DESDE 2013
https://repository.uaeh.edu.mx/revistas/index.php/icbi/issue/archive
Pädi Boletín Científico de Ciencias Básicas e Ingenierías del ICBI
ISSN: 2007-6363

Publicación Semestral Pädi Vol. 12 No. Especial 4 (2024) 81-91

Diseño de un banco de pruebas para la obtención de la curva torque-tensión de una junta atornillada.
Design of a test bench to obtain the torque-tension curve of a bolted joint.

Julio D. Cabal Velarde [a*], Luis F. Bolaños Lemus [a], Gabriel Ramírez Castro [a], Bryan Xochihua Rivera [a], Mayte Romero Mentado [a]

[a] *Universidad Aeronáutica de Querétaro, Carr. Querétaro-Tequisquiapan 22154, 76278 Santiago de Querétaro, QRO, México.*

Resumen

En este trabajo, se diseñó y se fabricó las partes principales de un banco de pruebas para determinar las curvas de torque-tensión de los tornillos típicos (UNF, Clase 3) usados en las uniones de los módulos de las turbinas de avión. Los tornillos y tuercas para unir estos módulos varían en tamaño y longitud, sin embargo, el propósito del presente trabajo es diseñar un banco de pruebas para tamaños en el rango 0.190 a 0.5 pulgadas de diámetro. Las curvas torque-tensión son muy importantes en las fases de diseño de detalle de juntas atornilladas, ya que con estas curvas se puede determinar de manera más precisa la precarga que alcanzada el tornillo para diferentes condiciones de trabajo, con o sin el uso de lubricación, y para uniones con diferentes materiales en su configuración es por eso que se utilizan piezas de asentamiento. Además, se realizaron modelos matemáticos, y simulaciones en elemento finito (MEF) para asegurar la integridad estructural de sus componentes. El documento solo abarca los análisis para el tornillo de 0.190-32UNF-3A, montado sobre el banco. Los resultados muestran que la integridad estructural tanto de la celda de carga (Aluminio), así como los demás componentes no son ven afectados, ya que los esfuerzos máximos están muy por debajo de la resistencia de los materiales utilizados. Sin embargo, para los demás tamaños se recomienda utilizar una celda de carga de INCO-718 para asegurar que se puedan determinar las curvas torque-tensión para los demás tamaños de tornillos en los rangos de torque establecidos en las normas.

Palabras Clave: Banco de Pruebas, Junta Atornillada, Lubricación, Precarga, Turbinas, Curvas Torque-Tensión.

Abstract

In this work, the main parts of a test bench were designed and manufactured to determine the torque-tension curves of typical screws (UNF, Class 3) used in the joints of aircraft turbine modules. The screws and nuts to join these modules vary in size and length, however, the purpose of the present work is to design a test bench for sizes in the range 0.190 to 0.5 inches in diameter. Torque-tension curves are very important in the detailed design phases of bolted joints, since with these curves the preload reached by the bolt can be determined more precisely for different operating conditions, with or without the use of lubrication, and for joints with different materials in their configuration, that is why seating pieces are used. In addition, mathematical models and finite element simulations (FEM) were carried out to ensure the structural integrity of the mating components. The document only covers the analyzes for the 0.190-32UNF-3A screw, mounted on the bench. The results show that the structural integrity of both, the load cell (Aluminum), and the other components are not affected, since the maximum stresses are well below the yield strength of the materials used. However, for the other sizes it is recommended to use an INCO-718 load cell to ensure that the torque-tension curves can be determined for the other screw sizes in the torque ranges established in the standards.

Keywords: Test Bench, Bolted Joint, Lubrication, Preload, Aircraft Turbines, Torque-Tension Curves.

1. Introducción

Las curvas toque-tensión son curvas muy utilizadas en la industria en las fases de diseño de detalle de una junta atornillada, ya que con éstas es muy fácil determinar la precarga de manera precisa, y así determinar a las condiciones a la que va a trabajar el elemento estructural de sujeción. Este tipo de curvas se obtienen de manera experimental, y no son

*Autor para la correspondencia: julio.cabal@unaq.mx
Correo electrónico: julio.cabal@unaq.mx (Julio Daniel Cabal-Velarde), boleluis@hotmail.com (Luis Fernando Bolaños-Lemus), gaberi.7235@gmail.com (Gabriel Ramírez-Castro), bryanxochihua@outlook.com (Bryan Xochihua-Rivera), mayromero0527@gmail.com (Mayte Romero-Mentado).

Historial del manuscrito: recibido el 10/07/2024, última versión-revisada recibida el 21/08/2024, aceptado el 19/09/2024, publicado el 30/11/2024. **DOI:** https://doi.org/10.29057/icbi.v12iEspecial4.13405

parte del dominio público, es información confidencial de las diferentes industrias. Además de que, para realizar este tipo de curvas, se requiere de equipos electrónicos especializados muy costosos.

La importancia de este tipo de proyectos en la formación de capital humano es muy importante, ya que prepara a los diseñadores a estar mejor capacitados en el diseño de juntas atornilladas, que son parte importante en cualquier estructura aeronáutica. Este conocimiento adquirido, le da al diseñador las nociones básicas para que éste pueda desempeñarse en el campo profesional.

En la industria moderna, la precisión y la fiabilidad de las uniones atornilladas son esenciales para garantizar la seguridad y el rendimiento de los sistemas estructurales. Una herramienta clave para lograr esta precisión, es la curva torque-tensión, que describe la relación entre el torque aplicado a un tornillo, y la tensión resultante en la unión. Estas curvas son fundamentales en las fases de diseño detallado, permitiendo a los ingenieros determinar la precarga óptima de manera precisa, y en consecuencia, asegurar las condiciones operativas adecuadas del elemento de sujeción. Las uniones metálicas han evolucionado significativamente desde sus primeras implementaciones, reflejando mejoras tecnológicas y necesidades industriales cambiantes. El remachado es uno de los métodos de unión utilizados para enlazar placas metálicas, produciendo una unión fija mediante el aplastamiento de las caras de los cilindros metálicos. Sin embargo, este método no se puede utilizar para todas las uniones de componentes estructurales, debido a la distribución de esfuerzos tensionales inaceptables en la junta, y a la insuficiente rigidez de las uniones, no cumpliendo con los estándares industriales modernos (ver Figura 1). Por lo tanto, se han implementado uniones mediante tornillos para obtener uniones desmontables con distribuciones de esfuerzos tensionales aceptables. A pesar de esto, los tornillos no pueden reemplazar por completo a los remaches en aplicaciones que se requieren uniones permanentes.

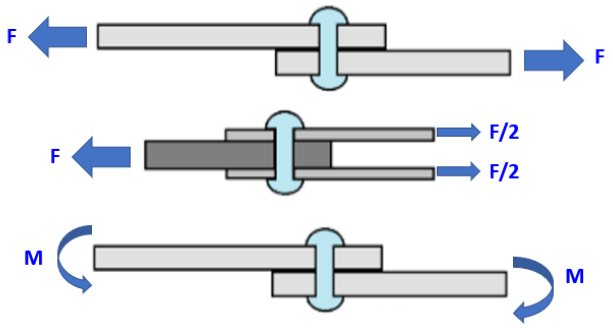


Figura 1: Unión con Remache.

Por otro lado, con la mejora de los electrodos revestidos, la técnica de soldadura emergió como la solución predominante para uniones estructurales permanentes, sustituyendo a los remaches. Sin embargo, debido a las condiciones de operación, los componentes sufren desgaste, teniendo una vida finita, por lo que se requiere diseñar juntas atornilladas para poder ensamblar, y desensamblar las piezas que requieran de algún mantenimiento. Las uniones metálicas son críticas en el diseño de estructuras mecánicas, ya que la correcta distribución de esfuerzos entre los componentes estructurales depende de la elección adecuada del tipo de unión. Las juntas atornilladas se destacan como un mecanismo eficaz para la transmisión de esfuerzos entre elementos estructurales, proporcionando una conexión firme y segura mediante el uso de tornillos, pernos o espárragos (Figura 2). El uso de equipos electrónicos es muy importante para estimar la precarga, y está precarga se va a distribuir en forma de campana de compresión a través de los elementos estructurales a unir, indicando un área de compresión variable, al igual que la rigidez.

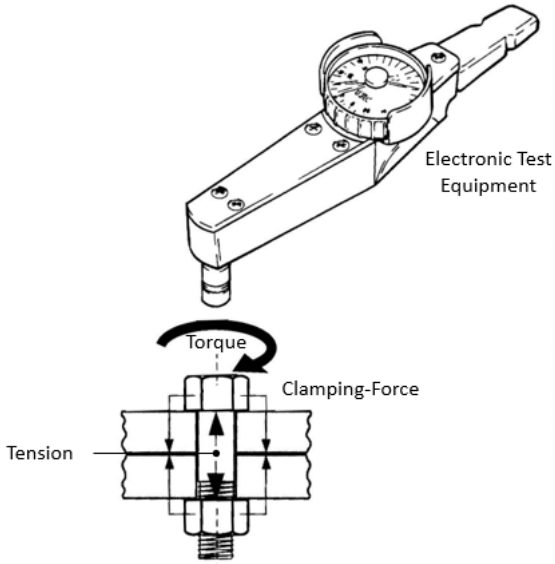


Figura 2: Unidad Electrónica para Medir Precarga en un Tornillo (IFI Industrial Fastener Institute, 2008).

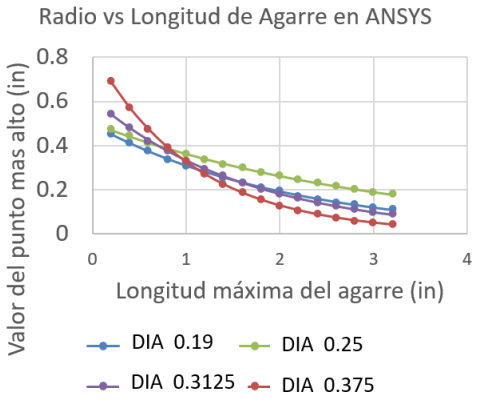


Figura 3: Gráficas del Radio del Cono Compresivo contra Longitud de Agarre en Elemento Finito (J. Cabal & Samaniego, Nicolas 2023).

La Figura 3 muestra un estudio reciente del cálculo de la campana de compresión para diferentes tornillos de uso aeronáutico. En la distribución de los esfuerzos compresivos dentro de las placas se puede observar que entre mayor sea el agarre, más plano se va haciendo el cono compresivo, reduciendo la rigidez de los elementos sujetados, generando una constante elástica de la unión más pequeña y beneficiosa para una junta estructural, ya que el tornillo verá menor carga externa en operación. Sin embargo, un diseño adecuado, requiere que haya un asentamiento adecuado de las piezas bajo la acción del cono compresivo. Además, en este estudio se determinaron funciones que pueden ser utilizadas para cálculos analíticos sin necesidad de correr simulaciones en elemento finito. Este cono compresivo depende de la precarga utilizada,

de ahí la importancia para estimarlo correctamente, las curvas torque-tensión son curvas que se usan en la industria para determinar de manera precisa la precarga del tornillo, y en consecuencia los esfuerzos a los que van a estar sujetos, tanto el tornillo como los elementos de sujeción.

Para formar una junta atornillada, se perforan agujeros piloto en las piezas a unir, y luego se insertan los tornillos, pernos o espárragos en estos agujeros. Los tornillos se aprietan usando un atornillador para asegurar una unión firme. La precisión en la aplicación del torque es crucial para garantizar la integridad de la unión.

La Figura 4 muestra como la fuerza de separación es directamente proporcional a la precarga, mayor precarga implica mayor fuerza para separar la junta, de ahí la importancia de calcular la precarga de manera precisa. En este contexto, las celdas de carga juegan un papel primordial. Estos dispositivos miden fuerzas y cargas aplicadas mediante la deformación elástica. Cuando se aplica una carga, la celda de carga se deforma ligeramente, y esta deformación con la ayuda de una galga extensiométrica se traduce en una señal eléctrica proporcional a la fuerza aplicada. Esto permite obtener una gráfica de la curva torque-tensión, esencial para optimizar el diseño, y predecir el comportamiento de la unión bajo diversas condiciones de carga.

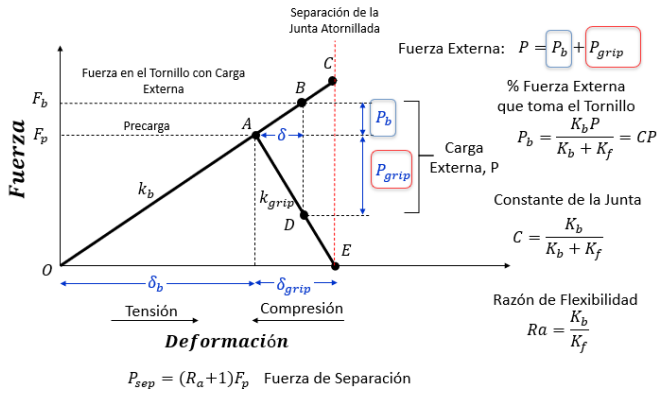


Figura 4: Diagrama Representativo del Comportamiento de una Junta Atornillada (J. Cabal & Samaniego, Nicolas 2023).

Este trabajo se enfoca en el diseño, y la fabricación de un banco de pruebas destinado a la obtención de las curvas torque-tensión de una junta atornillada. Para ello, se somete un tornillo de grado aeronáutico a diferentes torques específicos, y mediante la implementación de una celda de carga, se calcula la precarga aplicada en cada prueba. Existen en la literatura diferentes procesos de diseño mecánico, en este proyecto se utilizó la metodología de ROBERT NORTON (Robert L. Norton, 2010). En donde básicamente se siguieron 3 pasos principales: 1) el diseño de concepto, 2) el diseño de detalle, y 3) la validación estructural. Posteriormente, se hizo la manufactura. El diseño permite usar diferentes tamaños de tornillos (0.190 hasta 0.5 pulgadas de diámetro), y diferentes piezas de asentamiento (se pueden manufacturar de diferentes materiales) para permitir el paso del tornillo a través de ellos. La validación estructural del banco de pruebas se realiza a través de dos enfoques complementarios: el modelo teórico-matemático, y la simulación computacional en elemento finito (ANSYS®).

La meta es desarrollar un banco de pruebas para la realización de este tipo de curvas, para diferentes tipos de juntas atornilladas, diseñando el banco de pruebas junto con todos sus componentes, y llevando a cabo todos los análisis pertinentes junto con las simulaciones en elemento finito.

2. Galga extensiométrica

Una galga extensiométrica es un sensor que detecta un cambio dimensional, una deformación y lo convierte en una señal eléctrica la cual puede ser medida. Si se adhiere una galga extensiométrica a un material o alguna estructura, se puede conocer su tensión y los cambios de forma o cuándo se produce la deformación. La galga extensiométrica tiene una hojuela metálica fotograbada en un patrón de rejilla en el aislador eléctrico de resina fina e incluyendo las terminales, como se puede observar en la estructura de la Figura 5. Las galgas extensiométricas son sensores cuya resistencia varía con la fuerza aplicada. Estos sensores convierten la fuerza, presión, tensión, peso, etc., en un cambio de la resistencia eléctrica el cual puede ser medido, y este tipo de sensores son los elementos más importantes en el diseño de transductores de presión, y células de carga.

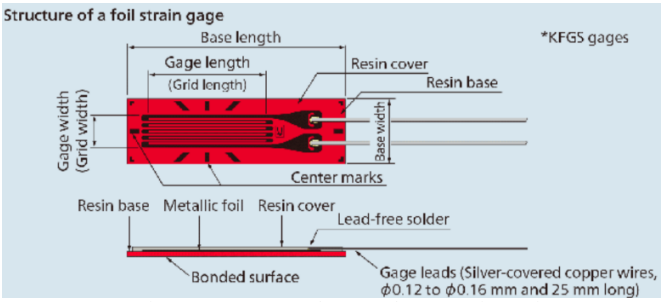


Figura 5. Estructura de una galga extensiométrica. (KYOWA ELECTRONIC, s.f.).

Cada metal tiene su resistencia específica. Una fuerza de tensión o compresión externa cambia esta resistencia. Suponga que la resistencia original es R y la deformación provoca un cambio en la resistencia, ΔR:

$$\frac{\Delta R}{R} = k_s\left(\frac{\Delta L}{L}\right) = k_s\varepsilon, \quad (1)$$

donde el factor "k_s" en (1) es el factor de galga, que básicamente es un coeficiente de sensibilidad, y la deformación unitaria está dada por la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}. \quad (2)$$

La galga será instalada en una de las vigas de la celda de carga como se muestra en la Figura 6, para posteriormente hacer una calibración y empezar a realizar mediciones, esta parte de la instalación y la calibración es parte de una acción futura de la continuidad de este proyecto base.

3. Celdas de carga

Una celda de carga es un sensor electromecánico que mide fuerza o peso. La celda de carga más utilizada es la de galga extensiométrica. Utiliza un ensamble de barra con varias galgas extensiométricas montadas en una configuración de puente Wheatstone, de modo que la aplicación de una fuerza provoca una tensión medida por las galgas. Estos dispositivos se calibran para que la fuerza se relacione directamente con el cambio de resistencia. La Figura 6 muestra diferentes

configuraciones de celdas de carga. La viga de flexión múltiple es de las más utilizadas, la carga se repartiría en el número de vigas utilizadas, y se pudiese estudiar la viga a flexión en voladizo para estimar las deformaciones en donde se quiera colocar la galga, en este trabajo de investigación se utiliza el método de doble integración para determinar las deformaciones en la viga, para la celda propuesta (Viga de Flexión Múltiple) para el banco de pruebas.

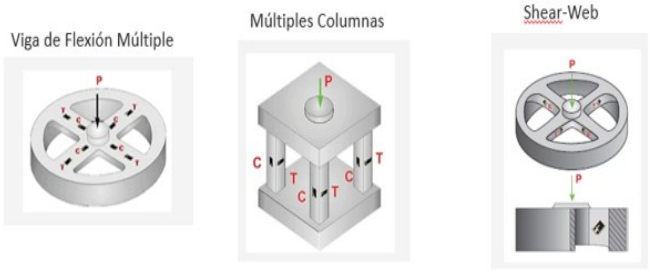


Figura 6. Estructuras de Celdas de Carga poseen Galgas Extensiométricas (NI, National Instrument CO, 2024).

4. Modelo Matemático Método de Doble Integración.

El método de doble integración es el más general para determinar deflexiones en vigas. Se usa para resolver combinaciones de cargas, y condiciones de apoyo en vigas estáticamente determinadas e indeterminadas. Requiere escribir las ecuaciones de momento flector interno, y luego obtener las ecuaciones de deformación angular, y de deflexión mediante el cálculo integral. Este método permite determinar directamente el punto de máxima deflexión. La ecuación diferencial de la elástica está dada por (3):

$$M(x) = EI\frac{d^2y}{dx^2}. \tag{3}$$

El producto 'EI' se conoce como la rigidez a flexión, y si varía a lo largo de la viga, debe expresarse en función de 'x' antes de integrar la ecuación diferencial. Para una viga prismática, la rigidez a flexión es constante. Podemos entonces multiplicar ambos miembros de la ecuación por el módulo de rigidez e integrar respecto a 'x'. Planteando;

$$EI\left(\frac{dy}{dx}\right) = \int_0^x M(x)\,.dx + C1, \tag{4}$$

donde 'C1' en (4) es una constante de integración que depende de las condiciones de frontera, como se explicará más adelante. Como la variación de las deflexiones es muy pequeña, es satisfactoria la aproximación:

$$\frac{dy}{dx} = \theta. \tag{5}$$

De modo que con (5) se puede determinar la inclinación de la recta tangente a la curva de la elástica para cualquier posición 'x' de la viga. Integrando nuevamente en ambos lados de la (5), tenemos

$$EI[y(x)] = \int_0^x \left(\int_0^x M(x)\,.dx + C_1\right)dx + C_2. \tag{6}$$

Mediante esta expresión obtenemos la ecuación para calcular la deflexión en cualquier distancia 'x' desde un extremo de la viga. Las constantes de integración 'C1' y 'C2' dependen de las condiciones de frontera, determinadas por la deflexión y/o el ángulo de deflexión en puntos específicos, generalmente en los apoyos.

La celda de carga que se va a manufacturar para el banco de pruebas es del tipo flexión múltiple, y prácticamente con 4 barras, por lo tanto, el cálculo de las deformaciones para el modelo matemático, va ser como si se tuviera una viga en voladizo, en donde la fuerza aplicada en el extremo libre se reparte en 4. Las condiciones de frontera del modelo matemático se muestran a continuación:

$$x = 0 \rightarrow y = 0$$
$$x = 0 \rightarrow \theta = 0$$

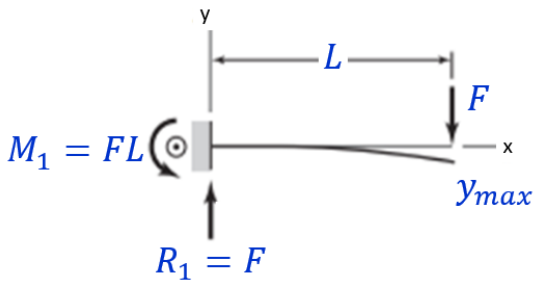


Figura 7. Diagrama de cuerpo libre de la viga en cantiléver.

Del diagrama de cuerpo libre de la viga en voladizo de la Figura 7, y haciendo un corte en cualquier plano entre cero y L, tenemos que el momento interno en función de la posición en la barra estaría dado por (7):

$$M(x) = Fx - FL. \tag{7}$$

Integrando una vez obtenemos:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{EI}\left[\frac{Fx^2}{2} - FLx + C_1\right]. \tag{8}$$

Volviendo a Integrar

$$y = \frac{1}{EI}\left[\frac{Fx^3}{6} - FL\frac{x^2}{2} + C_1x + C_2\right]. \tag{9}$$

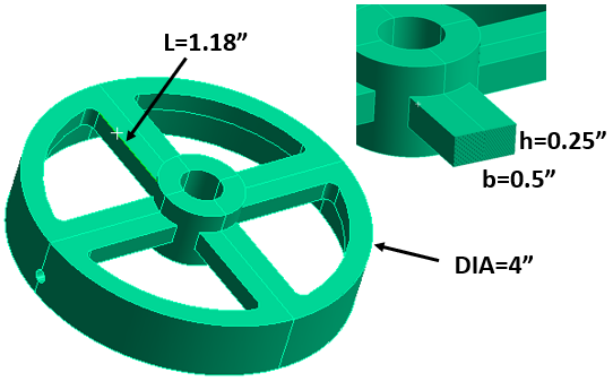


Figura 8. Medida del Largo y Sección Transversal de la Viga en la Celda de Carga.

Utilizando las condiciones de frontera, C1 y C2 son cero. entonces la deformación en la viga estaría dada por (10):

$$y = \frac{1}{EI}\left[\frac{Fx^3}{6} - FL\frac{x^2}{2}\right]. \tag{10}$$

El valor máximo de deflexión está en donde está la carga, en el extremo libre, en x=L, por lo tanto, la deflexión máxima es de

$$y_{max} = -\frac{1}{EI}\left[\frac{FL^3}{3}\right]. \quad (11)$$

F es dividida entre las cuatro vigas de la celda. Para el caso en que la precarga sea de 50 lb, tenemos que la fuerza en el extremo de cada viga es de 12.5 lb, la longitud efectiva de la viga (Figura 8) es de 1.18 pulgadas, la sección transversal es de 0.5 pulgadas de base, y 0.25 pulgadas de altura. Por otro lado, el material de la celda de carga es un Aluminio 6061, cuyo módulo de elasticidad es de $9.9x10^6\ PSI$.

Por lo tanto, el momento de inercia con respecto al eje horizontal centroidal de la sección transversal está dado por (12):

$$I_z = \frac{1}{12}bh^3. \quad (12)$$

Entonces:

$$I_z = \frac{1}{12}(0.5in)(0.25in)^3 = 0.000651042\ in^4.$$

Sustituimos las características geométricas, el material y la fuerza aplicada por barra en (11), tenemos que la deformación máxima en el extremo de la barra es de:

$$y_{máx} = \frac{-\left(\frac{50}{4}lbf\right)(1.18in)^3}{3(9.9x10^6psi)(0.000651042\ in^4)} = -0.00106\ in.$$

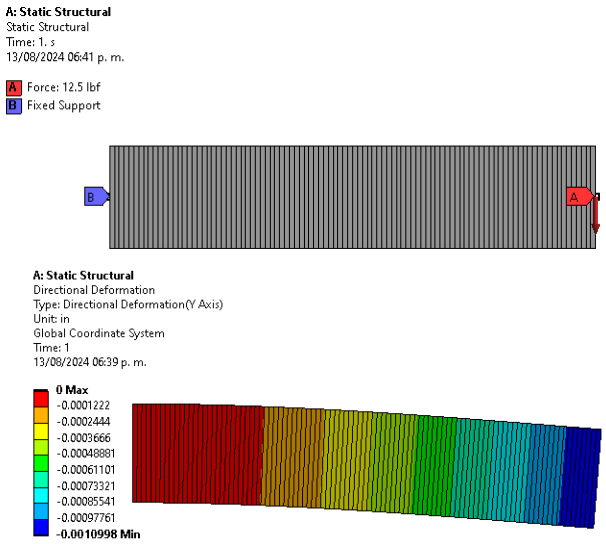


Figura 9. Modelo de elemento finito de Viga en Voladizo en ANSYS.

Haciendo el mismo cálculo, pero variando la precarga en el tornillo hasta 550 libras máximo, tenemos los resultados de la deformación de la barra en la Tabla 1. Como se puede observar el comportamiento es lineal, algo que se espera en un diagrama torque-tensión típico. La precarga se puede incrementar aún más, sin embargo, se está utilizando una precarga máxima de 550 lb, que está ligeramente arriba de la precarga nominal generada para un tornillo de 0.190 inches de acuerdo con la Norma (Fastener Design Manual, NASA-RP-1228). Para propósito de comparación, se hizo una simulación de la viga en voladizo en 2D en ANSYS, esto con el fin de comparar con los resultados obtenidos en el modelo analítico. La Figura 8 muestra las condiciones de frontera, y los resultados de deformación en la dirección vertical. El modelo analítico muestra una deformación máxima de 0.00106 inch, mientras que la simulación es de 0.00109 inch. En la Figura 9 se muestra el modelo de elemento finito.

Tabla 1: Deformaciones Máximas del Método Analítico.

Precarga (libras)	Deformación Máxima (pulgadas)
50	0.00106
150	0.00319
250	0.00531
350	0.00744
450	0.00956
550	0.01168

5. Manufactura del Banco de Pruebas y Celda de Carga

El proyecto fue financiado por el programa de nuevos talentos en la Universidad Aeronáutica en Querétaro (UNAQ), el presupuesto total fue de 30,500 pesos mexicanos.

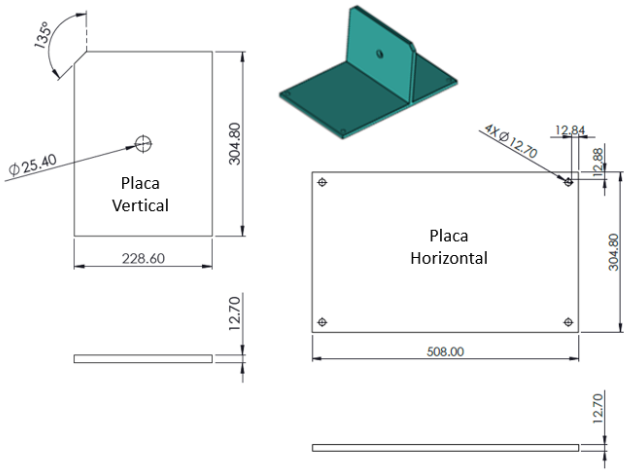


Figura 10. Plano de Fabricación del Banco de Pruebas (Dimensiones en mm).



Figura 11. Banco de Pruebas Manufacturado (Laser&Manufacturing QRO).

El banco de pruebas es manufacturado (Laser&Manufacturing QRO) utilizando una de placa de acero A36 de media pulgada, esclareciendo así costos de corte láser con base en las medidas del plano acotado (Figura 10), y soldadura estándar nominal acotada en el mismo para generar la rigidez óptima para pruebas de torque, además de los 4 barrenados inferiores para sujeción (12.7 mm), como el barrenado centrado principal (25.40 mm) para la obtención de

la curva torque-tensión, y permitir el paso a varios tamaños de tornillos.

La Figura 11 muestra el banco manufacturado. El presupuesto y la cotización final se muestra en la Tabla 2 para cada uno de los componentes del Banco de Pruebas. La Figura12 muestra las dimensiones de la celda de carga, y la Figura 13 la manufactura de la Celda, y las piezas de asentamiento.

El diámetro interno de las piezas de asentamiento se maquinó a distintos diámetros para permitir el paso de los tornillos desde 0.190 hasta 0.5 pulgadas de diámetro.

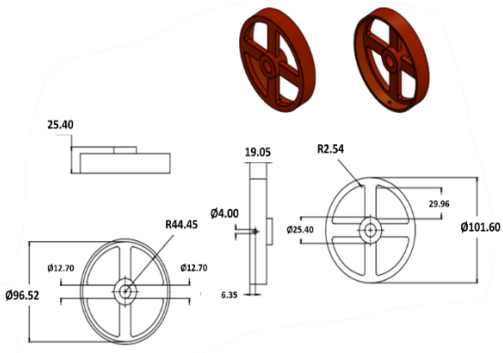


Figura 12. Plano de Fabricación de la Celda de Carga (Dimensiones en mm).

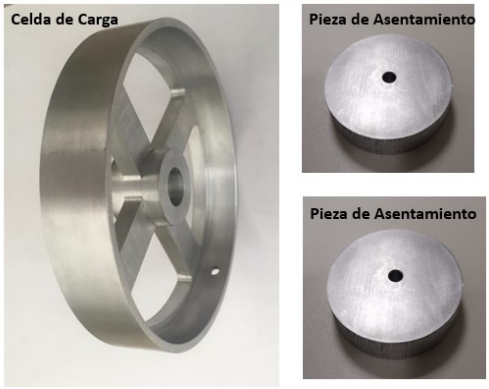


Figura 13. Celda de Carga y Pieza de Asentamiento Manufacturadas en Aluminio 6061.

Tabla 2: Presupuesto y Cotización.

Rubro	Costo (Pesos)
Becas de Estudiantes	18,000
Banco de Pruebas y Componentes	7,000
Galgas Extensiométricas	1,000
Impresión 3D de Celda (PET)	1,000
Tornillos	500
Tuercas	500
Torquímetro	2,000
Memoria USB para respaldo de memoria de cálculos y diseños	500
Total	**30,500**

6. Simulación de Elemento Finito del Banco de Pruebas con Celda de Carga.

Los análisis por elemento finito son muy importantes en el diseño de celdas de carga. Ya que estos análisis nos permiten localizar las zonas de mayor sensibilidad en la estructura para poder utilizar una galga extensiométrica en una posición adecuada para las mediciones, para no dañarlas en zonas donde haya deformaciones que puedan exceder los límites de las mismas. Además, que nos permite hacer las calibraciones pertinentes con la parte experimental. El proceso comienza exportando la geometría al *software* de elemento finito (ANSYS® Mechanical™), en donde se aplican cortes estratégicos a los diferentes componentes para mejorar el mallado, como se muestra en la Figura 15. Dividir el modelo en cuatro partes permite una mejor refinación de la malla, y, por ende, resultados más precisos. Esta técnica simplifica el proceso de asignación de propiedades, y condiciones de contorno, además de reducir la complejidad computacional sin comprometer la precisión de los resultados.

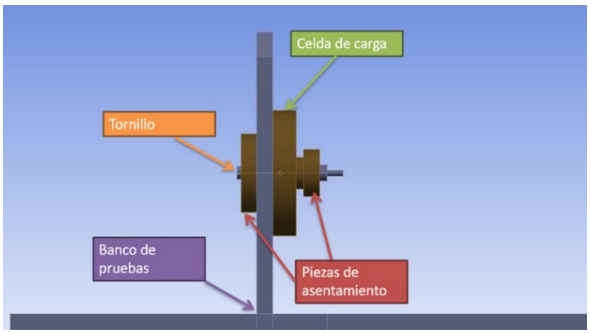


Figura 14. Modelo geométrico del banco de pruebas.

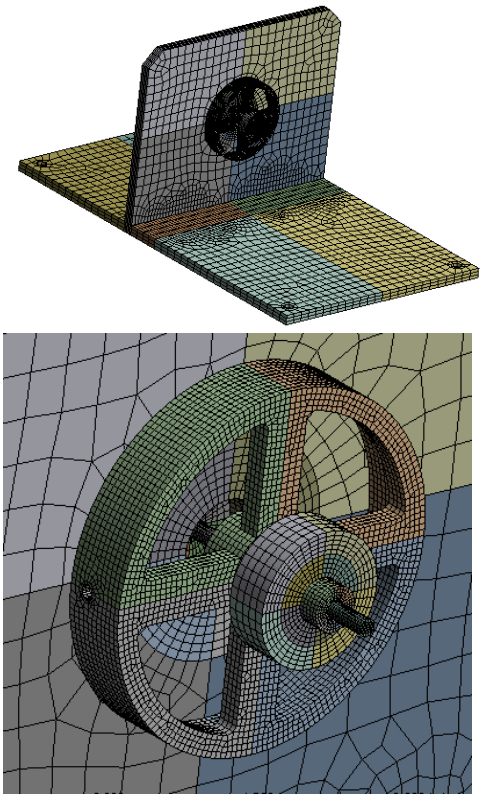


Figura 15. Malla de banco de pruebas con la celda de carga montada.

La Figura 14 muestra el modelo geométrico de todos los componentes del banco de pruebas: 1) Banco de Pruebas, 2) Piezas de Asentamiento (frontal y trasera), 3) Celda de Carga, y 4) Tornillo y Tuerca. Para las piezas de asentamiento, y la celda de carga se utilizó un aluminio Al-6061, esto se debe porque es uno de los materiales más utilizados (ABC-

Aluminum Solution, 2020) en la ingeniería aeronáutica como aeroespacial, para el banco, tornillo y tuerca se utiliza un acero estructural A36, mismo caso que es el material más utilizado en los bancos de prueba, debido por la resistencia, y que es excelente en el uso de pruebas de torque-tensión. Sin embargo, el objetivo es considerar varios materiales, tanto para el tornillo, como para las piezas de asentamiento, con el fin de simular cualquier tipo junta atornillada que se desee diseñar.

Para la simulación, se utiliza una malla fina con tamaño del elemento de 0.05 mm (de acuerdo con el análisis de convergencia de malla). En la Figura 15 podemos observar el modelo final mallado (166165 nodos, 35980 elementos), así como la celda de carga. Los análisis de convergencia de malla aseguraron la precisión en los resultados de los análisis en elemento finito. Se generaron contactos en todas las interfaces.

La malla se ajusta a los requisitos específicos, reflejando fielmente la geometría real del objeto. La densidad de la malla se ha optimizado para capturar las variaciones importantes, especialmente en áreas críticas (áreas de mayor concentración de esfuerzos). Se evitan transiciones abruptas para mejorar la precisión, y las condiciones de contorno se modelan con precisión. Además, se verifica exhaustivamente la calidad de los elementos de la malla. La Figura 16 muestra las condiciones de frontera, y los contactos en todas las interfaces.

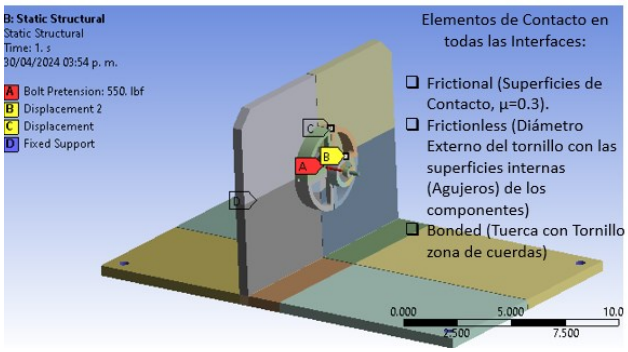


Figura 16. Condiciones de frontera del modelo completo.

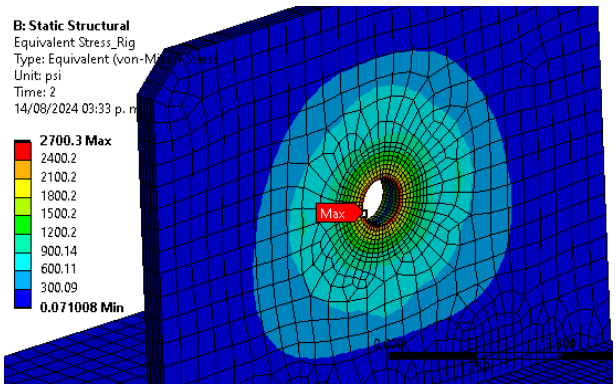


Figura 17. Esfuerzos de von-Mises en el Banco de Pruebas.

La simulación se corrió con una precarga máxima de 550 libras, y utilizando un tornillo de diámetro de 0.190 inch. Los resultados muestran que el banco de pruebas tiene un esfuerzo efectivo máximo de 2.7 ksi. La Figura 17 muestra el mapa de esfuerzos efectivos (von Mises). La resistencia estructural de este acero está en 58 ksi (A36) en propiedades mínimas.

Los resultados de la simulación para las piezas de asentamiento y la celda de carga, muestra que en las piezas de asentamiento los esfuerzos efectivos máximos están por debajo de 5 ksi, mientras que la celda de carga están alrededor de 20 ksi, y estos esfuerzos están localizado en las vigas en la zona de transmisión de la carga en la parte central de la pieza. Estás piezas son de Aluminio AL-6061, cuya resistencia de material está en 40 ksi. Por lo tanto la integridad estructural de los componentes no se ve afectada.

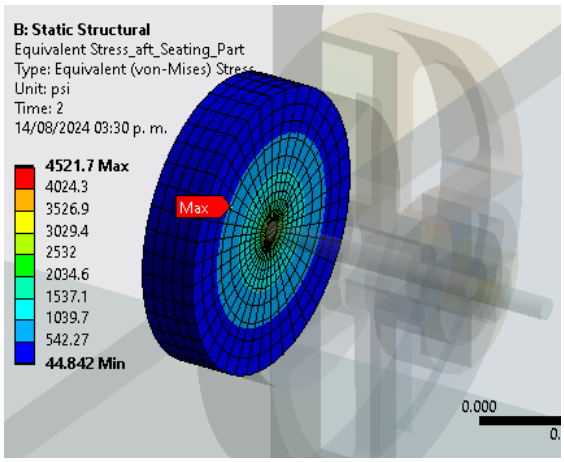


Figura 18. Esfuerzos Efectivos en Pieza de Asentamiento Trasero (4.6 ksi Máximo).

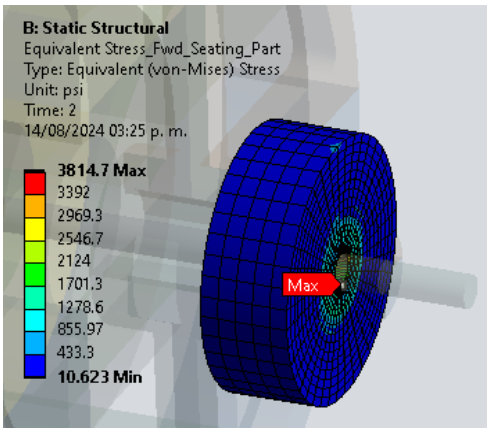


Figura 19. Esfuerzos Efectivos en Pieza de Asentamiento Frontal (3.8 ksi Máximo).

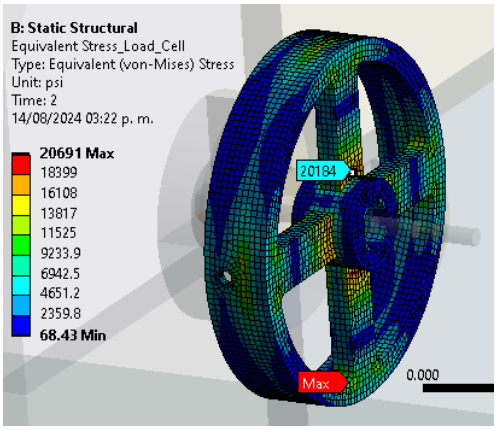


Figura 20. Esfuerzos Efectivos en Celda de Carga de Aluminio (20.7 ksi Máximo).

La Figura 18 y 19 muestran la distribución de los esfuerzos de estas piezas de aluminio para la condición descrita anteriormente. La pieza de asentamiento en la parte trasera muestra esfuerzos efectivos de 4.6 ksi máximo, mientras que la pieza de asentamiento frontal, tiene esfuerzos efectivos de alrededor de 3.8 ksi. La Celda de Carga de Aluminio (Figura

20) muestra esfuerzos efectivos de alrededor de 20.7 ksi para la carga máxima aplicada de 550 lb. Esfuerzos que están dentro del rago permisible para no dañar los componentes durante la obtención de la curva torque-tensión.

Finalmente, se hizo una comparativa de la distribución de esfuerzos de la celda de carga montada en el banco de pruebas, y sin montar, esto con el fin de evaluar si para futuros proyectos con celdas de carga manufacturadas con geometrías diferentes, se podría simplificar la simulación, sin necesidad de montarla al banco de pruebas, ya que esto requiere de mas recursos computacionales.

Los resultados muestran que sin montar la celda, los esfuerzos efectivos están alrededor de 21 ksi (Figura 21), y montado de 20.6 ksi (Figura 20), una variación de 0.4 ksi, una variación del menos del 2%, lo cual indica que no es necesario montar la pieza para obtener resultados confiables, y en menor tiempo.

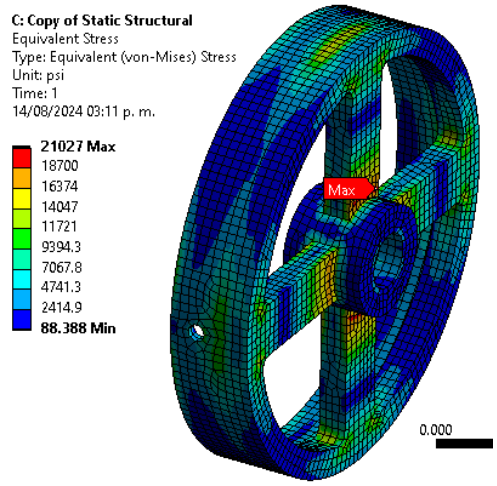


Figura 21. Esfuerzos Efectivos en Celda de Carga sin Montar.

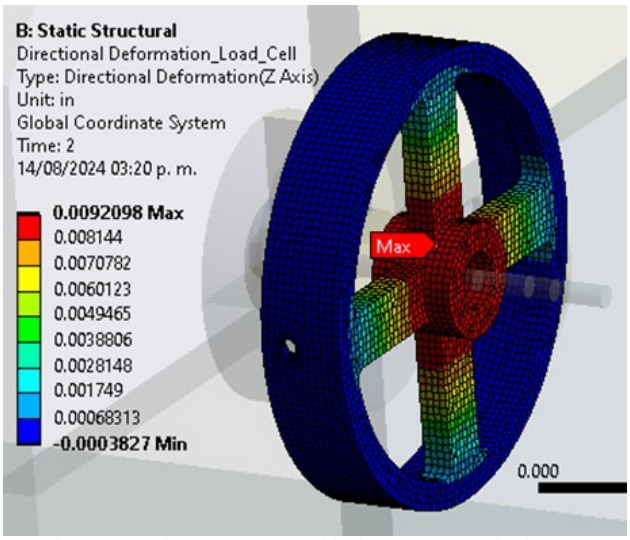


Figura 22. Deformaciones en Celda de Carga Montada al Banco (0.0092 pulgadas Máximo).

La Figura 22, muestra la deformación en pulgadas de la celda de carga en la dirección axial, y podemos observar que las deformaciones de la celda de carga montada y sin montar, prácticamente son lo mismo. La deformación máxima axial es de 0.0092 pulgadas en la celda montada, mientras que sin montar (Modelo Simplificado) es de 0.00926 pulgadas. La distribución de la deformación en el modelo es prácticamente la misma. Por lo que el modelo simplificado (Figura 23) es confiable.

El análisis de deformación máxima mediante el método analítico proporciona el comportamiento de esta variable en relación con la precarga aplicada. Los datos revelan un aumento gradual proporcional de la deformación máxima a medida que se incrementa la precarga. Por ejemplo, con una precarga de 50 lb, la deformación máxima es de 0.00106 pulgadas, mientras que, con una precarga de 550 lb, ésta aumenta a 0.01168 pulgadas. Este aumento lineal en la deformación máxima en función de la precarga sugiere una relación proporcional entre ambas variables. Esta relación es fundamental para comprender cómo la precarga en el tornillo afecta la deformación estructural, lo cual es crucial en el diseño, y la ingeniería estructural de este tipo de juntas atornilladas. Por otro lado, en elemento finito (ANSYS®), el comportamiento debe ser igual. Los resultados se presentan de manera más visual en la Tabla 3, y la Figura 24, ya que permiten una mejor comprensión de esta relación en sus curvas torque-tensión en el diseño de juntas atornilladas.

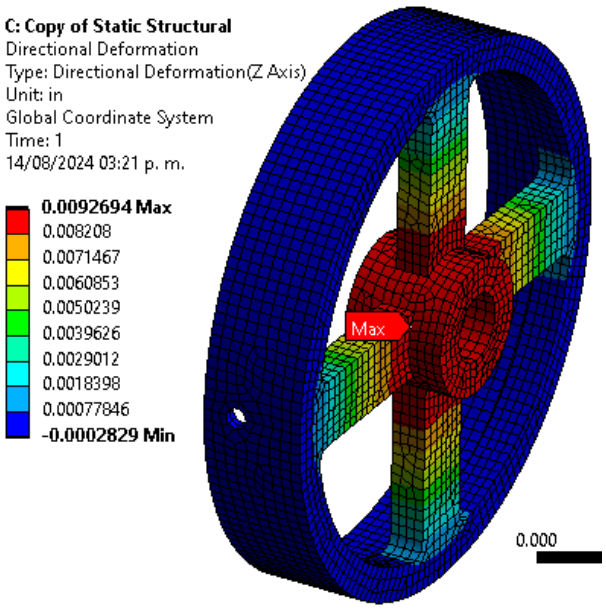


Figura 23. Deformaciones en Celda de Carga sin Montar al Banco (0.0093 pulgadas Máximo).

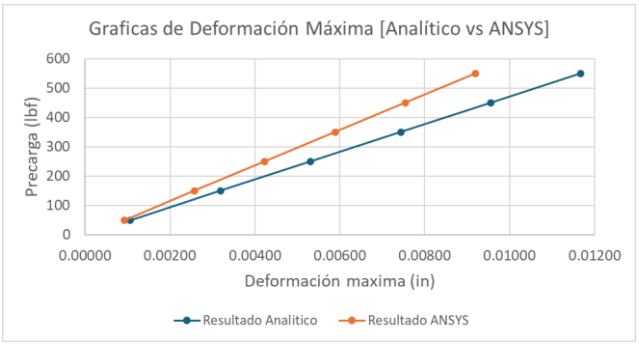


Figura 24. Curva de Precarga contra Deformación, Analítico versus Elemento Finito (ANSYS).

Los resultados del análisis muestran que la deformación máxima varía según la precarga aplicada. Por ejemplo, con una precarga de 50 lb, la deformación máxima es de 0.00092

pulgadas, mientras que, con 550 lb, aumenta a 0.0092 pulgadas. La representación gráfica en ANSYS® facilita la visualización de esta relación, permitiendo comprender cómo cambia la deformación en respuesta a diferentes niveles de precarga.

La Tabla 4 muestra una comparativa de las deformaciones obtenidas por el método analítico contra la simulación. Los resultados muestran una pendiente menor, la desviación es del 21% en el punto de máxima precarga.

Tabla 3: Deformaciones Máximas en ANSYS.

Precarga (lbf)	Deformación (pulgadas)
50	0.00092
150	0.002576
250	0.004232
350	0.005888
450	0.007544
550	0.0092

Tabla 4: Deformaciones Máximas Analítico versus Elemento Finito (ANSYS®).

Precarga (lbf)	Deformación Analítico (pulgadas)	Deformación ANSYS (pulgadas)	Desviación
50	0.00106	0.00092	13%
150	0.00319	0.002576	19%
250	0.00531	0.004232	20%
350	0.00744	0.005888	21%
450	0.00956	0.007544	21%
550	0.01168	0.0092	21%

Por otro lado, los esfuerzos efectivos máximos en la simulación varían de manera lineal. Los resultados del análisis utilizando el criterio de Von Mises ofrecen una evaluación adicional de las deformaciones, vital para la seguridad del material bajo diferentes precargas. Estos resultados complementan las observaciones anteriores, proporcionando una visión más completa de la respuesta estructural, y material del componente analizado. Finalmente, el tornillo muestra un esfuerzo efectivo máximo de 37.8 ksi, lo cual está dentro de la resistencia del material del tornillo.

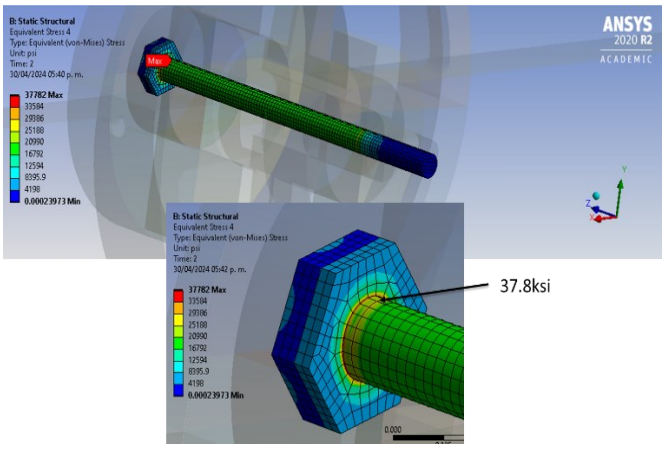


Figura 25. Esfuerzos efectivos en el Tornillo en ANSYS.

Los esfuerzos máximos están en la cabeza del tornillo en la zona de transición con la parte del cuerpo del tornillo, en donde va un radio de filete. La Figura 25 muestra el mapa de esfuerzos.

El máximo esfuerzo efectivo es de 37.8 ksi, la resistencia del material del tornillo (Acero al Carbón Templado) está en 80 ksi, por lo que se asegura la integridad estructural del tornillo. Al banco de Pruebas está diseñado para adaptar otros tipos de tamaño de tornillo, así como piezas de asentamiento de diferentes materiales, con el fin de obtener las curvas torque tensión con los materiales seleccionados para el diseño.

7. Lubricación en Junta Atornillada

De manera analítica se puede utilizar la (15) (Shigley, 2018) para calcular la precarga generada en el tornillo, basta con despejar "Fi" de la ecuación con su respectivo coeficiente de par de torsión. Es importante destacar que los valores pueden variar significativamente debido a los diferentes materiales utilizados, y sus propiedades, así como los lubricantes a usar en caso de que lleve o no lubricación en las cuerdas, y en la cara de asentamiento de la tuerca.

$$T = KF_i d. \tag{15}$$

(15) describe la relación entre el par de torsión (T) aplicado a un tornillo, la precarga (F_i), y su diámetro nominal (d). La Tabla 5 muestra los coeficientes de par de torsión, K.

Tabla 5: Coeficientes de par de torsión K (G. Budyanas & J. Nisbett, 2018).

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Existe una gran necesidad de que los componentes de las aeronaves se mantengan unidos por juntas atornilladas, debido a las condiciones a las que se someten. Además, este tipo de uniones son vitales para mantener otros componentes mayores acoplados todo el momento a la aeronave. Por lo tanto, el entender su comportamiento, así como determinar los esfuerzos, y las deformaciones, es muy importante para mantener la integridad estructural de los componentes.

Para determinar de manera precisa la precarga para un torque determinado, se hace una prueba experimental del tipo de configuración de la junta atornillada, con los materiales y acabados superficiales de las superficies de contacto, tomando en cuenta si va a haber lubricación o no. Como puede observarse en la Figura 22, la lubricación es un factor muy importante, ya que reduce la fricción durante el apretado, permitiendo mayor precarga en el tornillo, incrementando la fuerza necesaria para separar la junta, alargando la vida de servicio del perno, siempre y cuando esté dentro de límite de esfuerzo aceptables para el ensamble y la operación.

La variación en los coeficientes de fricción afecta la cantidad de precarga obtenida a un torque específico. Una fricción más alta da como resultado menos conversión de torque a precarga. Para establecer con exactitud el valor de torque requerido debe conocerse el valor del coeficiente de fricción suministrado por el fabricante del lubricante. Los

compuestos lubricantes o anti-aferramiento deben aplicarse a la superficie de contacto de la tuerca, y a las roscas macho.

Para un tornillo 10-24 Clase 8 (150 ksi), la primera cifra, "10", representa el diámetro mayor del tornillo, que es de 0,19 pulgadas, y la segunda cifra "24", indica el número de hilos por pulgada del tornillo, la clase es debido a la capacidad estructural del Tornillo. EL torque de acuerdo a la norma (Barret R., 1990) para este tamaño de tornillo va desde 23-34 lb-in. Entre más pequeño sea el coeficiente de par de torsión, implica una mejor lubricación.

En la curva (Figura 26) se puede observar la precarga absorbida por el tornillo en el rango de torque de acuerdo con la norma, y se puede observar una gran diferencia si va lubricado o sin lubricar. De aquí la importancia de obtener estas curvas de manera precisa, para tener una mejor estimación del comportamiento de la junta atornillada, y poder determinar en paralelo, si los componentes van a resistir estructuralmente a las condiciones de ensamble y operación.

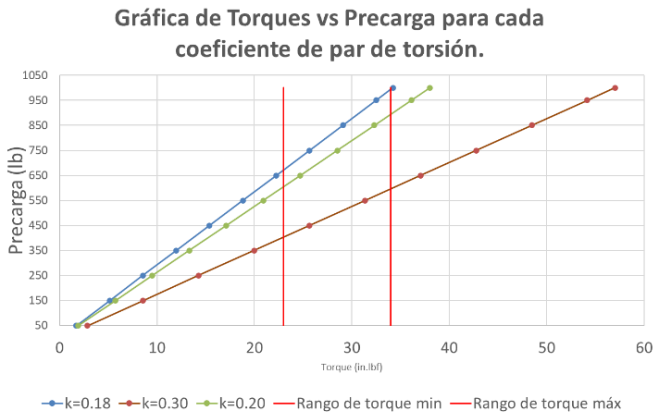


Figura 26. Curva Torque Tensión para diferentes valores de k.

Sin recubrimiento, se observa que, para un torque significativamente alto, genera menor precarga en el tornillo debido a la fricción. La fricción es una fuerza no conservativa, es un disipador de energía, por lo que el tornillo absorbe menor energía en forma de deformación, implicando una menor precarga, y con lubricación se absorbe mayor energía. Es por eso la importancia de lubricar o no una junta atornillada.

Finalmente, como acción futura de este proyecto se tienen contemplado instalar la galga extensiométrica para llevar a cabo la parte experimental. La Figura 27 muestra la manufactura de todos los componentes.



Figura 27. Banco de Pruebas con Celda de Carga Instalada.

8. Conclusiones

La convergencia entre los modelos matemáticos, y las simulaciones en elemento finito (ANSYS), subraya la precisión en el comportamiento de los resultados encontrados. La deformación máxima en las vigas de la celda por el modelo matemático, y por la simulación tienen una desviación menor al 22%, siendo inferior la simulación con respeto al modelo matemático. La razón de utilizar un modelo matemático simplificado es evitar la simulación en elemento finito, ya que implica un menor tiempo de análisis, y el objetivo es asegurar la integridad estructural de la celda de carga para obtener las curvas de torque-tensión en el rango permitido por la norma en cuanto al tamaño de tornillo.

El modelo analítico es conservativo con respecto a la simulación, sin embargo, como se puede observar en las gráficas, entre mayor sea la precarga, mayor será la desviación del modelo matemático con respecto a la simulación. Se puede observar una carga de 50 libras, la desviación está en el orden del 13%, mientras que, a 550 libras, la desviación es del 21%.

Se puede observar una pendiente mayor en la simulación que en el modelo matemático. Se recomienda usar el modelo simplificado en elemento finito, ya que, con éste, si hay una buena resolución en comparación con el modelo de elemento finito montado al banco de pruebas. También podemos observar que la lubricación afecta la pendiente de este tipo de curvas, de ahí la importancia si en un ensamble se lubrica o no la junta atornillada.

La simulación en elemento finito presentada en este documento se hizo para el tornillo más pequeño 0.190-32UNF-3A, junto con sus piezas de asentamiento. Los esfuerzos efectivos, tanto en el banco (2.5 ksi) como en la celda de carga (20.4 ksi), permanecen por debajo del límite de cedencia (YS_{A36} = 58 ksi para y YS_{AL6061} = 40.6 ksi), incluso con la máxima precarga aplicada para un tornillo de 0.190 pulgadas de diámetro. Además, el torque en el tornillo se mantiene dentro del rango aceptable para su tamaño. La celda de carga actual es de aluminio, sin embargo, se recomienda usar un acero INCO-718 ($YS_{INCO718}$ = 200 ksi) para asegurar que se pueda usar para los demás tamaños de tornillos en los rangos de torque propuestos por la norma.

En diferentes condiciones, observamos que, sin recubrimiento, la fuerza de precarga en el tornillo con el torque máximo de 34 lb-in es de 596 lb. En contraste, las condiciones galvanizadas (coeficiente de 0.20) y lubricadas (coeficiente de 0.18) muestran que la precarga absorbida por el tornillo es de 894 lb y 994 lb, respectivamente. Esto indica que tanto el galvanizado como la lubricación reducen la fricción, facilitando el ensamblaje e incrementando la precarga, de ahí la importancia de hacer los análisis estructurales adecuados para no dañar la celda de carga, ni el tornillo. La lubricación es factor muy importante a considerar, ya que, si la utilizamos en algún ensamble estructural, de antemano sabemos, que el tornillo va a absorber mayor precarga, y por su puesto en operación se va incrementar aún más, de ahí la importancia de predecir de manera precisa la precarga, para asegurar la integridad estructural de la junta atornillada.

Finalmente, la fabricación exitosa del banco de pruebas en base a las especificaciones establecidas en el proyecto, valida su funcionalidad, y con coherencia de acuerdo con el propósito original del proyecto. Se espera que este banco de pruebas

pueda ser utilizado en entornos académicos e industriales para obtener curvas torque-tensión en el futuro, lo que permitirá una evaluación más completa y versátil, impulsando así, la innovación en el diseño de juntas atornilladas, y fomentando la colaboración interdisciplinaria en ingeniería.

Agradecimientos

"Agradecimientos a las empresas ESSS y ANSYS por la entrega de las licencias de softwares de simulación ANSYS que se han utilizado para el desarrollo de este trabajo"

Referencias

ABC-Aluminum Solution (2020). Aluminio aeroespacial: un material para el futuro. https://es.abc-aluminum.com/aluminio-aeroespacial-un-material-para-el-futuro/.

Afsharian, R. (2018). Modular Friction Test rig for measuring torque and tension in threaded fasteners. https://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1251962&dswid=2582.

Barrett,R. (s.f.). Fastener Design Manual, NASA-RP-1228. [Manual de Diseño] Lewis Research Center, Cleveland, Ohio.

Cabal, J. y Samaniego, N. (2023). Análisis de la Trayectoria de Compresión de una Junta Atornillada para Aplicaciones Aeronáuticas. Vol. 11 Núm. Especial4 (2023): Pädi Boletín Científico de Ciencias Básicas e Ingenierías del ICBI. https://doi.org/10.29057/icbi.v11i Especial4.11352.

Czachor, R. P. (April de 2005). Journal of Engineering Gas Turbines and Power, Unique Challenges for Bolted Joint Design in High-Bypass Turbofan Engines, J. Eng. Gas Turbines Power. Apr 2005, 127(2): 240-248 (9 pages). https://doi.org/10.1115/1.1806453.

González, E. (2021). Tube-Clamp-Bracket Assembly Interface Friction Coefficient Characterization. Universidad Aeronáutica en Querétaro, UNAQ.http://cin.unaq.edu.mx/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=14145&query_desc=kw%2Cwrdl%3A%20Gonz%C3%A1lez%2C%20Esteban.

IFI Technical Bulletin, (2008): Fastener Tightening Can be Determine by Several Methods,https://www.crestfasteners.com/images/pdf/catalogs/general%20info/Fastener%20Tightening.pdf

IQS. (s.f.). Fasteners. Obtenido de https://www.iqsdirectory.com/articles/fastener.html.

Kyowa Electronic Instruments CO (s.f.), LTD., Kyowa Electronic Instruments' products: https://product.kyowa-ei.com/en/learn/strain-gages/principles.

Laser&Manufacturing QRO (s.f.), Empresa Líder en México en Manufacturar piezas de Metal y de Corte laser: https://www.lasermanufactura.com/nosotros/

Zifu W., Zhijing Z., & Can C. (2018), Measurement and Control Method for Miniature Fastener Tension in Precision Instrument. Peer-review under responsibility of the scientific committee of the 7th CIRP Conference on Assembly Technologies and Systems. 10.1016/j.procir.2018.01.018.

Mott, R. L. (2004). Machine elements in mechanical design. Pearson Education.

National Instruments Corp, NI (2024), Medir la carga con sensores basados en Puente, https://www.ni.com/es/shop/data-acquisition/sensor-fundamentals/measuring-load-with-bridge-based-sensors.html.

Raúl. B (2013). Elementos de Sujeción Roscados, Universidad Nacional Autónoma de México. http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/13011/1/Tesis.pdf

Richard Budynas, K. N. (2018). Shigley's Mechanical Engineering Design. NEW YORK: McGraw Hill.

Robert L. Norton (2010), Machine Design, An Integrated Approach, Fourth Edition.

Sadegh Ali. y Worek, W. (2017); Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 12th Edition.

Simifast. (s.f.). About Fastener Materials. Obtenido de https://simifast.com/images/pdf/about%20materials.pdf