

4.2 ESTUDIO Y ANALISIS DE FUERZAS

El diseño se realizara para las condiciones más críticas, para las varillas de mayor diámetro y para el mayor número de varillas que el mecanismo vaya a separar. De esta forma aseguramos que se realizará el diseño para la mayor carga a soportar.

Diámetros = 8,10,12,14.....32

El diámetro para los cálculos será de 32 mm. ya que son las varillas de mayor peso.

$D := 0.032$

Tabla 4.1 Especificaciones de varillas

Diámetro de varillas (mm)	# de varillas en cada lote	Masa Kg/m		Peso Kg varillas 12 m
		Nominal	Máximo	
8	500	0.395	0.418	5.016
10	330	0.617	0.654	7.848
12	230	0.888	0.941	11.292
14	170	1.208	1.281	15.372
16	130	1.578	1.673	20.07
18	100	1.998	2.117	25.404
20	80	2.466	2.614	31.368
22	70	2.984	3.163	37.956
25	50	3.853	4.085	49.02
28	40	4.834	5.124	61.488
32	30	6.313	6.692	80.304

$P := 6.692$ (Kg/m) $P =$ Masa en Kg/m de varilla de diámetro 32 mm (mas crítica)

$P_{max} := 12 \cdot P$ Se multiplica por 12 ya que esta es la longitud de la varilla.

$P_{max} = 80.304$ (Kg) $P_{max} =$ Peso total de varilla de diámetro 32 mm

Para lotes de 30 varillas de diámetro 32 mm.

Para lotes de varillas de 32 mm de diámetro se realizan cortes de un máximo de 10 varillas por tanda, por lo que el mecanismo realizará un máximo de empuje de 10 varillas. Pero para el análisis daremos una holgura por tanto se diseña para un total de 12 varillas.

$$P_{tm} := P_{max} \cdot 12$$

P_{tm} = Masa total a mover

$$P_{tm} = 963.648$$

P_p = Peso de las varillas equivalente a cada uña separadora

$$P_t := 9.81 \cdot P_{tm}$$

$$P_t = 9.453 \times 10^3 \quad (\text{N})$$

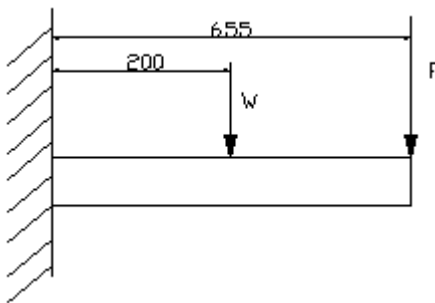
$$P_p := \frac{P_t}{12}$$

Se realiza la división para 12, ya que es el número de uñas que se piensa implementar en el diseño.

$$P_p = 787.782$$

$$P_p := 790 \quad (\text{N})$$

Análisis de la uña separadora como si fuera una viga el voladizo



F es la fuerza ejercida por las varillas

W es el peso de la uña separadora.

$$F := P_p$$

$$F = 790 \quad (\text{N})$$

V_u es el volumen de la uña separador

Este cálculo se lo realiza por medio del paquete Solid Works.

$$V_u := 1.5 \quad (\text{dm}^3)$$

$$d_a := 7.85 \quad (\text{Kg/dm}^3)$$

d_a es la densidad de acero.

$$W_w := V_u \cdot d_a$$

W_w es el peso de las uñas en kilogramos

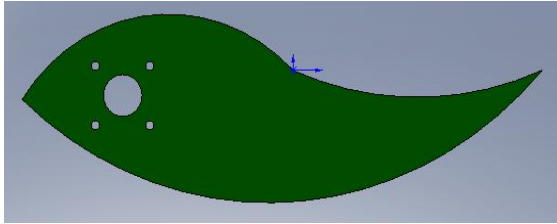


Figura 4.2 Esquema de la uña de separación

Sistema de coordenadas de salida: -- predeterminado --

Elementos seleccionados: uña separadora.SLDPRT

Incluir sólidos/componentes ocultos

Mostrar sistema de coordenadas de salida en la esquina de la ventana

Propiedades físicas asignadas

Propiedades físicas de uña separadora (Part Configuration - Predeterminado)

Sistema de coordenadas de salida: -- predeterminado --

Densidad = 0.00 gramos por milímetro cúbico

Masa = 1504.09 gramos

Volumen = 1504087.81 milímetros³

Área de superficie = 263974.40 milímetros²

Centro de masa: (milímetros)

X = -64.18
Y = -74.62
Z = 6.35

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros²)
Medido desde el centro de masa.

Ix = (-0.12, 0.99, 0.00)	Px = 5460655.69
Iy = (-0.99, -0.12, 0.00)	Py = 48416900.87
Iz = (0.00, 0.00, 1.00)	Pz = 53837124.18

Momentos de inercia: (gramos * milímetros²)
(Medido desde el centro de masa y alineado con el sistema de coordenadas resultante)

Lxx = 47844125.99	Lxy = -4927087.12	Lxz = 0.00
Lyx = -4927087.12	Lyy = 6033430.58	Lyz = 0.00
Lzx = 0.00	Lzy = 0.00	Lzz = 53837124.18

Momentos de inercia: (gramos * milímetros²)
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

Ixx = 56280599.22	Ixy = 2277020.24	Ixz = -613022.91
Iyx = 2277020.24	Iyy = 12290383.99	Iyz = -712728.47
Izx = -613022.91	Izy = -712728.47	Izz = 68409253.67

Figura 4.3 Ventana del programa SolidWorks

$$W_w = 11.775 \quad (\text{Kg})$$

$$\underline{W} := W_w \cdot 9.81$$

$$W = 115.513 \quad (\text{N})$$

$$\underline{W} := 116 \quad (\text{N})$$

W es el peso de cada uña separadora

$$\sum F_x = 0$$

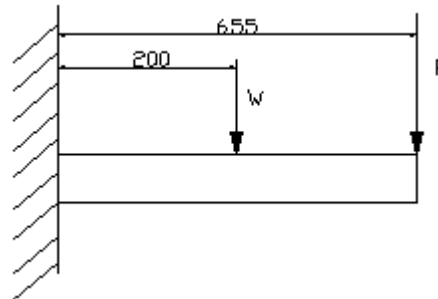
$$R_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_y := F + W$$

$$R_y = 906 \quad (\text{N})$$

$$\underline{R_y} := 906 \quad (\text{N})$$



$$\sum M_o = 0$$

$$M_o := 200W + 655F$$

M_o es el momento al eje que produce las fuerzas en y.

$$M_o = 5.407 \times 10^5 \quad (\text{N mm})$$

$$\underline{M_o} := 541 \quad (\text{N m})$$

Se tomara en consideración que cada eje posee 4 uñas separadoras acopladas, y cada una de estas uñas aportara con un momento y una reacción.

$$M_t := 4M_o$$

M_t es el momento al eje

$$M_t = 2.164 \times 10^3 \quad (\text{N. m})$$

M_o es el momento que aporta cada uña separadora junto con el correspondiente porcentaje de peso de las varillas.

A continuación se realizara una corrección, ya que la fuerza producida por las varillas no es constante y varía en función del ángulo de inclinación de la uña separadora Por lo tanto el momento producido por las mismas tampoco lo será.

Coefficiente de Rozamiento

$$U_e := 0.74$$

$$U_c := 0.57$$

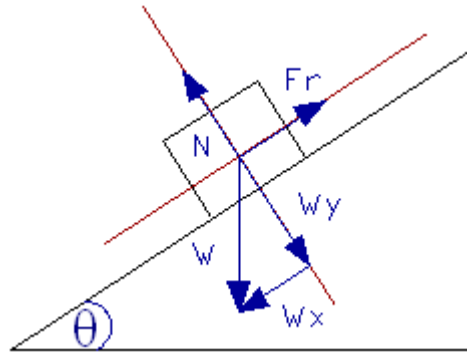
$$\sum F_y = 0$$

$$1) \quad N = W \times \cos(\theta)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$2) \quad fr = W \times \sin(\theta)$$

$$3) \quad fr = U \times N$$



Reemplazando las ecuaciones 1 y 2 en 3:

$$U \times N = W \times \sin(\theta)$$

$$U = \tan \theta$$

$$\theta_1 := \text{atan}(U_e)$$

$$\theta_1 = 0.637$$

$$\theta := \theta_1 \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\theta = 36.501$$

Pasado los 40° por cada 10° de inclinación se reducirá en un 25% el peso total del lote de varillas.

Tabla 4.2 Ángulos de inclinación

Grados de inclinación	% del peso total	Peso equivalente
50	75	600
60	50	400
70	25	200
80	0	0

$$W(\theta) := 116 \quad (\text{N})$$

W es el peso de la uña separadora

$$F(\theta) := \begin{cases} 800 & \text{if } (0 < \theta) \\ 600 & \text{if } (0.8726 < \theta) \\ 400 & \text{if } 1.0471 < \theta \\ 200 & \text{if } 1.2217 < \theta \\ 0 & \text{if } 1.3962 < \theta \end{cases}$$

F es la fuerza ejercida por las varillas

θ es el ángulo de inclinación de la uña separadora con respecto a la horizontal.

$$\theta := 0, 0.01 \dots \pi$$

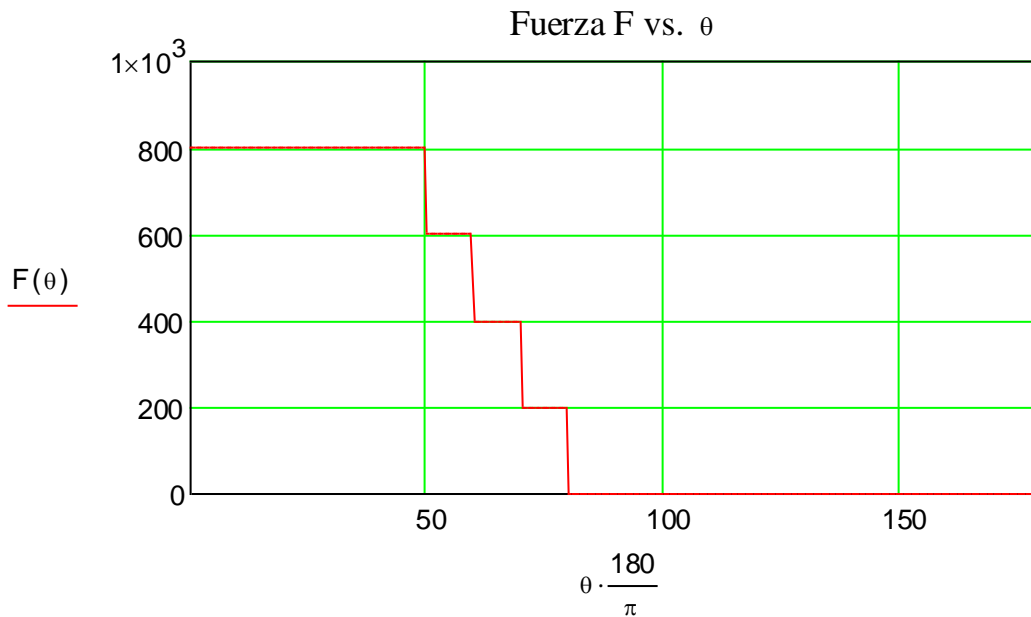


Figura 4.4 Fuerza F vs θ

x	y
50	800
80	0

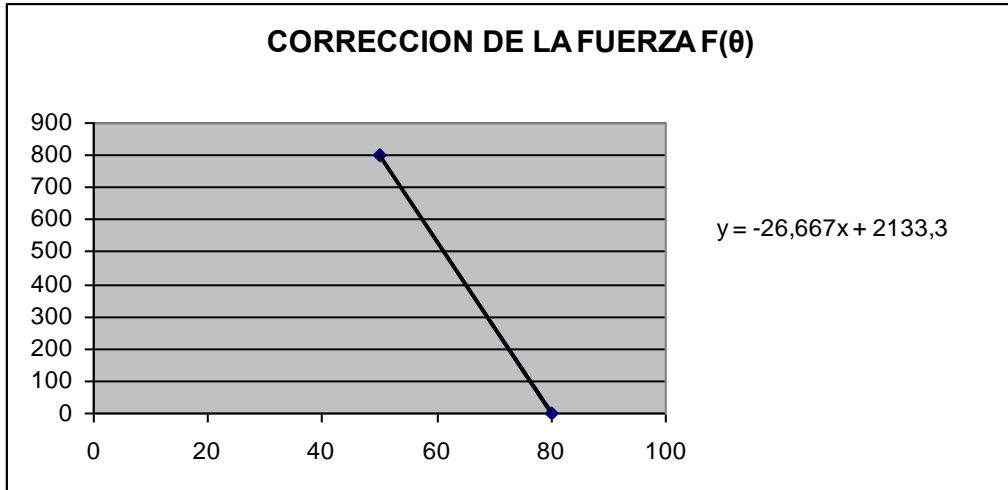


Figura 4.5 Corrección de la Fuerza F(θ)

$P_{total}(\theta) := F(\theta) + W(\theta)$ (N) P_{total} es la fuerza combinada por la uña separadora y las varillas en función del ángulo θ

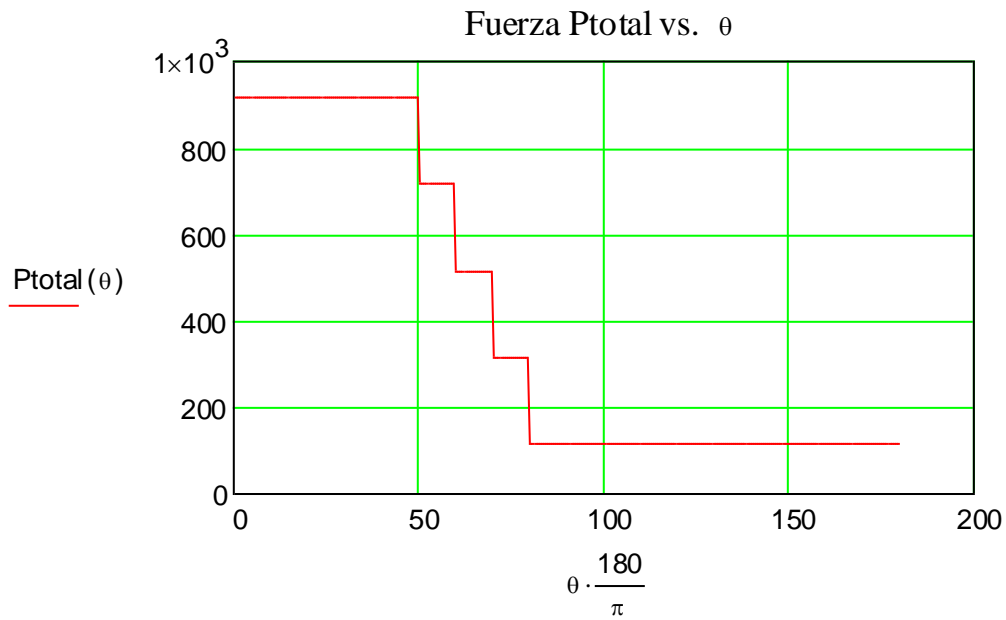


Figura 4.6 Fuerza Ptotal vs θ

$$M_{bc}(\theta) := 200 W(\theta) + 655 F(\theta) \quad (\text{N mm})$$

M_{bc} es el momento producido por las fuerzas F y W y su distancia al eje

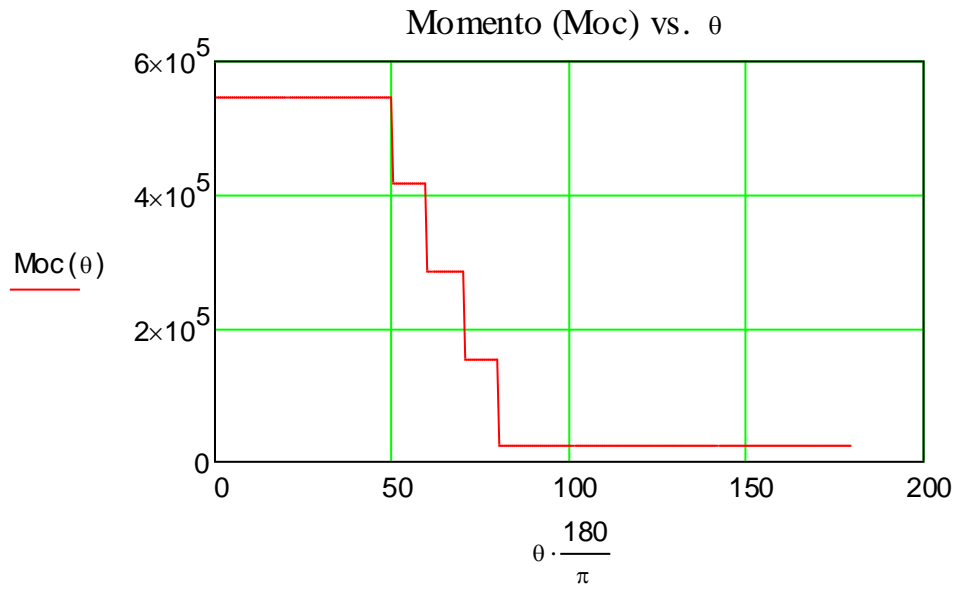


Figura 4.7 Momento M_{bc} vs θ

$$M_{tc}(\theta) := 4 \cdot M_{bc}(\theta) \quad (\text{N mm})$$

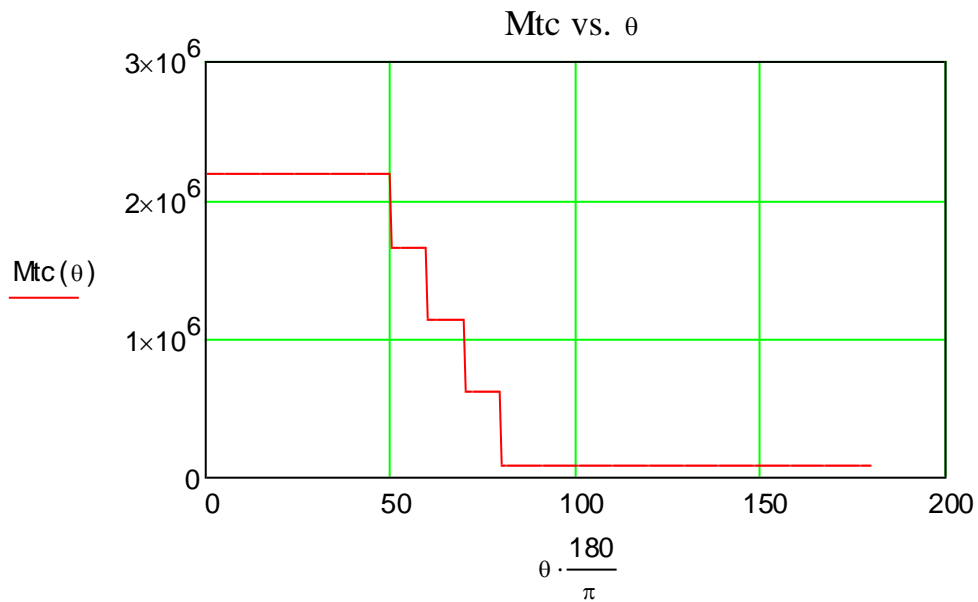


Figura 4.8 M_{tc} vs θ

El rango de funcionamiento del pistón está entre los ángulos de 70° y 160° para la manivela (α) pero los gráficos los realizaremos desde un valor de 30° hasta 180°

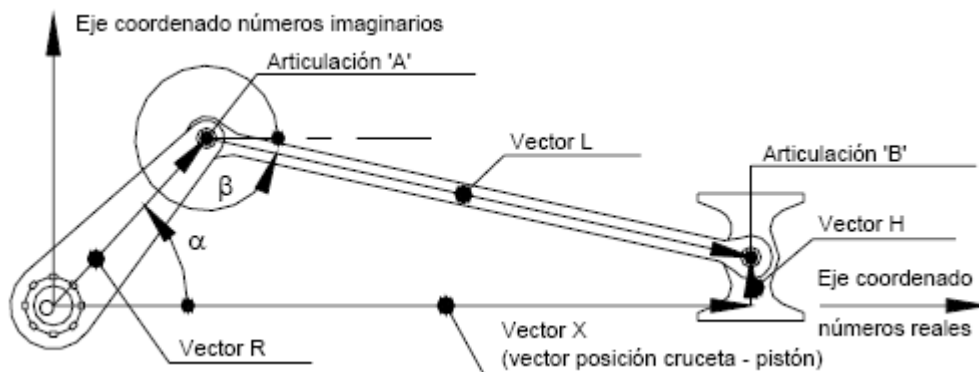
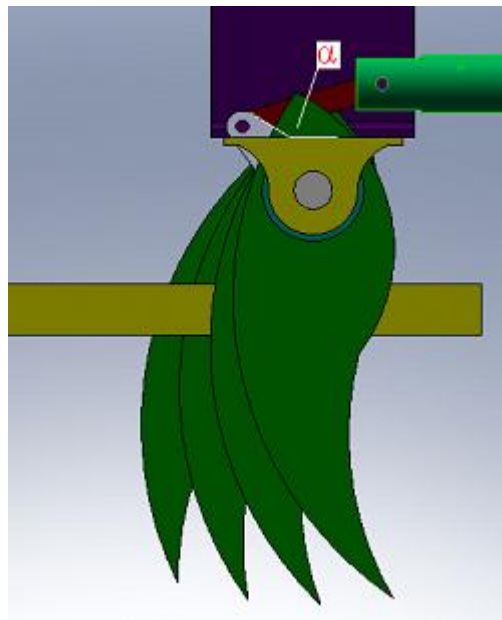
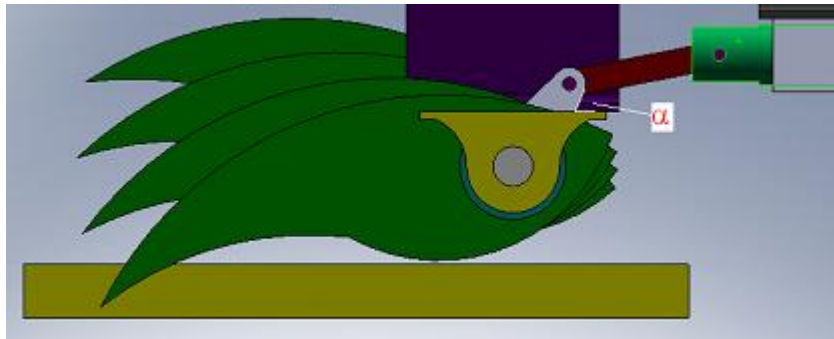
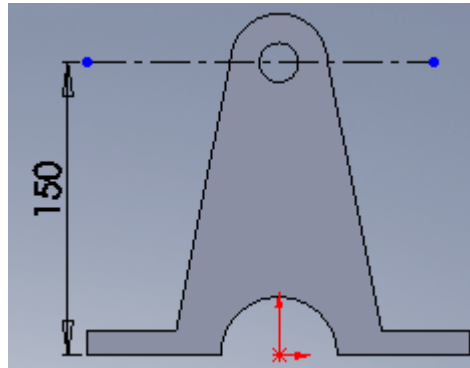


Figura 4.9 Biela Manivela

$$R := 150 \text{ (mm)}$$



$$L := 230 \text{ (mm)}$$



$$H := 168 \text{ (mm)}$$

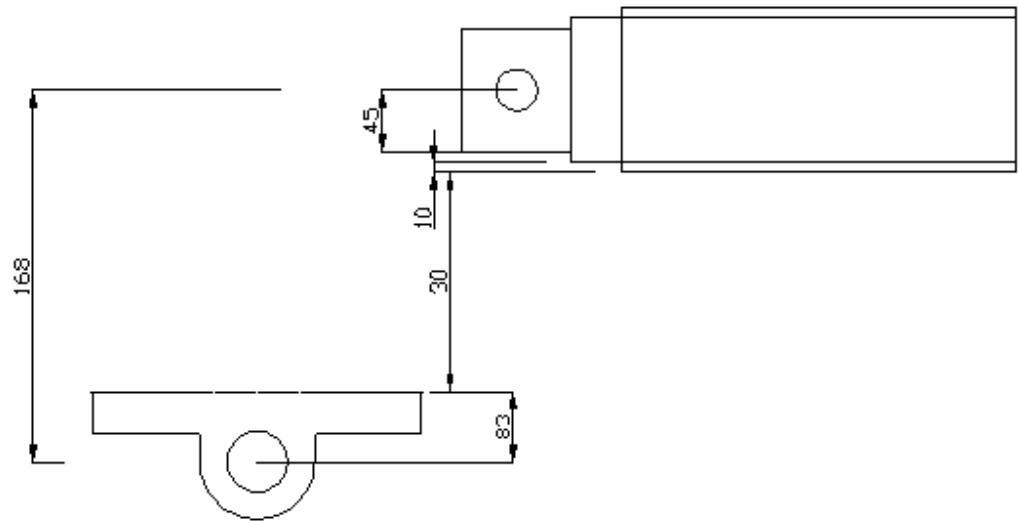


Figura 4.10 Esquema de pistón biela

$$\alpha := 0.5, 0.501 \dots \pi$$

$$\beta(\alpha) := \text{asin}\left(\frac{H - R \cdot \sin(\alpha)}{L}\right)$$

$$f(\alpha) := R \cdot \cos(\alpha) + L \cdot \cos(\beta(\alpha))$$

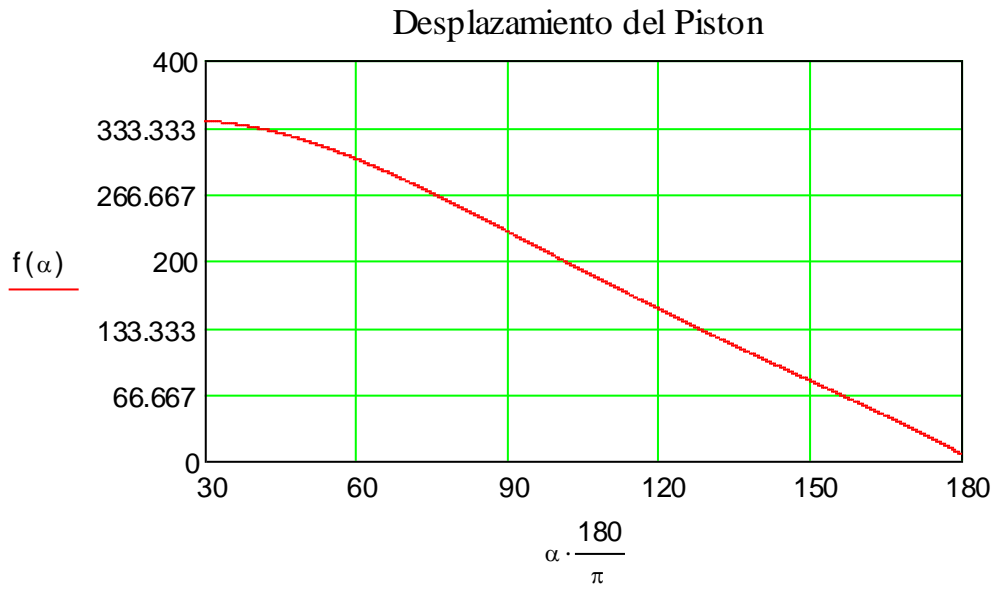


Figura 4.11 Desplazamiento del pistón

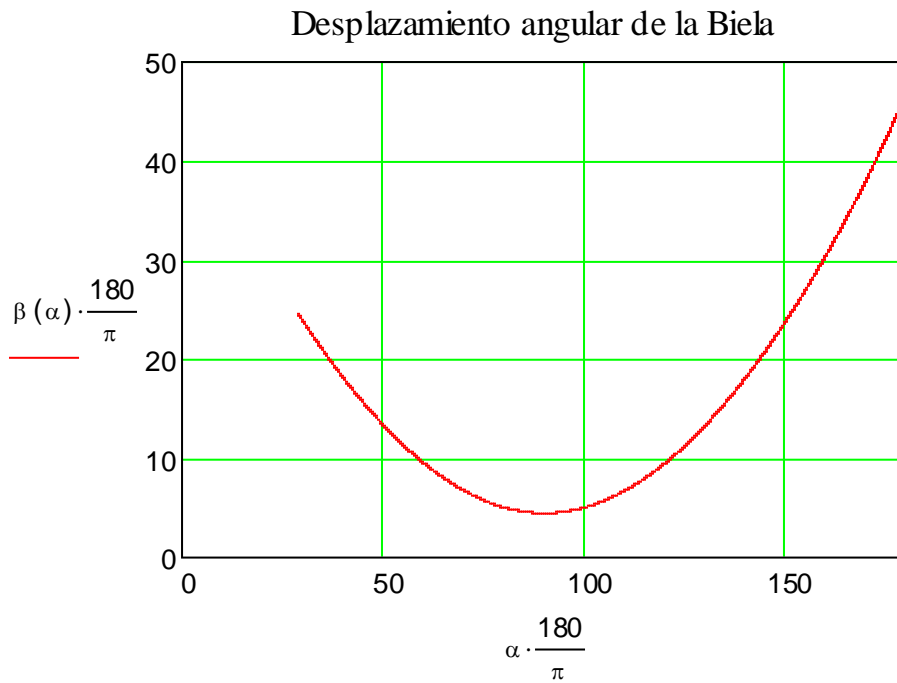


Figura 4.12 Desplazamiento angular de la biela

$$W_m := 0.625 \quad \text{rad / s} \quad \underline{W_b(\alpha)} := \frac{-R \cdot W_m \cdot \cos(\alpha)}{L \cdot \cos(\beta(\alpha))}$$

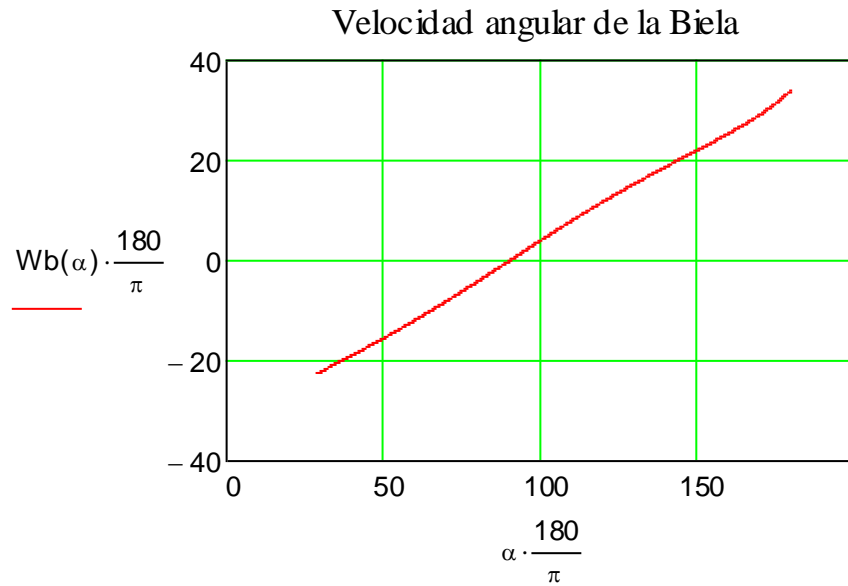


Figura 4.13 Velocidad angular de la biela

$$\underline{V(\alpha)} := \frac{R \cdot W_m \cdot \sin(\beta(\alpha) - \alpha)}{\cos(\beta(\alpha))}$$

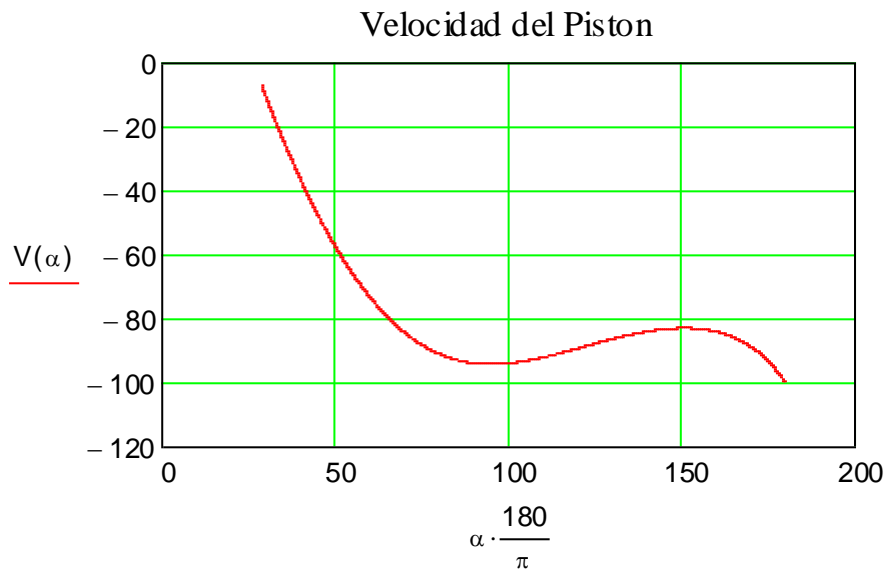


Figura 4.14 Velocidad del pistón

4.2.1 ANALISIS DE FUERZAS

Los valores que se obtenga en las graficas se dividirán para dos ya que en el diseño se especifica el uso de dos pistones.

$$\theta(\alpha) := \alpha - 50 \cdot \frac{\pi}{180}$$

Relacionamos el ángulo θ con el ángulo α para realizar los cálculos correspondientes.

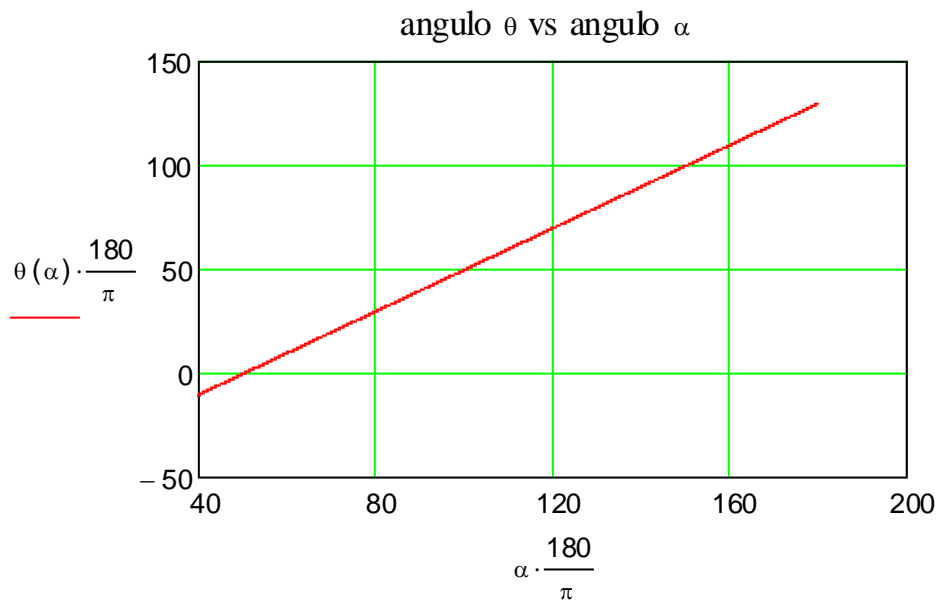
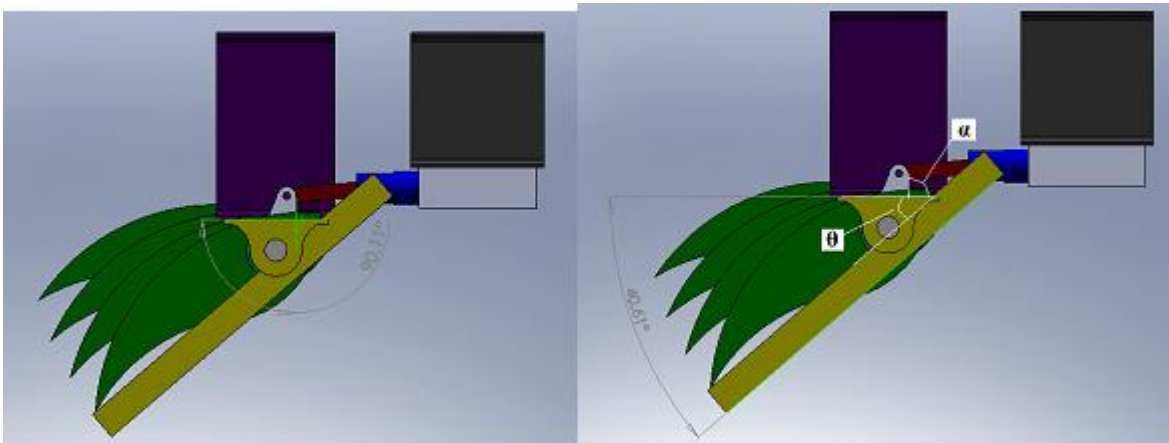


Figura 4.15 ángulo θ vs ángulo α



$$R = 150 \quad (\text{mm})$$

$$T(\alpha) := \frac{Mtc(\theta(\alpha))}{R}$$

$$T = f(\text{Unitless}) \rightarrow \text{Unitless} \quad (\text{N}) \quad P(\alpha) := \frac{T(\alpha) \cdot \cos(\beta(\alpha))}{\sin(\alpha - \beta(\alpha))}$$

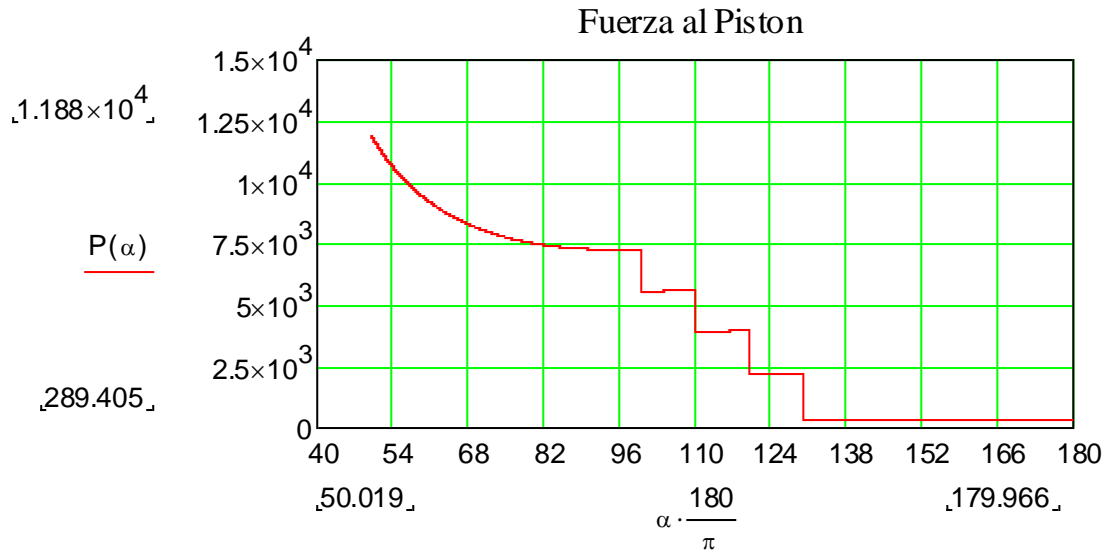


Figura 4.16 Fuerza del pistón

$$U(\alpha) := -P(\alpha) \cdot \tan(\beta(\alpha))$$

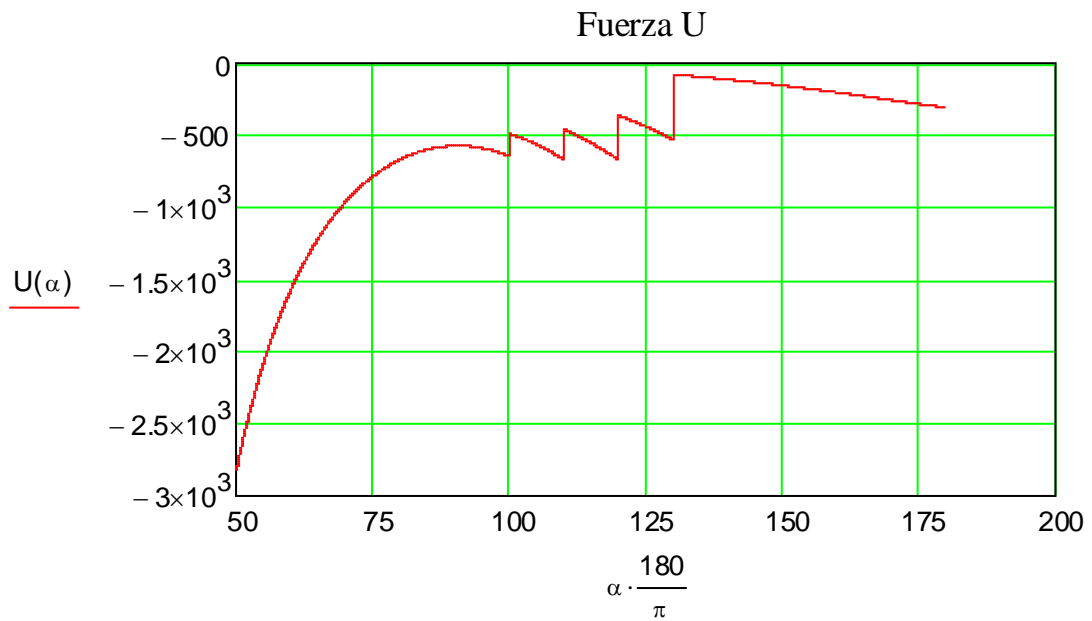


Figura 4.17 fuerza U

$$S(\alpha) := \frac{P(\alpha)}{\cos(\beta(\alpha))}$$

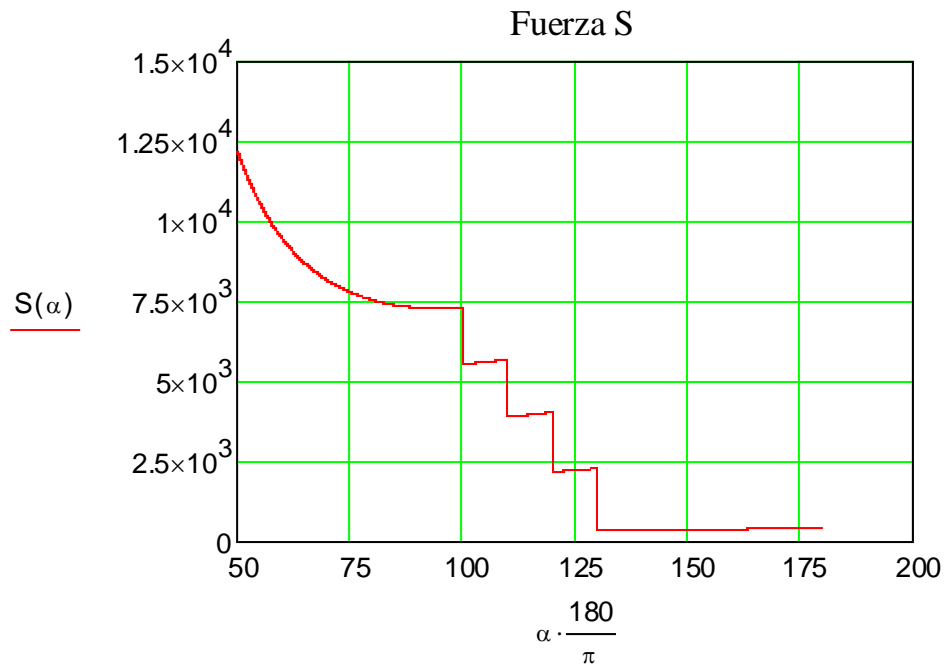


Figura 4.18 Fuerza S

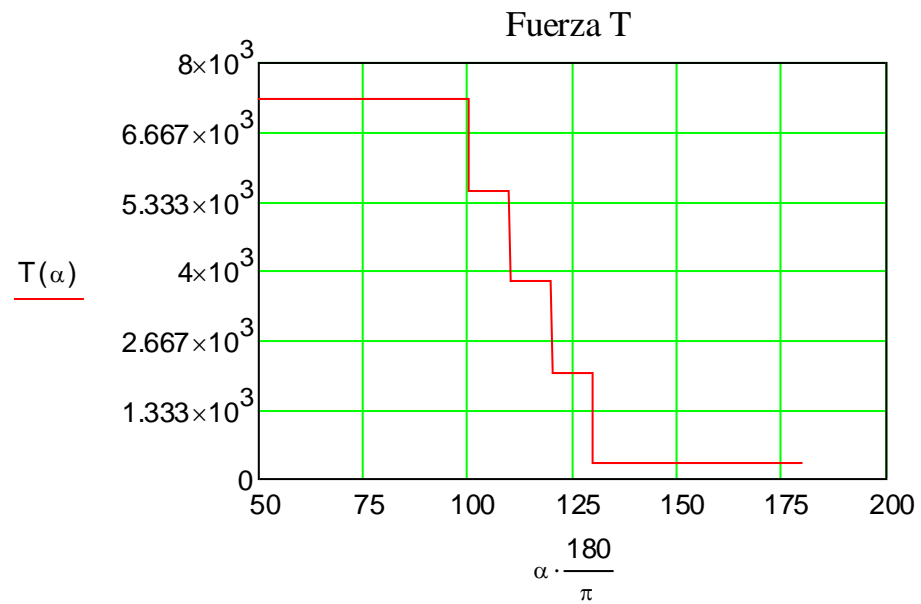


Figura 4.19 Fuerza T

4.2.2 CORRECCION DE FUERZAS

$$W(\theta) := 116 \quad [\text{N}]$$

W es el peso de la uña separadora

Análisis de fuerzas en la primera uña.

F es la fuerza ejercida por las varillas

$$F(\theta) := \begin{cases} 0 & \text{if } \theta > 0.17453 \\ 800 & \text{if } (0.3490 < \theta) \\ 2133.333 - 26.66 \cdot \theta \cdot \frac{180}{\pi} & \text{if } (0.87266 < \theta < 1.396) \\ 0 & \text{if } 1.395 < \theta \end{cases}$$

Ángulos son sacados de la tabla de análisis

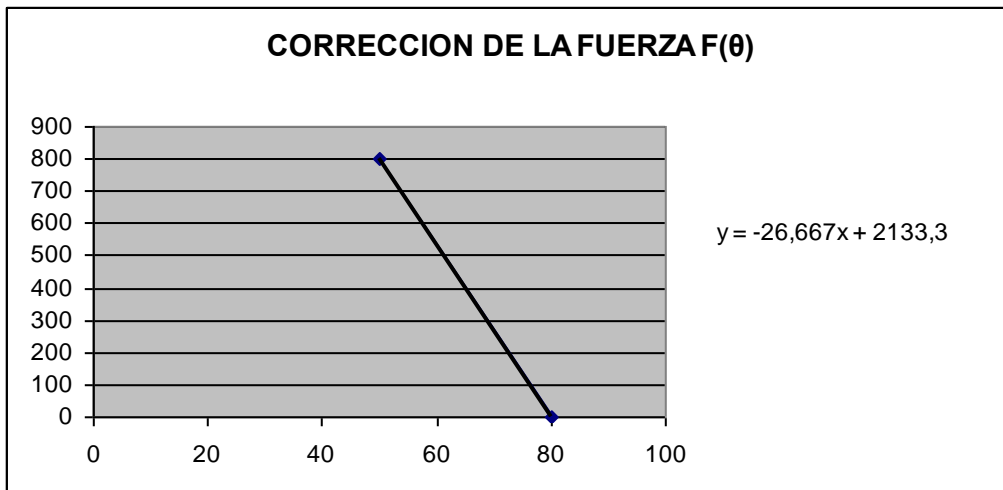


Figura 4.20 Corrección de la fuerza F(θ)

Datos sacados de la grafica de fuerza F vs θ sin corregir. Fig. 4.4

x	y
50	800
80	0

$\theta := 0, 0.01 \dots \pi$

θ es el ángulo de inclinación de la uña separadora con respecto a la horizontal.

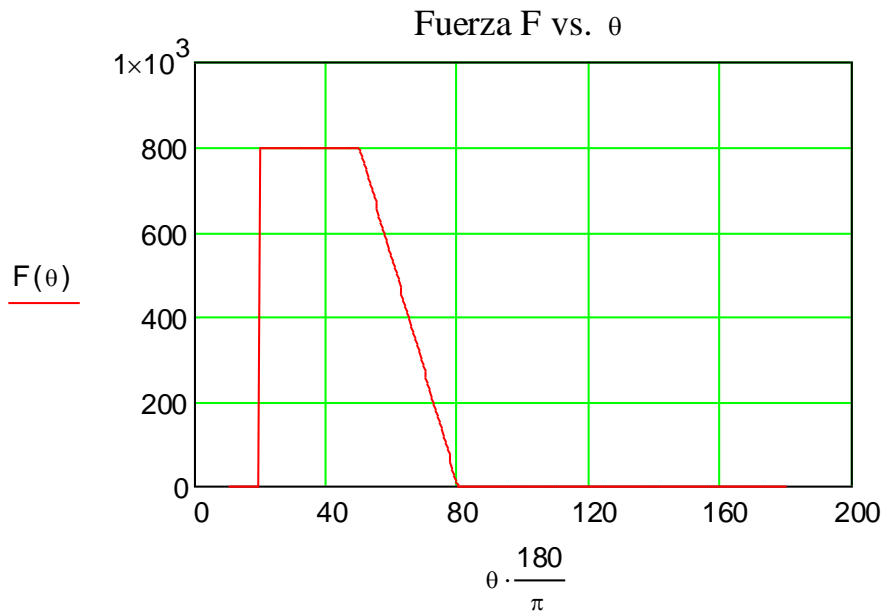


Figura 4.21 Fuerza F vs θ

$P_{total1}(\theta) := F(\theta) + W(\theta)$

P_{total} es la fuerza combinada por la uña separadora y las varillas en función del ángulo θ

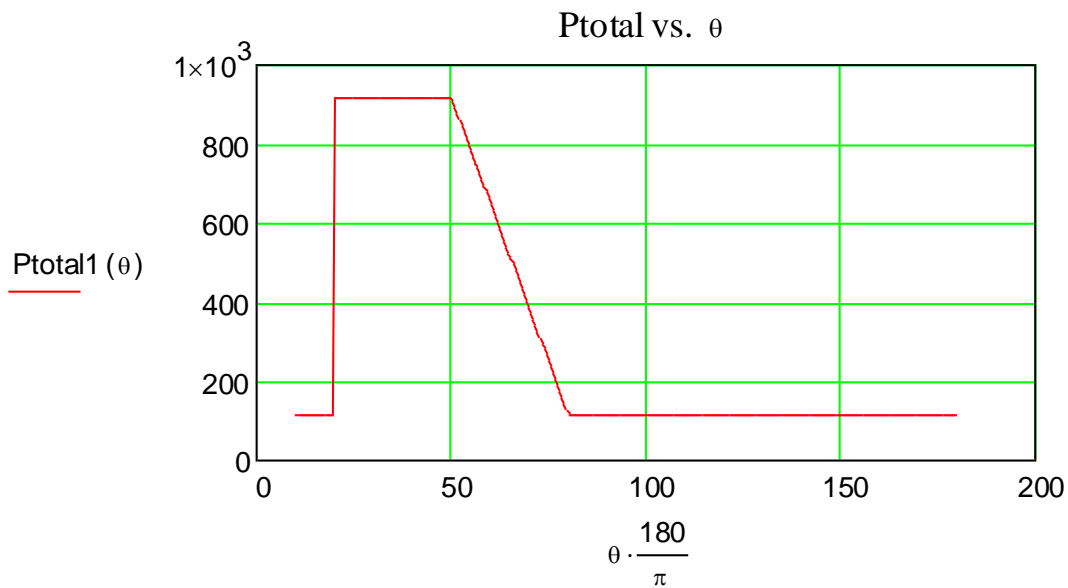


Figura 4.22 Ptotal vs θ

$$Moc1(\theta) := 200 W(\theta) + 655 F(\theta) \text{ (N mm)}$$

Moc es el momento producido por las fuerzas F y W y su distancia al eje

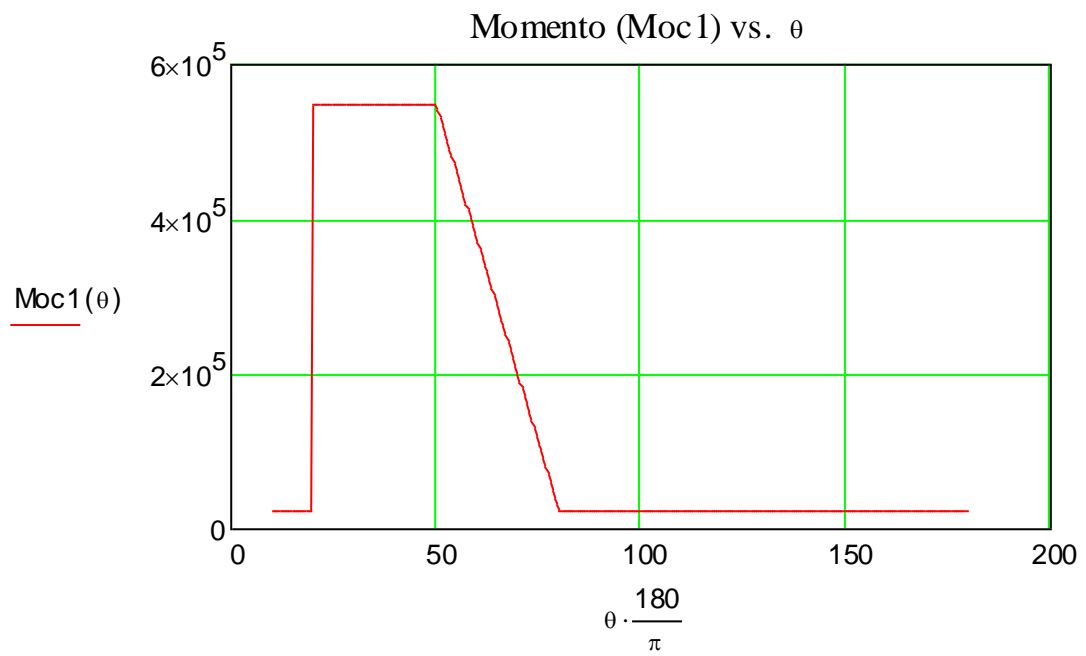


Figura 4.23 Momento Moc1 vs θ

Análisis de fuerzas en la segunda uña.

$$F2(\theta) := \begin{cases} 0 & \text{if } \theta > 0.1745 \\ 800 & \text{if } (0.5235 < \theta) \\ 2400 - 26.66 \cdot \theta \cdot \frac{180}{\pi} & \text{if } (1.047 < \theta < 1.570) \\ 0 & \text{if } 1.569 < \theta \end{cases}$$

Ángulos son sacados de la tabla de análisis

x	y
60	800
90	0

Los datos son sacados de la corrección de la fuerza F y aumentamos 10 grados que es el desfase de la uña.

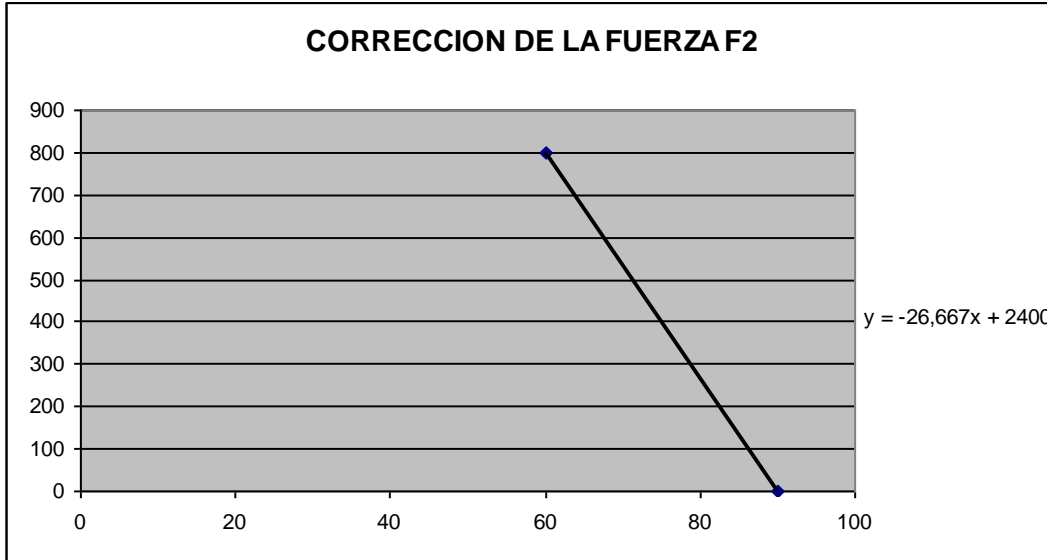


Figura 4.24 Corrección de la Fuerza F2

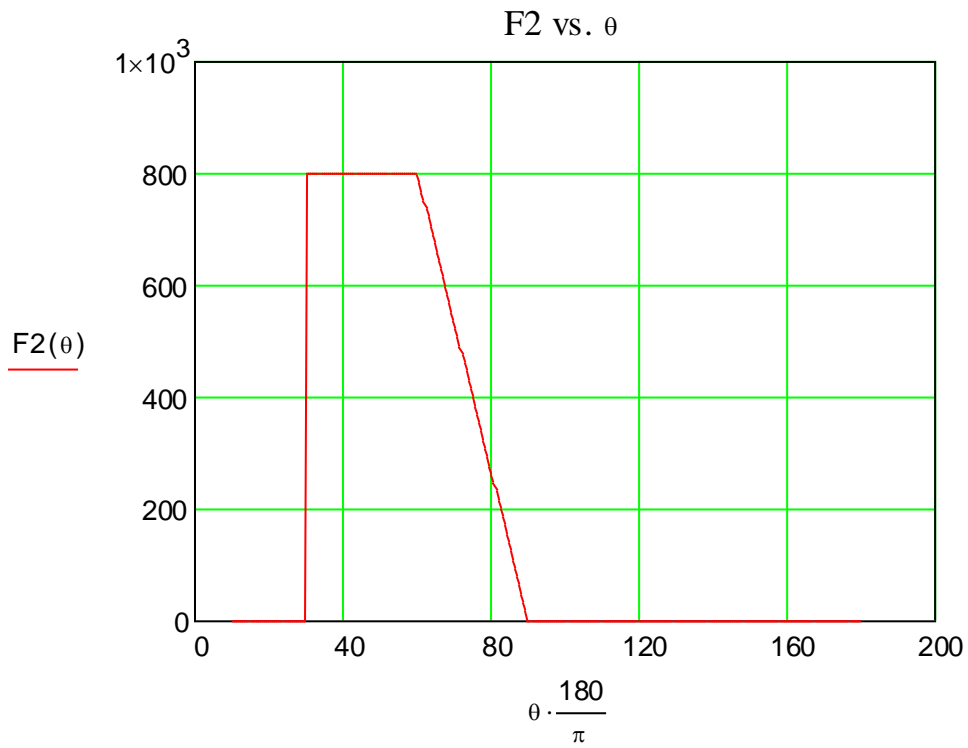


Figura 4.25 F2 vs θ

$$P_{total2}(\theta) := F2(\theta) + W(\theta)$$

P_{total} es la fuerza combinada por la uña separadora y las varillas en función del ángulo θ_1

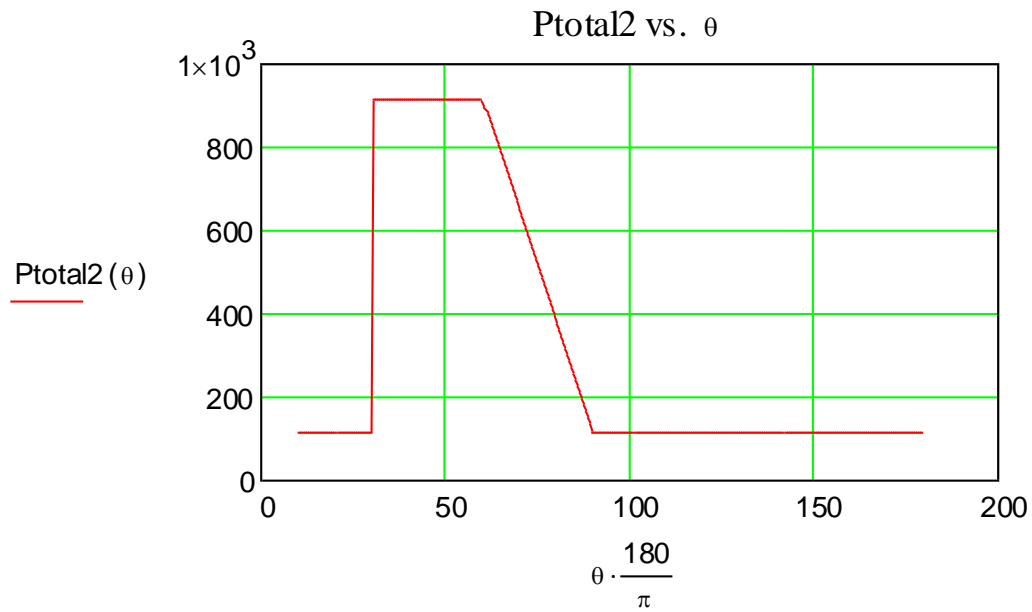


Figura 4.26 P_{total2} vs θ

$$Moc2(\theta) := 200 W(\theta) + 655 F2(\theta) \quad (\text{N mm})$$

Moc es el momento producido por las fuerzas F y W y su distancia al eje

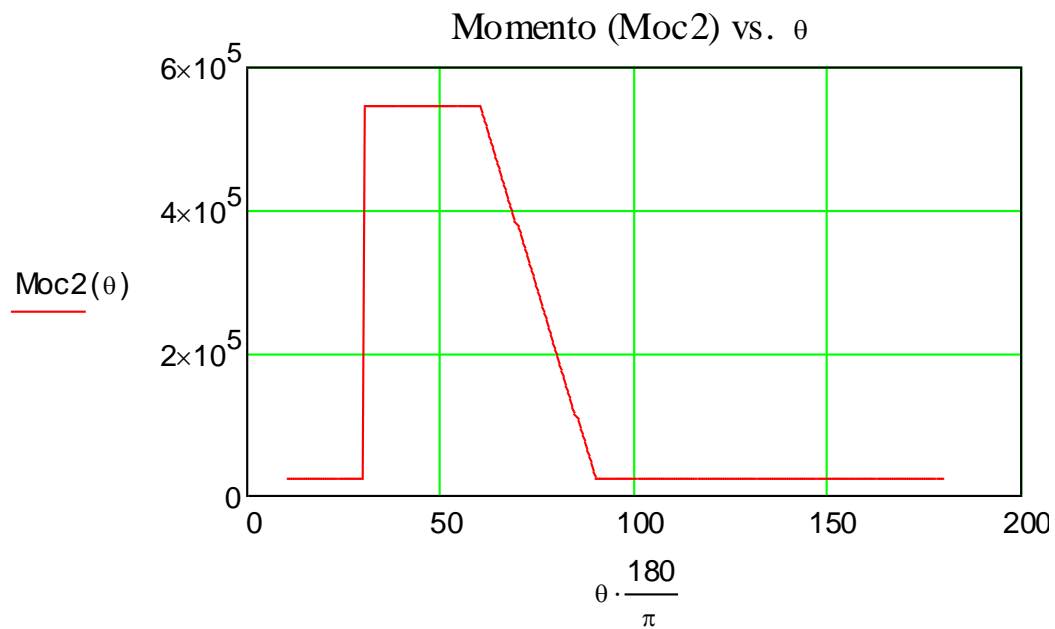


Figura 4.27 Momento $Moc2$ vs θ

Análisis de fuerzas en la tercera uña.

$$F3(\theta) := \begin{cases} 0 & \text{if } \theta > 0.1745 \\ 800 & \text{if } (0.3490 < \theta) \\ 2666.7 - 26.66 \cdot \theta \cdot \frac{180}{\pi} & \text{if } (1.221 < \theta < 1.7453) \\ 0 & \text{if } 1.7452 < \theta \end{cases}$$

Ángulos son sacados de la tabla de análisis

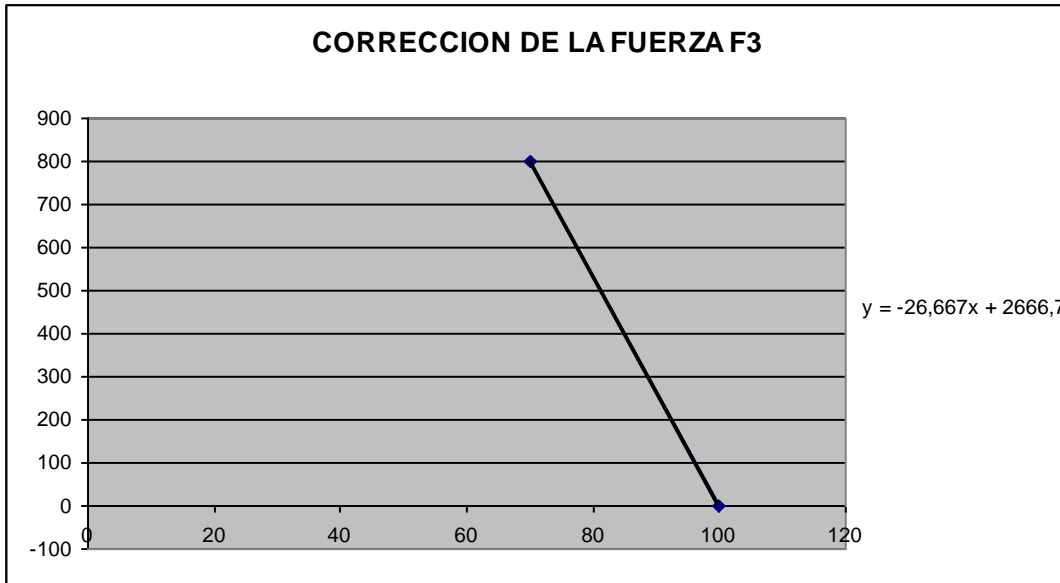


Figura 4.28 Corrección de la fuerza F3

Los datos son sacados de la corrección de la fuerza F y aumentamos 20 grados que es el desfase de la uña.

x	y
70	800
100	0

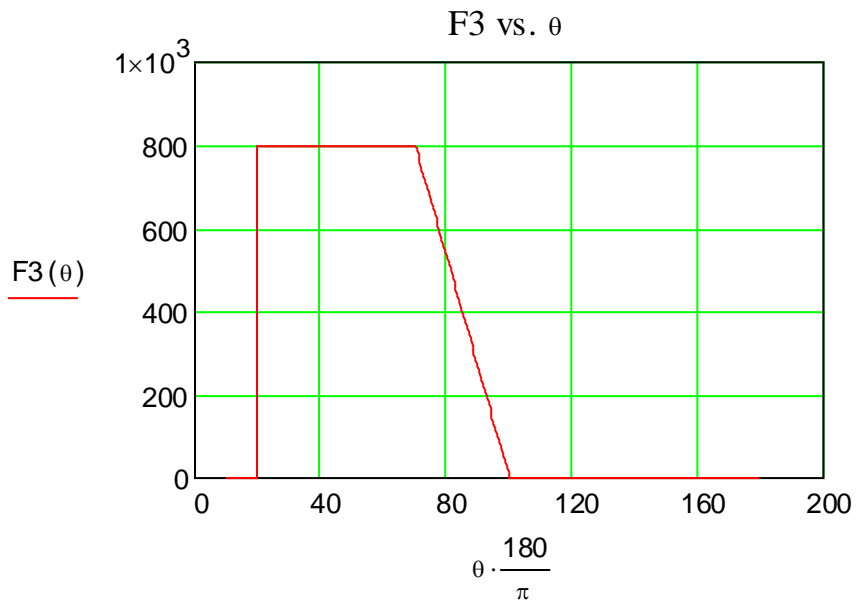


Figura 4.29 F3 vs θ

$P_{total3}(\theta) := F3(\theta) + W(\theta)$

P_{total} es la fuerza combinada por la uña separadora y las varillas en función del ángulo θ_1

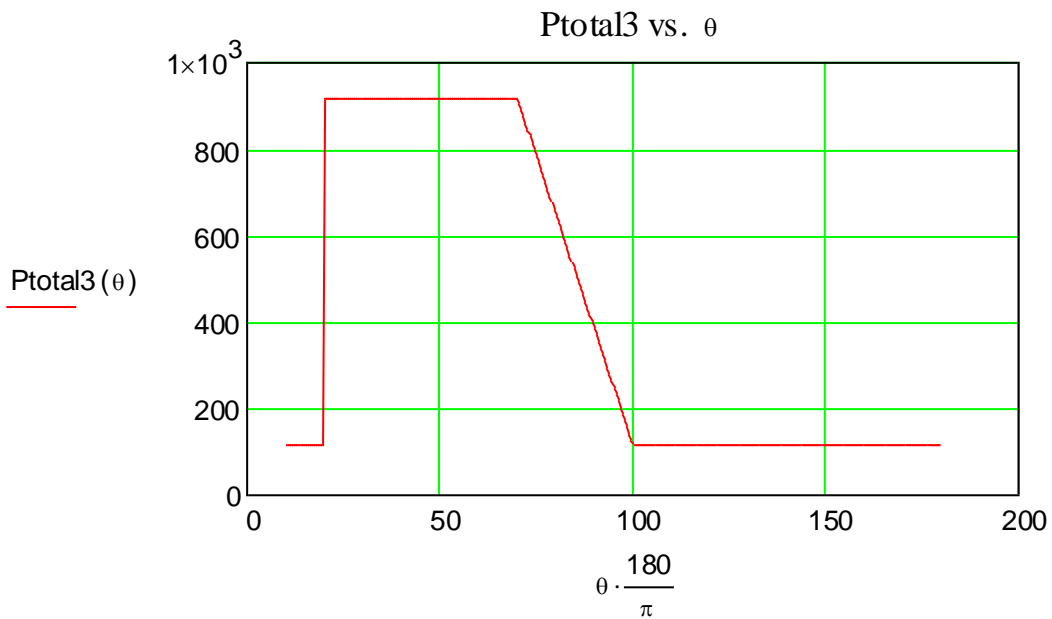


Figura 4.30 Ptotal3 vs θ

$Moc3(\theta) := 200 W(\theta) + 655 F3(\theta)$ (N mm) Moc es el momento producido por las fuerzas F, W y su distancia al eje
 F, W y su distancia al eje

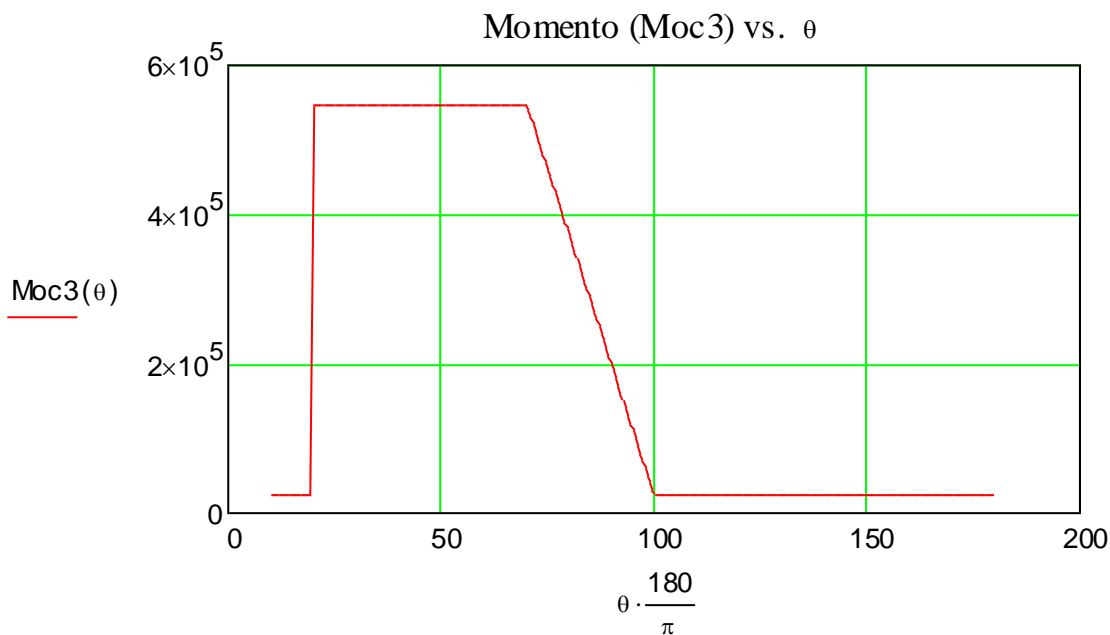


Figura 4.31 Momento Moc3 vs θ

Análisis de fuerzas en la cuarta uña.

$$F4(\theta) := \begin{cases} 0 & \text{if } \theta > 0.1743 \\ 800 & \text{if } (0.8726 < \theta) \\ 2933.3 - 26.66 \cdot \theta \cdot \frac{180}{\pi} & \text{if } (1.396 < \theta < 1.919) \\ 0 & \text{if } 1.918 < \theta \end{cases}$$

Los datos son sacados de la corrección de la fuerza F y aumentamos 30 grados que es el desfase de la uña.

x	y
80	800
100	0

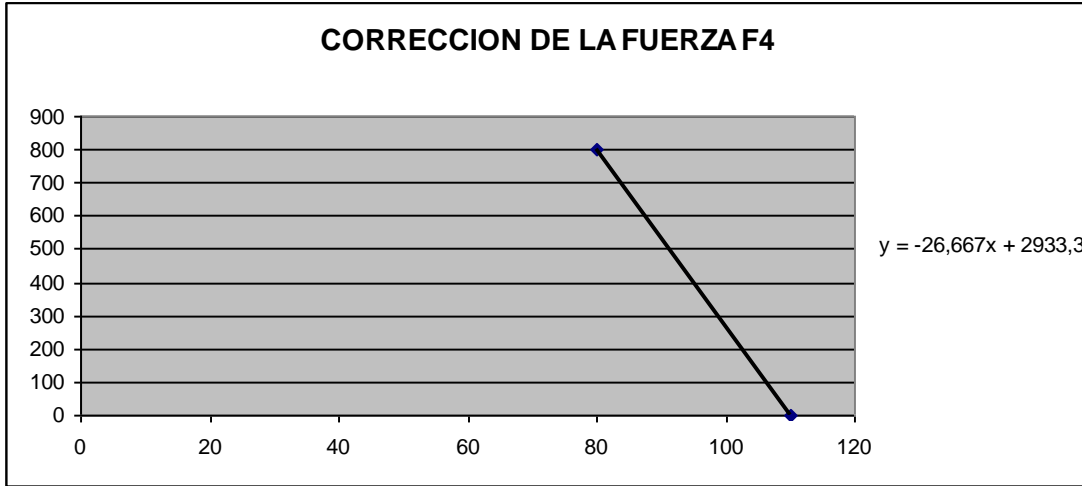


Figura 4.32 Corrección de la fuerza F4

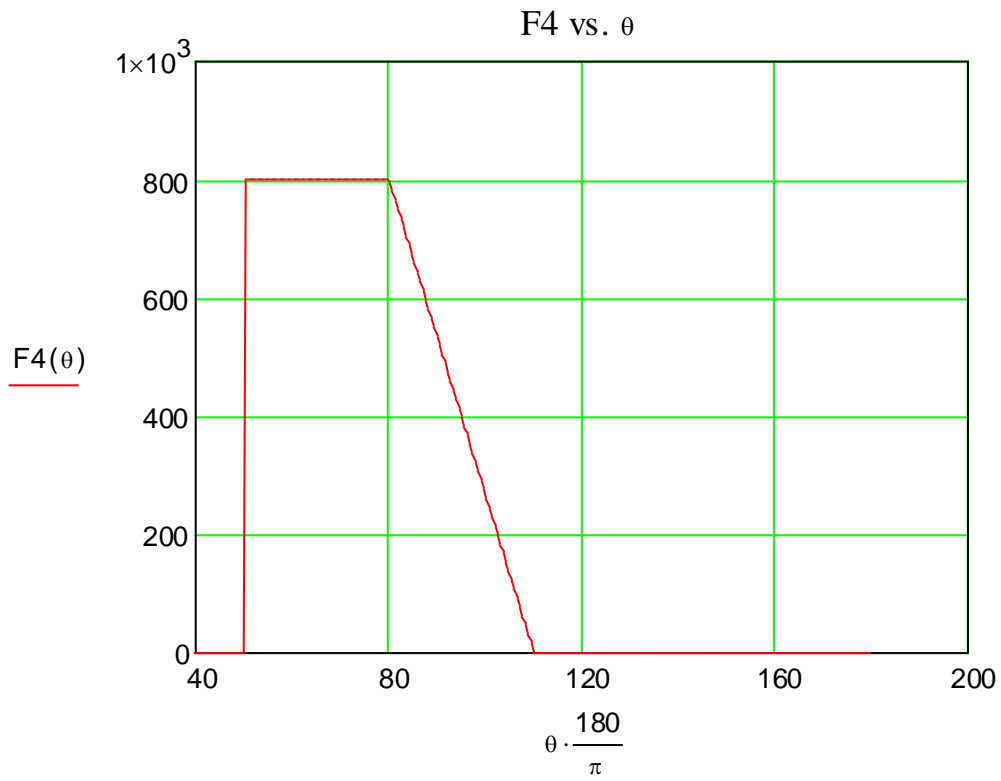


Figura 4.33 F4 vs θ

$$P_{total4}(\theta) := F4(\theta) + W(\theta)$$

P_{total} es la fuerza combinada por la uña separadora y las varillas en función del ángulo θ_1

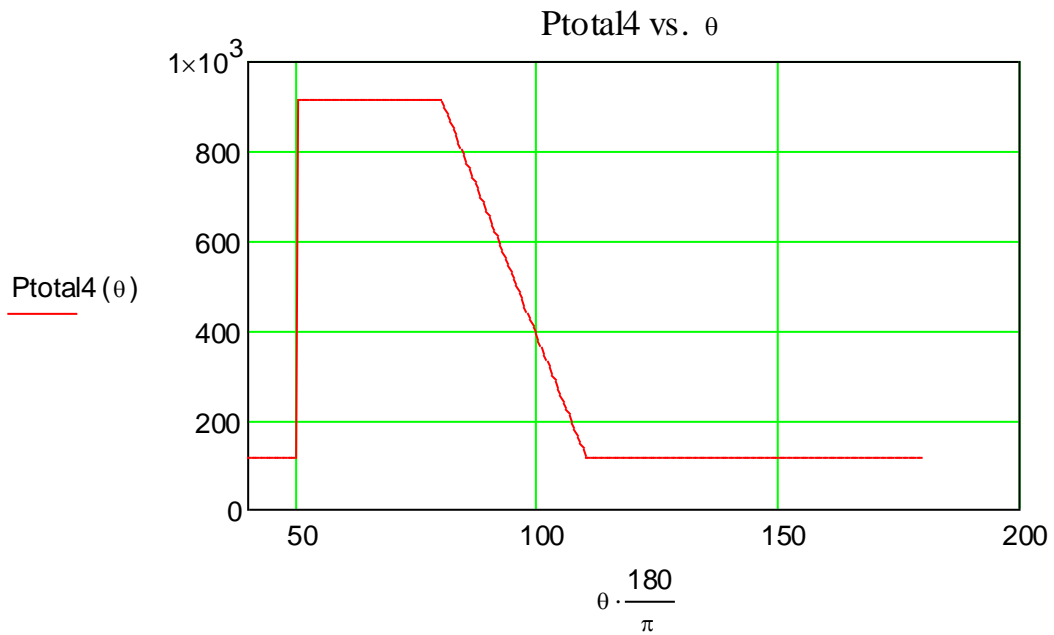


Figura 4.34 P_{total4} vs θ

$$M_{oc4}(\theta) := 200 W(\theta) + 655 F4(\theta) \quad (\text{N mm})$$

M_{oc} es el momento producido por las fuerzas F y W y su distancia al eje

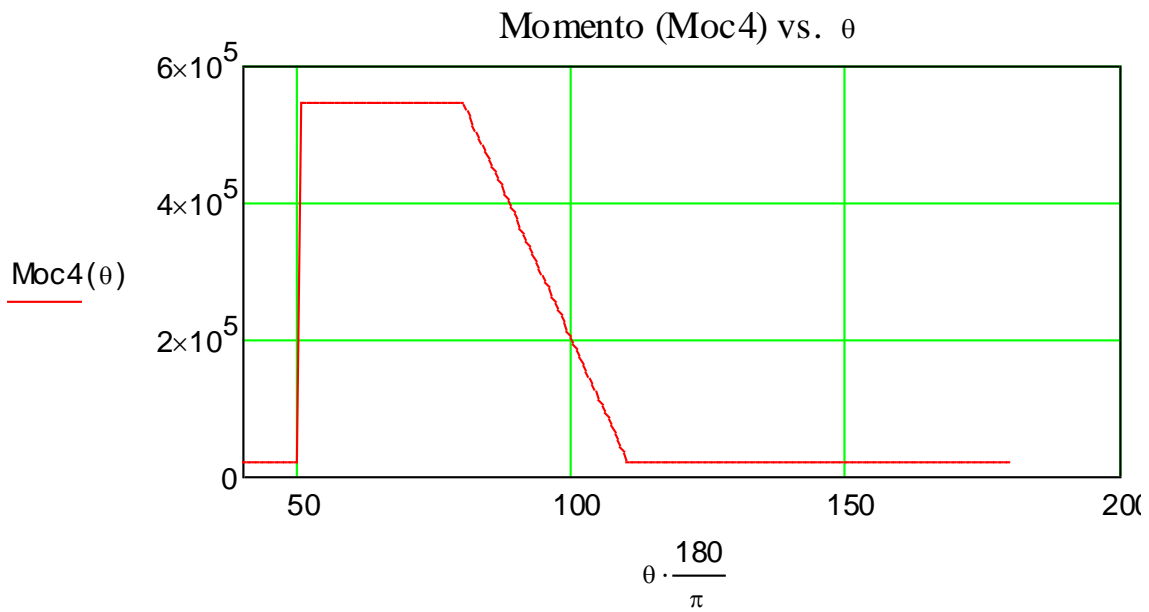


Figura 4.35 Momento M_{oc4} vs. θ

Análisis de los momentos en el eje producidos por las fuerzas de las uñas combinadas.

$$M_{tc}(\theta) := M_{oc1}(\theta) + M_{oc2}(\theta) \quad (\text{N mm})$$

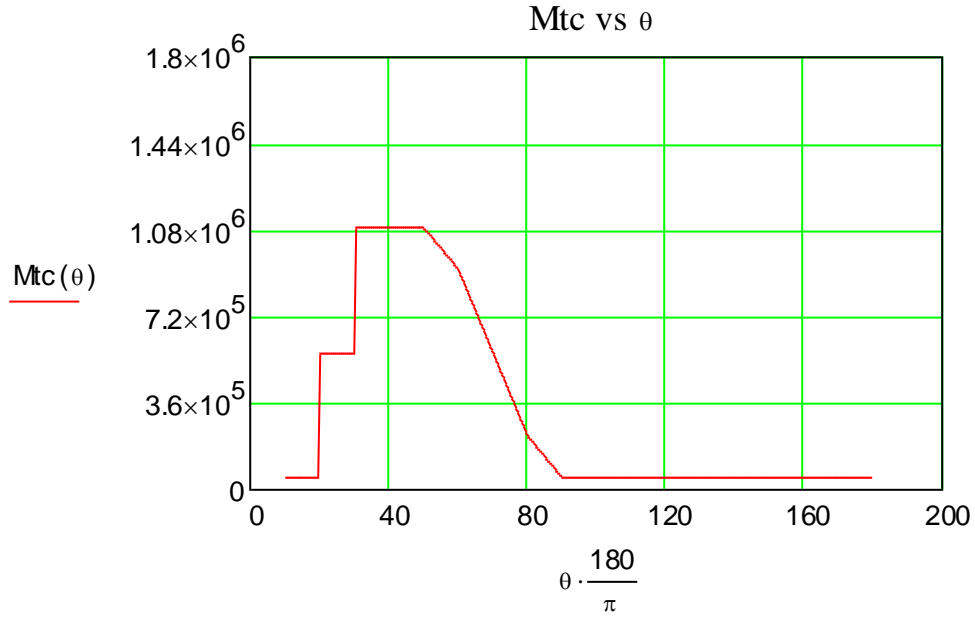
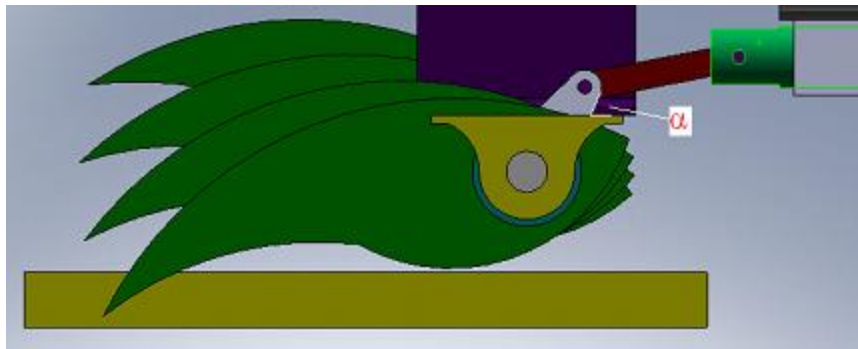
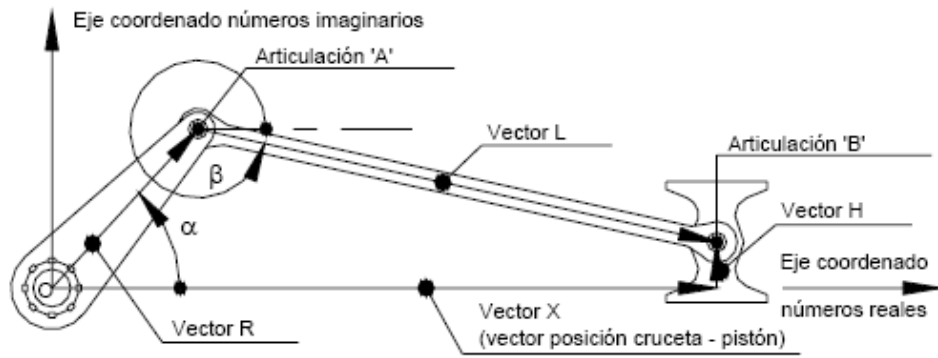


Figura 4.36 Mtc vs. θ

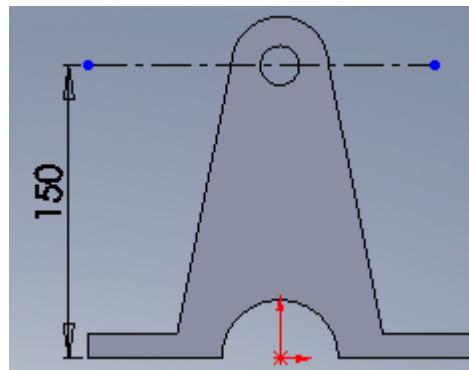
El rango de funcionamiento del pistón está entre los ángulos de 70° y 160° para la manivela (α) pero los gráficos los realizaremos desde un valor de 30° hasta 180°



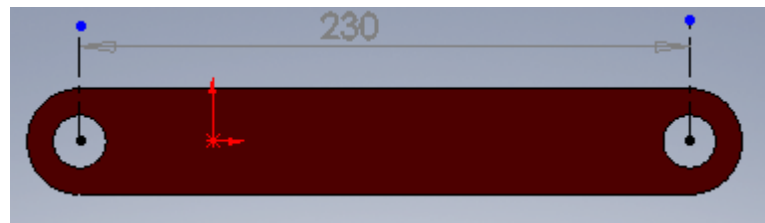


$$\alpha := 0.5, 0.501 \dots \pi$$

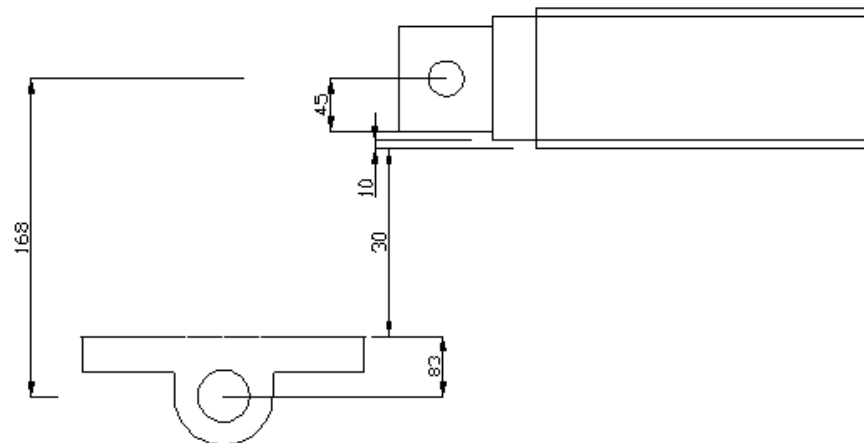
$$R := 150$$



$$L := 230$$



$$H := 168$$



$$\beta(\alpha) := \text{asin}\left(\frac{H - R \cdot \sin(\alpha)}{L}\right)$$

$$f(\alpha) := R \cdot \cos(\alpha) + L \cdot \cos(\beta(\alpha))$$

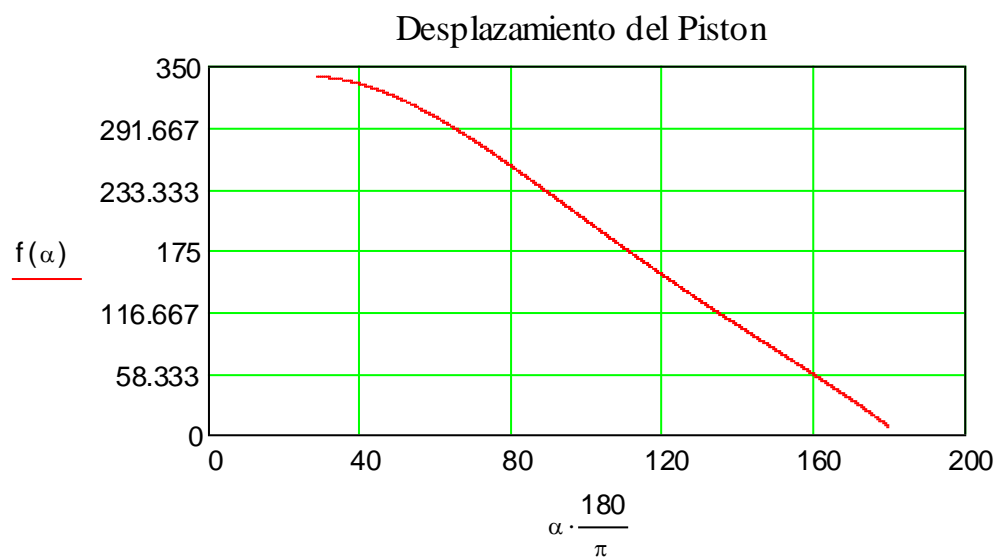


Figura 4.37 Desplazamiento del pistón

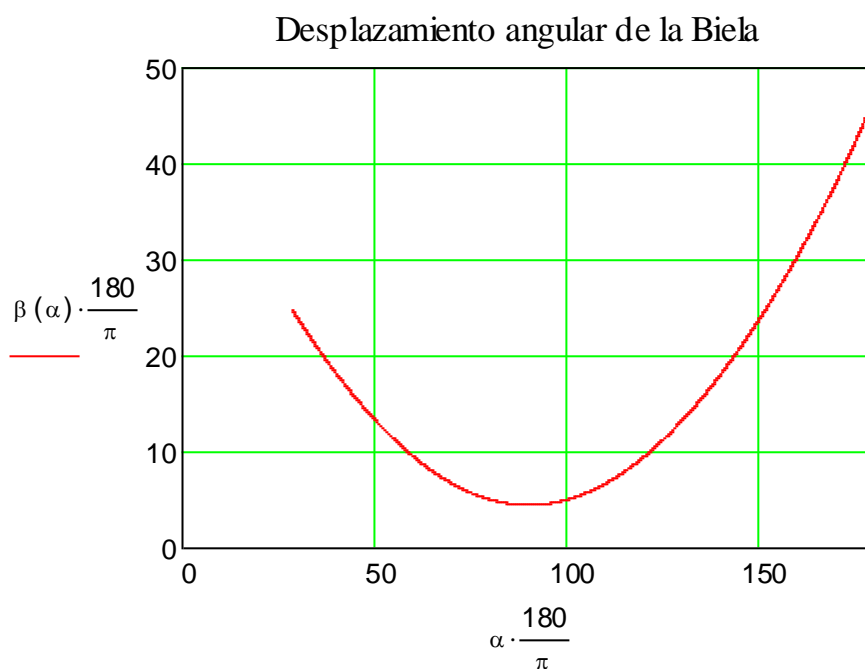


Figura 4.38 Desplazamiento angular de la biela

$W_m := 0.625$ rad / s Dato sacado de la definición de parámetros funcionales

$$W_b(\alpha) := \frac{-R \cdot W_m \cdot \cos(\alpha)}{L \cdot \cos(\beta(\alpha))}$$

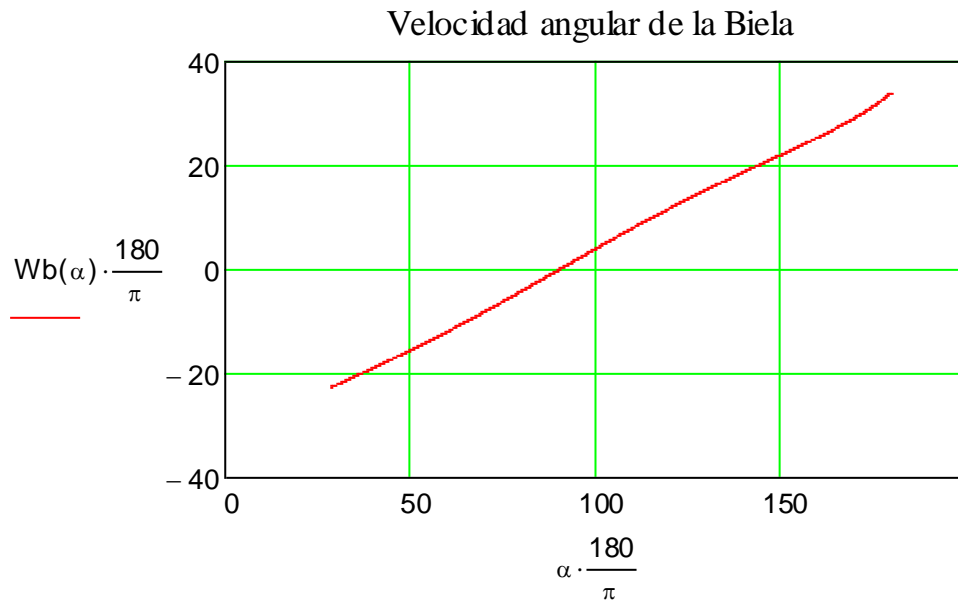


Figura 4.39 Velocidad angular de la biela

$$V(\alpha) := \frac{R \cdot W_m \cdot \sin(\beta(\alpha) - \alpha)}{\cos(\beta(\alpha))}$$

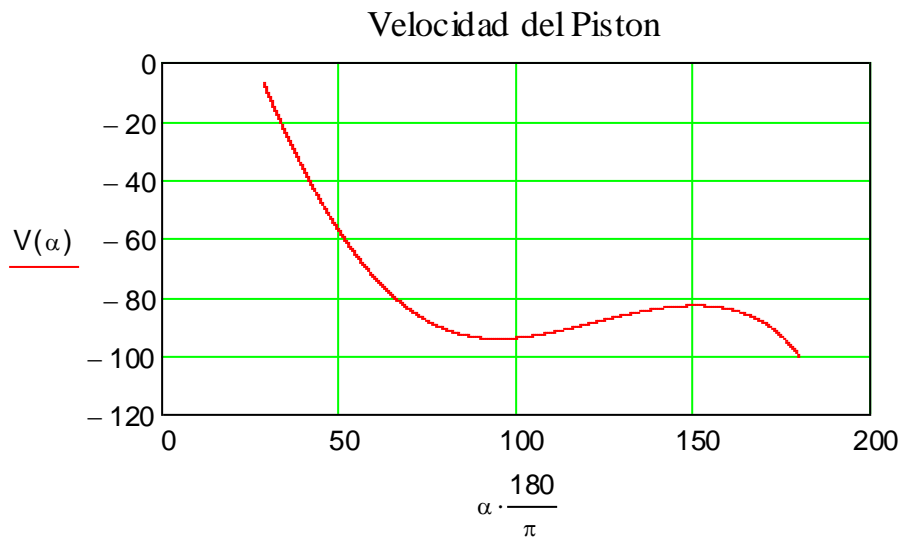


Figura 4.40 velocidad del pistón

4.2.3 ANALISIS DE FUERZAS CORREGIDAS

Los valores que se obtenga en las graficas se dividirá para dos ya que en el diseño se especifica el uso de dos pistones.

$\theta(\alpha) := \alpha - 50 \cdot \frac{\pi}{180}$ Relacionamos el ángulo θ con el ángulo α para realizar los cálculos correspondientes.

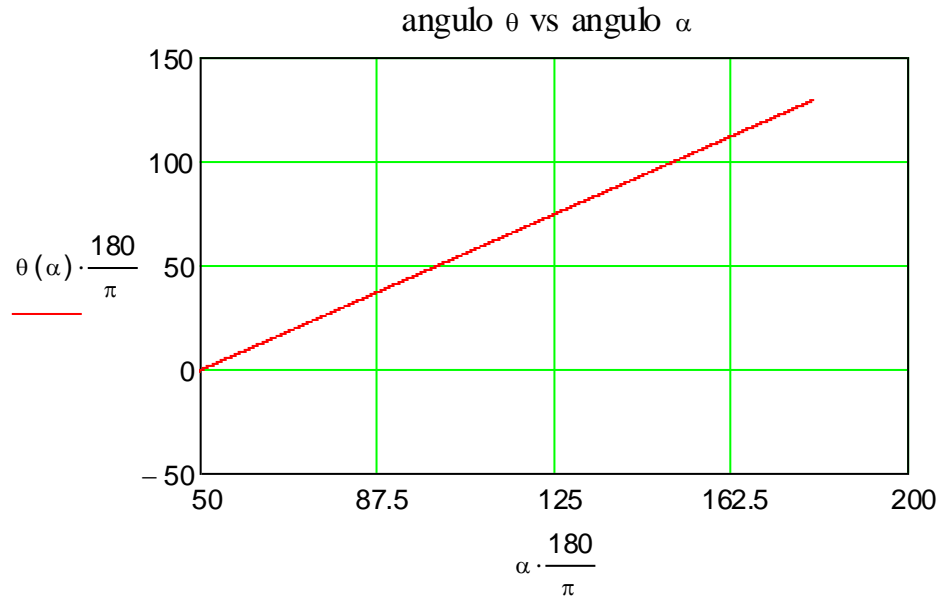
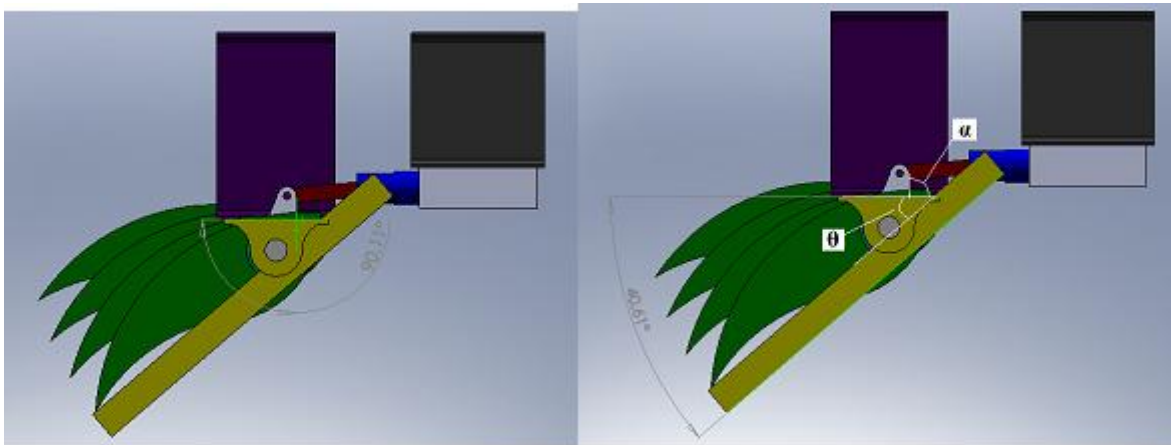


Figura 4.41 ángulo θ vs ángulo α



$$R = 150 \quad (\text{mm})$$

$$T(\alpha) := \frac{Mtc(\theta(\alpha))}{R}$$

$$T = f(\text{Unitless}) \rightarrow \text{Unitless} \quad (\text{N})$$

$$P(\alpha) := \frac{T(\alpha) \cdot \cos(\beta(\alpha))}{\sin(\alpha - \beta(\alpha))}$$

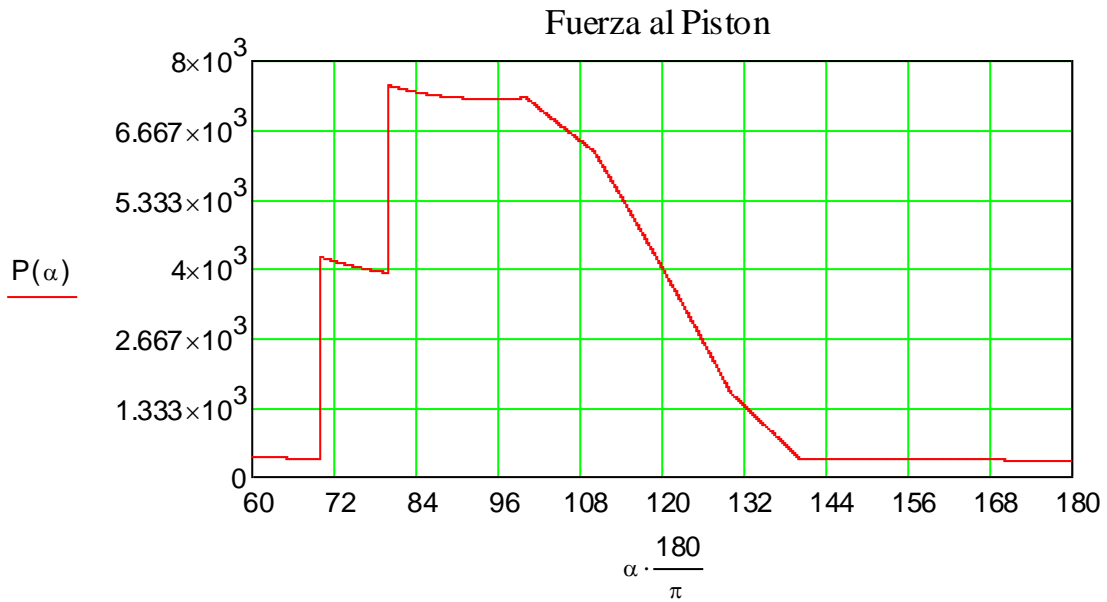


Figura 4.42 Fuerza al pistón

$$U(\alpha) := -P(\alpha) \cdot \tan(\beta(\alpha))$$

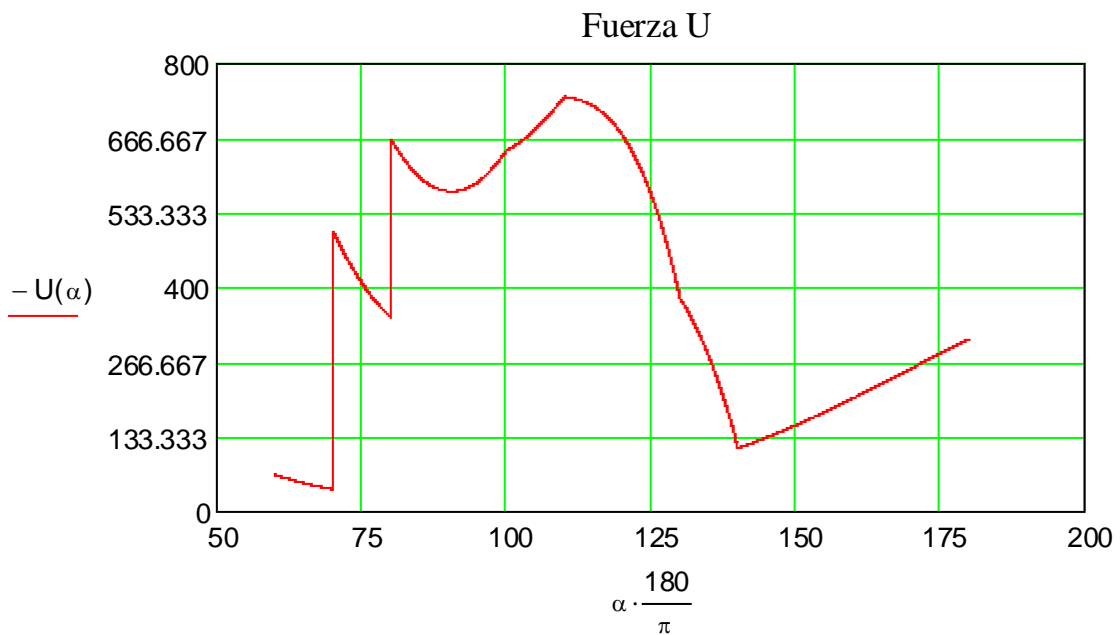


Figura 4.43 Fuerza U

$$S(\alpha) := \frac{P(\alpha)}{\cos(\beta(\alpha))}$$

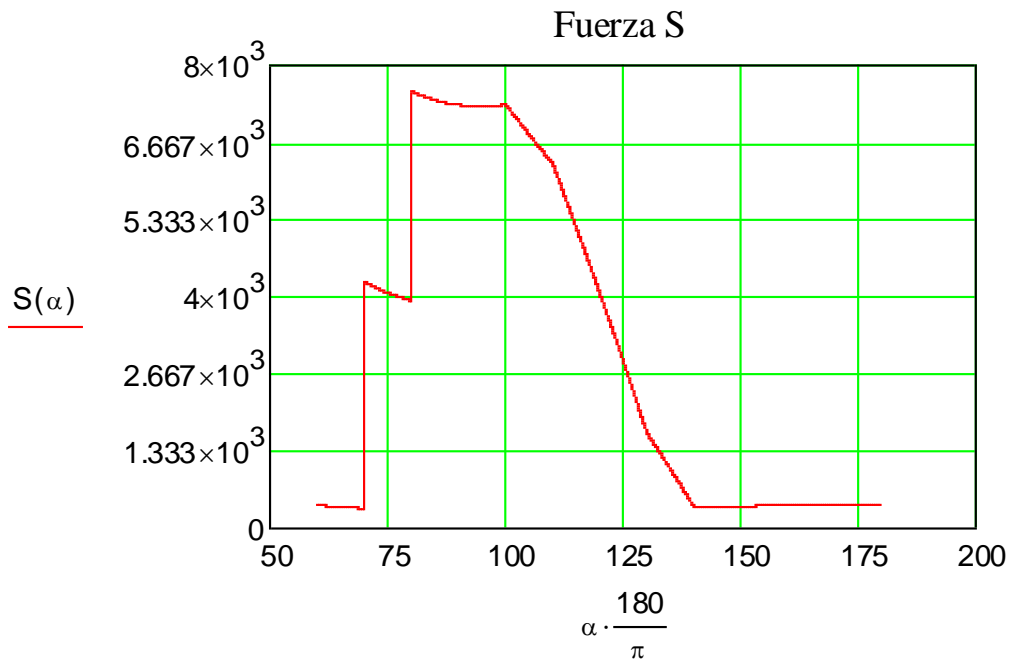


Figura 4.44 velocidad del pistón

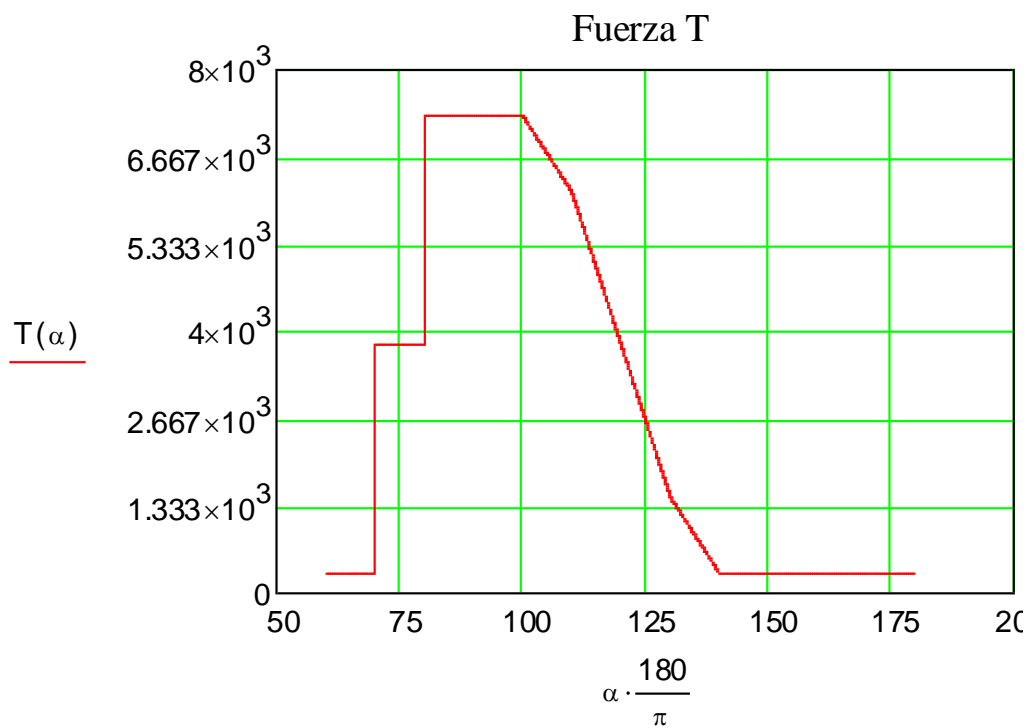


Figura 4.45 Fuerza T

$$N(\alpha) := S(\alpha) \cdot \cos(\alpha - \beta(\alpha))$$

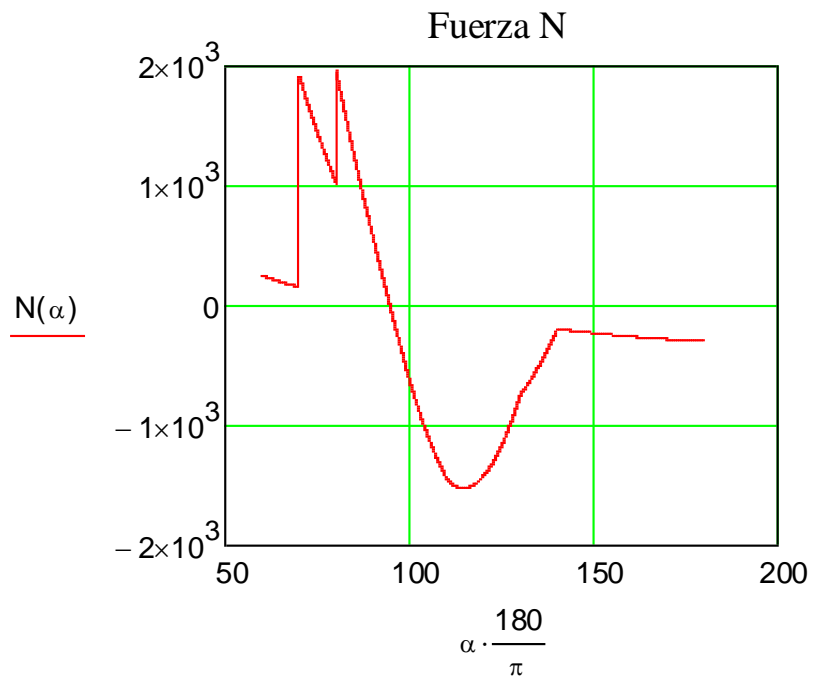


Figura 4.46 Fuerza N

4.2.4 CALCULO DE FUERZAS

Tabla 4.3 Tabla de resultados

DATOS OBTENIDOS DE LAS GRAFICAS

DATOS PARA CADA PISTON (2)			
MAXIMO	MINIMO	UNIDADES	
7322,5	400,5	N	
7300	309	N	
-1002,5	-66	N	
7293,5	395	N	
-94	-83	mm/s	Velocidad del Piston
25,6	-8,1	°/s	Velocidad angular de la Biela
30,7	6,7	°	
280	55	mm	Carrera del Piston
1094440	46400	N mm	
547200	23200	N mm	Combinacion fuerzas
916	116	N	Fuerza producida por varillas
800	0	N	Velocidad angular manivela
0,625	0,625	rad/s	
160	70	°	
120	30	°	

De los datos obtenidos se determina las siguientes características:

PARA EL PISTÓN:

Carrera del pistón: 300 mm

Velocidad max. Pistón: 100 mm/s

Fuerza (Compresión [F]): 10 KN

Fuerza (Tracción): 4 KN

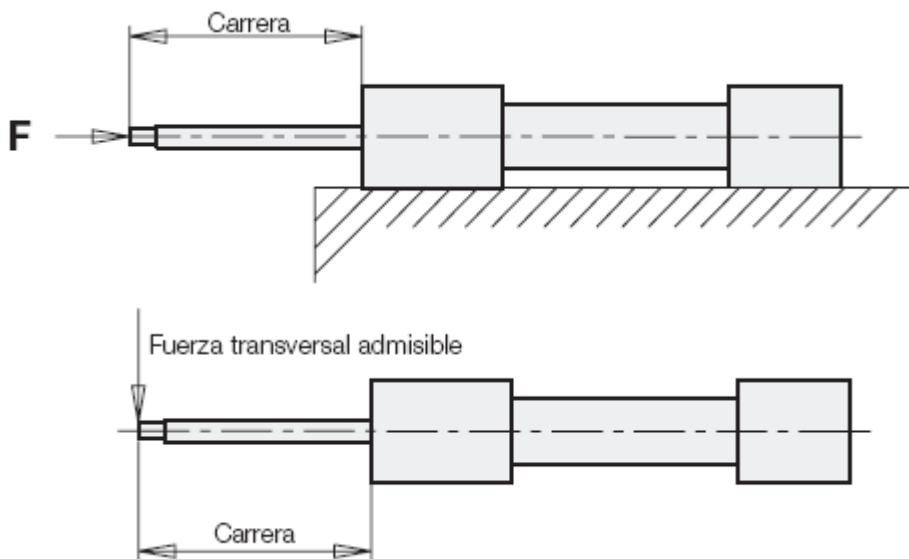


Figura 4.47 Esquema de pistón Anexos

La fuerza transversal admisible es un parámetro que depende de la carrera del pistón, por lo que se analizará que diámetro de pistón soporta dicha fuerza a la carrera necesaria previamente determinada.

Tabla 4.4 Ángulos debido a la fuerza transversal

GRADOS DE LA MANIVELA	FUERZA TRANSVERSAL U	POSICION DEL PISTON	CARRERA
[°]	[N]	[mm]	[mm]
70	1000	280	0
80	1012	254	26
90	871	230	50
100	1292	204	76
110	1623	177	103
120	1964	152	128
130	1966	127	153
140	1507	104	176
150	894	82	192
160	407	57	223

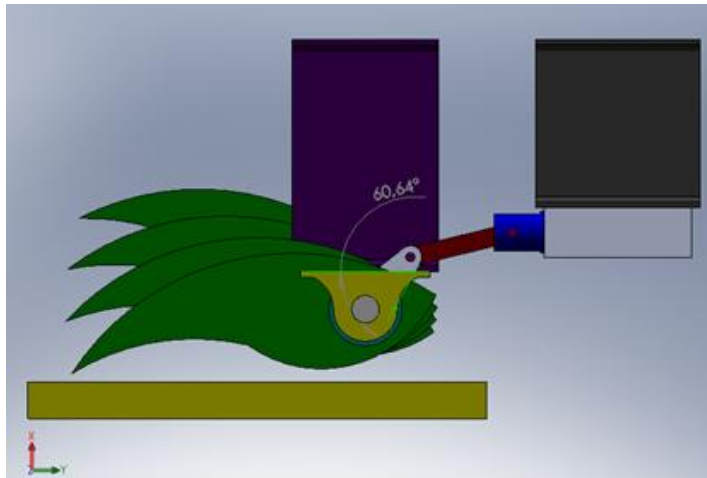
$$\text{Car}(\alpha) := 300 - f(\alpha)$$

Car: Es la carrera del pistón para cada ángulo de la manivela.

La posición inicial del pistón es a 280 mm del centro de referencia por lo tanto el valor del desplazamiento es negativo (solo para los cálculos).

Se dará un rango de tolerancia de 20 mm de desplazamiento de pistón (carrera) hasta que se ejerza la fuerza transversal U y la fuerza axial F sobre el mismo.

Los 20 mm de tolerancia en el desplazamiento del pistón nos equivale a cerca de 10° de desplazamiento angular de la biela por lo que el ángulo de análisis para este caso será desde 60°.



Fuerza transversal que soporta un pistón de diámetro 63 mm Roemheld

Carrera	Fuerza Transversal U
100	2000
200	1300
300	870
400	700
500	550
600	480
700	400

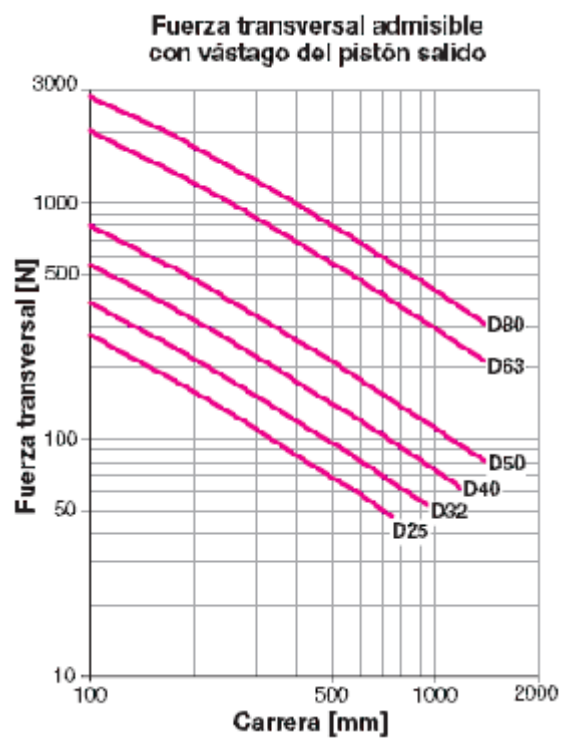
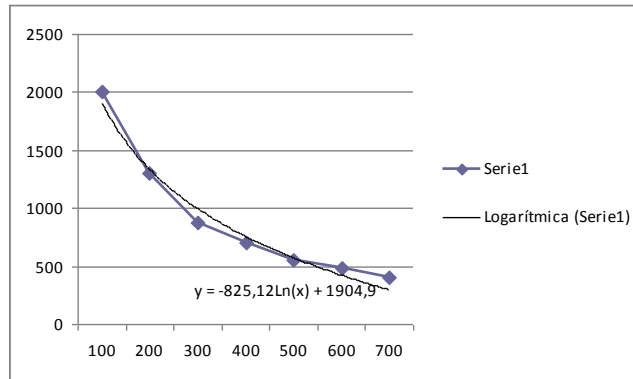


Figura 4.48 Grafica de catalogo ROEMHELD B 1.590 Anexos

$$F_{t63}(\alpha) := -825.12 \cdot \ln(\alpha) + 1904.9$$

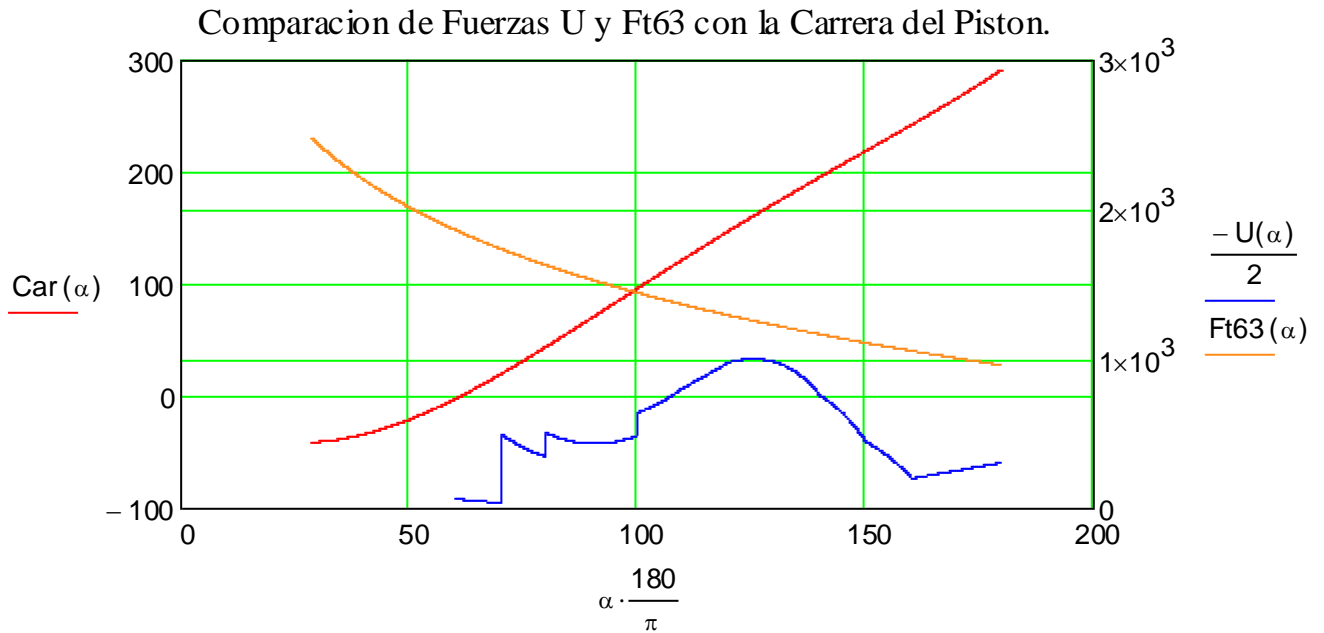


Figura 4.49 Comparación de fuerzas U y Ft63 con la Carrera del pistón

En la grafica se observa que la curva descrita por la fuerza U(azul) esta por debajo que la descrita por la curva de fuerza que soporta el pistón Ft63(naranja), por lo que se concluye que el pistón soporta de manera adecuada las fuerzas producidas sin necesidad de una guía.

De los datos obtenidos se determina las siguientes características:

PARA EL PISTON:

Carrera del pistón: 300 mm

Velocidad max. Pistón: 100 mm/s

Fuerza (Compresión [F]): 10 KN

Fuerza (Tracción): 4 KN

Diámetro pistón: 63 mm

Un pistón de este diámetro soporta la fuerza transversal sin necesidad de una cruceta (guía).

4.3 DISEÑO DE ELEMENTOS DEL MECANISMO

4.3.1 DISEÑO DE PASADORES (BIELA - ABRAZADERA SUPERIOR)

$$d_{pas} := 20 \quad [\text{mm}]$$

d_{pas} = Diámetro del pasador

$$t_{pas} := 40 \quad [\text{mm}]$$

t_{pas} = Longitud del pasador

$$A_{proyec} := d_{pas} \cdot t_{pas}$$

A_{proyec} = Área Proyectada del pasador

$$A_{proyec} = 800$$

$$A_{cir} := \frac{\pi \cdot d_{pas}^2}{4}$$

$$A_{cir} = 314.159 \quad [\text{mm}^2] \quad A_{pas} = \text{Área sección transversal}$$

Material del pasador Acero SAE 1020

$$S_y := 207 \quad [\text{MPa}]$$

Norton p. 998 Tabla (C-9)
Laminado en Caliente

$$S_u := 379 \quad [\text{MPa}]$$

$$E := 206800 \quad [\text{MPa}]$$

Perno de acero Norton Tabla C-1 Pág. 994

Fuerza que actúa sobre el pasador es S . Sacada de tabla de resultados de graficas.

$$S := 7322.5 \quad [\text{N}]$$

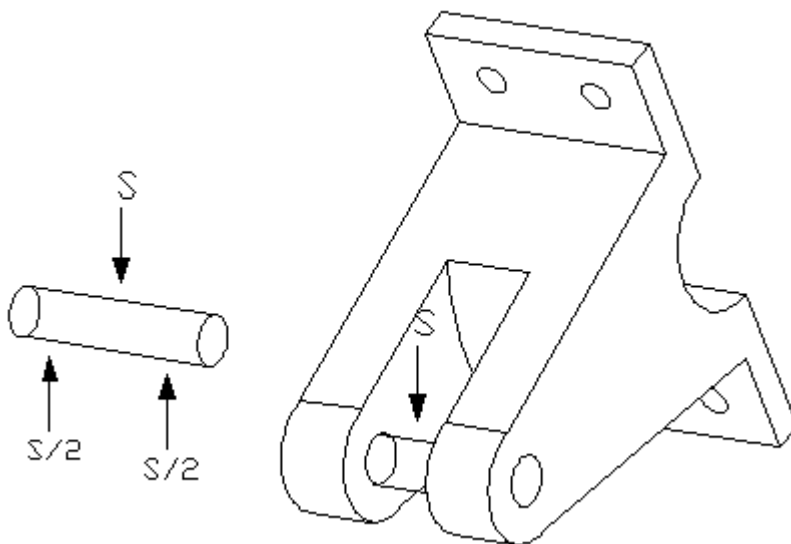


Figura 4.50 DCL Pasador de abrazadera superior

4.3.1.1 Diseño por Cortante doble

$$\tau_p := \frac{S}{2 A_{cir}}$$

$$\tau_p = 11.654 \quad [\text{MPa}]$$

TECM

$$\tau_{fl} := 0.5 S_y$$

$$FS := \frac{\tau_{fl}}{\tau_p}$$

$$FS = 8.881$$

4.3.1.2 Diseño por Aplastamiento

$$\sigma_{aplast} := \frac{S}{A_{proyec}}$$

$$\sigma_{aplast} = 9.153 \quad [\text{MPa}]$$

$$FS := \frac{\tau_{fl}}{\sigma_{aplast}}$$

$$FS = 11.308$$

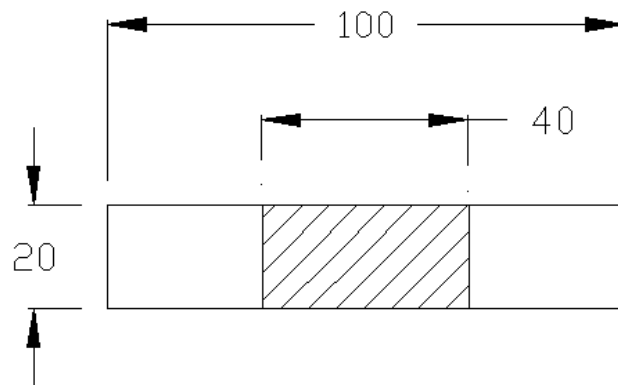


Figura 4.51 Área para aplastamiento del pasador

El pasador está diseñado con un factor de seguridad un tanto elevado, esto se debe a la dimensiones físicas del mismo las mismas que son necesarias por el acople de la biela al pistón, y ya que cumple con los requerimientos el diseño se lo aceptara como valido.

4.3.2 DISEÑO DE BIELA

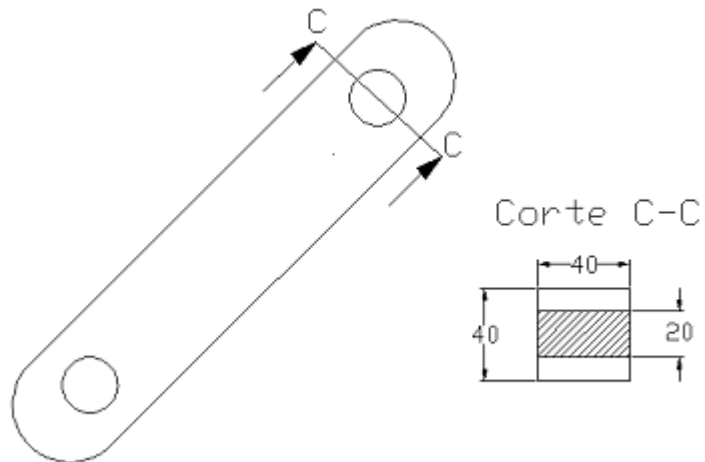


Figura 4.52 Esquema de la Biela

MATERIAL Acero A36

$$S_y := 240 \quad [\text{Mpa}] \quad \text{Shigley P\acute{a}g. 28 Tabla 1.2}$$

$$S_u := 400 \quad [\text{Mpa}]$$

Corte C-C

$$A_c := 20 \cdot 40$$

$$A_c = 800 \quad \text{mm}^2$$

$$A_{pro} := 20 \cdot 40$$

$$A_{pro} = 800 \quad \text{mm}^2$$

4.3.2.1 Calculo del Esfuerzo Normal

$$S := 14645 \quad [\text{N}] \quad \text{Fuerza S calculada que actúa sobre la biela}$$

$$S_{min} := 801 \quad [\text{N}]$$

$$\sigma_c := \frac{S}{A_c}$$

$$\sigma_c = 18.306 \quad [\text{MPa}]$$



Figura 4.53 DCL de la biela

4.3.2.2 Calculo del Esfuerzo Cortante

$$\tau_c := \frac{S}{2 \cdot 17.32 \cdot 40}$$

$$\tau_c = 10.569 \quad [\text{MPa}]$$

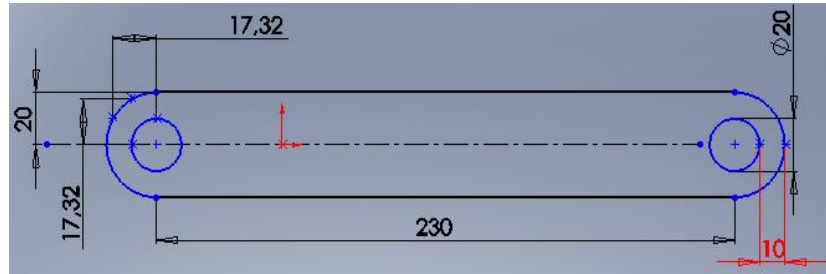


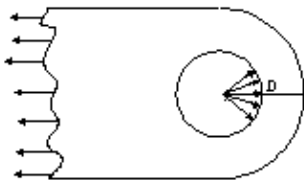
Figura 4.54 Biela dimensiones

Aplastamiento

$$\sigma_{bc} := \frac{S}{A_{pro}}$$

$$\sigma_{bc} = 18.306 \quad [\text{MPa}]$$

Punto de Análisis



Punto de análisis D
Juvinall Fig. 2.15 Pág. 62

$$A_{equiv} := 10 \cdot 40$$

$$A_{equiv} = 400 \quad [\text{mm}^2]$$

$$\sigma_{eq} := \frac{S/2}{A_{equiv}}$$

$$\sigma_{eq} = 18.306 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{eqmin} := \frac{S_{min}/2}{A_{equiv}}$$

$$\sigma_{eqmin} = 1.001 \quad [\text{MPa}]$$

4.3.2.3 Fatiga

$$\sigma_{eqmax} := 18.3 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{eqmin} := 1 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{eqm} := \frac{\sigma_{eqmax} + \sigma_{eqmin}}{2}$$

$$\sigma_{eqm} = 9.65 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{eqa} := \frac{\sigma_{eqmax} - \sigma_{eqmin}}{2}$$

$$\sigma_{eqa} = 8.65 \quad [\text{MPa}]$$

$$k_t := 1 \quad \text{por ser material dúctil } k_t = 1$$

$$\sigma_{eqM} := k_t \cdot \sigma_{eqm}$$

$$\sigma_{eqM} = 9.65 \quad [\text{MPa}]$$

$$k_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Norton p.390 Ec (6.11b)}$$

$$q := 0.8 \quad \text{Norton p.392 Fig.(6-36 parte 1)}$$

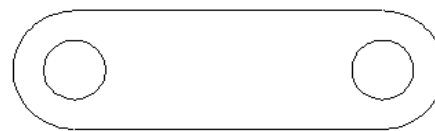
$$K_t := 2.175 \quad \text{Norton p.1012 Fig. (E-13)}$$

$$k_f := 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

$$k_f = 1.94$$

$$\sigma_{eqA} := k_f \cdot \sigma_{eqa}$$

$$\sigma_{eqA} = 16.781 \quad [\text{MPa}]$$



Concentrador de Esfuerzos por agujero

GOODMAN

$$\frac{S_u}{FS} = \sigma_{eqM} + \frac{S_u}{S_e} * \sigma_{eqA}$$

$$S_u = 400$$

$$S_e = K_{carga} * K_{sup} * K_{ta} * S_e'$$

K_{carga} : Factor de carga

K_{sup} : Factor de acabado superficial

K_{ta} : Factor de tamaño

S_e' : Limite de resistencia a la fatiga

$$S_e' := 0.5 \cdot S_u$$

$$S_e' = 200$$

$$K_{carga} := 0.7$$

Norton Pág. 376

$$K_{sup} := 4.51 \cdot (S_u^{-0.265})$$

Norton Pág. 378 tabla 6.3

$$K_{sup} = 0.922$$

$$K_{ta} = 1.189d^{-0.097}$$

Norton Pág. 377

$$d = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

Norton Pág. 378

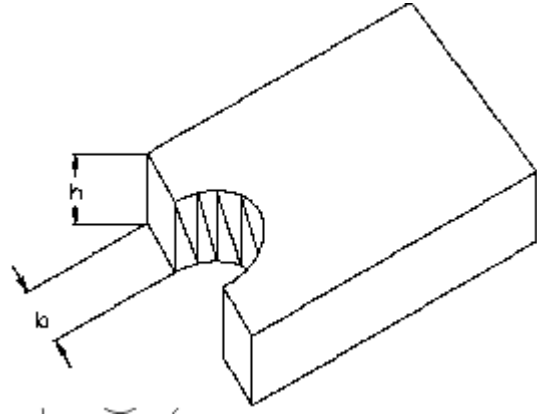
$$b := 10 \quad [\text{mm}]$$

$$h := 40 \quad [\text{mm}]$$

$$A_{95} := 2 \cdot 0.05b \cdot h$$

$$A_{95} = 40 \quad [\text{mm}^2]$$

$$d := \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$



$$d = 22.852 \quad [\text{mm}]$$

$$K_{ta} := 1.189 \cdot d^{-0.097}$$

$$K_{ta} = 0.878$$

$$S_e := K_{carga} \cdot K_{sup} \cdot K_{ta} \cdot S_e'$$

$$S_e = 113.273 \quad [\text{MPa}]$$

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{eqM} + \frac{S_u}{S_e} \cdot \sigma_{eqA}}$$

$$FS = 5.805$$

4.3.3 DISEÑO DE CHAVETA (ABRAZADERAS)

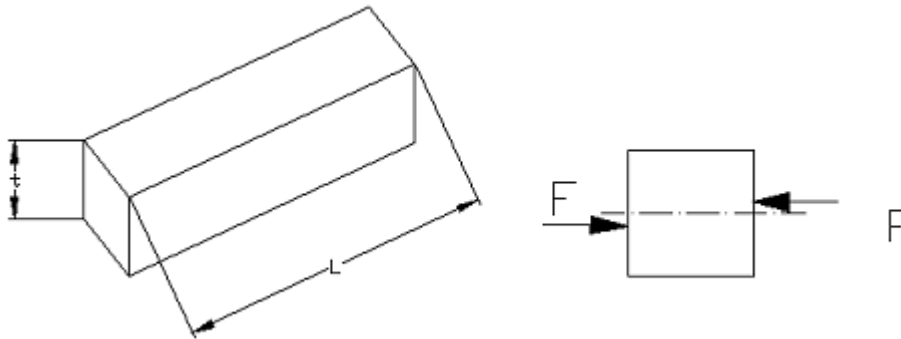


Figura 4.55 Chaveta cuadrada para abrazadera

Material acero A36

$$S_y := 240 \quad [\text{Mpa}]$$

Shigley P.28 Tabla 1.2

$$S_u := 400 \quad [\text{Mpa}]$$

$$\sigma_{plast} = \frac{4T}{b \cdot L \cdot deje} = \frac{S_y}{FS}$$

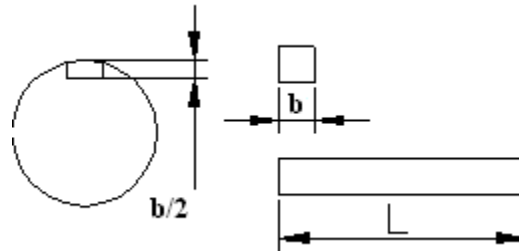
$$T := 1090850 \quad [\text{N mm}]$$

Momento calculado para cada pistón.

$$deje := 60 \quad [\text{mm}]$$

$$b := 15 \quad [\text{mm}]$$

$$L := 50 \quad [\text{mm}]$$



$$\sigma_{plast} := \frac{4T}{b \cdot L \cdot deje}$$

Esquema de la chaveta cuadrada:

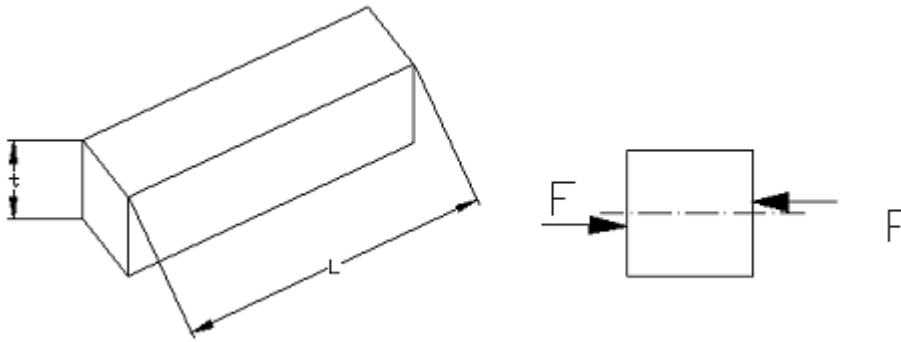
$$\sigma_{plast} = 96.964 \quad \text{MPa}$$

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{plast}}$$

$$FS = 2.475$$

este valor no debe ser mayor que el valor de factor de seguridad utilizado para el eje

4.3.4 DISEÑO DE CHAVETA (SUJETADORES)



MATERIAL ACERO A36

$$S_y := 240 \quad [\text{Mpa}]$$

$$S_u := 400 \quad [\text{Mpa}]$$

Shigley P.28 Tabla 1.2

$$\sigma_{plast} = \frac{4T}{b * L * deje} = \frac{S_y}{FS}$$

$$T := 1090850 \quad [\text{N mm}]$$

Momento calculado para cada pistón.
Por cada pistón existen 2 uñas.

$$deje := 60 \quad [\text{mm}]$$

$$b := 15 \quad [\text{mm}]$$

Norton p.587 Tabla 9.2 (d= 60 mm)

$$L := 60 \quad [\text{mm}]$$

deje < L < 1.5 d eje

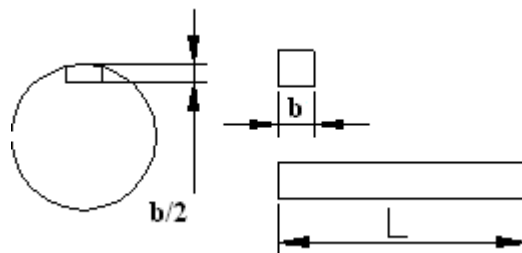


Figura 4.56 Esquema de la chaveta sujetador

$$\sigma_{\text{plast}} := \frac{4T}{4 \cdot b \cdot L \cdot \text{deje}}$$

Se realiza una división para 4 ya que tenemos 4 cuñas para cada pistón.
(2 sujetadores por uña y dos uñas por pistón)

$$\sigma_{\text{plast}} = 20.201$$

$$FS := \frac{S_y}{\sigma_{\text{plast}}}$$

$$FS = 11.881$$

El valor del factor de seguridad es un tanto elevado, se ha tratado de reducir el mismo utilizando materiales de bajas propiedades mecánicas y medidas reducidas de las chavetas. Ya que se tiene varias chavetas por pistón (4 necesarias) el valor de F.S es aún muy alto, pero ya que cumple con los requerimientos se aceptara como valido.

4.3.5 DISEÑO DE ESPARRAGOS



Figura 4.57 Espárrago

$$d_{\text{pas}} := 6.35 \quad [\text{mm}]$$

d_{pas} = Diámetro del espárrago

$$t_{\text{pas}} := 160 \quad [\text{mm}]$$

t_{pas} = Longitud del espárrago

$$L_t := t_{\text{pas}} + 2 \cdot (2 \cdot d_{\text{pas}})$$

Se debe aumentar una longitud de dos veces el diámetro, y como existen dos caras roscadas se multiplica por 2.

$$L_t = 185.4 \quad [\text{mm}]$$

L_t = Longitud total del espárrago

$$L_r := 4 \cdot d_{pas}$$

$$L_r = 25.4$$

L_r = Longitud roscada

$$A_{proyec} := d_{pas} \cdot 60$$

A_{proyec} = Área Proyectada del pasador

$$A_{proyec} = 381 \quad [\text{mm}^2]$$

$$A_{cir} := \frac{\pi \cdot d_{pas}^2}{4}$$

$$A_{cir} = 31.669 \quad [\text{mm}^2]$$

A_{cir} = Area sección transversal

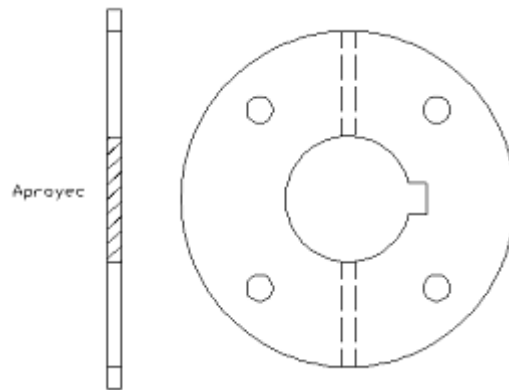


Figura 4.58 Sección proyectada del espárrago en el sujetador

Material del Espárrago Calidad GRADO SAE 1

$$S_y := 36 \quad \text{kpsi}$$

Catalogo de Ivan Bohman

$$S_y := 248 \quad \text{MPa}$$

$$S_u := 60 \quad \text{kpsi}$$

$$S_u := 413.7 \quad \text{MPa}$$

$$E := 206800 \quad \text{MPa}$$

Espárrago de acero

Norton Tabla C-1 Pág. 994

Fuerza que actúa sobre el espárrago es F_{tra}

$$F_{tra} := 138 \quad [\text{N}]$$

4.3.5.1 Diseño por Cortante

$$\tau_p := \frac{F_{tra}}{A_{cir}}$$

$$\tau_p = 4.358 \quad [\text{MPa}]$$

TECM

$$\tau_{fl} := 0.5S_y$$

$$FS := \frac{\tau_{fl}}{\tau_p}$$

$$FS = 28.456$$

Diseño por Aplastamiento

$$\sigma_{aplast} := \frac{F_{tra}}{A_{proyec}}$$

$$\sigma_{aplast} = 0.362$$

$$FS := \frac{\tau_{fl}}{\sigma_{aplast}}$$

$$FS = 342.348$$

El factor de seguridad de diseño del espárrago es de 28, el valor es alto y se debe a que la fuerza transversal que debe soportar es relativamente baja, las dimensiones del espárrago son las mínimas que se encuentran en el mercado y ya que cumple con los requerimientos se aceptara el diseño como valido.

ESPARRAGO 1/2" GRADO SAE 1

$$L_t = 185.4 \quad [\text{mm}]$$

Acero A 36 de catalogo de Ivan Bohman

$$L_r = 25.4 \quad [\text{mm}]$$

4.3.6 DISEÑO DE PERNOS DE ABRAZADERA SUPERIOR

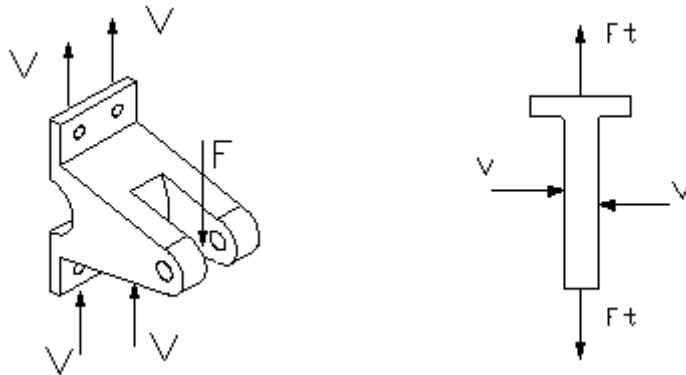


Figura 4.59 DCL de perno

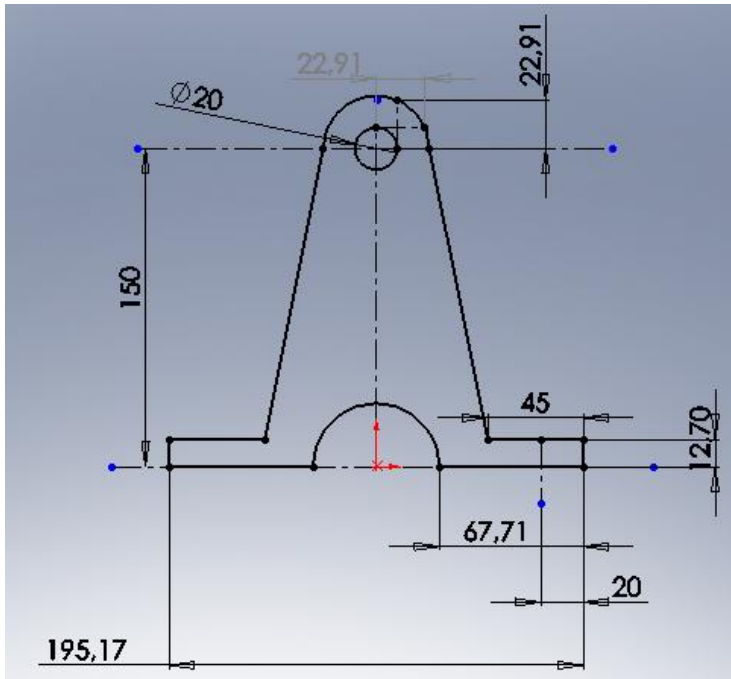


Figura 4.60 Dimensiones de abrazadera superior

Perno UNF SAE grado 2

$$dp := \frac{1}{2} \quad [\text{in}] \quad \text{Diámetro del perno}$$

$$dperno := dp \cdot 25.4$$

$$d_{\text{perno}} = 12.7 \quad [\text{mm}]$$

$$S_u := 74 \quad [\text{Kpsi}]$$

$$S_u := S_u \cdot 6.89$$

$$S_u = 509.86 \quad [\text{Mpa}]$$

Fuerza calculada y sacada de tabla de resultados de graficas.

$$F := 7300 \quad [\text{N}]$$

$$V1 := \frac{F}{4}$$

$$V1 = 1.825 \times 10^3 \quad [\text{N}]$$

Momento que actúa sobre los pernos

$$M := 150 \cdot 7300$$

$$M = 1.095 \times 10^6 \quad [\text{N}\cdot\text{mm}]$$

$$F_{t1} := \frac{M \cdot 20}{(175.17^2 + 20^2 + 175.17^2 + 20^2)}$$

$$F_{t1} = 352.265 \quad [\text{N}]$$

$$F_{t2} := \frac{M \cdot 175.17}{(175.17^2 + 20^2 + 175.17^2 + 20^2)}$$

$$F_{t2} = 3.085 \times 10^3 \quad [\text{N}]$$

$$A_p := 0.1600 \cdot (25.4^2)$$

Área de esfuerzo a tensión

$$A_p = 103.226 \quad [\text{mm}^2]$$

$$\sigma_t := \frac{F_{t2}}{A_p}$$

$$\sigma_t = 29.889 \quad [\text{MPa}]$$

$$A_{\text{corte}} := \frac{0.4350^2 \cdot \pi \cdot (25.4^2)}{4}$$

$$A_{\text{corte}} = 95.882 \quad [\text{mm}^2]$$

$$\tau_t := \frac{V_1}{A_{\text{corte}}}$$

$$\tau_t = 19.034 \quad [\text{MPa}]$$

Teoría del esfuerzo cortante máxima

$$\sigma_{\text{eq}} := \sqrt{\sigma_t^2 + 4(\tau_t^2)}$$

$$\sigma_{\text{eq}} = 48.399 \quad [\text{MPa}]$$

Fuerza calculada y sacada de tabla de graficas.

$$F_{\text{min}} := 310 \quad [\text{N}]$$

$$V1 := \frac{F_{min}}{4}$$

$$V1 = 77.5 \quad [N]$$

Momento que actúa sobre los pernos

$$M := 150 \cdot 310$$

$$M = 4.65 \times 10^4 \quad [N \cdot mm]$$

$$F_{t1} := \frac{M \cdot 20}{(175.17^2 + 20^2 + 175.17^2 + 20^2)}$$

$$F_{t1} = 14.959 \quad [N]$$

$$F_{t2} := \frac{M \cdot 175.17}{(175.17^2 + 20^2 + 175.17^2 + 20^2)}$$

$$F_{t2} = 131.02 \quad [N]$$

$$A_p := 0.1600 \cdot (25.4^2) \quad \text{Área de esfuerzo a tensión}$$

$$A_p = 103.226 \quad [mm^2]$$

$$\sigma_t := \frac{F_{t2}}{A_p}$$

$$\sigma_t = 1.269 \quad [MPa]$$

$$A_{corte} := \frac{0.4350^2 \cdot \pi \cdot (25.4^2)}{4}$$

$$A_{corte} = 95.882 \quad [mm^2]$$

$$\tau_t := \frac{V1}{A_{corte}}$$

$$\tau_t = 0.808 \quad [\text{MPa}]$$

Teoría del esfuerzo cortante máximo

$$\sigma_{eqmin} := \sqrt{\sigma_t^2 + 4(\tau_t^2)}$$

$$\sigma_{eqmin} = 2.055 \quad [\text{MPa}]$$

FATIGA

$$\sigma_{eqmax} := 48.4 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{eqmin} := 2 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{eqm} := \frac{\sigma_{eqmax} + \sigma_{eqmin}}{2}$$

$$\sigma_{eqm} = 25.2 \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{eqa} := \frac{\sigma_{eqmax} - \sigma_{eqmin}}{2}$$

$$\sigma_{eqa} = 23.2 \quad [\text{MPa}]$$

$$k_t := 1 \quad \text{por ser material dúctil } k_t = 1$$

$$\sigma_{eqM} := k_t \cdot \sigma_{eqm}$$

$$\sigma_{eqM} = 25.2 \quad [\text{MPa}]$$

$$k_f := 2.2 \quad \text{Norton 924 tabla 14-8 por ser pernos rolados}$$

$$\sigma_{eqA} := k_f \cdot \sigma_{eqa}$$

$$\sigma_{eqA} = 55.44 \quad [\text{MPa}]$$

GOODMAN

$$\frac{Su}{FS} = \sigma_{eqM} + \frac{Su}{Se} * \sigma_{eqA}$$

$$Su = 509.86$$

$$FS := 2$$

$$\frac{Su}{Se} = 3.5 = FS_s$$

$$Se = Kc \text{ arg } a * K_{sup} * K_{ta} * SE'$$

$$SE' := 0.5 \cdot Su$$

$$SE' = 254.93 \quad [\text{MPa}]$$

$$K_{carga} := 0.7$$

Norton Pág. 376

$$K_{sup} := 57.7 \cdot (Su^{-0.718})$$

Norton Pág. 378 tabla 6.3

$$K_{sup} = 0.656$$

$$K_{ta} := 0.869 \cdot dp^{-0.097}$$

$$K_{ta} = 0.929$$

Norton Pág. 376

$$Se := K_{carga} \cdot K_{sup} \cdot K_{ta} \cdot SE'$$

$$Se = 108.884 \quad [\text{MPa}]$$

$$FS_s := \frac{Su}{Se}$$

$$FS_s = 4.683$$

$$FS := \frac{Su}{\sigma_{eqM} + FS_s \cdot \sigma_{eqA}}$$

$$FS = 1.83$$

Selección de perno

$\Phi = 1/2''$ UNC GRADO 2 Catalogo Ivan Bohman

Perno hexagonal UNC AISI 304