

Diseño de reactor horizontal para pirólisis de neumáticos triturados

RAMOS-LÁZARO, Gabriela*†, GUANDULAY-ALCÁZAR, Miguel Ángel, FERRER-ALMARÁZ, Miguel Ángel y LEDESMA-JAIME, Reynaldo.

Universidad Tecnológica del Suroeste de Guanajuato, Carr. Valle-Huanámara km 1.2, Valle de Santiago, Gto. C.P. 38400

Recibido Abril 7, 2016; Aceptado Junio 9, 2016

Resumen

En México, los neumáticos aún no tienen un destino final controlado, constituyendo un problema ambiental muy grave, es una opción aprovechar el contenido energético debido a su poder calorífico (una llanta = 8300 kcal/kg aproximadamente). Una de las opciones tecnológicas favorables para este propósito, es la pirólisis, que consiste en un calentamiento inexorable en ausencia de aire. En este documento se presenta la primera etapa del reactor, el diseño del tornillo sin fin y un análisis de deformación y térmico con ciertas especificaciones. El prototipo ayudará a obtener aceite con propiedades equivalentes al gasóleo mineral, con contenido calorífico de 44.4 MJ/kg y densidad de 825 kg/m³ aceptado en motores de diésel modificados.

Pirólisis, neumáticos, reactor, variables, diseño

Abstract

In Mexico, tires have no final controlled destination yet, being a very severe environmental problem; it is an option to take advantage of its energetic content because of its calorific value (a tire equals 8300 kcal/kg approximately). One of the positive technical choice to his purpose is pyrolysis, consisting of an inexorable heating in absence of air. In this document, the first step to obtain a horizontal pyrolysis reactor are presented under certain specifications. Prototype will help to obtain oil with properties equivalent to mineral gas-oil, with a calorific content of 44.4 MJ/kg and a density of 825 kg/m³, accepted by modified diesel engines.

Pyrolysis, tires, reactor, variables, design

Citación: RAMOS-LÁZARO, Gabriela, GUANDULAY-ALCÁZAR, Miguel Ángel, FERRER-ALMARÁZ, Miguel Ángel y LEDESMA-JAIME, Reynaldo. Diseño de reactor horizontal para pirólisis de neumáticos triturados. Revista de Prototipos Tecnológicos 2016, 2-4: 30-38

* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: gramosla@utose.edu.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

La industria del reciclaje tiene diversas técnicas para procesar llantas fuera de uso, sin embargo, la técnica química nos permite obtener energía a partir de ella. Se realizó un sistema de degradación química por medio de pirólisis dividido en cuatro fases: sistema de trituración y desgarre de llantas, sistema de calentamiento y secado, sistema de pirólisis y sistema de recolección de líquidos, véase figura 1.

Es importante destacar que para eficientar el proceso de desgarre se sumergieron las muestras de llanta en aceite, gasolina y petróleo, estas disminuyen la resistencia al corte en un promedio del 61.29 %. También se sometieron las muestras a secado para eficientar la recolección de aceite, modificando la temperatura de reacción en la pirólisis, el tiempo de residencia y la ganancia de aceite.



Figura 1 Proceso de pirólisis de llantas de desecho para la obtención de líquidos combustibles.

Metodología de diseño

Se realizó una memoria de cálculos para el dimensionamiento del reactor tomando en cuenta la selección del material y del tipo de tornillo sin fin empleando el sistema de diseño mecánico de máquinas y sus partes, realizando lluvia de ideas para analizar la mejor de las variantes a proponer en el diseño conceptual, elección de una variante módica para disminuir los costos, realizar los cálculos y comprobarlos con la simulación por el método por elementos finitos.

A continuación se detalla la secuencia de diseño mecánico para la selección de un tornillo sin fin para pirólisis de neumáticos triturados a escala de laboratorio térmico de dicho elemento, con el objetivo de construirlo y fabricar el reactor para la obtención de líquidos pirolíticos para motores de diésel modificados.

Especificaciones a tomar en cuenta para el diseño:

- Capacidad de 6 kilos de llanta triturada.
- Dimensiones escala laboratorio.
- Prototipo fácil de trasladar.
- Materiales resistentes y de precios asequibles.
- Presiones máximas de 45 psi
- Hermético y trabajo al vacío
- Fácil uso
- Fácil de abrir y cerrar
- De fácil medición de parámetros de temperatura, presión, caudal.

Selección de reactor

Un reactor es donde una reacción química en particular toma lugar, y por consiguiente debe poseer las condiciones necesarias para efectuarse. Respecto al reactor de pirólisis este debe ofrecer ciertas condiciones de operación, control de temperatura, caudal y presión y el tiempo de residencia.

Existen diversos tipos de reactores utilizados en la pirólisis, del cual mediante un estudio bibliográfico se determinó que el reactor de pirólisis de tornillo o tipo extrusora es el más conveniente para la degradación química de neumáticos triturados, pues el tornillo sinfín da una gran ventaja sobre los otros pues ayuda a obtener el rendimiento de los productos líquidos y controlar el tiempo de residencia a través de la velocidad del giro.

Reactor de tornillo

El reactor de tipo tornillo, es un equipo que básicamente consiste en una tolva de entrada, por donde ingresan los reactivos para dar a un tornillo sinfín, encargado de transportar estos compuestos a través de un barril calefaccionado, donde se llevan a cabo las reacciones de degradación.

Dimensionamiento del tornillo sin fin con filetes

Se empleó el principio de diseño del tornillo sin fin de una extrusora de plástico tomando en cuenta que el material entra en estado sólido y obteniendo al final del proceso líquido también. Para realizar los cálculos se comenzó de los siguientes datos:

1. El mayor tiempo de pirólisis para llantas trituradas de 1 cm de granulometría parte de 2 horas.

2. La longitud efectiva del transportador de tornillo es de 1m por razones constructivas.

Para esto obtendremos las dimensiones del tornillo como se muestra en la figura 2.

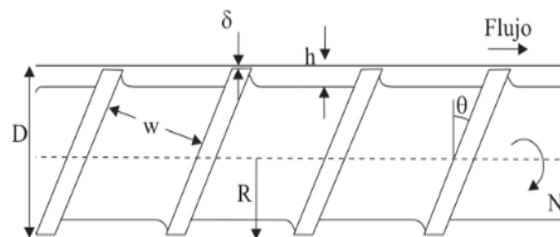


Figura 2 Nomenclatura tornillo sin fin.

De esto tenemos:

LT= Longitud efectiva del transportador

tp= Tiempo de pirólisis

VT= Velocidad lineal del transportador en m/s

$$VT = \frac{LT}{tp} \quad (1)$$

$$VT = \frac{LT}{tp} = \frac{1}{2 * 3600} = 0.00014 \text{ m/s}$$

Con respecto al dimensionamiento del diámetro y el paso del transportador se siguen las relaciones:

LT: DT igual a 10 para el numero de filetes, de acuerdo a la ecuación 2.

$$D = \frac{L}{\# \text{filetes}} \quad (2)$$

$$D = \frac{1 \text{ m}}{10} = .10 \text{ m}$$

Para canal de profundidad ecuación 3.

$$h = 0.02 * D \quad (3)$$

$$h = 0.02 * .10 = 0.002 \text{ m}$$

El paso es igual que el diámetro, despejando la ecuación 4 se calcula el ángulo del filete.

$$\tan \theta = \frac{w}{D * \pi} \quad (4)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{t}{D * \pi} = \frac{.10 \text{ m}}{.10 \text{ m} * \pi} = 17.7^\circ$$

Posteriormente se calcula en ancho del filete.

$$e = 0.12 * D \quad (5)$$

$$e = 0.12 * 0.10 \text{ m} = 0.012 \text{ m}$$

Los requerimientos del husillo (ver tabla 1):

Material	12 lb/carga
Diámetro del husillo	0.10 m
Relación	10:1
Longitud	1 m

Tabla 1 Requerimientos de husillo.

En la figura 3 se muestra el modelado del tornillo sin fin con los datos obtenidos.



Figura 3 Modelado tornillo sin fin.

Para hallar las revoluciones por minuto del husillo.

$$N = \frac{R}{2.3 * D^2 * h * g} \quad (6)$$

Donde:

R = Cantidad de material en libras.

D = Diámetro del Husillo en Pulgadas.

h = Profundidad sección de dosificación en pulgadas.

G= Gravedad Especifica.

N = RPM del husillo.

Sustituyendo en la ecuación 4 tenemos:

$$N = \frac{12}{2.3 * 3.94^2 * 0.118 * 0.97} = 2.93 \text{ RPM}$$

Con estos datos iniciales se calcula la potencia que utiliza el husillo en su funcionamiento, reemplazando los datos en las siguientes formulas se adquirirá la potencia del sistema.

El caudal de transporte se determina mediante la siguiente ecuación:

$$I_V = 60 \frac{D^2}{4} \pi \rho n \alpha \quad (5)$$

Donde:

$$I_V = m^3/h$$

D = diámetro del tornillo, en metros,

p = paso de hélice, en metros,

n = velocidad de giro, r.p.m.

α = coeficiente de llenado

El coeficiente de llenado α es función de las características del transportador (diámetro, longitud, r.p.m., inclinación) y de la naturaleza del material a transportar (granulometría, ángulo de rozamiento interno, abrasividad).

La tabla 2 nos indica los datos relativos a la capacidad de transporte de un tornillo sin fin comercial.

Ø del tornillo mm	Paso de hélice mm	Velocidad rpm	Capacidad horizontal m ³ /h
160	160	70	14
200	200	65	26
250	250	60	45
315	300	55	78
400	355	50	130
500	400	45	217
630	450	40	342
800	500	35	525

Tabla 2 Capacidad de transporte de un tornillo sin fin.

Entonces el coeficiente de llenado depende de la clase de material en este caso caucho que pertenece a la clase III de materiales semiabrasivos de pequeño tamaño, mezclados con polvos. Peso específico entre 0.6-1.2. Para estos materiales el coeficiente de llenado $\alpha = 0.25$. Sustituyendo en la ecuación 5.

$$I_V = 60 * \frac{.1^2}{4} * \pi * .1 * 2.93 * 0.25 = 0.0345 \text{ m}^3/\text{h}$$

La potencia necesaria por el transportador a plena carga se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P = P_H + P_N \quad (5)$$

P_H = potencia para el desplazamiento del material.

P_N = potencia para el accionamiento del tornillo.

A partir del anexo de la tabla 3 se elige para la resistencia al desplazamiento del neumático un valor de $\lambda=0.25$.

Tipo de carga	λ
Pesada y abrasiva	0.125
Pesada y poco abrasiva	0.25
Ligera poco abrasiva	0.32
Ligera no abrasiva	0.4

Tabla 3 Determinación del flujo del material.

Así pues, la potencia necesaria para desplazar el material es:

$$P_H = \frac{L * I_M}{3600} \lambda g \quad (6)$$

La capacidad de un transportador de tornillo sin-fin está expresada por la ecuación 7, donde la densidad está dada por 1153.7 kg/m^3 .

$$I_M = \rho * I_V \quad (7)$$

$$I_M = 1153.7 * 0.0345 = 39 \text{ kg/h}$$

Entonces sustituyendo en la ecuación 6, tenemos:

$$P_H = \frac{39 * 0.1}{3600} * 0.25 * 9.81 = 0.003 \text{ kW}$$

La potencia P_N es muy pequeña comparada con la requerida para el desplazamiento del material. El valor es proporcional al diámetro y la longitud del tornillo. En la práctica viene dado en kilowatios por la ecuación siguiente y su valor en nuestro caso es:

$$P_N = \frac{D * L}{20} \quad (8)$$

$$P_N = \frac{0.1 * 1}{20} = 0.005 \text{ kW}$$

La potencia requerida por el sistema es:

$$P = 0.003 + 0.005 = 0.008 \text{ kW} = 0.01 \text{ HP}$$

Dicha potencia no tiene en cuenta rozamientos en el mecanismo de reducción de tornillo sinfín empleado ni en el sistema de articulación con transmisión de giro por lo que supondremos una potencia necesaria de $1/8 \text{ HP}$.

Dimensionamiento del tornillo sin fin con hélice

Para el dimensionamiento del tornillo con hélice se determinó el largo del mecanismo como su diámetro interior y su diámetro exterior. Ver figura 4.

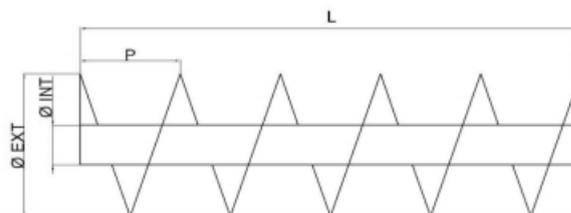


Figura 4 Nomenclatura tornillo sin fin con hélice.

Para crear el modelado del tornillo con hélice tomaremos en cuenta la siguiente figura.

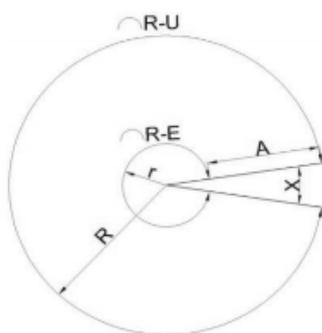


Figura 5 Nomenclatura para modelado de hélice.

Tomando los siguientes datos:

$$L=100 \text{ cm}$$

$$P=15 \text{ cm}$$

$$\varnothing \text{ ext}= 15 \text{ cm}$$

$$\varnothing \text{ int}= 3.5 \text{ cm}$$

Para obtener el ancho de la hélice con respecto del diámetro interior se usa la ecuación 9.

$$A = \frac{\phi_{ext} - \phi_{int}}{2} \quad (9)$$

$$A = \frac{15 - 3.5}{2} = 5.75 \text{ cm}$$

Para obtener la longitud de la circunferencia del diámetro exterior.

$$RU = \sqrt{(\phi_{ext}^2 * \pi^2 + P^2)} \quad (10)$$

$$RU = \sqrt{(15^2 * \pi^2 + 15^2)} = 49.5 \text{ cm}$$

Calculando la longitud de la circunferencia del diámetro interior.

$$RE = \sqrt{(\phi_{int}^2 * \pi^2 + P^2)} \quad (11)$$

$$RE = \sqrt{(3.5^2 * \pi^2 + 15^2)} = 18.5 \text{ cm}$$

Para calcular el ángulo de corte que nos permitirá mantener el armado de la hélice en un solo eje, para esto se usarán las ecuaciones:

$$r = \frac{A * RE}{RU - RE} \quad (12)$$

$$r = \frac{5.75 * 18.5}{49.5 - 18.5} = 3.45 \text{ cm}$$

Una vez calculado el radio menor, se procede a obtener el radio mayor.

$$R = r + A \quad (13)$$

$$R = 3.45 + 5.75 = 9.2 \text{ cm}$$

Y para obtener el ángulo de corte se obtendrá el incremento del radio mayor, más el complemento del ángulo que se denomina mediante β .

$$\Delta = 2 * R * \pi \quad (14)$$

$$\Delta = 2 * 9.2 * \pi = 57.8$$

$$\beta = \frac{RU * 360^\circ}{\Delta} \quad (15)$$

$$\beta = \frac{49.5 * 360^\circ}{57.8} = 308.3^\circ$$

Por último se obtiene el valor de ángulo de corte con la ecuación 16.

$$X = 360^\circ - \beta \quad (16)$$

$$X = 360^\circ - 308.3^\circ = 51.7^\circ$$

A través de la memoria de cálculos para obtener el tornillo de hélice, se modela mediante el software de Solidworks, ver la figura 6 para resultados.

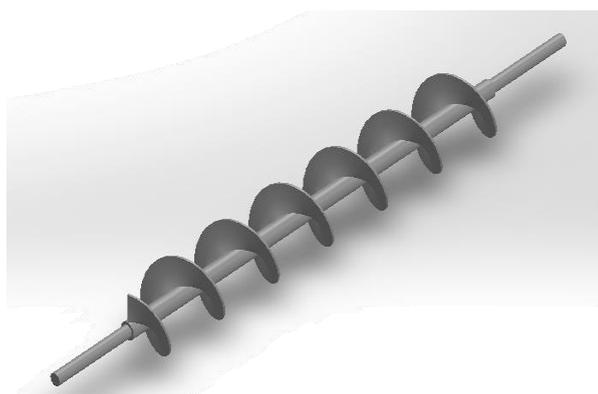


Figura 6 Modelado tornillo sin fin de hélice.

Selección de material

Para obtener los resultados de deformación y resistencia del tornillo sin fin debemos de seleccionar el material adecuado.

Para el diseño del tornillo se selecciona un acero AISI 8740 al carbón con aleación Cr, Ni, Mn, Si, P, S con condiciones de templado y revenido. Se seleccionó este acero debido a su alta resistencia, alta dureza, buena resistencia a fatiga y a la corrosión, en la tabla 4 se muestran sus propiedades.

Densidad	7.85 g/cc
Módulo de corte	80 GPa
Sut	952 MPa
Sy	848 MPa
Dureza	285 HB
E	205 GPa
Conductividad térmica	46.6 W/m-K
Calor específico	0.475 J/g-°C
Maquinabilidad	65%

Tabla 4 Características acero AISI 8740

Teniendo estos datos del material se procede a verificar el diseño de los dos tipos de tornillo sin fin.

Verificación del diseño

El tornillo sin fin es el elemento más crítico dentro del equipo, debido a esto la verificación del diseño se centra en este elemento.

El tornillo sin fin se encuentra cargado como se muestra en la figura 7, donde se asume las cargas radiales en z de valor despreciable y las cargas axiales usadas para mezclar y desplazar el neumático triturado son trasladadas a los rodamientos del eje.

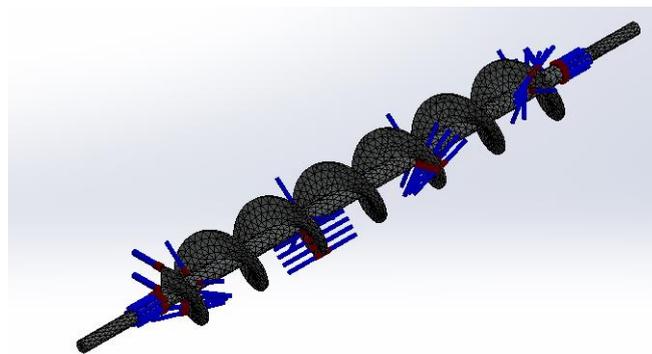


Figura 7 Diagrama de fuerzas del tornillo sin fin.

Mediante el software de Solidworks se resuelven todas las ecuaciones diferenciales que enlazan la geometría de las piezas, la estabilidad y sus propiedades constitutivas (método de elementos finitos). Se hizo una comparación entre los dos tipos de tornillo para determinar el más idóneo. Se obtienen los siguientes resultados, tensiones, desplazamientos y deformaciones.

Para el tornillo sin fin de filetes el límite elástico del material es 848 N/mm^2 . Asimismo, puede identificarse que la zona que sufre los esfuerzos tensionales más altos está muy cerca de la zona de fijación, cuyo valor más alto es 0.0002518 N/mm^2 , que comparado con el límite elástico implica que resistirá las cargas a las que fue sometido sin problema. Ver figura 8.

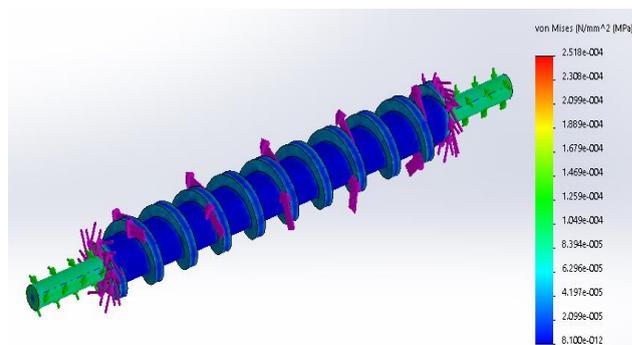


Figura 8 Análisis de tensiones tornillo sin fin de filetes.

Los desplazamientos más altos se generan en donde está aplicada la fuerza de torsión y sujeción y el valor más alto es 3.551 mm; al ser una cantidad muy pequeña, la pieza no colapsa. Véase figura 9. Es importante resaltar que:

- URES: desplazamiento resultante, en este caso las unidades están en mm.

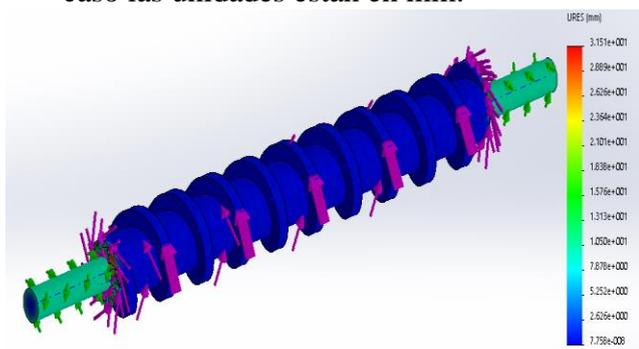


Figura 9 Análisis de desplazamiento tornillo sin fin de filetes.

Las deformaciones que se aprecian con respecto al desplazamiento de su posición relativa con respecto a cada uno de los ejes tiene un valor máximo de deformación bastante pequeño en la escala de 1.243×10^1 . Ver figura 10.

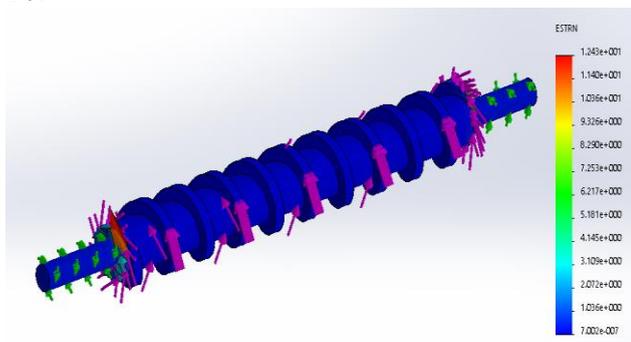


Figura 10 Análisis de deformaciones tornillo sin fin de filetes.

Para el tornillo sin fin de hélice, la zona donde sufre esfuerzos tensionales más altos es en la zona de transporte y su valor más alto es 27.02 N/mm^2 , que comparado con el límite elástico implica que el material resistirá, pues se analizó en condiciones extremas. Véase figura 10.

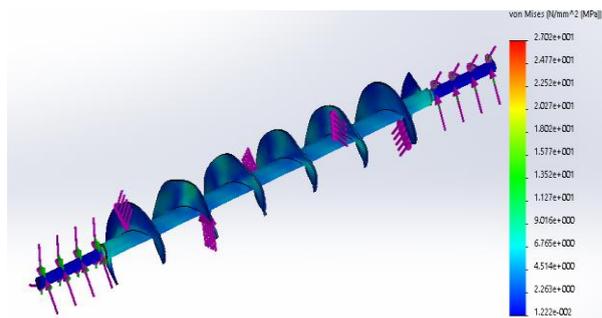


Figura 11 Análisis de tensiones tornillo sin fin de hélice.

Los desplazamientos más altos se generan en donde está aplicada la fuerza de desplazamiento de material, principalmente al inicio y fin del tornillo y el valor más alto es de 3.902 mm. Esta cifra es alta y podría originar un colapso de la pieza. Ver figura 11.

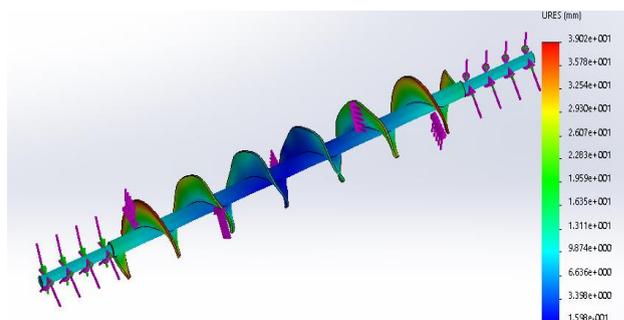


Figura 11 Análisis de desplazamiento tornillo sin fin de hélice.

Se entiende que la deformación de esta pieza de cambio de posición relativa de los desplazamientos respecto a cada uno de los ejes en este caso que muestra la figura 12, el valor máximo de deformación es de 1.695×10^{-1} .

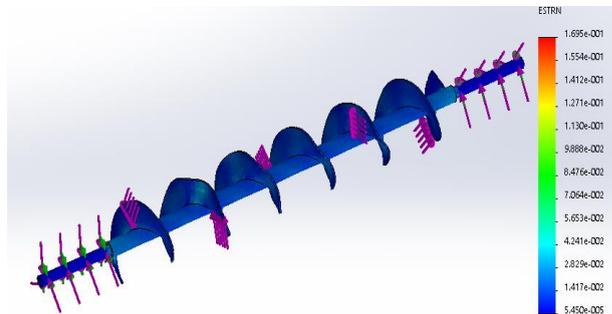


Figura 12 Análisis de deformaciones tornillo sin fin de hélice.

Conclusiones

Para el diseño de sistemas de transporte debe tenerse en cuenta que el tornillo sin fin es el candidato idóneo para suplir las necesidades de transporte. Por lo cual, se realizó una comparación entre dos tipos de tornillo de filetes y de hélice. Después de observar el comportamiento en ambos ejes simulados, se puede concluir que el diseño es confiable, no presenta errores, por lo que es viable realizar su construcción. Actualmente se está realizando el modelado de fabricación de los componentes del reactor y se ha ingresado en la etapa de fabricación de algunas partes como el cilindro del reactor, la tolva y el tornillo sin fin. Las derivaciones de esta etapa estarán reportadas en un inmediato apartado.

Referencias

AMAR, K. (2013). Introduction to finite element analysis using Matlab and Abaqus. Boca Raton: CRC Press.

BEER, F., RUSSELL, J., & D. MAZUREK. (2010). Mecánica de materiales. México: Mc Graw Hill.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México: Mc Graw Hill.

HIBBELER, R. C. (2010). Mecánica de materiales. México, D.F.: Ed. Prentice Hall.

MOTT, R. L. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education.

NORTON, R. L. (2004). Diseño de Maquinaria. Síntesis y Análisis de Máquinas y Mecanismos. México: Mc Graw Hill.

SHIH, R. H. (2012). Introduction to finite element using Solidworks Simulation 2012. SDC Publications