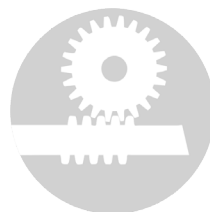


# Diseño de tornillo sinfín-corona del sistema de transmisión para máquina de ensayo de impacto por caída libre en materiales pétreos



## Colaboración

Adolfo Manuel Morales Tassinari; María del Rosario Morales Mejía; Brenda Guadalupe Martínez Morales, Tecnológico Superior de Tepexi de Rodríguez, Tecnológico Nacional de México.

**RESUMEN:** El presente estudio tiene como propósito diseñar el sistema de transmisión de engrane de tornillo sinfín-corona para una máquina de ensayo de impacto por caída libre en materiales pétreos naturales. Para el diseño del engrane de tornillo sinfín-corona se empleó la metodología de la norma ANSI-AGMA 6034-B92 Manual for General Industrial Cylindrical Worm Gearing for Power Transmission. El tornillo sinfín será impulsado por un motor a pasos con una potencia de 0.0241 Hp y una velocidad de 81 rpm; mientras que, la corona impulsará un tornillo de potencia a una velocidad de 6.23 rpm. El resultado obtenido es que el tornillo sinfín debe fabricarse de acero AISI 1010 con un diámetro exterior de 1.030 plg, una longitud de 1.440 plg y doble entrada; mientras que, la corona debe de fabricarse de bronce con 26 dientes, un diámetro de garganta de 2.800 plg y ancho de cara de 0.600 plg. De acuerdo con la simulación realizada en el software SolidWorks Simulation, el factor de seguridad del engrane de tornillo sinfín-corona obtenido es de 2.4; por lo tanto, el sistema es seguro.

**PALABRAS CLAVE:** Diseño mecánico, engrane de tornillo sinfín-corona, máquina de ensayo de impacto, materiales pétreos naturales, sistema de transmisión.

**ABSTRACT:** This study has the purpose to design the worm-gear transmission system for a free fall impact testing machine in natural stone materials. The methodology of the ANSI-AGMA 6034-B92 Manual for General Industrial Cylindrical Worm Gearing for Power Transmission was used for the design of the worm gear. The worm will be driven by a stepper motor with a power of 0.0241 Hp and a speed of 81 rpm; while, the gear will drive a power screw at a speed of 6.23 rpm. The result obtained is that the worm must be made of AISI 1010 steel with an outside diameter of 1.030 in., a length of 1.440 in., and double entry; while, the gear should be made of bronze with 26 teeth, a throat diameter of 2.800 in., and face width of 0.600 in. According to the simulation carried out in the SolidWorks Simulation software, the safety factor of the worm-gear obtained is 2.4; therefore, the system is safe.

**KEYWORDS:** Impact test machine, mechanical design, natural stone materials, worm-gear, transmission system.

## INTRODUCCIÓN

Los Materiales Pétreos son aquellos materiales que se extraen directamente de la naturaleza no necesitando para su empleo nada más que darles la forma adecuada [1], y se clasifican en: a) Naturales, localizados en yacimientos naturales, para utilizarlos sólo es necesario que sean seleccionados, refinados y clasificados por tamaños, comúnmente se hallan en yacimientos, canteras y/o graveras. b) Artificiales, se localizan en macizos rocosos, para obtenerlos se emplean procedimientos de voladura con explosivos, posteriormente se limpian, machacan y clasifican y con ello se procede a utilizarlos; c) Industriales, son aquellos que

han pasado por diferentes procesos de fabricación, tal como productos de desecho, materiales calcinados, procedentes de demoliciones o algunos que ya han sido manufacturados y mejorados [2].

Ahora bien, las rocas son materiales pétreos naturales compuestos de uno o más minerales, cristalinos o amorfos, que presentan características homogéneas y constituyen sobre la Tierra cuerpos geológicamente independientes [3]; por lo que, se clasifican por su origen en: a) Rocas Ígneas, formadas por el enfriamiento y la solidificación del magma del interior de la Tierra; b) Rocas Metamórficas, son aquellas que sufrieron cambios en la mineralogía y estructura por la presión y temperatura a grandes profundidades al interior de la Tierra; c) Rocas Sedimentarias, formadas por sedimentos y partículas mediante la meteorización de otras rocas, la acumulación de material de origen biológico, la precipitación de sustancias químicas o bioquímicas, o una combinación de ellas [4].

Para que un material pétreo natural pueda ser utilizado en alguna aplicación en particular, es necesario que puedan determinarse sus propiedades físicas (absorción, desorción, densidad, porosidad, capilaridad, hinchamiento), propiedades mecánicas (resistencia a la compresión, resistencia a la tracción, resistencia a la flexión, módulo de elasticidad, resistencia al impacto, módulo de ruptura.), propiedades de superficie (resistencia a la abrasión, dureza, resistencia al deslizamiento), propiedades térmicas (coeficiente de dilatación térmica, coeficiente de enfriamiento, resistencia al choque térmico), propiedades dinámicas (velocidad de propagación de ondas, módulo elástico dinámico) [5]. Además, es importante realizar ensayos de durabilidad tales como ensayos de humedad-sequedad, ensayo de heladicidad, ensayo de cristalización de sales que permitan predecir el comportamiento ante el intemperismo determinando su pérdida de masa y de color, y su aumento en la rugosidad.

Para que un material pétreo natural pueda ser utilizado como baldosa deben de considerarse las siguientes propiedades: absorción, densidad, resistencia a la flexión, resistencia a la abrasión, resistencia al deslizamiento, resistencia a las heladas y la resistencia al impacto [6]; en este sentido, las baldosas presentan un comportamiento frágil, lo que resulta evidente en el caso de solicitaciones mecánicas asociadas al impacto por caída de objetos [7].

La resistencia al impacto es la energía consumida en la ruptura producida por choque de otro cuerpo; en este sentido, la resistencia al impacto en materiales pétreos naturales se determina mediante la norma de ensayo UNE-EN 14158 Métodos de Ensayo de piedra natural – Determinación de la energía de rotura, simulando el golpe de un cuerpo duro y consiste en realizar sucesivos impactos sobre la baldosa apoyada sobre un lecho

de arena, con una esfera de acero de 1 kg, a intervalos crecientes de 5 cm de altura de caída hasta producir la rotura, expresando el resultado como la energía de rotura de la placa o baldosa en Julios (J) [8].

Actualmente, el Laboratorio de Ciencias e Investigación en Materiales (LACIIM) perteneciente al Instituto Tecnológico Superior de Tepexi de Rodríguez ha realizado diversas pruebas en materiales pétreos naturales tales como: absorción, densidad, resistencia a la compresión, resistencia a la abrasión, humedad-sequedad y cristalización de sales; sin embargo, no cuenta con equipo especializado para realizar ensayos de impacto por caída libre, que es un ensayo de gran interés para cuando un material pétreo natural debe usarse como baldosa. Por este motivo, surge la inquietud de realizar el diseño de una máquina de impacto, que permita dar respuesta sobre la utilización de diversos materiales pétreos ante el uso como baldosas.

Para el diseño de máquina, es importante tener un diseño conceptual que permita mediante un esquema conectar elementos posibles del sistema [9]; en la Figura 1, se muestra el diseño conceptual de la máquina para ensayo de impacto por caída libre:

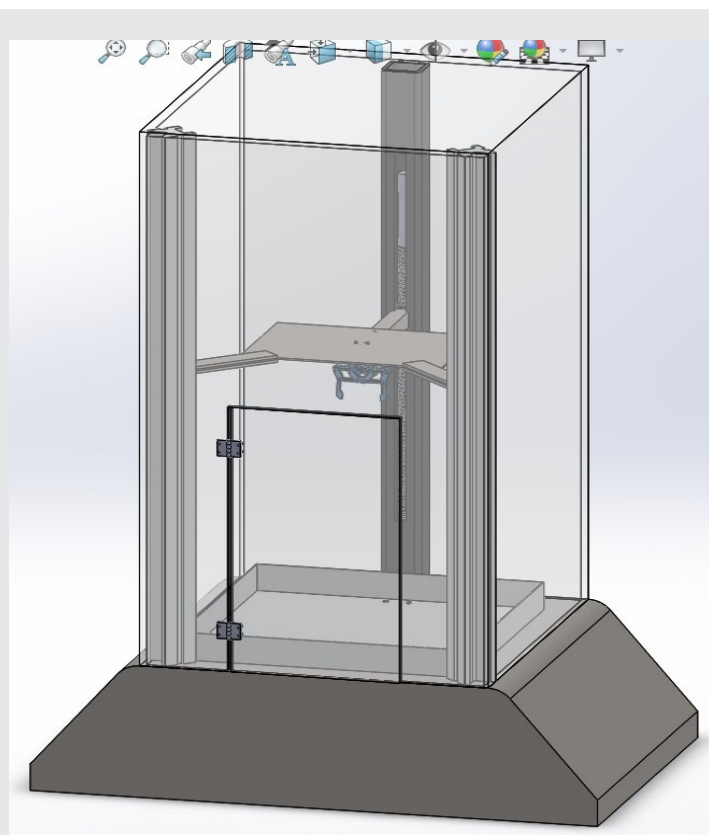


Figura 1. Diseño conceptual de la máquina para ensayo de impacto por caída libre.

Cabe mencionar que, en el diseño de cualquier máquina, uno de los aspectos importantes es el diseño del mecanismo de transmisión que es la parte de una máquina cuya función es transmitir movimiento y fuerza de una fuente de potencia a una salida [9]; por lo que, este

mecanismo de transmisión puede ser un mecanismo de engrane.

Los engranes son ruedas dentadas que se emplean para transmitir movimiento y potencia desde un eje o flecha giratorio a otro; para su transmisión, los dientes de un engrane impulsor se insertan, enlazándose con precisión, en los espacios entre los dientes del engrane que es impulsado, por lo tanto, los dientes impulsores empujan a los dientes que son impulsados ejerciendo una fuerza perpendicular al radio del eje transmitiendo un torque y potencia [10]. Los engranes se clasifican en: a) Engranes Rectos, tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo; b) Engranes Helicoidales, poseen dientes inclinados con respecto al eje de rotación, y se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos pero no son tan ruidosos debido al engranado más gradual; c) Engranes Cónicos, presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean sobre todo para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan; d) Engranes de Tornillo Sinfín con Corona, se emplean sobre cuando las relaciones de velocidad de los dos ejes son muy altas [11]. De la Figura 2a) a la Figura 2d), se muestran las imágenes de los diferentes tipos de engranes:

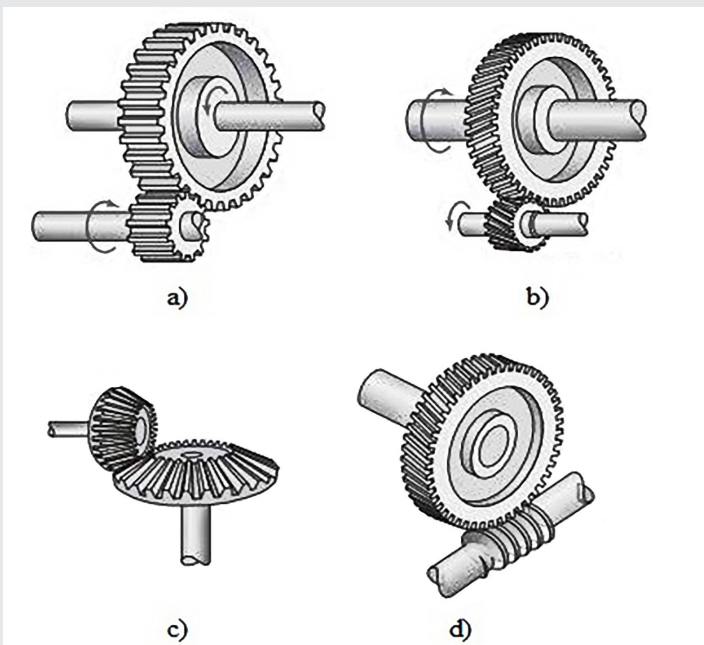


Figura 2. Imágenes de los diferentes tipos de engranes [10]: a) Engranes rectos; b) Engranes Helicoidales; c) Engranes Cónicos; d) Engranes de Tornillo Sinfín-Corona.

En este sentido, en un Engrane de Tornillo Sinfín-Corona, el tornillo sinfín tiene dientes espirales y ejes en ángulos rectos, este puede hacerse con rosca simple, doble, triple o de mayor multiplicidad; mientras que, los dientes de la Corona envuelven las roscas del tornillo sinfín y dan un contacto lineal entre las partes casantes [12].

El presente estudio tiene como finalidad diseñar el sistema de transmisión de engrane de tornillo sinfín-corona empleando la metodología de la norma ANSI-AGMA 6034-B92 Manual for General Industrial Cylindrical Worm Gearing for Power Transmission [13] para una máquina de ensayo de impacto en materiales pétreos naturales.

**MATERIAL Y MÉTODOS**

**Cálculo de la geometría del tornillo sinfín y de la corona.** Para el cálculo de la geometría del tornillo sinfín y de la geometría de la corona es importante conocer los requisitos del diseño; para esto, la velocidad de entrada en el tornillo sinfín ( $n_w$ ) es de 81 rpm, la velocidad de salida que se desea en la corona ( $n_c$ ) es de 6.23 rpm y la potencia que debe de transmitir el eje de la corona ( $P$ ) es de 0.0241 Hp. Por lo que la relación de velocidad se determina a partir de la ecuación (1):

$$RV = \frac{n_w}{n_c} = \frac{81}{6.23} = 13 \quad \text{Ec (1)}$$

Como en número de entradas en el tornillo sinfín ( $N_w$ ) es 2, entonces el número de dientes en la corona ( $N_c$ ) se obtiene mediante la ecuación (2):

$$N_c = RV(N_w) = 13(2) = 26 \quad \text{Ec (2)}$$

Ahora bien, como el paso diametral de la corona ( $P_d$ ) es 10 y el ángulo de presión ( $P_d$ ) es de 14.5°, se calcula el paso circular normal ( $P_n$ ) mediante la ecuación (3) y el paso axial ( $P_x$ ) mediante la ecuación (4):

$$p_n = \frac{\pi}{P} = \frac{\pi}{10} = 0.314 \text{ plg} \quad \text{Ec (3)}$$

$$P_x = p_n = 0.314 \text{ plg} \quad \text{Ec (4)}$$

Ahora se determina la geometría del diente de la corona, para esto se calcula el adendo (a) mediante la ecuación (5), el dedendo (b) mediante la ecuación (6), la altura de trabajo ( $h_k$ ) mediante la ecuación (7) y la altura total ( $h_t$ ) mediante la ecuación (8):

$$a = \frac{1}{P} = \frac{1}{10} = 0.100 \text{ plg} \quad \text{Ec (5)}$$

$$b = \frac{1.157}{P} = \frac{1.157}{10} = 0.116 \text{ plg} \quad \text{Ec (6)}$$

$$h_k = \frac{2}{P} = \frac{2}{10} = 0.200 \text{ plg} \quad \text{Ec (7)}$$

$$h_t = \frac{2.157}{P} = \frac{2.157}{10} = 0.216 \text{ plg} \quad \text{Ec (8)}$$

A continuación, se determina la geometría de la corona, para esto se calcula el diámetro de paso ( $D_p$ ) mediante la ecuación (9), el diámetro de garganta ( $D_{tg}$ ) mediante la ecuación (10), y el diámetro de raíz ( $D_{rc}$ ) mediante la ecuación (11):

$$D_G = \frac{N_G}{P} = \frac{26}{10} = 2.600 \text{ plg} \quad \text{Ec (9)}$$

$$D_{tg} = D_G + 2a$$

$$D_{tg} = 2.600 + 2(0.100) = 2.800 \text{ plg} \quad \text{Ec (10)}$$



$$\begin{aligned} D_{rG} &= D_G - 2b \\ D_{rG} &= 2.600 - 2(0.116) = 2.368 \text{ plg} \end{aligned} \quad \text{Ec (11)}$$

Posteriormente, se determina la geometría del tornillo sinfín, para esto se calcula el diámetro de paso ( $D_W$ ) mediante la ecuación (12), el diámetro exterior ( $D_{oW}$ ) mediante la ecuación (13), el diámetro de raíz ( $D_{rW}$ ) mediante la ecuación (14), el avance ( $L$ ) mediante la ecuación (15), el ángulo de avance ( $\lambda$ ) mediante la ecuación (16), el ángulo de hélice ( $\psi$ ) mediante la ecuación (17) y la longitud del ancho de cara ( $F_W$ ) mediante la ecuación (18):

$$D_W = \frac{C^{0.875}}{2.2} = \frac{(1.700)^{0.875}}{2.2} = 0.833 \text{ plg} \quad \text{Ec (12)}$$

$$\begin{aligned} D_{oW} &= D_W + 2a \\ D_{oW} &= 0.833 + 2(0.100) = 1.030 \text{ plg} \end{aligned} \quad \text{Ec (13)}$$

$$\begin{aligned} D_{rW} &= D_W - 2b \\ D_{rW} &= 0.833 - 2(0.289) = 0.255 \text{ plg} \end{aligned} \quad \text{Ec (14)}$$

$$L = N_W P_x = 2(0.314) = 0.628 \text{ plg} \quad \text{Ec (15)}$$

$$\lambda = \arctan\left[\frac{L}{\pi D_W}\right] = \arctan\left[\frac{0.628}{\pi(0.833)}\right] = 13.55^\circ \quad \text{Ec (16)}$$

$$\psi = 90 - \lambda = 90 - 13.55 = 76.45^\circ \quad \text{Ec (17)}$$

$$\begin{aligned} F_W &= 2 \sqrt{\left(\frac{1}{2}D_t\right)^2 - \left(\frac{1}{2}D_G - a\right)^2} \\ &= 2 \sqrt{\left(\frac{1}{2}(2.800)\right)^2 - \left(\frac{1}{2}(2.600) - 0.100\right)^2} \\ F_W &= 1.440 \text{ plg} \end{aligned} \quad \text{Ec (18)}$$

Además, la distancia entre centros real ( $C$ ) del tornillo sinfín y de la corona se calcula mediante la ecuación (19):

$$C = \frac{D_W + D_G}{2} = \frac{0.833 + 2.588}{2} = 1.700 \text{ plg} \quad \text{Ec (19)}$$

Finalmente, se calcula el ancho de cara de la corona ( $F_G$ ) mediante la ecuación (20):

$$\begin{aligned} F_G &= \sqrt{D_{oW}^2 - D_W^2} \\ &= \sqrt{(1.030)^2 - (0.833)^2} \\ F_G &= 0.600 \text{ plg} \end{aligned} \quad \text{Ec (20)}$$

### Cálculo de las fuerzas en el tornillo sinfín y en la corona.

Para el cálculo de las fuerzas en el tornillo sinfín y las fuerzas en la corona es importante conocer la velocidad en la línea de paso tanto para el tornillo sinfín ( $v_{tW}$ ) mediante la ecuación (21) como para la corona ( $v_{tG}$ ) mediante la ecuación (22); además, se calcula la velocidad de deslizamiento ( $v_s$ ) mediante la ecuación (23):

$$v_{tW} = \frac{\pi D_W n_W}{12} = \frac{\pi(0.833)(81)}{12} = 17.66 \text{ ft}/\text{min} \quad \text{Ec (21)}$$

$$v_{tG} = \frac{\pi D_G n_G}{12} = \frac{\pi(2.588)(6.23)}{12} = 4.24 \text{ ft}/\text{min} \quad \text{Ec (22)}$$

$$v_s = \frac{v_{tG}}{\text{sen } \lambda} = \frac{4.24}{\text{sen } 13.55^\circ} = 18.10 \text{ ft}/\text{min} \quad \text{Ec (23)}$$

Ahora, se calcula el coeficiente de fricción ( $\mu$ ) mediante la ecuación (24), la eficiencia ( $\eta$ ) mediante la ecuación

(25) y la potencia de salida ( $P_o$ ) mediante la ecuación (26):

$$\begin{aligned} \mu &= 0.103e^{-0.110v_s^{0.450}} + 0.012 \\ &= 0.103e^{-0.110(18.10)^{0.450}} + 0.012 \end{aligned} \quad \text{Ec (24)}$$

$$\begin{aligned} \mu &= 0.0188 \\ \eta &= \frac{\cos \phi_n - \mu \tan \lambda}{\cos \phi_n + \frac{\mu}{\tan \lambda}} \\ &= \frac{\cos 14.5^\circ - 0.0100 \tan 13.55^\circ}{\cos 14.5^\circ + \frac{0.0188}{\tan 13.55^\circ}} \end{aligned} \quad \text{Ec (25)}$$

$$\begin{aligned} \eta &= 0.9211 \\ P_o &= \eta P_i = 0.9211(0.012) = 0.011 \text{ Hp} \end{aligned} \quad \text{Ec (26)}$$

Como la máquina impulsora es un motor eléctrico que va generar choque uniforme y el sistema impulsado es un tornillo de potencia que va a tener choque ligero, entonces el factor de aplicación de carga ( $K_o$ ) es 1.2; por lo que, se calculan la fuerza tangencial en la corona ( $F_{tG}$ ) mediante la ecuación (27), la fuerza radial en la corona ( $F_{rG}$ ) mediante la ecuación (28) y la fuerza axial en la corona ( $F_{aG}$ ) mediante la ecuación (29):

$$\begin{aligned} W_{tG} &= \frac{W_{rW}}{\frac{\cos \phi_n \text{sen } \lambda + \mu \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \text{sen } \lambda}} \\ &= \frac{45.18}{\frac{\cos 14.5^\circ \text{sen } 13.55^\circ + 0.0188 \cos 13.55^\circ}{\cos 14.5^\circ \cos 13.55^\circ - 0.0188 \text{sen } 13.55^\circ}} \\ W_{tG} &= 172.67 \text{ Lbs} \end{aligned} \quad \text{Ec (27)}$$

$$\begin{aligned} W_{rG} &= \frac{W_{tG} \text{sen } \phi_n}{\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \text{sen } \lambda} \\ &= \frac{172.67 \text{sen } 14.5^\circ}{\cos 14.5^\circ \cos 13.55^\circ - 0.0188 \text{sen } 13.55^\circ} \\ W_{rG} &= 46.15 \text{ Lbs} \end{aligned} \quad \text{Ec (28)}$$

$$\begin{aligned} W_{aG} &= W_{tG} \left[ \frac{\cos \phi_n \text{sen } \lambda + \mu \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - \mu \text{sen } \lambda} \right] \\ &= 172.67 \left[ \frac{\cos 14.5^\circ \text{sen } 13.55^\circ + 0.0188 \cos 13.55^\circ}{\cos 14.5^\circ \cos 13.55^\circ - 0.0188 \text{sen } 13.55^\circ} \right] \\ W_{aG} &= 45.18 \text{ Lbs} \end{aligned} \quad \text{Ec (29)}$$

También, se calculan la fuerza tangencial en el tornillo sinfín ( $F_{tW}$ ) mediante la ecuación (30), la fuerza radial en el tornillo sinfín ( $F_{rW}$ ) mediante la ecuación (31) y la fuerza axial en el tornillo sinfín ( $F_{aW}$ ) mediante la ecuación (32):

$$W_{tW} = W_{aG} = 45.18 \text{ Lbs} \quad \text{Ec (30)}$$

$$W_{rW} = W_{rG} = 46.15 \text{ Lbs} \quad \text{Ec (31)}$$

$$W_{aW} = W_{tG} = 172.67 \text{ Lbs} \quad \text{Ec (32)}$$

Además, la fuerza de fricción que se genera en el sistema de tornillo sinfín con corona se calcula mediante la ecuación (33):

$$\begin{aligned} W_f &= \frac{\mu W_{tG}}{\mu \text{sen } \lambda - \cos \lambda \cos \phi_n} \\ &= \frac{0.0188(172.67)}{0.0188 \text{sen } 13.55^\circ - \cos 13.55^\circ \cos 14.5^\circ} \\ W_f &= -3.46 \text{ Lbs} \end{aligned} \quad \text{Ec (33)}$$

### Cálculo del esfuerzo de flexión en los dientes de la corona.

Para calcular el esfuerzo de flexión en los dientes de la corona, se requiere conocer el factor de forma de Lewis ( $y$ ); así, como el ángulo de presión normal ( $\phi$ ) es de  $14.5^\circ$  se tiene que el factor de forma de Lewis es de

0.100. Además, el ancho efectivo de la corona (FeG) se calcula mediante la ecuación (34):

$$F_{eG} = 0.67D_w = 0.67(0.833) = 0.556 \text{ plg} \quad \text{Ec (34)}$$

Por lo tanto, el esfuerzo de flexión en los dientes de la corona ( $\sigma_t$ ) se calcula mediante la ecuación (35):

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{W_{rG}}{p_n F_{eG} Y} \\ &= \frac{172.67}{0.314(0.556)(0.100)} \\ \sigma_t &= 9883.57 \text{ Psi} \end{aligned} \quad \text{Ec (35)}$$

**Cálculo de la fuerza tangencial permisible**

Para el cálculo de la fuerza tangencial permisible, se requiere calcular el factor de materiales ( $C_s$ ) mediante la ecuación (36), el factor de corrección de relación ( $C_m$ ) mediante la ecuación (37) y el factor de velocidad ( $C_v$ ) mediante la ecuación (38):

$$\begin{aligned} C_s &= 270 + 10.37C^3 \\ &= 270 + 10.37(1.700)^3 \\ C_s &= 320.947 \end{aligned} \quad \text{Ec (36)}$$

$$\begin{aligned} C_m &= 0.02\sqrt{-m_G + 40m_G - 76} + 0.46 \\ &= 0.02\sqrt{-26 + 40(26) - 76} + 0.46 \\ C_m &= 1.269 \end{aligned} \quad \text{Ec (37)}$$

$$\begin{aligned} C_v &= 0.659e^{-0.0011v_s} \\ &= 0.659e^{-0.0011(18.10)} \\ C_v &= 0.647 \end{aligned} \quad \text{Ec (38)}$$

Por lo tanto, la fuerza tangencial permisible ( $W_{iPERM}$ ) se calcula mediante la ecuación (39):

$$\begin{aligned} W_{iPERM} &= C_s D_G^{0.8} F_e C_m C_v \\ &= 320.947(2.600)^{0.8}(0.556)(1.269)(0.647) \\ W_{iPERM} &= 314.71 \text{ Lbs} \end{aligned} \quad \text{Ec (39)}$$

De esta manera, como la fuerza tangencial permisible ( $W_{iPERM}=314.71\text{Lbs}$ ) es más grande que la fuerza tangencial en el tornillo sinfín ( $W_{iW}=45.18\text{Lbs}$ ), se considera que el diseño es seguro.

**RESULTADOS**

**Dibujo del engranes de tornillo sinfín-corona en SolidWorks**

De acuerdo con los resultados obtenidos en el cálculo de la geometría del tornillo sinfín y de la geometría de la corona; además, se consideró un Acero AISI 1010 para en tornillo sinfín y para la corona. En la Tabla 1, se muestran los resultados geométricos:

Tabla 1. Resultados de la geometría del tornillo sinfín y de la geometría de la corona.

Parámetros del Tornillo Sinfín		Parámetros de la Corona	
Número de Entradas	2	Número de Dientes	26
Paso axial	0.314 plg	Paso Diametral	10
Diámetro Exterior	1.030 plg	Diámetro de Garganta	2.800 plg
Diámetro de Paso	0.833 plg	Diámetro de Paso	2.600 plg
Diámetro Interior	0.599 plg	Diámetro de Raíz	2.368 plg
Adendo	0.100 plg	Adendo	0.100 plg
Dedendo	0.116 plg	Dedendo	0.166 plg
Altura de Trabajo	0.200 plg	Altura de Trabajo	0.200 plg
Altura Total	0.2.16 plg	Altura Total	0.216 plg
Longitud de Cara	1.440 plg	Ancho de Cara	0.600 plg
Avance	0.628 plg		
Ángulo de Presión	14.5°		
Ángulo de Avance	13.55°		
Ángulo de Hélice	76.45°		

Con los datos geométricos del tornillo sinfín y la corona, se realizan los dibujos y se efectúa el ensamble. En la Figura 3, se muestra el ensamble del tornillo sinfín con corona:

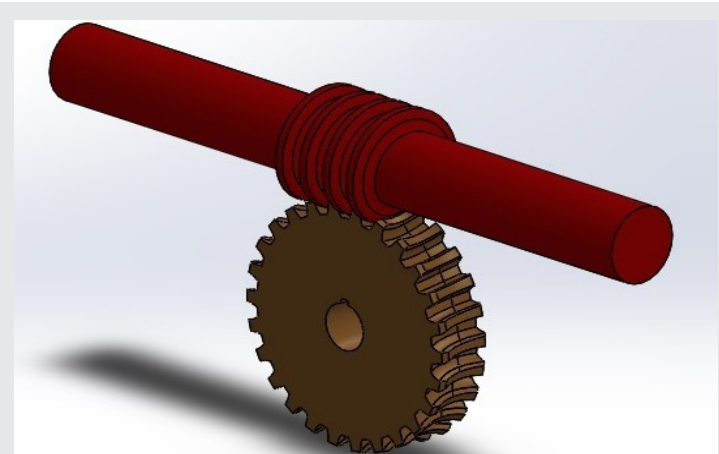


Figura 3. Imagen del ensamble del mecanismo de tornillo sinfín con corona realizado en SolidWorks.

**Resultados de los esfuerzos**

De acuerdo con los resultados en el cálculo de las fuerzas del tornillo sinfín y la corona, en la Tabla 2, se muestran los valores de las fuerzas:

Tabla 2. Fuerzas en el tornillo sinfín y en la corona.

Parámetros	Tornillo Sinfín	Corona
Fuerza Tangencial	45.18 Lbs	172.67 Lbs
Fuerza Radial	46.15 Lbs	46.15 Lbs
Fuerza Axial	172.67 Lbs	45.18 Lbs

Para obtener el esfuerzo máximo en la corona y en el tornillo sinfín, se utiliza SolidWorks Simulation. De esta forma, en la Figura 4a), se muestra la imagen de esfuerzos en la corona; mientras que en la Figura 4b), se muestra la imagen de esfuerzos en el tornillo sinfín:

Como se muestra en la Figura 4a), el esfuerzo máximo presentado en la raíz del diente de la corona es de 9799.2 Psi; mientras que en la Figura 4b), el esfuerzo máximo presentado en la raíz del hilo del tornillo sinfín es de 4235 Psi.

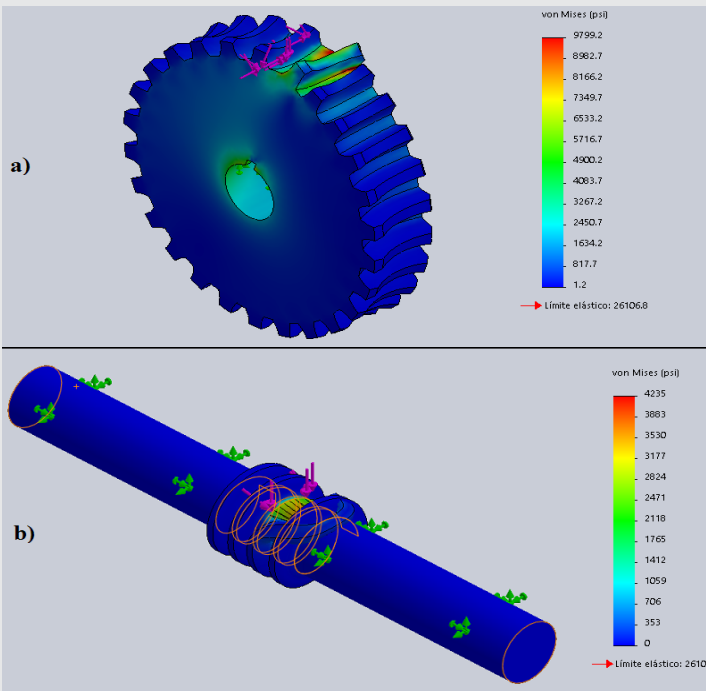


Figura 4. a) Campo de esfuerzos en la corona; b) Campo de esfuerzos en el tornillo sinfín.

### Resultados de las deformaciones

Para obtener la deformación máxima en la corona y en el tornillo sinfín, se utiliza la herramienta SolidWorks Simulation. De esta forma, en la Figura 5a), se muestra la imagen del campo de deformaciones en la corona; mientras que en la Figura 5b), se muestra la imagen del campo de deformaciones en el tornillo sinfín.

Como se muestra en la Figura 5a), la deformación máxima presentada en el diente de la corona es de 0.00031 plg; mientras que, en la Figura 5b), la deformación máxima presentada en el hilo del tornillo sinfín es de 0.000017 plg.

### Resultados del factor de seguridad

Para obtener el factor de seguridad mínimo en la corona y en el tornillo sinfín, se utiliza la herramienta SolidWorks Simulation. De esta forma, en la Figura 6a), se muestra la imagen del campo del factor de seguridad en la corona; mientras que en la Figura 6b), se muestra la imagen del campo del factor de seguridad en el tornillo sinfín.

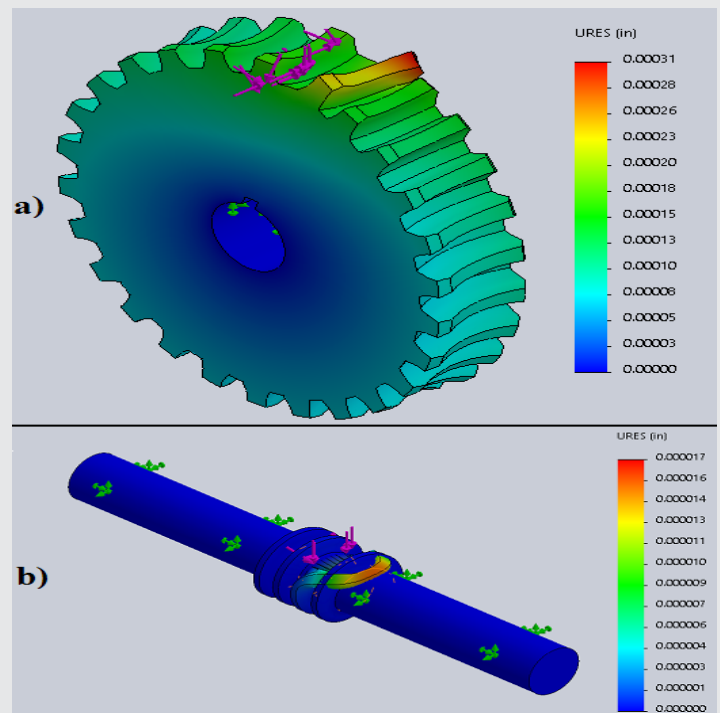


Figura 5. a) Campo de deformaciones en la corona; b) Campo de deformaciones en el tornillo sinfín.

Como se muestra en la Figura 6a), el factor de seguridad mínimo en el diente de la corona es de 2.4; mientras que en la Figura 6b), el factor de seguridad mínimo en el tornillo sinfín es de 5.2. De acuerdo con los valores obtenidos del factor de seguridad, tanto en el tornillo sinfín como en la corona, se concluye que el Acero AISI 1010 resultará seguro.

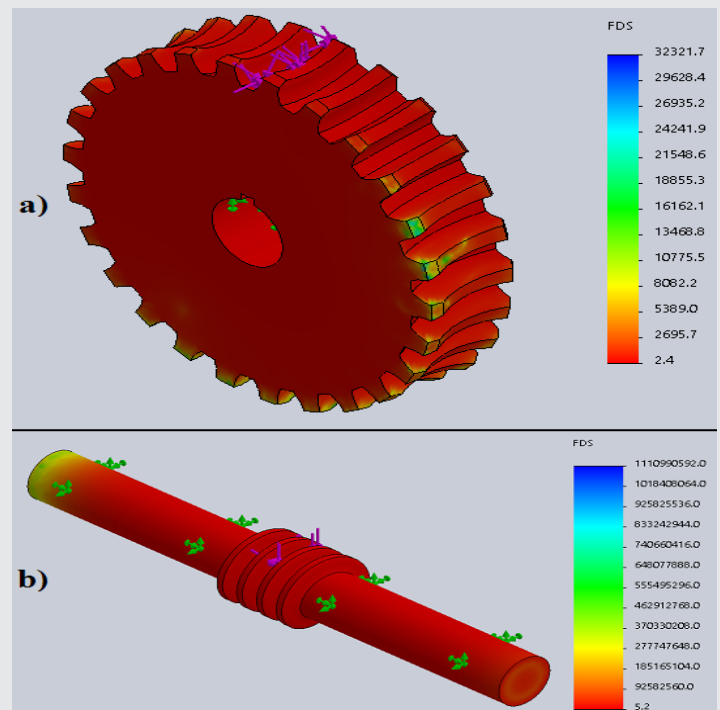


Figura 6. a) Campo del factor de seguridad en la corona; b) Campo del factor de seguridad en el tornillo sinfín.



**Resultados con fuerzas aumentadas**

Se realizaron simulaciones aumentando las fuerzas en un 10% y en un 20% para ver el comportamiento de los esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad tanto en la corona como en el tornillo sinfín. La Figura 7, se muestran las simulaciones del factor de seguridad en la corona y en el tornillo sinfín; mientras que, en la Tabla 3, se muestra la comparación de resultados:

$$\begin{aligned} \%Error &= \left| \frac{V_T - V_S}{V_T} \right| \times 100\% \\ &= \left| \frac{9883.57 - 9799}{9883.57} \right| \times 100\% \quad \text{EC. (40)} \end{aligned}$$

$$\%Error = 0.86\%$$

Es importante mencionar que este porcentaje de error se estima adecuado; por lo tanto se considera que la simulación es convergente con el resultado teórico. De esta forma, se puede concluir que el sistema de tornillo sinfín con corona de Acero AISI 1010 presentará los resultados mostrados en la Tabla 4:

Tabla 4. Resultados finales del diseño en el tornillo sinfín y en la corona.

Parámetros	Tornillo Sinfín	Corona
Esfuerzo de Flexión	4235 Psi	9799.2 Psi
Deformación Máxima	0.00031 plg	0.000017 plg
Factor de Seguridad	2.4	5.2

De acuerdo con la Tabla 4, el menor factor de seguridad lo tiene el tornillo sinfín con 2.4; por lo tanto, se concluye que el sistema de tornillo sinfín con corona, tiene un factor de seguridad de 2.4. En este sentido, se demuestra que el diseño del sistema de transmisión de tornillo sinfín con corona, resultará seguro en la operación de la máquina de ensayo de impacto por caída libre en materiales pétreos.

**BIBLIOGRAFÍA**

[1] Crespo Escobar, Santiago. "Materiales de construcción para edificación y obra civil". Editorial Club Universitario. Alicante, España, (2010)

[2] Coordinación General de Minería. "Estudio de la Cadena Productiva de Materiales Pétreos". Subdirección de Cadenas Productivas. Dirección de Fomento y Organización. Dirección General de Desarrollo Minero. Coordinación General de Minería. Secretaría de Economía. México, (2013)

[3] V. López; G. Ascanio; V. Guerrero; J. Bertorelli. "Rocas industriales de Venezuela". Editorial Fundacite Aragua. (2003)

[4] W. Orozco-Centeno; J. Branch; J. Jiménez-Builes. "Clasificación de rocas ígneas, sedimentarias y metamórficas en secciones delgadas a través programación estructurada". Boletín de Ciencias de la Tierra, Vol. 36, pp. 5-9. (2014)

[5] F. Alonso. "Durabilidad en materiales rocosos". Departamento de Geología (Petrología y Geoquímica), Universidad de Oviedo. pp. 1-20. (2013)

[6] F. López. "La interpretación de los ensayos caracterización de la piedra natural, en el marco de la

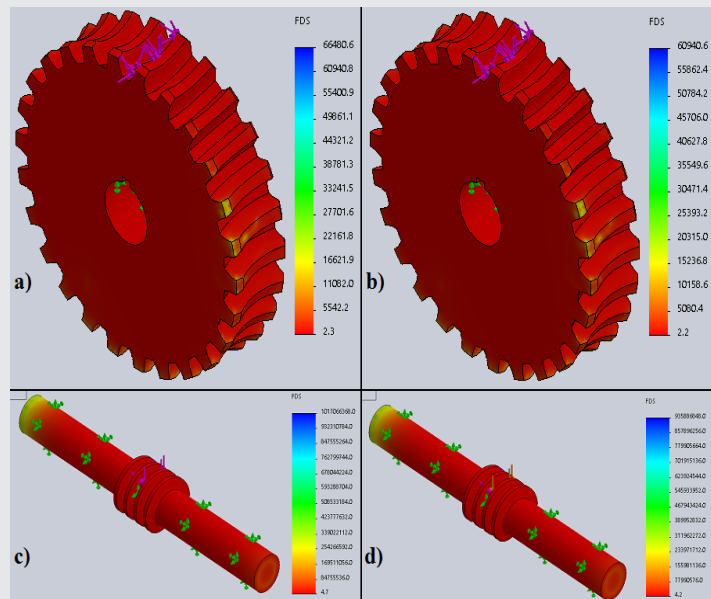


Figura 7. a) Corona con 10% de aumento; b) Corona con 20% de aumento; c) Tornillo sinfín con 10% de aumento; d) Tornillo sinfín con 20% de aumento.

Como se muestra en la Tabla 3, el aumento de la fuerza en el sistema no presenta problemas en el diseño debido a que el factor de seguridad es mayor de 2 en todos los casos.

Tabla 3. Comparación de resultados

Pieza	Fuerza	Esfuerzo de Flexión (Psi)	Deformación Máxima (plg)	Factor de Seguridad
Tornillo Sinfín	Sin aumento	4235	0.000017	5.2
	10% de aumento	4569	0.000019	4.7
	20% de aumento	5083	0.000020	4.2
Corona	Sin aumento	9799.2	0.00031	2.4
	10% de aumento	10778.9	0.00035	2.3
	20% de aumento	11758.4	0.00039	2.2

**CONCLUSIONES**

De acuerdo con los resultados obtenidos en la corona se obtuvo un esfuerzo de flexión de 9883.57 Psi y en la simulación se obtuvo un esfuerzo de flexión de 9799.2 Psi; por lo que, existe un porcentaje de error (%Error) entre el valor teórico y el de la simulación obtenida mediante la ecuación (40):

nueva normativa europea". *IBEROEKA en mármoles y granitos*. pp. 83-98. (2003)

[7] V. Cantavella; A. Moreno; C. Felú; A. Muñoz; J. Barberá; A. Palanques. "Análisis del impacto mecánico sobre baldosas cerámicas. Factores que influyen". *QUALICER*, PP. 225-240. (2008)

[8] A. Molina. "Guía Técnica de la Piedra Natural. Requisitos y control de recepción". *Editorial Cluster de la Piedra Natural*. (2017)

[9] Robert L. Mott. "Diseño de Elementos de Máquinas". *Editorial Pearson Education*. México. (1992)

[10] David H. Myszka. "Máquinas y Mecanismos". *Editorial Pearson Educations*. México. (2012).

[11] Richard G. Budynas; J. Keith Nisbett. "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley" *Editorial McGraw-Hill*. México, (2008)

[12] M. F. Spotts; T. E. Shoup. "Elementos de Máquinas". *Editorial Pearson Educations*. México. (2002)

[13] ANSI-AGMA 6034-B92. "Manual for general industrial Cylindrical Worm gearing for Power Transmission". *Virginia*. (1992)