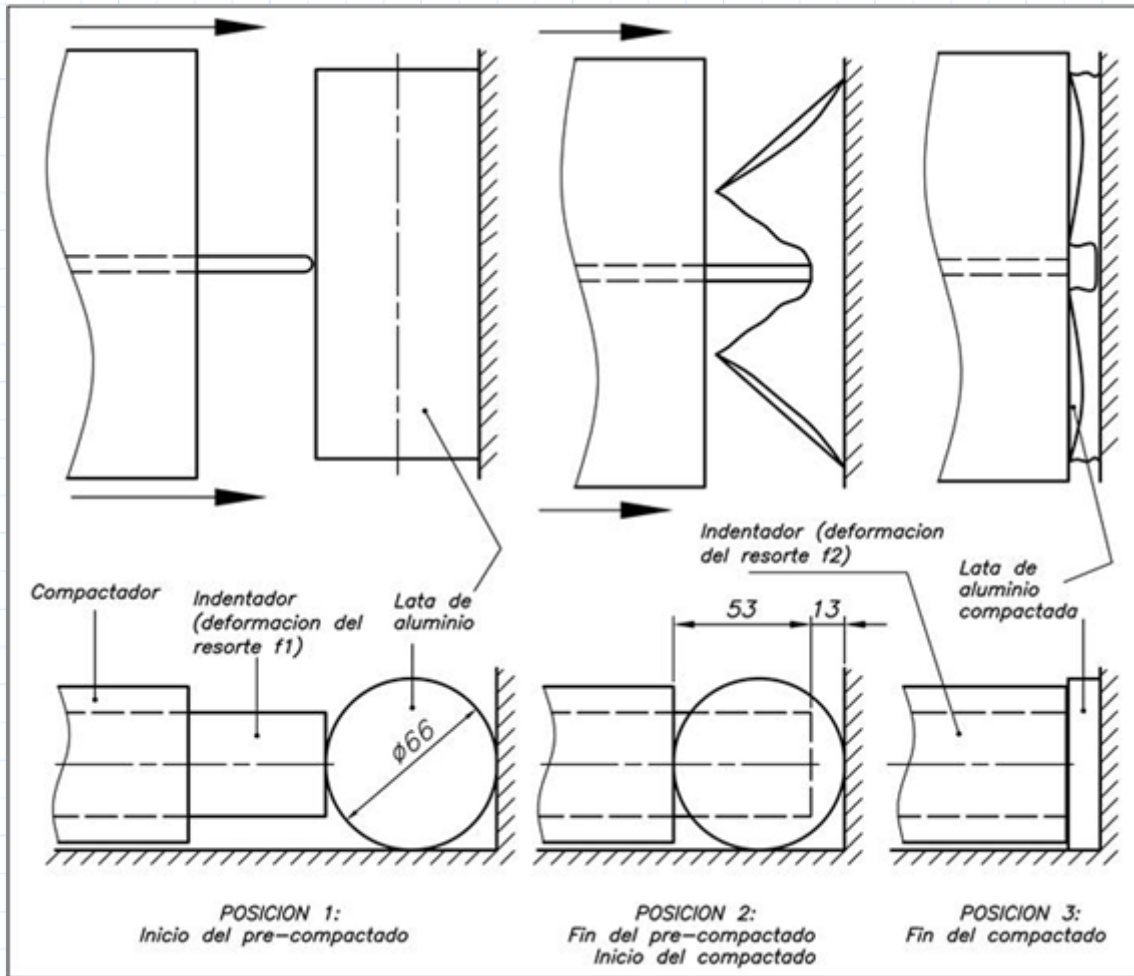


ANEXO 1

DISEÑO DE UN RESORTE DE COMPRESION A CARGA VARIABLE

Se desea diseñar un resorte helicoidal de compresión formado en frío de alambre de acero para muelles patentado estirado de la clase C según DIN 17223, hoja1, sin tratamiento de granallado. El cálculo estará basado en el manual de "Resistencia de Maeriales 2" del Ing. Jorge Rodriguez.



Módulo de cizallamiento:

$$G := 8300 \frac{kgf}{mm^2}$$

Fuerza necesaria para garantizar un correcto pre-compactado:

$$F_1 := 50 N = 5.1 \text{ kgf}$$

Cambio de deformación del resorte (f2 - f1):

$$\Delta x := 53 \text{ mm} \text{ Deformacion necesaria para poder compactar a la quina parte}$$

Fuerza deseable al final del compactado:

$$F_2 := 200 N = 20.4 \text{ kgf}$$

A continuación se procederá a hallar la deformación inicial (f_1), la deformación final (f_2) y la constante de elasticidad requerida (c) mediante las siguientes ecuaciones:

Valores de prueba	Parámetros iniciales para iteración	$f_1 := 10$	$f_2 := 60$	$c := 5$
	Fuerza en posición (1):	$\frac{F_1}{1\text{ N}} = f_1 \cdot c$		
Restricciones	Fuerza en posición (2):	$\frac{F_2}{1\text{ N}} = f_2 \cdot c$		
	Relación de deformaciones:	$f_2 = f_1 + \frac{\Delta x}{1\text{ mm}}$		
Solver		$sol := \mathbf{find}(f_1, f_2, c) = \begin{bmatrix} 17.67 \\ 70.67 \\ 2.83 \end{bmatrix} \begin{matrix} \text{mm} \\ \text{mm} \\ \text{N/mm} \end{matrix}$		

Por lo tanto:

Deformación inicial del resorte (pos 1):

$$f_1 := 17.7\text{ mm}$$

Deformación máxima del resorte (pos 2):

$$f_2 := 70.7\text{ mm}$$

Constante de elasticidad:

$$c := 2.83 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Sea el diámetro del alambre :

$$d := 4\text{ mm}$$

Sea el diámetro medio :

$$D_m := 40\text{ mm} \quad \text{Debido a las limitaciones geométricas de la máquina}$$

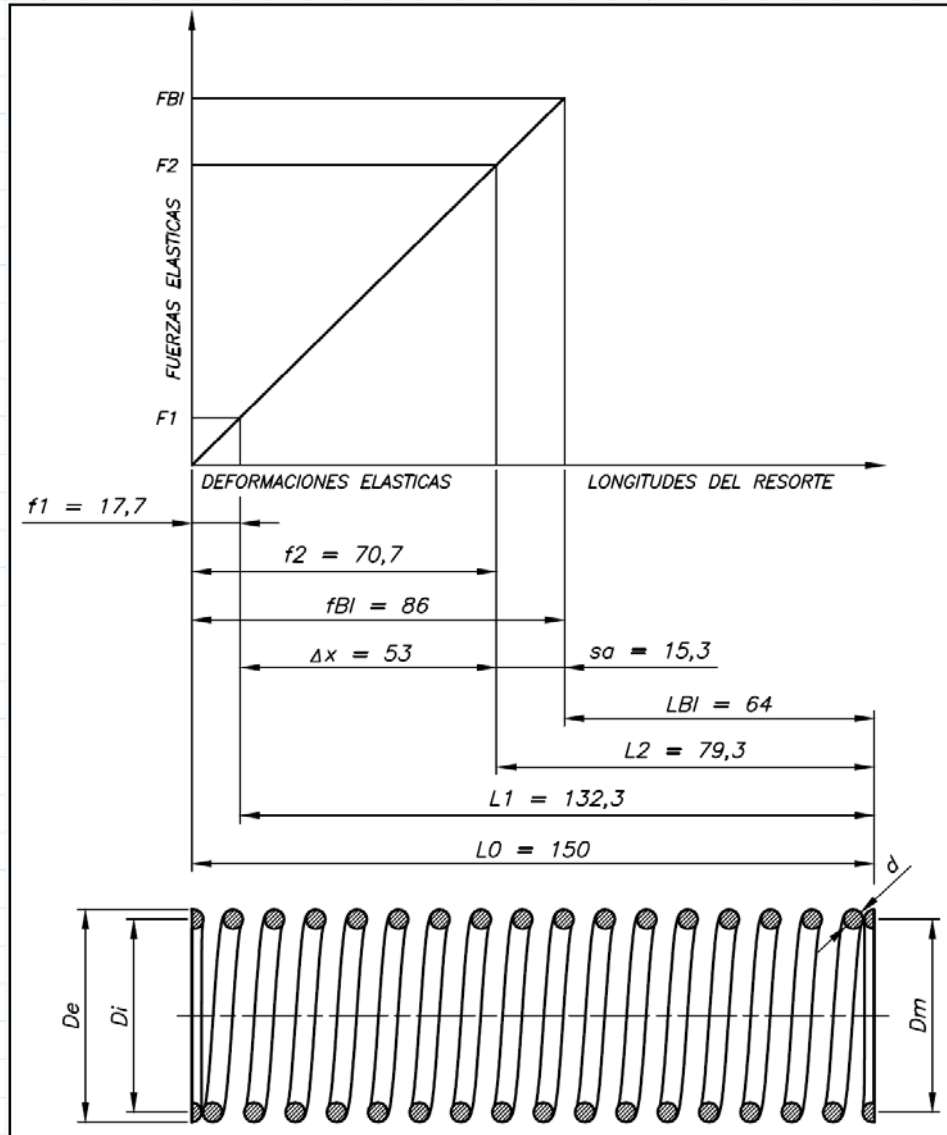
Número de espiras efectivas:

$$i_f := \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D_m^3} \cdot \frac{1}{c} = 14.4$$

$$i_f := 14$$

Número de espiras reales:

$$i_g := i_f + 2 = 16$$



Se debe cumplir que:

$$\tau_{i2} := \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m}{d^3} \cdot F_2 \leq \tau_{iAdm}$$

Tensión tangencial en la posc. 2:

$$\tau_{i2} = 32.5 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

Tensión tangencial admisible:

$$\tau_{iAdm} := 76 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \quad (\text{depende del diámetro } d)$$

$$\tau_{i2} \leq \tau_{iAdm} \quad \text{OK!}$$

Tensión tangencial en la posc. 1:

$$\tau_{i1} := \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m}{d^3} \cdot F_1 = 8.1 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

Suma de distancias mínimas entre espiras:

$$x := 0.25 \quad \text{del gráfico con: } w := \frac{D_m}{d} = 10$$

$$s_a := x \cdot i_f \cdot d = 14 \text{ mm}$$

Longitud de bloqueo:

$$L_{BL} := i_g \cdot d = 64 \text{ mm}$$

Longitud del resorte sin carga:

$$L_0 := f_2 + s_a + L_{BL} = 148.7 \text{ mm}$$

tomamos

$$L_0 := 150 \text{ mm}$$

recalculando

$$s_a := L_0 - f_2 - L_{BL} = 15.3 \text{ mm}$$

Verificación de la resistencia:

$$\tau_{iBL} := \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m}{d^3} \cdot F_{BL} \leq 1.12 \tau_{iAdm}$$

Deformación en la posc. de bloqueo:

$$f_{BL} := L_0 - L_{BL} = 86 \text{ mm}$$

Fuerza en la posc. de bloqueo:

$$F_{BL} := f_{BL} \cdot \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D_m^3 \cdot i_f} = 25.5 \text{ kgf}$$

Tensión tangencial en la posc. de bloqueo:

$$\tau_{iBL} := \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m}{d^3} \cdot F_{BL} = 40.6 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$1.12 \cdot \tau_{iAdm} = 85.12 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{iBL} \leq 1.12 \tau_{iAdm} \quad \text{OK!}$$

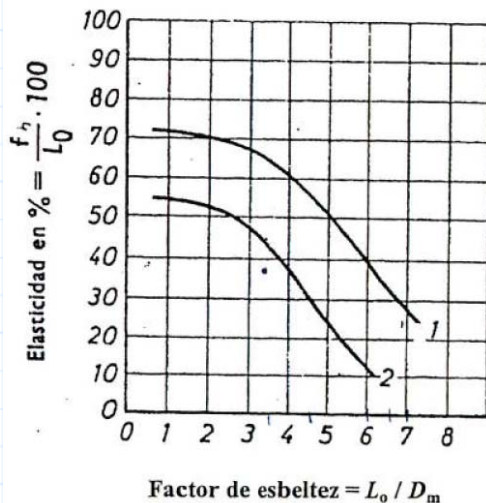
Verificación del pandeo:

Elasticidad en porcentaje:

$$\frac{f_2}{L_0} \cdot 100 = 47.1$$

Factor de esbeltez:

$$\frac{L_0}{D_m} = 3.8$$



Curva 1: Sólo para resortes a compresión con sujeciones guiadas y superficies de apoyo del resorte rectificadas paralelas.

Curva 2: Para todos los resortes a compresión con condiciones de apoyo variables.

Del gráfico, para las condiciones anteriores, **NO HAY PANDEO**

Verificación de la fatiga:

Factor de concentración de curvatura: $k := 1 + \frac{5}{4 \cdot w} + \frac{7}{8 \cdot w^2} + \frac{1}{w^3} = 1.13$

Esfuerzo de trabajo máximo:

$$\tau_{k2} := k \cdot \tau_{i2} = 36.8 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo de trabajo mínimo: $\tau_{k1} := k \cdot \tau_{i1} = 9.2 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$

Amplitud del esfuerzo oscilante: $\tau_{kh} := \tau_{k2} - \tau_{k1} = 27.6 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$

Del gráfico para $\frac{\tau_{k1}}{\tau_{k2}} = 0.25$
fatiga con:

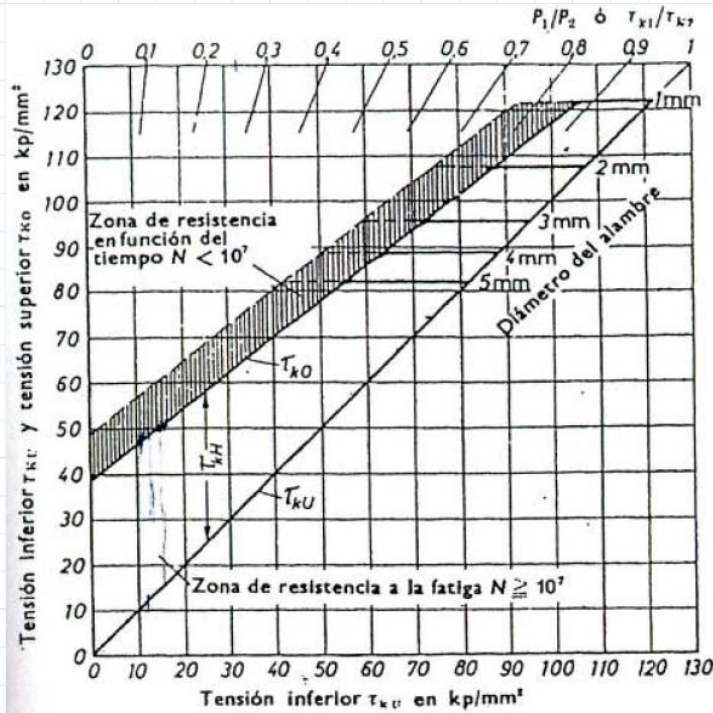


Diagrama de resistencia a la fatiga para resortes a compresión formados en frío de alambre de acero para muelles patentado estirado de la clase C según DIN 17223, hoja 1, sin tratamiento de chorro de bolas.

Esfuerzo de elevación de la fatiga admisible: $\tau_{kH} := 37 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo de trabajo máximo admisible: $\tau_{kO} := 49 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$

$\tau_{kh} \leq \tau_{kH}$ OK!

$\tau_{k2} \leq \tau_{kO}$ OK!

Cálculo del diámetro de espira aumentado:

$s := \frac{L_0 - d \cdot (i_g - i_f)}{i_f} = 10.1 \text{ mm}$

Diámetro exterior: $D_a := D_m + d = 44 \text{ mm}$

Diámetro exterior aumentado: $D'_a := \sqrt{D_a^2 + 0.1 \cdot s^2} = 44.1 \text{ mm}$

ANEXO 2

SELECCION DE LA CADENA DE TRANSMISION BS/ISO

Selección de la relación de transmisión y piñones:

Número de dientes del piñón motriz: $Z_1 := 17$

Velocidad de giro de la manija que acciona el piñón motriz : $n_1 := 40 \text{ rpm}$ (recomendada por ergonomía)

$$\omega_1 := n_1 = 4.2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Radio de la manija: $R := 25 \text{ cm}$

Luego para obtener una fuerza del operador de aproximadamente 10 kgf, escojo una relación de transmisión de 4 aproximadamente, por lo tanto:

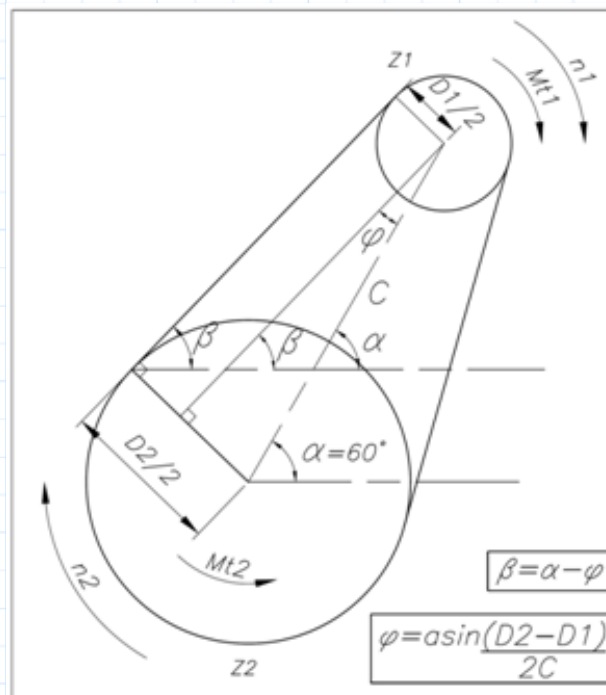
Número de dientes de la rueda conducida: $Z_2 := 76$

Relación de transmisión real: $i := \frac{Z_2}{Z_1} = 4.5$

Momento torsor a transmitir al árbol principal: $Mt_2 := 126 \text{ N}\cdot\text{m}$

Velocidad de giro del árbol principal: $\omega_2 := \frac{\omega_1}{i} = 0.94 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

$$n_2 := \omega_2 = 8.9 \text{ rpm}$$



Momento torsor requerido en el piñón: $Mt_1 := \frac{Mt_2}{i} = 28.2 \text{ N}\cdot\text{m}$

Potencia necesaria sobre el piñón: $P_{necesaria} := Mt_2 \cdot \omega_2 = 118.1 \text{ W}$ OK!

Fuerza a aplicar sobre la manija: $F := \frac{Mt_1}{R} = 11.5 \text{ kgf}$ OK!

Determinación de los factores de selección:

Factor de aplicación: $f_1 := 1.1$

Factor de diente: $f_2 := 1.12$

Cálculo de la potencia para la selección de la cadena:

Potencia empleada para la selección del paso de la cadena: $Potencia := Mt_1 \cdot \omega_1 \cdot f_1 \cdot f_2 = 0.15 \text{ kW}$

Selección de la cadena:

De la tabla de selección BS/ISO el paso recomendado será: $P := \frac{3}{8} \text{ in}$

Cálculo del largo de la cadena:

Distancia entre centros: $C := 30 \cdot P = 285.75 \text{ mm}$

Largo de la cadena en pasos: $L := \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2 \cdot \frac{C}{P} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{C} = 109.4$

Largo de la cadena en pasos a emplear: $L_{real} := 110$ (redondeando al número par superior)

Cálculo de la distancia entre centros exacta:

$$C_{real} := \frac{P}{8} \cdot \left(2 \cdot L_{real} - Z_2 - Z_1 + \sqrt{(2 \cdot L_{real} - Z_2 - Z_1)^2 - \left(\frac{\pi}{3.88} \right) \cdot (Z_2 - Z_1)^2} \right)$$

Distancia entre centros real: $C_{real} = 288.6 \text{ mm}$

ANEXO 3

CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA DE LOS ÁRBOLES

DATOS GENERALES

Detalles de la transmisión:

Número de dientes del piñón motriz: $Z_1 := 17$

Número de dientes de la rueda: $Z_2 := 76$

Paso de la cadena: $P := 0.375 \text{ in}$

Distancia entre centros de la transmisión: $C := 288.57 \text{ mm}$

Diámetro primitivo del piñón: $D_1 := \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_1} \text{ deg}\right)} = 51.8 \text{ mm}$

Diámetro primitivo de la rueda: $D_2 := \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_2} \text{ deg}\right)} = 230.5 \text{ mm}$

Fuerza ejercida por el **operador**: $F_o := 115 \text{ N}$

Momento torsor requerido **árbol principal**: $Mt_2 := 126 \text{ N} \cdot \text{m}$

Momento torsor requerido **árbol secundario**: $Mt_1 := 28.18 \text{ N} \cdot \text{m}$

Fuerza ejercida por la cadena: $F_c := \frac{2 \cdot Mt_2}{D_2} = 1093.32 \text{ N}$

Fuerza total en las bielas: $F_b := 2000 \text{ N}$

Ángulo de posicionamiento de la transmisión: $\alpha := 60 \text{ deg}$

$$\theta := \text{asin}\left(\frac{(D_2 - D_1)}{2 C}\right) = 18 \text{ deg}$$

Ángulo entre la fuerza de la cadena y la horizontal: $\beta := \alpha - \theta = 42 \text{ deg}$

DATOS DEL MATERIAL

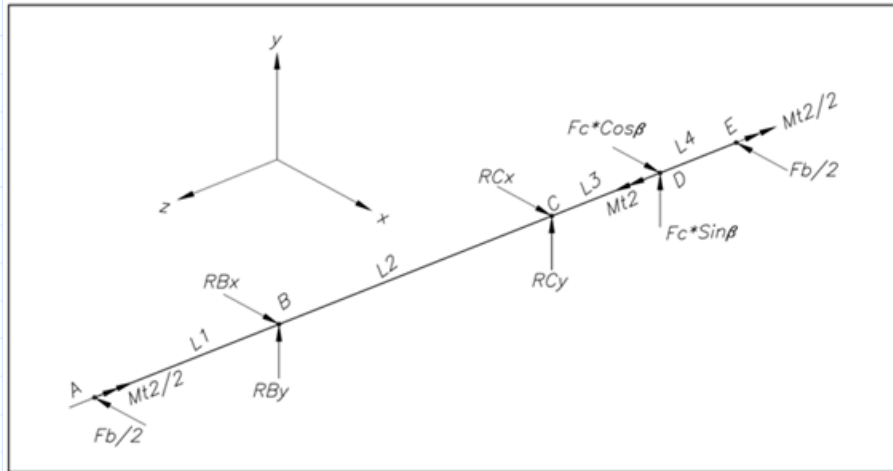
Material de los árboles:	Ck45
Resistencia a la fatiga en flexión pulsante:	$\sigma_{fPUL} := 620 \frac{N}{mm^2}$
Resistencia a la fatiga en flexión alternante:	$\sigma_{fALT} := 370 \frac{N}{mm^2}$
Resistencia a la fatiga en torsión pulsante:	$\tau_{tPUL} := 340 \frac{N}{mm^2}$
Resistencia a la fatiga en torsión alternante:	$\tau_{tALT} := 260 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo a la fluencia:	$\sigma_F := 390 \frac{N}{mm^2}$
Esfuerzo a la tracción máxima:	$\sigma_B := 800 \frac{N}{mm^2}$
Factor de corrección a la torsión:	$\alpha_0 := \frac{\sigma_{fALT}}{1.73 \cdot \tau_{tPUL}} = 0.63$
Definiendo valores medios para los factores de corrección:	
Factor de corrección de superficie:	$C_s := 0.8$
Factor de corrección de tamaño:	$C_t := 0.77$
Factor de corrección de temperatura:	$C_{temp} := 1$
Factor de seguridad recomendado:	$FS_R := 1.8$

3.1 CÁLCULO DEL ARBOL PRINCIPAL:

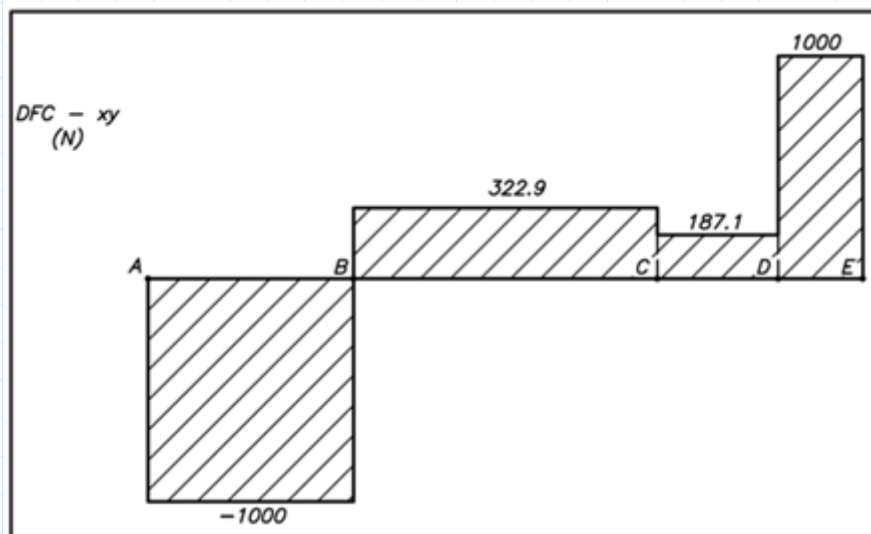
3.1.1 CÁLCULO PREVIO DEL ARBOL PRINCIPAL:

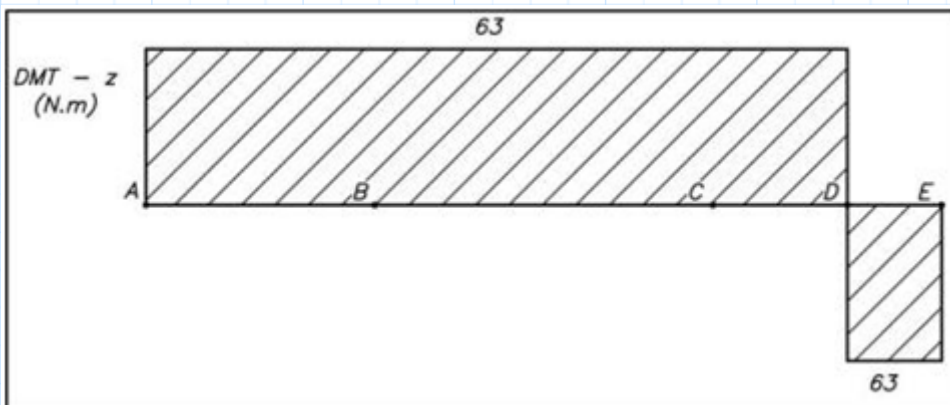
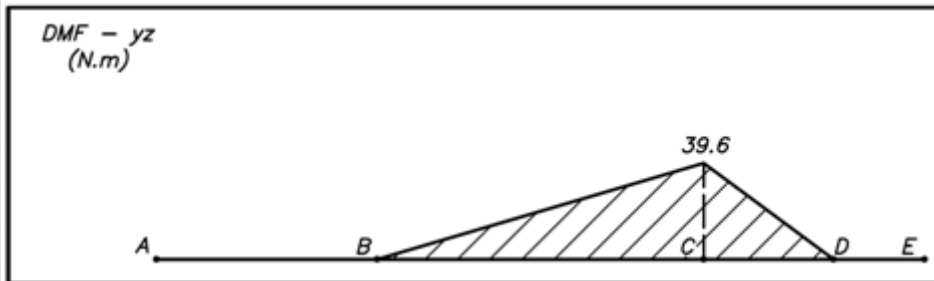
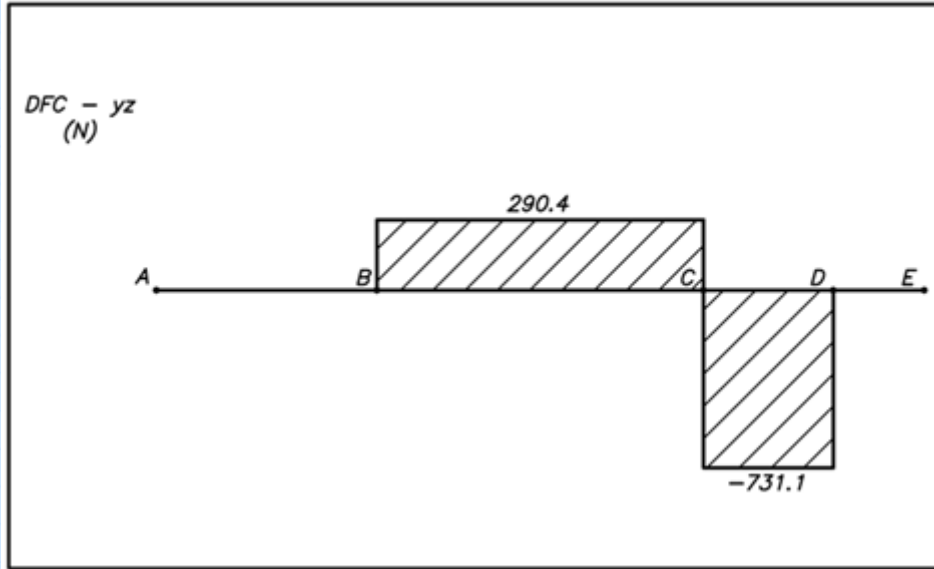
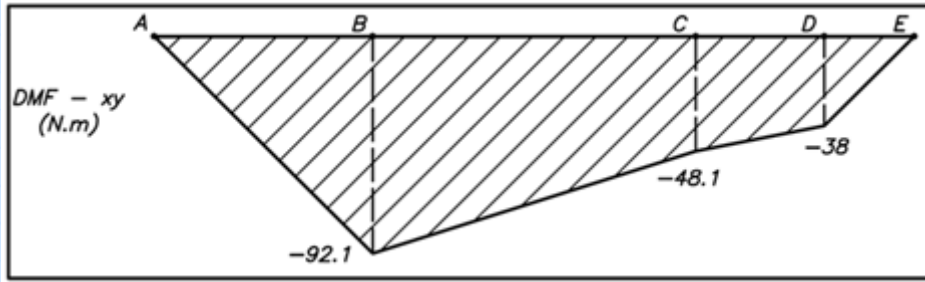
Longitud del tramo AB:	$L_1 := 92.1 \text{ mm}$
Longitud del tramo BC:	$L_2 := 136.2 \text{ mm}$
Longitud del tramo CD:	$L_3 := 54.1 \text{ mm}$
Longitud del tramo DE:	$L_4 := 38 \text{ mm}$

Cálculo de las reacciones en los apoyos R1 y R2:



Valores de prueba	Parámetros iniciales para iteración	$R_{Bx} := 100$	$R_{By} := 100$	$R_{Cx} := 100$	$R_{Cy} := 100$
	Sum Fx=0	$\frac{F_c}{1 N} \cdot \cos(\beta) + R_{Bx} + R_{Cx} = \frac{F_b}{1 N}$			
Restricciones	Sum Fy=0	$\frac{F_c}{1 N} \cdot \sin(\beta) + R_{By} + R_{Cy} = 0$			
	Sum Mcx=0	$R_{Cy} \cdot L_2 + \frac{F_c}{1 N} \cdot \sin(\beta) \cdot (L_2 + L_3) = 0$			
Resolver	Sum Mcy=0	$\frac{F_b}{2 N} \cdot (L_2 + L_3 + L_4) - R_{Cx} \cdot L_2 = \frac{F_c}{1 N} \cdot \cos(\beta) \cdot (L_2 + L_3) + \frac{F_b}{2 N} \cdot (L_1)$			
	sol := find	$(R_{Bx}, R_{By}, R_{Cx}, R_{Cy}) = \begin{bmatrix} 1322.9 \\ 290.4 \\ -135.8 \\ -1021.5 \end{bmatrix} N$			





Del diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores se procederá a analizar cada sección del árbol para poder calcular el diámetro mínimo requerido por sección.

Sección "A": presenta una chaveta, a su izquierda un anillo de retención y a su derecha un redondeo agudo.

Punto crítico: Canal para anillo de retención

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la flexión: $\beta_f := 3$

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la torsión: $\beta_t := 3$

Momento flector en la direc. x: $M_{fX} := 0 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Momento flector en la direc. y: $M_{fY} := 0 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Momento flector resultante: $M_{fR} := \sqrt{M_{fX}^2 + M_{fY}^2} = 0 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Empleando la expresión de C. Bach para encontrar el diámetro mínimo que deberá tener el árbol:

$$d_A := \sqrt[3]{\frac{FS_R}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot \sigma_{fALT} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(32 \cdot M_{fR} \cdot \beta_f)^2 + 3 \cdot (16 \cdot \alpha_0 \cdot \beta_t \cdot M_t)^2}} = 20.2 \text{ mm}$$

Sección "B": a su derecha presenta un redondeo agudo.

Punto crítico: Redondeo agudo

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la flexión: $\beta_f := 2.5$

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la torsión: $\beta_t := 2.5$

Momento flector en la direc. x: $M_{fX} := 92100 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Momento flector en la direc. y: $M_{fY} := 0 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Momento flector resultante: $M_{fR} := \sqrt{M_{fX}^2 + M_{fY}^2} = 92100 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Empleando la expresión de C. Bach para encontrar el diámetro mínimo que deberá tener el árbol:

$$d_B := \sqrt[3]{\frac{FS_R}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot \sigma_{fALT} \cdot \pi}} \cdot \sqrt[2]{(32 \cdot M_{fR} \cdot \beta_f)^2 + 3 \cdot (16 \cdot \alpha_0 \cdot \beta_t \cdot M_t)^2} = 27 \text{ mm}$$

Sección "C": a su izquierda presenta un redondeo agudo.

Punto crítico: Redondeo agudo

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la flexión: $\beta_f := 2.5$

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la torsión: $\beta_t := 2.5$

Momento flector en la direc. x: $M_{fX} := 48100 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector en la direc. y: $M_{fY} := 39600 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector resultante: $M_{fR} := \sqrt{M_{fX}^2 + M_{fY}^2} = 62303.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Empleando la expresión de C. Bach para encontrar el diámetro mínimo que deberá tener el árbol

$$d_C := \sqrt[3]{\frac{FS_R}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot \sigma_{fALT} \cdot \pi}} \cdot \sqrt[2]{(32 \cdot M_{fR} \cdot \beta_f)^2 + 3 \cdot (16 \cdot \alpha_0 \cdot \beta_t \cdot M_t)^2} = 24.3 \text{ mm}$$

Sección "D": presenta dos chavetas y a su izquierda un redondeo suave.

Punto crítico: Canales chaveteros (02)

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la flexión: $\beta_f := 2.2 \cdot 2.2 = 4.84$

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la torsión: $\beta_t := 1.6 \cdot 1.6 = 2.56$

Momento flector en la direc. x: $M_{fX} := 38000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector en la direc. y: $M_{fY} := 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector resultante: $M_{fR} := \sqrt{M_{fX}^2 + M_{fY}^2} = 38000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Empleando la expresión de C. Bach para encontrar el diámetro mínimo que deberá tener el árbol

$$d_D := \sqrt[3]{\frac{FS_R}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot \sigma_{fALT} \cdot \pi}} \cdot \sqrt{(32 \cdot M_{fR} \cdot \beta_f)^2 + 3 \cdot (16 \cdot \alpha_0 \cdot \beta_t \cdot M_t)^2} = 25.4 \text{ mm}$$

Sección "E": presenta una claveta, a su derecha un anillo de retención y a su izquierda un redondeo suave.

Punto crítico: Canal para anillo de retención

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la flexión: $\beta_f := 3$

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la torsión: $\beta_t := 3$

Momento flector en la direc. x: $M_{fX} := 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector en la direc. y: $M_{fY} := 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector resultante: $M_{fR} := \sqrt{M_{fX}^2 + M_{fY}^2} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Empleando la expresión de C. Bach para encontrar el diámetro mínimo que deberá tener el árbol

$$d_E := \sqrt[3]{\frac{FS_R}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot \sigma_{fALT} \cdot \pi}} \cdot \sqrt{(32 \cdot M_{fR} \cdot \beta_f)^2 + 3 \cdot (16 \cdot \alpha_0 \cdot \beta_t \cdot M_t)^2} = 20.2 \text{ mm}$$

Por lo tanto se presenta un resumen del cálculo previo del árbol principal, el cual indica el diámetro mínimo por sección y la longitud del cubo en las uniones con claveta.

Sección	Elemento ubicado en la sección	Diámetro mínimo requerido (mm)	Diámetro asignado (mm)	Longitud del cubo (1 a 1,3)*d (mm)
A	Manivela	20.2	26	32
B	Soporte de rodamiento	27.0	30	
C	Soporte de rodamiento	24.4	30	
D	Rueda dentada	25.4	28	36
E	Manivela	20.2	26	32

3.1.2 CÁLCULO DEFINITIVO DEL ARBOL PRINCIPAL:

A continuación se procederá a verificar por secciones el factor de seguridad con la geometría real del árbol principal según el plano de despiece D5-A3.

El factor de seguridad recomendado (STEINHILPER-ROPER/Konstruktioselemente 3-Springer 1996) es:

$$FS_R = 1,2 \dots 1,8$$

Verificación Sección A:

Punto de concentración de esfuerzos crítico:

Canal para anillo de retención

Hallando los factores efectivos de concentración de esfuerzos β_k

Diámetro nominal:

$$d := 26 \text{ mm}$$

Factor efectivo de concentración a la flexión:

$$\beta_f := 3 \quad (\text{Ref. Tochtermann/Bodenstein})$$

Factor efectivo de concentración a la torsión:

$$\beta_t := 3 \quad (\text{Ref. Tochtermann/Bodenstein})$$

Hallando los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura

Influencia del acabado superficial c_s

Valor medio de la rugosidad:

$$R_a := 0.8$$

Profundidad de la rugosidad:

$$R_t := \left(10 \cdot R_a \right)^{\frac{1}{1.15}} = 6.1 \quad \left(R_a := 0.1 \cdot R_t^{1.15} \right)$$

Esfuerzo a la tracción máxima:

$$\sigma_B = 800 \frac{N}{mm^2}$$

Por lo tanto con R_t y σ_B :

Factor de corrección de superficie:

$$c_s := 0.9$$

Influencia del tamaño c_t

Diámetro de la sección:

$$d = 26 \text{ mm}$$

Factor de corrección de tamaño:

$$c_t := 0.78$$

Influencia de la temperatura c_{temp}

Temperatura del ambiente promedio:

$$T := 20^\circ C$$

Factor de corrección de temperatura:

$$c_{temp} := 1$$

Hallando el factor de seguridad

Momento flector resultante: $M_{fR} := 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Para la verificación emplearemos la fórmula de C. Bach para la fatiga.

$$\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} \leq \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fAL}}{FS_R}$$

Factor de corrección a la torsión: $\alpha_0 := \frac{\sigma_{fALT}}{1.73 \cdot \tau_{tPUL}} = 0.63$

Esfuerzo a la flexión aumentado: $\sigma'_f := \beta_f \cdot \left(32 \cdot \frac{M_{fR}}{\pi \cdot d^3} \right) = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo a la torsión aumentado: $\tau'_t := \beta_t \cdot \left(16 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3} \right) = 54.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente aumentado: $\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} = 59.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Factor de seguridad: $FS := \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fALT}}{\sigma'_{eq}} = 4.4 \quad \text{OK!}$

Verificación Sección B:

Punto de concentración de esfuerzos crítico: Cambio de sección con redondeo agudo

Hallando el factor geométrico de concentración de esfuerzos α_k

Diámetro nominal: $d := 30 \text{ mm}$

Diámetro mayor: $D_A := 34 \text{ mm}$

Diámetro menor: $d_A := 30 \text{ mm}$

Radio de entalla: $r := 0.6 \text{ mm}$

Relación de diámetros: $\frac{D_A}{d_A} = 1.13$

Relación diámetro menor - radio de entalla: $\frac{r}{d_A} = 0.02$

Por lo tanto los factores geometricos de corrección son:

Factor geométrico de concentración a la flexión: $\alpha_f := 2.4$

Factor geométrico de concentración a la torsión: $\alpha_t := 1.85$

Sensibilidad de entalla:
$$n := \frac{1}{1 + \frac{8 \text{ mm}}{r} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.36$$

Hallando los factores efectivos de concentración de esfuerzos β_k

Factor efectivo de concentración a la flexión: $\beta_f := 1 + n \cdot (\alpha_f - 1) = 1.5$

Factor efectivo de concentración a la torsión: $\beta_t := 1 + n \cdot (\alpha_t - 1) = 1.3$

Hallando los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura

Influencia del acabado superficial c_s

Valor medio de la rugosidad: $R_a := 0.8$

Profundidad de la rugosidad: $R_t := (10 \cdot R_a)^{\frac{1}{1.15}} = 6.1 \quad (R_a := 0.1 \cdot R_t^{1.15})$

Esfuerzo a la tracción máxima: $\sigma_B = 800 \frac{N}{mm^2}$

Por lo tanto con R_t y σ_B :

Factor de corrección de superficie: $c_s := 0.9$

Influencia del tamaño c_t

Diámetro de la sección: $d = 30 \text{ mm}$

Factor de corrección de tamaño: $c_t := 0.76$

Influencia de la temperatura c_{temp}

Temperatura del ambiente promedio: $T := 20^\circ C$

Factor de corrección de temperatura: $c_{temp} := 1$

Hallando el factor de seguridad

Momento flector resultante: $M_{fR} := 92100 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Para la verificación emplearemos la fórmula de C. Bach para la fatiga.

$$\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} \leq \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp}}{FS_R} \cdot \sigma_{fAL}$$

Factor de corrección a la torsión: $\alpha_0 := \frac{\sigma_{fALT}}{1.73 \cdot \tau_{tPUL}} = 0.63$

Esfuerzo a la flexión aumentado: $\sigma'_f := \beta_f \cdot \left(32 \cdot \frac{M_{fR}}{\pi \cdot d^3} \right) = 52.15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo a la torsión aumentado: $\tau'_t := \beta_t \cdot \left(16 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3} \right) = 15.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente aumentado: $\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} = 54.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Factor de seguridad: $FS := \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fALT}}{\sigma'_{eq}} = 4.6$ **OK!**

Verificación Sección C:

Punto de concentración de esfuerzos crítico: Cambio de sección con redondeo agudo

Hallando el factor geométrico de concentración de esfuerzos α_k

Diámetro nominal: $d := 30 \text{ mm}$

Diámetro mayor: $D_A := 34 \text{ mm}$

Diámetro menor: $d_A := 30 \text{ mm}$

Radio de entalla: $r := 0.6 \text{ mm}$

Relación de diámetros: $\frac{D_A}{d_A} = 1.13$

Relación diámetro menor - radio de entalla: $\frac{r}{d_A} = 0.02$

Por lo tanto los factores geométricos de corrección son:

Factor geométrico de concentración a la flexión: $\alpha_f := 2.4$

Factor geométrico de concentración a la torsión: $\alpha_t := 1.85$

Sensibilidad de entalla:
$$n := \frac{1}{1 + \frac{8 \text{ mm}}{r} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.36$$

Hallando los factores efectivos de concentración de esfuerzos β_k

Factor efectivo de concentración a la flexión: $\beta_f := 1 + n \cdot (\alpha_f - 1) = 1.5$

Factor efectivo de concentración a la torsión: $\beta_t := 1 + n \cdot (\alpha_t - 1) = 1.3$

Hallando los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura

Influencia del acabado superficial c_s

Valor medio de la rugosidad: $R_a := 0.8$

Profundidad de la rugosidad: $R_t := \left(10 \cdot R_a\right)^{\frac{1}{1.15}} = 6.1 \quad \left(R_a := 0.1 \cdot R_t^{1.15} \right)$

Esfuerzo a la tracción máxima: $\sigma_B = 800 \frac{N}{mm^2}$

Por lo tanto con R_t y σ_B :

Factor de corrección de superficie: $c_s := 0.9$

Influencia del tamaño c_t

Diámetro de la sección: $d = 30 \text{ mm}$

Factor de corrección de tamaño: $c_t := 0.76$

Influencia de la temperatura c_{temp}

Temperatura del ambiente promedio: $T := 20^\circ C$

Factor de corrección de temperatura: $c_{temp} := 1$

Hallando el factor de seguridad

Momento flector resultante: $M_{fR} := 62303.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Para la verificación emplearemos la fórmula de C. Bach para la fatiga.

$$\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} \leq \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fAL}}{FS_R}$$

Factor de corrección a la torsión: $\alpha_0 := \frac{\sigma_{fALT}}{1.73 \cdot \tau_{tPUL}} = 0.63$

Esfuerzo a la flexión aumentado: $\sigma'_f := \beta_f \cdot \left(32 \cdot \frac{M_{fR}}{\pi \cdot d^3} \right) = 35.3 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo a la torsión aumentado: $\tau'_t := \beta_t \cdot \left(16 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3} \right) = 15.5 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo equivalente aumentado: $\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} = 39.1 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad: $FS := \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fALT}}{\sigma'_{eq}} = 6.5$ **OK!**

Verificación Sección D:

Punto de concentración de esfuerzos crítico: 02 canales chaveteros

Hallando los factores efectivos de concentración de esfuerzos β_k

Diámetro nominal: $d := 28 \text{ mm}$

Factor efectivo de concentración a la flexión: $\beta_f := 2.2 \cdot 2.2 = 4.84$ (Ref. Tochtermann/Bodenstein)

Factor efectivo de concentración a la torsión: $\beta_t := 1.6 \cdot 1.6 = 2.56$ (Ref. Tochtermann/Bodenstein)

Hallando los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura

Influencia del acabado superficial c_s

Valor medio de la rugosidad: $R_a := 0.8$

Profundidad de la rugosidad: $R_t := (10 \cdot R_a)^{\frac{1}{1.15}} = 6.1$ ($R_a := 0.1 \cdot R_t^{1.15}$)

Esfuerzo a la tracción máxima: $\sigma_B = 800 \frac{N}{mm^2}$

Por lo tanto con R_t y σ_B :

Factor de corrección de superficie: $c_s := 0.9$

Influencia del tamaño c_t

Diámetro de la sección: $d = 28 \text{ mm}$

Factor de corrección de tamaño: $c_t := 0.77$

Influencia de la temperatura c_{temp}

Temperatura del ambiente promedio: $T := 20^\circ \text{ C}$

Factor de corrección de temperatura: $c_{temp} := 1$

Hallando el factor de seguridad

Momento flector resultante: $M_{fR} := 38000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Para la verificación emplearemos la fórmula de C. Bach para la fatiga.

$$\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} \leq \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp}}{FS_R} \cdot \sigma_{fAL}$$

Factor de corrección a la torsión: $\alpha_0 := \frac{\sigma_{fALT}}{1.73 \cdot \tau_{tPUL}} = 0.63$

Esfuerzo a la flexión aumentado: $\sigma'_f := \beta_f \cdot \left(32 \cdot \frac{M_{fR}}{\pi \cdot d^3} \right) = 85.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo a la torsión aumentado: $\tau'_t := \beta_t \cdot \left(16 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3} \right) = 37.4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente aumentado: $\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} = 94.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Factor de seguridad: $FS := \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fALT}}{\sigma'_{eq}} = 2.7$ **OK!**

Verificación Sección E:

Punto de concentración de esfuerzos crítico: Canal para anillo de retención

Hallando los factores efectivos de concentración de esfuerzos β_k

Diámetro nominal: $d := 26 \text{ mm}$

Factor efectivo de concentración a la flexión: $\beta_f := 3$ (Ref. Tochtermann/Bodenstein)

Factor efectivo de concentración a la torsión: $\beta_t := 3$ (Ref. Tochtermann/Bodenstein)

Hallando los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura

Influencia del acabado superficial c_s

Valor medio de la rugosidad: $R_a := 0.8$

Profundidad de la rugosidad: $R_t := (10 \cdot R_a)^{\frac{1}{1.15}} = 6.1$ ($R_a := 0.1 \cdot R_t^{1.15}$)

Esfuerzo a la tracción máxima: $\sigma_B = 800 \frac{N}{mm^2}$

Por lo tanto con R_t y σ_B :

Factor de corrección de superficie: $c_s := 0.9$

Influencia del tamaño c_t

Diámetro de la sección: $d = 26 \text{ mm}$

Factor de corrección de tamaño: $c_t := 0.78$

Influencia de la temperatura c_{temp}

Temperatura del ambiente promedio: $T := 20^\circ \text{ C}$

Factor de corrección de temperatura: $c_{temp} := 1$

Hallando el factor de seguridad

Momento flector resultante: $M_{fR} := 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Para la verificación emplearemos la fórmula de C. Bach para la fatiga.

$$\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} \leq \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp}}{FS_R} \cdot \sigma_{fAL}$$

Factor de corrección a la torsión: $\alpha_0 := \frac{\sigma_{fALT}}{1.73 \cdot \tau_{tPUL}} = 0.63$

Esfuerzo a la flexión aumentado:
$$\sigma'_f := \beta_f \cdot \left(32 \cdot \frac{M_{fR}}{\pi \cdot d^3} \right) = 0 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo a la torsión aumentado:
$$\tau'_t := \beta_t \cdot \left(16 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3} \right) = 54.8 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo equivalente aumentado:
$$\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} = 59.7 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad:
$$FS := \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fALT}}{\sigma'_{eq}} = 4.4 \quad \text{OK!}$$

Sección	Elemento ubicado en la sección	Punto de concentración de esfuerzos crítico	Factor de Seguridad (FS)
A	Manivela	Ranura para anillo retención	4.4
B	Soporte de rodamiento	Redondeo agudo	4.6
C	Soporte de rodamiento	Redondeo agudo	6.5
D	Rueda dentada	02 canales <u>chaveteros</u>	2.7
E	Manivela	Ranura para anillo retención	4.4

Por lo tanto se verifica que el árbol en sus 5 secciones no fallará a fatiga, ya que los factores de seguridad hallados están dentro de lo permisible (1,2 1,8)

3.2 CÁLCULO DEL ARBOL SECUNDARIO:

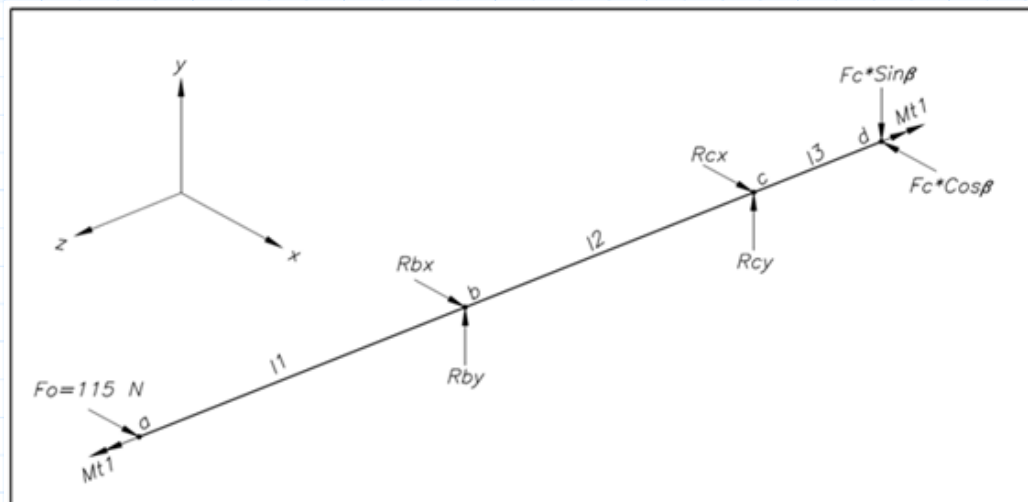
3.2.1 CÁLCULO PREVIO DEL ARBOL SECUNDARIO:

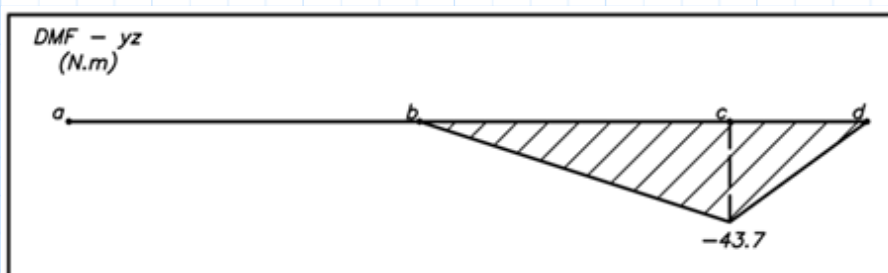
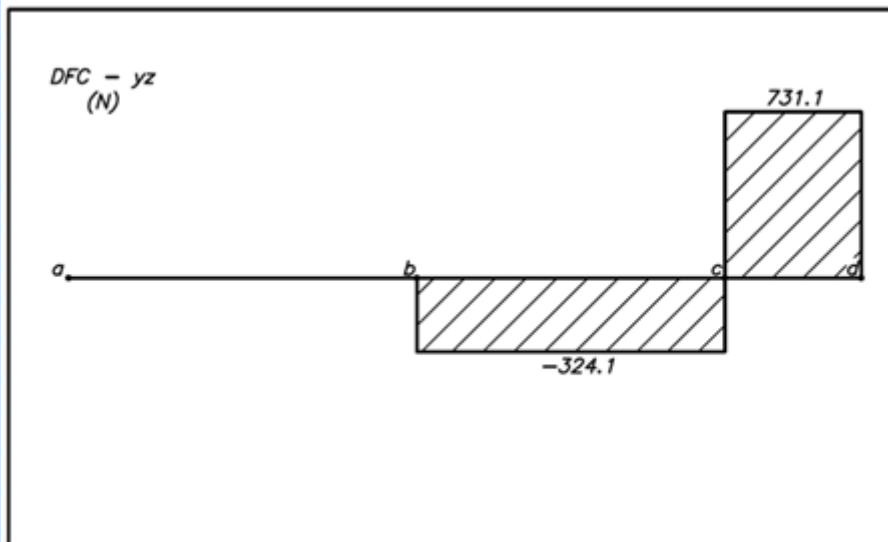
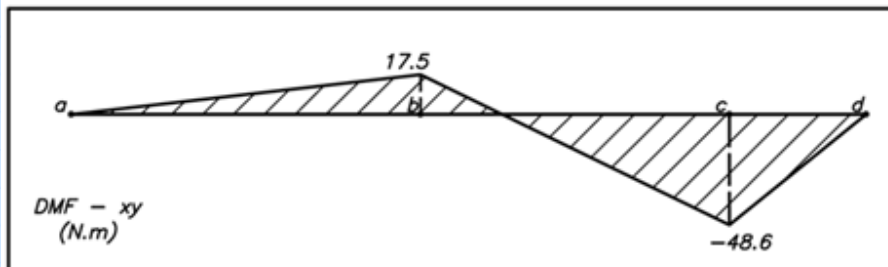
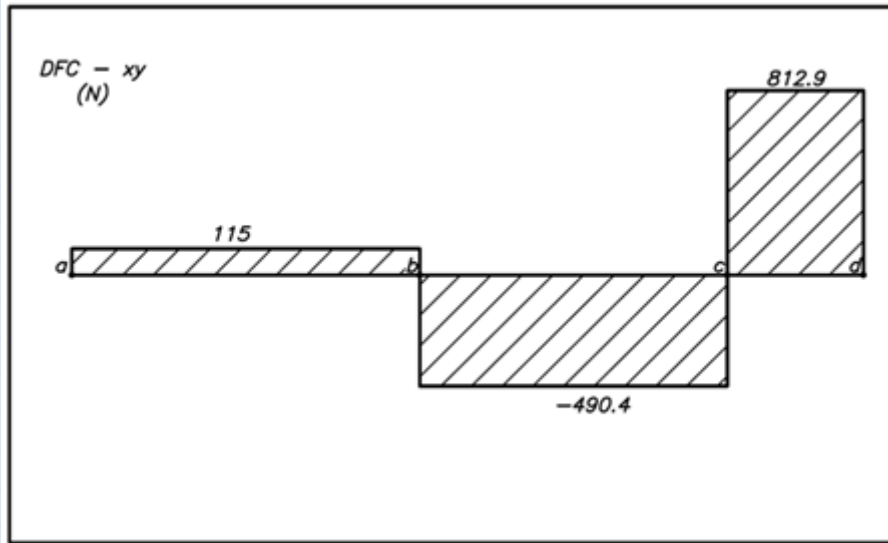
Longitud del tramo ab:
$$l_1 := 152.5 \text{ mm}$$

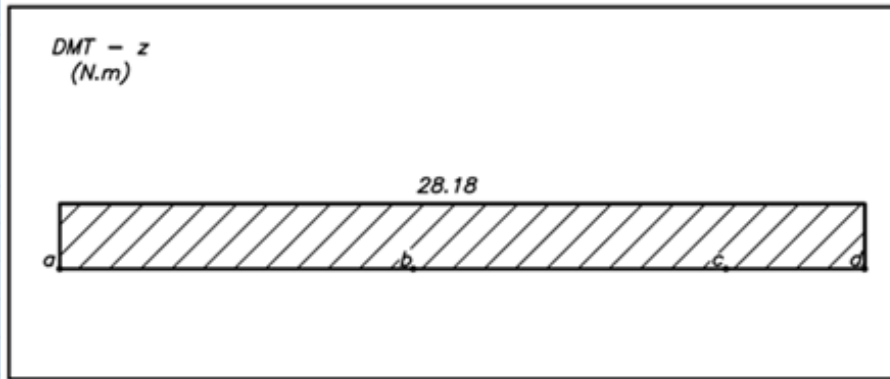
Longitud del tramo bc:
$$l_2 := 134.9 \text{ mm}$$

Longitud del tramo cd:
$$l_3 := 59.8 \text{ mm}$$

Cálculo de las reacciones en los apoyos R1 y R2:







Valores de prueba	Parámetros iniciales para iteración	$R_{bx} := 100$	$R_{by} := 100$	$R_{cx} := 100$	$R_{cy} := 100$
	Sum Fx=0	$\frac{F_o}{1 N} + R_{bx} + R_{cx} = \frac{F_c}{1 N} \cdot \cos(\beta)$			
Restricciones	Sum Fy=0	$R_{by} + R_{cy} = \frac{F_c}{1 N} \cdot \sin(\beta)$			
	Sum Mbx=0	$R_{cy} \cdot (l_2) = \frac{F_c}{1 N} \cdot \sin(\beta) \cdot (l_2 + l_3)$			
	Sum Mby=0	$\frac{F_o}{1 N} \cdot (l_1) + \frac{F_c}{1 N} \cdot \cos(\beta) \cdot (l_2 + l_3) = R_{cx} \cdot (l_2)$			
Solver		$sol := find(R_{bx}, R_{by}, R_{cx}, R_{cy}) = \begin{bmatrix} -605.4 \\ -324.1 \\ 1303.3 \\ 1055.2 \end{bmatrix} N$			

Del diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores se procederá a analizar cada sección del árbol.

Sección a: Se considera una chaveta, a su izquierda un anillo de retención y a su derecha un redondeo agudo para efectos de cálculo.

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la flexión: $\beta_f := 3$

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la torsión: $\beta_t := 3$

Momento flector en la direc. x: $M_{fX} := 0 N \cdot mm$

Momento flector en la direc. y: $M_{fY} := 0 N \cdot mm$

Momento flector resultante: $M_{fR} := \sqrt{M_{fX}^2 + M_{fY}^2} = 0 N \cdot mm$

Momento torsor: $M_t := 63000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Empleando la expresión de C. Bach para encontrar el diámetro mínimo que deberá tener el árbol:

$$d_A := \sqrt[3]{\frac{FS_R}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot \sigma_{fALT} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(32 \cdot M_{fR} \cdot \beta_f)^2 + 3 \cdot (16 \cdot \alpha_0 \cdot \beta_t \cdot M_t)^2}} = 20.2 \text{ mm}$$

Sección "b": a su derecha presenta un redondeo agudo.

Factor de concentración de esfuerzos $\beta_f := 2.5$
 efectivo a la flexión:

Factor de concentración de esfuerzos $\beta_t := 2.5$
 efectivo a la torsión:

Momento flector en la direc. x: $M_{fX} := 17500 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector en la direc. y: $M_{fY} := 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector resultante: $M_{fR} := \sqrt{M_{fX}^2 + M_{fY}^2} = 17500 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 28180 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Empleando la expresión de C. Bach para encontrar el diámetro mínimo que deberá tener el árbol:

$$d_b := \sqrt[3]{\frac{FS_R}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot \sigma_{fALT} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(32 \cdot M_{fR} \cdot \beta_f)^2 + 3 \cdot (16 \cdot \alpha_0 \cdot \beta_t \cdot M_t)^2}} = 16.7 \text{ mm}$$

Sección "c": a su izquierda presenta un redondeo agudo.

Factor de concentración de esfuerzos $\beta_f := 2.5$
 efectivo a la flexión:

Factor de concentración de esfuerzos $\beta_t := 2.5$
 efectivo a la torsión:

Momento flector en la direc. x: $M_{fX} := 48600 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector en la direc. y: $M_{fY} := 43700 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector resultante: $M_{fR} := \sqrt{M_{fX}^2 + M_{fY}^2} = 65357.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 28180 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Empleando la expresión de C. Bach para encontrar el diámetro mínimo que deberá tener el árbol

$$d_C := \sqrt[3]{\frac{FS_R}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot \sigma_{fALT} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(32 \cdot M_{fR} \cdot \beta_f)^2 + 3 \cdot (16 \cdot \alpha_0 \cdot \beta_t \cdot M_t)^2}} = 23.8 \text{ mm}$$

Sección "d": presenta una chaveta y a su izquierda un redondeo suave.

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la flexión: $\beta_f := 2.2 = 2.2$

Factor de concentración de esfuerzos efectivo a la torsión: $\beta_t := 1.6 = 1.6$

Momento flector en la direc. x: $M_{fX} := 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector en la direc. y: $M_{fY} := 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento flector resultante: $M_{fR} := \sqrt{M_{fX}^2 + M_{fY}^2} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 28180 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Empleando la expresión de C. Bach para encontrar el diámetro mínimo que deberá tener el árbol

$$d_D := \sqrt[3]{\frac{FS_R}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot \sigma_{fALT} \cdot \pi} \cdot \sqrt{(32 \cdot M_{fR} \cdot \beta_f)^2 + 3 \cdot (16 \cdot \alpha_0 \cdot \beta_t \cdot M_t)^2}} = 12.5 \text{ mm}$$

Se presenta un resumen del cálculo previo del árbol secundario, el cual indica el diámetro mínimo por sección y la longitud del cubo en las uniones con chaveta.

Sección	Elemento ubicado en la sección	Diámetro mínimo requerido (mm)	Diámetro asignado (mm)	Longitud del cubo (1 a 1,3)*d (mm)
a	Manija	□ 22 (31.1) *	□ 22 *	50 *
b	Soporte de rodamiento	16.7	35	
c	Soporte de rodamiento	23.8	35	
d	Piñón motriz	12.5	25	26

3.2.2 CÁLCULO DEFINITIVO DEL ARBOL SECUNDARIO:

A continuación se procederá a verificar por secciones el factor de seguridad con la geometría real del árbol secundario según el plano de despiece D7-A3.

El factor de seguridad recomendado (STEINHILPER-ROPER/Konstruktioselemnte 3-Springer 1996) es:

$$FS_R = 1,2 \dots 1,8$$

Verificación Sección a:

La sección "a" es en la cual se acoplará la manija DIN469-250-V22 de material fierro fundido para poder transmitir la fuerza del operador a la máquina. Debido a que la manija seleccionada es normalizada y su sección de acople también, esta no requerirá ser verificada, ya que ha sido diseñada para no fallar con la fuerza de un operador.

Verificación Sección b:

Punto de concentración de esfuerzos crítico: Cambio de sección con redondeo agudo

Hallando el factor geométrico de concentración de esfuerzos α_k

Diámetro nominal: $d := 35 \text{ mm}$

Diámetro mayor: $D_A := 40 \text{ mm}$

Diámetro menor: $d_A := 35 \text{ mm}$

Radio de entalla: $r := 1 \text{ mm}$

Relación de diámetros: $\frac{D_A}{d_A} = 1.14$

Relación diámetro menor - radio de entalla: $\frac{r}{d_A} = 0.03$

Por lo tanto los factores geométricos de corrección son:

Factor geométrico de concentración a la flexión: $\alpha_f := 2.2$

Factor geométrico de concentración a la torsión: $\alpha_t := 1.65$

Sensibilidad de entalla: $n := \frac{1}{1 + \frac{8 \text{ mm}}{r} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.48$

Hallando los factores efectivos de concentración de esfuerzos β_k

Factor efectivo de concentración a la flexión: $\beta_f := 1 + n \cdot (\alpha_f - 1) = 1.58$

Factor efectivo de concentración a la torsión: $\beta_t := 1 + n \cdot (\alpha_t - 1) = 1.31$

Hallando los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura

Influencia del acabado superficial c_s

Valor medio de la rugosidad: $R_a := 0.8$

Profundidad de la rugosidad: $R_t := (10 \cdot R_a)^{\frac{1}{1.15}} = 6.1 \quad (R_a := 0.1 \cdot R_t^{1.15})$

Esfuerzo a la tracción máxima: $\sigma_B = 800 \frac{N}{mm^2}$

Por lo tanto con R_t y σ_B :

Factor de corrección de superficie: $c_s := 0.9$

Influencia del tamaño c_t

Diámetro de la sección: $d = 35 \text{ mm}$

Factor de corrección de tamaño: $c_t := 0.74$

Influencia de la temperatura c_{temp}

Temperatura del ambiente promedio: $T := 20^\circ \text{ C}$

Factor de corrección de temperatura: $c_{temp} := 1$

Hallando el factor de seguridad

Momento flector resultante: $M_{fR} := 17500 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 28180 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Para la verificación emplearemos la fórmula de C. Bach para la fatiga.

$$\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} \leq \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp}}{FS_R} \cdot \sigma_{fAL}$$

Factor de corrección a la torsión: $\alpha_0 := \frac{\sigma_{fALT}}{1.73 \cdot \tau_{tPUL}} = 0.63$

Esfuerzo a la flexión aumentado: $\sigma'_f := \beta_f \cdot \left(32 \cdot \frac{M_{fR}}{\pi \cdot d^3} \right) = 6.6 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo a la torsión aumentado: $\tau'_t := \beta_t \cdot \left(16 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3} \right) = 4.4 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo equivalente aumentado: $\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} = 8.1 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad: $FS := \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fALT}}{\sigma'_{eq}} = 30.3$ **OK!**

Verificación Sección c:

Punto de concentración de esfuerzos crítico: Cambio de sección con redondeo agudo

Hallando el factor geométrico de concentración de esfuerzos α_k

Diámetro nominal: $d := 35 \text{ mm}$

Diámetro mayor: $D_A := 40 \text{ mm}$

Diámetro menor: $d_A := 35 \text{ mm}$

Radio de entalla: $r := 1 \text{ mm}$

Relación de diámetros: $\frac{D_A}{d_A} = 1.14$

Relación diámetro menor - radio de entalla: $\frac{r}{d_A} = 0.03$

Por lo tanto los factores geométricos de corrección son:

Factor geométrico de concentración a la flexión: $\alpha_f := 2.2$

Factor geométrico de concentración a la torsión: $\alpha_t := 1.65$

Sensibilidad de entalla: $n := \frac{1}{1 + \frac{8 \text{ mm}}{r} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.48$

Hallando los factores efectivos de concentración de esfuerzos β_k

Factor efectivo de concentración a la flexión: $\beta_f := 1 + n \cdot (\alpha_f - 1) = 1.58$

Factor efectivo de concentración a la torsión: $\beta_t := 1 + n \cdot (\alpha_t - 1) = 1.31$

Hallando los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura

Influencia del acabado superficial c_s

Valor medio de la rugosidad: $R_a := 0.8$

Profundidad de la rugosidad: $R_t := (10 \cdot R_a)^{\frac{1}{1.15}} = 6.1 \quad (R_a := 0.1 \cdot R_t^{1.15})$

Esfuerzo a la tracción máxima: $\sigma_B = 800 \frac{N}{mm^2}$

Por lo tanto con R_t y σ_B :

Factor de corrección de superficie: $c_s := 0.9$

Influencia del tamaño c_t

Diámetro de la sección: $d = 35 \text{ mm}$

Factor de corrección de tamaño: $c_t := 0.74$

Influencia de la temperatura c_{temp}

Temperatura del ambiente promedio: $T := 20^\circ \text{ C}$

Factor de corrección de temperatura: $c_{temp} := 1$

Hallando el factor de seguridad

Momento flector resultante: $M_{fR} := 65357.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 28180 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Para la verificación emplearemos la fórmula de C. Bach para la fatiga.

$$\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} \leq \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp}}{FS_R} \cdot \sigma_{fAL}$$

Factor de corrección a la torsión: $\alpha_0 := \frac{\sigma_{fALT}}{1.73 \cdot \tau_{tPUL}} = 0.63$

Esfuerzo a la flexión aumentado: $\sigma'_f := \beta_f \cdot \left(32 \cdot \frac{M_{fR}}{\pi \cdot d^3} \right) = 24.5 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo a la torsión aumentado: $\tau'_t := \beta_t \cdot \left(16 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3} \right) = 4.4 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo equivalente aumentado: $\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} = 25 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad: $FS := \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fALT}}{\sigma'_{eq}} = 9.9 \quad \text{OK!}$

Verificación Sección d:

Punto de concentración de esfuerzos crítico: Cambio de sección con redondeo agudo

Hallando el factor geométrico de concentración de esfuerzos α_k

Diámetro nominal: $d := 25 \text{ mm}$

Diámetro mayor: $D_A := 30 \text{ mm}$

Diámetro menor: $d_A := 25 \text{ mm}$

Radio de entalla: $r := 1 \text{ mm}$

Relación de diámetros: $\frac{D_A}{d_A} = 1.2$

Relación diámetro menor - radio de entalla: $\frac{r}{d_A} = 0.04$

Por lo tanto los factores geométricos de corrección son:

Factor geométrico de concentración a la flexión: $\alpha_f := 2.1$

Factor geométrico de concentración a la torsión: $\alpha_t := 1.63$

Sensibilidad de entalla: $n := \frac{1}{1 + \frac{8 \text{ mm}}{r} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} = 0.48$

Hallando los factores efectivos de concentración de esfuerzos β_k

Factor efectivo de concentración a la flexión: $\beta_f := 1 + n \cdot (\alpha_f - 1) = 1.53$

Factor efectivo de concentración a la torsión: $\beta_t := 1 + n \cdot (\alpha_t - 1) = 1.3$

Hallando los factores de corrección de superficie, tamaño y temperatura

Influencia del acabado superficial c_s

Valor medio de la rugosidad: $R_a := 0.8$

Profundidad de la rugosidad: $R_t := (10 \cdot R_a)^{\frac{1}{1.15}} = 6.1 \quad (R_a := 0.1 \cdot R_t^{1.15})$

Esfuerzo a la tracción máxima: $\sigma_B = 800 \frac{N}{mm^2}$

Por lo tanto con R_t y σ_B :

Factor de corrección de superficie: $c_s := 0.9$

Influencia del tamaño c_t

Diámetro de la sección: $d = 25 \text{ mm}$

Factor de corrección de tamaño: $c_t := 0.74$

Influencia de la temperatura c_{temp}

Temperatura del ambiente promedio: $T := 20^\circ C$

Factor de corrección de temperatura: $c_{temp} := 1$

Hallando el factor de seguridad

Momento flector resultante: $M_{fR} := 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Momento torsor: $M_t := 28180 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Para la verificación emplearemos la fórmula de C. Bach para la fatiga.

$$\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} \leq \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp}}{FS_R} \cdot \sigma_{fAL}$$

Factor de corrección a la torsión: $\alpha_0 := \frac{\sigma_{fALT}}{1.73 \cdot \tau_{tPUL}} = 0.63$

Esfuerzo a la flexión aumentado: $\sigma'_f := \beta_f \cdot \left(32 \cdot \frac{M_{fR}}{\pi \cdot d^3} \right) = 0 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo a la torsión aumentado: $\tau'_t := \beta_t \cdot \left(16 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3} \right) = 12 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo equivalente aumentado: $\sigma'_{eq} := \sqrt{(\sigma'_f)^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau'_t)^2} = 13 \frac{N}{mm^2}$

Factor de seguridad: $FS := \frac{c_s \cdot c_t \cdot c_{temp} \cdot \sigma_{fALT}}{\sigma'_{eq}} = 18.9 \quad \text{OK!}$

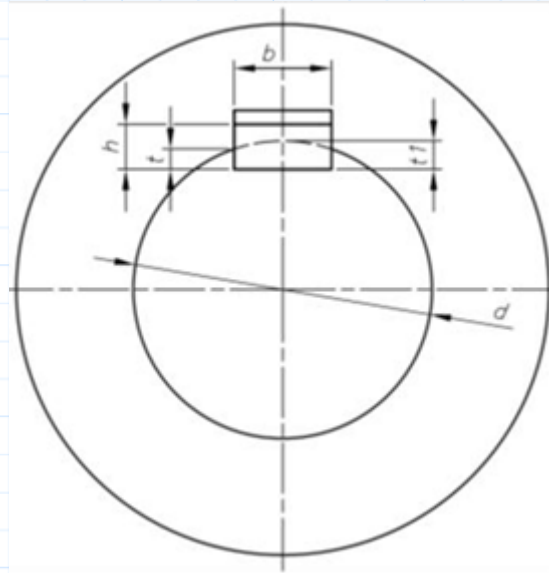
Sección	Elemento ubicado en la sección	Punto de concentración de esfuerzos crítico	Factor de Seguridad (FS)
a	Manija	No aplica	ok
b	Soporte de rodamiento	Redondeo agudo	30.3
c	Soporte de rodamiento	Redondeo agudo	9.9
d	Piñón motriz	Redondeo agudo	18.9

De los cálculos anteriores se obtienen factores de seguridad altos, debido a que la restricción del tamaño del cubo cuadrado $L=22$ mm de la manija $R=250$ mm obligó a aumentar los diámetros de las secciones del árbol secundario.

Por lo tanto se verifica que el árbol en sus 4 secciones no fallará a fatiga, ya que los factores de seguridad hallados están dentro de lo permisible (1,2 1,8)

ANEXO 4

CALCULO DE CHAVETAS DE CARAS PARALELAS SEGUN DIN6885



ÁRBOL PRINCIPAL- MANIVELAS

presión admisible del cubo

$$p_{adm} := 95 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

p.adm=40 a 50 N/mm² Fierro Fdo. GG

p.adm=90 a 100 N/mm² St y Acero Fdo. GS

Momento torsor a transmitir: $M_t := \frac{126000}{2} \cdot N \cdot mm = 63000 N \cdot mm$

Diámetro de la sección: $d := 26 \cdot mm$

De la norma **DIN6885** con el diámetro de la sección se toman los siguientes datos:

Profundidad sobre el diámetro: $t_1 := 4.1 \cdot mm$

Ancho de la chaveta: $b := 8 \cdot mm$

Espesor de la chaveta: $h := 7 \cdot mm$

Espesor efectivo para el cálculo: $t := h - t_1 = 2.9 \cdot mm$

Hallando la Longitud Efectiva mínima para la chaveta paralela:

Longitud efectiva mínima: $L_{EFmin} := \frac{2 \cdot M_t}{p_{adm} \cdot d \cdot t} = 17.6 \cdot mm$

Longitud de la chaveta mínima: $L_{chaveta} := L_{EFmin} + b = 25.6 \cdot mm$

De la norma DIN6885 normalizamos la longitud de la chaveta: $L := 28 \cdot mm$

Por lo tanto, emplearemos 2 chavetas para las 2 manivelas: DIN6885 8 x 7 x 28

ÁRBOL PRINCIPAL - RUEDA

Momento torsor a transmitir: $M_t := 126000 \cdot N \cdot mm$

Número de chavetas a emplear en la unión: $N_c := 2$ (debido al alto momento torsor a transmitir y la corta longitud del cubo de la rueda 36 mm)

Diámetro de la sección: $d := 28 \cdot mm$

De la norma **DIN6885** con el diámetro de la sección se toman los siguientes datos:

Profundidad sobre el diámetro: $t_1 := 4.1 \cdot mm$

Ancho de la chaveta: $b := 8 \cdot mm$

Espesor de la chaveta: $h := 7 \cdot mm$

Espesor efectivo para el cálculo: $t := h - t_1 = 2.9 \cdot mm$

Hallando la Longitud Efectiva mínima para las chavetas paralelas:

Longitud efectiva mínima: $L_{EFmin} := \frac{2 \cdot M_t}{N_c \cdot (0.75) \cdot p_{adm} \cdot d \cdot t} = 21.8 \cdot mm$

Longitud de la chaveta mínima: $L_{chaveta} := L_{EFmin} + b = 29.8 \cdot mm$

De la norma DIN6885 normalizamos la longitud de la chaveta: $L := 32 \cdot mm$

Por lo tanto, emplearemos 2 chavetas para la unión: DIN6885 8 x 7 x 32

ÁRBOL SECUNDARIO - PIÑÓN

Momento torsor a transmitir: $M_t := \frac{126000}{4.471} \cdot N \cdot mm = 28181.6 \cdot N \cdot mm$

Diámetro de la sección: $d := 25 \cdot mm$

De la norma **DIN6885** con el diámetro de la sección se toman los siguientes datos:

Profundidad sobre el diámetro: $t_1 := 4.1 \cdot mm$

Ancho de la chaveta: $b := 8 \cdot \text{mm}$

Espesor de la chaveta: $h := 7 \cdot \text{mm}$

Espesor efectivo para el cálculo: $t := h - t_1 = 2.9 \text{ mm}$

Hallando la Longitud Efectiva mínima para la chaveta paralela:

Longitud efectiva mínima: $L_{EFmin} := \frac{2 \cdot Mt}{p_{adm} \cdot d \cdot t} = 8.2 \text{ mm}$

Longitud de la chaveta mínima: $L_{chaveta} := L_{EFmin} + b = 16.2 \text{ mm}$

De la norma DIN6885 normalizamos la longitud de la chaveta: $L := 22 \cdot \text{mm}$

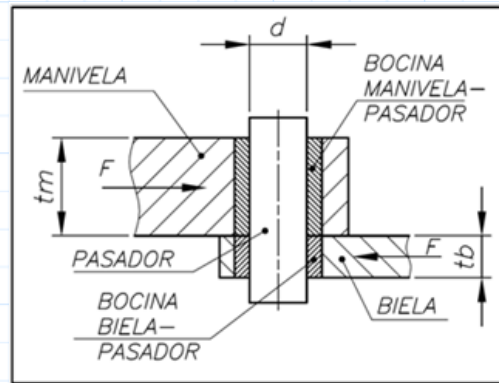
Por lo tanto, emplearemos 1 chaveta para la unión: DIN6885 8 x 7 x 22

SELECCIÓN DE CHAVETAS SEGÚN DIN 6885					
Material : Acero St, $p_{adm} = 95 \text{ N/mm}^2$					
Árbol principal - manivelas		Árbol principal - rueda dentada		Árbol secundario - piñón	
Mt	63 N.m	Mt	126 N.m	Mt	28.18 N.m
d	26 mm	d	28 mm	d	25 mm
t_1	4.1 mm	t_1	4.1 mm	t_1	4.1 mm
b	8 mm	b	8 mm	b	8 mm
h	7 mm	h	7 mm	h	7 mm
$t = h - t_1$	2.9 mm	$t = h - t_1$	2.9 mm	$t = h - t_1$	2.9 mm
$L_{ef min}$	17.59 mm	$L_{ef min}$	20.42 mm	$L_{ef min}$	8.18 mm
L	28 mm	L	32 mm	L	22 mm
DIN 8 x 7 x 28		DIN 8 x 7 x 32 (02 chavetas)		DIN 8 x 7 x 22	

ANEXO 5

CÁLCULO DEL PASADOR BIELA-MANIVELA

El cálculo del pasador estará basado en el manual de "Elementos de Maquinas 1" del Ing. Kurt Paulsen y es presentado a continuación:



Fuerza actuante:

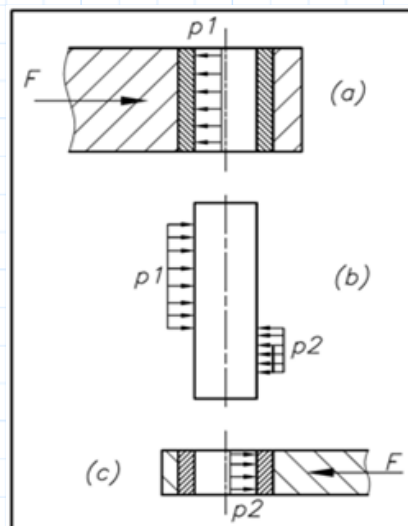
$$F := 1000 \cdot N$$

Espesor de la biela:

$$t_b := \frac{1}{2} \text{ in} = 12.7 \text{ mm}$$

Espesor de la manivela:

$$t_m := 32 \text{ mm}$$



Propiedades de los materiales, sometidos a **cargas pulsantes**, por lo tanto se considera un factor de 0.7 para los esfuerzos admisibles:

Material del pasador:

St60 (Ck 45)

Presión admisible Acero (pasador) -
Bronce (bocina):

$$p_{adm} := 0.7 \cdot 8 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2} = 5.6 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo admisible a la flexión St60:

$$\sigma_{f_{adm}} := 0.7 \cdot 95 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2} = 66.5 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Esfuerzo admisible al corte: $\tau_{s_{adm}} := 0.7 \cdot 60 \cdot \frac{N}{mm^2} = 42 \frac{N}{mm^2}$

Material de la biela y la manivela: ASTM A-36

Presión admisible: $p_{admA36} := 0.7 \cdot 65 \cdot \frac{N}{mm^2} = 45.5 \frac{N}{mm^2}$

Verificación por aplastamiento:

Diámetro mínimo requerido: $d_1 := \frac{F}{t_b \cdot p_{adm}} = 14.1 \text{ mm}$

Verificación por flexión:

Diámetro mínimo requerido: $d_2 := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F \cdot (t_m + t_b)}{\pi \cdot \sigma_{f_{adm}}}} = 15.1 \text{ mm}$

Verificación por corte:

Diámetro mínimo requerido: $d_3 := \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\pi \cdot \tau_{s_{adm}}}} = 3.9 \text{ mm}$

Diámetro mínimo del pasador para que no falle: $d := \max(d_1, d_2, d_3) = 15.1 \text{ mm}$

Por lo tanto el diámetro será: $d := 18 \text{ mm}$

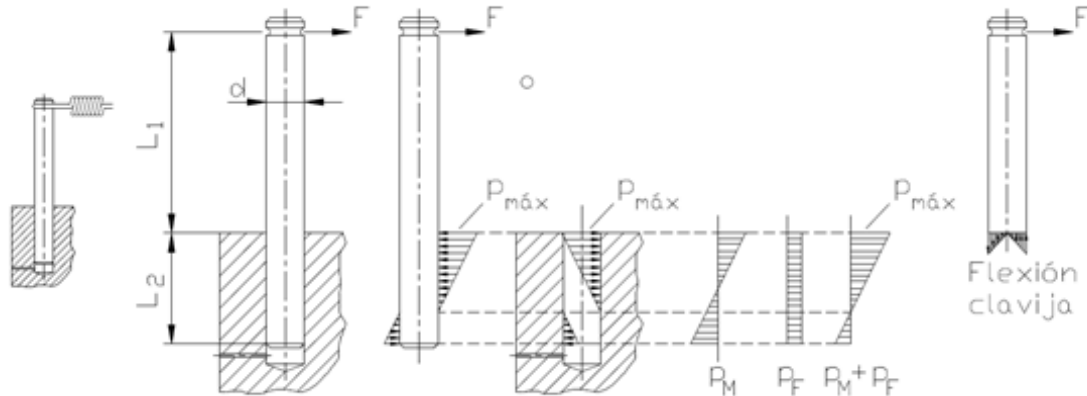
Según el catálogo de Aceros Arequipa de barras lisas, se selecciona una barra de $7/8" = 22.23\text{mm}$ (SAE 1045).

Este elemento estará acoplado a la biela y a la manivela con un juego 18 H7/f7.

ANEXO 6

CÁLCULO DE CLAVIJAS BIELA - BLOQUE COMPACTADOR

El cálculo de la clavija estará basado en el manual de "Elementos de Maquinas 1" del Ing. Kurt Paulsen y es presentado a continuación:



Fuerza actuante: $F := 1000 \cdot N$

Espesor de la biela: $t_b := \frac{1}{2} \cdot in$

Longitud libre de aplastamiento: $L_1 := 80 \cdot mm$

Longitud sometida a aplastamiento: $L_2 := 25 \cdot mm$

Propiedades de materiales, sometidos a **cargas pulsantes**, por lo tanto se considera un factor de 0.7 para los esfuerzos admisibles:

Material de la clavija: St60 (Ck 45)

Presión admisible clavija (acero) - bocina (bronce): $p_{adm} := 0.7 \cdot 8 \cdot \frac{N}{mm^2} = 5.6 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo admisible a la flexión St60: $\sigma_{fadm} := 0.7 \cdot 95 \cdot \frac{N}{mm^2} = 66.5 \frac{N}{mm^2}$

Material de las bielas: ASTM A-36

Presión admisible: $p_{admA36} := 0.7 \cdot 65 \cdot \frac{N}{mm^2} = 45.5 \frac{N}{mm^2}$

Material del compactador: SAE 1020

Verificación por aplastamiento en la biela:

Diámetro mínimo requerido: $d_1 := \frac{F}{t_b \cdot p_{adm}} = 14.1 \text{ mm}$

Verificación por flexión:

Diámetro mínimo requerido:
$$d_2 := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F \cdot L_1}{\pi \cdot \sigma f_{adm}}} = 23.1 \text{ mm}$$

Verificación por aplastamiento en el compactador:

Diámetro mínimo requerido:
$$d_3 := \frac{F \cdot (6 \cdot L_1 + 4 \cdot L_2)}{L_2^2 \cdot p_{admA36}} = 20.4 \text{ mm}$$

Diámetro mínimo de la
clavija para que no falle:

$$d := \max(d_1, d_2, d_3) = 23.1 \text{ mm}$$

Por lo tanto el diámetro será:

$$d := 25 \text{ mm}$$

Según el catálogo de Aceros Arequipa de barras lisas, se selecciona una barra de 1 1/8" = 28.58mm (SAE 1045).

Este elemento estará unido al compactador con apriete 25 H7/p6 y estará acoplado a la biela con un juego 25 H7/f7.

ANEXO 7

CALCULO DE LAS BIELAS

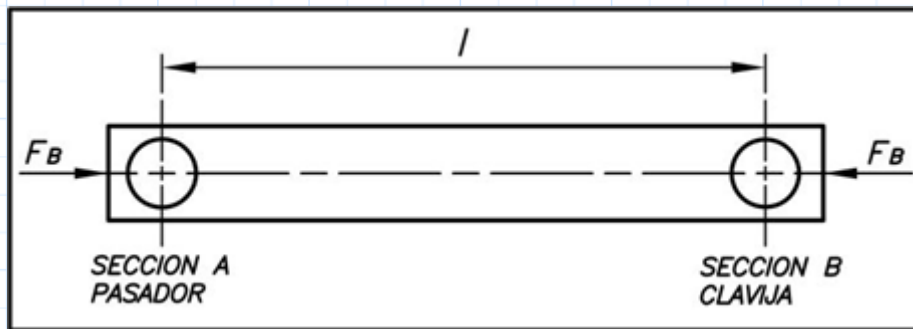
En nuestro diseño las bielas serán platinas seleccionadas del catálogo de aceros arequipa, para esto se define su material con las siguientes propiedades mecánicas:

Material de las bielas: ASTM A36

Esfuerzo a la fluencia: $\sigma_F := 248 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo máximo a la tracción: $\sigma_B := 410 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo alternante: $\sigma_{Alt} := 0.44 \cdot \sigma_B = 180.4 \cdot \frac{N}{mm^2}$

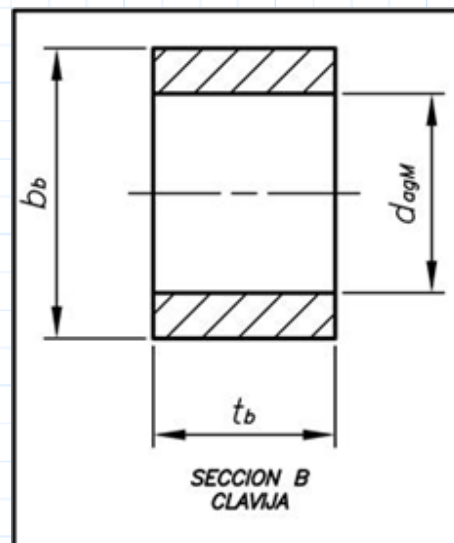


Los datos geométricos de la biela son:

Longitud efectiva de las bielas: $l := 330 \cdot mm$

Espesor de las bielas: $t_b := \frac{1}{2} \cdot in = 12.7 \cdot mm$

Ancho de las bielas: $b_b := \frac{3}{2} \cdot in = 38.1 \cdot mm$



Diámetro del agujero máximo (sección B): $d_{agM} := 25 \text{ mm}$

Fuerzas actuantes sobre la biela (caso crítico, sección B):

Fuerza actuante por biela: $F_B := 1000 \cdot N$

Verificación al pandeo según el Metodo Europeo:

Verificación al pandeo en el plano x-x:

Longitud efectiva al pandeo: $L_{pxx} := l = 330 \text{ mm}$ (articulado-articulado)

Radio de giro: $i_x := \frac{b_b}{2 \cdot \sqrt{3}} = 11 \text{ mm}$

Grado de esbeltez: $\lambda_x := \frac{L_{pxx}}{i_x} = 30$

Para el factor de seguridad tomamos la siguiente consideración:

$$FS(\lambda) := \begin{cases} \text{if } 0 < \lambda \leq 100 \\ \left\| \left\| (2 + 0.172 \cdot \lambda - 9.2 \cdot 10^{-4} \cdot \lambda^2) \right\| \right. \\ \text{else} \\ \left. \left\| 10 \right\| \right. \end{cases}$$

Factor de seguridad: $FS(\lambda_x) = 6.3$

Esfuerzo admisible al pandeo: $\sigma_{admxx} := \frac{\sigma_F}{FS(\lambda_x)} = 39.2 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo actuante de compresión: $\sigma := \frac{F_B}{t_b \cdot b_b} = 2.1 \frac{N}{mm^2}$

Debido a que el grado de esbeltez es menor que 60, se verifica: $\sigma = 2.1 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{admxx} = 39.2 \frac{N}{mm^2}$ OK!

Verificación al pandeo en el plano x-x:

Longitud efectiva al pandeo: $L_{pyy} := 0.5 \cdot l = 165 \text{ mm}$ (empotrado-empotrado)

Radio de giro: $i_y := \frac{t_b}{2 \cdot \sqrt{3}} = 3.7 \text{ mm}$

Grado de esbeltez: $\lambda_y := \frac{L_{pyy}}{i_y} = 45$

Factor de seguridad: $FS(\lambda_y) = 7.9$

Esfuerzo admisible al pandeo: $\sigma_{admyy} := \frac{\sigma_F}{FS(\lambda_y)} = 31.5 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo actuante de compresión:
$$\sigma := \frac{F_B}{t_b \cdot b_b} = 2.1 \frac{N}{mm^2}$$

Debido a que el grado de esbeltez es menor que 60, se verifica:
$$\sigma = 2.07 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{admyy} = 31.5 \frac{N}{mm^2} \quad \text{OK!}$$

Verificación a la fluencia:

Se analizará en la sección B, la cual es la más crítica al tener menos área resistente:

Área crítica:
$$A_{critica} := (b_b - d_{agM}) \cdot t_b = 166.4 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo de compresión actuante:
$$\sigma_c := \frac{F_B}{A_{critica}} = 6 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad a la fluencia:
$$FS_{fluencia} := \frac{\sigma_F}{\sigma_c} = 41.3 \quad \text{OK!}$$

Verificación a la fatiga según el diagrama de Smith:

Esfuerzo alternante:
$$\sigma_a := \frac{\sigma_c}{2} = 3 \frac{N}{mm^2}$$

Esfuerzo medio:
$$\sigma_m := \frac{\sigma_c}{2} = 3 \frac{N}{mm^2}$$

Amplitud máxima para el esfuerzo alternante, diagrama de Haigh:
$$\sigma_A := \frac{\sigma_{Alt}}{\sigma_B} \cdot (\sigma_B - \sigma_m) = 179.1 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_a = 3.01 \frac{N}{mm^2} < \sigma_A = 179.1 \frac{N}{mm^2} \quad \text{OK!}$$

Factor de seguridad a la fatiga:
$$FS := \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_A} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^{-1} = 41.5 \quad \text{OK!}$$

ANEXO 8

CALCULO DE LAS MANIVELAS

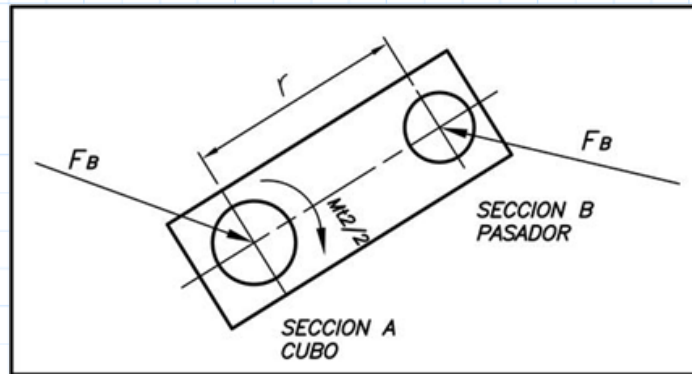
A continuación se procederá a calcular las manivelas tanto a fluencia como a fatiga, para esto se define su material con las siguientes propiedades mecánicas:

Material de las manivelas: SAE 1020

Esfuerzo a la fluencia: $\sigma_F := 300 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo máximo a la tracción: $\sigma_B := 550 \frac{N}{mm^2}$

Esfuerzo alternante: $\sigma_{Alt} := 0.44 \cdot \sigma_B = 242 \frac{N}{mm^2}$

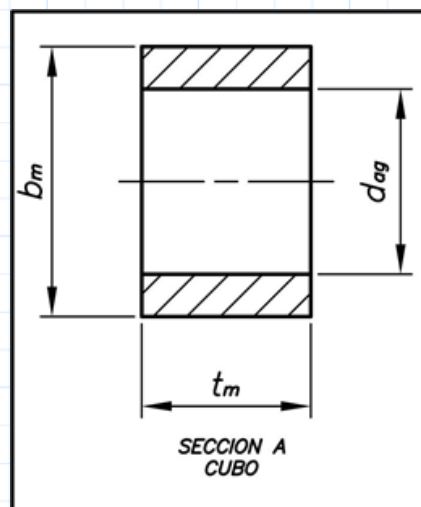


Los datos geométricos de la manivela son:

Radio de las manivelas: $r := 65 \text{ mm}$

Espesor de las manivelas: $t_m := 32 \text{ mm}$

Ancho de las manivelas: $b_m := 50 \text{ mm}$



Diámetro del agujero en el cubo
(sección A): $d_{ag} := 26 \text{ mm}$

Fuerzas y momentos actuantes sobre la manivela (caso crítico, sección A):

Fuerza de reacción ejercida por la
biela sobre la manivela: $F_b := 1000 \text{ N}$

Momento torsor generado por el árbol
principal sobre la manivela: $M := \frac{126}{2} \text{ N} \cdot m = 63000 \text{ N} \cdot mm$

Fuerza que genera el momento torsor
sobre el árbol: $F_c := \frac{M}{r} = 969.2 \text{ N}$

Fuerza en la dirección axial: $F_a := \sqrt{F_b^2 - F_c^2} = 246.2 \text{ N}$

Verificación a la fluencia:

El punto crítico, es el punto mas abajo de la sección crítica, debido a que esta sometido a compresión por parte de la fuerza axial y el momento flector:

Inercia de la sección crítica: $I := \frac{1}{12} \cdot t_m \cdot (b_m^3 - d_{ag}^3) = 286464 \text{ mm}^4$

Área crítica: $A_{critica} := t_m \cdot (b_m - d_{ag}) = 768 \text{ mm}^2$

Posición del punto crítico respecto al
eje neutral: $z := -25 \text{ mm}$

Esfuerzo de compresión debido a la
flexión: $\sigma_{fc} := \frac{M \cdot |z|}{I} = 5.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo de compresión debido a la
fuerza axial: $\sigma_{ac} := \frac{F_a}{A_{critica}} = 0.3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo de compresión total: $\sigma_{cT} := \sigma_{fc} + \sigma_{ac} = 5.8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Factor de seguridad a la fluencia: $FS_{fluencia} := \frac{\sigma_F}{\sigma_{cT}} = 51.6 \quad \text{OK!}$

Verificación a la fatiga según el diagrama de Smith:

Esfuerzo alternante: $\sigma_a := \frac{\sigma_{cT}}{2} = 2.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo medio: $\sigma_m := \frac{\sigma_{cT}}{2} = 2.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Amplitud máxima para el esfuerzo
alternante, diagrama de Haigh:

$$\sigma_A := \frac{\sigma_{Alt}}{\sigma_B} \cdot (\sigma_B - \sigma_m) = 240.7 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_a = 2.91 \frac{N}{mm^2} < \sigma_A = 240.7 \frac{N}{mm^2} \quad \text{OK!}$$

Factor de seguridad a la fatiga:

$$FS := \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_A} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^{-1} = 57.6 \quad \text{OK!}$$

ANEXO 9

VERIFICACION DE LOS RODAMIENTOS

Verificaremos si el rodamiento 6006-2Z*, el cual es el más simple para un diámetro de 30 mm, ubicado en el apoyo B del árbol principal (ver Anexo 3) es adecuado para una máquina usada intermitentemente o durante cortos periodos de tiempo

Nuestras solicitaciones en el apoyo B (más crítico) del árbol principal son:

Velocidad de giro del árbol: $n := 10 \cdot rpm$

Fuerza radial sobre el rodamiento en x: $Frx := 1322.9 \cdot N$

Fuerza radial sobre el rodamiento en y: $Fry := 290.4 \cdot N$

Fuerza radial total sobre el rodamiento: $Fr := \sqrt{Frx^2 + Fry^2} = 1354.4 \cdot N$

Fuerza axial sobre el rodamiento: $Fa := 0 \cdot N$

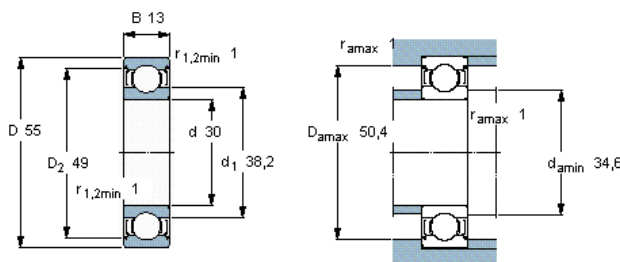
Aceite: SAE 40 (equivalente a un ISO 150)

Contaminación del eje: Ligera

Temperatura de trabajo: $55 \cdot ^\circ C$

Fiabilidad: 90%

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u kN	Velocidades		Masa kg	Designación
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN			rpm			* - Rodamiento
30	55	13	13,8	8,3	0,355	28000	14000	0,12	6006-2Z *



Factores de cálculo

k_r 0,025
 f_0 15

Los datos del rodamiento 6006* son:

Diámetro interior: $d := 30 \cdot mm$

Diámetro exterior: $D := 55 \cdot mm$

Diámetro medio: $d_m := \frac{d+D}{2} = 42.5 \text{ mm}$

Capacidad de carga dinámica: $C_d := 13.8 \cdot \text{kN}$

Capacidad de carga estática: $C_o := 8.3 \cdot \text{kN}$

Carga límite de fatiga: $P_u := 0.355 \cdot \text{kN}$

Factor de cálculo: $f_0 := 15$

CÁLCULO A CARGA DINÁMICA

Carga dinámica equivalente

$P = F_r$ si $F_a/F_r \leq e$

$P = X F_r + Y F_a$ si $F_a/F_r > e$

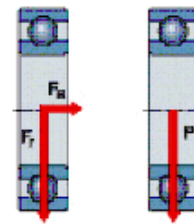
Los factores Y y e dependen de la relación $f_0 F_a/C_o$

Donde

F_o : factor de cálculo del rodamiento seleccionado

F_a : componente axial de la carga sobre el rodamiento

C_o : capacidad de carga estática del rodamiento



Relación fuerza axial / fuerza radial: $\frac{F_a}{F_r} = 0$

Carga dinámica equivalente: $P_d := F_r = 1.4 \text{ kN}$

CÁLCULO A CARGA ESTÁTICA

Carga estática equivalente

$P_o = 0,6 F_r + 0,5 F_a$

Si $P_o < F_r$ deberá tomarse $P_o = F_r$

$S_o = C_o / P_o$

Carga estática equivalente: $P_o := 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a = 812.6 \text{ N}$

Debido a que $P_o = 812.6 \text{ N} < F_r = 1354.4 \text{ N}$

Se toma: $P_o := F_r = 1.4 \text{ kN}$

Por lo tanto debido a que la carga dinámica equivalente es igual a la carga estática equivalente, el cálculo para la vida del rodamiento será el mismo.

Carga equivalente: $P := Fr = 1.4 \text{ kN}$

Luego hallando la vida del rodamiento para un 90% de confiabilidad, tomamos $\rho := 3$, debido a que se trata de un rodamiento rígido de bolas.

Vida nominal del rodamiento: $L_{10} := \left(\frac{C_d}{P}\right)^\rho = 1.1 \cdot 10^3$ (Millones de revoluciones)

Luego hallamos la duración del rodamiento para las condiciones de diseño:

Tabla 1, con 90% de confiabilidad: $a_1 := 1$

Factor de ajuste de la vida (a_{skf}):

Tabla 4, grado de contaminación: $n_c := 0.4$
 $\frac{n_c \cdot P_u}{P} = 0.105$

Tabla 1: Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1

Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	SKF vida nominal L_{10m}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

Tabla 4. Factor η_c para el grado de contaminación

Condición	Factor η_c^D para rodamientos con un	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100 \text{ mm}$
Limpieza extrema Tamaño de las partículas del orden del espesor de la Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera Contaminación ligera del lubricante	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación alta Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición de rodamientos con obturación inadecuada	0,1 ... 0	0,1 ... 0

Factor k: $k := \frac{\nu}{\nu_1}$

Diagrama 5: valor de viscosidad cinemática nominal, $d_m=42.5$ y $n=10$ rpm

$$\nu_1 := 950 \cdot \frac{mm^2}{s}$$

Diagrama 6: valor de viscosidad cinemática real, Temp.trabajo $55^\circ C$ y aceite ISO 150

$$\nu := 75 \cdot \frac{mm^2}{s}$$

$$\kappa := \frac{\nu}{\nu_1} = 0.079$$

Tabla 4. Factor η_c para el grado de contaminación

Condición	Factor η_c^D para rodamientos con un	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema	1	1
Tamaño de las partículas del orden del espesor de la		
Condiciones de laboratorio		
Gran limpieza	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino		
Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de		
Limpieza normal	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Aceite filtrado a través de un filtro fino		
Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de		
placas de protección		
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación ligera del lubricante		
Contaminación típica	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones		
filtrado grueso, partículas de desgaste y entrada de		
Contaminación alta	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Entorno del rodamiento muy contaminado y		
disposición de rodamientos con obturación inadecuada		

Del diagrama 1:

$$a_{skf} := 0.1$$

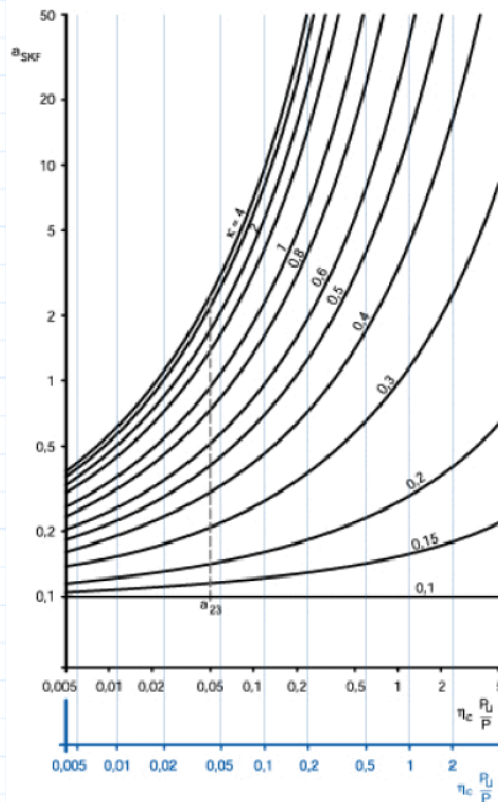


Diagrama 1. Rodamientos radiales de bolas

Vida real del rodamiento: $L_{10m} := a_{skf} \cdot a_1 \cdot L_{10} = 105.8$ (Millones de revoluciones)

Vida del rodamiento VR en rev.: $VR := 105.8 \cdot 10^6 \cdot rev$

Vida del rodamiento VR en horas: $VR_h := \frac{VR}{n} = 176333.3 \text{ hr}$

Tabla 7. Vida nominal requerida. Guía de valores

Clase de máquinas	Vida nominal
	Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 ... 3.000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos periodos de tiempo: máquinas-herramientas eléctricas portátiles, equipos elevadores para talleres, maquinaria para la construcción	3.000 ... 8.000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos periodos de tiempo cuando es necesaria una gran fiabilidad: ascensores, grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8.000 ... 12.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, pero no siempre utilizadas: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradores giratorios	10.000 ... 25.000

Según tabla 7 la vida de este rodamiento debe estar entre 3 mil y 8 mil horas, por lo tanto se verifica que el rodamiento 6006* trabajará confiablemente.

ANEXO 10

CALCULO DE TORNILLOS GUIAS ANGULARES - TAPA

El cálculo de los tornillos estarán basados en el manual de "Elementos de Máquinas 1" del Ing. Kurt Paulsen y es presentado a continuación:

Datos de entrada y requerimientos:

Fuerza tangencial a soportar: $F_t := 1880 \cdot N$

Número de tornillos a emplear: $Nt := 4$

Coefficiente de rozamiento acero-acero: $\mu_{ac.ac} := 0.2$

Coefficiente de rozamiento en los hilos: $\mu_{filete} := 0.1$

Fuerza externa: $F_{ext} := 0 \cdot N$

Fuerza de fricción: $F_f := \frac{F_t}{Nt} = 470 \text{ N}$

Fuerza residual: $F_{res} := \frac{F_f}{\mu_{ac.ac}} = 2350 \text{ N}$

Longitud de placas: $L_p := (4 + 3) \cdot mm = 7 \text{ mm}$

Diámetro exterior: $D_{ext} := 21 \cdot mm$

Selección del tornillo a emplear, dimensiones y propiedades mecánicas:

Tamaño del tornillo a verificar: Tornillo Hexagonal M10

Material del tornillo: 8.8

Paso: $P := 1.5 \cdot mm$

Diámetro de la superficie de apoyo: $d_1 := 16 \cdot mm$

Diámetro primitivo: $d_2 := 9.026 \cdot mm$

Diámetro de raíz: $d_3 := 8.160 \cdot mm$

Diámetro del agujero pasante: $D_{ag} := 11 \cdot mm$

Tipo de la unión atornillada: Union Tornillo Tuerca - UTT, $tipo := 1$

Resistencia a la tracción: $\sigma_B := 800 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Límite de fluencia: $\sigma_F := 640 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Límite convencional de fluencia: $\sigma_{0.2} := 640 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Cálculo de las constantes de rigidez de las placas y del tornillo:

Módulo de elasticidad del tornillo: $E_{tor} := 2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Módulo de elasticidad del cilindro: $E_{cil} := 2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Módulo de elasticidad del cono: $E_{con} := 2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Constante de rigidez de las placas:

$$\gamma := \begin{cases} \text{if } tipo = 1 \\ \left| \left| \operatorname{atan} \left(0.362 + 0.032 \cdot \ln \left(\frac{L_p}{2 \cdot d_1} \right) + 0.153 \cdot \ln \left(\frac{D_{ext}}{d_1} \right) \right) \right| \right| \\ \text{if } tipo = 0 \\ \left| \left| \operatorname{atan} \left(0.348 + 0.013 \cdot \ln \left(\frac{L_p}{d_1} \right) + 0.193 \cdot \ln \left(\frac{D_{ext}}{d_1} \right) \right) \right| \right| \end{cases}$$

$$D_{max} := \begin{cases} \text{if } tipo = 1 \\ \left| \left| (d_1 + L_p \cdot \tan(\gamma)) \right| \right| \\ \text{if } tipo = 0 \\ \left| \left| (d_1 + 2 \cdot L_p \cdot \tan(\gamma)) \right| \right| \end{cases}$$

Semiángulo del cono: $\gamma = 0.341$

Diámetro máximo: $D_{max} = 18.485 \text{ mm}$

Diámetro menor del cono: $D_{1con} := d_1$

Longitud del cono: $L_{con} := \frac{L_p}{2} = 3.5 \text{ mm}$

Diámetro mayor del cono: $D_{2con} := D_{1con} + 2 \cdot L_{con} \cdot \tan(\gamma) = 18.485 \text{ mm}$

Constante de rigidez del cono: $c_{con} := \frac{\pi \cdot E_{con} \cdot D_{ag} \cdot \tan(\gamma)}{\ln \left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) \cdot (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} + D_{ag}) \cdot (D_{1con} - D_{ag})} \right)}$

$$c_{con} = (8.2 \cdot 10^6) \frac{N}{mm}$$

Constante de rigidez de las placas: $c_p := \frac{c_{con}}{2} = (4.1 \cdot 10^6) \frac{N}{mm}$

Constante de rigidez del tornillo:

Diámetro nominal: $d_{nom} := 10 \text{ mm}$

Diámetro del tramo I: $d_I := d_{nom} = 10 \text{ mm}$

Longitud del tramo I: $L_I := 0.5 \cdot d_{nom} = 5 \text{ mm}$

Diámetro del tramo IV: $d_{IV} := d_3 = 8.16 \text{ mm}$

Longitud del tramo IV: $L_{IV} := L_p = 7 \text{ mm}$

Diámetro del tramo V: $d_V := d_3 = 8.16 \text{ mm}$

Longitud del tramo V: $L_V := 0.5 \cdot d_{nom} = 5 \text{ mm}$

Diámetro del tramo VI: $d_{VI} := d_{nom} = 10 \text{ mm}$

Longitud del tramo VI: $L_{VI} := 0.4 \cdot d_{nom} = 4 \text{ mm}$

Constante de rigidez del tornillo:
$$c_t := \left(\frac{4}{E_{tor} \cdot \pi} \cdot \left(\frac{L_I}{d_I^2} + \frac{L_{IV}}{d_{IV}^2} + \frac{L_V}{d_V^2} + \frac{L_{VI}}{d_{VI}^2} \right) \right)^{-1}$$

$$c_t = (6.1 \cdot 10^5) \frac{N}{mm}$$

Factor de ajuste: $\alpha_A := 1.6$ (Con torquímetro)

Factor de ubicación de la carga: $n := 1$

Factor de distribución de carga: $\phi := \frac{c_t}{c_t + c_p} = 0.13$

Fuerza exterior sobre la placa: $F_{ext.p} := n \cdot \phi \cdot F_{ext} = 0 \text{ N}$

Fuerza exterior sobre el tornillo: $F_{ext.t} := F_{ext} - F_{ext.p} = 0 \text{ N}$

Cálculo del asentamiento, fuerzas y momentos en el montaje:

Valores de asentamiento - Carga transversal ($10 < Rz < 40$)

Asentamiento total: $\delta_{as} := (4.5 + 2.5 \cdot 2 + 4.5 + 3) \cdot 10^{-3} \cdot mm$

$$\delta_{as} = 0.017 \text{ mm}$$

Fuerza de asentamiento: $F_{as} := \frac{c_p \cdot c_t}{c_t + c_p} \cdot \delta_{as} = 9027.1 \text{ N}$

Fuerza de montaje mínima: $F_{Mmin} := F_{res} + F_{as} + F_{ext.p} = 11377.1 \text{ N}$

Fuerza de montaje máxima: $F_{Mmax} := F_{Mmin} \cdot \alpha_A = 18203.3 \text{ N}$

Ángulo efectivo de fricción: $\rho := \operatorname{atan}\left(\frac{\mu_{filete}}{\cos(30 \cdot \text{deg})}\right) = 6.6 \text{ deg}$

Ángulo de la hélice: $\phi := 3.03 \cdot \text{deg}$ Del anexo 8

Momento torsor de ajuste:

$$M_{tM} := F_{Mmin} \cdot (\tan(\phi + \rho) \cdot 0.5 \cdot d_2 + 0.5 \cdot \mu_{ac.ac} \cdot (d_1 + D_{ag}) \cdot 0.5) = 24058.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Verificación por resistencia:

Esfuerzos en el tornillo durante el montaje:

Fuerza de montaje: $F_M := F_{Mmax} = 18203.3 \text{ N}$

Diámetro resistente del tornillo: $d_0 := (d_2 + d_3) \cdot 0.5 = 8.593 \text{ mm}$

Área resistente: $A_0 := \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$

Esfuerzo axial de tracción en el montaje: $\sigma_M := \frac{F_M}{A_0} = 313.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo de cizallamiento por torsión en el montaje: $\tau_{tM} := \frac{16 \cdot M_{tM}}{\pi \cdot d_0^3} = 193.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo admisible $\sigma_{adm} := 0.9 \cdot \sigma_F = 576 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente en el montaje: $\sigma_{eqM} := \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_{tM}^2}$
 $\sigma_{eqM} = 458.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{adm} = 576 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ OK!}$

Esfuerzos en el tornillo durante el trabajo con carga exterior estática:

Fuerza máxima sobre el tornillo: $F_{max.t} := F_{Mmax} + F_{ext.t} = 18203.3 \text{ N}$

Esfuerzo máximo sobre el tornillo: $\sigma_{max.t} := \frac{F_{max.t}}{A_0} = 313.9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo admisible: $\sigma_{adm} := \sigma_F = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente durante el trabajo: $\sigma_{eqM} := \sqrt{\sigma_{max.t}^2 + 3 \cdot (0.5 \cdot \tau_{tM})^2}$
 $\sigma_{eqM} = 355.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{adm} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ OK!}$

Esfuerzo de aplastamiento en las superficies en contacto:

Presión superficial admisible del acero estructural St37: $p_{adm} := 260 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Fuerza de contacto: $F_c := F_{Mmin}$

Presión de contacto: $p := \frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot (d_1^2 - D_{ag}^2)}$

$$p = 107.3 \frac{N}{mm^2} < p_{adm} = 260 \frac{N}{mm^2} \quad \text{OK!}$$

ANEXO 11

CALCULO DE TORNILLOS BASE DEL RESORTE - COMPACTADOR

El cálculo de los tornillos estarán basados en el manual de "Elementos de Máquinas 1" del Ing. Kurt Paulsen y es presentado a continuación:

Datos de entrada y requerimientos:

Fuerza tangencial a soportar: $F_t := 240 \cdot N$

Número de tornillos a emplear: $Nt := 4$

Coefficiente de rozamiento acero-acero: $\mu_{ac.ac} := 0.2$

Coefficiente de rozamiento en los hilos: $\mu_{filete} := 0.1$

Fuerza externa: $F_{ext} := 0 \cdot N$

Fuerza de fricción: $F_f := \frac{F_t}{Nt} = 60 \text{ N}$

Fuerza residual: $F_{res} := \frac{F_f}{\mu_{ac.ac}} = 300 \text{ N}$

Longitud de placas: $L_p := 6.35 \cdot mm$

Diámetro exterior: $D_{ext} := 24 \cdot mm$

Selección del tornillo a emplear, dimensiones y propiedades mecánicas:

Tamaño del tornillo a verificar: Tornillo Hexagonal M5

Material del tornillo: 8.8

Paso: $P := 0.8 \cdot mm$

Diámetro de la superficie de apoyo: $d_1 := 8 \cdot mm$

Diámetro primitivo: $d_2 := 4.480 \cdot mm$

Diámetro de raíz: $d_3 := 4.019 \cdot mm$

Diámetro del agujero pasante: $D_{ag} := 5.5 \cdot mm$

Tipo de la unión atornillada: Union Agujero Roscado - UAR, $tipo := 0$

Resistencia a la tracción: $\sigma_B := 800 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Límite de fluencia: $\sigma_F := 640 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Límite convencional de fluencia: $\sigma_{0.2} := 640 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Cálculo de las constantes de rigidez de las placas y del tornillo:

Módulo de elasticidad del tornillo: $E_{tor} := 2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Módulo de elasticidad del cilindro: $E_{cil} := 2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Módulo de elasticidad del cono: $E_{con} := 2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Constante de rigidez de las placas:

$$\gamma := \begin{cases} \text{if } tipo = 1 \\ \left| \left| \text{atan} \left(0.362 + 0.032 \cdot \ln \left(\frac{L_p}{2 \cdot d_1} \right) + 0.153 \cdot \ln \left(\frac{D_{ext}}{d_1} \right) \right) \right| \right| \\ \text{if } tipo = 0 \\ \left| \left| \text{atan} \left(0.348 + 0.013 \cdot \ln \left(\frac{L_p}{d_1} \right) + 0.193 \cdot \ln \left(\frac{D_{ext}}{d_1} \right) \right) \right| \right| \end{cases}$$

$$D_{max} := \begin{cases} \text{if } tipo = 1 \\ \left| \left| (d_1 + L_p \cdot \tan(\gamma)) \right| \right| \\ \text{if } tipo = 0 \\ \left| \left| (d_1 + 2 \cdot L_p \cdot \tan(\gamma)) \right| \right| \end{cases}$$

Semiángulo del cono: $\gamma = 0.508$

Diámetro máximo: $D_{max} = 15.074 \text{ mm}$

Diámetro menor del cono: $D_{1con} := d_1$

Longitud del cono: $L_{con} := L_p = 6.35 \text{ mm}$

Diámetro mayor del cono: $D_{2con} := D_{1con} + 2 \cdot L_{con} \cdot \tan(\gamma) = 15.1 \text{ mm}$

Constante de rigidez del cono: $c_{con} := \frac{\pi \cdot E_{con} \cdot D_{ag} \cdot \tan(\gamma)}{\ln \left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) \cdot (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} + D_{ag}) \cdot (D_{1con} - D_{ag})} \right)}$

$$c_{con} = (2.2 \cdot 10^6) \frac{N}{mm}$$

Constante de rigidez de las placas: $c_p := c_{con} = (2.2 \cdot 10^6) \frac{N}{mm}$

Constante de rigidez del tornillo:

Diámetro nominal: $d_{nom} := 5 \text{ mm}$

Diámetro del tramo I: $d_I := d_{nom} = 5 \text{ mm}$

Longitud del tramo I: $L_I := 0.5 \cdot d_{nom} = 2.5 \text{ mm}$

Diámetro del tramo IV: $d_{IV} := d_3 = 4.019 \text{ mm}$

Longitud del tramo IV: $L_{IV} := L_p = 6.35 \text{ mm}$

Diámetro del tramo V: $d_V := d_3 = 4.019 \text{ mm}$

Longitud del tramo V: $L_V := 0.5 \cdot d_{nom} = 2.5 \text{ mm}$

Diámetro del tramo VI: $d_{VI} := d_{nom} = 5 \text{ mm}$

Longitud del tramo VI: $L_{VI} := 0.33 \cdot d_{nom} = 1.65 \text{ mm}$

Constante de rigidez del tornillo:
$$c_t := \left(\frac{4}{E_{tor} \cdot \pi} \cdot \left(\frac{L_I}{d_I^2} + \frac{L_{IV}}{d_{IV}^2} + \frac{L_V}{d_V^2} + \frac{L_{VI}}{d_{VI}^2} \right) \right)^{-1}$$

$$c_t = (2.31 \cdot 10^5) \frac{N}{mm}$$

Factor de ajuste: $\alpha_A := 1.6$ (Con torquímetro)

Factor de ubicación de la carga: $n := 1$

Factor de distribución de carga: $\phi := \frac{c_t}{c_t + c_p} = 0.095$

Fuerza exterior sobre la placa: $F_{ext.p} := n \cdot \phi \cdot F_{ext} = 0 \text{ N}$

Fuerza exterior sobre el tornillo: $F_{ext.t} := F_{ext} - F_{ext.p} = 0 \text{ N}$

Cálculo del asentamiento, fuerzas y momentos en el montaje:

Valores de asentamiento - Carga transversal ($10 < Rz < 40$)

Asentamiento total: $\delta_{as} := (4.5 + 2.5 + 3) \cdot 10^{-3} \cdot mm$

$$\delta_{as} = 0.01 \text{ mm}$$

Fuerza de asentamiento: $F_{as} := \frac{c_p \cdot c_t}{c_t + c_p} \cdot \delta_{as} = 2090.2 \text{ N}$

Fuerza de montaje mínima: $F_{Mmin} := F_{res} + F_{as} + F_{ext.p} = 2390.2 \text{ N}$

Fuerza de montaje máxima: $F_{Mmax} := F_{Mmin} \cdot \alpha_A = 3824.2 \text{ N}$

Ángulo efectivo de fricción: $\rho := \operatorname{atan}\left(\frac{\mu_{filete}}{\cos(30 \cdot \text{deg})}\right) = 6.6 \text{ deg}$

Ángulo de la hélice: $\phi := 3.25 \cdot \text{deg}$ Del anexo 8

Momento torsor de ajuste:

$$M_{tM} := F_{Mmin} \cdot (\tan(\phi + \rho) \cdot 0.5 \cdot d_2 + 0.5 \cdot \mu_{ac.ac} \cdot (d_1 + D_{ag}) \cdot 0.5) = 2541.7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Verificación por resistencia:

Esfuerzos en el tornillo durante el montaje:

Fuerza de montaje: $F_M := F_{Mmax} = 3824.2 \text{ N}$

Diámetro resistente del tornillo: $d_0 := (d_2 + d_3) \cdot 0.5 = 4.25 \text{ mm}$

Área resistente: $A_0 := \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$

Esfuerzo axial de tracción en el montaje: $\sigma_M := \frac{F_M}{A_0} = 269.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo de cizallamiento por torsión en el montaje: $\tau_{tM} := \frac{16 \cdot M_{tM}}{\pi \cdot d_0^3} = 168.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo admisible $\sigma_{adm} := 0.9 \cdot \sigma_F = 576 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente en el montaje: $\sigma_{eqM} := \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_{tM}^2}$
 $\sigma_{eqM} = 397.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{adm} = 576 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ OK!}$

Esfuerzos en el tornillo durante el trabajo con carga exterior estática:

Fuerza máxima sobre el tornillo: $F_{max.t} := F_{Mmax} + F_{ext.t} = 3824.2 \text{ N}$

Esfuerzo máximo sobre el tornillo: $\sigma_{max.t} := \frac{F_{max.t}}{A_0} = 269.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo admisible: $\sigma_{adm} := \sigma_F = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Esfuerzo equivalente durante el trabajo: $\sigma_{eqM} := \sqrt{\sigma_{max.t}^2 + 3 \cdot (0.5 \cdot \tau_{tM})^2}$
 $\sigma_{eqM} = 306.67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{adm} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ OK!}$

Esfuerzo de aplastamiento en las superficies en contacto:

Presión superficial admisible del acero estructural St37: $p_{adm} := 260 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Fuerza de contacto: $F_c := F_{Mmin}$

Presión de contacto: $p := \frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot (d_1^2 - D_{ag}^2)}$

$$p = 90.2 \frac{N}{mm^2} < p_{adm} = 260 \frac{N}{mm^2} \quad \text{OK!}$$