---------------------------------------	-----------------------

Fuerza total (peso pallet)

$$P := 25 \text{ kg}$$

Fuerza por pallet a cada garra

$$F_1 := \frac{25 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} = 122.625 \text{ N}$$

Fuerza distribuida

$$w := \frac{F_1}{L} = 1.226 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Coeficiente de elasticidad
ACERO

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Momento de inercia
TUBERIA DE ACERO

$$I := \frac{\pi \cdot \left((10.3 \text{ mm})^4 - (7.8 \text{ mm})^4 \right)}{64} = 370.786 \text{ mm}^4$$

Desplazamiento vertical

$$\delta_A := \frac{w \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I} = 0.197 \text{ mm}$$

Esta deformación es la máxima deformación de la garra asumiendo solo una garra por lado. Para disminuir esa deformación aumentaremos el número de garras:

Número de garras por lado

$$n := 4$$

Fuerza por pallet a cada garra

$$F_2 := \frac{\frac{25 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2}}{n} = 30.656 \text{ N}$$

Fuerza distribuida

$$w_2 := \frac{F_2}{L} = 0.307 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Coeficiente de elasticidad
ACERO

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Momento de inercia
TUBERIA DE ACERO

$$I := \frac{\pi \cdot \left((10.3 \text{ mm})^4 - (7.8 \text{ mm})^4 \right)}{64} = 370.786 \text{ mm}^4$$

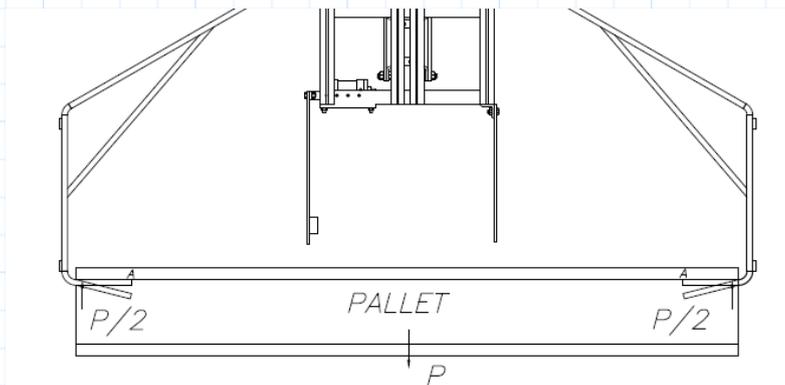
Desplazamiento vertical

$$\delta_A := \frac{w_2 \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I} = 0.049 \text{ mm}$$

El desplazamiento vertical ha disminuido considerablemente, por tanto se usarán 4 garras por lado.

Cálculo como fuerza puntual

Debido a la deformación el peso de la caja puede pasar de estar soportado por carga distribuida a carga puntual, como se aprecia en la siguiente figura:



Ahora calculamos la resistencia en dicho punto

Fuerza puntual por garra

$$F_2 = 30.656 \text{ N}$$

Área

$$A := \frac{\pi}{4} \cdot (10.3 \text{ mm}^2 - 7.8 \text{ mm}^2) = 1.963 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante

$$\tau := \frac{F_2}{A} = 15.613 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Material

Tubo acero AISI 304

Resistencia a la tracción

$$\sigma_B := 620 \text{ MPa} = 620 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Resistencia al corte

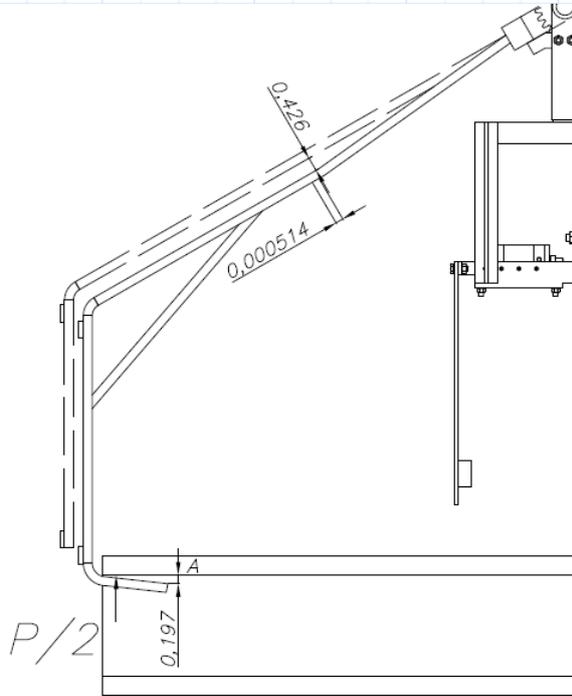
$$\tau_c := 0.8 \cdot \sigma_B = 496 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se debe cumplir que

$$\tau \leq \tau_c$$

$$15.613 \leq 496 \quad \text{OK!}$$

En la siguiente figura se aprecia la deformación total y esta es mínima y no interfiere en la sujeción de las cajas ni llega a tocar la esquina de la estructura. Por tanto la deflexión no es un problema.

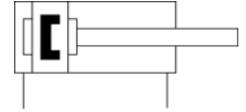
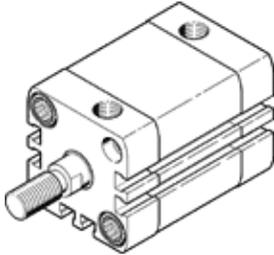


Cilindro compacto ADN-40-40-A-P-A

Número de artículo: 536295

★ Gama básica

según ISO 21287, para la detección de posiciones, con rosca exterior en el vástago.



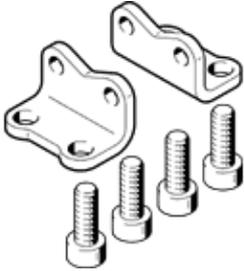
Hoja de datos

Característica	Propiedades
Carrera	40 mm
Diámetro del émbolo	40 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 21287
Extremo del vástago	Rosca exterior
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 ... 10 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Energía del impacto en las posiciones finales	0,7 J
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	686 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	754 N
Tipo de fijación	con taladro pasante a elegir: con accesorios con rosca interior
Conexión neumática	G1/8
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de la tapa	Aluminio anodizado
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PUR)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizando

**Pie de fijación
HNA-40**

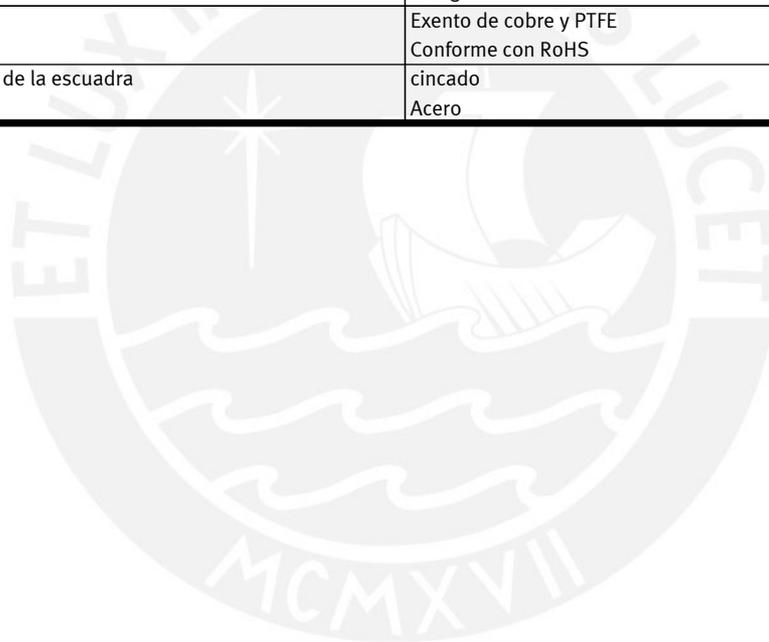
Número de artículo: 537242

Para cilindros compactos ADN y AEN y pinza lineal-giratoria CLR



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Tamaño	40
Basado en la norma	ISO 21287
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Peso del producto	157 g
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS
Información sobre el material de la escuadra	cincado Acero



ANEXO 5

CÁLCULO DEL SISTEMA PIÑÓN - CREMALLERA

Para el diseño del sistema piñón cremallera se parte con lo siguiente datos:

TABLA 8-6 Número de dientes del piñón, para asegurar que no haya interferencia

Para un piñón engranado con una cremallera		Para un piñón de 20°, profundidad total, engranado con un engrane	
Forma del diente	Número mínimo de dientes	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
Envolvente 14½°, profundidad total	32	17	1309
Envolvente 20°, profundidad total	18	16	101
Envolvente 25°, profundidad total	12	15	45
		14	26
		13	16

Diametro tentativo
Ángulo de presión
Número de dientes

$$d_{tentativo} := 60 \text{ mm}$$

$$\alpha := 20^\circ$$

$$Z := 21$$

Se calcula el módulo:

$$m_{tentativo} := \frac{d_{tentativo}}{Z} = 2.857 \text{ mm}$$

Se calcula el módulo normalizado:

TABLA : MODULOS NORMALIZADOS (EXTRACTO DE DIN 780)
(para ruedas cilíndricas y cónicas)

Serie 1	Serie 2	Serie 1	Serie 2
0.50		3	
	0.550	4	3.5
0.60			4.5
	0.650	5	
0.70			5.5
	0.750	6	
0.80			7
	0.850	8	
0.90			9
	0.950	10	
1.00			11
	1.125	12	
1.25			14
	1.375	16	
1.50			18
	1.750	20	
2.00			22
	2.250	25	
2.50			28
	2.750		

NOTAS: - Módulos en mm.
- Usar de preferencia la Serie 1

Módulo

$$m := 3 \text{ mm}$$

Diametro primitivo	$d_p := m \cdot Z = 63 \text{ mm}$
Paso	$p := \pi \cdot m = 9.425 \text{ mm}$
Addendum	$h_a := m = 3 \text{ mm}$
Deddendum	$h_f := 1.25 \cdot m = 3.75 \text{ mm}$
Diametro exterior	$d_a := d_p + 2 \cdot h_a = 69 \text{ mm}$
Diametro interior	$d_f := d_p - 2 \cdot h_f = 55.5 \text{ mm}$

Resistencia a la fatiga por flexión en la raíz del diente

Para analizar la resistencia a la fatiga por flexion en la raíz del diente se tiene que comprobar lo siguiente:

$$\sigma_{FN} \leq \sigma_{FP}$$

Material	CK45
Módulo	$m_n := 3 \text{ mm}$
Factor de forma	$Y_{Fa} := 2.8$
Factor de concentración de tensión	$Y_{Sa} := 1.65$
Fator de engrane	$Y_\epsilon := 0.95$
Factor de inclinación de hélice	$Y_\beta := 0.75$
Fuerza tangencial sobre el diente	$F_t := 294.07 \text{ N}$
Ancho del diente	$b := 20 \text{ mm}$
Factor de servicio	$K_A := 1$

Tensión nominal en la raíz del diente	$\sigma_{FN} := \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_A \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta$ $\sigma_{FN} = 16.133 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
---------------------------------------	---

Esfuerzo pulsante de flexión en la raíz del diente	$\sigma_{FLim} := 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
--	---

Factor de seguridad mínimo	$S_{Fmin} := 1.7$
Factor de corrección de la tensión	$Y_{ST} := 2$
Cifra relativa de apoyo, sensibilidad de la entalla	$Y_{\delta rel.T} := 0.95$
Factor de acabado superficial en el redondeo	$Y_{Rrel.T} := 1.03$
Factor de tamaño	$Y_X := 1$
Factor de duración	$Y_{NT} := 2$

Tensión admisible del material

$$\sigma_{FP} := \frac{\sigma_{FLim}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta rel.T} \cdot Y_{Rrel.T} \cdot Y_X \cdot Y_{NT}$$

$$\sigma_{FP} = 460.471 \frac{N}{mm^2}$$

Se tiene que cumplir que:

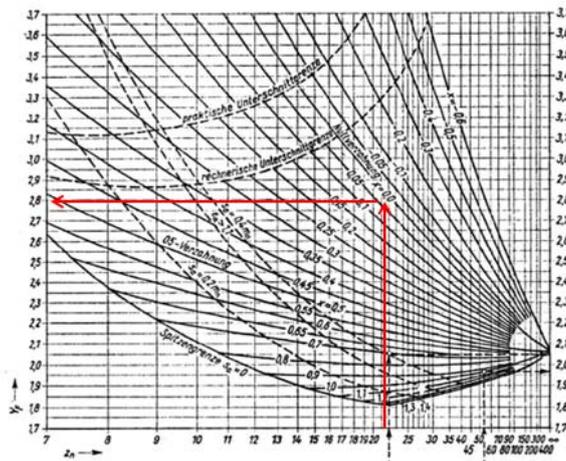
$$\sigma_{FN} \leq \sigma_{FP}$$

$$16.133 \leq 460.471 \quad \text{OK!}$$

Gráficos de los factores

$$Y_{Fa} := 2.8$$

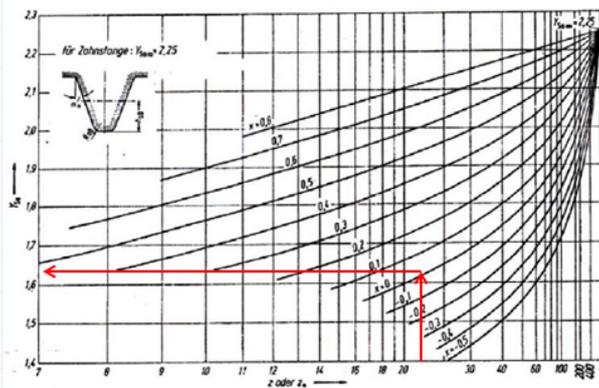
$$Z := 21$$



Y_{Fa} Factor de Forma

$$Y_{Sa} := 1.65$$

$$Z := 21$$



Y_{Sa} Factor de concentración de tensión

$$\alpha_n = 20^\circ; h_a/m_n = 1,0; h_{a0}/m_n = 1,25; \rho_{a0}/m_n = 0,25$$

$$\epsilon_{\beta} := b \cdot \frac{\tan(20^{\circ})}{\pi \cdot m_n}$$

$$\epsilon_{\beta} = 0.772$$

$$\beta := 20^{\circ}$$

$$Y_{\epsilon} := 0.95$$

$$Y_{\beta} := 0.75$$

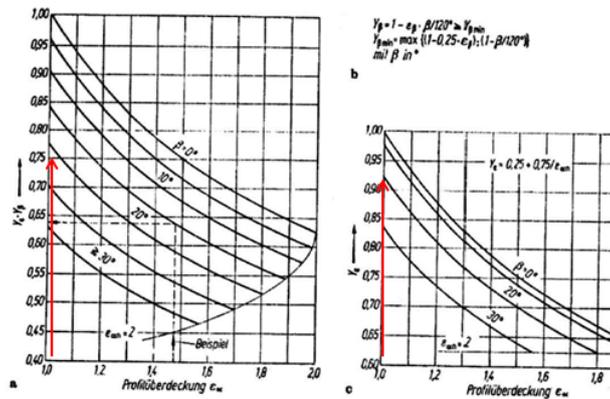
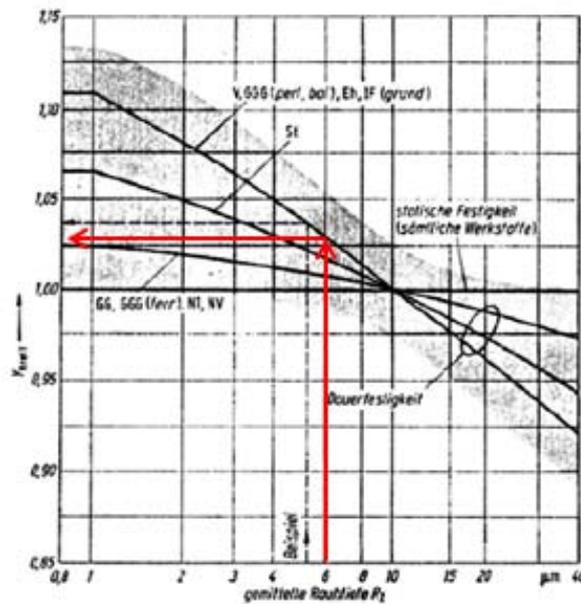
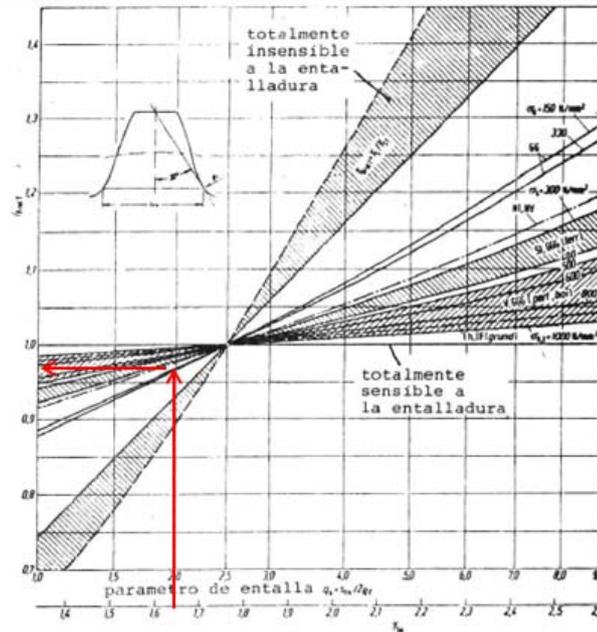


FIGURA N° 3: a) Factor de inclinación ($Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon}$); para $\epsilon_{\beta} > 1$, con $\epsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \tan \beta}{P_t}$
 b) Factor de inclinación (Y_{β}); para $\epsilon_{\beta} < 1$, se aplican las relaciones indicadas.
 c) Factor de engrane (Y_{ϵ}); vale para $\sigma_{on} \leq 2$

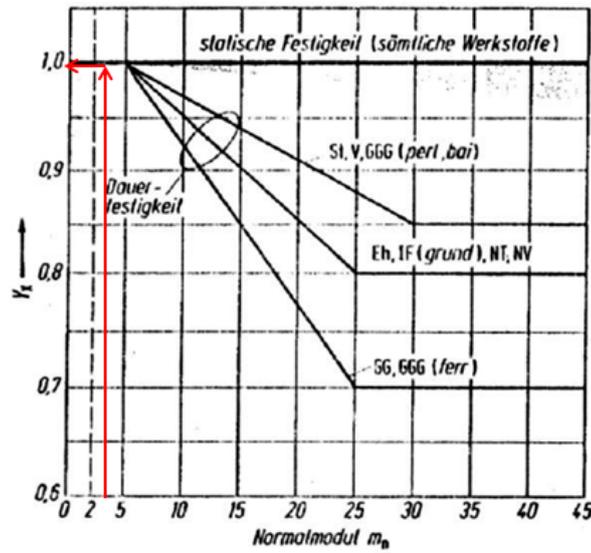
$$Y_{Rrel.T} := 1.03$$



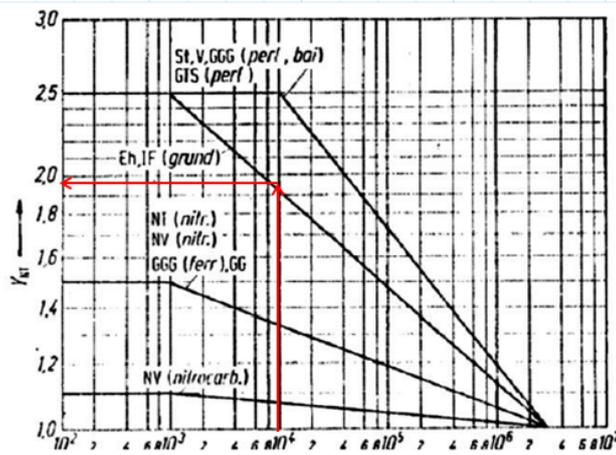
$$Y_{\delta rel.T} := 0.95$$



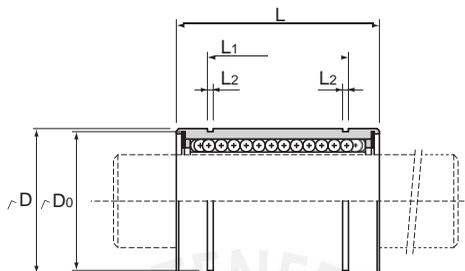
$$Y_X := 1$$



$$Y_{NT} := 2$$



Modelo LME



Descripción del modelo			Hileras de bolas	Dimensiones					
Tipo estándar	Tipo de juego ajustable	Tipo abierto		Diámetro interior inscrito		Diámetro exterior		Longitud	
				dr	Tolerancia	D	Tolerancia	L	Tolerancia
LME 5	LME 5-AJ	—	4	5		12	0	22	0 -0,2
LME 8	LME 8-AJ	—	4	8	+0,008	16	-0,008	25	
LME 12	LME 12-AJ	LME 12-OP	4	12	0	22	0	32	
LME 16	LME 16-AJ	LME 16-OP	5	16	+0,009	26	-0,009	36	
LME 20	LME 20-AJ	LME 20-OP	5	20	-0,001	32		45	0 -0,3
LME 25	LME 25-AJ	LME 25-OP	6	25	+0,011	40	0	58	
LME 30	LME 30-AJ	LME 30-OP	6	30	-0,001	47	-0,011	68	
LME 40	LME 40-AJ	LME 40-OP	6	40		62	0	80	0 -0,4
LME 50	LME 50-AJ	LME 50-OP	6	50	+0,013	75	-0,013	100	
LME 60	LME 60-AJ	LME 60-OP	6	60	-0,002	90		125	
LME 80GA	LME 80GA-AJ	LME 80GA-OP	6	80	+0,016 -0,004	120	0 -0,015	165	

Nota) Debido a que los modelos LME60 o menores del casquillo lineal incorporan una retención de resina sintética, no deben utilizarse a temperaturas por encima de los 80°C.

Si la temperatura del ambiente excede los 80°C, utilice el tipo equipado con una retención de metal e indique "A" al final del código de modelo.

(Ejemplo) LME20G A

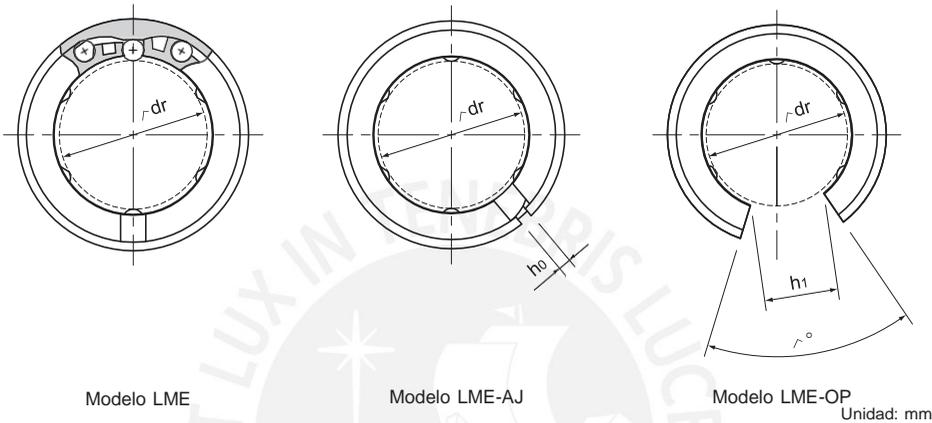
_____ Símbolo para alta temperatura

Si se requiere un tipo equipado con un retén, indíquelo al realizar un pedido. (resistencia al calor del retén: 80°C.)

(Ejemplo) LME16 UU

_____ Retén instalado en ambos extremos de la tuerca

Para los tipos de juego ajustables (-AJ) y abiertos (-OP), la tolerancia en el diámetro interior inscrito, la tolerancia de diámetro exterior y la excentricidad indican los valores anteriores a la división de la tuerca.



Modelo LME

Modelo LME-AJ

Modelo LME-OP

Unidad: mm

principales								Excentricidad (máx.) μm	Tolerancia de juego radial μm	Capacidad de carga básica		Masa g
L_1	Tolerancia	L_2	D_0	h_0	h_1	θ°	C N			C_0 N		
14,5	0 -0,2	1,1	11,5	1	—	—	12	-5	206	265	11	
16,5		1,1	15,2	1	—	—	12	-5	265	402	20	
22,9		1,3	21	1,5	7,5	78	12	-7	510	775	41	
24,9		1,3	24,9	1,5	10	78	12	-7	775	1180	57	
31,5		1,6	30,3	2	10	60	15	-9	863	1370	91	
44,1	0 -0,3	1,85	37,5	2	12,5	60	15	-9	980	1570	215	
52,1		1,85	44,5	2	12,5	50	15	-9	1570	2750	325	
60,6		2,15	59	3	16,8	50	17	-13	2160	4020	705	
77,6		2,65	72	3	21	50	17	-13	3820	7940	1130	
101,7	0 -0,4	3,15	86,5	3	27,2	54	20	-16	4710	10000	2220	
133,7		4,15	116	3	36,3	54	20	-16	7350	16000	5140	

Nota) Si se utiliza una retención de metal, el casquillo lineal tiene la forma que se muestra a continuación.

Al utilizar el casquillo lineal en un solo eje, utilice dos o más unidades (en lugar de una unidad) en el mismo eje para evitar una carga de momento y asegure una gran distancia entre las unidades.

Si se requiere un orificio de lubricación, esto se puede indicar agregando "OH" al final del número de modelo.

Para obtener más información, póngase en contacto con THK.

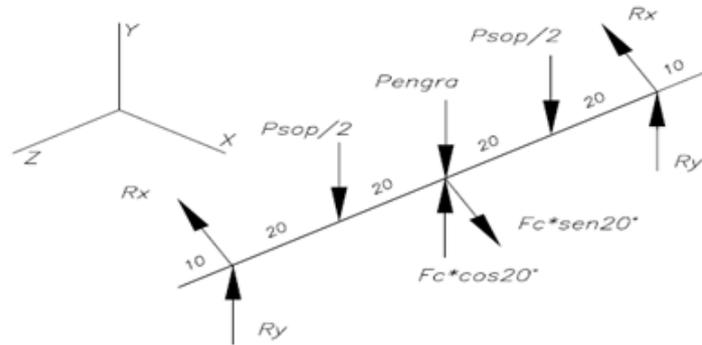


Modelo LME-GA

ANEXO 7

CÁLCULO DE EJES

El eje sostiene el soporte de garras y el engranaje, este eje esta soportado por dos planchas por medio de bocinas. El eje se mantiene fijo por un cambio de sección en un extremo y por un anillo de retención por el otro. Para hallar las fuerzas que actuan en este eje se tiene en cuenta: el peso del soporte de garras, peso del engranaje y la fuerzas de contacto entre engranaje y cremallera. Se muestran dichas fuerzas en el siguiente DCL.

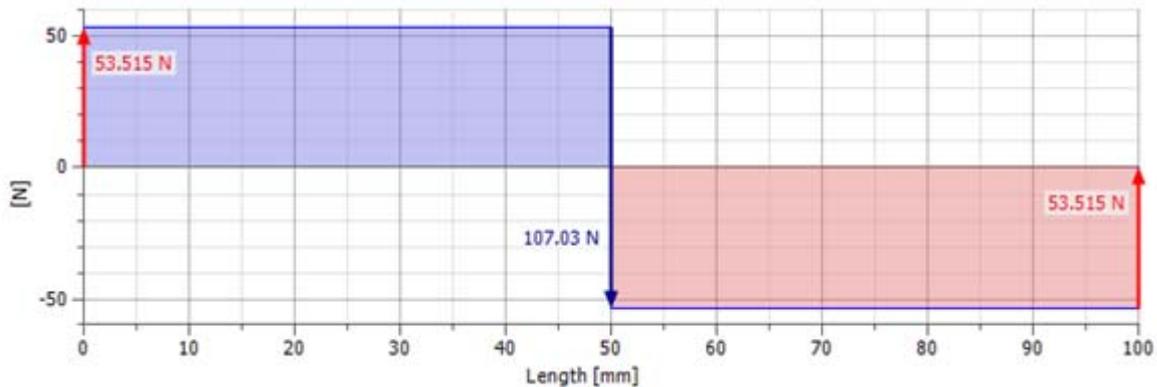


Peso del soporte de garras	$P_{soporte} := 22.34 \text{ N}$
Peso del engranaje	$P_{engranaje} := 4.32 \text{ N}$
Fuerza de contacto engranaje - cremallera	$F_c := 312.94 \text{ N}$
Reacción X en la bocina	R_x
Reacción Y en la bocina	R_y

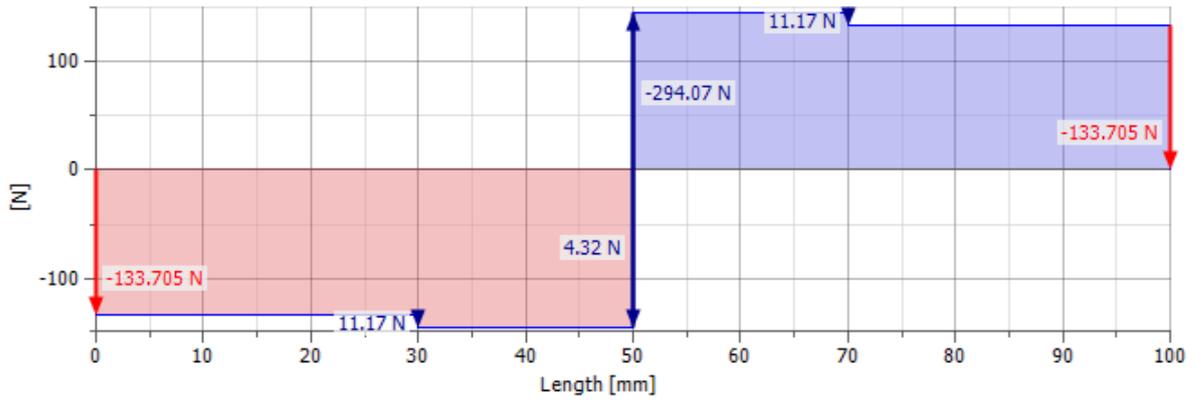
A continuación se muestran los diagramas de fuerzas y momentos correspondientes al eje

Diagrama de fuerzas

XZ



YZ



Fuerza total

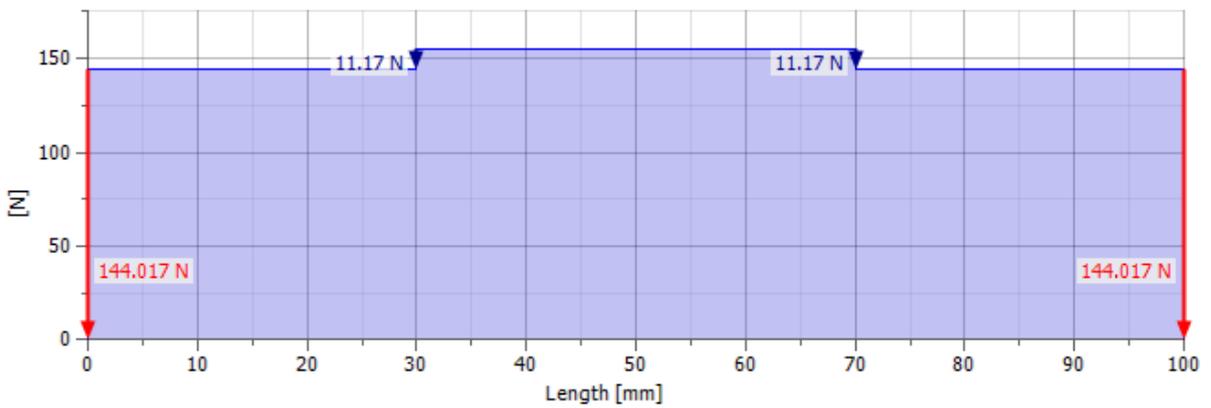
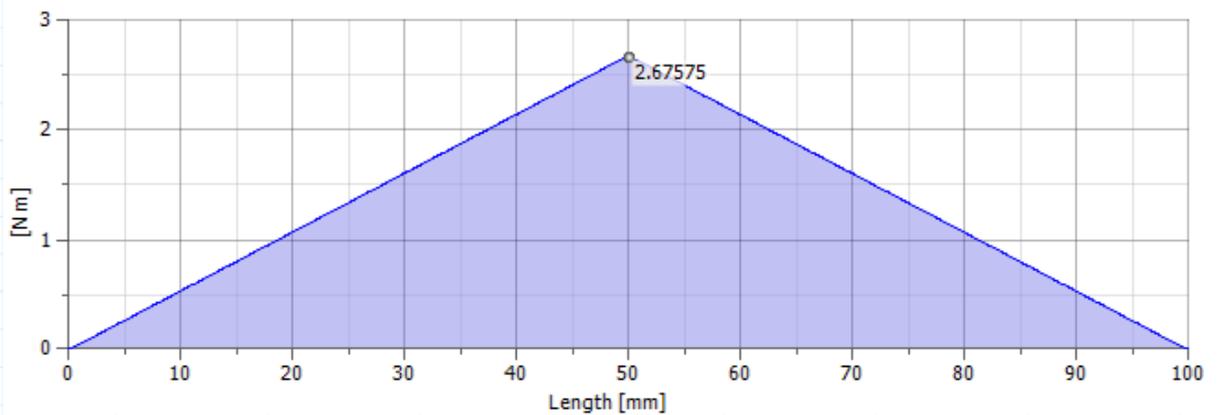
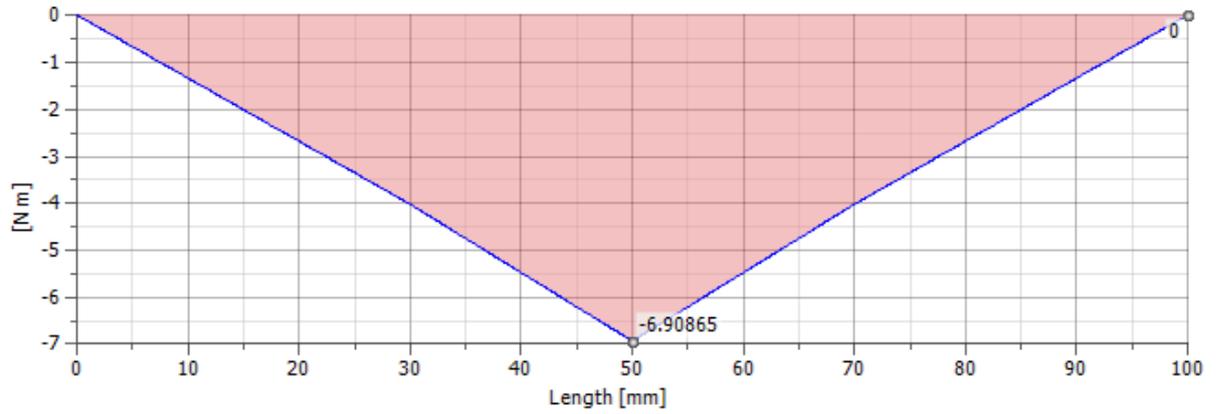


Diagrama de momento flector

XZ



YZ



Momento total

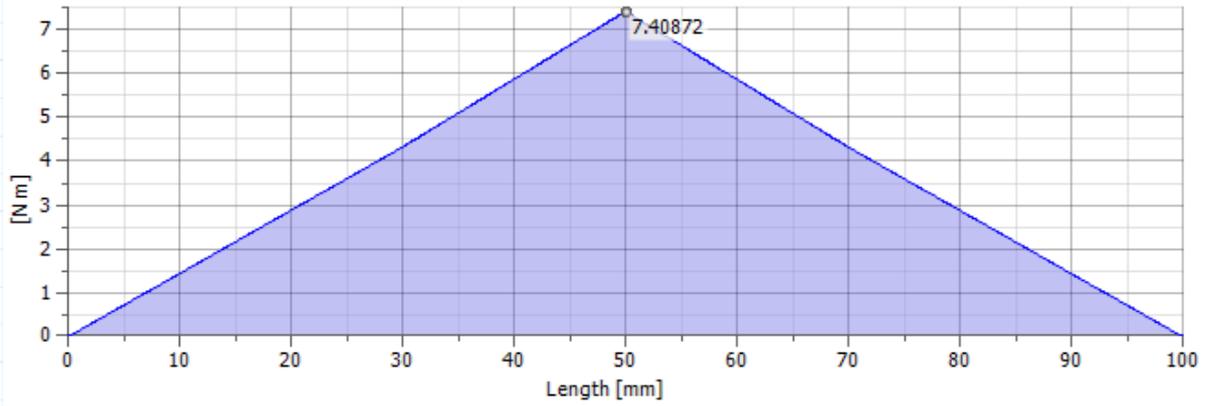
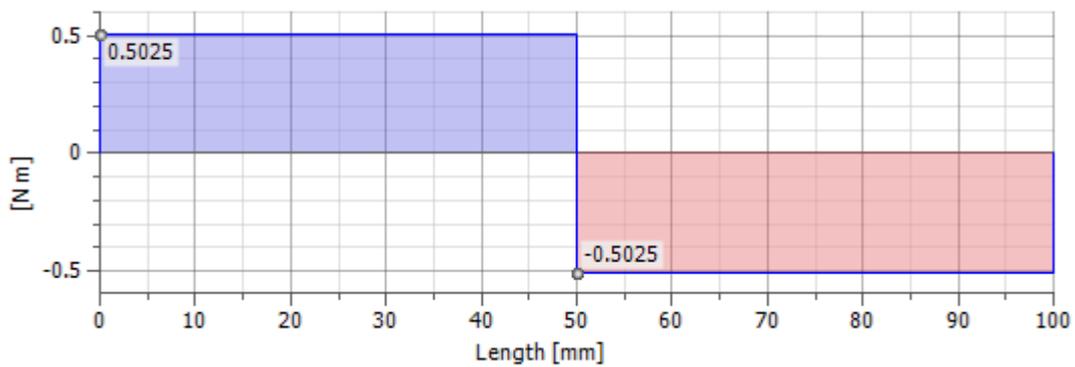


Diagrama de momento torsor



Propiedades del material

Material del eje	CK45
Esfuerzo a la fluencia	$\sigma_F := 390 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo a la tracción máxima	$\sigma_B := 800 \frac{N}{mm^2}$
Resistencia a la fatiga en flexión pulsante	$\sigma_{fPul} := 530 \frac{N}{mm^2}$
Resistencia a la fatiga en flexión alternante	$\sigma_{fAlt} := 350 \frac{N}{mm^2}$
Resistencia a la fatiga en torsión pulsante	$\tau_{fPul} := 210 \frac{N}{mm^2}$
Resistencia a la fatiga en torsión alternante	$\tau_{fAlt} := 170 \frac{N}{mm^2}$

Cálculos de resistencia

Se aprecia de los diagramas que la sección mas cargada es el centro del eje.

Momento flector	$M_f := 7.409 N \cdot m$
Momento torsor	$M_t := 0.5025 N \cdot m$
Fuerza cortante	$F := 155.187 N$
Diametro del eje	$d := 20 mm$

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_f := \frac{\left(M_f \cdot \frac{d}{2} \right)}{\left(\pi \cdot \frac{d^4}{64} \right)} = 9.433 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo de torsión

$$\tau_t := \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} = 0.32 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_c := \frac{F}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 0.494 \frac{N}{mm^2}$$

Se obtiene el esfuerzo equivalente según von Mises:

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3 \cdot (\tau_t^2 + \tau_c^2)}$$

$$\sigma_{eq} = 9.488 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad

$$FS := \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 41.103 \quad OK!$$

Cálculo de fatiga

Coeficiente de tamaño

$$c_t := 0.82$$

Coeficiente de temperatura

$$c_{temp} := 1$$

Coeficiente de carga

$$c_{carg} := 1$$

Factor de concentración de esfuerzos

$$\beta_k := 2$$

Esfuerzo de flexión alternante

$$\sigma_{fa'} := \frac{\beta_k}{c_t} \cdot \sigma_f = 23.008 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo de torsión alternante

$$\tau_{ta'} := \frac{\beta_k}{c_t} \cdot \tau_t = 0.78 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo de equivalente alternante

$$\sigma_{eq'a} := \sqrt{(\sigma_{fa'})^2 + 3 \cdot (\tau_{ta'})^2}$$

$$\sigma_{eq'a} = 23.048 \frac{N}{mm^2}$$

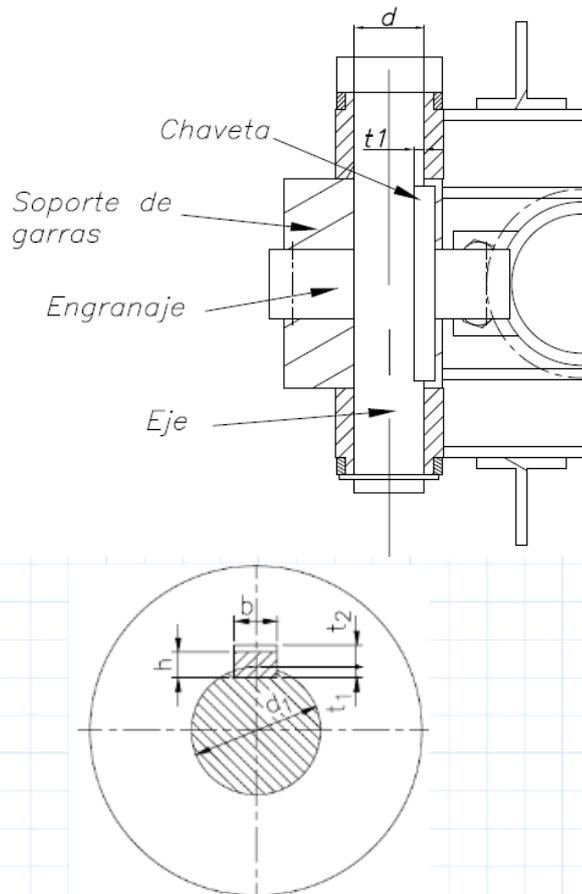
Factor de seguridad

$$FS := \frac{1}{\frac{\sigma_{eq'a}}{\sigma_{fAlt}}} = 15.186 \quad OK!$$

ANEXO 8

CÁLCULO DE CHAVETAS DE CARAS PARALELAS DIN6885

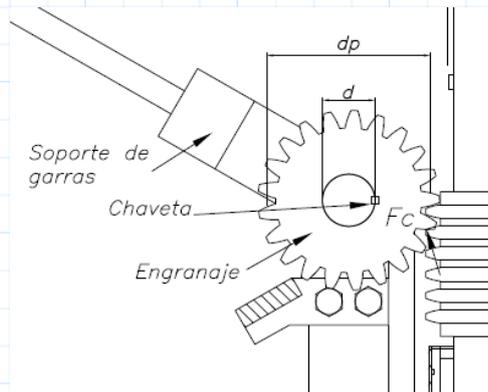
Para el cálculo de la chaveta se toma en cuenta la fuerza de contacto entre el piñón y la cremallera. Esta fuerza gira el engranaje y , por medio de la chaveta, se transmite el giro hacia las garras por medio del soporte de garras. Cabe recordar que tanto engranajes como soporte están montados en un pasador. Esto se aprecia mejor en las siguientes figuras:



De la norma DIN6885 a partir del diametro del pasador se obtienen las dimensiones:

Diametro del pasador	$d := 20 \text{ mm}$
Ancho de la chaveta	$b := 6 \text{ mm}$
Espesor de la chaveta	$h := 6 \text{ mm}$
Profundidad en el eje	$t_1 := 3.5 \text{ mm}$
Espesor efectivo para el cálculo	$t := h - t_1$

La fuerza a transmitir a la chaveta se aprecia en el siguiente figura. Se traslada la fuerza de contacto del engranaje con la cremallera hacia la chaveta.



Fuerza de contacto engranaje - cremallera
Componente tangencial de la fuerza de contacto
Diámetro primitivo engranaje
Diámetro del pasador

$$F_c := 312.94 \text{ N}$$

$$F_{ctang} := F_c \cdot \cos(20^\circ) = 294.067 \text{ N}$$

$$dp := 63 \text{ mm}$$

$$d := 20 \text{ mm}$$

Fuerza tangente al eje

$$F_t := F_{ctang} = 294.067 \text{ N}$$

Momento trasladado a la chaveta

$$Mt_{traslado} := F_{ctang} \cdot \frac{(dp - d)}{2}$$

$$Mt_{traslado} = (6.322 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Cálculo de la longitud mínima de la chaveta

Para chavetas se pueden admitir los siguientes valores de presión admisible

Para acero y acero fundido

$$p_{adm} := 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Momento a transmitir

$$Mt := F_t \cdot \frac{d}{2} + Mt_{traslado}$$

$$Mt = (9.263 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Longitud efectiva

$$L_{ef} := 56 \text{ mm}$$

Presión en la chaveta

$$p := \frac{F_t}{t \cdot L_{ef}} = 2.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Longitud mínima efectiva

$$L_{ef_{min}} := 2 \cdot \frac{Mt}{d \cdot (h - t_1) \cdot p_{adm}}$$

$$L_{ef_{min}} = 4.117 \text{ mm}$$

Longitud de la chaveta

$$L \geq L_{ef_{min}} + b$$

$$L \geq 10.117 \text{ mm} \quad \text{OK!}$$

Por tanto se emplea la chaveta DIN6885 6x6x56

CHAVETAS PARALELAS DIN6885 ACERO C45	
Ft	294.07 N
Mt	9263 Nmm
d	20 mm
t1	3.5 mm
b	6 mm
h	6 mm
Lef_min	10.117 mm
L	56 mm
DIN6885 6x6x56	2 UND

Safety-WalkTM

Antideslizantes de Agresividad Media

Boletín Técnico

TD 474. Fecha : Julio 1999

Sustituye : Nuevo

EK. Página 1 / 4

Descripción :

El producto está fabricado con un soporte plástico de textura rígida recubierto con una capa granulada. La cara posterior está cubierta con un adhesivo sensible a la presión protegido por un liner. El producto proporciona una superficie antideslizante muy duradera en una amplia variedad de aplicaciones.

Posicionamiento del producto :

Su uso está indicado para proporcionar una superficie antideslizante y duradera en zonas húmedas o para tráfico de pies descalzos. Se recomienda su instalación en embarcaciones y equipamientos acuáticos. Se puede utilizar en muchas otras aplicaciones para reforzar el poder de fricción de materiales no abrasivos.

Ventajas del producto :

- Superficie antideslizante NO abrasiva.
- Construcción flexible, confortable para pies descalzos.
- Fuerte y duradero

Colores y referencias :

- Negro Ref 310
- Gris Ref 370

Características del producto :

Propiedad	Valor	
<i>Método del Test</i>		
Espesor aplicado * :		
• MIL D-17951 Ships	1.17 mm	
Peso aplicado * :		
• MIL D-17951 Ships	827 g/m ²	
Resistencia a los U.V. :	buena	
Inflamabilidad :		
• DIN 5510 : (GY)	SF 3	
• ASTM E648-95a : (US)		
Media crítica de flujo radiante (W/cm ²) :	0.37	
NFPA 101 :	Tipo II	
Clasificación GSA :	Clase B	
• Bureau Veritas : (EU)	Clase 2	
• C.A.A. approval : (UK)	Si	
Densidad de Humos (Dm corregida) :		
• ASTM E622-94a : (US)		
■ Con llama	78	
■ Sin llama	244	
Temperatura mínima de aplicación :	4°C 40°F	
Temperatura mínima de servicio :	-10°C 14 F	
Temperatura máxima de servicio :	79°C 175°F	
Coeficiente dinámico de fricción :		
• MIL-D-17951-ships		
Superficie	Condición	Valor
- Goma	Seco	1.06
	Agua	0.83
	Aceite	0.31
- Piel	Seco	0.73
	Agua	0.77
	Aceite	N/A

Propiedad	Valor
-----------	-------

<i>Método del Test</i>		
Coeficiente estático de fricción :		
MIL-D-17951 Ships		
Superficie	Condición	Valor
- Goma	Seco	1.06
	Agua	0.84
	Aceite	0.51
- Piel	Seco	0.81
	Agua	0.81
	Aceite	N/A
Resist. al deslizamiento :		
• DIN 51097 (List NB)		
- Angulo de caída		=24°
- clase		A+B+C

* Valores medios típicos

Tamaños estándar :

Ver Tabla de tamaños estándar disponibles para cada color.

Rollos :

- 19 mm x 18.3 m (3/4" x 60')
- 25 mm x 18.3 m (1" x 60')
- 51 mm x 18.3 m (2" x 60')
- 102 mm x 18.3 m (4" x 60')
- 152 mm x 18.3 m (6" x 60')
- 305 mm x 18.3 m (12" x 60')
- 610 mm x 18.3 m (24" x 60')
- 914 mm x 18.3 m (36" x 60')

Tamaños especiales :

Disponibles a petición del cliente en todos los materiales. (En todos los casos se aplicará una cantidad mínima de pedido).



3M Commercial Care Laboratory Europe

P.O. Box 324 1, rue G. Couturier

F-92506 Rueil-Malmaison Cedex

Safety-WalkTM

Antideslizantes de Agresividad Media

Boletín Técnico

TD 474. Fecha : Julio 1999
Sustituye : Nuevo
EK. Página 2/4

Resistencia a productos químicos :

Agua	R
Jabón (Solución al 1% en agua)	R
Detergentes (Solución al 1% en agua)	R
Lejía (5,25% de hipoclorito sódico)	R
Hidróxido sódico al 1%	R
Acido clorhídrico al 1%	R
Acido sulfúrico al 25%	R
Alcohol isopropílico	R
Metil etil cetona	I
Aceites minerales	NR
Tricloroetileno	NR
Aceite de cacahuete	R
Fluido hidráulico (Skydrol 500B)	R
Aceite de motor	R
Gasolina (sin plomo)	NR
Gasoleo	NR
50% Anticongelante en agua	R
Líquido limpiaparabrisas	R

R = Recomendado para inmersión no continua
I = Recomendado para exposición intermitente
NR = No recomendado
IC = Puede soportar contactos casuales si se limpia apropiadamente

Nota :

Las recomendaciones aquí expuestas se basan en los resultados del producto instalado sobre acero inoxidable después de 7 días de inmersión.

Envasado y etiquetado :

Rollos :

19 mm x 18.3 m : 4 rollos/caja
 25 mm x 18.3 m : 4 rollos/caja
 51 mm x 18.3 m : 2 rollos/caja
 102 mm x 18.3 m : 1 rollos/caja
 152 mm x 18.3 m : 1 rollos/caja
 305 mm x 18.3 m : 1 rollos/caja
 610 mm x 18.3 m : 1 rollos/caja
 914 mm x 18.3 m : 1 rollos/caja

Cada caja está etiquetada con la marca del producto, nombre, tamaño, color y nombre del fabricante.

Instrucciones para Instalación y Limpieza :

Dentro de cada caja se incluye un folleto explicativo. Ver la página 3 de este Boletín Técnico.

Accesorios :

- Adhesivos 3M :
 - Scotch-GripTM EC1357
 - Scotch-GripTM EC1300
- Sellador de bordes 3M :
 - Scotch-SealTM 1103 transparente

Condiciones de almacenado :

Se recomienda almacenar el producto en su caja original, cerrada, preferentemente a temperatura entre 15°C y 30°C con humedad entre 50% y 60%.

Caducidad :

Se recomienda usar el producto antes de transcurrir 3 años desde la fecha de envasado.

Duración del producto aplicado :

Cuando se somete sólo al tráfico de pies descalzos, su duración es de al menos ½ millón de pisadas. (aproximadamente 3 años con un tráfico medio de 500 personas/día). El tráfico rodado reduce la vida del producto de forma dramática.

Desecho de Residuos :

Los trozos de material desechados deben ser depositados en contenedores apropiados o incinerados.

Origen del producto :

Fabricado en USA y transformado en Francia en fábricas con la certificación ISO 9002 .

Fuente de suministro :

3M Francia.



3M Commercial Care Laboratory Europe
 P.O. Box 324 1, rue G. Couturier
 F-92506 Rueil-Malmaison Cedex

Safety-WalkTM

Antideslizantes de Agresividad Media

Boletín Técnico

TD 474. Date : July 99

EK. Page 3/4

Tiras Antideslizantes 3M Safety-Walk Instrucciones para Instalación y Limpieza

Preparación de la Superficie :

Asegúrese que la superficie está lisa, limpia, seca y por encima de la temperatura mínima de aplicación :

Fácil limpieza:	4°C (40°F)
Conformable:	4°C (40°F)
Alta Agresividad:	4°C (40°F)
Agresividad Media:	4°C (40°F)
Baja Agresividad:	10°C (50°F)

En caso de grietas o agujeros, repárelos antes de la instalación.

Elimine todo resto de pintura independientemente de las condiciones en que se encuentre.

Decape los suelos que contengan ceras.

Utilice productos apropiados para la limpieza de las superficies :

Tipo de superficie	Preparación recomendada
Metal, polietileno, polipropileno	Eliminar disolventes
Metal pintado, plástico pintado, madera pintada, fibra de vidrio o suelos epoxy.	Eliminar disolventes, fregar, enjuagar y dejar secar.
Hormigón poroso	Fregar, enjuagar y dejar secar.
Hormigón pintado	Fregar, enjuagar y dejar secar.
Losetas de vinilo, mármol, terrazo o cerámica.	Decapar la emulsión, fregar, enjuagar y dejar secar.
Piedra y pizarra.	Fregar, enjuagar y dejar secar.

Instrucciones de Aplicación :

Herramientas necesarias: rodillo ó mazo de goma/plástico.

- Cada pieza individual ha de tener una separación mínima de 12 mm y máxima de 50 mm .
- Redondee las esquinas.
- Separe aproximadamente 50 mm de liner protector y posicione la pieza en la superficie. Nota: Evite en lo posible tocar el adhesivo con los dedos. (Contaminación)
- Continúe separando el liner y presione el producto de manera enérgica a la superficie.

- En piezas pequeñas, levantar completamente el liner. Coger la pieza por los extremos y aplicar a la superficie con mucho cuidado de que quede perfectamente alineada antes de ejercer presión.
- Finalmente aplicar presión contra la superficie utilizando el rodillo desde el centro a los extremos.
- En aplicaciones del antideslizante 3M Safety-Walk Conformable utilizar un mazo de goma para asegurar una perfecta adhesión y aplicar presión extra en los extremos.
- En escaleras, aplicar el antideslizante 3M Safety-Walk a no menos de 15 mm del borde para evitar un deterioro prematuro debido a posibles tropiezos.

Sugerencias para una mejor aplicación :

Superficies porosas, lisas o rugosas :

Se recomienda reforzar la adhesión con un adhesivo 3M .

Superficies pintadas :

Los antideslizantes 3M Safety-Walk pueden ser instalados sobre la mayor parte de superficies pintadas en buenas condiciones consiguiendo un alto nivel de adhesión. Estas superficies han de ser cuidadosamente secadas antes de la aplicación.

Madera tratada o sin tratar :

Las superficies de madera han de ser selladas o pintadas antes de la aplicación de los antideslizantes 3M Safety-Walk .

Superficies en inmersión :

No aplicar los antideslizantes 3M Safety-Walk en superficies en contacto continuo con agua ó humedad.

Suelos con selladores :

No cubrir grietas, cortes, etc con el antideslizante. Cortar en piezas más pequeñas.

Suelos grasientos y cocinas :

No se recomienda aplicar Antideslizantes 3M Safety-Walk en suelos de piedra o pizarra de cocinas industriales.

Áreas húmedas :

Para una protección extra contra el exceso de humedad (nunca constante) utilizar el sellador de bordes 3M Scotch-SealTM 1103 transpa-

rente para proteger los bordes contra la penetración de líquidos.

Imprimación :

- Limpiar el suelo de forma adecuada siguiendo el procedimiento para preparación de la superficie.
- Utilizar un cepillo o pincel y aplicar el adhesivo en la zona donde se vaya a instalar el antideslizante 3M Safety-Walk .
- Dejar secar el adhesivo por completo antes de aplicar el antideslizante 3M Safety-Walk .

Nota : No se recomienda aplicar adhesivo con antideslizantes transparentes pues pierden esta condición.

Instrucciones de mantenimiento:

Inspeccionar de forma periódica la aplicación del producto y su efectividad.

Conservar perfectamente limpio y sin residuos que puedan dañar el producto.

Los modelos de Alta agresividad y Conformable deben ser cepillados con regularidad.

Los modelos de Baja agresividad, Media agresividad y Fácil Limpieza deben ser limpiados con mopa también con regularidad.

Utilizar un producto limpiador adecuado para mantener el producto y los alrededores limpios y sin grasa.

Sustitución :

Para sustituir un material deteriorado:

- Retirar el material viejo. El uso de una pistola de calor y una rasqueta le será de gran ayuda.
- Después del retirado completo del material viejo, utilizar un desengrasante o disolvente para eliminar los restos de adhesivo antes de proceder a aplicar el antideslizante 3M Safety-Walk.



3M Commercial Care Laboratory Europe

P.O. Box 324 1, rue G. Couturier

F-92506 Rueil-Malmaison Cedex

Safety-WalkTM

Antideslizantes de Agresividad Media

Boletín Técnico

TD 470 Date :July 1999

EK. Page 4 / 4

Antideslizantes 3M Safety-Walk

GUIA DE SELECCION DE PRODUCTO

Tipo de aplicación	Tipo de Antideslizante 3M TM Safety-Walk TM					
	Alta Agresividad	Grano Grueso	Conformable	Fácil limpieza	Agresividad Media	Baja Agresividad
Maquinaria de Construcción, minería y agricultura como excavadoras, camiones, gruas, tractores, elevadores...	●	●	○	●		
Escaleras, peldaños, andamios, plataformas...	●	●	○	●		
Escaleras de mano, taburetes, etc..	●		○	●		
Vehículos de recreo como todo terrenos, quitanieves, tractores para jardines, cortacesped, etc...	●	●	○	●		
Equipación de recreo como monopatines, motocicletas, etc...	●			●		
Industria aeroespacial como alas, zonas de carga, etc...	●		○	●		
Industria del transporte como trenes, autobuses, furgonetas...	●		○	●		
Nautica de recreo como skis acuaticos, yates, motos de agua y embarcaciones en general.				●	●	
Piscinas y alrededores				●	●	
Zonas de duchas, baños y vestuarios.				●	●	●
Baños y bañeras						●
Friction enhancement e.g conveyor rollers, shelf surfaces...					●	
Zonas de alimentación *	●			●		

* No recomendado en piedra o pizarra con grasa.

- Recomendado sobre superficies planas o lisas
- Recomendado en superficies irregulares o alrededor de esquinas

Los Antideslizantes Safety-Walk de Alta Agresividad cumplen la Especificación del Ejército MIL-D-17951 (SH) disponible a petición del cliente.



3M Commercial Care Laboratory Europe

P.O. Box 324 1, rue G. Couturier

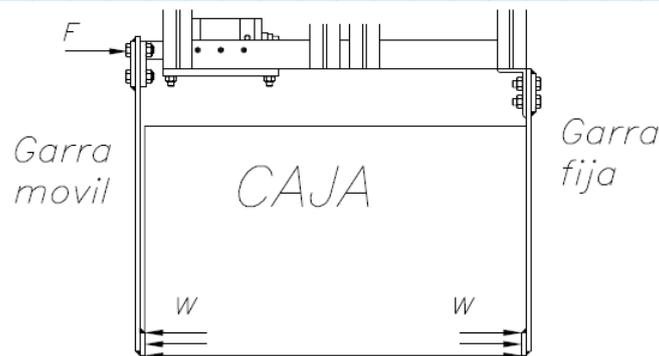
F-92506 Rueil-Malmaison Cedex

ANEXO 10

CÁLCULO DE GARRAS INFERIORES PARA CAJAS

Para el cálculo de las garras se considera la deflexión horizontal que podría darse por la fuerza de reacción de la caja al ser cogida y la compresión del caucho.

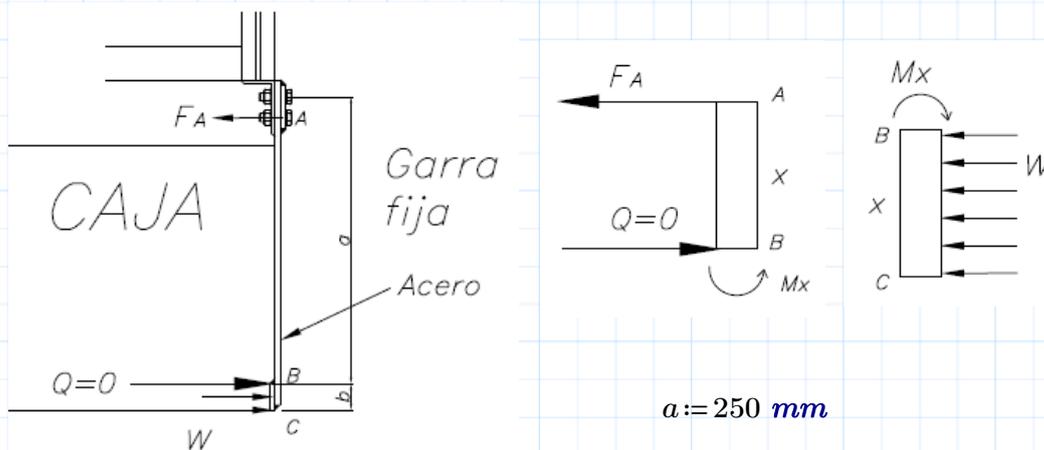
La carga sobre cada garra se da de la siguiente manera:



Evaluación del desplazamiento horizontal de la garra fija

Según el teorema de Castigliano, para hallar el desplazamiento horizontal:

Corte de la garra:



Longitud de la garra que soporta fuerza

$a := 250 \text{ mm}$

Longitud total de la garra

$b := 20 \text{ mm}$

$L := 270 \text{ mm}$

Fuerza por garra

$F := 98.1 \text{ N}$

Fuerza distribuida

$$w := \frac{F}{b} = 4.905 \frac{N}{mm}$$

Coefficiente de elasticidad
ACERO

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

Momento de inercia

$$I := \frac{(300 \text{ mm} \cdot (4 \text{ mm})^3)}{12} = (1.6 \cdot 10^3) \text{ mm}^4$$

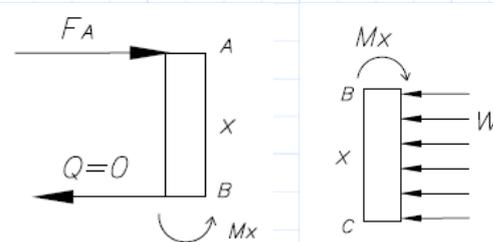
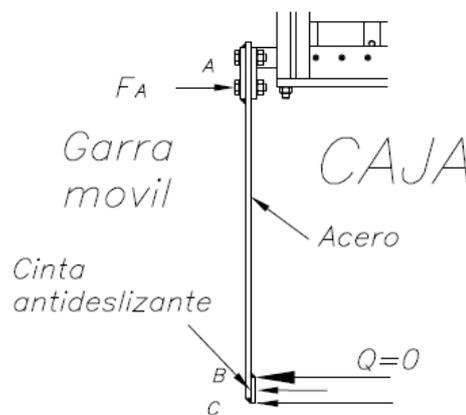
Desplazamiento horizontal

$$\delta_{B1} := \frac{w \cdot a \cdot b^3}{24 \cdot L^2 \cdot E \cdot I} \cdot (49 \cdot a^2 + 5 \cdot a \cdot b + b^2) = 0.052 \text{ mm}$$

Evaluación del desplazamiento horizontal de la garra movil

Según el teorema de Castigliano, para hallar el desplazamiento horizontal:

Corte de la garra:



Longitud total de la garra

$$L := 250 \text{ mm}$$

Longitud en contacto con la fuerza

$$b := 20 \text{ mm}$$

Fuerza por garra

$$F_2 := F = 98.1 \text{ N}$$

Fuerza distribuida

$$w_2 := \frac{F_2}{b} = 4.905 \frac{N}{mm}$$

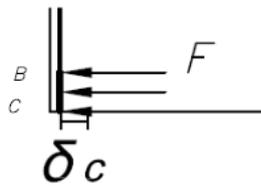
Coefficiente de elasticidad
ACERO

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

Momento de inercia $I := \frac{(300 \text{ mm} \cdot (4 \text{ mm})^3)}{12} = (1.6 \cdot 10^3) \text{ mm}^4$

Desplazamiento horizontal $\delta_{B2} := \frac{w \cdot a \cdot b^3}{24 \cdot L^2 \cdot E \cdot I} \cdot (49 \cdot a^2 + 5 \cdot a \cdot b + b^2) = 0.06 \text{ mm}$

Evaluación de la compresión del material antideslizante



Fuerza normal $F_3 := \frac{F}{2} = 49.05 \text{ N}$

Coefficiente de elasticidad plastico reforzado $E := 1400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

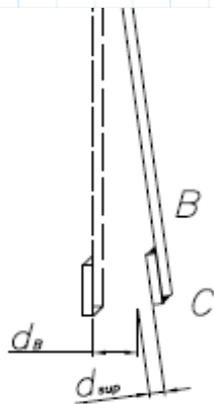
Longitud $L := 20 \text{ mm}$

Área $A := 30 \text{ mm} \cdot 320 \text{ mm} = 0.01 \text{ m}^2$

Compresión $\delta_c := \frac{F_3 \cdot L}{E \cdot A} = (7.299 \cdot 10^{-5}) \text{ mm}$

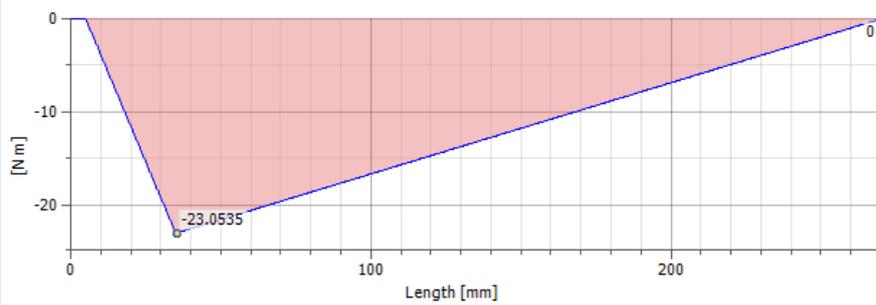
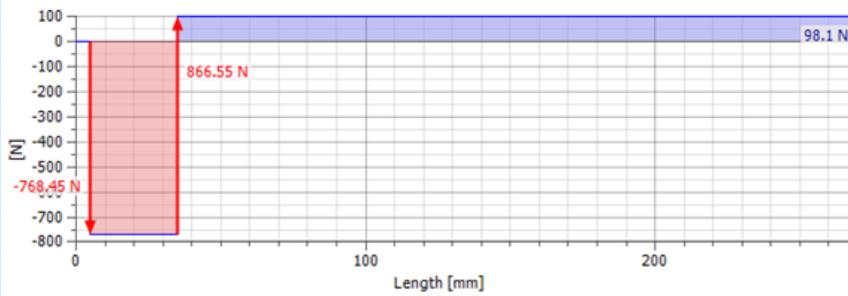
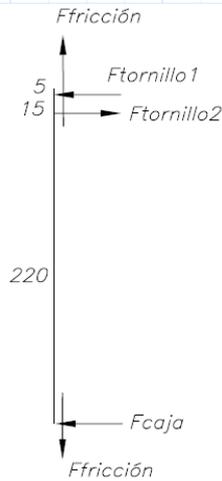
De estos tres desplazamiento se aprecia cuanto va variar el contacto con la caja. Por tanto al momento de dimensionar la distancia entre garras se toma en cuenta lo siguiente:

Deformación total de las garras $\delta_T := \delta_{B1} + \delta_{B2} + 2 \cdot \delta_c = 0.112 \text{ mm}$



CÁLCULO DE RESISTENCIA DE GARRAS

La garra móvil esta sujeta a las dos piezas de unión mediante tornillos. Estos tornillos estaran sometidos a tracción/compresión. La garra tendra contacto con la caja en la parte final de la caja. Se muestra un esquema a continuación:



Se aprecia que la máxima fuerza se da en el area de los tornillos. Por tanto se realizara el cálculo de resistencias:

Momento flector $M_f := 23.0535 \text{ N} \cdot \text{m}$

Fuerza cortante $F := 768.45 \text{ N}$

Área $A_s := 20 \cdot 4 \cdot 16 \text{ mm}^2 = (1.28 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$

Momento de inercia $I := \frac{1}{12} \cdot (20 \text{ mm} \cdot (2.1 \text{ mm})^3 \cdot 8 \cdot 2) + 20 \text{ mm} \cdot 2.1 \text{ mm} \cdot 16 \cdot (105 \text{ mm})^2$
 $I = (7.409 \cdot 10^6) \text{ mm}^4$

Esfuerzo por flexión $\sigma_f := \frac{M_f \cdot 105 \text{ mm}}{I} = 0.327 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo por cortante $\tau_c := \frac{F}{A_s} = 0.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente $\sigma_{eq} := \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3 (\tau_c)^2} = 1.09 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Espesor de la unión $e := 0.7 \cdot 3 \text{ mm} = 2.1 \text{ mm}$

Propiedades del material

Acero al carbono A36

Esfuerzo a la fluencia $\sigma_F := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo a la tracción $\sigma_B := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

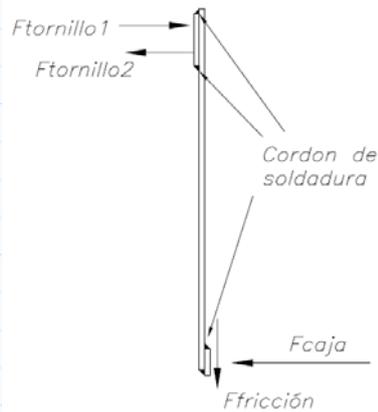
Se debe cumplir que:

$\sigma_{eq} \leq \sigma_F$

$1.054 \leq 250$

OK!

CALCULOS DE SOLDADURA



Fuerza normal máxima

$$F_n := 768.45 \text{ N}$$

Momento flector

$$M_f = (2.305 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Área

$$A_s := 20 \cdot 4 \cdot 16 \text{ mm} \cdot \text{mm} = (1.28 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

Esfuerzo normal

$$n_n := \frac{F_n}{A_s} = 0.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo de flexión

$$n_f := \frac{M_f \cdot 105 \text{ mm}}{I} = 0.327 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo paralelo a la garganta

$$t_n := \frac{98.1 \text{ N}}{A_s} = 0.077 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo normal al cateto

$$n := n_n + n_f = 0.927 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Material

Acero ASTM A36

Esfuerzo de tracción

$$\sigma_B := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_F := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Factor que depende del material

$$\beta_w := 0.8$$

Factor de seguridad

$$\gamma_{Mw} := 1.25$$

Cálculo de esfuerzos estaticos

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{n^2 + 1.8 (t_n)^2} = 0.933 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de carga estatica

$$\nu_1 := 0.22$$

Factor de calidad de la unión

$$\nu_2 := 1$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_{Adm} := \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \sigma_F = 88 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$$

Factor de seguridad

$$FS := \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = 94.345 \quad OK!$$

Cálculo de uniones soldadas en elementos estructurales

Esfuerzo normal en la garganta

$$\sigma_n := \frac{n}{\sqrt{2}} = 0.656 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo paralelo a la garganta

$$\tau_n := \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 0.601 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_n^2 + 3 (\tau_n)^2} = 1.231 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \cdot \beta_w} = 250 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_1$$

$$1.231 \leq 250 \quad OK!$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_2 := \frac{0.9 \cdot \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 180 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_2$$

$$1.231 \leq 180 \quad OK!$$

ANEXO 11

ENSAYO DE DEFORMACIÓN EN TALLER DE MANUFACTURA

En el taller de manufactura se realizó un ensayo para apreciar como varia la deformacion de la caja de acuerdo a las fuerzas. Se realizo el ensayo con una caja de 45cm x 30cm x 22cm.

Para el ensayo se usó lo siguiente:



Reloj comparador



Bloques con distintas masas



Balanza



Caja

Se hicieron pruebas en el lado de 45cm x 22cm. Se paso a montar el reloj comparador con la superficie de la caja para tener la referencia. Esto se aprecia a continuación:



ENSAYO CAJA VACIA

Primero se hicieron pruebas con la caja vacia para apreciar su deformación. Cabe recordar que la fuerza de sujeción calculada son 98.1N (10 kg). Una vez montado el reloj comparador se pasa a apoyar gradualmente bloques con masas y apreciar como se va deformando. Esto aprecia a continuación:



ENSAYO CAJA VACIA	
FUERZA	DEFORMACIÓN
3.14 kg	1.3 mm
3.14 kg	1.5 mm
7.5 kg	2.7 mm
7.5 kg	2.7 mm
10 kg	3.8 mm
10 kg	4 mm

Se aprecia que para 10kg la caja vacia se deforma 4 mm por lado.

ENSAYO CAJA LLENA

Se hace el ensayo con la caja llena, lo que se busca es que se ocupe todo su volumen interno para ver como varian sus deformaciones respecto a la caja vacia. Cabe recordar que la fuerza de sujeción calculada son 98.1N (10 kg). Una vez montado el reloj comparador se pasa a apoyar gradualmente bloques con masas y apreciar como se va deformando. Esto aprecia a continuación:



ENSAYO CAJA LLENA	
FUERZA	DEFORMACIÓN
3.14 kg	0.9 mm
3.14 kg	1 mm
6.5 kg	1.5 mm
6.5 kg	1.5 mm
10 kg	2.7 mm
10 kg	2.7 mm
18 kg	3.6 mm
18 kg	3.8 mm

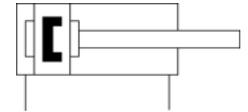
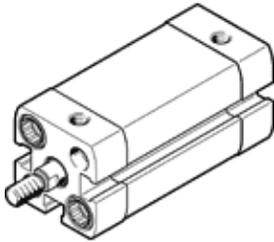
Se aprecia que para 10kg la caja llena se deforma 2.7 mm por lado.

Cilindro compacto ADN-25-20-A-P-A

Número de artículo: 536254

★ Gama básica

según ISO 21287, para la detección de posiciones, con rosca exterior en el vástago.



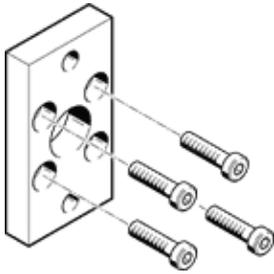
Hoja de datos

Característica	Propiedades
Carrera	20 mm
Diámetro del émbolo	25 mm
Rosca del vástago	M8
Amortiguación	P: amortiguación por tope elástico/placa a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 21287
Extremo del vástago	Rosca exterior
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 ... 10 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de funcionamiento)
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Energía del impacto en las posiciones finales	0,3 J
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	247 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	295 N
Tipo de fijación	con taladro pasante a elegir: con accesorios con rosca interior
Conexión neumática	M5
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de la tapa	Aluminio anodizado
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PUR)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizando

Brida de fijación

FNC-25

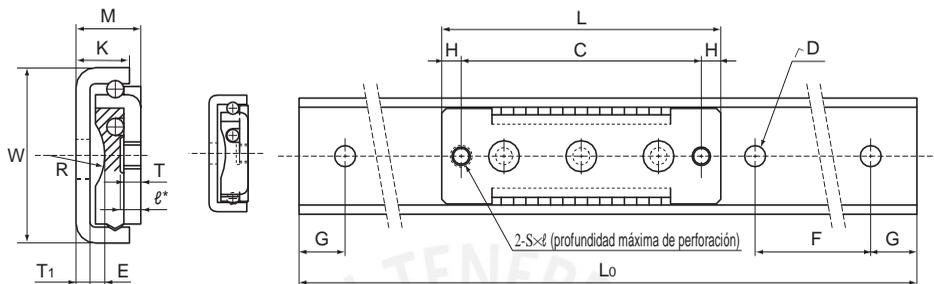
Número de artículo: 537248



Hoja de datos

Característica	Propiedades
Tamaño	25
Basado en la norma	ISO 21287
Clase de resistencia a la corrosión KBK	1
Temperatura ambiente	-40 ... 150 °C
Peso del producto	165 g
Indicación sobre el material	Exento de cobre y PTFE Conforme con RoHS
Información sobre el material, sistema de fijación	Acero cincado
Información sobre el material del tornillo	Acero cincado

Modelo ER



Vista ampliada

Descripción del modelo	Dimensiones de bloque interior									
	Ancho	Altura	Longitud						Profundidad máxima de perforación	
	W	M ±0,05	L	C	H	E	R	S	ϕ'	T
ER 513	13	4,5	22	7	7,5	1,1	4,2	M2	1,3	0,9
ER 616	15,6	6	36	29	3,5	1,7	9,2	M3	1,8	1,1
ER 920	20	8,5	46	40	3	2,3	7,3	M3	2,5	1,9
ER 1025	25	10	56	48	4	2,9	9,3	M4	2,8	2,2

Código del modelo

2 ER616 C1 +95L

Código de modelo

Longitud del rail exterior (en mm)

Símbolo de juego radial (*1)

Cantidad de bloques interiores utilizados en el mismo rail
(sin símbolo para un solo patín)

(*1) Consulte A6-5.

Unidad: mm

Dimensiones de rail exterior							Capacidad de carga		Masa	
K	T ₁	D	L ₀	F	G	C N	C ₀ N	Bloque interior g	Rail exterior	
4	1,1	2,4	40, 60, 80	20	10	54,9	72,5	2,4	166	
5,5	1,4	2,9	45, 70, 95	25	10	71,6	125	5,6	268	
7,5	1,9	3,5	50, 80, 110	30	10	144	201	14,4	474	
9	2,2	4,5	60, 100, 140	40	10	215	315	27	677	

Nota1) Para fijar el rail exterior de los modelos ER513 y ER616, utilice tornillos de cabeza troncocónica hendida en cruz para equipo de precisión (tornillo n.º 0). Para fijar los modelos de rail exterior ER920 y ER1025, utilice tornillos de cabeza troncocónica hendida en cruz.

Nota2) Establezca la longitud del tornillo de manera que no supere la "Profundidad máxima de perforación" l .

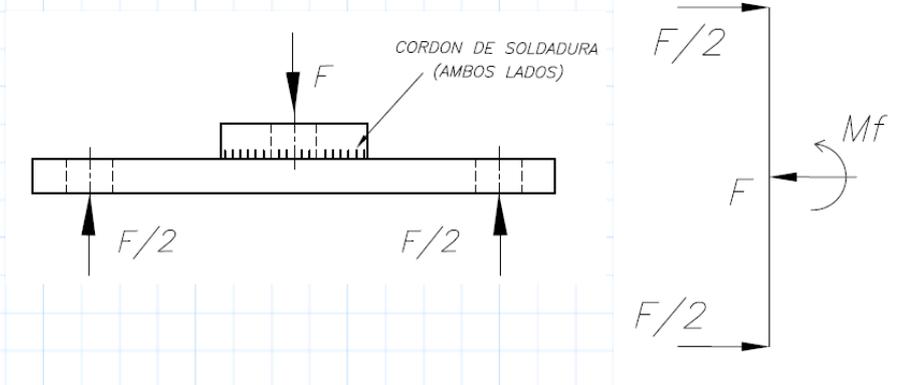
Descripción del modelo	Tipo	Nombre nominal del paso del tornillo
ER 513	Tornillo de cabeza troncocónica n.º 0 (clase 1)	M2×0,4
ER 616		M2,6×0,45
ER 920	Tornillo de cabeza troncocónica hendida en cruz	M3×0,5
ER 1025		M4×0,7

- Norma JCS 10-70 de la Asociación Japonesa del Sector de las Cámaras
- Tornillo hendido en cruz para equipo de precisión (tornillo n.º 0)
- Tornillo de cabeza troncocónica hendida en cruz JIS B 1111

ANEXO 15

CÁLCULO DE LAS PIEZAS GUIA

Para cerrar las garras que interactúan con las cajas se tienen dos piezas de unión para el movimiento. Las piezas de unión van unidas a la garra móvil por tornillos. Del mismo modo, están unidas a la pieza guía. Para analizar la sección crítica se tiene en cuenta, principalmente, la fuerza del pistón.



Fuerza del pistón

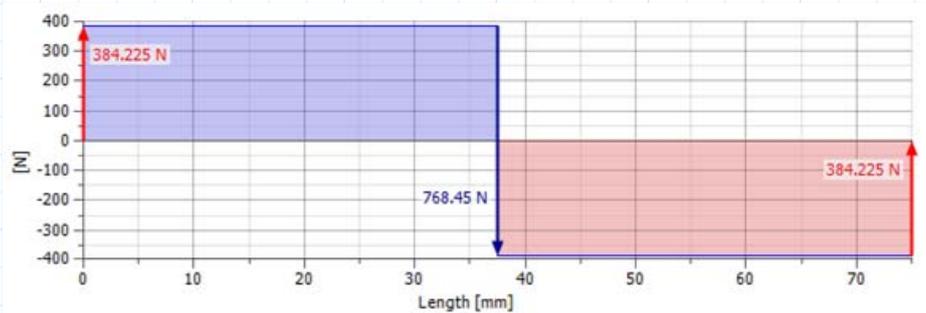
$$F_p := 768.45 \text{ N}$$

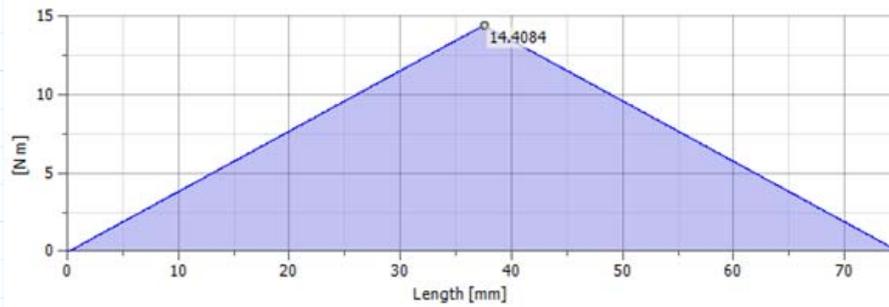
Distancia

$$d := 14 \text{ mm}$$

Momento flector

$$M_t := F_p \cdot d = (1.076 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{mm}$$





Propiedades del material

Acero al carbono A36

Esfuerzo a la fluencia

$$\sigma_F := 250 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo a la tracción

$$\sigma_B := 400 \frac{N}{mm^2}$$

Resistencia a la fatiga en flexión alternante

$$\sigma_{fAlt} := 130 \frac{N}{mm^2}$$

Cálculos de resistencia

Se aprecia de los diagramas que la sección mas cargada es el centro del eje.

Momento flector

$$M_f := 14.40 \cdot N \cdot m$$

Fuerza cortante

$$F_p = 768.45 N$$

Momento de inercia

$$I := \frac{6 \text{ mm} \cdot (30 \text{ mm})^3}{12} = (1.35 \cdot 10^4) \text{ mm}^4$$

Área

$$A := 30 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm} = 90 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_f := \frac{(M_f \cdot 3 \text{ mm})}{I} = 3.2 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo de corte

$$\tau_c := \frac{F_p}{A} = 8.538 \frac{N}{mm^2}$$

Cálculo de resistencia

Se obtiene el esfuerzo equivalente según von Mises:

Esfuerzo equivalente $\sigma_{eq} := \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3 (\tau_c)^2} = 15.131 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad $FS := \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = 16.522 \quad OK!$

Cálculo de fatiga

Coefficiente de tamaño $c_t := 0.82$

Coefficiente de temperatura $c_{temp} := 1$

Coefficiente de carga $c_{carg} := 1$

Factor de concentración de esfuerzos $\beta_k := 1.2$

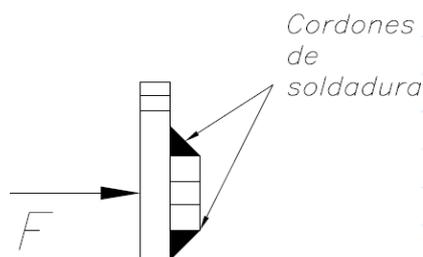
Esfuerzo de flexión alternante $\sigma_{fa'} := \frac{\beta_k}{c_t} \cdot \sigma_f = 4.683 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo cortante alternante $\tau_{ta'} := \frac{\beta_k}{c_t} \cdot \tau_c = 12.495 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo de equivalente alternante $\sigma_{eq'a} := \sqrt{(\sigma_{fa'})^2 + 3 \cdot (\tau_{ta'})^2}$
 $\sigma_{eq'a} = 22.143 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad $FS := \frac{1}{\frac{\sigma_{eq'a}}{\sigma_{fAlt}}} = 5.871 \quad OK!$

Cálculos de soldadura



Fuerza normal

$$F_n := 768.45 \text{ N}$$

Área

$$A_s := 2.1 \cdot 21 \cdot 2 \text{ mm} \cdot \text{mm} = 88.2 \text{ mm}^2$$

Espesor de la unión

$$e := 0.7 \cdot 3 \text{ mm} = 2.1 \text{ mm}$$

Esfuerzo normal

$$n_n := \frac{F_n}{A} = 8.538 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Material

Acero ASTM A36

Esfuerzo de tracción

$$\sigma_B := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_F := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Factor que depende del material

$$\beta_w := 0.8$$

Factor de seguridad

$$\gamma_{Mw} := 1.25$$

Cálculo de esfuerzos estaticos

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{n_n^2} = 8.538 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Factor de carga estatica

$$\nu_1 := 0.22$$

Factor de calidad de la unión

$$\nu_2 := 1$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_{Adm} := \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \sigma_F = 88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$$

OK!

Factor de seguridad

$$FS := \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = 10.306$$

Cálculo de uniones soldadas en elementos estructurales

Esfuerzo normal en la garganta

$$\sigma_n := \frac{n_n}{\sqrt{2}} = 6.038 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo paralelo a la garganta

$$\tau_n := \frac{n_n}{\sqrt{2}} = 6.038 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2)} = 12.075 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \cdot \beta_w} = 250 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_1$$

$$12.075 \leq 250 \quad \text{OK!}$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_2 := \frac{0.9 \cdot \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 180 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

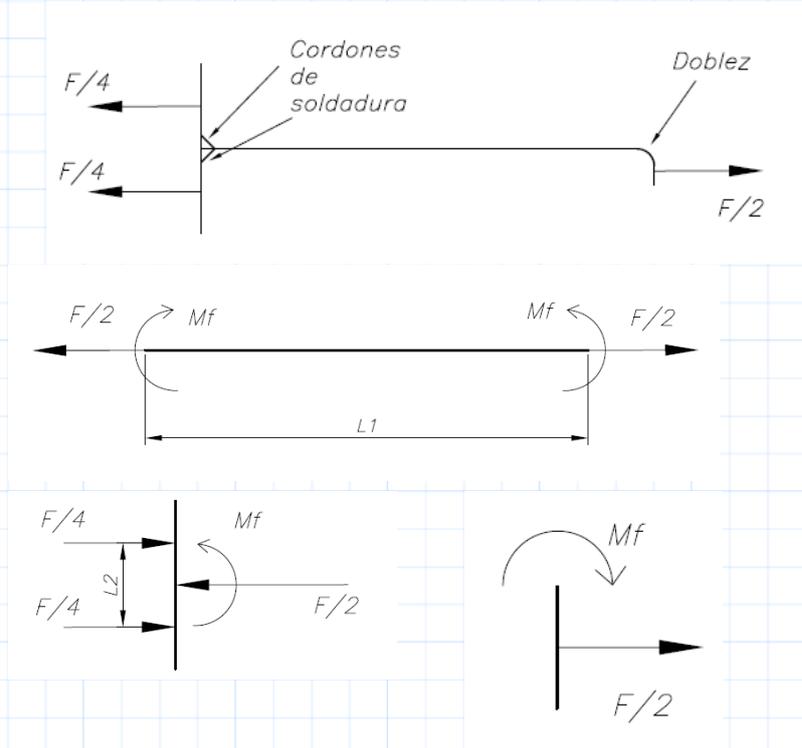
$$\sigma_{eq} \leq \sigma_2$$

$$12.075 \leq 180 \quad \text{OK!}$$

ANEXO 16

CÁLCULO DE LAS PIEZAS DE UNIÓN

Se analizan las dos piezas de unión. Para cerrar las garras que interactúan con las cajas se tienen dos piezas de unión para el movimiento. Las piezas de unión van unidas a la garra móvil por tornillos. Del mismo modo, estas piezas están unidas a la pieza guía.



Fuerza del pistón

$$F_p := 768.45 \text{ N}$$

Fuerza en la pieza de unión

$$F := \frac{F_p}{2} = 384.225 \text{ N}$$

Distancia

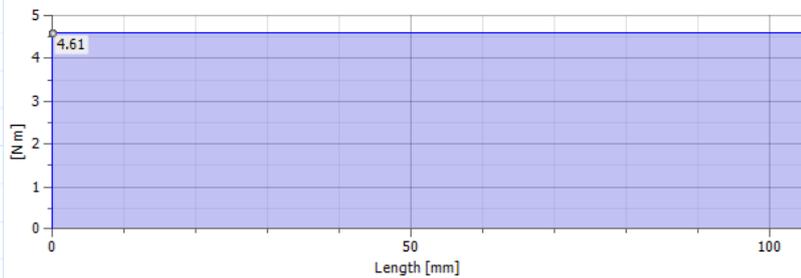
$$d := 12 \text{ mm}$$

Momento flector

$$M_f := F \cdot d = (4.611 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Se analizará la sección más cargada que es la pieza del medio. A continuación se muestra el diagrama de momentos:

Diagrama de momento flector



Momento flector

$$M_f = (4.611 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Fuerza cortante

$$F = 384.225 \text{ N}$$

Área

$$A := 6 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm} = 90 \text{ mm}^2$$

Momento de inercia

$$I := \frac{1}{12} \cdot 6 \text{ mm} \cdot (15 \text{ mm})^3 = (1.688 \cdot 10^3) \text{ mm}^4$$

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_f := \frac{M_f \cdot 3 \text{ mm}}{I} = 8.197 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo por cortante

$$\tau_c := \frac{F}{A} = 4.269 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{(\sigma_f)^2 + 3 \cdot \tau_c^2} = 11.039 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Propiedades del material

Acero al carbono A36

Esfuerzo a la fluencia

$$\sigma_F := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo a la tracción

$$\sigma_B := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Resistencia a la fatiga en flexión alternante

$$\sigma_{fAlt} := 130 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se debe cumplir que:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_F$$

$$11.039 \leq 250$$

OK!

Cálculo de fatiga

Coeficiente de tamaño
Coeficiente de temperatura
Coeficiente de carga
Factor de concentración de esfuerzos

$$c_t := 0.82$$

$$c_{temp} := 1$$

$$c_{carg} := 1$$

$$\beta_k := 1.2$$

Esfuerzo de flexión alternante

$$\sigma_{fa'} := \frac{\beta_k}{c_t} \cdot \sigma_f = 11.995 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo de equivalente alternante

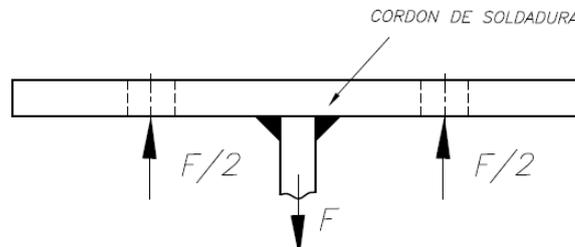
$$\sigma_{eq'a} := \sqrt{(\sigma_{fa'})^2}$$

$$\sigma_{eq'a} = 11.995 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad

$$FS := \frac{1}{\frac{\sigma_{eq'a}}{\sigma_{fAlt}}} = 10.838$$

Cálculos de soldadura



Fuerza normal

$$F_n := F = 384.225 N$$

Área

$$A_s := 3.5 \cdot 15 \cdot 2 \text{ mm} \cdot \text{mm} = 105 \text{ mm}^2$$

Momento de inercia

$$I := \frac{2 \cdot 4 \text{ mm} \cdot (15 \text{ mm})^3}{12} + 15 \text{ mm} \cdot 4 \cdot 2 \text{ mm} \cdot (7.5 \text{ mm})^2$$

$$I = (9 \cdot 10^3) \text{ mm}^4$$

Esfuerzo normal

$$n_n := \frac{F_n}{A} = 4.269 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo de flexión

$$n_f := \frac{M_f \cdot 15 \text{ mm}}{I} = 7.685 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo normal al cateto

$$n := n_n + n_f = 11.954 \frac{N}{mm^2}$$

Material

Acero ASTM A36

Esfuerzo de tracción

$$\sigma_B := 250 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_F := 400 \frac{N}{mm^2}$$

Factor que depende del material

$$\beta_w := 0.8$$

Factor de seguridad

$$\gamma_{Mw} := 1.25$$

Cálculo de esfuerzos estaticos

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{n^2} = 11.954 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de carga estatica

$$\nu_1 := 0.22$$

Factor de calidad de la unión

$$\nu_2 := 1$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_{Adm} := \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \sigma_F = 88 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$$

Factor de seguridad

$$FS := \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = 7.362$$

Cálculo de uniones soldadas en elementos estructurales

Esfuerzo normal en la garganta

$$\sigma_n := \frac{n}{\sqrt{2}} = 8.453 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo paralelo a la garganta

$$\tau_n := \frac{n}{\sqrt{2}} = 8.453 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2)} = 16.905 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \cdot \beta_w} = 250 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_1$$

$$16.905 \leq 250$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_2 := \frac{0.9 \cdot \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 180 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

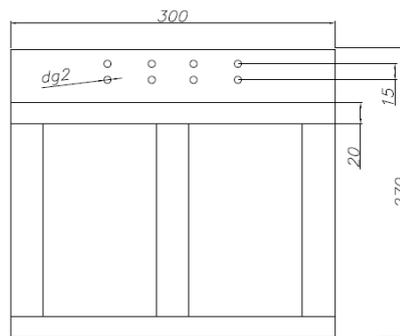
$$\sigma_{eq} \leq \sigma_2$$

$$16.905 \leq 180$$

ANEXO 17

CÁLCULO DE TORNILLOS PIEZAS DE UNIÓN - GARRA MOVIL

La garra movil esta sujeta a las dos piezas de unión mediante tornillos. Estos tornillos estaran sometidos a tracción/compresión y flexión. La fuerza normal se debe al piston y la flexión a la distancia entre la fuerza de contacto con la caja y los tornillos. Para evitar la flexión, se usarán dos linea de tornillos para que soporten el giro. La fuerza del pistón se distribuye de manera simetrica a cada tornillo. Se muestra un esquema a continuación:

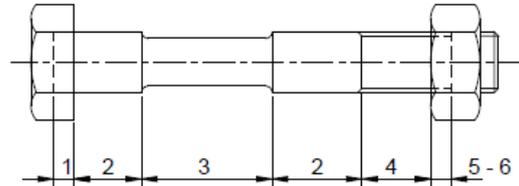


Fuerza maxima	$F_t := 768.45 \text{ N}$
Momento flector	$M_{flector} := F_t \cdot 230 \text{ mm} = (1.767 \cdot 10^5) \text{ N} \cdot \text{mm}$
Numéro de filas	$n_f := 2$
Número de tornillos por fila	$n_{t,f} := 4$
Número total de tornillos	$n := n_f \cdot n_{t,f} = 8$
Fuerza normal sobre el tornillo	$F := \frac{F_t}{n} = 96.056 \text{ N}$
Longitud de placas	$Lp := (5 + 4) \text{ mm} = 9 \text{ mm}$
<u>Datos del tornillo a emplear</u>	Tornillo hexagonal M6
Clase del tornillo	5.8
Diametro nominal	$d := 6 \text{ mm}$
Diametro de la superficie de apoyo	$d_1 := 10 \text{ mm}$
Diametro primitivo	$d_2 := 5.350 \text{ mm}$
Diametro de raíz	$d_3 := 4.773 \text{ mm}$
Diametro del agujero pasante	$d_{ag} := 7 \text{ mm}$
Paso	$p := 1 \text{ mm}$
Resistencia a la tracción	$\sigma_B := 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Limite a la fluencia	$\sigma_F := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Constante de rigidez del tornillo

Módulo de elasticidad del tornillo

$$E_{tor} := 2.1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$$



Tramo 1

$$d_{1t} := d = 6 \text{ mm}$$

$$L_{1t} := 0.5 \cdot d = 3 \text{ mm}$$

Tramo 4

$$d_{4t} := d_3 = 4.773 \text{ mm}$$

$$L_{4t} := Lp = 9 \text{ mm}$$

Tramo 5

$$d_{5t} := d_3 = 4.773 \text{ mm}$$

$$L_{5t} := 0.5 \cdot d = 3 \text{ mm}$$

Tramo 6

$$d_{6t} := d = 6 \text{ mm}$$

$$L_{6t} := 0.4 \cdot d = 2.4 \text{ mm}$$

Constante de rigidez del tornillo

$$c_t := \frac{(E_{tor} \cdot \pi)}{4} \cdot \left(\frac{L_{1t}}{d_{1t}^2} + \frac{L_{4t}}{d_{4t}^2} + \frac{L_{5t}}{d_{5t}^2} + \frac{L_{6t}}{d_{6t}^2} \right)^{-1}$$

$$c_t = (2.437 \cdot 10^5) \frac{N}{mm}$$

Constante de rigidez de la placa

Módulo de elasticidad del cilindro
Acero

$$E_{cil1} := 2.1 \cdot 10^5 \frac{N}{mm^2}$$

Módulo de elasticidad del cilindro
Acero

$$E_{cil2} := 7 \cdot 10^4 \frac{N}{mm^2}$$

Tipo de unión con tornillo tuerca

UTT

Diametro exterior

$$D_{ext} := 60 \text{ mm}$$

$$\beta_L := \frac{Lp}{d_1} = 0.9$$

$$\varepsilon := \frac{D_{ext}}{d_1} = 6$$

Tangente del semiángulo del cono

$$a := \left(0.362 + 0.032 \cdot \ln \left(\frac{\beta_L}{2} \right) + 0.153 \cdot \ln(\varepsilon) \right)$$

$$a = 0.611$$

Semiángulo del cono

$$\gamma_1 := 31.425^\circ$$

Diametro máximo

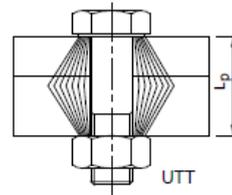
$$D_{max} := d_1 + Lp \cdot a = 15.495 \text{ mm}$$

CÁLCULO DEL TORNILLO POR FUERZA TRACCIÓN/ COMPRESIÓN

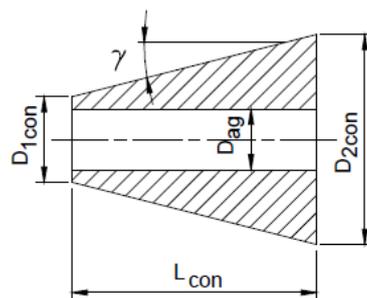
Debido a que Dmax es menor que Dext la distribución sería la siguiente:

TRONCO1

TRONCO 2



TRONCO 1



$$D_{1con} := d_1 = 10 \text{ mm}$$

$$D_{ag} := d_{ag} = 7 \text{ mm}$$

$$D_{2con} := D_{max} = 15.495 \text{ mm}$$

$$L_{con} := \frac{(D_{2con} - D_{1con})}{2 \cdot a} = 4.5 \text{ mm}$$

$$\gamma_1 := 31.425^\circ$$

$$c_{con1} := \frac{(\pi \cdot E_{cil1} \cdot D_{ag} \cdot a)}{\ln \left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) \cdot (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} - D_{ag}) \cdot (D_{1con} - D_{ag})} \right)}$$

$$c_{con1} = (1.626 \cdot 10^6) \frac{N}{mm}$$

TRONCO 2

$$c_{con2} := \frac{(\pi \cdot E_{cil2} \cdot D_{ag} \cdot a)}{\ln \left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) \cdot (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} - D_{ag}) \cdot (D_{1con} - D_{ag})} \right)}$$

$$c_{con2} = (5.419 \cdot 10^5) \frac{N}{mm}$$

Constante de rigidez de la placa

$$c_p := \left(\frac{1}{c_{con1}} + \frac{1}{c_{con2}} \right)^{-1}$$

$$c_p = (4.064 \cdot 10^5) \frac{N}{mm}$$

Cálculo del ajuste de la unión

Factor de distribución de carga

$$\phi := \frac{c_t}{c_t + c_p} = 0.375$$

Fuerza externa normal

$$F = 96.056 \text{ N}$$

Fuerza externa normal sobre el tornillo

$$F_{ext.t} := \phi \cdot F = 36.01 \text{ N}$$

Fuerza externa normal sobre la placa

$$F_{ext.p} := (1 - \phi) F = 60.047 \text{ N}$$

Valores de asentamiento ($10 \leq Rz \leq 40$) Fuerza normal

Asentamiento

$$\delta_{as} := (3 + 3 \cdot 2 + 2) \cdot \mu m$$

$$\delta_{as} = 0.011 \text{ mm}$$

Fuerza de asentamiento

$$F_{as} := \frac{c_p \cdot c_t}{c_p + c_t} \cdot \delta_{as} = (1.676 \cdot 10^3) \text{ N}$$

La fuerza cortante sería el peso de la garra, se tiene:

Fuerza cortante

$$F_{cort} := 12.85 \text{ N}$$

Fuerza de fricción

$$F_f := \frac{F_{cort}}{n} = 1.606 \text{ N}$$

Coefficiente de fricción contacto

$$\mu_{cont} := 0.2$$

Fuerza residual

$$F_{res} := \frac{F_f}{\mu_{cont}} = 8.031 \text{ N}$$

Fuerza de montaje mínima

$$F_{Mmin} := F_{as} + F_{ext.p} + F_{res} = (1.744 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Factor de ajuste

$$\alpha_A := 1.2$$

Fuerza de montaje máxima $F_{Mmax} := \alpha_A \cdot F_{Mmin} = (2.093 \cdot 10^3) \text{ N}$

Coeficiente de fricción filetes $\mu_{filete} := 0.1$

Coeficiente de fricción contacto $\mu_{cont} := 0.2$

Tangente del ángulo efectivo de fricción $b := \frac{\mu_{filete}}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} = 0.648$

Ángulo efectivo de fricción $\rho' := 32.94^\circ$

Ángulo de la hélice $\varphi := 3.41^\circ$

Momento torsor de ajuste $M_{ajuste} := F_{Mmin} \cdot \left(\frac{\tan(\varphi + \rho') \cdot d_2}{2} + \frac{\mu_{cont} \cdot \frac{(d_1 + D_{ag})}{2}}{2} \right)$

$$M_{ajuste} = (4.915 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Cálculos de resistencia

Esfuerzo del tornillo durante el montaje

Fuerza de montaje máxima $F_{Mmax} = (2.093 \cdot 10^3) \text{ N}$

Diámetro resistente del tornillo $d_o := \frac{d_2 + d_3}{2} = 5.062 \text{ mm}$

Área resistente $A_o := \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} = 20.121 \text{ mm}^2$

Esfuerzo axial de tracción en el montaje $\sigma_M := \frac{F_{Mmax}}{A_o} = 104.008 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo de cizallamiento por torsión en el montaje $\tau_{tM} := \frac{16 \cdot M_{ajuste}}{\pi \cdot d_o^3} = 193.062 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo admisible $\sigma_{adm} := 0.9 \cdot \sigma_F = 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente de montaje $\sigma_{eqM1} := \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_{tM}^2} = 350.195 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Se debe cumplir que:

$$\sigma_{eqM1} \leq \sigma_{adm}$$

OK!

$$270.9 \leq 360$$

Esfuerzo del tornillo durante trabajo con carga estática

Fuerza máxima sobre el tornillo $F_{max.t} := F_{Mmax} + F_{ext.t} = (2.129 \cdot 10^3) \text{ N}$

Esfuerzo máximo sobre el tornillo $\sigma_{max.t} := \frac{F_{max.t}}{A_o} = 105.798 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo admisible $\sigma_{adm} := \sigma_F = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente durante el trabajo $\sigma_{eqM2} := \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \left(\frac{\tau_{tM}}{2}\right)^2} = 196.907 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$\sigma_{eqM2} \leq \sigma_{adm}$$

OK!

$$196.907 \leq 400$$

Esfuerzo de aplastamiento en las superficies de contacto

Presión superficial admisible Aluminio 6061 $p_{adm} := 140 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Fuerza de contacto $F_{Mmax} = (2.093 \cdot 10^3) \text{ N}$

Presión de contacto $p := \frac{F_{Mmax}}{\frac{\pi \cdot (d_1^2 - D_{ag}^2)}{4}} = 52.246 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Se debe cumplir que:

$$p \leq p_{adm}$$

OK!

$$24.046 \leq 140$$

Esfuerzo variable sobre el tornillo

Fuerza media $F_{Mmax} = (2.093 \cdot 10^3) \text{ N}$

Fuerza alternante $F_a := F = 96.056 \text{ N}$

Fuerza externa superior $F_{ext.tS} := F_{Mmax} + F_a = (2.189 \cdot 10^3) \text{ N}$

Fuerza externa inferior $F_{ext.tI} := F_{Mmax} - F_a = (1.997 \cdot 10^3) \text{ N}$

Promedio de diámetros

$$d_s := \frac{d_2 + d_3}{2} = 5.062 \text{ mm}$$

Esfuerzo alternante del tornillo

$$\sigma_{a.t} := \frac{(F_{ext.tS} - F_{ext.tI})}{\left(\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}\right) \cdot 2} = 4.774 \frac{N}{mm^2}$$

Tornillo laminado antes del tratamiento térmico:

Limite a la fatiga

$$\sigma_A := 0.85 \cdot \left(\frac{150}{6} + 45\right) = 59.5$$

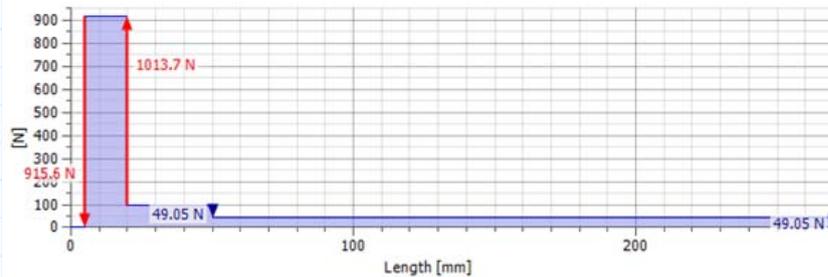
$$\sigma_A := 59.5 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad a la fatiga

$$FS := \frac{\sigma_A}{\sigma_{a.t}} = 12.463 \quad \text{OK!}$$

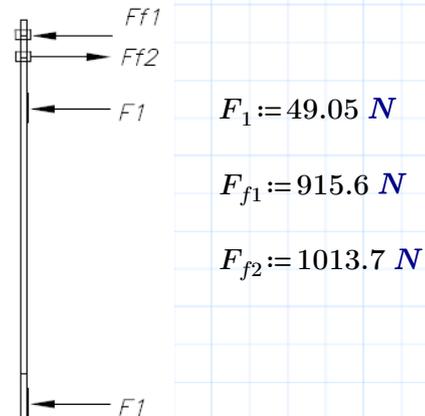
CÁLCULO DEL TORNILLO POR MOMENTO FLECTOR

Del diagrama de fuerza cortante de la garra se tienen las fuerzas en los tornillos



Las fuerzas son de compresión y tracción. La fuerza de 915.6N es de compresión y la de 1013.7N de tracción. En el calculo anterior ya se tomo la maxima fuerza tanto para compresión como para tracción y considerando el esfuerzo alternante, por tanto cumple sin problemas tanto

OK!

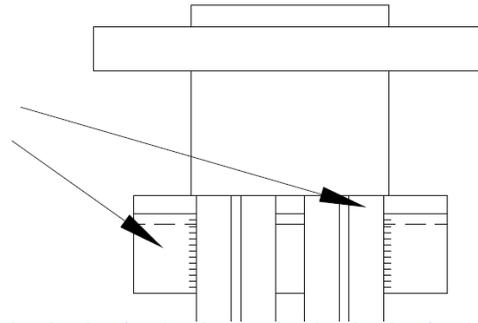


ANEXO 18

CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA

La estructura se encarga de sujetar y soportar todo el peso del gripper, el cual es aprox. 13.5 kg.

CORDON
DE
SOLDADURA



Fuerza cortante

$$F_c := 13.5 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 132.435 \text{ N}$$

Área

$$A_s := 2.1 \cdot 25 \cdot 8 \text{ mm} \cdot \text{mm} = 420 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante

$$t_a := \frac{F_c}{A_s} = 0.315 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Material

Acero ASTM A36

Esfuerzo de tracción

$$\sigma_B := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_F := 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Factor que depende del material

$$\beta_w := 0.8$$

Factor de seguridad

$$\gamma_{Mw} := 1.25$$

Cálculo de esfuerzos estaticos

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{1.8 (t_a)^2} = 0.423 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de carga estatica

$$\nu_1 := 0.22$$

Factor de calidad de la unión

$$\nu_2 := 1$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_{Adm} := \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \sigma_F = 88 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$$

Factor de seguridad

$$FS := \frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_{eq}} = 208.014 \quad OK!$$

Cálculo de uniones soldadas en elementos estructurales

Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} := \sqrt{3 (t_a^2)} = 0.546 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_1 := \frac{\sigma_B}{\gamma_{Mw} \cdot \beta_w} = 250 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_1$$

$$0.546 \leq 250 \quad OK!$$

Esfuerzo admisible

$$\sigma_2 := \frac{0.9 \cdot \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = 180 \frac{N}{mm^2}$$

Se debe cumplir:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_2$$

$$0.546 \leq 180 \quad OK!$$

Cálculo de esfuerzos

Fuerza sobre soporte

$$P := 3.84 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 37.67 \text{ N}$$

Área

$$A := 5 \cdot 5 \cdot 4 \text{ cm}^2 = (1 \cdot 10^4) \text{ mm}^2$$

Esfuerzo normal

$$\sigma_n := \frac{P}{A} = 0.004 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Factor de seguridad

$$FS := \frac{\sigma_F}{\sigma_n} = 1.062 \cdot 10^5$$

