

# DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**Tema:**

**“Diseño y análisis de una máquina trituradora de neumáticos para el Laboratorio de Materiales.”**

**Autores:** Gálvez Monserrate, Najely Beatriz y Guevara Velastegui, Luis Bernardino

**Director:** Ing. Argüello Maya, Edison Oswaldo.

**Latacunga, Febrero 2023**



# Contenido

- Antecedentes
- Planteamiento del problema
- Descripción resumida del proyecto
- Justificación e importancia
- Objetivos de la investigación
  - General
  - Específico
- Meta de la investigación
- Marco teórico
- Diseño y construcción
- Simulación y análisis de resultados
- Conclusiones y recomendaciones



# ANTECEDENTES



Se considera que al año se desechan alrededor de 2 400 000 llantas, que se demoran en desintegrarse aproximadamente 500 años, por lo general, estos neumáticos no son desechados correctamente y tienden a acumularse en vertederos, terrenos abandonados, carreteras, etc.

A nivel nacional, son 30 empresas importadoras de neumáticos, que son las que se encargan de reciclar, reutilizar y darle el mayor uso posible, ya sea aprovechado los subproductos como el alambre y el caucho.

Alrededor del setenta por ciento de los neumáticos no son llevados a ser reciclados o no tienen el tratamiento adecuado.



# PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Los neumáticos son desechos altamente contaminantes, debido a que no hay una recuperación de la materia prima, para la reutilización y elaboración de nuevos productos.

En la Universidad de las Fuerzas Armadas no cuentan con una máquina trituradora de neumáticos.

En el Ecuador al año se producen e importan 3 000 000 y se desechan 2 400 000 de neumáticos

En la ciudad de Latacunga existe la planta más grande de reciclaje de neumáticos de todo el país, aun así, existen más neumáticos en desuso.



# DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO

Investigó

Fundamentó

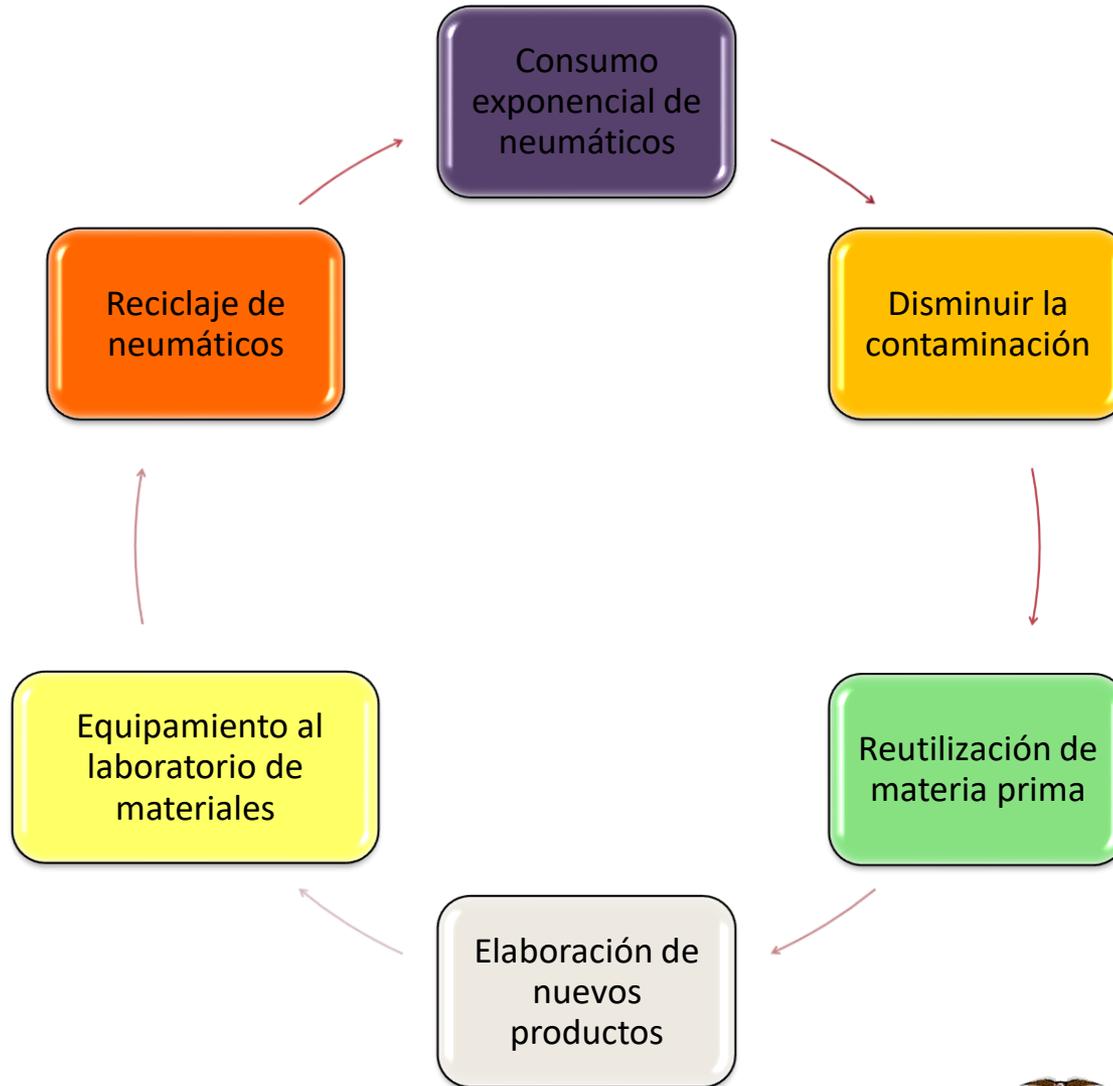
Diseñó

Ensambló

Analizó

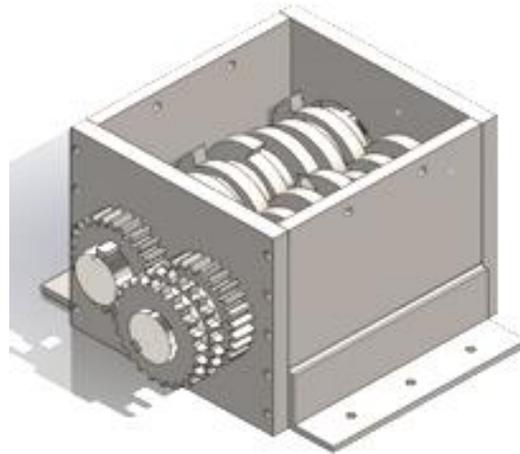


# JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA



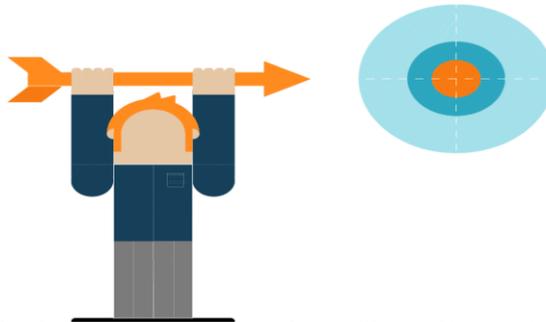
## OBJETIVO GENERAL

Diseñar y analizar una máquina trituradora para el reciclaje de neumáticos, económicamente accesible.

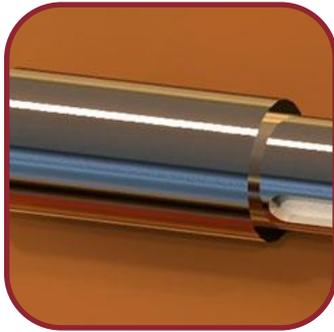


# OBJETIVO ESPECÍFICOS

- Determinar la geometría que tendrá la máquina trituradora de neumáticos, considerando la cantidad de la materia prima que entrará en el proceso.
- Analizar las partes, equipos, procesos de manufactura, materiales, materia prima que se pueden adquirir localmente y que sean las más idóneas para el diseño.
- Analizar mediante software CAD-CAE las partes críticas de una máquina trituradora sometida a cargas típicas de su funcionamiento.
- Validar matemáticamente los resultados obtenidos en la simulación.



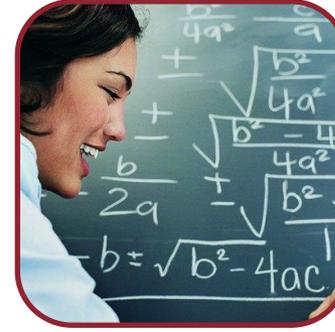
# METAS DE LA INVESTIGACIÓN



Diseñar una  
máquina  
trituradora de  
neumáticos



Analizar  
mediante  
software  
CAD- CAE



Validación  
matemática

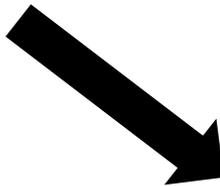


# MARCO TEÓRICO



# NEUMÁTICOS

Se trata de una pieza de caucho con forma de anillo que se instala en las ruedas de un vehículo.

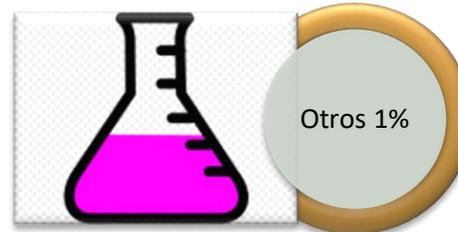
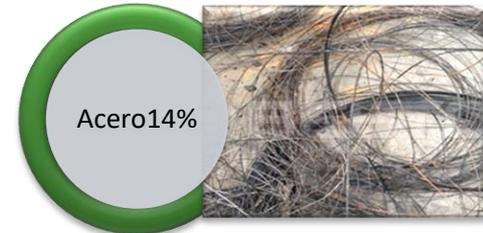


Proporciona la máxima tracción y fricción con la carretera

Mejor aceleración, frenado, estabilidad, y confort



# COMPOSICIÓN NEUMÁTICOS



# MÁQUINA TRITURADORA DE NEUMÁTICOS

Equipo diseñado para reducir el tamaño de los neumáticos usados o desechados para facilitar su reciclaje o eliminación

¿Cómo se tritura?

Mediante  
cuchillas

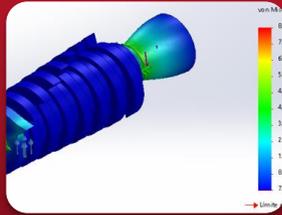
Desmenuzan el  
neumático



Obtención de nuevos  
productos



# PARTES DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE NEUMÁTICOS



## EJE

- Pieza cilíndrica o similar que gira alrededor de su propio eje longitudinal
- Transmite movimiento o potencia



## Cuchilla

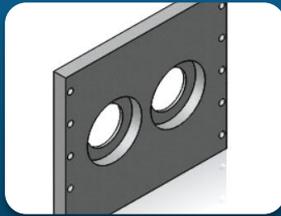
- Elemento cortante, que su función es desmenuzar material
- Tiene un papel importante en el corte y granulación del caucho



## Separador

- Separan las cuchillas una de la otra a lo largo del eje.
- Deben ser de un material que proporcione rigidez y resistencia.

# PARTES DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE NEUMÁTICOS



## Caja

- Es la carcasa de la máquina.
- Debe ser fácil de fabricar, sencillo de armar y de mantenimiento simple



## Estructura

- Sistema diseñado para soportar cargas y fuerzas.
- De material, duradero y resistente.



## Catarina

- Rueda dentada que trasmite movimiento mecánico.
- Deben ser de un material resistente a la corrosión, alta resistencia.

# PARTES DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE NEUMÁTICOS

ENGRANE

Un engrane es una rueda dentada que se usa para transmitir movimientos mecánicos



Formado

Vaciado

Extrusión

Rolado

Moldeado

Maquinado

Rectificado

Acabado

# DISEÑO Y SELECCIÓN



# CÁLCULOS PRE - DISEÑO

Para realizar el pre diseño es necesario tener en cuenta varios factores como, el rin máximo de los neumáticos a triturar, en este caso es 235/70 R16, el diámetro del alambre del cual se encuentra fabricado la llanta, la resistencia del cable de la llanta.

Para poder calcular la fuerza necesaria para cortar el cable de acero es necesario conocer la resistencia a la tracción  $\tau$ ,

$$A = \pi r^2$$

$$A = \pi(0.1295 \text{ mm})^2$$

$$A = 0.052685 \text{ mm}^2$$

$$\tau = 1388.54 \text{ MPa}$$



# CÁLCULOS PRE - DISEÑO

Fuerza necesaria para cortar el cable

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

$$F = \tau A$$

$$F' = (1388.54 \text{ N/mm}^2) * (0.052685 \text{ mm}^2)$$

$$F' = 73.1552 \text{ N}$$

La fuerza necesaria para cortar los 64 cables que se encuentran en los 2cm de neumático

$$F = 4681.9328 \text{ N} * 2$$

$$F = 9363.8656 \text{ N}$$

Para poder cortar el neumático se realiza un corte por cizalla, por lo cual la fuerza es por dos.

$$F = 64 * F'$$

$$F = 64 * 73.1552 \text{ N}$$

$$F = 4681.9328 \text{ N}$$



# CÁLCULOS PRE - DISEÑO

El torque que se necesita del motor para poder realizar la operación de triturado del neumático. Como la cuchilla que se pretende diseñar tiene un diámetro de 164 mm, la distancia que utilizaremos es el radio de la misma.

$$T = F * d$$

$$T = 9363.8656 \text{ N} * 0.082 \text{ m}$$

$$T = 767.8369 \text{ Nm}$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## Geometría

- *Diámetro interno* =  $77\text{mm} \equiv 2.7953\text{in}$
- *Número de dientes del engrane* = 26
- *Número de dientes del piñon* = 26
- *Ángulo de presión* =  $20^\circ$
- *Diámetro del círculo adendum* =  $145\text{ mm} \equiv 5.7087\text{ in}$
- *Diámetro del círculo dedendum* =  $121.6\text{ mm} \equiv 4.7874\text{ in}$
- *Ancho de cara* =  $32\text{ mm} \equiv 1.2598\text{ in}$
- *Diámetro de paso* =  $134\text{ mm} \equiv 5.2756\text{ in}$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## Material

El material que a utilizar es un acero aleado, debido a sus propiedades mecánicas son capaces de soportar cargas sin romperse, dañarse o deformarse, además de poder absorber la energía sin llegar fracturarse y su capacidad anticorrosiva.

## Cálculos de diseño

### *Paso circular $P_c$*

$$P_c = \frac{\pi d}{N}$$

$$P_c = \frac{\pi(5.2756 \text{ in})}{26}$$

$$P_c = 0.6374 \text{ in}$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

**Paso base  $P_b$**

$$P_b = P_c \cos \phi$$

$$P_b = (0.6374 \text{ in}) \cos 20^\circ$$

$$P_b = 0.5989 \text{ in}$$

**Paso diametral  $P_d$**

$$P_d = \frac{N}{d}$$

$$P_d = \frac{26 \text{ dientes}}{5.2756 \text{ in}}$$

$$P_d = 4.9283 \text{ dientes/in}$$

Se selecciona un paso diametral estándar  $P_d < 20$  grueso



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## *Razón de velocidad del engrane*

$$m_v = \frac{N_{ent}}{N_{sal}}$$

$$m_v = \frac{26}{26}$$

$$m_v = 1$$

## *Razón de engrane*

$$m_G = \frac{N_g}{N_p}$$

$$m_G = \frac{26}{26}$$

$$m_G = 1$$

## *Adéndum piñón y engrane*

$$a = \frac{1}{P_d}$$

$$a = \frac{1}{5 \text{ in}}$$

$$a = 0.2 \text{ in}$$

## *Dedéndum piñón y engrane*

$$b = \frac{1.25}{P_d}$$

$$b = \frac{1.25}{5 \text{ in}}$$

$$b = 0.25 \text{ in}$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## *Distancia nominal entre centros*

$$C = r_p + r_g$$

$$C = 2.6378 \text{ in} + 2.6378 \text{ in}$$

$$C = 5.2756 \text{ in}$$

## *Longitud de acción*

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - C \sin \phi$$

$$Z = \sqrt{(2.6378 \text{ in} + 0.2 \text{ in})^2 - (2.6378 \text{ in} \cos 20^\circ)^2}$$

$$+ \sqrt{(2.6378 \text{ in} + 0.2 \text{ in})^2 - (2.6378 \text{ in} \cos 20^\circ)^2} - 5.2756 \text{ in} \sin 20^\circ$$

$$Z = 0.959 \text{ in}$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## *Razón de contacto*

$$m_p = \frac{Z}{P_b} \quad m_p = \frac{0.959 \text{ in}}{0.5989 \text{ in}} \quad m_p = 1.6013$$

## *Carga sobre los engranes rectos*

Debemos tener en cuenta que se desprecia el torque perdido en la cadena debido a que la relación de catarinas es de 1:1.

- *Torque del piñón = 767.8369 Nm  $\equiv$  6795.9292 lb in*
- *Radio del piñón = 67 mm  $\equiv$  2.6378 in*



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## *Componente tangencial*

$$W_t = \frac{T_p}{r_p}$$

$$W_t = \frac{6795.9292 \text{ lb in}}{2.6378 \text{ in}}$$

$$W_t = 2576.3626 \text{ lb}$$

## *Componente radial*

$$W_r = W_t \tan \phi$$

$$W_r = 2576.3626 \text{ lb} \tan 20^\circ$$

$$W_r = 937.7193 \text{ lb}$$

## *Fuerza resultante*

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi}$$

$$W = \frac{2576.3626 \text{ lb}}{\cos 20^\circ}$$

$$W = 2741.7078 \text{ lb}$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## *Esfuerzos sobre engranes rectos*

Seleccionamos el factor geométrico  $J$  para la flexión establecido por la AGMA:

Engranaje (piñón y engrane) de 26 dientes cada uno, tenemos un factor geométrico para la flexión de 0.35.

Seleccionamos el índice de calidad estándar según la AGMA

$$Q_v = 6$$

*Velocidad en la línea de paso*

$$V_t = \frac{d_p}{2} W_p$$

$$V_t = \frac{5.2756 \text{ in}}{2(12)} (38 \text{ rpm})(2\pi)$$

$$V_t = 52.4837 \text{ ft/min}$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

*Velocidad en la línea de paso*

$$V_t = \frac{d_p}{2} W_p$$

$$V_t = \frac{5.2756 \text{ in}}{2(12)} (38 \text{ rpm})(2\pi)$$

$$V_t = 52.4837 \text{ ft/min}$$

*Cálculo del factor B*

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

$$B = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4}$$

$$B = 0.8255$$

*Cálculo del factor A*

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.8255)$$

$$A = 59.772$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## ***Factor dinámico***

$$K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B$$

$$K_v = \left( \frac{59.772}{59.772 + \sqrt{52.4837 \text{ ft/min}}} \right)^{0.8255}$$

$$K_v = 0.9099$$

## ***Factor de distribución de carga***

Como tenemos un ancho de cara  $< 2$  in,  
escogemos el siguiente valor:

- $K_m = 1.6$

## ***Factor de distribución de carga***

Para la aplicación de factores  $K_a$ ,  
tenemos en cuenta que para el uso que  
vamos a dar es de impacto uniforme  
(motor eléctrico, turbina).

- $K_a = 1$

## ***Factor de tamaño***

La AGMA no ha establecido  
valores para este factor por lo que se  
recomiendo que:

- $K_s = 1$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## Factor de espesor del aro

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

- $t_R = 23.75 \text{ mm} \equiv 0.935 \text{ in}$
- $h_t = a + b = 0.2 \text{ in} + 0.25 \text{ in}$

$$m_B = \frac{0.935 \text{ in}}{0.2 \text{ in} + 0.25 \text{ in}}$$

$$m_B = 2.0778$$

Como tenemos un valor de la razón de respaldo mayor que 1.2, decimos que el factor de espesor del aro es de  $K_B = 1$

## Esfuerzo de Flexión

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{KJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_S K_B K_l$$

$$\sigma_b = \frac{(2576.3626 \text{ lb in})(4.9283 \text{ dientes/in})(1) * 1.6}{1.2598 \text{ in} * 0.35} \frac{(1)(1)}{0.9099} (1)(1)$$

$$\sigma_b = 50636.1633 \text{ psi} \quad \sigma_b = 50.6362 \text{ Kpsi}$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## *Esfuerzos superficiales*

Los factores  $C_a C_m C_v$  y  $C_s$  son iguales que los factores  $K_a K_m K_v$  y  $K_s$  respectivamente.

## *Factor geométrico superficial*

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right)^{d_p}}$$

Radio de curvatura del piñón

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + X_p}{P_d}\right)^2 - (r_p \cos\phi)^2} - \frac{\pi}{P_d} \cos\phi$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

$$\rho_p = \sqrt{\left(2.6378 \text{ in} + \frac{1 + 0}{4.9283}\right)^2 - (2.6378 \text{ in} \cos 20)^2} - \frac{\pi}{4.9283} \cos 20$$

$$\rho_p = 0.7886 \text{ in}$$

Radio de curvatura del engrane

$$\rho_g = C \sin \phi - \rho_p$$

$$\rho_g = 5.2756 \text{ in} \sin 20 - 0.7886 \text{ in}$$

$$\rho_g = 1.0158 \text{ in} \neq \rho_p$$

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right)^{d_p}}$$

$$I = \frac{\cos 20}{\left(\frac{1}{0.7886} + \frac{1}{1.0158}\right)^{2.5756}}$$

$$I = 0.0702$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

*Coefficiente elástico*

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

Los módulos de elasticidad  $E_p$  y  $E_g$  y las relaciones de Poisson  $\nu_p$  y  $\nu_g$  toman los siguientes valores para el material que es un acero aleado, de acuerdo al libro Diseño de Máquinas de Norton, R. (IV edición).

- $E = 30 \text{ Mpsi}$
- $\nu = 0.18$

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1 - 0.28^2}{30 \times 10^6 \text{ psi}} \right) + \left( \frac{1 - 0.28^2}{30 \times 10^6 \text{ psi}} \right) \right]}}$$

$$C_p = 2276.1426$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## *Factor de acabado superficial*

Debido a que no hay valores estipulados, la AGMA recomienda que el factor de acabado superficial sea igual a 1

- $C_f = 1$

## *Esfuerzo Superficial*

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f}$$

$$\sigma_c = 2276.1426 \sqrt{\frac{2576.3626 \text{ lb}}{1.2598 \text{ in} * 0.0702 * 5.2756} \frac{(1) * 1.6}{0.9099}} (1)(1)$$

$$\sigma_c = 224290.4752 \text{ psi} \quad \sigma_c = 224.2905 \text{ Kpsi}$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## *Resistencias de la AGMA de fatiga a la flexión en materiales para engranes*

Se realizará con un acero AGMA grado 2, endurecido completamente 400HB.

$$S_{fb}' = 6235 + 174HB - 0.126HB^2$$

$$S_{fb}' = 6235 + 174(400) - 0.126(400)^2$$

$$S_{fb}' = 55675 \text{ psi}$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## *Factor de Vida*

Debido a la dureza Brinell de 400 HB, según la figura el valor que debemos tomar para el factor de vida es el siguiente:

- $K_L = 9.4518N^{-0.148}$

## *Número de ciclos*

- Para un año

$$N = 38 \text{ rpm} * \left( \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \right) * \left( \frac{2080 \text{ h}}{1 \text{ turno} - \text{año}} \right) * (1 \text{ año}) * (1 \text{ turno})$$

$$N = 4.7424 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

$$K_L = 9.4518(4.7424 \times 10^6 \text{ ciclos})^{-0.148}$$

$$K_L = 0.9716$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## ***Factor de temperatura***

La temperatura de trabajo es la temperatura ambiente de la ciudad de Latacunga que toma un valor  $46.4^{\circ}F$  a  $68^{\circ}F$ .

Como el material que se está utilizando es un acero y su temperatura es menor a  $250^{\circ}F$ , según el libro Diseño de Maquinas de Norton, R (4ta edición), se asume que el factor de temperatura es igual a 1.

- $K_T = 1$

## ***Factor de confiabilidad***

Para obtener el factor de confiabilidad seleccionamos para un porcentaje de confiabilidad del 99%

- $K_R = 1$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

**Resistencia sin corregir a la fatiga por flexión**

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad S_{fb} = \frac{0.9716}{1 * 1} 55675 \text{ psi}$$

$$S_{fb} = 54093.83 \text{ psi}$$

**Resistencias a la fatiga superficial de la AGMA para materiales de engranes**

Se realizará con un acero AGMA grado 2, endurecido completamente 400HB.

$$S_{fc}' = 27000 + 364HB$$

$$S_{fc}' = 27000 + 364(400)$$

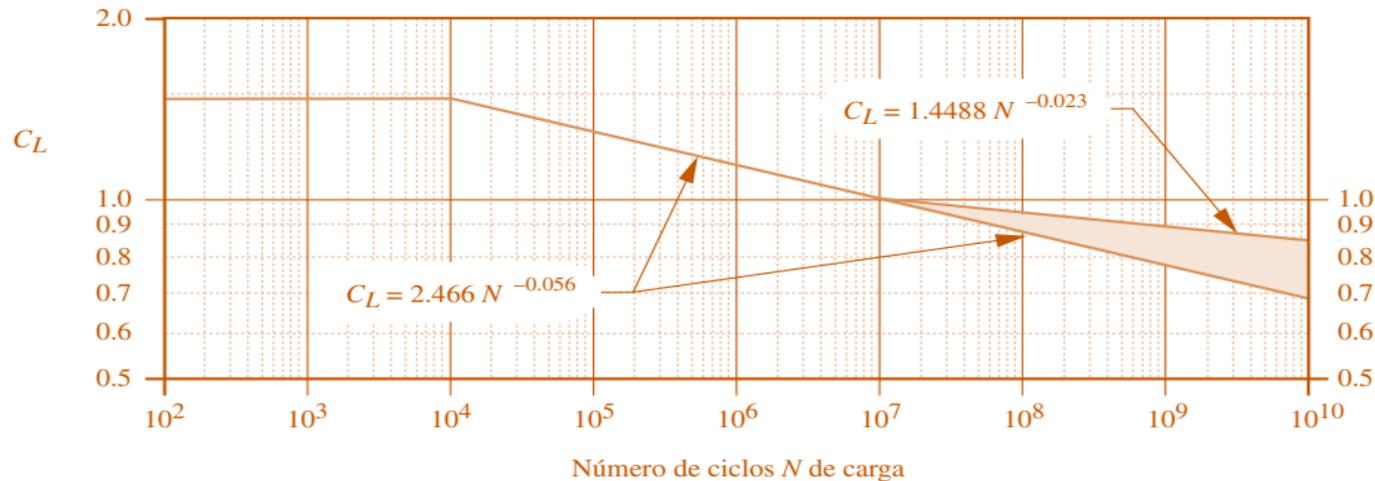
$$S_{fc}' = 172600$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

## Factor de vida superficial

Debido a la dureza Brinell de 400 HB, según la figura el valor que debemos tomar para el factor de vida superficial es el siguiente:



$$C_L = 1.4488N^{-0.023}$$

$$C_L = 1.4488(4.7424 \times 10^6 \text{ ciclos})^{-0.023}$$

$$C_L = 1.0173$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

Se asumen los valores de  $C_T$  y  $C_R$  son iguales que  $K_T$  y  $K_R$ , respectivamente.

- $C_T = 1$
- $C_R = 1$

*Factor de razón de dureza*

$$C_H = 1 + A(m_G - 1)$$

Sí  $\frac{HB_P}{HB_G} < 1.2$  entonces  $A = 0$

$$\frac{400}{400} < 1.2$$

$$1 < 1.2 \quad \therefore A = 0$$

$$C_H = 1 + 0(1 - 1)$$

$$C_H = 1$$



# DISEÑO DEL ENGRANAJE

*Resistencia sin corregir a la fatiga superficial*

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}'$$

$$S_{fc} = \frac{1 * 0.173}{1 * 1} 172600 \text{ psi}'$$

$$S_{fc} = 175585.98 \text{ psi}$$

*Factor de seguridad contra fallas por flexión*

$$N_b \text{ piñon} = N_b \text{ engrane} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b}$$

$$N_b = \frac{54093.83 \text{ psi}}{50636.1633 \text{ psi}}$$

$$N_b = 1.0683$$



# DISEÑO DEL EJE

## Consideraciones generales

Los ejes son los que van a transmitir energía mecánica, es importante considerar varios factores generales como las cargas que se ejercen sobre sí mismo, la velocidad de rotación, material, dimensiones y costos.

## Material

El material que se recomienda normalmente para la fabricación de ejes es el acero AISI 4340, debido a sus características mecánicas como alta resistencia y tenacidad, con buena resistencia a la fatiga, resistencia a la corrosión y a la fractura.

## Cálculos de diseño

Para el diseño del eje se debe tener en cuenta los siguientes datos:

*Material:* AISI 4340



## DISEÑO DEL EJE

- $S_y = 800\text{MPa}$
- $S_{ut} = 1000\text{MPa}$
- *Módulo de elasticidad* =  $206800\text{MPa}$
- *Peso de una cuchilla* =  $17.3481\text{N}$
- *Peso de todas las cuchillas* =  $17.3481\text{N} * 8 = 138.7848\text{N}$
- *Peso de un separador* =  $5.6048\text{N}$
- *Peso de todos los separadores* =  $5.6048 * 8\text{N} = 44.8384\text{N}$
- *Peso del eje* =  $142.34\text{N}$
- *Peso del engrane* =  $24.4652\text{N}$
- *Peso de la catarina* =  $31.1376\text{N}$
- *Fuerza máxima de corte* =  $9363.8656\text{N}$
- *Torque* =  $383.9185\text{Nm}$



# DISEÑO DEL EJE

## *Carga concentrada*

*$P1 = \text{Peso del eje} + \text{Peso de las cuchillas} + \text{Peso de los separadores}$*

$$P1 = 142.34 \text{ N} + 138.7848 \text{ N} + 44.8384 \text{ N}$$

$$P1 = 325.9632 \text{ N}$$

*$M1 = \text{Torque de entrada}$*

$$M1 = 1405.4254 \text{ Nm}$$

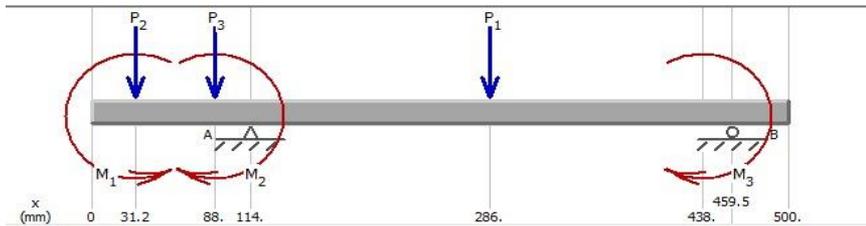
*Torque de salida de las cuchillas en el extremo de los casos*

$$M3 = 383.9185 \text{ Nm}$$

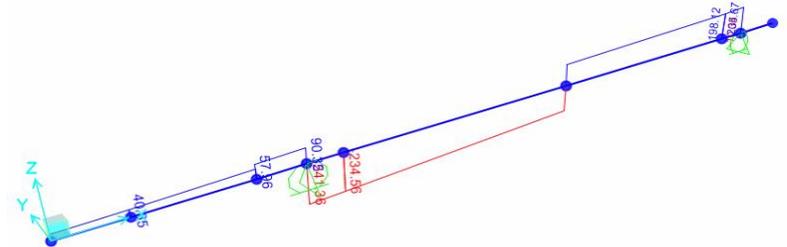


# DISEÑO DEL EJE

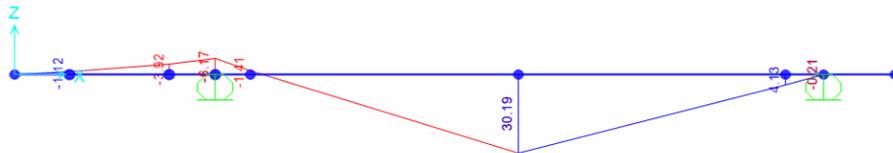
## Diagrama de cuerpo libre



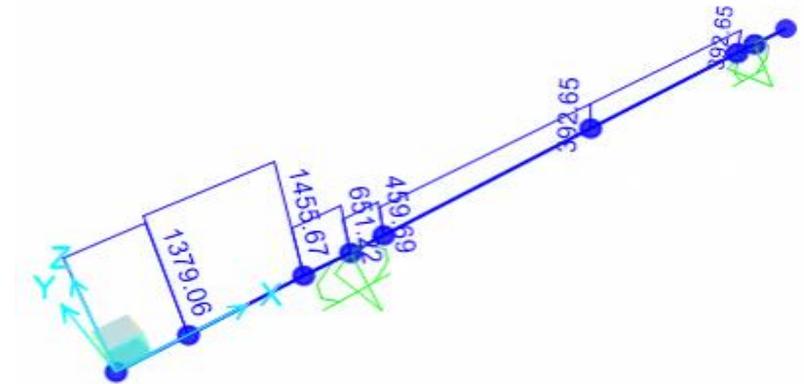
## Diagrama de fuerzas cortantes



## Diagrama de momentos de flexión



## Diagrama de momentos de torsión



# DISEÑO DEL EJE

## *Fuerzas y momentos aplicados sobre el eje*

$$P1 = 325.9632 \text{ N}$$

$$M1 = 1405.4254 \text{ Nm}$$

$$P2 = 31.1376 \text{ N}$$

$$M2 = 767.8369 \text{ Nm}$$

$$P3 = 24.4652 \text{ N}$$

$$M3 = 383.9185 \text{ Nm}$$

En la sección 1 del eje tenemos los siguientes datos

$$D1 = 71 \text{ mm}$$

$$L1 = 104 \text{ mm}$$

En la sección 2 del eje tenemos los siguientes datos

$$D2 = 75 \text{ mm}$$

$$L2 = 20 \text{ mm}$$

En la sección 3 del eje tenemos los siguientes datos

$$D3 = 76.2 \text{ mm}$$

$$L3 = 324 \text{ mm}$$

En la sección 4 del eje tenemos los siguientes datos

$$D4 = 65 \text{ mm}$$

$$L4 = 52 \text{ mm}$$



# DISEÑO DEL EJE

## *Solución*

Se analiza en el punto D, donde el momento de torsión es mayor.

$$T_{m_1} = 1405425.4 \text{ Nmm} \quad M_{a_1} = 2578.1933 \text{ Nmm}$$

Debido a que el eje es giratorio, el momento flexionante constante ocasionará un esfuerzo flexionante completamente reversible.

$$M_m = T_a = 0$$

*Relación de diámetros*

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{75 \text{ mm}}{71 \text{ mm}} = 1.0563$$

*Radio de entalle*

$$r = 0.02 D_1 = 0.02 * 71 \text{ mm}$$

$$r = 1.42 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = 0.02 \text{ (Filete de hombro agudo)}$$



# DISEÑO DEL EJE

***Factor de concentración de esfuerzo a flexión  $K_t$***

$$K_t = 2.21$$

***Factor de concentración de esfuerzo a torsión  $K_{ts}$***

$$K_{ts} = 1.6$$

***Sensibilidad a la muesca  $q$***

$$q = 0.86$$

***Sensibilidad a la muesca  $q_{cort}$***

$$q_{cort} = 0.87$$



# DISEÑO DEL EJE

**Factor de concentración del esfuerzo por fatiga  $K_f$**

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.86(2.21 - 1)$$

$$K_f = 2.0406$$

**Factor de concentración del esfuerzo por fatiga  $K_{fs}$**

$$K_{fs} = 1 + q_{cort}(K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.87(1.6 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.522$$

**Límite de resistencia a la fatiga**

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 * 1000 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 500 \text{ MPa}$$



# DISEÑO DEL EJE

## ***Factor de superficie $K_a$***

Seleccionar el factor “a” y el exponente “b” de la tabla 15, anexo 1, para un material laminado en caliente.

- $a = 57.7$
- $b = -0.718$

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

$$K_a = 57.7 * 1000MPa^{-0.718}$$

$$K_a = 0.4047$$

## ***Factor de tamaño $K_b$***

$$S_1 < D_1 \leq 254mm$$

$$K_b = 1.51 D_1^{-0.157}$$

$$K_b = 1.51 * 71mm^{-0.157}$$

$$K_b = 0.7733$$



# DISEÑO DEL EJE

## ***Factor de carga $K_c$***

El factor es 1 debido a que se combinan cargas de flexión con cargas de torsión.

$$K_c = 1$$

## ***Factor de temperatura $K_d$***

Debido a que la temperatura de operación no es superior a los 20°C

$$K_d = 1$$

## ***Factor de confiabilidad $K_e$***

De la tabla de factores de confiabilidad se selecciona el valor para una confiabilidad de 99.9 %.

$$K_e = 0.753$$

## ***Factor de efectos varios $K_f$***

$$K_f = 1$$



# DISEÑO DEL EJE

## *Límite de resistencia a la fatiga modificado*

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

$$S_e = 0.4047 * 0.7733 * 1 * 1 * 0.753 * 1 * 500 \text{MPa}$$

$$S_e = 117.8274 \text{MPa}$$

## *Factor de seguridad contra la fatiga*

Usando la ecuación de ED-Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f * M_a)^2 + 3(K_{fs} * T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f * M_m)^2 + 3(K_{fs} * T_m)^2]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f * M_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [3(K_{fs} * T_m)^2]^{1/2} \right\}$$



## DISEÑO DEL EJE

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(71\text{mm})^3} \left\{ \frac{1}{117.8274\text{MPa}} [4(2.0406 * 2578.1933 \text{ Nmm})^2]^{1/2} \right. \\ \left. + \frac{1}{1000\text{MPa}} [3(1.522 * 1405425.4\text{Nmm})^2]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{n} = 0.054$$

$$n = 18.5216$$

El factor de seguridad contra la fatiga del Eje es demasiado alto, por lo cuál es completamente seguro y no existirá ningún tipo de pandeo



# DISEÑO DEL EJE

## *Factor de seguridad contra la fluencia*

Esfuerzo máximo de Von Mises

$$\sigma_{max} = [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = \left[ \left( \frac{32Kf(Mm + Ma)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16Kfs(\tau_m + \tau_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = \left[ \left( \frac{32 * 2.0406 * (2578.1933Nmm)}{\pi * (71mm)^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 * 1.522 * (1405425.4Nmm)}{\pi * (71mm)^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = 52.7206 MPa$$



# DISEÑO DEL EJE

Entonces

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$n_y = \frac{800MPa}{52.7206 MPa}$$

$$n_y = 15.1743$$

De igual forma se analiza en el punto G, donde el momento flexionante es mayor.

Obteniendo los siguientes valores de factor de seguridad:

- Contra la fatiga

$$n = 15.456$$

- Contra la fluencia

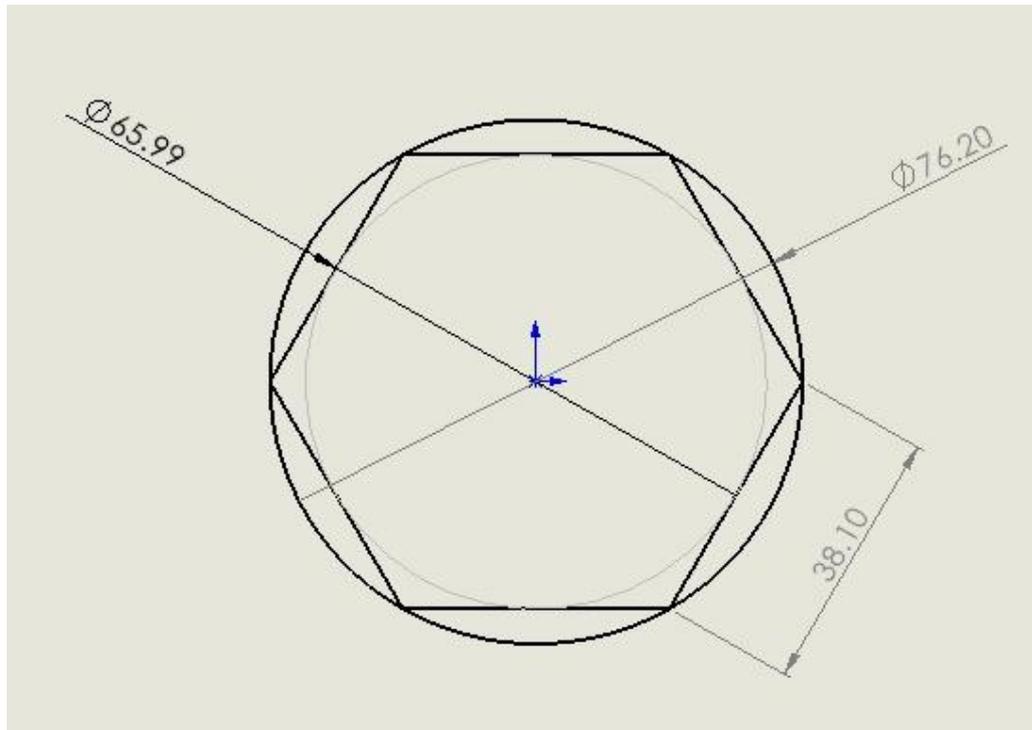
$$n_y = 31.9946$$

Los factores de seguridad calculados son elevados, por lo que se concluye que el eje soportara cualquier tipo de esfuerzos a torsión y flexión debido a la trituración de neumáticos



# EQUIVALENCIA DEL EJE HEXAGONAL

Para garantizar la robustez de la máquina, es esencial que el eje sea de una forma hexagonal. Por lo tanto, es necesario que tenga una medida de 65.99 mm, equivalente al diámetro del círculo inscrito en el hexágono, lo que facilitará su manufactura. La figura muestra las dimensiones y geometría finales del eje.



# DISEÑO DE LA CUÑA

El material seleccionado es un acero al carbono AISI 1045, debido a sus propiedades mecánicas y químicas como alta resistencia a la dureza, buena maquinabilidad, alta tenacidad, buena soldabilidad, resistencia a la corrosión, entre otros.

**Factor de seguridad contra la fatiga**

$$Nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut}}$$

$$Nf = \frac{1}{\frac{39.0238 \text{ MPa}}{120.3785 \text{ MPa}} + \frac{39.0238 \text{ MPa}}{565 \text{ MPa}}}$$

$$Nf = 2.543$$

**Factor de seguridad para falla de presión por contacto**

$$Ns = \frac{Sy}{\sigma_{max}}$$

$$Ns = \frac{310}{45.0609 \text{ MPa}}$$

$$Ns = 6.8796$$



# DISEÑO DE LA CUCHILLA

## Consideraciones generales

Las condiciones que se deben tener en cuenta para el diseño, es el trabajo para el cual será destinado, la selección de materiales, la forma de la cuchilla, entre otros. El diseño de una cuchilla implica identificar las necesidades del usuario, seleccionar los materiales adecuados, diseñar la forma, y ajustes para garantizar que cumpla con los requisitos del usuario.

## Materiales

El material utilizado para diseñar una cuchilla puede variar dependiendo del tipo de herramienta y del uso previsto. Algunos de los materiales más comunes utilizados para fabricar cuchillas incluyen: acero al carbono, acero inoxidable, cerámica, carburo de tungsteno.

El material selecciona es un acero estructural ASTM A36, es un acero de baja aleación y alta resistencia, sus propiedades principales son la resistencia a la tracción, ductilidad, soldabilidad, resistencia a la corrosión, dureza, entre otros.



# DISEÑO DE LA CUCHILLA

## Cálculos de diseño

***Fuerza alternante y media requerida en la superficie del eje.***

$$F_a = \frac{T}{r}$$

$$F_a = \frac{383.9185 \text{ Nm}}{0.082 \text{ m}}$$

$$F_a = 4681.9328 \text{ N} = F_m$$

Como el diseño del diente de la cuchilla seleccionada es de 20 mm \* 20 mm, calculamos las componentes de esfuerzo cortante, alternante y medio

$$\tau_a = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$\tau_a = \frac{4681.9328 \text{ N}}{20 \text{ mm} * 20 \text{ mm}}$$

$$\tau_a = 11.7048 \text{ MPa} = \tau_m$$



# DISEÑO DE LA CUCHILLA

Calculamos los esfuerzos equivalentes de Von Mises.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3(11.7048 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma'_a = 20.2733 \text{ MPa} = \sigma'_m$$

**Límite de resistencia a la fatiga**

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 * 550 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 275 \text{ MPa}$$

**Límite de resistencia a la fatiga modificado**

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

$$S_e = 0.6217 * 0.9 * 1 * 1 * 0.702 * 1 * 275 \text{ MPa}$$

$$S_e = 108.0173 \text{ MPa}$$



# DISEÑO DE LA CUCHILLA

## ***Factor de seguridad contra la fatiga***

$$Nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$Nf = \frac{1}{\frac{20.7733 \text{ MPa}}{108.0173 \text{ MPa}} + \frac{20.7733 \text{ MPa}}{550 \text{ MPa}}}$$

$$Nf = 4.4355$$

El esfuerzo de presión por contacto sobre la cuña es de compresión, se considera una carga estática. Se calcula el esfuerzo máximo de la cuña.

$$\sigma_{max} = \frac{Fm + Fa}{A_{contacto}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{4681.9328 \text{ N} + 4681.9328 \text{ N}}{20 \text{ mm} * 20 \text{ mm}}$$

$$\sigma_{max} = 23.4097 \text{ MPa}$$



# DISEÑO DE LA CUCHILLA

***Factor de seguridad para falla de presión por contacto***

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$N_s = \frac{250 \text{ MPa}}{23.4097 \text{ MPa}}$$

$$N_s = 10.6793$$

Los factores de seguridad contra la fatiga y falla por presión de contacto son adecuados para el trabajo que van a realizar las cuchillas



# DISEÑO DEL SEPARADOR Y BANCADA

***Fuerza alternante y media  
requerida en la superficie del  
eje.***

$$F_a = \frac{T}{r}$$

$$F_a = \frac{383.9185Nm}{0.0505m}$$

$$F_a = 7602.3465 N = F_m$$

Como el diseño del separador realizado en su sección transversal es de 20.5 mm \* 12.4 mm, calculamos las componentes de esfuerzo cortante, alternante y medio

$$\tau_a = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$\tau_a = \frac{7602.3465N}{20.5mm * 12.4mm}$$

$$\tau_a = 29.907 MPa = \tau_m$$



# DISEÑO DEL SEPARADOR Y BANCADA

Calculamos los esfuerzos equivalentes de Von Mises.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3(29.907 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma'_a = 51.8004 \text{ MPa} = \sigma'_m$$

**Factor de seguridad contra la fatiga**

$$Nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma'_m}{Sut}}$$

$$Nf = \frac{1}{\frac{51.8004 \text{ MPa}}{108.0173 \text{ MPa}} + \frac{51.8004 \text{ MPa}}{550 \text{ MPa}}}$$

$$Nf = 1.743$$

**Límite de resistencia a la fatiga modificado**

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kf * Se'$$

$$Se = 0.6217 * 0.9 * 1 * 1 * 0.702 * 1 * 275 \text{ MPa}$$

$$Se = 108.0173 \text{ MPa}$$

**Límite de resistencia a la fatiga**

$$Sut \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$Se' = 0.5 * Sut$$

$$Se' = 0.5 * 550 \text{ MPa}$$

$$Se' = 275 \text{ MPa}$$



# DISEÑO DEL SEPARADOR Y BANCADA

El esfuerzo de presión por contacto sobre la cara cilíndrica del separador y la bancada es de compresión. Se calcula el esfuerzo máximo aplicado a la cara cilíndrica del separador

$$\sigma_{max} = \frac{Fm + Fa}{A_{contacto}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{7602.3465N + 7602.3465N}{20.5mm * 12.4mm}$$

$$\sigma_{max} = 59.8139 MPa$$

**Factor de seguridad para falla de presión**

**por contacto**

$$Ns = \frac{Sy}{\sigma_{max}}$$

$$Ns = \frac{250MPa}{59.8139MPa}$$

$$Ns = 4.1796$$



# SELECCIÓN DE COMPONENTES NORMALIZADOS

## Selección de los componentes normalizados

Para la selección de los elementos normalizados, es necesario seguir los estándares y norma del componente que vamos a seleccionar, para lo cual se realizara una investigación exhaustiva para poder ajustar a las necesidades de nuestra máquina trituradora, posteriormente evaluamos y verificamos que cumplan con los requisitos previamente analizados.

## Selección del motor – reductor

La selección de este componente es influenciada, por la potencia, torque y velocidad de salida, en base a una investigación realizada previamente la velocidad de salida necesaria para una máquina trituradora de neumáticos es aproximadamente de 30 – 40 revoluciones por minuto.



# SELECCIÓN DE COMPONENTES NORMALIZADOS

*Potencia necesaria*

$$P = T * \omega$$

$$P = 767.8369 \text{ Nm} * 3.9794 \text{ rad/s}$$

$$P = 3.0555 \text{ KW}$$

$$P = 4.095 \text{ HP}$$

La potencia de salida que se requiere es de 4.095 Hp, por lo que se debe seleccionar un motor – reductor de igual o mayor potencia.

Se procede a seleccionar el motor, de marca WEG, con una potencia de salida de 7.5HP



# SELECCIÓN DE COMPONENTES NORMALIZADOS

## Selección de rodamientos

En la selección de los rodamientos se debe considerar varios factores como el diámetro interno de los ejes, los cuales son 65 mm y 75 mm respectivamente y la velocidad a la cual estarán sometidos es de 38 rpm, revisamos la tabla de rodamientos, se observa que los rodamientos que se acoplan a las necesidades de la máquina son los siguientes:

### Rodamiento 1

- **Designación:** Rodamiento SKF 6213
- **Dimensiones principales**
  - Diámetro interior: 65 mm
  - Diámetro exterior: 120 mm
  - Espesor: 23mm

### Velocidades nominales:

- Velocidad de referencia: 12 000 rpm
- Velocidad límite: 7 500 rpm

### Rodamiento 2

**Designación:** Rodamiento SKF 6015

### Dimensiones principales

- Diámetro interior: 75 mm
- Diámetro exterior: 115 mm
- Espesor: 20mm

### Velocidades nominales:

- Velocidad de referencia: 12 000 rpm
- Velocidad límite: 7 500 rpm



# SELECCIÓN DE COMPONENTES NORMALIZADOS

## Selección de tornillos

De acuerdo a los requerimientos necesarios el tornillo que se ha seleccionado es el siguiente: SAE J429 GRADO 8.

## Selección de cadena

La cadena seleccionada es una cadena de acero que lleva un temple, paso 20 de rodillo doble, esto debido a que cumple con las necesidades y aplicaciones necesarias por la máquina.

## Selección de la catarina

La catarina seleccionada es de acero 1045, ya que, al ser un acero al carbono medio, tiene alta resistencia y tenacidad lo que le hace ideal para una pieza mecánica, además de que cuenta con poco desgaste y resistencia al impacto. La relación de transmisión deseada es de 1:1, y el paso es de 2 al igual que la cadena previamente seleccionada.

## Selección del control eléctrico

Es necesario tener en cuenta varios factores como la fuente de alimentación, voltaje, potencia, rendimiento, corriente, entre otros. Se emplearán dos sistemas de control para prevenir posibles daños: el guardamotor y el sistema de control.



# SELECCIÓN DE COMPONENTES NORMALIZADOS

## *Cálculos para el guardamotor*

Para realizar los cálculos del guardamotor se deben tener los datos previos de la placa del motor reductor

- $P = 7.5 \text{ Hp} = 5592.75 \text{ watts}$
- $V = 220\text{v}$
- $\eta = 0.8$
- $F_s = 1.15 ; F_p = 0.87$

$$I_n = \frac{P_e}{\sqrt{3} * V * \cos\phi}$$

$$I_n = \frac{5592.75 \text{ watts}/0.8}{\sqrt{3} * 220 * 0.87}$$

$$I_n = 21.087 \text{ A}$$

Posteriormente calculamos la corriente de servicio

$$I_s = I_n * F_s = 21.087 \text{ A} * 1.15$$

$$I_s = 24.25 \text{ A}$$

Se procede a seleccionar un guardamotor de 25 A, el cual protegerá a nuestro motor de posibles daños.

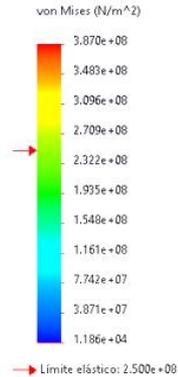
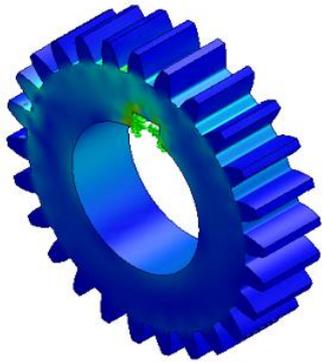


# **SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS**

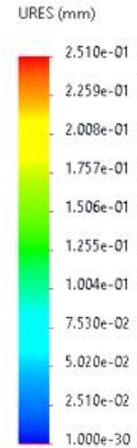
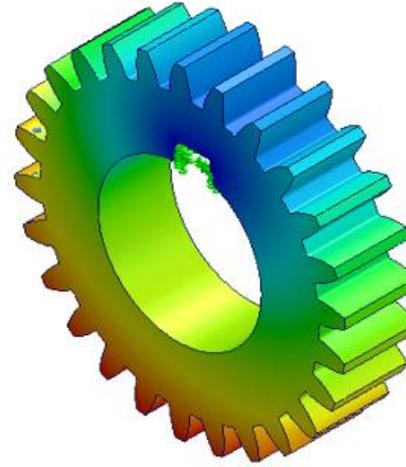


# SIMULACIÓN DEL ENGRANE

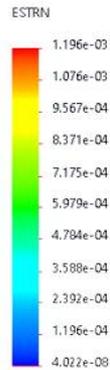
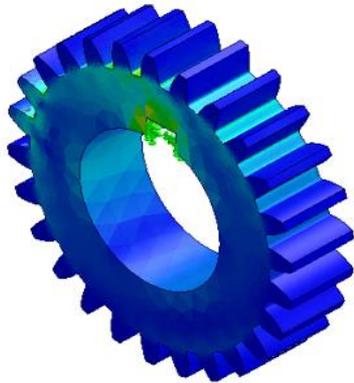
## Tensión de Von Mises



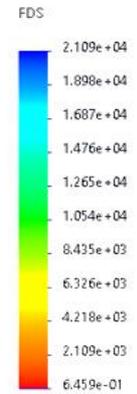
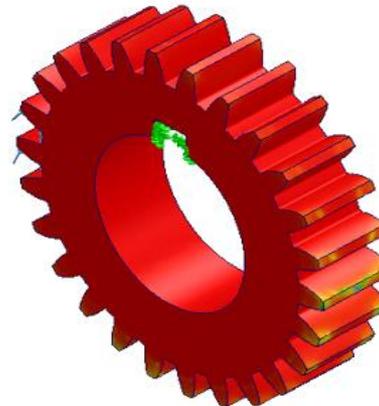
## Desplazamientos



## Deformación Unitaria



## Factor de Seguridad



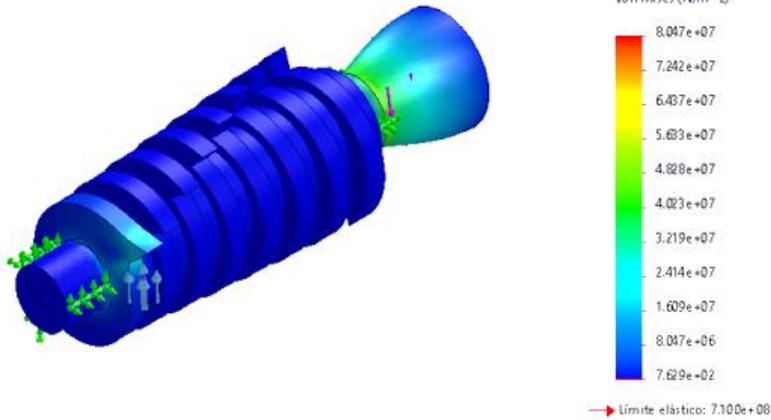
## Análisis de resultados

Se ha comprobado que el engrane experimentará una tensión mínima de  $3.870e+08\text{N/m}^2$ , con una escala de deformación de 57.92. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de  $2.510e-01\text{mm}$ , una deformación unitaria de  $4.022e-08$  y un factor de seguridad de 0.65.

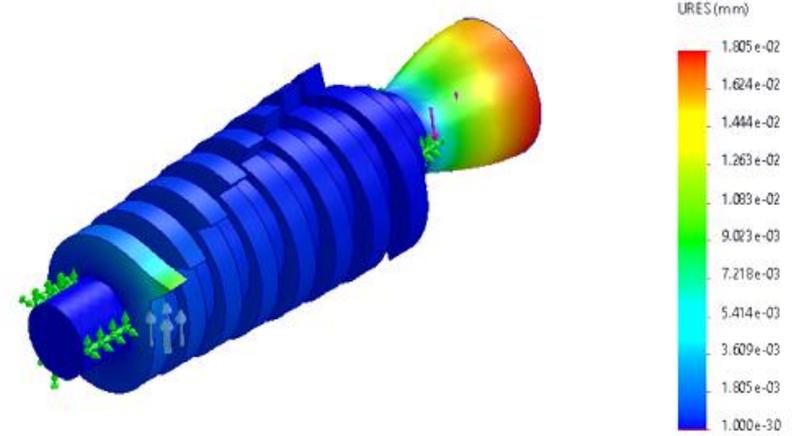


# SIMULACIÓN DEL EJE

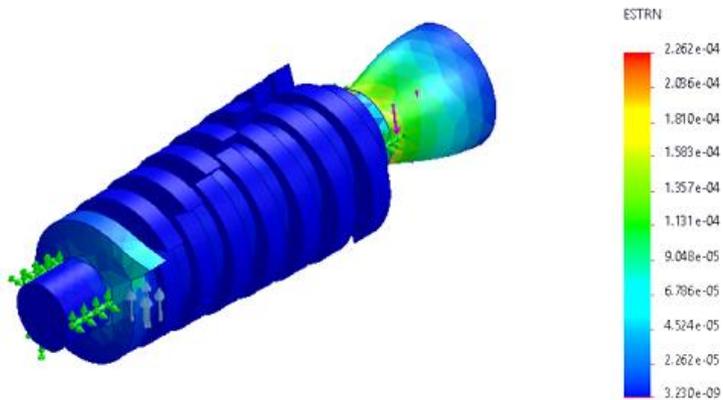
## Tensión de Von Mises



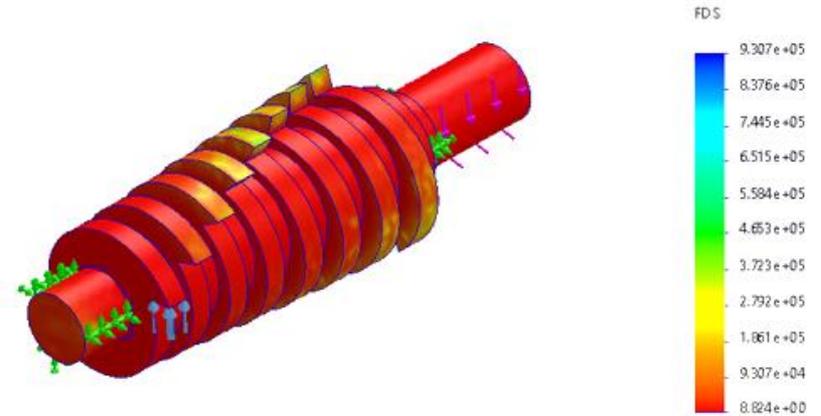
## Desplazamientos



## Deformación Unitaria



## Factor de Seguridad



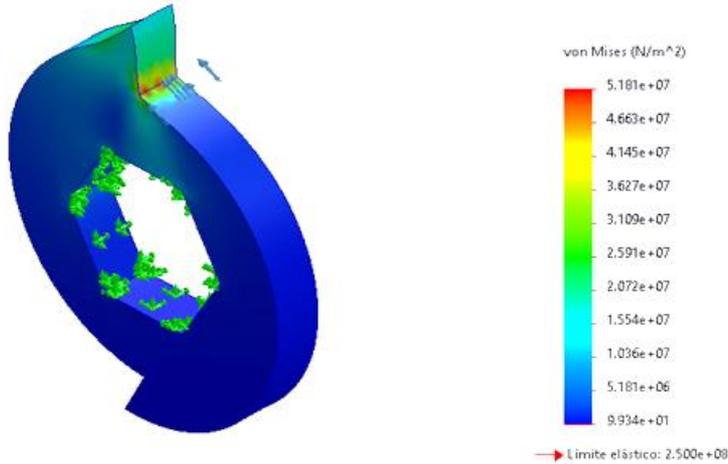
## Análisis de resultados

Se ha comprobado que el eje experimentará una tensión mínima de  $7.629e+02\text{N/m}^2$ , con una escala de deformación de 2836.43. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de  $1.805e-02\text{mm}$ , una deformación unitaria  $3.230e-09$  y un factor de seguridad de 8.8.

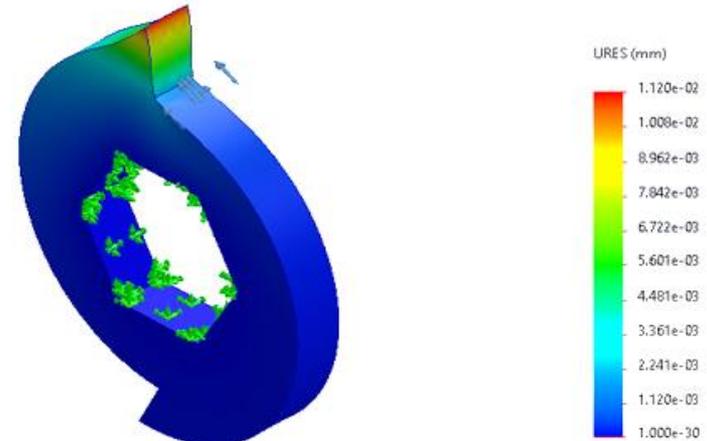


# SIMULACIÓN DE LA CUCHILLA

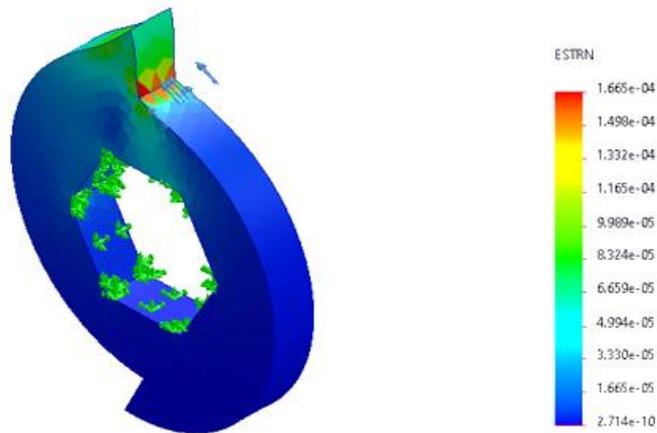
## Tensión de Von Mises



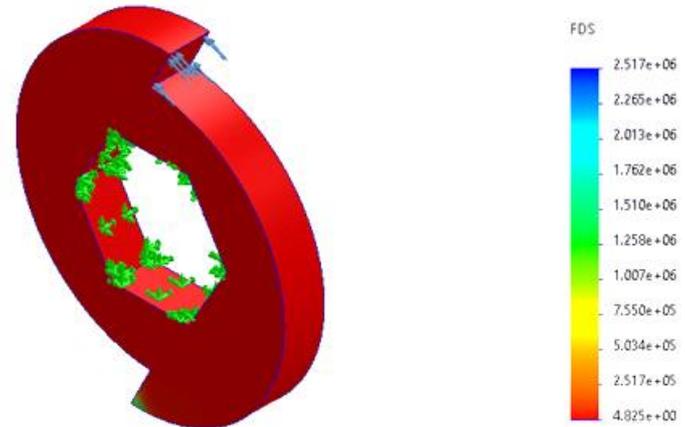
## Desplazamientos



## Deformación Unitaria



## Factor de Seguridad



# SIMULACIÓN DE LA CUCHILLA

## Análisis de resultados

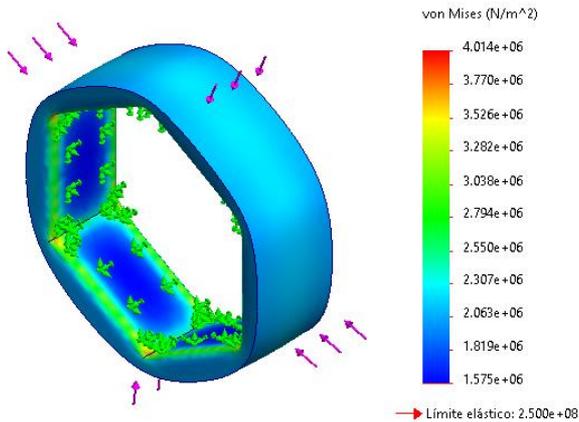
Se verificó que la cuchilla sufrirá una tensión mínima de  $9.934e+01\text{N/m}^2$  y una escala de deformación de 1961.08.

También se observó que el desplazamiento máximo del eje es de  $1.120e-02\text{mm}$ , su deformación unitaria es de  $2.714e-10$  y cuenta con un factor de seguridad de 4.8.

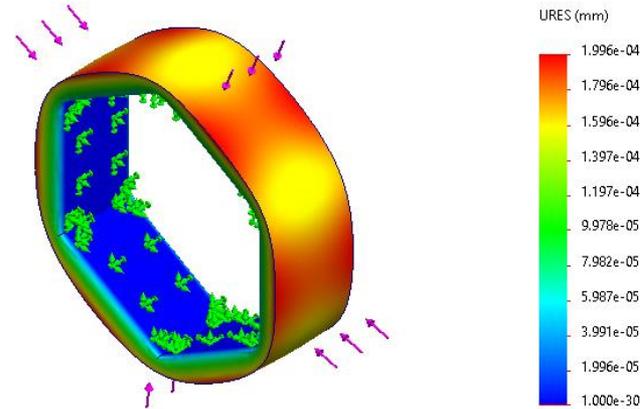


# SIMULACIÓN DE LOS SEPARADORES

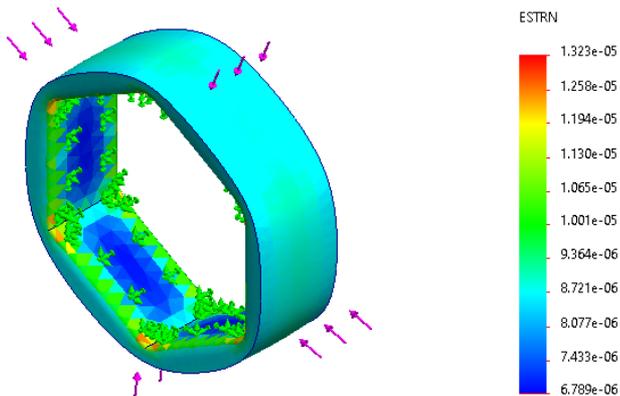
## Tensión de Von Mises



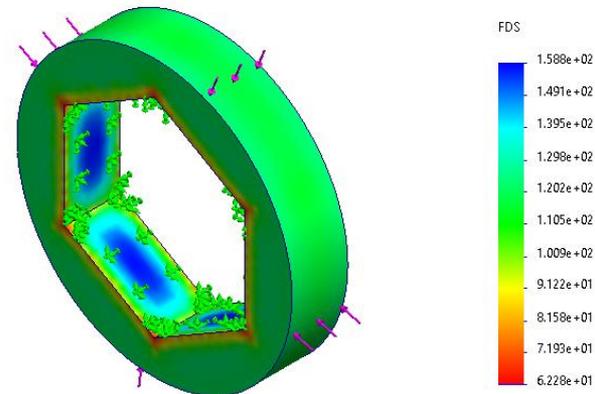
## Desplazamientos



## Deformación Unitaria



## Factor de Seguridad



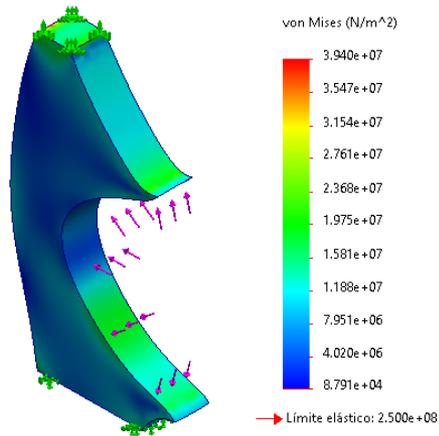
## Análisis de resultados

Se verificó que el separador sufrirá una tensión mínima de  $1.575e+06$  N/m<sup>2</sup> y una escala de deformación de 53293.9. También se observó que el desplazamiento máximo del separador es de  $1.996e-04$  mm, su deformación unitaria es de  $6.789e-06$  y cuenta con un factor de seguridad de  $6.228e+01$ .

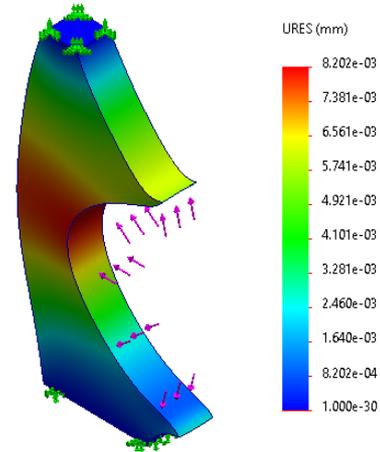


# SIMULACIÓN DE LAS BANCADAS

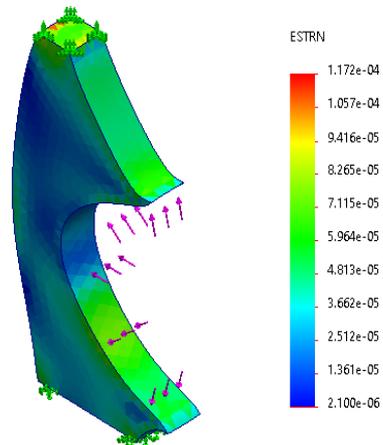
## Tensión de Von Mises



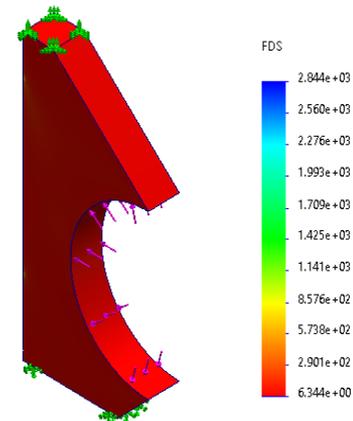
## Desplazamientos



## Deformación Unitaria



## Factor de Seguridad



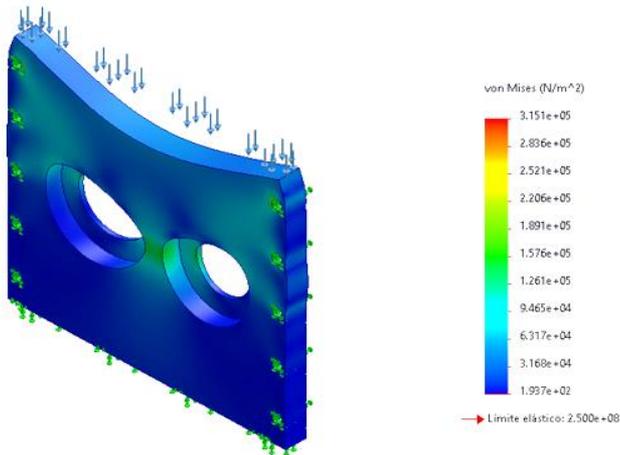
## Análisis de resultados

Se verificó que el separador sufrirá una tensión mínima de  $1.575e+06$  N/m<sup>2</sup> y una escala de deformación de 53293.9. También se observó que el desplazamiento máximo del separador es de  $1.996e-04$  mm, su deformación unitaria es de  $6.789e-06$  y cuenta con un factor de seguridad de  $6.228e+01$ .

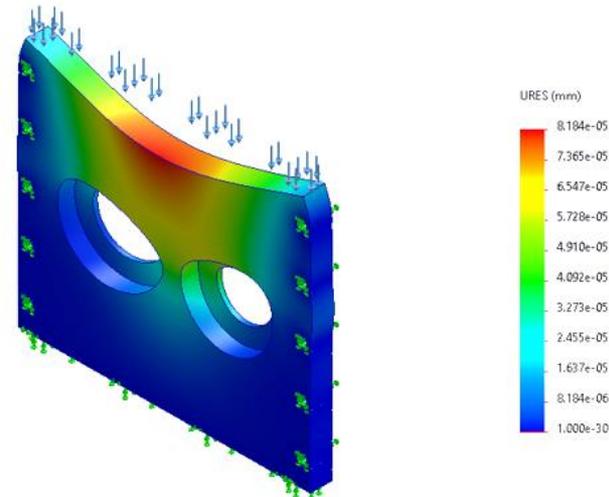


# SIMULACIÓN DE PLACA FRONTAL Y POSTERIOR

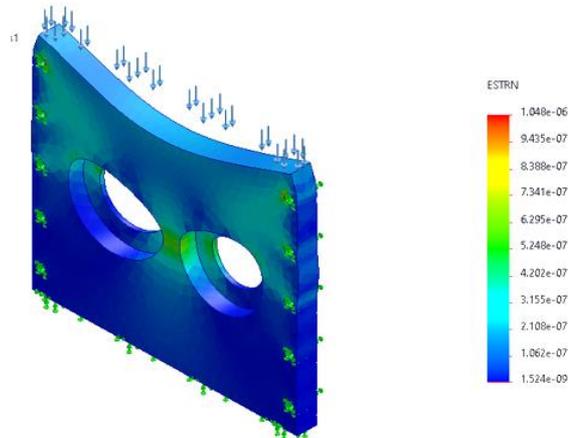
## Tensión de Von Mises



## Desplazamientos



## Deformación Unitaria

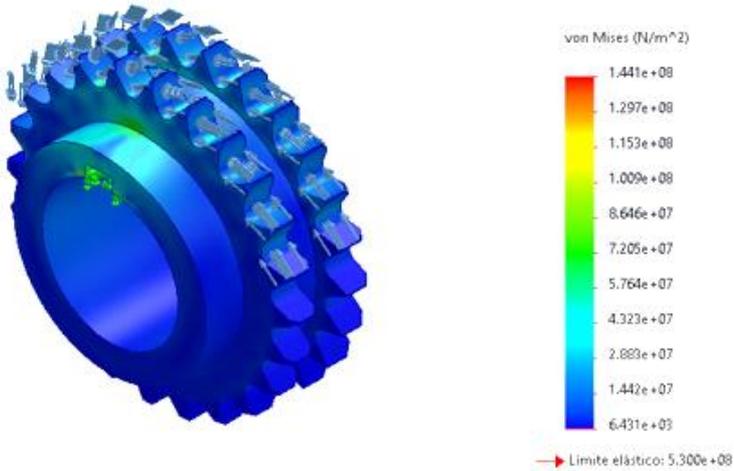


## Análisis de resultados

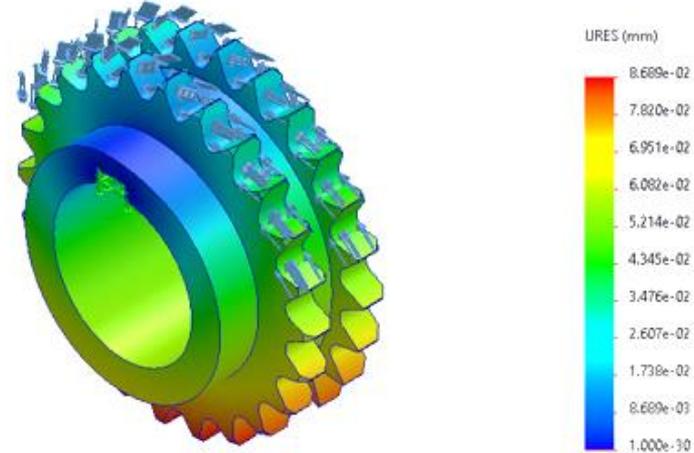
Se verifica que la placa frontal sufrirá una tensión mínima de  $1.937e+02\text{N/m}^2$ , con una escala de deformación de 430.048, además cuenta con un desplazamiento máximo de  $8.184e-05\text{mm}$ , y una deformación unitaria de  $1.524e-09$ .

# SIMULACIÓN DE LA CATARINA

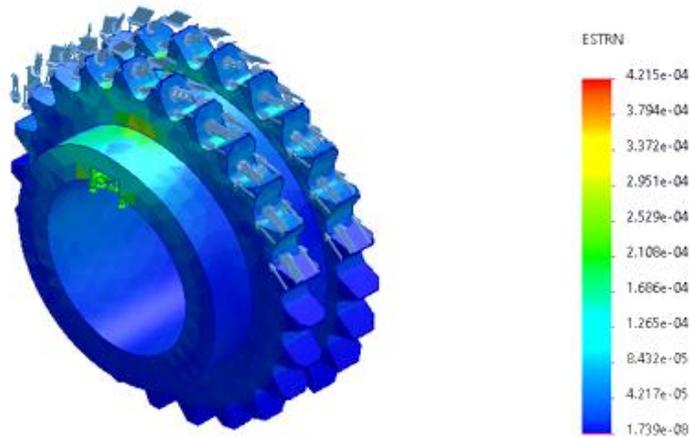
## Tensión de Von Mises



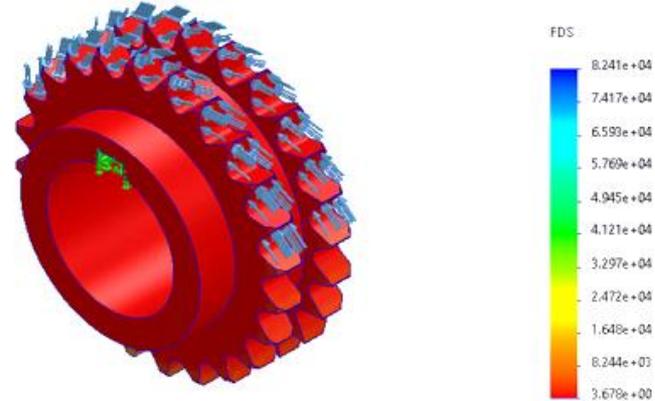
## Desplazamientos



## Deformación Unitaria



## Factor de Seguridad



# SIMULACIÓN DE LA CATARINA

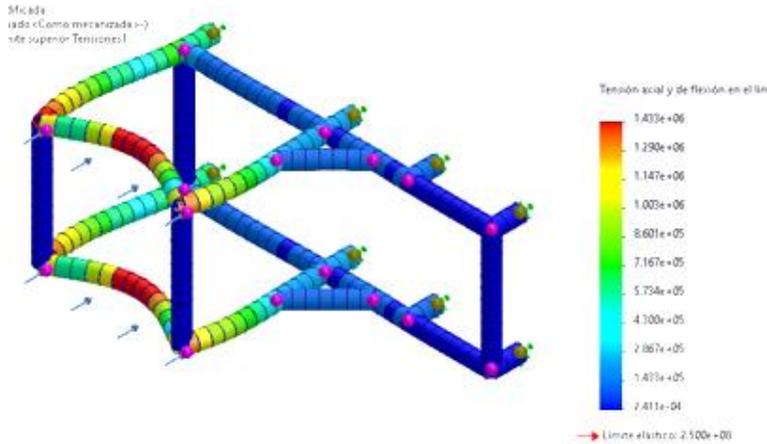
## Análisis de resultados

Se ha comprobado que la catarina experimentará una tensión mínima de  $6.431e+03\text{N/m}^2$ , con una escala de deformación de 174.01. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de  $8.689e-02\text{mm}$ , una deformación unitaria de  $1.739e-08$  y un factor de seguridad de 3.7.

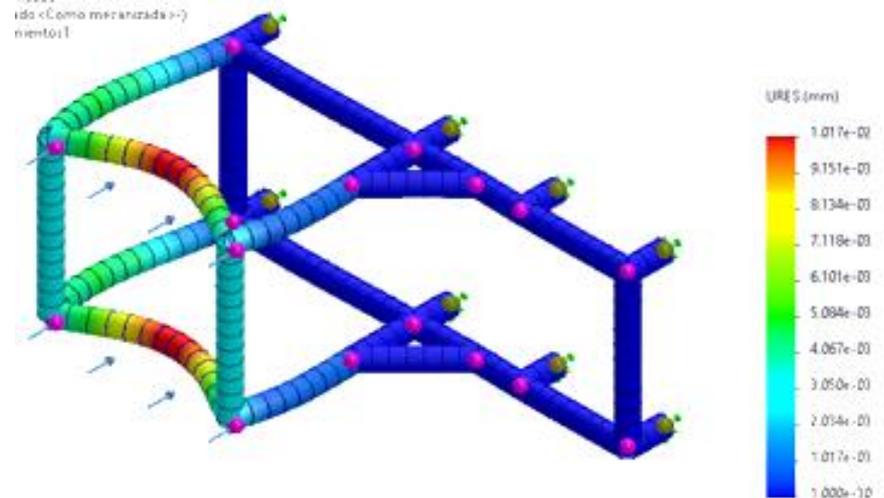


# SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA

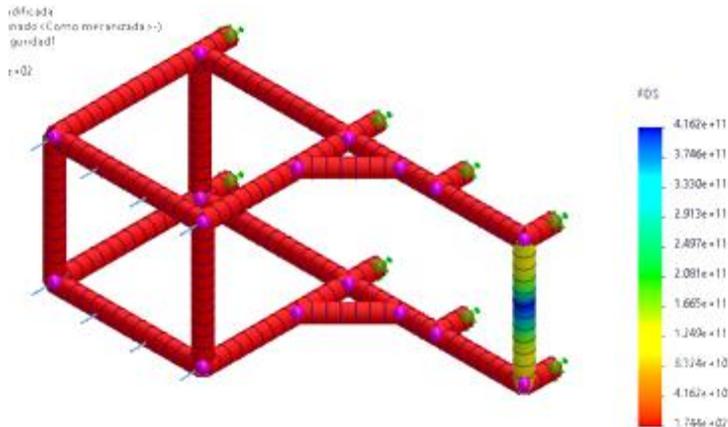
## Tensión de Von Mises



## Desplazamientos



## Factor de Seguridad

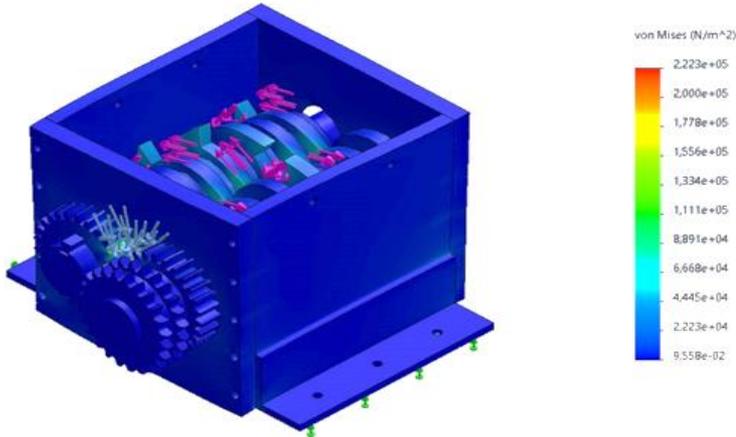


## Análisis de resultados

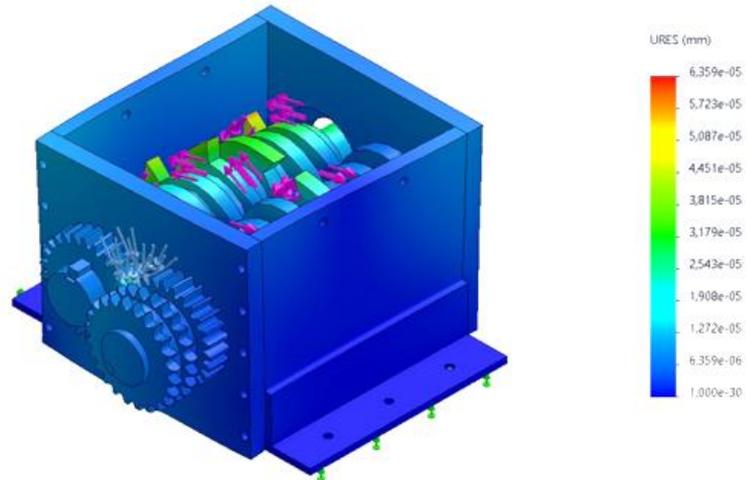
Se ha comprobado que la estructura experimentará una tensión axial y de flexión de mínima de  $2.411e-04 \text{ N/m}^2$ . Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de  $1.017e-02 \text{ mm}$  y un factor de seguridad de 1.7.

# SIMULACIÓN DEL ENSAMBLE

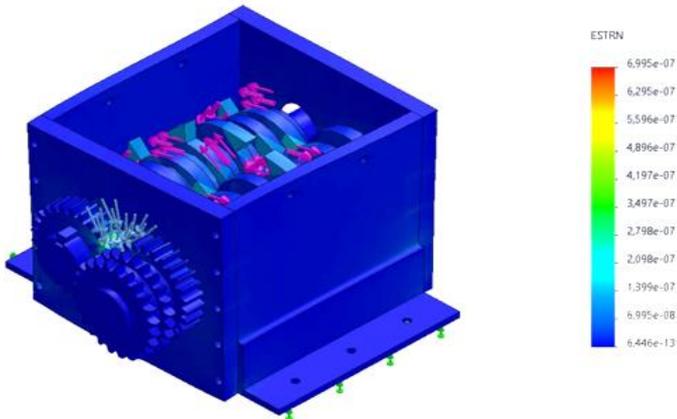
## Tensión de Von Mises



## Desplazamientos



## Deformación Unitaria



## Análisis de resultados

Se ha comprobado que el ensamble experimentará una tensión mínima de  $9,558e-02\text{N/m}^2$ , con una escala de deformación de 904.39. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de  $6,359e-05\text{mm}$ , una deformación unitaria de  $6,446e-13$ .

# CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



# CONCLUSIONES

- Los cálculos pre diseño, fueron considerados por los autores del presente proyecto tomando en cuenta el torque necesario para cortar los cables de acero de los neumáticos, el área y la resistencia máxima a la tracción de los cables, la velocidad angular a la cuál gira el eje para seleccionar un motor reductor adecuado que cumplan las expectativas de los requerimientos pre diseño.
- Para el diseño a detalle, se inició a partir del engranaje, para obtener la distancia entre centros, se seleccionó un material económicamente accesible y teniendo en cuenta los factores de diseño, las cargas aplicadas en los dientes del engranaje con sus respectivos esfuerzos a flexión y fatiga con lo cual se obtuvo los respectivos factores de seguridad.
- En el diseño del eje, se seleccionó un acero AISI 4340, que son los que se usan para transmisión, este tiene una resistencia última a la tracción de 1000 MPa y una resistencia a la fluencia de 800 MPa según el catálogo de una distribuidora de aceros, se realizó los diagramas de fuerzas y momentos flexionante y torsores para poder diseñar las 4 secciones que diseñamos en el eje, el diámetro a escoger es de 76.2mm para asegurarnos de que resista el torque de 1405.4254 Nm entregado por el motor reductor.



# CONCLUSIONES

- Para las cuchillas se optó por realizar un diseño de nuestra autoría y comprobarlo con las cargas máximas aplicadas en la punta de la cuchilla y verificarlas mediante el software para obtener un factor de seguridad adecuado y no fracturarse al momento de triturar.
- Se diseño cuñas tipo rectangulares, a las cuales estaban sometidas a cargas cortantes por parte del engranaje y catarinas, se obtuvo un factor de seguridad adecuado con el cuál validamos la efectividad del diseño.
- Para el diseño de las placas laterales, frontales y posteriores se optó por un espesor de 20 mm, 25.4mm respectivamente, son lo suficientemente robustas para soportar las cargas de peso generadas por todo el ensamblaje, además van sujetadas mediante tornillos, los cuales se seleccionó un SAE J429 GRADO 8, que soportan los esfuerzos cortantes del peso de las paredes.
- Se realizó la selección de un control eléctrico para seguridad y de fácil manipulación, además en caso de emergencia tener la opción de detener la máquina por completo, las consideraciones que se tomaron para esta selección son la potencia del motor, el voltaje al cuál trabaja el mismo.



# RECOMENDACIONES

- Para la selección del motor reductor es recomendable escoger uno de mayor potencia requerida debido a pérdidas mínimas de potencia en la transmisión, en nuestro caso la potencia requerida es de 4.095 Hp por lo que se optó por uno de 7.5 Hp.
- El engranaje, tanto el piñón como el engranaje deben ser idénticos, ya que, si optamos por diámetros diferentes, el eje motriz giraría a diferente velocidad del eje conducido, además se recomienda aumentar el ancho de cara (F) para obtener un factor de seguridad un poco mayor.
- En el diseño de las cuchillas, se recomienda realizar 4 cuchillas, variando los ángulos para al momento de ensamblar solo ir variando el ángulo para que coincidan y se encuentren una cuchilla a la vez al triturar.
- Para componentes normalizados es mejor seleccionar, ya que si están en el mercado son mucho más económicos y accesibles que diseñarlos y fabricarlos, además del tiempo que incluyen estos últimos.
- Se puede incluir otra opción en el control electrónico, el cuál sería una opción para poner el motor en reversa, en el caso de que la máquina se atore por alguna razón fuera de las consideraciones del diseño.

