

Máquina Universal de Ensayos: Sistema Móvil

Ángel Alarcón
Ibarra, Ecuador
Universidad Técnica del Norte
aaalarcon@utn.edu.ec

Resumen- El presente proyecto de investigación tiene a fin diseñar y construir el sistema móvil de una máquina universal de ensayos. Dicho sistema se rige a las especificaciones UTM30 (*Universal Testing Machine* para una capacidad de 30 toneladas). Su función es permitir el desplazamiento de un cabezal a lo largo de un par de tornillos de potencia hasta alcanzar un espacio de prueba adecuado con respecto a otro cabezal. En el diseño de cada uno de los elementos que constituyen el sistema móvil se toma en consideración ciertos aspectos como las condiciones de borde del sistema, modelos existentes en el mercado y la disponibilidad de materiales. Posteriormente, se realiza un modelamiento por medio de Software CAD, para verificar y comprobar los resultados del diseño, de tal manera que se garantice la confiabilidad del diseño. En cada caso se respeta las tolerancias de ajuste exigidas por las normas y por los fabricantes. Finalmente, con la articulación del sistema móvil, a la estructura de la máquina se da cumplimiento a la propuesta del proyecto.

Palabras Clave- Sistema móvil, máquina universal de ensayos, tornillo de potencia, pilares, UTM 30

Abstract- The present research project aims to design and build the mobile system of a universal testing machine. This system is governed by the UTM30 specifications (Universal Testing Machine for a capacity of 30 tons). Its function is to allow the displacement of a holding block along a pair of power screws until reaching a suitable test space with respect to another holding block. In the design of each element that make up the mobile system certain aspects are taken into consideration, such as the boundary conditions, existing models and the availability of materials. Subsequently, a modeling is carried out using CAD Software, to verify the design results, in such a way that the reliability of the design is guaranteed. In each case the adjustment tolerances required by the standards and manufacturers are respected. Finally, with the articulation of the mobile system to the structure machine, the project proposal is complied.

Keywords- Mobile System, Universal Testing Machine, power screw, pillars, UTM 30

I. INTRODUCCIÓN

En los últimos años, la Universidad técnica del Norte viene reforzando el equipamiento de laboratorios, de manera que se han adquirido equipos nuevos y otros por parte de donaciones. En este proceso, la carrera de ingeniería en mecatrónica recibió una donación de una máquina de ensayos universales en estado usado, la cual fue sometida a un proceso de rehabilitación, debido a las malas condiciones en que se encontraba. Luego de hacer las revisiones pertinentes, los técnicos encargados determinaron que la máquina está completamente deteriorada y que no es posible su restitución.

Por otra parte, es preciso señalar que en la zona Norte del país no se cuenta con una máquina de ensayos para materiales, ya que la obtención de un equipo de este tipo representa altos costos, a pesar de existir rentabilidad en su uso, debido a que estas máquinas son utilizadas en la industria para el control de calidad de materiales metálicos y no metálicos.

II. DESARROLLO

El sistema móvil de la UTM30 básicamente está comprendido por tres partes: los tornillos de potencia, columnas y el sistema de transmisión de movimiento.

A. Diseño de los Tornillos de Potencia

Los tornillos de potencia convierten el movimiento giratorio en movimiento lineal en actuadores, máquinas de producción y gatos mecánicos, entre muchas otras aplicaciones. Son capaces de obtener ventajas mecánicas muy grandes; por consiguiente, pueden elevar o mover grandes cargas. En estos casos, se necesita un perfil de cuerda muy fuerte [4].



Fig. 1. Tornillos de potencia

- Especificaciones del tornillo

Díámetro mayor D	Rosca	Paso p	Material
73mm	cuadrada	2 hilos/pulg	AISI 4140(709)

- Esfuerzos en la cuerda

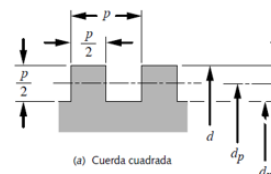


Fig. 2. Perfil de cuerda cuadrada

La capacidad máxima de la UTM30 será de 300 kN por lo tanto la carga que debe soportar la cuerda del tornillo es la mitad 150 kN.

$$P= 150 \text{ kN}$$

La fuerza necesaria para impulsar esta carga viene dada por la siguiente expresión

$$F = P * \left(\frac{u \cos(\lambda) + \operatorname{sen}(\lambda)}{\cos(\lambda) + u \operatorname{sen}(\lambda)} \right) \quad (1)$$

$$F=32.951 \text{ kN}$$

Para lo cual se requiere de un par

$$T_u = P * \frac{d_p}{2} \left(\frac{u \pi d_p + L}{\pi d_p - u L} \right) + u_c P \frac{d_c}{2} \quad (2)$$

Puesto que el coeficiente de fricción y diámetro medio del collarín son 0.02 y 82.5 mm, respectivamente. El torque requerido para elevar la carga es:

$$T_u=1225.968 \text{ N.m}$$

Para determinar los esfuerzos presentes en las cuerdas se toma en consideración varias condiciones de extremo debido a las imperfecciones en el proceso de mecanizado.

Esfuerzo axial

Para determinar el esfuerzo axial presente en el tornillo es necesario trabajar con el promedio entre el diámetro menor de la rosca y el diámetro de paso.

Por lo tanto, para un diámetro de raíz igual a 60.3 mm^2 y diámetro de paso 66.65 mm^2 tenemos,

$$A_t = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{D_r + d_p}{2} \right)^2 = 3164.429 \text{ mm}^2 \quad (3)$$

Entonces el esfuerzo presente en una cuerda es,

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} = 10.413 \text{ MPa} \quad (4)$$

Esfuerzo cortante

Para calcular el esfuerzo cortante en las cuerdas de un tornillo de potencia se debe manejar los factores de área que han sido definidos para cada tipo de cuerda. Donde w_i es el factor que delimita la porción del paso que ocupa el acero en el diámetro menor, en tanto que en el diámetro mayor se emplea el factor w_o [4].

Tabla 1. Factores de área

Tipo de cuerda	w_i (menor)	w_o (mayor)
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Reforzada	0.90	0.83

Barrido de la cuerda en el tornillo

$$A_{si} = \pi D_r w_i p \quad (5)$$

$$A_{si} = 1202.932 \text{ mm}^2$$

En consecuencia, el esfuerzo cortante para barrer la cuerda del tornillo está dado por,

$$\tau_{si} = \frac{F}{A_{si}} \quad (6)$$

$$\tau_{si} = 27.392 \text{ MPa}$$

Barrido de la cuerda en la tuerca

$$A_{so} = \pi D w_o p \quad (7)$$

$$A_{so} = 1456.285 \text{ mm}^2$$

En consecuencia, el esfuerzo cortante para barrer la cuerda de la tuerca está dado por,

$$\tau_{so} = \frac{F}{A_{so}} \quad (8)$$

$$\tau_{so} = 22.627 \text{ MPa}$$

B. Diseño los pilares

Los pilares constituyen parte de la estructura de la máquina UTM30.

Tabla 2. Datos para el diseño de los pilares

Material: AISI 4140	$E = 205 \text{ GPa}$
$S_y = 686.4655 \text{ MPa}$	$l = 1045 \text{ mm}$
$S_u = 807 \text{ MPa}$	$FS = 4$
$P_{permisible} = 150000 \text{ N}$	$l_{ef} = 2.1l$

En este caso se aplica una solución iterativa, puesto que se tiene como dato la carga permisible y se necesita conocer las dimensiones de la sección transversal del pilar, entonces supondremos un diámetro exterior de 74mm, a partir del cual se puede determinar la información restante [3].

$$A = \pi \frac{D^2}{4} = 4300.8 \text{ mm}^2 \quad (9)$$

$$I = \pi \frac{D^4}{64} = 1471962.6 \text{ mm}^4 \quad (10)$$

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} = 18.5 \text{ mm} \quad (11)$$

$$S_r = \frac{l_{ef}}{k} = 118.6216 \quad (12)$$

$$(S_r)_D = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = 76.78 \quad (13)$$

En el cálculo anterior vemos que la relación de esbeltez S_r es mayor que la constante de columna $(S_r)_D$, por lo tanto, estamos frente al caso de una columna larga. En estas circunstancias, se debe emplear la fórmula de Euler para calcular la carga crítica de pandeo:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l_{ef}^2} \quad (14)$$

$$P_{cr} = 618.414 \text{ kN}$$

Finalmente, para conocer la carga admisible se debe especificar un factor de diseño. Dado que SF=4, tenemos que

$$P_{permisible} = \frac{P_{cr}}{SF} \quad (15)$$

$$P_{permisible} = 154.6 \text{ kN}$$

C. Diseño la transmisión de potencia

La transmisión de potencia de la UTM30 no solo permite el posicionamiento del cabezal central, sino que, además se emplea para impulsar los tornillos en ensayos de materiales que alcancen esfuerzos de hasta 30 kN.

Un modelo esta capacidad es recomendada para polímeros en general, textiles, caucho de alto desempeño materiales de uso médico u odontológico, resortes, conductores eléctricos etc. Con un apropiado rendimiento tanto para tensión como compresión [2].

Entonces, para una carga $P_2 = 30 \text{ kN}$, $\lambda = 3.471^\circ$ y $u = 0.15$

$$F_2 = P_2 * \left(\frac{u \cos(\lambda) + \text{sen}(\lambda)}{\cos(\lambda) + u \text{sen}(\lambda)} \right) \quad (16)$$

$$F_2 = 6.378 \text{ kN}$$

El par necesario para impulsar esta carga es

$$T_2 = P_2 * \frac{d_p}{2} \left(\frac{u\pi d_p + L}{\pi d_p - uL} \right) + u_c P_2 \frac{d_c}{2} \quad (17)$$

$$T_2 = 237.284 \text{ N.m}$$

D. Selección del reductor

Para alcanzar altos torques se recomienda emplear un reductor helicoidal. La eficiencia en este tipo de equipo va desde 94% hasta 98% dependiendo del número de etapas, tomando en cuenta que estos valores corresponden a velocidades normales ya que en los arranques la eficiencia suele disminuir [11].

$$P_1 = \frac{T_2 n_2}{9550 \eta} f_s \quad (18)$$

Para $\eta = 0.98$, $n_2 = 90 \text{ rpm}$, $f_s = 1.3$

$$P_1 = 3.978 \text{ hp}$$

Por lo tanto, la potencia de entrada al reductor será dada por un motor de 4 hp de potencia, de preferencia trifásico, debido a sus ventajas en cuanto al tamaño y controlabilidad.

Tabla 3. Reductor recomendado

Componente	Características
Reductor	Reductor helicoidal Índice de reducción: 20 Par de salida: 237.284 N.m
Motor	Trifásico Potencia: 4 hp Velocidad: 1800 rpm
Piñón motriz	13 dientes Paso: 3/4"
Cadena	Número 60 De rodillos simple Paso: 3/4"

E. Resultados

Análisis estático de los tornillos de potencia

En este proceso se realiza las fijaciones, se aplica las cargas y se realiza un mallado adecuado.

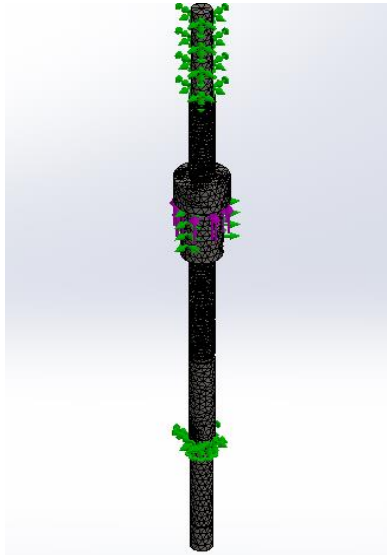


Fig. 3. Análisis estático de los tornillos

Resultados del análisis en los tornillos

- Análisis de Von Mises

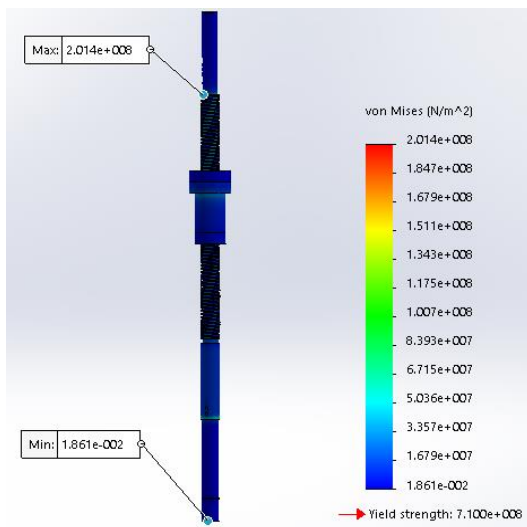


Fig. 4. Esfuerzo máximo de Von Mises

En este análisis se puede observar que el esfuerzo máximo de Von Mises es de 201.4 MPa, el cual se presenta en el tornillo de potencia y se encuentra por muy debajo de la resistencia del material que es 686.4655 MPa.

- Desplazamiento

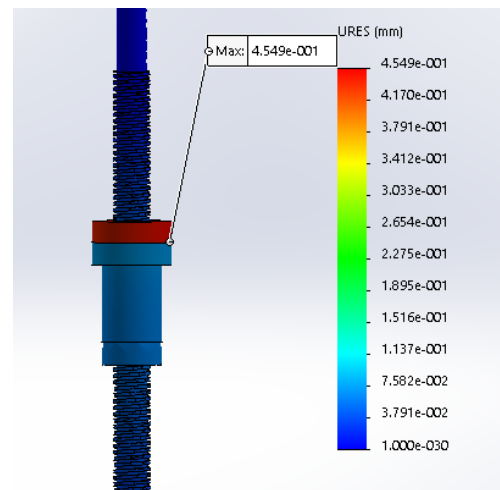


Fig. 5. Desplazamiento

En el análisis se determina el desplazamiento ocasionado por la aplicación de la carga, el mismo que es de 0.459 mm.

- Deformación unitaria

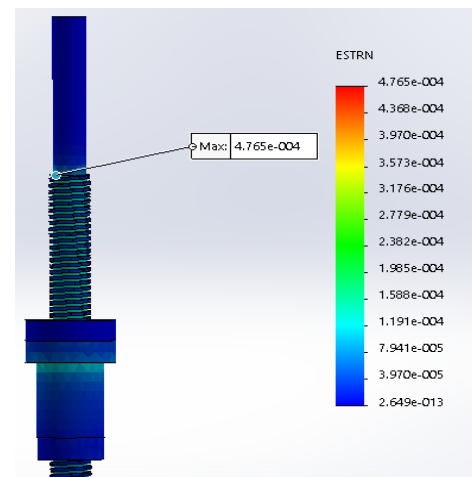


Fig. 6. Deformación unitaria

La deformación unitaria en este análisis alcanza un valor de 0.0004765 al final del filete de la rosca de potencia.

- Factor de seguridad de los tornillos

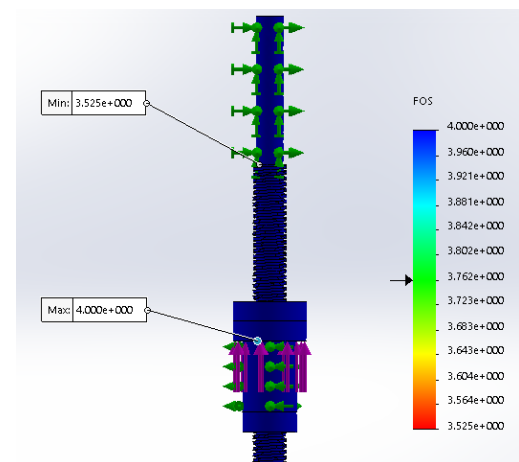


Fig. 7. Factor de seguridad

Con este análisis se determinó un factor de seguridad máximo igual a 4 y un mínimo de 3.525, el cual se localiza al final del filete de la rosca.

Análisis estático de los pilares

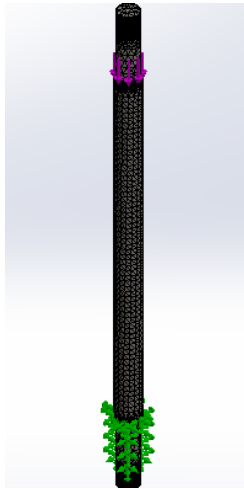


Fig. 8. Análisis Estático de los pilares

Para el análisis se realiza las fijaciones, se aplica las cargas y se realiza un mallado adecuado.

Resultados del análisis estático de los pilares

- Análisis de Von Mises

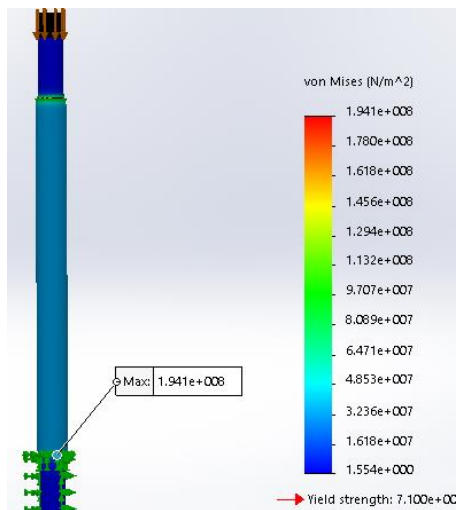


Fig. 9. Esfuerzo máximo de Von Mises

En este resultado tenemos que el esfuerzo máximo de Von Mises es de 194.1 MPa. Siendo la resistencia del material 710 MPa, vemos que el esfuerzo obtenido está por muy debajo de este valor, por lo tanto, el pilar puede soportar la carga de 150000 N sin ningún inconveniente.

- Factor de seguridad de los pilares

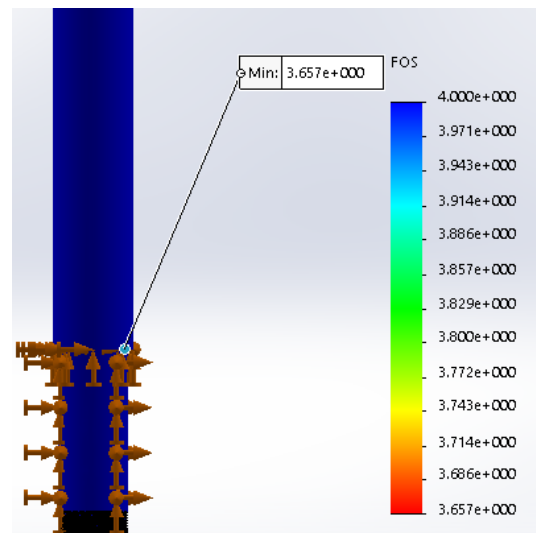


Fig. 10. Factor de seguridad-pilares

El factor de seguridad mínimo en este análisis es de 3.7 localizado en el redondeo del escalón de la parte inferior del pilar. Este valor se aproxima al valor establecido en el diseño, que es 4.

III. CONCLUSIONES

- Se seleccionó un sistema móvil de dos tornillos de potencia con un perfil de rosca cuadrada, paso igual a dos hilos/pulgada para una capacidad de 300 kN y dos columnas para una máquina de bloques cruzados.
- Se diseñó el sistema móvil siguiendo como referencia las especificaciones adoptadas por la serie 23-300 de Instron y adoptando un factor de seguridad 4.
- Se realizó el montaje respetando un sistema de ajuste de agujero base, H7 en los agujeros y k6 en los ejes para garantizar un correcto ensamblaje de la máquina.
- Se realizaron pruebas manuales para verificar el desplazamiento correcto del cabezal central a lo largo de los tornillos de potencia.

REFERENCIAS

- [1] TENSION, «Máquinas de ensayos de materiales, Equipos para procesamiento de puertas y ventanas,» 20 Junio 2018. [En línea]. Available: <http://tensontester.com/product-1-2-1-dial-type-testing-machine-es/132654/>.
- [2] INSTRON, 2017. [En línea]. Available: <http://www.instron.com.ar/-/media/literature-library/products/2018/01/2300-series-brazil-brochure.pdf>.
- [3] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas., México: Prentice Hall,

2006.

- [4] R. L. Norton, Diseño de máquinas. Un enfoque integrado, México: Prentice Hall, 2011.
- [5] G. SKF, Rodamientos, 2015.
- [6] J. R. Vilorio, MOTORES ELÉCTRICOS VARIACIÓN DE VELOCIDAD, Madrid: International Thomson Editores Spain Paraninfo, S. A., 2002.
- [7] D. C. Planchard, Solidworks 2016 Reference Guide, Miami: SDC, 2016.
- [8] A. V. Lázaro, Simulación con Solidworks, Lima: MACRO, 2014.
- [9] H. Gerling, Medición de longitudes, Barcelona: REVERTE, 2002.
- [10] J. Rodríguez Montes, L. Castro Martínez y J. C. Del Real Romero, Procesos industriales para materiales metálicos, 2a Edición ed., Madrid: VISION NET, 2006.
- [11] RAMFE, CATALOGO GENERAL DE SELECCIÓN.
- [12] Huerta, E. Corona, J. E. and Oliva, I, « Universal testing machine for mechanical properties of thin materials.,» *REVISTA MEXICANA DE FÍSICA*, 2010.
- [13] Moreno, J. López, G. Malagón, A. Henao, D., Diseño y construcción de una máquina básica de ensayos destructivos de tracción y torsión., Bogotá D.c.: Universidad de San Buenaventura, 2006.
- [14] FIE, Universal Testing Machine, Kolhapur.