

Estudio de la precarga en un modelo numérico tridimensional de un ensamble tornillo-tuerca con rosca helicoidal

RODOLFO GALLO*
FRANCISCO LEÓN*
GIOVANNI CALDERÓN**



Resumen

En este trabajo, se utiliza un modelo numérico tridimensional eficaz y confiable, de un ensamble tornillo-tuerca con las características geométricas reales de un espécimen comercial, diseñado a través del *software* ANSYS y discretizado con elementos finitos, a fin de estudiar el comportamiento del ensamble como consecuencia de la precarga, o carga presente al final del proceso de apriete. La precarga se impone como un conjunto de condiciones de contorno, a manera de desplazamientos, bajo el supuesto de una situación de apriete que solo produce desplazamientos en la dirección axial (eje del tornillo). Mediante un análisis estructural estático no lineal, se estudia la distribución de los esfuerzos por medio de la raíz de la rosca helicoidal. Se encuentra que los esfuerzos no se distribuyen uniformemente en la raíz de las roscas en contacto, como suele ocurrir en un modelo con geometría

(*) Facultad de Ingeniería, Universidad de Los Andes, La Hechicera, Mérida 5101, Venezuela.

(**) Departamento de Matemáticas, Facultad de Ciencias, Universidad de Los Andes, La Hechicera, Mérida, Venezuela. Teléfonos: 58-426-5773189.
Correo electrónico: giovanni@ula.ve.

Fecha de recepción: 29/08/2013 • Fecha de aceptación: 30/09/2013.

axisimétrica; así mismo, se predice la cantidad de precarga que el ensamble puede soportar antes de que el material entre en el régimen de deformación irreversible (fluencia) y, posteriormente, empiece a fallar. La eficiencia y confiabilidad del modelo usado en este estudio, se ponen de manifiesto en la precisión de la geometría helicoidal de las roscas en el tornillo y la tuerca, la adecuada elección de las superficies de las roscas en contacto, el patrón de malla y los elementos finitos hexaédricos de alto orden que se usan; estos elementos también se reflejan en la coincidencia de la distribución de esfuerzos en la raíz de la rosca. En este análisis, dichos esfuerzos fueron encontrados mediante los resultados de trabajos teóricos o experimentales existentes en la literatura.

Palabras clave: elementos finitos, precarga, distribución de esfuerzos, tornillo y tuerca tridimensional.

Abstract

In this paper, we use a three-dimensional numerical model effective and reliable, a screw nut assembly with true geometric characteristics of a commercial specimen, designed through the ANSYS software and finite element discretized to study the behavior of the assembly as a result of preload, or load current at the end of the tightening process. The preload is imposed boundary conditions, by way of offsets, on the assumption of a situation that only produces clamping displacement in the axial direction (screw shaft). Using a non-linear static structural analysis, we studied the distribution of stress through the root of the helical thread. It is found that the efforts are not evenly distributed in the root of the threads in contact, as often happens in a model with axisymmetric geometry, predicted the amount of preload that the assembly can withstand before the material enters the strain rate irreversible (creep) and then begins to fail. Efficiency and reliability of the model used in this study, reflected in the accuracy of the helical geometry of the threads on the screw and nut, the proper choice of the thread surfaces

in contact, the mesh pattern and hexahedral finite Element high order are used, and also the coincidence of the stress distribution at the root of the thread found in this analysis results of experimental or theoretical work in the literature.

Keywords: finite element, preload, stress distribution, bolt and nut tridimensional.

1. Introducción

Un ensamble tornillo-tuerca, por lo general, se usa para mantener dos o más partes unidas de una máquina o un conjunto estructural. Los ensambles tornillo-tuerca son los elementos de fijación más utilizados, toda vez que pueden ser montados y desmontados con cierta facilidad cuantas veces se desee. Al finalizar el proceso de apriete, una precarga queda presente en el ensamble. Esto asegura que la unión no se separe, en tanto las cargas que actúan en el sistema a favor de la separación sean inferiores a la precarga. El exceso de apriete conlleva a precargas muy elevadas, provocando fallas por rotura en el vástago del tornillo o cizallamiento en las roscas. Por lo tanto, se debe evitar el exceso de apriete, pues también es un factor que favorece la separación de la unión con consecuencias, en muchos casos, lamentables.

En este trabajo, se utiliza un modelo numérico tridimensional de un ensamble tornillo-tuerca con las características geométricas reales de un espécimen comercial, diseñado a través del software comercial ANSYS y discretizado con elementos finitos. En el modelo, la forma helicoidal de las roscas del tornillo y de la tuerca, la definición adecuada de las superficies de las roscas en contacto, el patrón de malla con elementos hexaédricos de orden superior, garantizan la confiabilidad en los resultados a obtener. El algoritmo que describe en detalles el diseño del modelo numérico con las características ya mencionadas, se presenta por los autores de este trabajo en otro documento (Gallo, Calderón & León, s. f.). Además, se simula una situación final de apriete que solo produce desplazamientos en el tornillo en la dirección axial. En este sentido, el objetivo es estudiar los efectos de la precarga en el tornillo, con el fin de prever en qué niveles de la precarga el material se encuentra en los regímenes de deformación reversible (elasticidad), deformación irreversible (elasto-plástico) o en el régimen de falla. Por tal motivo, se analiza la distribución de los esfuerzos

de Von Mises a lo largo de la raíz de las roscas helicoidales del tornillo.

Desde el punto de vista de las simulaciones numéricas, distintos estudios se han realizado para confirmar resultados de trabajos experimentales y o teóricos, así como para predecir nuevos hallazgos y proponer soluciones al problema de la concentración de esfuerzo. El mayor porcentaje de las referencias científicas fundamentadas en simulaciones numéricas, basa su análisis usando el método de los elementos finitos (FEA). Trabajos en FEA, dedicados a estudiar la distribución de las cargas y los esfuerzos en una junta atornillada y en las roscas del tornillo, se pueden encontrar en los estudios de Fukuoka, Yamasaki, Kitagawa y Hamada (1986), y de Keniray (1995). No obstante, debido a la complicada geometría de un sistema tornillo-tuerca, la mayoría de estas investigaciones se han llevado a cabo en modelos bidimensionales; representando esto una limitante importante en el acercamiento de la realidad. En este mismo ámbito, otros estudios han conseguido acercamientos a modelos tridimensionales, a partir de formulaciones axisimétricas de modelos bidimensionales; sin embargo, estos modelos aún presentan simplificaciones significativas en los siguientes aspectos: (a) la geometría de las roscas no es helicoidal, (b) los efectos del ángulo de avance en una rosca helicoidal no son tomados en cuenta, y, (c) en un modelo axisimétrico, los contactos y la fricción entre las superficies de las roscas tampoco son propiedades definidas siguiendo un patrón helicoidal.

Recientemente, algunos investigadores han comenzado a utilizar modelos con roscas helicoidales construidas con funciones avanzadas de modelado, proporcionadas por *software* comerciales (Chen & Shih, 1999; Zadoks & Kokatam, 1999). No obstante, en estos trabajos, los procedimientos utilizados para el diseño del modelo numérico no proveen modelos con roscas helicoidales adecuadas para el análisis de la concentración de esfuerzos en la raíz de la rosca, principalmente, por la complejidad del perfil de la rosca y la limitación del *software* en cuanto a funciones sofisticadas en mallado. Fukuoka y Masataka (2008) utilizan ecuaciones matemáticas que describen una sección transversal de la rosca y proponen un novedoso diseño de un modelo tridimensional con rosca helicoidal, cuyo mallado resulta adecuado para estudiar la distribución de esfuerzos. Sin embargo, los resultados allí mostrados fueron obtenidos mediante un análisis lineal, utilizando un material con propiedades mecánicas tipo elásticas.

El modelo numérico utilizado en este trabajo fue diseñado de manera distinta al obtenido en el estudio de Fukuoka y Masataka (2008), pero evitando los inconvenientes encontrados en los trabajos desarrollados por Chen y Shih (1999), y por Zadoks y Kokatam (1999). Si bien en esta investigación las condiciones de contorno aplicadas son menos complejas a las implementadas por Fukuoka y Masataka (2008), los cálculos son planteados para un problema no lineal, en diferentes subpasos de carga.

2. Modelo numérico

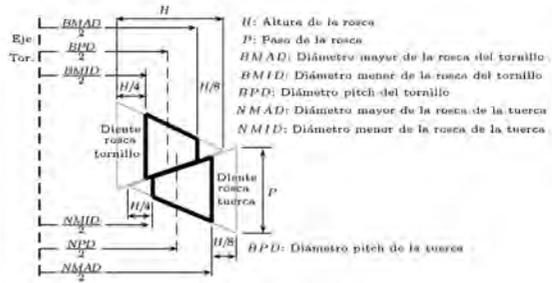
El modelo numérico usado en este estudio, consta de un tornillo y tuerca de acero de 1/4 - 20 UNC 1A - Hex, con las siguientes características: (a) la geometría del vástago, el cilindro y las roscas en el tornillo y la tuerca coinciden a cabalidad con las de un prototipo comercial; (b) los elementos de la malla en su mayoría son hexaédricos de alto orden, pues más del 80 % del dominio está discretizado con estos elementos y solo unos pequeños volúmenes en el eje del tornillo dentro del cilindro roscado están mallados con elementos pentaédricos (ver Figura 2. b); (c) el tornillo y la tuerca están alineados verticalmente; (d) el material es acero y se define como isotrópico con un comportamiento mecánico bilineal; (e) el material es elástico (la deformación es reversible) en el rango de esfuerzos de 0 a 55000 psi; (f) el material es elasto-plástico (la deformación es irreversible) bajo la acción de esfuerzos comprendidos desde los 55000 psi a 68000 psi; (g) el material falla cuando sobre él actúan esfuerzos superiores a los 68000 psi; (h) el módulo de elasticidad es $E = 30 \times 10^6$ psi; (i) la relación de Poisson es de $\nu = 0.3$; (j) la fricción entre las roscas es constante e igual a $m = 0.1$; (k) la distribución de las cargas (condiciones de contorno) aplicadas serán homogéneas y simétricas; y (l) las condiciones de aplicación de las cargas son estáticas o cuasi estáticas.

2.1 Geometría

Sin pérdida de generalidad en los resultados, las superficies externas de la cabeza del tornillo y la tuerca son circunferenciales. Las piezas a unir por el ensamble son descartadas en el modelo, pues lo que se pretende en este estudio es indagar sobre el comportamiento del ensamble como consecuencia de la precarga. El tornillo

y la tuerca constan de ocho y cuatro roscas, respectivamente. Los parámetros que definen la geometría del modelo, con unidades en pulgadas, son los siguientes (ver Figura 1):

Figura 1. Perfil bidimensional de un perfil de roscas tornillo-tuerca



Fuente: elaboración propia.

Tornillo:

- Paso o Pitch de la rosca del tornillo: $P=0.05$.
- Altura de la rosca $H=\sqrt{3}P/2$.
- Altura de la cabeza: $HBBAS=0.1875$.
- Diámetro de la cabeza: $F=0.4375$.
- Diámetro del vástago: $BBDIA=0.249975953$.
- Longitud del vástago: $Lb=0.7$.
- Diámetro Pitch de la rosca del tornillo: $BPD=0.21615577$.
- Diámetro mayor de la rosca del tornillo: $BMAD=0.248631723$.
- Diámetro menor de la rosca del tornillo: $BMID=0.194505135$.
- Número de roscas del tornillo= 8.

Tuerca:

- Diámetro Pitch de la tuerca: $NPD=0.2175$.
- Diámetro mayor de la rosca de la tuerca: $NMAD=NPD+\frac{3}{4}H=0.249975953$.
- Diámetro menor de la rosca de la tuerca: $NMID=NPD-H/2=0.195849365$.
- Numero de roscas de la tuerca= 4.

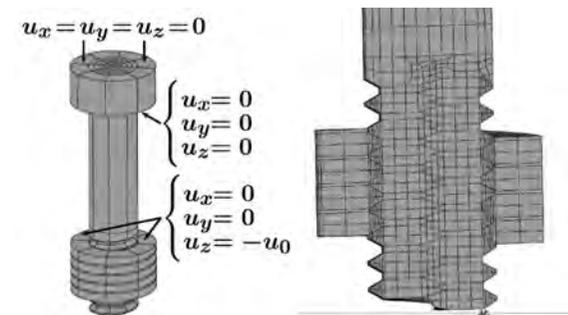
2. 2 Condiciones de contorno

Las cargas se imponen a manera de desplazamientos. El tornillo se fija en la cabeza, lo cual significa que se definen desplazamientos nulos en el área superior e inferior de la misma. En los nodos ubicados en el área superior de la tuerca, se imponen desplazamientos en la dirección axial; mientras que en las demás direcciones, los desplazamientos son nulos (ver Figura 2. a.). Estas condiciones se asemejan a la carga presente en un ensamble tornillo-tuerca, como sucede al final de un proceso de apriete, en el que esta solo actúa en dirección axial; por tanto, no hay cargas a manera de desplazamientos angulares, ni desviaciones en el eje del ensamble.

2. 3 Contactos

El tornillo y la tuerca se ensamblan de tal modo que el contacto empieza en la segunda rosca del tornillo en orden descendente (ver Figura 2). Puesto que las condiciones de contorno impuestas en la superficie de la tuerca están hacia abajo en la dirección axial, los contactos se definen en las superficies superior e inferior de las roscas del tornillo y la tuerca en contacto, respectivamente. Estos se definen de tal manera que no haya penetración ni vacíos entre los elementos.

Figura 2 (a). Modelo numérico con las condiciones de contorno. **(b)** Patrón de la malla de elementos finitos y el contacto entre las roscas



Fuente: elaboración propia.

3. Simulaciones numéricas

Muchos estudios han reportado que la máxima concentración de esfuerzos ocurre en la raíz de las primeras roscas del tornillo en contacto, pero la mayoría de estas investigaciones se han llevado a cabo en modelos con un FEA axisimé-

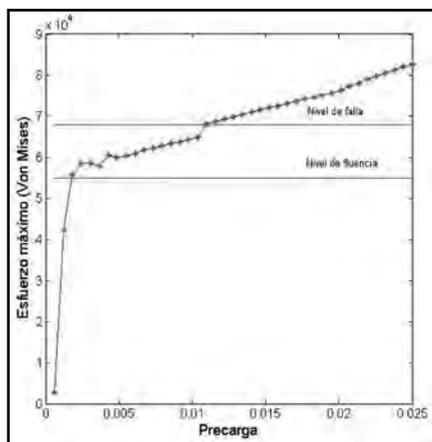
trico, y los estudios recientes en modelos con rosca helicoidal utilizan un análisis lineal del problema. No obstante, en este trabajo, los cálculos se realizan para un material definido como bilineal, lo cual implica un análisis no lineal del problema.

Las simulaciones numéricas se realizaron para una carga total de $u_0 = 0.025$ pulgadas, dividida en 41 subpasos de carga uniformemente espaciada. Los efectos de la precarga en el tornillo se analizan a través de la distribución de los esfuerzos de Von Mises en cada subpaso de carga.

3.1 Distribución de esfuerzos

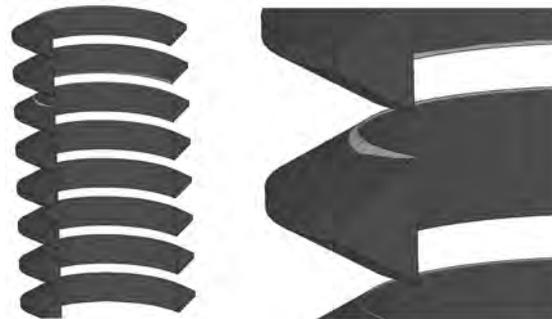
Los resultados de la relación entre desplazamiento (en cada subpaso de carga) y esfuerzo máximo en el ensamble, se muestran en la Figura 3. Esta ilustración revela que en los dos primeros subpasos de carga, el esfuerzo máximo está por debajo de las 55000 psi, por lo que el ensamble se encuentra dentro del régimen de deformación reversible. A partir del subpaso 3 de carga (0.0018 pulgadas), el esfuerzo máximo empieza a superar los 55000 psi, ocasionando que el material entre en el régimen de deformación irreversible (elasto-plástico). Este dato pone de manifiesto que para que el ensamble se mantenga dentro del régimen de deformación reversible, la precarga no debe superar las 0.0018 pulgadas. También se observa que precargas mayores o iguales a 0.0018 pulgadas y menores a 0.0109 pulgadas, provocan deformaciones irreversibles en el ensamble, pues los esfuerzos máximos están comprendidos entre los 55000 psi y 68000 psi.

Figura 3. Curva desplazamiento en cada subpaso de carga versus esfuerzo máximo

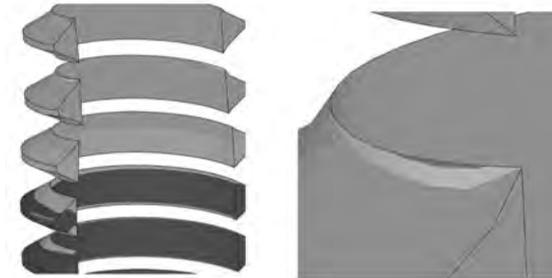


Fuente: elaboración propia.

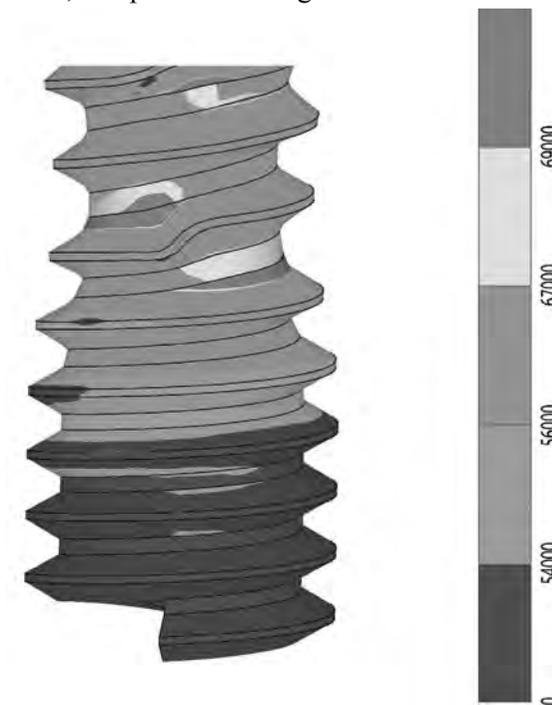
Figura 4. Distribución de esfuerzos. (a) El color celeste en la primera rosca en contacto indica que empieza la fluencia. (b) El color rojo indica que la falla por cizalladura empieza en la primera rosca en contacto. (c) Distribución de los esfuerzos en las roscas



a) Subpaso 3 de carga. La gráfica de la derecha muestra una ampliación en la zona alrededor de la primera rosca en contacto.



b) Subpaso 18 de carga.



c) Subpaso 41 de carga. A la derecha la barra de colores que define los rangos de esfuerzo

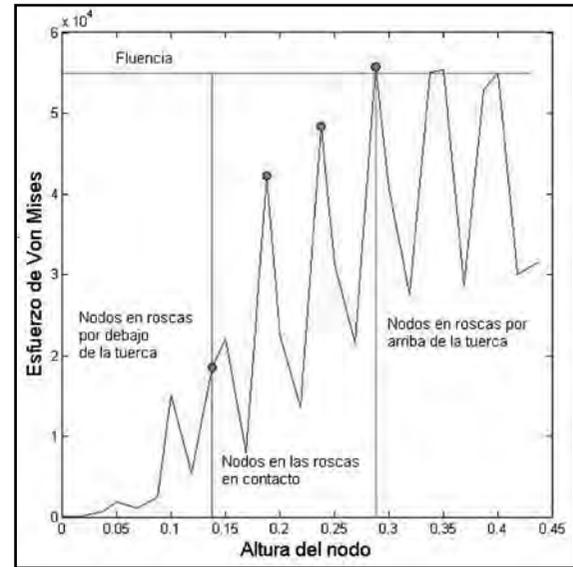
Fuente: elaboración propia.

Por otro lado, la Figura 3 también muestra que el nivel de falla en el material empieza a partir de precargas mayores o iguales a las 0.0109 pulgadas (subpaso 18 de carga). Otro dato importante en este estudio, es que todos estos esfuerzos máximos fueron hallados en el tornillo y no en la tuerca.

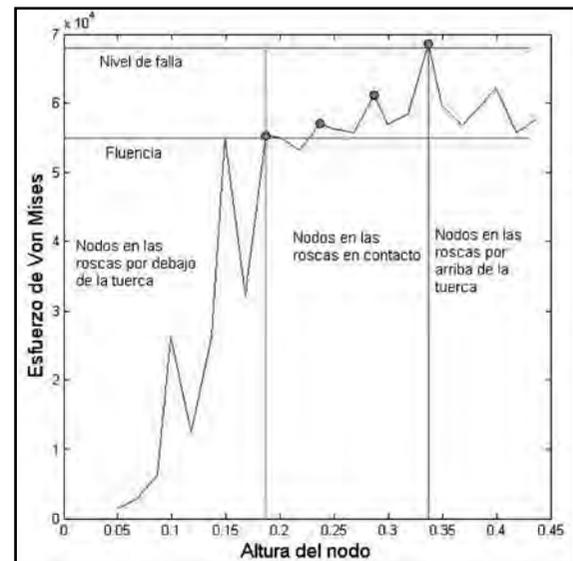
En la Figura 4. a y 4. b se muestra la distribución de los esfuerzos en las roscas del tornillo para los subpasos de carga 3 y 18, respectivamente; por su lado, en la Figura 4. c se muestra la distribución de esfuerzos en el cilindro y las roscas del tornillo en el subpaso de carga 41 (0.025 pulgadas). La región azul corresponde a esfuerzos comprendidos entre 0 psi y 54000 psi; así, la deformación en esta zona es reversible (elasticidad). La región con color celeste corresponde al rango de esfuerzos comprendidos entre los 54000 psi y 56000 psi. Esta región, además, indica la zona de esfuerzos de fluencia, toda vez que es el paso del régimen de deformación elástica a la deformación plástica. El color verde corresponde a las regiones sometidas a esfuerzos comprendidos entre los 56000 psi y 67000 psi; allí la deformación del material es irreversible (plasticidad). La zona con color amarillo es el paso del régimen de deformación irreversible a la falla del material, y aquí los esfuerzos están comprendidos en el rango de 67000 psi a 69000 psi. Finalmente, el color rojo demarca las zonas donde hay fallas en el material.

La gráfica en la Figura 5. a muestra el valor del esfuerzo para la precarga igual a 0.0018 pulgadas (subpaso 3 de carga), en los nodos alineados verticalmente, ubicados en la raíz de las roscas y el cilindro del tornillo, a un ángulo $q = 0$ (a estos nodos los llamaremos Primera Línea de Nodos, PLN). En esta figura, el eje de las abscisas representa la altura del nodo, empezando desde el nodo ubicado en la parte inferior de la raíz de primera rosca (véase la marca con asterisco en el perfil de roscas de la Figura 2. b). De igual modo, la Figura 5. b muestra el valor del esfuerzo para la precarga igual a 0.01097 pulgadas (subpaso 18 de carga) y para los nodos ubicados a un ángulo $q = 354.375$ (Segunda Línea de Nodos, SLN). En estas gráficas, los picos señalados con círculos rojos (*) corresponden a los esfuerzos en los nodos ubicados en la parte superior de la raíz de las roscas en contacto.

Figura 5. (a) Gráfica de la relación precarga esfuerzo en la PLN. (b) Gráfica de la relación precarga esfuerzo en la SLN



a) Relación precarga esfuerzo en el subpaso 3 de carga



b) Relación precarga esfuerzo en el subpaso 18 de carga

Fuente: elaboración propia.

4. Resultados

Las gráficas de la Figura 4 sugieren que la mayor concentración de esfuerzos se encuentra en la raíz de las primeras roscas en contacto. Este resultado coincide con múltiples investigaciones realizadas en modelos con geometría

axisimétrica, o, más recientemente, en estudios sobre modelos con rosca helicoidal, pero con características lineales en el material (Fukuoka & Masataka, 2008). También se observa que la distribución de los esfuerzos en la raíz de la rosca no es uniforme a lo largo de la hélice, dado que el mayor esfuerzo se ubica en la primera rosca en contacto y va decreciendo en las siguientes roscas. La Figura 5. a y 5. b demuestran la veracidad de este hallazgo. Este es un resultado que solo es posible en una rosca helicoidal.

Otros aspectos importantes, propios de un análisis no lineal con rosca helicoidal, son los siguientes: (a) La transición de un régimen de deformación a otro, a medida que la precarga va en aumento, ocurre en las raíces de las primeras roscas en contacto. Se observa que en la primera rosca en contacto, empieza la fluencia y se va distribuyendo en las demás roscas (color celeste). Lo mismo ocurre con la transición al régimen de falla (color amarillo). (b) La Figura 4. b y 4. c revelan que en la medida en que las precargas se hacen muy elevadas, el tornillo empieza a fallar por cizallamiento en la raíz de la primera rosca en contacto. (c) La Figura 5. a muestra que antes de la fluencia, los esfuerzos máximos se encuentran en la PLN, y después de la misma, los esfuerzos máximos ocurren en la SLN (ver Figura 5. b).

Agradecimientos

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por el CDCHTA-ULA, Mérida 5101, Venezuela, en el marco del proyecto de investigación C-1422-06-05-A. ●

Referencias

Bahai, H. & Esat, I. (1994). A Hybrid Model for Analysis of Complex Stress Distribution in Threaded Connectors. *Comput. Struct.*, 52, (1), 79-93.

Bretl, J. L. & Cook, R. D. (1979). Modeling the Load Transfer in Threaded Connections by the Finite Element Method. *Int. J. Numer. Methods Eng.*, 14, 1359-1377.

Chen, J. & Shih, Y. (1999). A Study of the Helical Effect on the Thread Connection by Three Dimensional Finite Element Analysis. *Nucl. Eng. Des.*, 191, 109-116.

Fukuoka, T. & Masataka, N. (2008). Proposition of Helical Thread Modeling With Accurate Geometry and Finite Element Analysis. *Journal of Pressure Vessel Technology-Transactions of the ASME*, 130, (1), 1-6.

Fukuoka, T., Yamasaki, N., Kitagawa, H. & Hamada, M. (1986). Stresses in Bolt and Nut. *Bull. JSME*, 29, 3275-3279.

Gallo, R., Calderón, G. & León, F. (s. f.). Modelo Numérico 3D de un Ensamble Tornillo Tuerca con Rosca Helicoidal Usando el Método de los Elementos Finitos. *Revista Técnica de Ingeniería, Universidad del Zulia, Venezuela* (en arbitraje).

Keniray, D. M. (1995). *Effects of Stress Flow Guides on Overall Stress Concentration Factor in Plates, Shafts and Machine Threads* (master's thesis). The Ohio State University, Columbus, OH.

Mackerle, J. (2003). Finite Element Analysis of Fastening and Joining: A Bibliography 1990-2002. *Int. J. Pressure Vessels Piping*, 80, 253-271.

Rhee, H. (1990). Three-Dimensional Finite Element Analysis of Threaded Joint. *Proceedings of the Nintu International Confedence on Offshore Mechanics Arctic and Engineering*, 3, 293-297.

Tanaka, M., Miyazawa, H., Asaba, E. & Hongo, K. (1981). Application of the Finite Element Method to Bolt-Nut Joints. *Bull. JSME*, 24, 1064- 1071.

Zadoks, R. & Kokatam, D. (1999). Three-Dimensional Finite Element Model of a Threaded Connection. *Comput. Model. Simul. Eng.*, 4, (4), 274-281.

Zhao, H. (1998). Stress Concentration Factors Within Bolt-Nut Connectors Under Elasto-Plastic Deformation. *Int. J. Fatigue*, 20, 651-659.