

## COMPROBACIÓN DE CÁLCULO DE ESFUERZO CONSIDERANDO CILINDRO PRESURIZADO INTERNAMENTE

Para el cilindro mayor, calculemos la razón de diámetro a espesor:

$$RAZON = \frac{d_i}{espesor} = \frac{2 \cdot r_i}{espesor}$$

Tenemos como datos:

espesor	0,025	m
ri	0,975	m

El valor de la razón es:

RAZÓN	78	>40 cilindro pared delgada
-------	----	----------------------------

La fuerza actuante sobre la superficie sería la fuerza del peso del material y del propio cilindro:

FUERZA	42580,0847	N
--------	------------	---

El área sería el área en el cual esta asentado el material, recordando que el ángulo de ocupación es de:

$\mu$	0,8382	rad
$\mu$	48,0255	°

El área es:

$$A = \mu \cdot r_i \cdot L$$

ÁREA	1,0897	m <sup>2</sup>
------	--------	----------------

El valor de presión:

$$P = \frac{F}{A}$$

PRESIÓN	39076,3551	Pa
---------	------------	----

El HAMROCK nos ofrece expresiones para determinar los esfuerzos:

$$\sigma_{\theta,MAX} = P_i \frac{2 \cdot r_i + espesor}{2 \cdot espesor}$$

$\sigma_{\theta max}$	1543516,03	Pa
-----------------------	------------	----

$$\sigma_{z,MAX} = \frac{P_i r_i^2}{r_E^2 - r_i^2}$$

$\sigma_{z max}$	752343,496	Pa
------------------	------------	----

Si además consideramos el efecto de rotación, a partir del HAMROCK

$$\sigma_{\theta} = \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 \left[ r_i^2 + r_o^2 + \frac{r_i^2 \cdot r_o^2}{\left(\frac{r_i + r_o}{2}\right)^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \left(\frac{r_i + r_o}{2}\right)^2 \right]$$

Como dato:

densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
----------	------	-------------------

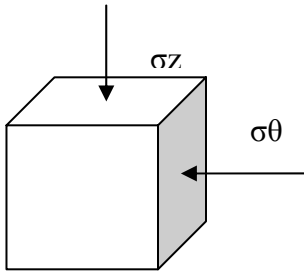
$$\nu = 0,3$$

Se tiene como resultado:

$\sigma_{\theta}$	60664,1238	Pa
-------------------	------------	----

Superponiendo los valores, para un sistema de esfuerzo biaxial:

$\sigma_1$	1604180,15	Pa
$\sigma_2$	752343,496	Pa
$\sigma_3$	0	Pa



Comprobando mediante ESFUERZO CORTANTE MAXIMO

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_Y}{n_s}$$

$$n_s = \frac{S_Y}{\sigma_1 - \sigma_3}$$

ns	134,0248
----	----------

Comprobando mediante LÍNEA DE SODERBERG

$$\frac{K_F \sigma_A}{S_E} + \frac{\sigma_M}{S_Y} = \frac{1}{n_s}$$

Tomando el mismo valor de concentradores de esfuerzo anterior:

Kf	1,84
----	------

Valores de esfuerzo medio y alterno:

$\sigma_m$	802.090	Pa
$\sigma_a$	802.090	Pa

Valores constantes que afectan la fatiga:

kf	8,43E-01
----	----------

ks	1
kr	0,9
kt	1
km	0,5

Y obteniéndose:

Se'	1,80E+08
Se	6,83E+07

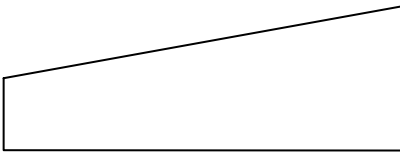
ns	29,2
----	------

De esta manera, resulta seguro la geometría y el material elegido

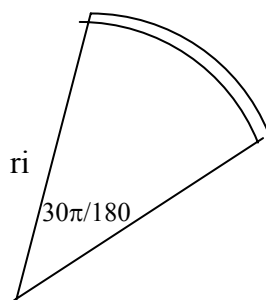
## **RECUBRIMIENTO DEL MOLINO**

La zona interna del molino necesita cierta protección del material que va a tratar. Igualmente el molino requiere de un instrumento que facilite la elevación del material. Es por ello que se le adaptan recubrimientos internos a los molinos. A continuación se planteará un tipo de recubrimiento y su disposición dentro del molino.

Existen distintos modelos de recubrimiento, elegiremos para nuestro molino, DE RESALTO A TRASLAPE, que posee la siguiente forma:



Para recubrir internamente se utilizarán 12 recubrimientos. Para obtener las especificaciones de los recubrimientos requeridos hacemos lo siguiente:



El largo del recubrimiento va a ser la longitud interna del molino, dividida entre dos, pues se colocaran dos recubrimientos a lo largo del molino:

Profundidad	0,3333	m
-------------	--------	---

La longitud del recubrimiento lo obtenemos de la siguiente forma:

$$\text{Longitud}_{\text{recubrimiento}} = \frac{30}{180} \pi \cdot r_i$$

Longitud recubrimiento	0,5105	m
------------------------	--------	---

Considerando un espesor menor de 10mm y uno mayor de 20mm. Este tendrá dos agujeros pasantes para atornillarlo al cilindro del molino.

El material utilizado para la fabricación de los recubrimientos va a ser de fundición blanca al manganeso:

En total se requerirán 24 recubrimientos para el molino, quiere decir que se agrega una carga al molino, proporcional a la masa de estos.

Verifiquemos la resistencia de estos recubrimientos al aplastamiento del material. Considerando el menor espesor y con una carga de 500kgf o 4900N para cada recubrimiento:

El material utilizado, citado en el *FUND. CIENCIA E ING DE MATERIALES* de SMITH. Tenemos:

Material recubrimiento		
Martensitica M7002		
3,5C 2,2 So 0,75Mn		
Sy	4,38E+08	Pa

EL material posee cualidades para soportar la carga abrasiva del baño electrolítico.

La verificación por aplastamiento:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

para:

F	500	kgf
	4900	N

Y para un área

$$A = \text{long\_recubrimiento} \cdot \text{profundidad}$$

Longitud recubrimiento	0,5105	m
------------------------	--------	---

Profundidad	0,3333	m
-------------	--------	---

Obtengo:

$\sigma$	28794,802	Pa
----------	-----------	----

El coeficiente de seguridad:

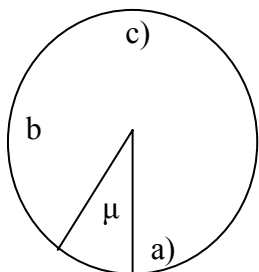
$$n_s = \frac{S_{PERMISIBLE}}{\sigma}$$

ns	1,52E+04	OK
----	----------	----

El recubrimiento soporta la carga aplicada.

A continuación se procederá a realizar el CÁLCULO de los tornillos del recubrimiento:

Si observamos el siguiente dibujo:



a) Se puede notar que para un ángulo nulo el tornillo estaría sometido a esfuerzo de compresión por el recubrimiento y el material (Aplastamiento).

b) Para un ángulo alrededor de  $\pi/2$  el recubrimiento estaría sometido a esfuerzo cortante por el recubrimiento principalmente.

c) Mientras que para un ángulo cercano a  $\pi$ , el tornillo estaría sometido a esfuerzo de tensión causado principalmente por el recubrimiento

Se considera usar un acero DIN 1.3401, semejante al Que posee alta resistencia a la traccion y al desgaste:

Sy	2,05E+08	Pa
Su	5,40E+08	Pa

Elegiremos un tornillo de rosca basta (MC) con los siguientes datos y su equivalente:

d cresta (mm)	paso p (mm)	área esfuerzo tensión (mm <sup>2</sup> )
16	2	157
d cresta (m)	paso p (m)	área esfuerzo tensión (m <sup>2</sup> )
0,016	0,002	0,0001570

Se realizara el estudio a un recubrimiento con sus dos tornillos, por ello el área resistiva para el caso se duplicaría, pues hay dos pernos:

Como son dos tornillos el área de esfuerzo es:	0,000314	m <sup>2</sup>
--	----------	----------------

La masa del recubrimiento sería:

$$masa\_recubrimiento = \frac{30}{180} \pi (r_i^2 - (r_i - espesor)^2) L\_recub \cdot \rho$$

Siendo:

Radio interno	0,975	m
---------------	-------	---

Longitud recubrimiento	0,5105	m
------------------------	--------	---

espesor prom	0,015	m
--------------	-------	---

densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>
----------	------	-------------------

Obtenemos como resultado:

masa recubrimiento	39,7667	kg
--------------------	---------	----

(Obtenido en la primera iteración)

El valor de la masa obtenido por Solid Edge es:

masa recub SOLID	48,354	kg
------------------	--------	----

Consideraremos cada uno de estos casos:

a) Aplastamiento: Consideremos para el aplastamiento la fuerza producida por el propio recubrimiento y por la carga procesada completa afectando los dos tornillos de un recubrimiento. Tenemos:

masa recub SOLID	48,354	kg
------------------	--------	----

masa material	500	kg
carga	548,3540	kg
carga	5373,8692	N

Si dividimos la carga entre el área resistente de los dos tornillos, obtenemos un esfuerzo de aplastamiento:

$\sigma_{apl}$	17114233,12	Pa
----------------	-------------	----

Y realizando la verificación de falla para tornillos por aplastamiento:

$$\sigma_{APL} = \frac{0,9S_Y}{n_s}$$

ns	10,7805	BIEN
----	---------	------

b) Cortante: Consideramos para el análisis de cortante la masa del recubrimiento.

masa recubrimiento	48,3540	kg
carga	473,8692	N

Dividiendo la carga entre el área resistiva:

$\tau$	1509137,5796	Pa
--------	--------------	----

Y realizando la verificación de falla para tornillos por cortante:

$$\tau = \frac{0,4S_Y}{n_s}$$

ns	54,3357	BIEN
----	---------	------

c) Tensión: Se produce cuando el tornillo esta sosteniendo el recubrimiento, por ello se considera como carga el peso del recubrimiento:

masa recubrimiento	48,3540	kg
carga	473,8692	N

Dividiendo entre el área resistiva de los dos tornillos, se obtiene:

$\sigma_{ten}$	1509137,5796	Pa
----------------	--------------	----

Realizando verificación de falla:

$$\sigma_{TEN} = \frac{S_Y}{n_s}$$

ns	135,8392	BIEN
----	----------	------

## CÁLCULO DE POTENCIA DE TRABAJO DEL MOLINO

Utilizaremos una ecuación típica para utilizar el consumo de potencia, la cual es recomendada para molinos de bolas o de barras:

$$\dot{W} = 8,44 D_M^{2,3} L K_{Mt} K_L K_{SP}$$

Siendo  $D_M$  diámetro interno del molino (en metros),  $L$  longitud del molino (en metros),  $K_{MT}$ ,  $K_L$ ,  $K_{SP}$  valores constantes.

Tenemos como valores:

Dm	1,95	m
----	------	---

L	0,6667	m
---	--------	---

Kmt	1	NO APLICA
-----	---	-----------

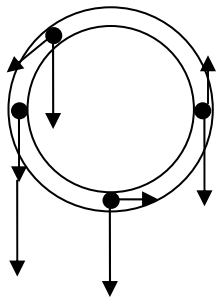
Kl	3,5
----	-----

Ksp	0,15
-----	------

Se tiene como resultado:

POTENCIA	13,7243	kW
----------	---------	----

## CÁLCULO DE TORNILLOS PARA TAPA DE MOLINO



Teniendo como dato la potencia y la distancia de los tornillos al eje de giro podemos determinar el momento torsor aplicado. Para el caso mas critico consideraremos la menor velocidad angular:

Cs(60%)	1,8796	rad/s
---------	--------	-------

Resultando un momento torsor de:

MOM TORSOR	7301,8604	N.m
------------	-----------	-----

Con este dato, y estimando la posición de los tornillos a una distancia de:

RADIO TORN	1,025	m
------------	-------	---

En el dibujo se observa que los vectores de fuerza producidos por el momento torsor que viene del sistema de conversión, los cuales son circunferenciales y los vectores de peso del molino y carga que siempre van apuntando hacia abajo.

El caso mas critico es cuando los dos vectores de fuerza son colineales y de igual sentido.

Podemos determinar la fuerza que actúa sobre ellos, considerando que la fuerza cortante va a estar absorbida por el grupo de tornillos de los dos lados de molino.

Para un lado del molino:

$$F_{\text{TORNILLO}} = \frac{1}{2} \left( \frac{\text{MOM\_TORSOR}}{\text{RADIO\_TOR}} + \text{PESO\_CILINDRO} + \text{masa\_permanente} \right)$$

Ftornillos	24115,9985	N
------------	------------	---

Que es la fuerza que soportaran un conjunto de tornillos distribuidos radialmente

Se propone utilizar el siguiente tipo de tornillo de rosca métrica basta (MC) con las siguientes especificaciones:

d cresta (mm)	paso p (mm)	área esfuerzo tensión (mm <sup>2</sup> )
12	1,75	84,3
d cresta (m)	paso p (m)	área esfuerzo tensión (m <sup>2</sup> )
0,012	0,00175	0,0000843

El número de tornillos puede estimarse, pues según ESTRUCTURAS METALICAS (CARLOS HERRERA) la distancia recomendada entre tornillos oscila entre 3,5 a 8 veces el diámetro, entonces:

dist menor	0,042	m
dist mayor	0,096	m

Como la longitud de circunferencia del radio donde va a estar colocados los pernos es de:

long circ	6,1261	m
-----------	--------	---

El numero de pernos estará:

numero mayor	145,8597
numero menor	63,8136

Seleccionamos:

NUMERO	66
--------	----

Los pernos se encontrarían a una distancia de:

dist real	0,0928	m
-----------	--------	---

Procedamos a comprobar los tornillos a esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{0,4S_y}{n_s}$$

$\tau$	4551639,556	Pa
--------	-------------	----

ns	18,0155
----	---------

Satisface el diseño.

## **CÁLCULO DE SOLDADURA EN UNION MOLINO – BRIDA**

En el CÁLCULO de la soldadura que une el molino con la brida, se van a considerar los efectos de la fuerza cortante producida por la combinación de efectos de la masa del material y del molino, como también del momento torsor por el giro, el CÁLCULO de esta fuerza es análogo al CÁLCULO de fuerza cortante de los tornillos de la brida.

Además se considera el efecto del momento flector producido por la masa del molino y carga por la longitud del molino. El efecto del momento flector es relativamente menor al efecto del momento torsor, debido a la poca longitud del tubo en relación al diámetro.

Para reforzar las soldaduras se colocaran nervaduras intercaladas entre las posiciones de los tornillos. Quiere decir que habrá un numero de nervaduras como tornillos haya.

Se utilizará el método de cálculo que recomienda HAMROCK y obtenidos el esfuerzo normal y cortante se determinaran los esfuerzos principales. Mediante una teoría de fallas estática se comprueba con el esfuerzo de fluencia del material de aporte. Un catálogo de West-Arco nos aporta los datos del electrodo a usar. Como siempre asumimos valores de entrada y se comprueba el factor de seguridad.

Muy bien, procedamos al cálculo.

Para un lado del molino:

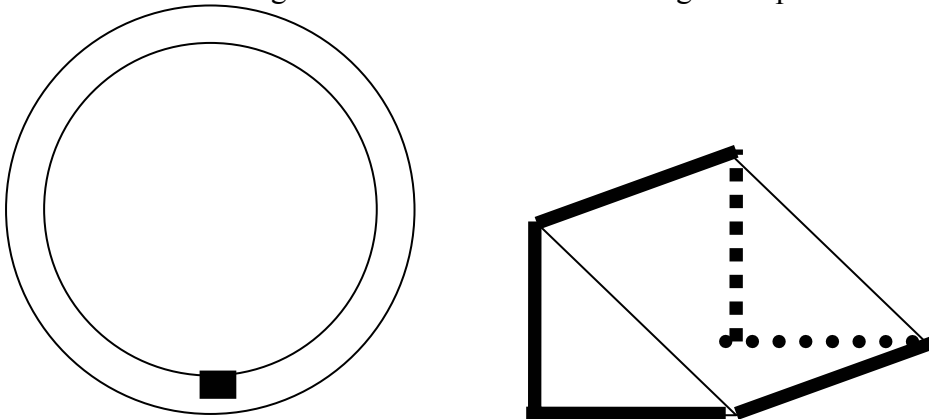
$$F_{DIRECTA} = \frac{1}{2} (PESO\_CILINDRO + masa\_permanente)$$

Fdirecto	20554,1154	N
----------	------------	---

Se propone un largo y ancho de nervadura, estas tendrán forma de triángulo rectángulo.

largo nervadura	0,02	m
ancho nervadura	0,01	m

Determinemos la longitud del cordón. Mediante la figura se puede visualizar mejor



Colocando un número de nervaduras:

NUMERO	50
--------	----

La longitud del cordón de soldadura sería:

$$Longitud\_cordon = \pi D_e + NUMERO.(4.largo\_nervadura + ancho\_nervadura)$$

longitud cordón	10,7832	m
-----------------	---------	---

Seleccionamos un electrodo XL610 WEST ARCO (AWS E-6010), que posee un espesor de:

he	0,0024	m
----	--------	---

Podemos entonces calcular el esfuerzo cortante directo:

$$\tau_D = \frac{\text{Fuerza\_directo}}{\text{Area\_arganta}} = \frac{\text{Fuerza\_directo}}{\text{Longitud\_cordon} \cdot h_E \cdot \text{sen}(\pi/4)}$$

$\tau_D$	1123195,82	Pa
----------	------------	----

Calculemos ahora el esfuerzo cortante por torsión:

Necesitamos el momento polar de inercia del área unitaria:

$$J_U = \frac{\pi d_E^3}{4}$$

$J_U$	6,2832	m <sup>3</sup>
-------	--------	----------------

El momento polar de inercia es:

$$J = J_U \cdot h_E \cdot \text{sen}(\pi/4)$$

$J$	0,0107	m <sup>4</sup>
-----	--------	----------------

El esfuerzo cortante por torsión es:

$$\tau_T = \frac{T d_E}{2J}$$

$\tau_T$	684790,0083	Pa
----------	-------------	----

El esfuerzo cortante total sería la suma:

$\tau$	1807985,828	Pa
--------	-------------	----

Para el CÁLCULO de esfuerzo normal debido a la flexión, tomamos el valor máximo de momento obtenido en los cálculos previos:

$M$	15612,6977	N.m
-----	------------	-----

Además necesitamos el valor de Inercia de la soldadura, la obtenemos mediante:

$$I_U = \frac{\pi d_E^2}{4}$$

$I_U$	3,1416	m <sup>2</sup>
-------	--------	----------------

$$I = I_U \cdot h_E \cdot \text{sen}(\pi/4) \cdot \text{longitud\_cordon}$$

$I$	0,0575	m <sup>4</sup>
-----	--------	----------------

El valor de esfuerzo normal:

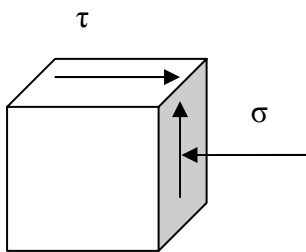
$$\sigma = \frac{M d_E}{I}$$

$\sigma$	271571,8598	Pa
----------	-------------	----

Para un estado de esfuerzo biaxial, corregida para los valores que poseemos:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\tau^2 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2}$$

$\sigma_1$	1948863,582	Pa
$\sigma_3$	-1677291,722	Pa



Los otros datos del electrodo:

Su	43,5	kgf/mm <sup>2</sup>
Su	426300000	Pa
Sy	36,5	kgf/mm <sup>2</sup>
Sy	357700000	Pa

Mediante la TEORÍA DE ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_3}$$

ns	98,6444
----	---------

Satisface el diseño.

### **CÁLCULO DE SOLDADURA EN UNIÓN TAPA – EJE MENOR:**

El procedimiento de cálculo es exactamente igual al anterior. Se presentan leves diferencias por el radio y la forma de la nervadura.

La fuerza directa sigue siendo la misma:

Fdirecto	20554,1154	N
----------	------------	---

Seguimos usando nervaduras con iguales valores de catetos y espesor.

largo nervadura	0,02	m
ancho nervadura	0,01	m

Y disminuirémos el numero de nervaduras a:

NUMERO	10
--------	----

La longitud del cordón de soldadura sería:

$$Longitud\_cordon = \pi D_E + NUMERO.(4.l\ argo\_nervadura + ancho\_nervadura)$$

Datos:

De	0,71	m
----	------	---

Obtenemos:

longitud cordón	3,1305	m
-----------------	--------	---

El espesor del cordón de soldadura es el mismo:

he	0,0024	m
----	--------	---

Podemos entonces calcular el esfuerzo cortante directo:

$$\tau_D = \frac{\text{Fuerza\_directo}}{\text{Area\_g arganta}} = \frac{\text{Fuerza\_directo}}{\text{Longitud\_cordon} \cdot h_E \cdot \text{sen}(\pi/4)}$$

$\tau_d$	3868873,84	Pa
----------	------------	----

Calculemos ahora el esfuerzo cortante por torsión:

Necesitamos el momento polar de inercia del área unitaria:

$$J_U = \frac{\pi d_E^3}{4}$$

$J_u$	0,2811	m <sup>3</sup>
-------	--------	----------------

El momento polar de inercia es:

$$J = J_U \cdot h_E \cdot \text{sen}(\pi/4)$$

$J$	0,0005	m <sup>4</sup>
-----	--------	----------------

El esfuerzo cortante por torsión es:

$$\tau_T = \frac{T d_E}{2J}$$

$\tau_t$	5433763,21	Pa
----------	------------	----

El esfuerzo cortante total sería la suma:

$\tau$	9302637,05	Pa
--------	------------	----

Para el cálculo de esfuerzo normal debido a la flexión, tomamos el valor máximo de momento obtenido en los cálculos previos:

$M$	15612,6977	N.m
-----	------------	-----

Además necesitamos el valor de Inercia de la soldadura, la obtenemos mediante:

$$I_U = \frac{\pi d_E^2}{4}$$

$I_u$	0,3959	m <sup>2</sup>
-------	--------	----------------

$$I = I_U \cdot h_E \cdot \text{sen}(\pi/4) \cdot \text{longitud\_cordon}$$

$I$	0,0021	m <sup>4</sup>
-----	--------	----------------

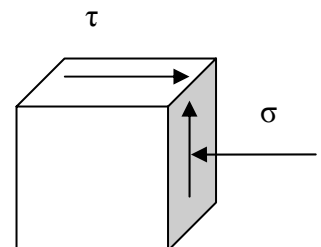
El valor de esfuerzo normal:

$$\sigma = \frac{M d_E}{I}$$

$\sigma$	2635029,63	Pa
----------	------------	----

Para un estado de esfuerzo biaxial, corregida para los valores que poseemos:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\tau^2 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2}$$



$\sigma_1$	10712987,2	Pa
$\sigma_3$	-8077957,57	Pa

Los otros datos del electrodo:

Su	43,5	kgf/mm <sup>2</sup>
Su	426300000	Pa
Sy	36,5	kgf/mm <sup>2</sup>
Sy	357700000	Pa

Mediante la TEORÍA DE ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO:

$$n_s = \frac{S_Y}{\sigma_1 - \sigma_3}$$

ns	19,0358
----	---------

## CÁLCULO DE CREMALLERA

El molino recibirá la energía de rotación del motor mediante una cremallera que estará unida por secciones en el diámetro exterior del cilindro central.

Para el cálculo del engranaje cremallera-rueda se utilizo como base para las ecuaciones de CÁLCULO las provistas por el ELEMENTS OF METRIC GEAR TECHNOLOGY.

Para comenzar se estimó la altura de la cremallera de:

altura cremallera	0,1	m
-------------------	-----	---

Obteniendo el valor de diámetro de trabajo de la “rueda” molino de:

diámetro trabajo cremall	2,2	m
--------------------------	-----	---

Mientras se estimó un valor de diámetro de piñón:

diámetro trabajo piñón	0,55	m
------------------------	------	---

Además se le asigno un valor de espesor de la cremallera, igual que el piñón de:

espesor cremallera	100	mm
--------------------	-----	----

Considerando un valor de velocidad angular de la rueda “molino” o corona y su equivalente en rev/min:

veloc angular	2,8193	rad/s	(corona)	26,9227	rev/min.
---------------	--------	-------	----------	---------	----------

Por rodadura se tiene que la velocidad angular del piñón es:

veloc angular	11,2774	rad/s	(piñón)	107,6909	rev/min.
---------------	---------	-------	---------	----------	----------

Se propone un espesor de rueda helicoidal de 200mm (ancho de contacto) y fabricarla de acero SCM415.

Utilizando como referencia la estimacion del modulo normal de la rueda dentada propuesta por A.L. Casillas en su libro Maquinas:

Cálculo previo CASILLAS					
Su	39	kg/mm <sup>2</sup>	V	2,8193	m/s

C	19,5	kg/mm <sup>2</sup>	Ft	532,0390	kgf
Drueda	500,0000	mm	m	4,2367	mm

El cálculo se realizó de forma iterativa y se estimó un módulo de 5.

Las ecuaciones a utilizar y que son resumidas en la referencia previamente citada son:

El ángulo de presión radial es:

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$$

El diámetro primitivo:

$$d = \frac{z m_N}{\cos \beta}$$

El diámetro base:

$$d_B = d \cos(\alpha_t)$$

Ángulo de presión de trabajo radial:

$$\alpha_{tw} = \cos^{-1} \left( \frac{d_{b1} - d_{b2}}{2a_x} \right)$$

El factor de incremento (y) de distancia entre centros y los coeficientes de recubrimiento ( $x_1, x_2$ ) de perfil van a ser nulos.

Distancia entre centros:

$$a_x = \left( \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} + y \right) m_n$$

Diámetro de trabajo:

$$d_w = \frac{d_b}{\cos \alpha_{wr}}$$

Addendum:

$$h_{a1} = (1 + y - x_{n2}) m_n$$

$$h_{a2} = (1 + y - x_{n1}) m_n$$

Diámetro externo:

$$d_a = d + 2.h_a$$

Recubrimiento de perfil normal:

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} - a \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha}$$

Recubrimiento de perfil radial:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \tan(\beta)}{\frac{m_n \pi}{\cos(\beta)}}$$

Numero de dientes equivalentes:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

Se procede a continuación a realizar el proceso de cálculo geométrico. Se realizó el cálculo en sistema técnico. Se introduce las tablas con los valores obtenidos:

MAGNITUD	NOMEN	UNIDAD	PIÑÓN (1)	CORONA (2)
modulo normal	mn	mm	5	5
ángulo de presión normal	an	rad	0,3491	0,3491
ángulo beta	b	rad	0,1920	0,1920
ángulo de presión radial	at	rad	0,3551	0,3551
numero de dientes	z		108	432
diametro primitivo	d	mm	550,11	2200,43
diametro base	db	mm	515,79	2063,17
ángulo presión trabajo radial	awt	rad	0,3545	0,3545
factor inc dist centro	y		-0,0535	-0,0535
distancia entre centro	ax	mm	1375	1375
diametro de trabajo	dw	mm	550	2200
	inv(at)	rad	0,0157	0,0149
	inv(awt)		0,0156	0,0156
sum de coef de rec perf	x1+x2		-0,0535	-0,0535
coef de recub perfil	x		-0,03	-0,03
ancho circular diente	S	mm	7,75	7,76
áng med dient med alt prim	q	rad	0,01	0,00
ancho cordal	Sj	mm	7,75	7,76
addendum	ha	mm	4,8661	4,8661
addendum cordal	hj	mm	5,0079	4,9016
ang pres circ externo	aa	rad	0,3993	0,3668
	inv(aa)		0,0227	0,0174
ang med circ ext sup dien	q	rad	0,0528	0,0359
ancho sup diente	Sa	mm	29,5325	79,2914
whole depth	h	mm	11,2498	11,2498
diametro externo	da	mm	559,84	2210,16
diametro raiz	dt	mm	537,34	2187,66
recubrimiento perfil normal	ea		1,8806	1,8806
recubrimiento perfil radial	eb		1,2147	1,2147
recubrimiento perfil total			3,0953	3,0953
numero de dientes equiv	zv		114,1784	456,7137

Se tiene como criterio de diseño un valor de recubrimiento de perfil normal superior a 1,1 e inferior a 2. Se obtuvo un valor favorable.

A continuación se procede a realizar el cálculo resistivo, tanto a flexión como superficial o *pitting*, igual en el caso anterior se introducirá la tabla de valores:

A flexión:

El valor de Sf Factor de seguridad lo recomienda el autor.

	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	
<b>Yf factor perfil diente</b>	z equiv	z equiv	Yf
2,6	27	100	2,2
2,6	28	200	2,2
<b>INTERP</b>	2,6	2,2	
<b>Yε factor distr carga</b>			
	0,5318	0,5318	
<b>Yβ factor ángulo beta</b>			
β<30°	0,75	0,75	
<b>KI factor vida</b>			
	1	1	
<b>Ffx factor de dim raiz esf.</b>			
	1	1	
<b>Kv factor carga dinamica</b>			
veloc tang diam primit	3,1013	3,1013	
	1	1	
<b>Ko factor sobrecarga</b>			
	1,25	1,25	
<b>Sf factor seguridad</b>			
	1,2	1,2	
<b>σlim flex permit en raiz</b>			
rueda acero al carbon norm	39	39	kg/mm <sup>2</sup>
tabla 17-7	Ruedas carburizada		
	Acero carbon estructural SCM415		
<b>T</b>	124,128027	496,512107	kgf.m
<b>Ft</b>	451,374643	451,374643	kgf
<b>b espesor rueda</b>	50	50	mm
<b>σf</b>	91,2675	91,2675	
ns	0,4273	0,4273	

A *pitting*:

El valor de Sh factor de seguridad de Pitting lo propone el autor.

	CILINDRO HELICOIDAL		
	PIÑÓN (1)	CORONA (2)	
<b>bh espesor diente efectivo</b>			
	50	50	
<b>Zh factor zona</b>			
βb	0,1803	0,1803	

	2,4588	2,4588	
<b>Zm factor material</b>			
Modulo Young's	21000	21000	
Razon Poisson's	0,3	0,3	
	60,6037	60,6037	
<b>Zε factor razon contacto</b>			
para $\epsilon\beta < 1$	0,6567	0,6567	
<b>Zβ factor ángulo beta</b>			
	1	1	
<b>Khl factor vida</b>			
	1	1	
<b>Zl factor lubricante</b>			
	1,2	1,2	
<b>Zr factor rugosid superf</b>			
rugosidad	7	7	
	0,88	0,88	
<b>Zv factor de veloc desplaz</b>			
veloc tang diam primit	3,1013	3,1013	
	1	1	
<b>Zw factor razon dureza</b>			
HB	250	250	
	1,1294	1,1294	
<b>Khx factor dimension</b>			
	1	1	
<b>Khβ fact distr carg flanc dient</b>			
b/d1	0,0909	0,0909	
	1	1	
<b>Kv factor carga dinamica</b>			
	1	1	
<b>Ko factor sobrecarga</b>			
	1,25	1,25	
<b>Sh factor seguridad pitting</b>			
	1,15	1,15	
<b>σhlim</b>			
	138	138	kgf/mm <sup>2</sup>
		kg/mm <sup>2</sup>	
tabla 17-14	Ruedas carburizada		
	Acero carbon estructural SCM415		
u	0,25	0,25	
σh	30,2200	30,2200	kgf/mm <sup>2</sup>
ns	4,5665	4,5665	

Debido a que  $\sigma_H$  resulta ser menor que  $\sigma_{HLIM}$  del material, resulta seguro el uso de este material para la aplicación.

El uso de la cremallera y rueda propuesta satisface los requerimientos de engranaje.

El engranaje produce reacciones tanto axiales, radiales y tangenciales, calculémoslas:

Para la fuerza tangencial, tomemos el valor  $F_T$  del cálculo geométrico y escribámoslo en SI:

Fuerza tangencial	4423,4715	N
-------------------	-----------	---

Para la fuerza axial:

$$F_{AXIAL} = F_{TANG} \cdot \tan(\beta)$$

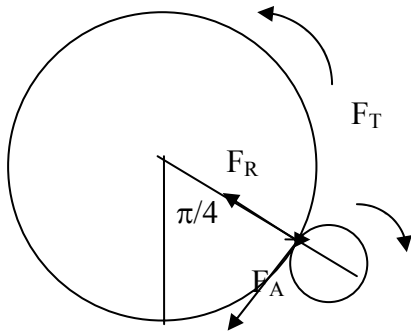
Fuerza axial	779,9774	N
--------------	----------	---

Para la fuerza radial:

$$F_{RADIAL} = F_{TANG} \cdot \frac{\tan(\alpha_N)}{\cos(\beta)}$$

Fuerza radial	1634,849	N
---------------	----------	---

Se considera el punto de engrane a un ángulo de  $\pi/4$  del cuadrante inferior del diámetro de trabajo de la corona o “molino” y el giro a *sinestrorsum*. Lo podemos ver mejor en el siguiente dibujo:



Resolviendo los vectores se obtienen valores resultantes de fuerzas en ‘Y’ y en ‘X’

Fx	-4283,8795	N
Fy	-1971,8539	N

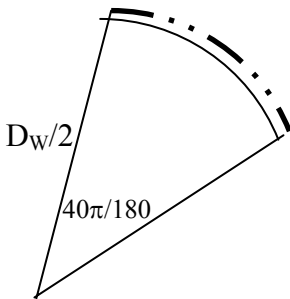
La masa de la cremallera es:

$$masa\_cremallera = \pi D_E \cdot espesor \cdot altura \cdot densidad$$

Peso cremallera	246,6150	kg
-----------------	----------	----

Pero hay que resaltar que la cremallera va a estar dividida en secciones, las cuales serán ensambladas en el molino y aseguradas a él mediante tornillos. Estos tornillos estarán sometidos tanto a corte por el momento torsor, como también a esfuerzo normal por el peso de la cremallera, pero principalmente al primero.

Propongo una sección de cremallera de forma análoga a como se propuso las secciones de recubrimiento.



Teniendo así una longitud de sección de cremallera de:

long sección	0,5236	m
--------------	--------	---

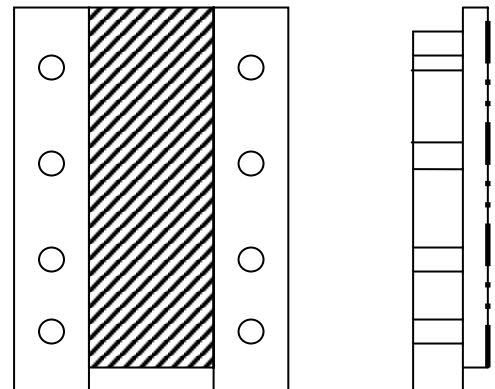
Para un total de:

12	secciones
----	-----------

Un bosquejo de la sección de cremallera es de la siguiente forma:

las siguientes características:

Se propone utilizar tornillos MC de



Obtenemos los valores recomendados por ESTRUCTURAS METALICAS (CARLOS HERRERA):

Distancia entre bordes entre dos (2) y tres (3) veces el diámetro.

dist mínima borde	0,032	m
dist máxima borde	0,048	m

Distancia entre tornillos entre 1,5 y ocho (8) veces el diámetro.

dist mínima torn	0,024	m
dist máxima torn	0,128	m

A la longitud de cremallera que tenemos, conviene utilizar el valor de **distancia máxima borde** y un valor de distancia entre tornillos de:

dist entre tornillos	0,1069	m
----------------------	--------	---

Para el cálculo resistivo tomemos los valores de fuerzas tangenciales y axiales obtenidas en el CÁLCULO. Las fuerzas tangenciales y axiales inducen esfuerzos cortantes en la fibra del tornillo, mientras que podría considerarse el peso de la cremallera para el esfuerzo normal.

A corte:

Para la obtención de la fuerza cortante, obtengamos la raíz de la suma de cuadrados de la fuerza tangencial y axial:

$$F_{CORT} = \sqrt{F_{TANG} + F_{AXIAL}}$$

Fcort	4491,7107	N
-------	-----------	---

Como tenemos un numero de tornillos de:

numero tornillos sección	8
--------------------------	---

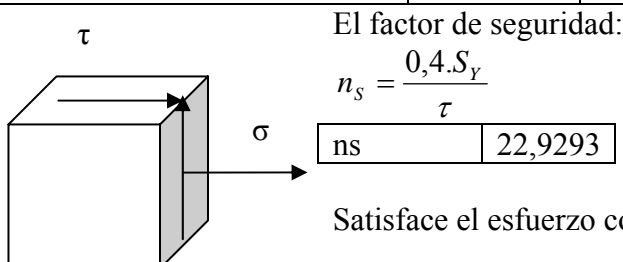
El área resistiva es múltiplo de este valor. Obtenemos el valor de esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F_{CORT}}{A_R \cdot numero}$$

$\tau$	3576202,8	Pa
--------	-----------	----

Utilizando un material para tornillos de:

ACERO PARA TORNILLOS		DIN 1,0044
Sy	205000000	Pa
Su	540000000	Pa



Para el esfuerzo normal consideraremos la masa de la sección de cremallera.

d cresta (mm)	paso p (mm)	área esfuerzo tensión (mm <sup>2</sup> )
16	2	157
d cresta (m)	paso p (m)	área esfuerzo tensión (m <sup>2</sup> )
0,016	0,002	0,000157

$$\sigma = \frac{\frac{\text{masa}_{\text{cremallera}}}{\text{numero}_{\text{secciones}} \cdot g}}{\text{Area}_{\text{resist.8}}}$$

$\sigma$	160352,13	Pa
----------	-----------	----

Verificando:

$$n_s = \frac{0,9S_y}{\sigma}$$

ns	1278,4364
----	-----------

Considerando esfuerzos principales:

PARA UN ESFUERZO BIAxIAL		
$\sigma_1$	3657277,5	Pa
$\sigma_3$	-3496925,3	Pa

Evaluando a ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_3}$$

ns	28,6545
----	---------

Los tornillos satisfacen el diseño.