

DISEÑO Y SIMULACION DE UNA MÁQUINA CORTADORA PARA TIRAS DE OTATILLO (*RHIPIDOCLADUM RACEMIFLORUM*).

Oralio Hernández Alvarado ^[1], Luis Enrique Ramos Velasco ^[2], César Chávez Olivares ^[3]

^[1] Alumno de posgrado en Manufactura Avanzada CIATEQ, ^[2] Profesor Investigador CITI's, Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo. ^[3] Profesor Investigador Universidad Tecnológica de la Huasteca Hidalguense.

E-mail: oraliohdez@hotmail.com

RESUMEN. El trabajo aborda la problemática de mejorar el proceso de producción en la cestería para los artesanos de Huazalinguillo, Huautla, Hgo. Con referencia a lo anterior el objetivo es diseñar y simular una máquina cortadora para tiras de otatillo a nivel prototipo, capaz de optimizar el tiempo de obtención de tiras. La metodología implementada para el desarrollo tecnológico fue la investigación de campo y documental, aplicándose teorías de diseño mecánico (DET, MSST- Línea de Soderberg), y la simulación por MEF en Solid Works. Obteniéndose un diseño apropiado con materiales económicos, garantizando vida útil a más de 20 años de servicio.

Palabras Claves: Método de elemento finito, MSST- Soderberg, deflexiones de ejes.

INTRODUCCION.

El bambú género a la que pertenece el otatillo (*Rhipidocladum racemiflorum*), es un recurso natural que ha sido aprovechado intensamente por el hombre para la fabricación de artesanías [1][2]. La importancia económica y social del bambú deriva del amplio margen de beneficios que se obtienen de su cultivo y aprovecharlo en cualquiera de los diversos usos y aplicaciones para los que es útil. Comercialmente las áreas en donde se manifiesta más claramente esa posibilidad son: La manufactura artesanal de cestería, muebles, utensilios diversos y elementos decorativos [3]. En Hidalgo existen actividades artesanales de los que incluyen la cestería actividad que consiste en el trabajo de fibras duras de bambú para elaboración de artesanías, sin embargo se han ido perdiendo debido a diferentes razones como el bajo ingreso económico obtenido al desarrollar la actividad. En la región de la Huasteca Hidalguense, en la comunidad de Huazalinguillo municipio de Huautla, se encuentra un grupo de artesanos que se dedican a la cestería. Las tiras de otatillo para la elaboración de artesanías se procesan de manera manual utilizando herramientas rústicas tales como el cuchillo, durante dicho proceso se tienen aspectos que presionan a los artesanos a realizar cambios en su infraestructura para mejorar su productividad. Dadas las condiciones que

antecedentes se propone diseñar y simular una máquina cortadora para tiras de otatillo a nivel prototipo, capaz de optimizar el tiempo de obtención de tiras y de fácil operación.

FUNDAMENTOS.

El Método de Elemento finito FEM es una técnica numérica para analizar diseños de ingeniería. El FEM está aceptado como el método de análisis estándar debido a su generalidad y compatibilidad para ser implementado en computadoras. El FEM divide (discretiza) el modelo en numerosas piezas pequeñas de formas simples llamadas "elementos", que reemplazan eficazmente un problema complejo por muchos problemas simples que deben ser resueltos de manera simultánea [4]. El método consiste en tres fases: Pre proceso, proceso y pos proceso. Los 3 procesos mencionados no se pueden llevar de manera independiente ya que están interrelacionados. En cada elemento se crea una matriz de rigidez que va en función del número de nodos que tiene el elemento. La matriz de rigidez se expresa mediante la ecuación (1) que posteriormente estas matrices se ensamblan para solucionar el modelo.

$$\begin{Bmatrix} f_{x1} \\ f_{x2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\{F\}_{sistema} = [K]_{sistema} \{u\}_{sistema} \quad (2)$$

Ejes. Teorías para análisis de fallas por cargas estáticas y dinámicas. La carga sobre el eje puede ser de varias combinaciones de flexión (casi siempre fluctuante); de torsión (fluctuante o no); de cortante de choque, axial, normal o transversal [5]. El cambio de sección transversal provoca concentradores de esfuerzos que se atribuyen a numerosos factores tales como; deformaciones críticas, cambios de temperatura y corrosión [6]. La teoría de la energía de la distorsión (DET) es también conocida como el criterio de Von Mises, postula que la falla es causada por la energía elástica asociada con la deformación cortante. Esta teoría es válida para materiales dúctiles que están sujetas a cargas estáticas y predice la fluencia bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría reconocida [7]. La DET predice la falla si

$$\frac{16}{\pi d^3} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{n_s} \quad (3)$$

La MSST predice la falla si

$$\frac{32\sqrt{M^2+T^2}}{\pi d^3} \geq \frac{S_y}{n_s} \quad (4)$$

Las cargas cíclicas varían durante todo un ciclo en vez de permanecer constantes, como las cargas estáticas. El proceso de fatiga en los materiales dúctiles puede ser gobernado por 2 mecanismos. El primero se refiere a la deformación plástica local cerca de los extremos críticos y

la segunda por las precipitaciones no metálicas y otros defectos micros estructurales. [8]. Los concentradores de esfuerzos, por la geometría compleja que presentan es recomendable analizarlo mediante el método por elemento finito, que es un método que sigue una ruta de soluciones numéricas, y es muy importante para la validación de soluciones numéricas [9]. Con la línea de Soderberg y la MSST, se crea la ecuación que predice el diámetro seguro más pequeño para un factor de seguridad específico, se escribe como.

$$d = \left[\frac{32\eta_s}{\pi S_y} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} K_f M_a\right)^2 + \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} K_{fs} T_a\right)^2} \right]^{1/3} \quad (5)$$

En esta ecuación incluyen los concentradores de esfuerzo y los factores modificadores del límite a la fatiga; estos concentradores de esfuerzos, son sitios de deformaciones unitarias y son los principales causantes de la iniciación y crecimiento de las grietas. La dirección de la propagación de la grieta están relacionados por el factor de intensidad de esfuerzos y que es muy susceptible la falla por fatiga [10]. Transmisión por sistemas de engranajes. De todos los tipos, el engrane recto es el más sencillo, razón por la cual se usará para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes. Cuando los engranes se usan para transmitir movimiento entre ejes que se intersectan, se requiere los engranes cónicos. Aunque por lo general estos engranes se hacen para un ángulo del eje de 90°. Las cargas que actúan en el diente de engranes cónicos rectos, son las cargas tangenciales, axiales y radiales. La carga tangencial se puede obtener a través de la potencia y la velocidad en la línea de paso y viene expresado como:

$$W_t = \frac{60\,000 H}{\pi d \omega} \quad (6)$$

El esfuerzo de flexión se expresa mediante la ecuación:

$$\sigma_F = \frac{1\,000 W^t}{b} \frac{K_A K_v}{m_{et}} \frac{Y_x k_{H\beta}}{Y_\beta Y_J} \quad (7)$$

La ecuación del esfuerzo de flexión permisible es

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim} Y_{NT}}{S_F K_\theta Y_Z} \quad (8)$$

Los engranes normalmente están sometidos a ciclos altos de impacto que se encuentran en el rango de 550 MPa 790 MPa, con el cual muestra que el que el comportamiento de la deformación y la amplitud del cambio de deformación plástica provoca falla prematura en el material por la formación de grietas en la superficie del diente [11]. Las transmisiones por tornillo sin fin se caracterizan por su elevada relación de transmisión, alta capacidad, pero su principal desventaja es el alto deslizamiento en la zona del engranamiento, lo cual es la razón esencial para su baja eficiencia [12] [13]. Los sistemas de transmisión por bandas permiten la flexibilidad en el posicionamiento. Un adecuado diseño de los sistemas de transmisión por bandas suministra alta eficiencia, la limpieza y la baja interferencia, que no necesita lubricación

y requiere de muy bajo mantenimiento [14]. Las fuerzas de fricción generadas en la polea impulsora e impulsada juegan un papel importante para la eficiencia en la transmisión, además de las fuerzas centrífugas [15]. Esta relación se puede representar matemáticamente mediante la ecuación de Euler modificado que se derivar como sigue:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu d \phi / \sin \beta} \quad (9)$$

Los rodamientos rígidos de bolas radican en que el rozamiento inicial de arranque no es mucho mayor que en funcionamiento y además en que el coeficiente de rozamiento, salvo para valores extremos, varía poco con la carga y con la velocidad, lo cual no ocurre con los cojinetes. Se define como vida útil para rodamiento como el número total de revoluciones que soporta o el número total de horas de trabajo que aguanta a una velocidad constante, necesarias para que aparezcan fallos en el funcionamiento [16].

$$L = \left[\frac{C}{P} \right]^p \times 10^6 \text{ revoluciones} \quad (10)$$

PROCEDIMIENTO. *Análisis del acoplamiento del tornillo sinfín y corona.* Cada rodillo transmitirá una carga tangencial de 197.63 N, para la tracción del otatillo hacia el cortador 1, generando un torque de 4.34 Nm. La velocidad de deslizamiento en el diámetro medio del sinfín $V_s = 143.37 \text{ mm/s}$ y las velocidades tangenciales del tornillo sinfín $V_w = 142.9 \text{ mm/s}$ y el engrane $V_g = 15.15 \text{ mm/s}$. El coeficiente de fricción en la línea de deslizamiento del sinfín y el engrane para una velocidad de deslizamiento de 143.37 mm/s es de 0.074. La eficiencia de la transmisión $e_w = 0.66$. La fuerza tangencial transmitida del engrane W_G^t se relacionarse con la potencia de salida $H_o = P$, la potencia del sistema es 3.04 W.

$$W_G^t = \frac{n_d * H_o * K_a}{V_G * e} = \frac{1.5 * 3.04 * 1.3}{0.01515 * 0.66} = 592.85 \text{ N} \quad (11)$$

Por lo tanto la fuerza tangencial del tornillo sinfín es de;

$$W_w^t = W_G^t \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda} = (592.85 \text{ N}) \left(\frac{\cos 20 \sin 9 + 0.074 \cos 9}{\cos 20 \cos 9 - 0.074 \sin 9} \right) = 139.67 \text{ N} \quad (12)$$

La norma AGMA relaciona la fuerza tangencial permisible en el diente del engrane del tornillo sinfín W_{perm}^t [17]. La carga permisible es 1 817 .6 N. Los esfuerzos de flexión debido a la transmisión de carga, en los engranes helicoidales está dado por la adaptación de Buckingham de la ecuación de Lewis. El factor de forma de Lewis y está relacionado con el paso circular. Para; $\phi_n = 20$, $y = 0.125$;

$$\sigma_G = \frac{W_G^t}{p_n F_G y} = \frac{592.85 \text{ N}}{6.27126 \text{ mm} * 12.7 \text{ mm} * 0.125} = 59.54 \text{ MPa} \quad (13)$$

Análisis mediante ecuaciones AGMA y validación por MEF para el acoplamiento de engranes cónicos. El engrane cónico piñón transmitirá una carga tangencial de $Wt_p = 173.93 \text{ N}$, una carga radial de $Wr_p = Wt_p \tan \phi \cos \gamma = 173.93 \text{ N} \tan 20^\circ \cos 26.565^\circ = 56.6 \text{ N}$ y una carga axial de $Wa_p = Wt_p \tan \phi \sin \gamma = 173.93 \text{ N} \tan 20^\circ \sin 26.565^\circ = 28.3 \text{ N}$. El esfuerzo de flexión en el impulsado es

$$\sigma F_g = \frac{1000Wt}{b} \frac{K_A K_V}{m_e t} \frac{Y_x K_H \beta}{Y_\beta Y_j} = \left[\frac{1000 (173.9 \text{ N})}{38} \frac{0.00275(1.02)}{2.1} \frac{0.5043(1)}{1(0.23)} \right] = 13.15 \text{ MPa} \quad (14)$$

El esfuerzos de flexión permisible mediante un acero recomendado por la AGMA es de

$$\sigma F P_g = \frac{\sigma_{F \text{ limit}} * Y_{NT}}{SF * K_\theta * Y_Z} = \frac{150 \text{ N/mm}^2 * 2.7}{2 * 1 * 1} = 202 \text{ MPa} \quad (15)$$

El esfuerzo de flexión en el piñón es

$$\sigma F_p = \sigma F_g \left(\frac{Y_{Jg}}{Y_{Jp}} \right) = 13.15 \text{ MPa} \left(\frac{0.19}{0.235} \right) = 10.63 \text{ MPa} \quad (16)$$

Análisis y modelado del eje para transmisión principal. El eje para transmisión principal de potencia, tiene 3 engranes cónicos impulsores, y un patea que transmitirán una potencia de diseño de 1.5 hp. Las cargas se muestran en la figura 1. Las reacciones resultantes en los rodamientos, son las siguientes: $A_y = 95.14 \text{ N}$ y $B_y = 275.6 \text{ N}$. El eje presenta 7 concentradores de esfuerzo y se resumen en la tabla 1.

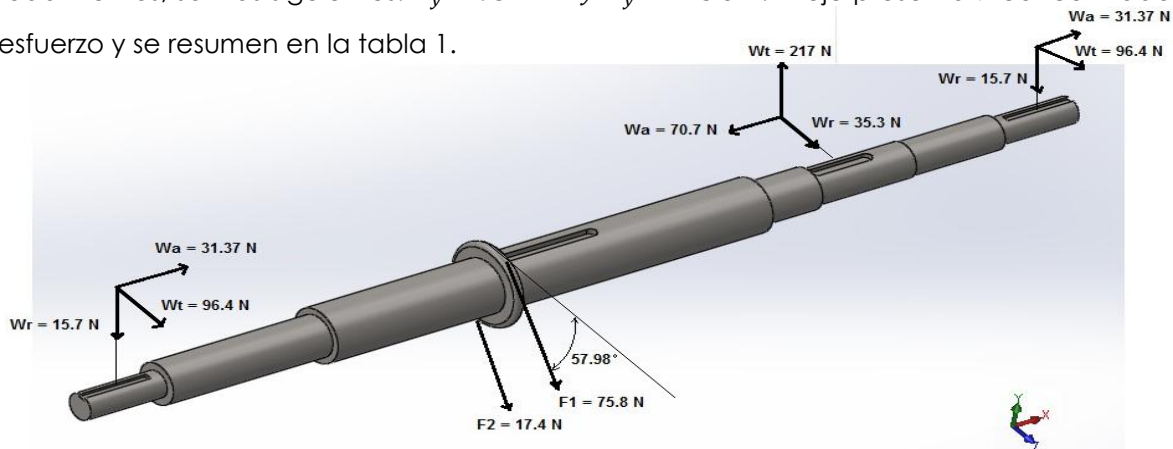


Figura 1 Diagrama de cuerpo libre del eje para transmisión principal de la máquina cortadora de tira de otatillo.

Tabla 1. Concentradores de esfuerzos en el eje para transmisión principal			F.S	
Concentradores de esfuerzos	Momento	MSST	MSST-Gen.	
1) Cambio de sección de 12.7 a 20 mm con radio de filete de 2 mm.	2.39 Nm	----	----	
2) Cambio de sección con diámetro de 20 a 26 mm.	8.54 Nm	----	----	
3) Cuñeros para la patea de 6 pulg con diámetro de eje 26 mm.	14.45 Nm	41	8.34	
4) Cambio de sección transversal de diámetro 26 mm a 20 mm.	15.08 Nm	14.7	4.17	
5) Cambio de sección transversal del engrane y cuñeros de 20 a 17 mm.	11.5 Nm	14.58	3.82	
6) Cambio de sección transversal de 17 a 16 mm con filete de 1mm.	5.2 Nm	----	----	
7) Cambio de sección transversal de 16 a 12.7 mm	1.19 Nm	----	----	

Para el punto 3 el diámetro del eje es 26 mm (0.026 m) con un material AISI-SAE con límite de cedencia $S_y = 352 \text{ MPa}$ y límite de ruptura de $S_{ut} = 420 \text{ MPa}$. Por lo tanto el factor de seguridad por carga estática es:

$$n_3 = \frac{\pi*(0.026 \text{ m})^3*352 \text{ MPa}}{32\sqrt{(14.56 \text{ Nm})^2+(1.83 \text{ Nm})^2}} = 41 \quad (17)$$

Y el factor de seguridad por cargas dinámicas. El límite a la fatiga por flexión es $S'_e = 0.5 (352 \text{ MPa}) = 176 \text{ MPa}$, por lo que el límite a la fatiga modificada con $k_f = 4.51(420)^{-0.256} = 0.96$, $k_s = 1.189 (26)^{-0.112} = 0.82$, $k_r = 0.9$ y $k_t = k_m = 1$, es de $S_e = 124.7 \text{ MPa}$. La sensibilidad de la muesca de acuerdo al límite de ruptura $q_n = 0.7$ el valor de la k_c relaciona los parámetros de geometría $\frac{D}{d} = \frac{26}{18} = 1.4$ y $\frac{r}{d} = \frac{1}{18} = 0.05$, $k_c = 2.1$, por lo que el factor de concentración de esfuerzos $K_f = 1 + (K_c - 1)q_n = 1.77$

$$n_s = \frac{\pi(0.026)^3(352 \text{ MPa})}{32\sqrt{\left(\frac{352}{124.7}(1.77)(14.56)\right)^2+(1.83)^2}} = 8.34 \quad (18)$$

Para la selección de rodamientos del eje para transmisión principal en el rodamiento de bolas A se considera la carga radial resultante de 137.6 N, y la carga axial es de 31.37 N, mientras que el rodamiento B tiene una magnitud de carga radial de 275.6 N y una carga axial de 39.33 N. Se comienza con el análisis del rodamiento B ya que tiene la carga mayor tanto la radial como la axial. Para el rodamiento B, la carga dinámica equivalente para rodamientos individuales se expresa mediante la ecuación: $P = 0.233 \text{ kN}$ por lo que rodamiento adecuado es un FAG 6004. Para el cálculo de vida en horas del rodamiento FAG se considera la siguiente ecuación:

$$L_h = \frac{L*10^6}{n*60} = \frac{58 \ 185.5 \ x10^6}{574 \ rpm*60} = 1 \ 689 \ 474.4 \ \text{horas} \quad (19)$$

Sistemas de corte para la Máquina cortadora para tiras de otatillo. Está integrado por 3 sistemas de corte; el primero consta de cortador fijo para retirar las yemas laterales del bambú y cortarlos en 2 semicírculos (figura 2a), es guiado hasta este cortador mediante un conjunto de rodillos con forro de neopreno, impulsados mediante el acoplamiento del mecanismo tornillo sinfín y corona, que a su vez es impulsado por acoplamiento de engranes cónicos montados en el eje principal como se muestra en la figura 5. El segundo consta de 2 cortadores circulares cóncavos para retirar la fibra interna celulosa del bambú (figura 2b) y el tercero 3, es un cortador integrado con discos cortadores distribuidas a una distancia de acuerdo al ancho de las tiras que se requieren (figura 2c). Estos últimos 2 cortadores son impulsados mediante bandas y poleas en V.

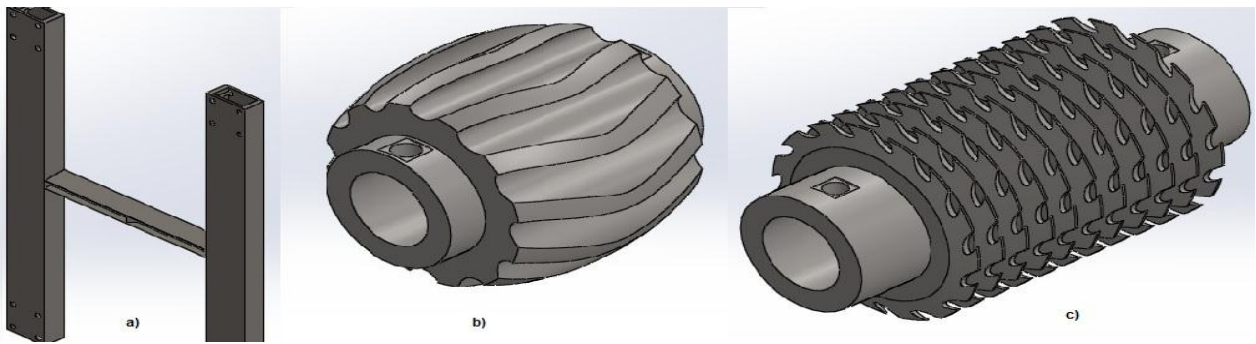


Figura 2. Cortadores de los sistemas de corte de la máquina cortadora para tiras de otatillo.

RESULTADOS Y ANALISIS DE RESULTADOS. El comportamiento mecánico de la corona del sinfín mediante las ecuaciones de AGMA señalan que el carga en el diente es de 592.8 N, mientras que la carga permisible es de 1817.6 N Lo que se comprueba que la carga permisible en el diente del engrane es mayor que la carga real que se presenta en el diente del engrane por lo que el factor de seguridad es de 3.06. Mediante la simulación por FEM los resultados se muestran en la figura 3.

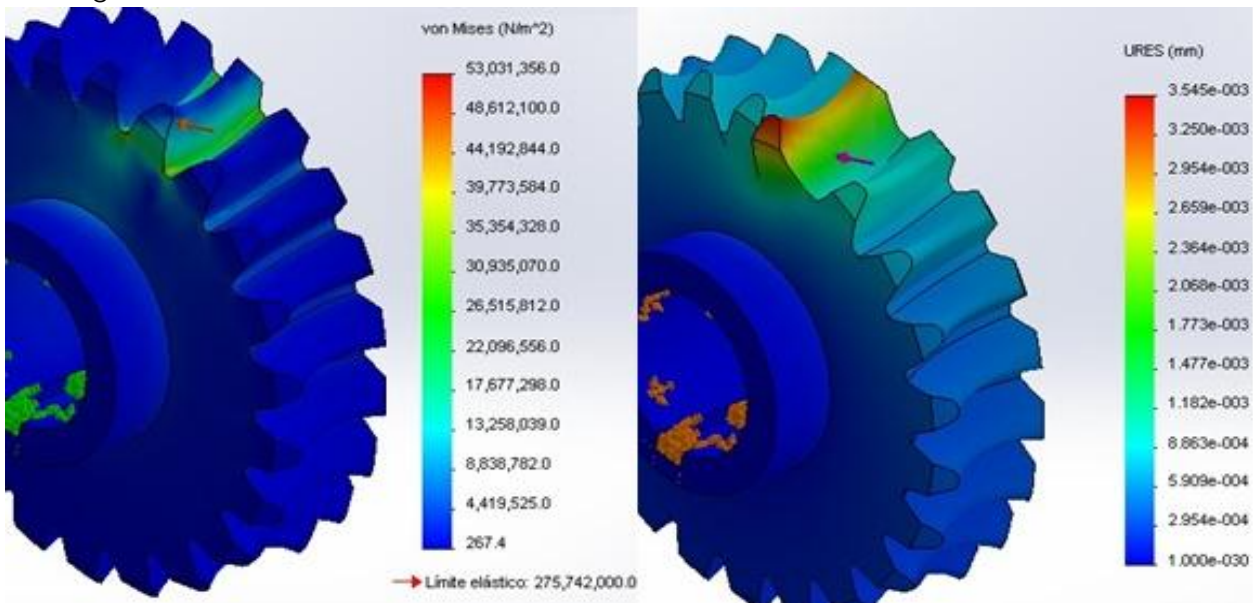


Figura 3. Resultados por simulación en el software Solid Works, a) esfuerzos de tensión por flexión en el engrane helicoidal y b) Desplazamientos en el engrane helicoidal.

El esfuerzo más alto ocurre en la raíz del diente y tiene una magnitud de 53 MPa muy cercano al que se obtuvo por la ecuación de esfuerzo por flexión modificada de AGMA que es de 58.41 MPa. El desplazamiento más alto ocurre con una magnitud de 0.0035 mm en el diente del engrane, mientras que la holgura (espacio) entre el diente del sinfín y del engrane es de 0.2794 mm (0.011 pulgadas) lo que indica que este desplazamiento no provocara ninguna interferencia entre los dientes. Para el acoplamiento de engranes cónicos el esfuerzo de flexión del engrane y piñón es de 13.15 MPa y 10.65 MPa, y para el material propuesto el esfuerzo

permisible es de 202 MPa. El factor de seguridad por comparación directa son: 15.36 para el engrane y 18.96 para el piñón. La figura 4 (a) muestra los resultados del análisis de esfuerzo por von mises donde la carga crítica ocurre en la raíz del diente del engrane con una magnitud de 13.59 MPa y una deflexión máxima del diente con un desplazamiento de 0.0009 mm. Mientras que para el Piñón 4 (b), el desplazamiento máximo es de 0.0007 mm, mientras que la holgura entre dientes es de 0.4572 mm permitiendo la no interferencia o auto bloqueo en el diente del engrane.

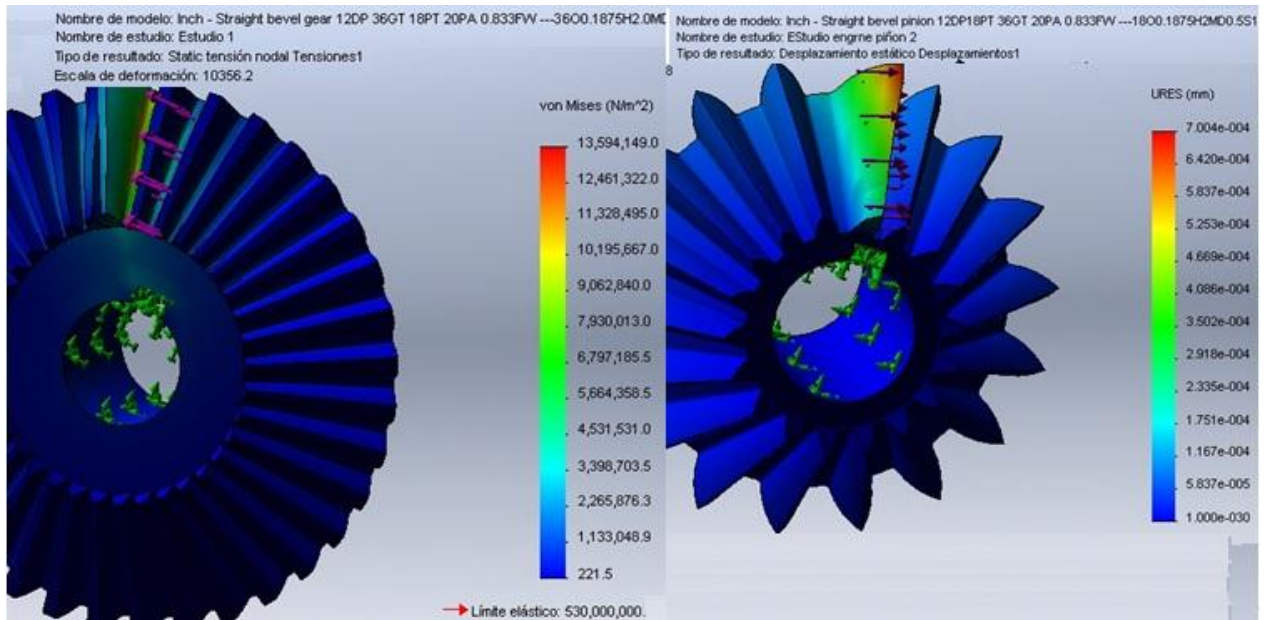


Figura 4. Análisis de esfuerzos engrane cónico impulsado y desplazamientos de piñón del sistema de acoplamiento 1.

En el eje de transmisión principal, los factores de seguridad se muestran en la tabla 1 indican que los 3 concentradores de esfuerzos críticos del eje para la transmisión principal se encuentran protegidos, por lo que los diámetros son adecuados, con un acero AISI-SAE 1020. La deflexión máxima ocurre en el punto de ensamble del engrane piñón hacia el conjunto de rodillos de Neopreno 2 con un desplazamiento de 0.06 mm y en el acoplamiento de engranes cónicos para los cortadores 2 y 3 de 0.02 mm lo que indican que este desplazamiento no provocara interferencia de dientes en el acoplamiento de los engranes ya que la holgura es de 0.45 mm (figura 5). El factor de seguridad es de 14 encontrado mediante el criterio de Tresca. El esfuerzo flexionante máximo es de 23.57 MPa. Los rodamientos propuestos mediante el cálculo son los rodamientos FAG 6004 que proporcionan una vida útil en horas de 1 689 474.4 horas.

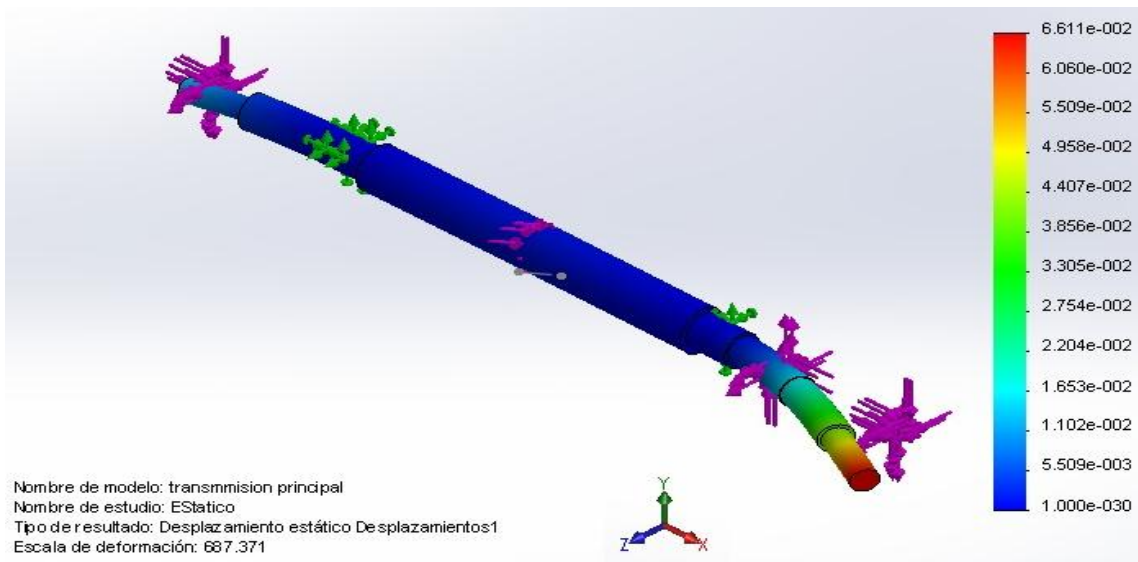


Figura. 5 Deflexiones presentes en el eje para transmisión principal por la acción de las cargas de transmisión.

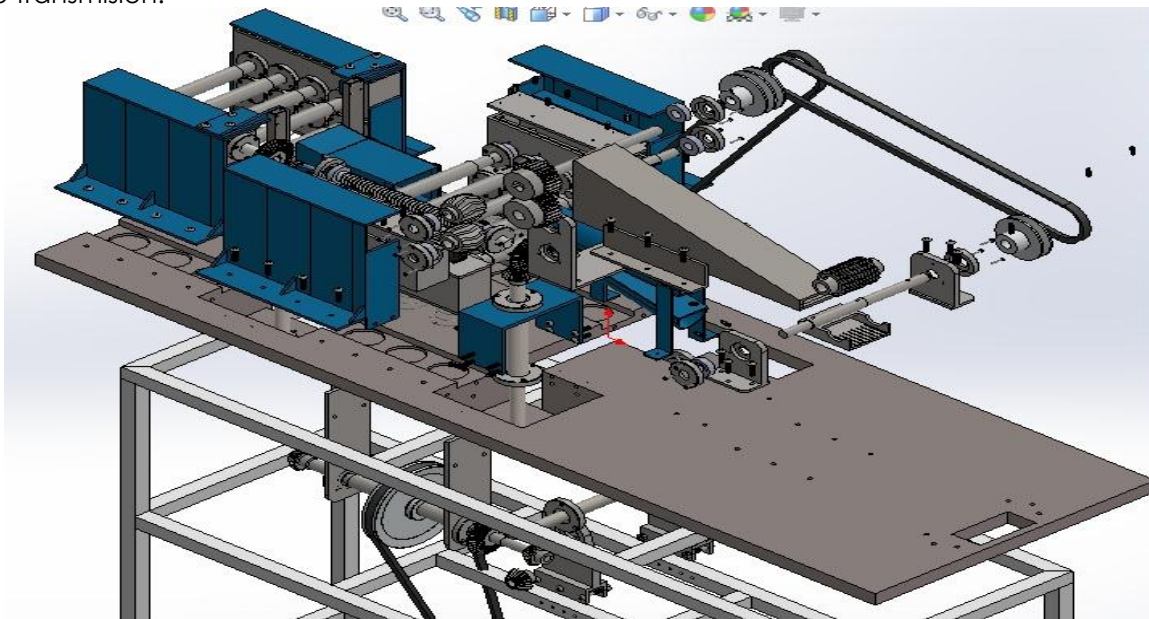


Figura 6. Vista explosionada de la máquina cortadora para tiras de otatillo.

La máquina cortadora para tiras de otatillo se observa en la figura 5, donde se visualizan los componentes de los 3 sistemas de corte así como los sistemas de transmisión de potencia.

CONCLUSIONES. Todos los elementos que conforman la máquina cortadora para tiras de otatillo están diseñados bajo parámetros y criterios que permiten a la máquina un mejor desempeño, rendimiento fiabilidad. Además de que son de fácil mantenimiento y control. La simulación en el programa Solid Works facilitó comprobar los resultados de los cálculos y análisis por métodos analíticos de algunos variables fundamentales para el correcto funcionamiento de la máquina como son esfuerzos en elementos, factores de seguridad y desplazamientos para no bloquear el acoplamiento de los engranajes. Para el ensamble es importante la alineación correcta de los elementos de transmisión, ya que la mala ubicación de los mismos provoca un incremento en el torque del motor ocasionando su sobrecalentamiento.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] A. SULEKIC, Antenor, RÚGULO DE AGRASAR, Zulma y G. CLARK, Lynn. El género *Rhipidocladum* (poaceae, bambuseae) en la argentina. *Darwiniana*. 1999. Vol. 37 315-322 p.
- [2] BAMBUMEX. " El bambú en México". Artículo de revista electrónica Bio Bambú. 2005. Disponible en <http://www.bambumex.org/paginas/ARTESANIAS.pdf> (Recuperado el 15 de marzo del 2014)
- [3] HIDALGO LÓPEZ, Oscar. Bambú su cultivo y aplicaciones en papel, construcción, ingeniería, artesanía. Cali, Colombia. Estudios Técnicos Colombianos, Ltda., 1974.
- [4] G. BUDYNAS, Richard. *Advanced strength and applied stress*. China. Mc Graw Hill. 1999. 673 p.
- [5] L. MOTT, Robert. *Diseño de elementos de máquinas*. México. Ed. Pearson. 1995. 284 p.
- [6] DIETER, G.E. en FARLEY J. et al. *Low cycle fatigue simulation and fatigue life prediction of multilayer coated surfaces*, *wear* 2010. Vol. 269, 639-646 p.
- [7] HAMROCK J, Bernard, JACOBSON, Bo y R. SCHMID, Steven. *Elementos de máquinas*. Editorial Graw Hill. 2000. 234-238 p.
- [8] SOCHA G. *Experimental investigations of fatigue cracks nucleation, growth and coalescence in structural Steel*. *International journal of fatigue*. 2003; vol. 23, 139-147 p.
- [9] SANDOR, I. B. en *Mechanical Engineering Handbook*. Ed. Frank Kreith. 1999. 104 p.
- [10] AXGUL M. et al, *Investigation of distortion-induced fatigue cracked welded details using 3D cracked propagation analyses*. *International journal of fatigue*. 2014 vol. 64, 54-66 p.
- [11] MOČKO W. *the influence of stress-controlled tensile fatigue loading on the stress- strain characteristic of AISI 1045 steel*. *Material and desing*. 2014 vol. 58. 145-153 p.
- [12] G. BUDYNAS, Richard y NISBETT KEITH, J. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México. Editorial Mc Graw Hill, Octava edición. 2008. 793 p.
- [13] SOTO BERUMEN L. H, et al. *La importancia del correcto diseño de las transmisiones por tornillo sinfín para lograr una adecuada eficiencia*. En *Actas del congreso Iberoamérica de ingeniería mecánica (Cusco, 23-25 de octubre del 2007)*. Pontificia U. de Perú. 1-8 p.
- [14] DE ALMEIDA A. Y GREENBERG S. *Technology assessment: energy – efficient belt transmissions*. *Energy and buildings*, 1995, Vol 22 245-253 p.
- [15] SHIEH, CHYUAN-JAU AND CHEN, WEN-HWA. *Effect of angular speed on behavior of a V-belt drive system*. *International journal of mechanical sciences*. 2002 Vol 44, 1879-1892 p.
- [16] FAG. *Manual de rodamientos y caracterización técnica de FAG, catalogo WL 41 520/3 SB*. Edición 2000. 146-178 p.
- [17] ANSI/AGMA, febrero de 1992, *Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed-Reducers and Gear Motor y Design Manual for Cylindrical Wormgearing*, 6034-B92s y 6022-C93, diciembre de 1993.