

Máquina para ensayo de compresión en materiales utilizados en ingeniería de tejidos

Machine for compression tests on materials used in tissue engineering

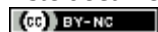
Kevin Rivero Crespo¹, Carlos Figueroa Hernández^{2,*}, Janet Carvajal de la Osa², Reyniel Gómez González², Abel Fumero Pérez²

¹Instituto de Materiales y Reactivos. Universidad de La Habana, Zapata y G, Vedado. La Habana, Cuba.

²Universidad Tecnológica de La Habana “José Antonio Echeverría” (CUJAE). Calle 114 No.11901 entre Ciclovía y Rotonda, Marianao. La Habana, Cuba.

*Autor de correspondencia: carlosrfh@tesla.cujae.edu.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento/No Comercial 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



Recibido: 6 julio 2020 **Aceptado:** 27 julio 2020 **Publicado:** 3 agosto 2020

Resumen

En el presente trabajo se diseñó y fabricó una máquina para realizar el ensayo mecánico de compresión en materiales de baja resistencia, destinados al desarrollo de la ingeniería de tejidos. Se realizó un análisis donde se eligió un accionamiento mecánico y una estructura mono espacio para su construcción. El dimensionamiento de las piezas se concibió utilizando el software Autodesk Inventor. La comprobación de la resistencia y deformaciones de la máquina durante el diseño se hizo mediante el programa de elementos finitos Ansys Workbench. El resto de los parámetros de diseño fueron realizados siguiendo la metodología establecida y considerando los requerimientos: carga máxima de compresión 3000 N, velocidad del ensayo 1,3 mm/min, probetas con diámetro y altura de 10x12 mm y peso de la máquina menor de 50 Kg. Como resultado del análisis se obtuvo un procedimiento para el diseño y construcción de una máquina de ensayo de compresión, la cual se construyó físicamente.

Palabras clave: diseño, máquina de ensayo, ensayo de compresión, elementos finitos

Abstract

In the present work, a machine was designed and manufactured to perform the mechanical compression test on low resistance materials, intended for the development of tissue engineering. An analysis was carried out where a mechanical drive and a mono space structure were chosen for its construction. The sizing of the parts was conceived using the professional Autodesk Inventor software. The resistance and deformations of the machine were checked during the design using the Ansys Workbench finite element program. The other design parameters were carried out following the established methodology and considering the following requirements: maximum compression load 3000 N, test speed 1.3 mm/min, specimen with a diameter and height of 10x12 mm and machine weight of less than 50 Kg. As a result of the analysis, a procedure was obtained for the design of a compression testing machine, which was physically made.

Keywords: design, machine test, compression test, finite elements

1. Introducción

El desarrollo de la ingeniería de tejidos (IT) requiere realizar ensayos para determinar el módulo de compresión de los andamios (scaffolds). Esto es particularmente importante, puesto que los andamios en su funcionamiento de soporte celular durante la regeneración de tejidos, requieren de una rigidez adecuada para facilitar el transporte de nutrientes dentro de estos y hacia el tejido huésped, o de lo contrario la regeneración se vería interrumpida. Por otro lado, el andamio también debe garantizar resistencia a la compresión durante su biodegradación [1]. El ensayo de compresión brinda la posibilidad de determinar el módulo de elasticidad y también de construir la curva de comportamiento de tensión contra deformación del material del scaffold.

Las máquinas utilizadas para la realización de ensayos en polímeros biodegradables no difieren de las utilizadas en otros materiales. Por tanto, su principio de funcionamiento es el mismo, aunque en algunos casos es posible acoplarles aditamentos específicos que permiten que el ensayo se ajuste a las condiciones reales en las cuales se utilizará el polímero [2]. Las mismas pueden ser fabricadas en pequeñas unidades con un mínimo de recursos. El diseño de estas máquinas requiere de conocer las condiciones específicas de servicio o de trabajo. En primer lugar, los niveles de carga que se utilizan para comprimir las muestras. Otro aspecto a considerar son las dimensiones de la probeta, las cuales deben estar dentro de los parámetros normados. Además, hay que tener en cuenta la resistencia y rigidez de la estructura de la máquina, para evitar roturas y errores en la medición de las deformaciones durante el ensayo [3].

Es común hoy en día que durante el diseño de elementos de máquinas, se utilicen software para tal fin, permitiendo esto seleccionar formas y dimensiones de una manera rápida y precisa. En este caso el Autodesk Inventor, el cual es utilizado en el presente trabajo brinda las posibilidades antes mencionadas. Por otro lado, el cálculo de los niveles de esfuerzo o tensiones que aparecen en los elementos de máquinas sometidos a cargas externas, así como las deformaciones experimentadas se pueden determinar utilizando software de elementos finitos [4-5], entre los cuales se encuentra el Ansys Workbench. La consideración de los elementos anteriormente citados permite hacer un diseño adecuado de una máquina de ensayo de compresión para biomateriales de baja resistencia.

El objetivo del presente trabajo consiste en diseñar y construir una máquina para realizar ensayos de compresión en biomateriales de baja resistencia, los cuales son utilizados en la ingeniería de tejidos (IT).

2. Materiales y Métodos

El diseño se realizó utilizando los programas Autodesk Inventor Professional 2016 (para generar la geometría de los elementos mecánicos) y del Ansys Workbench 2017 de elementos finitos, para determinar el estado tensional de la estructura de la máquina de ensayo. En estos análisis se tuvo en cuenta las características de las máquinas siguientes: Puesto de prueba de Shore PCE-OS-2, LTS-20, el Modelo Bionix 858 y la máquina 5566 de INSTRON [5-6].

El cálculo de los valores necesarios para la construcción de la máquina se realizó tomando como base procedimientos desarrollados por diferentes autores [7-9]. A continuación, se muestra cómo se determinan los principales parámetros de diseño, tomando como referencia el esquema de la Figura 1, la cual se generó mediante el Autodesk Inventor.

El diseño mecánico del prototipo se inició estableciendo los requerimientos necesarios que debe tener una máquina de ensayos de compresión para materiales de baja resistencia, los cuales son utilizados en la ingeniería de tejidos. Estos requerimientos se pueden apreciar en la Tabla 1.

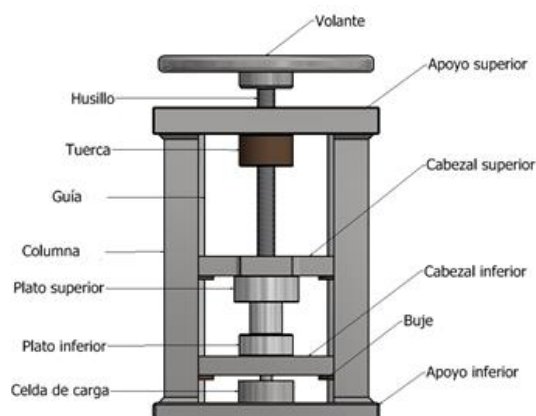


Fig.1 Esquema de una máquina de ensayo a compresión

Tabla 1. Requerimientos para el diseño de una máquina de ensayo de compresión

Requerimientos	Valor
Tipo de prueba mecánica	Compresión
Carga máxima	3000 N
Probetas admisibles	longitud máx. ,12 mm; diámetro máx.,10 mm
Peso	< 50 kg
Altura	< 350 mm
Velocidad recomendada (ASTM D695)	1,3 mm/min

Transmisión por husillo y tuerca

Este tipo de transmisión consta de un husillo (tornillo) y una tuerca para transformar el movimiento de rotación en uno de traslación. Estas transmisiones según sean sus aplicaciones se dividen en: de avance y de carga. En este caso se seleccionó la variante de carga con autofrenado.

Dimensiones de la transmisión

Para determinar las dimensiones de la transmisión se comenzó con la verificación a desgaste en el par husillo-tuerca.

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2P}{\pi[P]\varphi_H}} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 3000}{\pi \cdot 8,826 \cdot 2}} \geq 10,404 \text{ mm} \quad (1)$$

Donde:

d_2 es el diámetro medio de la rosca

P la fuerza axial en N

$[P] = 8,826 \text{ MPa}$ (Presión admisible)

$\varphi_H = 2$ es el coeficiente de altura de la tuerca, el cual para tuercas enterizas es de 1,2-2,5 y para partidas de 2,5-3,5.

El material seleccionado para el husillo es el acero AISI 1045 con límite de fluencia $\sigma_F = 390 \text{ MPa}$ y para la tuerca el bronce SAE 64 con $\sigma_F = 345 \text{ MPa}$; $\tau_{ciz} = 75 \text{ MPa}$ (Tensión de cizalladura). Los coeficientes de fricción en los apoyos del husillo son para el rodamiento $f_{aa} = 0,0013$ y la transmisión $f_{ab} = 0,15-0,23$.

Parámetros geométricos

Normalizado por GOST 9484-60 y considerando la relación siguiente:

$$d \approx 1,25 \cdot d_2 \quad (2)$$

En la Tabla 2 se muestran los parámetros y expresiones utilizadas en el cálculo de la transmisión por tuerca-husillo.

Tabla 2. Parámetros geométricos de la transmisión

Parámetros	Valor
d	16 mm (diámetro exterior del tornillo, normalizado)
p	2 mm (paso, normalizado)
h_1	1,25 mm (altura del perfil de la rosca del tornillo, normalizado)
h	1 mm (altura de trabajo del perfil, normalizado)
z	0,25 mm (holgura de rosca, normalizado)
α	30 grados (ángulo entre flancos, normalizado)
b	1,402 mm (ancho de la base del filete de rosca)
D_1	14 mm (diámetro exterior de la rosca de la tuerca)
d_3	13,5 mm (diámetro interior de la rosca del tornillo)
D_4	16,5 mm (diámetro interior de la tuerca)
d_2	15 mm (diámetro medio de la rosca)
H	30 mm (altura de la tuerca)
I	15 hilos (cantidad de hilos de la tuerca)
ρ'	11,698° (ángulo de fricción reducido)
φ	2,43° (ángulo elevación de la hélice)
D	50 mm (diámetro exterior de la tuerca, normalizado)

$$D1 = d - p = 16 - 2 = 14 \text{ mm} \quad (3)$$

$$d3 = d - 2h1 = 16 - 2(1,25) = 13,5 \text{ mm} \quad (4)$$

$$D4 = d + 2(z) = 16 + 2(0,25) = 16,5 \text{ mm} \quad (5)$$

$$d2 = D2 = \frac{(D4 + d3)}{2} = \frac{(16,5 + 13,5)}{2} = 15 \text{ mm} \quad (6)$$

$$H = \varphi_H(d2) = 2(15) = 30 \text{ mm} \quad (7)$$

$$I = \frac{H}{p} = \frac{30}{2} = 15 \text{ hilos} \quad (8)$$

$$\rho' = \arctan \left[\frac{f \tan \alpha}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right] = \arctan \left[\frac{0,2}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)} \right] = 11,698^\circ \quad (9)$$

$$\varphi = \arctan \left[\frac{p}{\pi d2} \right] = \arctan \left[\frac{2}{15\pi} \right] = 2,43^\circ \quad (10)$$

En la Figura 2 se representan los principales parámetros geométricos de la transmisión.

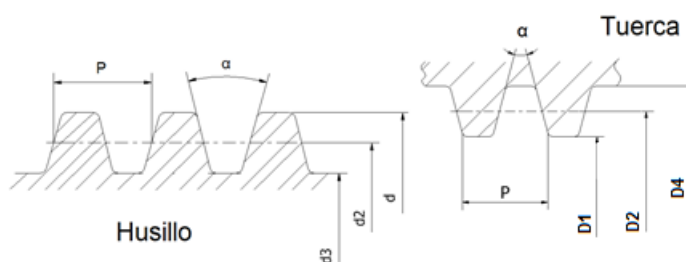


Fig.2 Parámetros de la transmisión por husillo

Verificación de la condición de autorretención

$\rho' > \varphi$; $11,698^\circ > 2,43^\circ$; se cumple la condición de autorretención.

Cálculo de la eficiencia

$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\rho' + \varphi)} = \frac{\tan 2,43}{\tan(11,698 + 2,43)} 100 = 16,86\% \quad (11)$$

Cálculo de comprobación del cuerpo del husillo

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (12)$$

σ_{eq} es la tensión equivalente; σ la tensión normal; τ la tensión tangencial; M momento durante la transmisión.

A fin de evitar que se produzcan deformaciones plásticas locales del material, la tensión admisible se eligió $[\sigma] < \sigma_F/3$. A través de la Ecuación 12 se pudo determinar que:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{20,958^2 + 3 \cdot 11,568^2} = 28,994 \text{ MPa}$$

$$28,994 \leq \frac{390}{3}; 28,994 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

La transmisión resiste al esfuerzo combinado de compresión y torsión.

Comprobación de las condiciones de estabilidad del husillo

$$P \leq \frac{\pi^2 EJ}{n(\mu l)^2} \quad (13)$$

$l = 148 \text{ mm}$ (es la distancia entre el apoyo y el centro de la tuerca)

n (es el coeficiente de seguridad, que se adopta generalmente de 2,5 a 4)

E (módulo de Young)

J es el momento reducido de inercia de la sección del husillo y se determina por la expresión siguiente:

$$J = \frac{\pi d_3^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_3} \right) = \frac{\pi 13,5^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{16}{13,5} \right) = 1811,601 \text{ mm}^4 \quad (14)$$

La expresión (13) es válida si se cumple que $\frac{\mu l}{i} \geq 100$

$i = 3,557 \text{ mm}$ (radio de inercia de la sección del husillo)

$$i = \sqrt{\frac{J}{F_1}} = \sqrt{\frac{1811,601}{143,138}} = 3,557 \text{ m} \quad (15)$$

$F_1 = 143,138 \text{ mm}^2$ (es el área de la sección del husillo)

$$F_1 = \frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{\pi 13,5^2}{4} = 143,138 \text{ mm}^2 \quad (16)$$

$$u = 0,7 \text{ (coeficiente de apoyo)} \quad \frac{\mu l}{i} = \frac{0,7 \cdot 148}{3,557} = 29,121$$

$29,121 \leq 100$; no se cumple la condición $\frac{\mu l}{i} \geq 100$. En este caso el husillo se puede comprobar según la condición conjunta de resistencia y estabilidad.

$$\sigma = \frac{P}{F_1} \leq [\sigma] \varphi \quad (17)$$

$\varphi = 0,906$ (coeficiente de reducción de la tensión admisible de acuerdo con la flexibilidad del vástago).

Utilizando la expresión (17) se obtiene:

$$\sigma = \frac{P}{F_1} = \frac{3000}{143,138} = 20,959 \text{ MPa}$$

$$[\sigma] \varphi = 130 \cdot 0,911 = 118,528 \text{ MPa}$$

$20,959 \text{ MPa} \leq 118,528 \text{ MPa}$. Se cumple la condición.

Comprobación a cizallamiento en la rosca

Debe cumplirse la condición de resistencia donde las tensiones tangenciales no sobrepasen el límite de rotura admisible $\tau \leq [\tau]$.

$$\tau = \frac{P}{\pi d_2 b l} = \frac{3000}{\pi \cdot 15 \cdot 1,402 \cdot 15} = 3,027 \text{ MPa} \quad (18)$$

$$[\tau] = \frac{\tau_{ciz}}{3} = \frac{75}{3} = 25 \text{ MPa} \quad (19)$$

$3,027 \text{ MPa} \leq 25 \text{ MPa}$. La tuerca resiste los esfuerzos de cizallamiento.

Comprobación del cuerpo de la tuerca

En este caso se debe cumplir la condición siguiente $\sigma_{eq} \leq [\sigma]$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{1,678^2 + 3 \cdot 0,354^2} = 1,725 \text{ MPa} \quad (20)$$

$$\sigma = \frac{4P}{\pi(D^2 - d_2^2)} = \frac{4 \cdot 3000}{\pi \cdot (50^2 - 15^2)} = 1,678 \text{ MPa} \quad (21)$$

$$\tau = \frac{M_t}{0,2D^3 \left(1 - \frac{d_2^4}{D^4}\right)} = \frac{5692,204}{0,2 \cdot 50^3 \left(1 - \frac{15^4}{50^4}\right)} = 0,229 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_F}{3} = \frac{345}{3} = 115 \text{ MPa} \quad (23)$$

$1,725 \text{ MPa} \leq 115 \text{ MPa}$. La tuerca resiste al esfuerzo combinado de compresión y torsión.

Cálculo de las revoluciones por minuto en la transmisión

La recomendación de la norma ASTM D695 para las condiciones de ensayo a compresión establece una velocidad de 1,3 mm/min. El número de revoluciones por minuto del husillo se puede calcular por la ecuación 24.

$$n = \frac{v}{h} = \frac{1,3}{2} = 0,65 \text{ rpm} \quad (24)$$

En este caso $h = 2$, es igual al paso por el número de entradas del tornillo.

Cálculo de las uniones soldadas

La soldadura para conformar la estructura se realizó entre dos planchas de acero de espesor 18 mm; dos vigas de perfil “U” de 5 mm de espesor (mínimo) y un marco elaborado de un angular. En todos los casos se utilizó el acero S 275 JR, el cual posee las características siguientes: porcentaje de carbono (0,14-0,22) y límite de fluencia (230 MPa). En los cálculos para la soldadura se tuvo en consideración la norma NBE EA-95 [9], la cual define como la condición de seguridad de una soldadura de ángulo, que el esfuerzo equivalente en la garganta del cordón sea inferior a la resistencia de cálculo del acero. En correspondencia con lo anterior, la soldadura se evaluó mediante la simulación por elementos finitos. La Figura 3 muestra la disposición de las costuras soldadas en la estructura de la máquina.

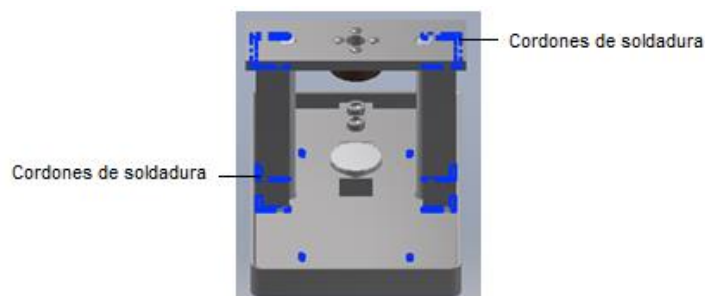


Fig.3 Esquema de los cordones de soldadura

Modelo de elementos finitos (EF) para el cálculo de la estructura

Este modelo fue obtenido con el software Ansys Workbench 2017 a partir de una geometría generada en Autodesk Inventor Professional 2016 [11-12].

Modelo geométrico y mallado del conjunto

La geometría y las condiciones de carga impuestas durante la simulación presentan dos perfiles “U” que actúan como columnas y son fijados por soldadura entre dos planchas de 18 mm de espesor de acero estructural S 275 JR, a los cuales se les aplica una fuerza de 3000 N y un momento torsor de 5692,2 Nm.

El mallado realizado en los componentes de la estructura consiste fundamentalmente en uno general, al cual se le realizaron varios refinamientos; tal es el caso de los cordones de soldadura y el apoyo superior, los cuales fueron mallados a 2 y 3 mm respectivamente.

Condiciones de contorno y contactos entre las partes del modelo

Las condiciones de contorno se encuentran determinadas por todas las variables conocidas y que marcan la respuesta del sistema. En este caso, el modelo que se presenta tiene por un lado las cargas que actúan sobre la estructura y por otro, la fijación de la base inferior mediante un empotramiento, lo que significa que los nodos localizados en la superficie exterior tienen fijados todos sus grados de libertad.

La forma general para establecer que las partes se relacionen entre sí, es mediante la definición de un contacto entre estas. Existen distintos tipos de contactos, tales como: bonded, frictional y frictionless. Estos deben ser empleados dependiendo de las características de la unión.

Las superficies soldadas y atornilladas se han modelado a través de contactos de tipo bonded, pues los nodos entre estas no deben rotar ni desplazarse del lugar al que se han fijado. El resto de los contactos son consecuencia de las uniones soldadas y atornilladas, por lo que en principio involucran desplazamientos entre las superficies implicadas. Estos se han designado como frictionless.

Instrumental seleccionado para el control de la carga y las deformaciones durante el ensayo de compresión

El instrumento de medición seleccionado para detectar la fuerza aplicada por el husillo fue una celda de carga del tipo 563YH con una capacidad máxima de 3000 N. Las deformaciones durante la aplicación de la carga son controladas mediante un reloj comparador con precisión de 0,01mm.

3. Resultados y Discusión

Parámetros de diseño

Considerando que el valor máximo de la carga a aplicar es de 3000 N y que las muestras deben tener dimensiones de 12 y 10 milímetros de longitud y diámetro, el cálculo de los parámetros geométricos de la transmisión garantiza una adecuada resistencia al desgaste entre el husillo y la tuerca. La condición de autofrenado permite que el esfuerzo aplicado desde el tornillo a la muestra se mantenga creciendo en la medida que se hace girar la manivela. Esto se logra con un ángulo de fricción reducido, mayor que el ángulo de elevación de la hélice $11,698^\circ > 2,43^\circ$.

El valor calculado de la eficiencia es de 16,86%. Este resultado se puede considerar adecuado, puesto que las transmisiones por tornillo y tuerca autorretenidas se caracterizan por una eficiencia baja. Si se quiere aumentar la eficiencia, pudiera incrementarse el avance con un mayor paso o número de entradas, pero esto podría afectar la autorretención. Además, los tornillos de más de una entrada requieren de un complejo proceso de fabricación.

En el cálculo de comprobación del cuerpo del husillo, se pudo demostrar que el mismo resiste a los esfuerzos combinados de torsión y compresión, al cumplirse la condición de que la tensión equivalente, la cual corresponde a un estado tensional complejo, tiene un valor inferior a la tercera parte de la tensión de fluencia del material del husillo ($28,99 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$). Las condiciones de estabilidad del husillo se calcularon en una primera comprobación, determinándose que el método de cálculo no expresaba la realidad. Entonces fue necesario hacer la comprobación del husillo considerando la condición conjunta de resistencia y estabilidad. En este caso se cumple la condición establecida $20,96 \text{ MPa} \leq 118,53 \text{ MPa}$.

La comprobación al cizallamiento de la rosca considera la presencia de tensiones tangenciales, que pueden hacer fallar esta parte del sistema de transmisión husillo-tuerca. En este caso la tensión tangencial calculada es inferior a la admisible $3,027 \text{ MPa} \leq 25 \text{ MPa}$, por lo que la resistencia del elemento es la adecuada.

La comprobación del cuerpo de la tuerca muestra que la condición de resistencia se cumple, puesto que la tensión equivalente, la cual aparece bajo condiciones de una alta complejidad de esfuerzos

(torsión y compresión), es menor que la tercera parte de la tensión de fluencia del material de la tuerca $1,725 \text{ MPa} \leq 115 \text{ MPa}$.

El cálculo de las revoluciones por minuto del husillo arrojó un resultado de 0,65 rpm. Este valor está en correspondencia con la velocidad lineal recomendada por la norma ASTM D695, la cual es de 1,3 mm/min. El resultado obtenido permite que el proceso de compresión de las muestras se pueda realizar manualmente. Esto es una condición que forma parte del diseño de la máquina de ensayo.

Análisis estructural por elementos finitos

En este análisis se partió de un modelo global con un mallado grosero en el cual se fueron refinando las zonas de interés, lo que permitió obtener resultados más fiables en las partes críticas que se encuentran afectadas por concentradores de tensiones; las principales fueron los cordones de soldadura, así como el apoyo superior.

La evaluación cuantitativa de los resultados se realizó tomando en cuenta los valores de la escala de colores en los análisis de esfuerzos equivalente de Von Mises y deformación total que aparecen reflejados en la Figura 4, la cual tiene un mayor refinamiento, por lo que el valor obtenido es más cercano al valor real del modelo.

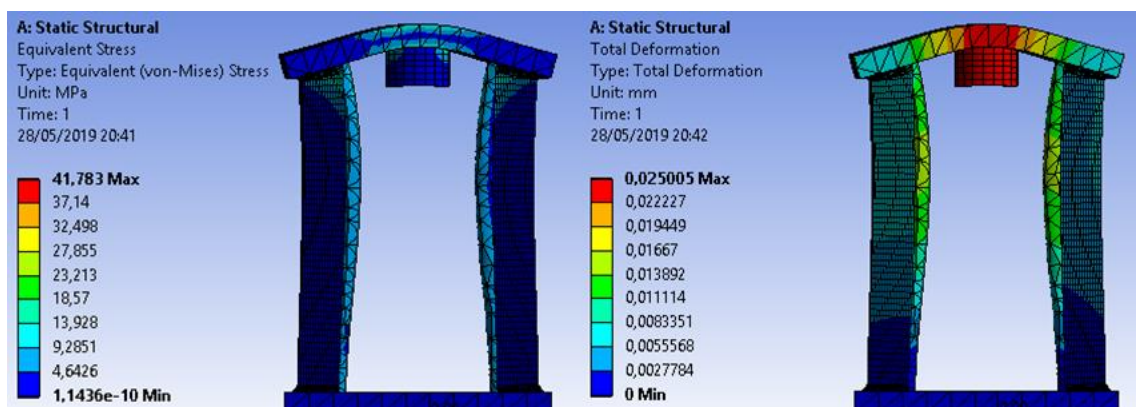


Fig.4 Resultados del modelo para el mallado de los cordones y el apoyo superior

En lo relativo a la calidad de la malla empleada para la obtención de los resultados, es importante destacar que se realizó un análisis de convergencia, en el que se evaluó la disminución del tamaño de la malla empleada, en función del incremento del valor del esfuerzo equivalente de Von Mises. Los resultados muestran que para un tamaño de los elementos igual o inferior a 3 milímetros, las diferencias en el valor de dicha tensión son inferiores al 5%, por lo que se puede decir que el mallado es adecuado.

El análisis por elementos finitos mostró que los valores de las tensiones equivalentes son inferiores al límite de fluencia del material de la estructura de la máquina en cada una de sus partes, incluidos los cordones de soldadura. Las tensiones Von Mises alcanzan un valor máximo de 41,78 MPa y el límite de fluencia del acero de la estructura es de 230 MPa. Incluso, utilizando un factor de seguridad de 3, todavía las tensiones equivalentes están por debajo del valor permisible de 76,6 MPa. Por otro lado, las deformaciones que aparecen producto de la simulación por elementos finitos alcanzaron un valor máximo de 0,025 mm. Este valor es pequeño y está dentro del error de medición del reloj comparador.

Como resultado final del presente trabajo se obtuvo un prototipo de máquina de ensayos de compresión, que cumple con las condiciones de diseño y funcionamiento, la cual se muestra en la Figura 5.



Fig.5 Máquina para ensayos de compresión

4. Conclusiones

El uso de los software Inventor y Ansys para el diseño y la simulación por elementos finitos, en combinación con los procedimientos recomendados para el cálculo de los parámetros requeridos en una máquina de ensayos mecánicos tales como geometría y velocidad de la transmisión husillo-tuerca, condición de autofrenado, eficiencia y resistencia a la rotura de las partes sometidas a estados tensionales complejos, dieron como resultado el dimensionamiento y la fabricación de una máquina para ensayar materiales que requieran esfuerzos menores a los 3000 N.

Referencias

1. Chanjuan, D., et al., *Application of collagen scaffold in tissue engineering: Recent advances and new perspectives*. Polymers, 2016. **8**(42): p. 2073-4360.
2. Ferdous, K., et al., *Fabrication of polymeric biomaterials: a strategy for tissue engineering and medical devices*. Journal of Materials Chemistry, 2015. **3**: p. 8224-8249.
3. Osorio, M., et al., *Aplicaciones biomédicas de biomateriales poliméricos*. Dyna, 2017. **84**(201): p. 241-252.
4. Figueroa, C., et al., *Análisis por método de elementos finitos de la nucleación de grietas por fatiga superficial debido a tensiones de contacto*. Revista Cubana de Ingeniería, 2015. **6**(1): p. 43-49.
5. Pérez, O.G., et al., *Análisis de la influencia del espesor de llanta en la resistencia de engranajes mediante el método de los elementos finitos*. Revista Cubana de Ingeniería, 2013. **4**(2): p. 43-48.
6. Rodríguez, X., *Propiedades mecánicas y ensayos físicos*, 2019. 2da Ed. Editorial Síntesis, Madrid. ISBN: 978-84-9077-189-1.
7. Rechetov, D., *Elementos de máquinas*, 1990. Editorial, Pueblo y Educación, La Habana.
8. Mott, R.L., *Diseño de elementos de máquinas*, 2006. 4ta Ed. Prentice Hall. ISBN-978-97-0260-812-7.
9. Durango, D., et al., *Diseño, construcción y validación del prototipo de una máquina para ensayos de resistencia de materiales*. Ingeniería e Innovación, 2015. **3**(2): p. 16-27.
10. Norma Básica de la Edificación NEB EA-95. *Estructura de acero en edificación, Parte 3. Cálculo de las estructuras de acero laminado. 3.7 Uniones soldadas*. BOE, 1996. 16: p. 1527-1530.
11. Figueroa, C., et al., *Análisis del fenómeno de fatiga en implantes dentales*. Ingeniería Mecánica, 2020. **23**(1): p. 1-9.

12. Zienkiewicz, O., et al., *The Finite Element Method: the basis and its fundamentals*, 2013. 7th Ed. Butterworth-Heinemann. ISBN: 978-18-5617-633-0.

Conflicto de Intereses

Los autores declaran que no existe ningún conflicto de intereses entre ellos, ni de los autores con otros centros relacionados con el contenido del artículo.

Contribución de los autores

Kevin Rivero Crespo. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5616-6195>

Concibió el diseño de la máquina de ensayo de compresión y realizó los cálculos de resistencia de materiales, así como la simulación por elementos finitos. Participó en la redacción del manuscrito.

Carlos Figueroa Hernández. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3821-8748>

Concibió el diseño de la investigación y de la máquina de ensayo de compresión. Revisó y validó los resultados de los cálculos de resistencia y la simulación por elementos finitos. Contribuyó a la concepción metodológica y redacción del manuscrito.

Janet Carvajal de la Osa. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7954-8359>

Participó en la concepción del diseño de la investigación y de la máquina de ensayo de compresión, así como en la redacción del manuscrito y la validación de los cálculos de resistencia.

Reyniel Gómez González. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8720-6065>

Participó en el diseño de la investigación y en la revisión y validación de los métodos de cálculo de resistencia de materiales, así como en la redacción del manuscrito.

Abel Fumero Pérez. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2542-6564>

Participó en la concepción del diseño de la investigación y de la máquina de ensayo de compresión, así como en la redacción del manuscrito.