

Factor de concentración de esfuerzos de una viga de sección transversal circular variable en flexión

Stress concentration factor of a variable circular cross section beam under flexion

Víctor I. Rodríguez-Reyes^a, Arturo Abúndez-Pliego^b

^aTecnológico Nacional de México/CENIDET, Cuernavaca Morelos, México, C.P. 62490. Email: victor.rodriguez18me@cenidet.edu.mx

^bTecnológico Nacional de México/CENIDET, Cuernavaca Morelos, México, C.P. 62490. Email: arturo.ap@cenidet.tecnm.mx

Resumen— En las pruebas de fatiga realizadas en máquinas de viga rotativa se utilizan probetas con geometrías estandarizadas, las cuales presentan cambios en su sección transversal para garantizar que la falla ocurra en una longitud de calibre. El cálculo correcto de los esfuerzos que se generan en la longitud calibrada de la probeta requiere que se considere algún factor de concentración de esfuerzos. Por lo tanto, en este trabajo se utilizaron tanto el Método de Elementos Finitos como la Teoría de Vigas para el cálculo del factor de concentración de esfuerzos de una probeta del tipo dog-bone con cambio de sección transversal complejo, el cual no se encuentra en la literatura especializada. Para ello, la mitad de la probeta se modeló en un software de elementos finitos como una viga en voladizo, empotrada en el punto medio de la longitud de calibre, y se determinó el esfuerzo dicha zona. Analíticamente, se calculó el esfuerzo considerando a la máquina de pruebas de fatiga como una viga a flexión de cuatro puntos. Los resultados de ambos métodos se compararon para establecer el factor de concentración de esfuerzos. Se determinó que, si no se toma en cuenta el factor de concentración de esfuerzos, el esfuerzo en la probeta calculado con los modelos analíticos es 24% menor que el obtenido en el software de elementos finitos.

Palabras clave: máquina de fatiga de Moore, probeta de hueso de perro, método de elementos finitos, factor de concentración de esfuerzos, sección transversal variable

Abstract: Fatigue testing in rotating beam fatigue systems requires the usage of specimens with standardized geometry, which exhibits a changing cross section to guarantee that the failure occurs within the gauge length. The proper calculation of the stress within the gauge length requires that a stress concentration factor is calculated, which has not been previously reported by the specialized literature. Therefore, in this work both the Finite Element Method and the Beam Theory was used aimed at calculating the calculation of stress concentration factor of a specimen with complex cross section change. For that, half specimen was modeled in a finite elements software as a cantilever beam and the stress in the supported end was determined. Analytically, stress of the testing machine under the consideration of a four-point bending beam was calculated. Results of both calculations were compared in order to establish the stress concentration factor. It was determined that, without considering the stress concentration factor, stress of the specimen calculated with analytical beam theory is 24% smaller than that obtained with the finite element software.

Keywords—rotating beam fatigue testing machine, dog-bone shaped specimen, finite element method, stress concentration

factor, variable cross section beam

Resumo: Nos ensaios de fadiga realizados em máquinas de vigas rotativas, são utilizados corpos de prova com geometrias padronizadas, que apresentam alterações na seção transversal para garantir que a falha ocorra em um comprimento de referência. O cálculo correto das tensões no comprimento de referência do corpo de prova requer que seja considerado um fator de concentração de tensões, o que não havia sido relatado anteriormente na literatura especializada. Neste trabalho, tanto o Método dos Elementos Finitos quanto a Teoria das Vigas foram utilizados para calcular o fator de concentração de tensões de um corpo de prova com uma mudança complexa na seção transversal. Para isso, metade do corpo de prova foi modelado em elementos finitos como uma viga em balanço e foi determinada a tensão na área de engastamento. Analiticamente, a tensão foi calculada considerando a máquina de ensaio de fadiga como uma viga de flexão de quatro pontos. Os resultados de ambos os métodos foram comparados para estabelecer o fator de concentração de tensão. Foi determinado que, se não for considerado o fator de concentração de tensão, a tensão no corpo de prova calculada com os modelos analíticos é 24% menor que a obtida em elementos finitos.

Palavras-chave: máquina de fadiga de Moore, espécime de osso canino, método dos elementos finitos, fator de concentração de tensão, seção transversal variável. dryer, Hybridization of solar technologies.

I. INTRODUCCIÓN

La fatiga es un fenómeno que se presenta cuando un material sometido a cargas fluctuantes presenta una falla por fractura, aun cuando éstas están por debajo de la resistencia última o de fluencia del material. Este fenómeno ha llegado a tener consecuencias catastróficas que han sido documentadas en la literatura (Schütz, 1996). Actualmente la fatiga es reconocida como uno de los mecanismos de falla en estructuras y componentes de ingeniería más importantes, con una incidencia de aproximadamente 90% del total de fallas (Zakaria et al., 2016). La evaluación experimental de la vida a la fatiga de materiales consiste en someterlos a cargas cíclicas a amplitudes determinadas y contar el número de ciclos tras los cuales falla, con lo cual se realizan diagramas de vida útil. Uno de los dispositivos para ensayar este comportamiento es la máquina de pruebas de fatiga de viga rotativa de Moore (1939). En ella, las probetas del material se someten a esfuerzos cíclicos en flexión pura. Existen otros tipos de máquinas, como las servohidráulicas, en las que se pueden aplicar otros tipos de carga y tener control de otras variables (Dowling, 2013).

Las máquinas de pruebas de fatiga de viga rotativa se emplean para diversos estudios, por ejemplo, para estudiar tasas de crecimiento de grieta (Domínguez Almaraz et al., 2012; Mayén et al., 2017), el efecto en la de diferentes acabados superficiales y ambientes corrosivos en la vida útil de materiales de ingeniería (Ceballos et al., 2010; Domínguez Almaraz et al., 2012), así como los efectos que tienen diferentes técnicas para el mejoramiento de la vida útil, como diferentes concentraciones de azufre y adiciones de Mischmetal laminados en caliente en aleaciones de acero (Zuno Silva, 2016) o diferentes tipos de tratamientos térmicos y superficiales (Gallegos-Melgar et al., 2020; Gutierrez Rojas et al., 2020) en aleaciones de aluminio. La aplicabilidad de estas máquinas se ha extendido para abarcar ensayos con cargas multiaxiales (Sallberg et al., 1989), altas frecuencias en amplitud variable (Meggiolaro et al., 2017), fatiga en condiciones de resonancia

(Cruz Castro et al., 2019), e incluso se ha evaluado su practicidad para probar materiales fabricados por impresión 3D (Slotwinski & Moylan, 2014).

Cuando un material o elemento estructural presenta discontinuidades o cambios de sección transversal, se puede presentar una concentración de esfuerzos en dicha zona, los cuales pueden ser mayores que el valor del esfuerzo promedio. Por lo tanto, para el diseño de elementos estructurales, la obtención del esfuerzo máximo en una sección de interés está dada por la ecuación (1), donde el cociente entre el esfuerzo máximo $\sigma_{\text{máx}}$ y el esfuerzo promedio calculado σ_{promedio} se conoce como factor de concentración de esfuerzos K (Beer et al., 2020).

$$K = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{promedio}}} \quad (1)$$

Los factores de concentración de esfuerzo se pueden calcular experimentalmente mediante técnicas de fotoelasticidad o, como se observa en literatura reciente, por técnicas numéricas como el método de los elementos finitos (Dominguez Almaraz et al., 2010; Landín et al., 2014; Özkan et al., 2016; Tlapanco Rios et al., 2020) e incluso con técnicas de redes neuronales artificiales (Ozkan & Erdemir, 2021; Toktaş et al., 2020). Son independientes del tamaño y el material utilizado, solo dependiendo de las proporciones de los parámetros geométricos involucrados. Muchos de ellos se pueden encontrar en tablas o gráficas de literatura especializada (Pilkey et al., 2020).

Las probetas empleadas en las pruebas de fatiga de viga rotativa presentan discontinuidades con el fin de garantizar que la fractura se lleve a cabo a lo largo de una longitud de calibre. Sin embargo, la literatura especializada en diseño mecánico no hace mucha referencia al empleo de factores de concentración de esfuerzo en este tipo de pruebas (Alaneme, 2011; Araque de los Ríos & Quintana Ávila, 2018; Pérez Olivas et al., 2014), asumiéndose como 1.0 debido al cambio gradual de sección transversal (Mott et al., 2017). Por lo tanto, se han presentado

en la literatura resultados de investigaciones en las que el esfuerzo de la probeta se calculó de manera simplificada (Gutierrez Rojas et al., 2020; Petatan Bahena et al., 2021), trabajos en los que el esfuerzo no ha sido una variable de estudio. No obstante, en algunas otras investigaciones sí se ha empleado factores de concentración de esfuerzo en función de la geometría de las probetas empleadas (Dominguez Almaraz et al., 2010; Yang et al., 2018).

En este trabajo se calculó el factor de concentración de esfuerzos para una probeta con sección transversal circular variable, la cual cambia en función de la ecuación de una sección cónica. El factor de concentración de esfuerzos para esta geometría en particular no se encontró en la literatura especializada del tema, por lo que se recurrió a su determinación mediante el método de los elementos finitos, y el resultado se comparó con el obtenido por la ecuación estándar de los esfuerzos en vigas. Con este método, se obtuvieron factores de concentración de esfuerzos para una mayor variación de las dimensiones de la probeta presentada. Por lo cual, los resultados pueden ser útiles para la futura determinación correcta del esfuerzo al que se somete el material en las pruebas de fatiga, si se emplea este tipo de geometría.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

A. Configuración de la flecha y probeta

En la Figura 1 se observa un esquema de la configuración de la máquina estudiada. Mediante dos chumaceras de soporte TMK

T204 se distribuye una carga F , la cual es aplicada por peso muerto de 6.1 kg . Una probeta ahusada, diseñada de acuerdo a los criterios de la norma ASTM E466 (2002), se acopla mediante dos collet chuck ER20-200, de forma tal que todo el sistema es una flecha que se puede representar como una viga simplemente apoyada en flexión a cuatro puntos. Las dimensiones de la probeta para el cálculo de los parámetros geométricos se muestran en la Figura 2, donde las cantidades están expresadas en mm . La probeta está fabricada de aluminio 6061-T6, cuyas propiedades mecánicas se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6061-T6.

Resistencia última (MPa)	310
Resistencia a la fluencia (MPa)	276
Módulo de elasticidad (GPa)	68.9
Coefficiente de Poisson	0.33

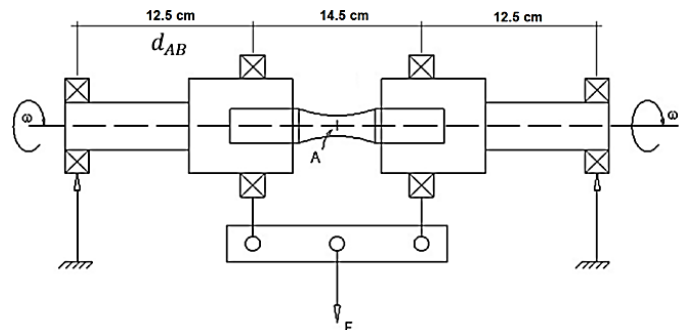


Figura 1. Esquema de la máquina de fatiga y distribución de elementos (González López, 2019). Fuente: Autor

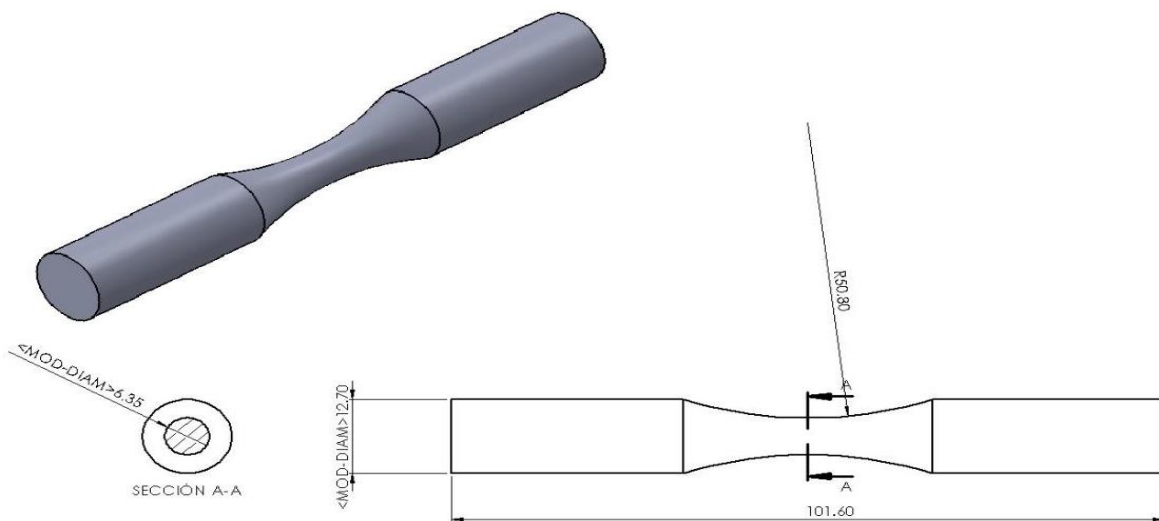


Figura 2. Geometría de la probeta de pruebas de fatiga de viga rotativa (González López, 2019). Fuente: Autor

B. B. Método analítico

En la Figura 3, se observa el diagrama de cortante y momento flector de una viga en flexión a cuatro puntos, que representa a la máquina de Moore, donde las cargas P valen cada una $F/2$. Se observa que, en la zona de prueba, la probeta está sometida a un momento de flexión M constante, el cual está determinado por la ecuación (2), donde d_{AB} es la distancia entre el apoyo A y el punto donde se aplica la carga P .

$$M = P \cdot d_{AB} = \frac{F \cdot d_{AB}}{2} \quad (2)$$

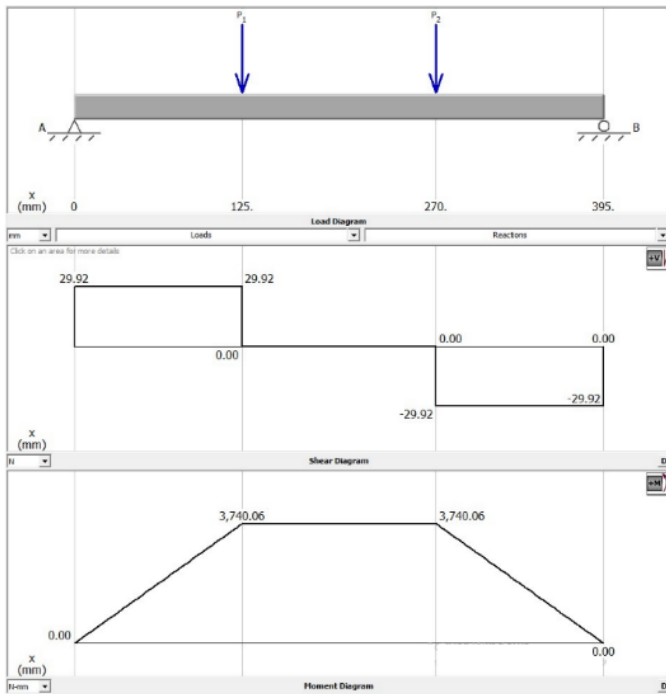


Figura 3. Diagramas de fuerza cortante y momento flector del banco de pruebas de fatiga de viga rotativa. Fuente: Autor

Conociendo el momento de inercia de área I de la sección transversal de la probeta, d el diámetro de la sección transversal más pequeña, y siendo c la distancia entre su borde y su eje neutro, el esfuerzo σ en la probeta se calculó mediante la ecuación (3).

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{16Fd_{AB}}{\pi d^3} \quad (3)$$

Como se observa en la Figura 2, la probeta presenta un cambio de sección transversal a lo largo de toda la longitud de calibre, por lo que es importante aplicar un factor de concentración de esfuerzos. Sin embargo, en la literatura especializada como la de Pilkey et al. (2020), el cual es una de

las máximas referencia en el tema de concentración de esfuerzos, se mencionan concentradores de esfuerzos para casos de ranuras en barras de sección circular (Chart 2.43 de la referencia) y, las proporciones con las que está diseñada esta probeta ($D/d = 2$ y $r/d = 8$) se encuentran más allá de los límites de las gráficas. Por lo tanto, es necesario emplear otro método para el cálculo del factor requerido.

C. C. Método numérico

Para observar el efecto del cambio de la sección transversal de la probeta, esta se evaluó como media viga en voladizo, tomando ventaja de su simetría. Los diagramas de cortante y momento flector de esta configuración se observan en la Figura 4. Se consideró a la mitad de la probeta como una viga con empotramiento en punto medio de la longitud de calibre, por lo que su longitud L original de 101.6 mm se dividió entre dos, para una longitud de análisis de 50.8 mm. En el punto de empotramiento, la viga se sometió al mismo momento flector M de 3740 Nmm del sistema completo de flexión a cuatro puntos, por lo que, para calcular la carga pertinente, se empleó la ecuación (4).

$$P_{voladizo} = \frac{M}{L/2} \quad (4)$$

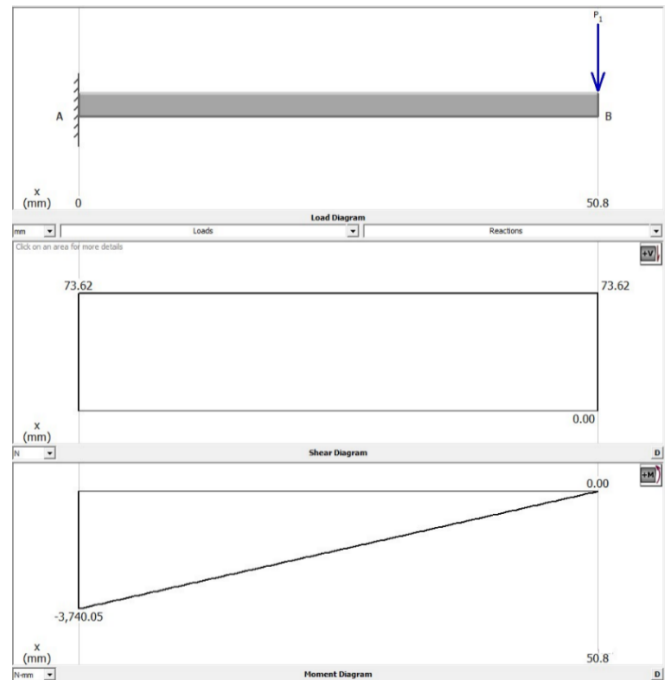


Figura 4. Diagrama del cortante y momento flector de media viga en voladizo. Fuente: Autor

Se empleó el software de elementos finitos Abaqus/CAE para determinar el esfuerzo en la zona de empotramiento. Aprovechando la simetría de la probeta, se modeló sólo la mitad como un sólido axial simétrico, de acuerdo con la geometría de la Figura 2. Se configuró un análisis de tipo estático general, donde se configuró un *set*, o instancia especial para determinar el esfuerzo en el borde de la zona de interés, en todas las direcciones. Se configuró una carga puntual en el extremo en voladizo de la probeta, calculada mediante las ecuaciones (3) y (4) en 73.623 N , con un incremento de amplitud de tipo rampa. Se configuró una condición de frontera de tipo *encastre*, que no permite desplazamientos en ninguna dirección. El elemento empleado para el mallado es el C3D8R, el cuál es un elemento tridimensional hexaedro de ocho nodos. El modelo discreto se muestra en la Figura 5.

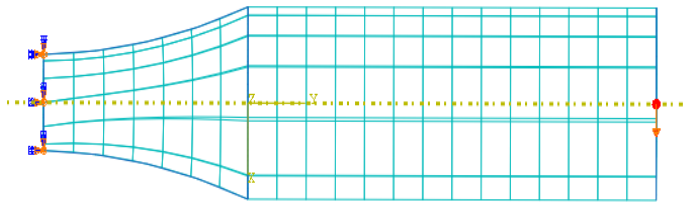


Figura 5. Modelo discreto en elementos finitos de la probeta, con las condiciones de frontera y carga. Fuente: Autor

Se realizó un análisis de sensibilidad de malla, que se muestra en la Figura 6, con el fin de determinar el tamaño de mallado que no influyera en los resultados de los cálculos. Se concluyó que un tamaño global entre 1.5 y 2.5 mm es óptimo, ya que se observó poca variación en la magnitud del esfuerzo. Un tamaño de malla menor incrementó en mayor medida el nivel del esfuerzo calculado, mientras que con un tamaño mayor de malla la magnitud del esfuerzo disminuyó. Con base en estos resultados, se aplicó un tamaño global de malla de 2 mm.

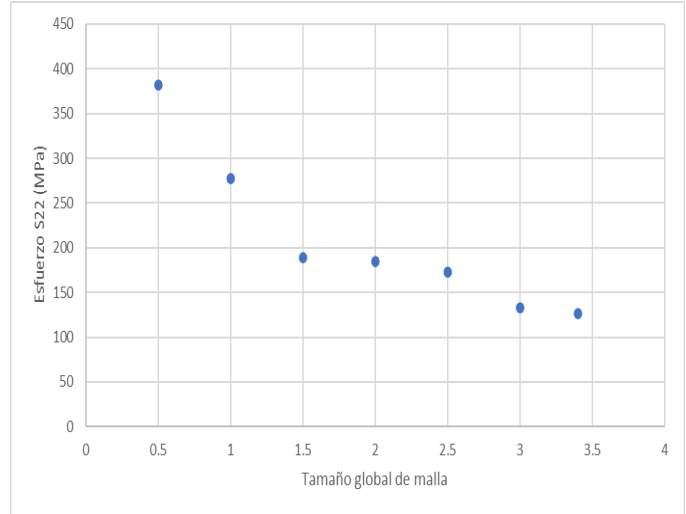


Figura 6. Análisis de sensibilidad de tamaño de malla. Fuente: Autor

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la Figura 7 se observa el estado de esfuerzos de la probeta en la zona de prueba obtenido en Abaqus/CAE. Se determinó un esfuerzo máximo a lo largo del eje longitudinal de 184.2 MPa , el cual es un valor mucho mayor que el calculado con el método analítico de la mecánica de materiales.

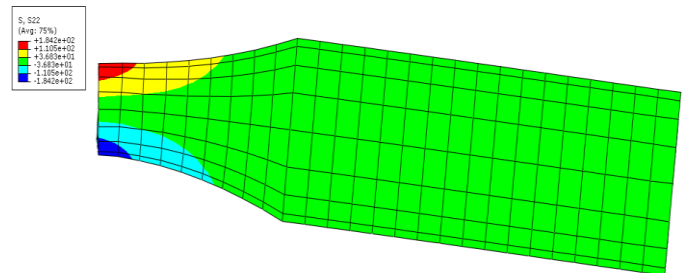


Figura 7. Estado de esfuerzos longitudinales de la probeta. Fuente: Autor

Mediante la ecuación (3), se determinó un esfuerzo promedio de 148.8 MPa para un momento flector generado en la máquina por un peso muerto de 6.1 kg . Esto representa una diferencia de 24% con respecto al resultado obtenido por el método de elementos finitos. Por lo tanto, considerando ambos resultados y empleando la ecuación (1), se determinó un factor de concentración de esfuerzos $K = 1.238$. Por consiguiente, este valor deberá emplearse para el cálculo analítico del esfuerzo, multiplicándolo por el valor que se obtenga de la ecuación (3). Los efectos de emplear el factor de concentración de esfuerzos se muestran en la Figura 8.

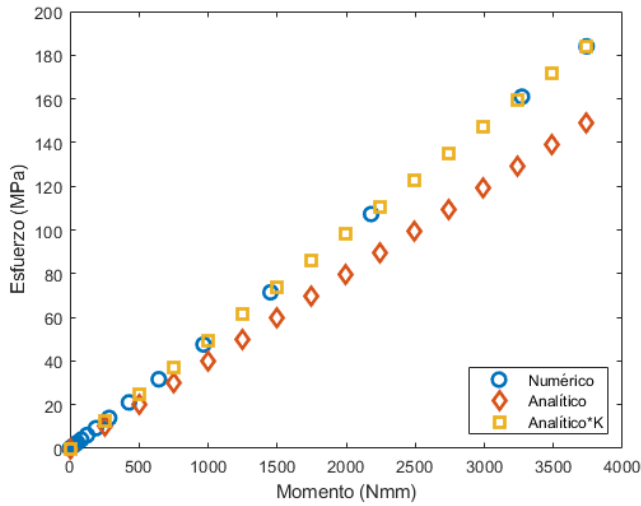


Figura 8. Comparación del esfuerzo en la sección media de la probeta mediante el método numérico, el analítico, y el analítico empleando el factor de corrección. Fuente: Autor

Empleando esta metodología, se realizó una variación de los parámetros geométricos de la probeta de acuerdo con la Tabla 2 en el modelo de elementos finitos, con el fin de obtener una gráfica de los valores de K . Esta gráfica se puede observar en la Figura 9 para tres casos, aunque el estudio se puede extender a más variaciones de las dimensiones. Se puede observar que, en el valor $r/d = 9$, hay una tendencia del factor de concentración de esfuerzos a disminuir para un valor de $D/d = 2$. Para su obtención, los diámetros de la probeta no fueron variados, pero sí el radio r de desbaste, con un valor de 57.150 mm. Esto indica que, si se aumenta este valor, el factor de concentración de esfuerzo disminuiría, ya que implica un cambio de sección transversal menos pronunciado. Se esperaría que esa misma tendencia se siguiera para los casos de $D/d = 2.1$ y $D/d = 1.9$. Sin embargo, en este estudio solo se varió el radio de desbaste hasta 57.150 mm y, dado que en estos dos últimos casos, los diámetros sí variaron de valor, el cambio gradual de la sección transversal se vio afectado.

Tabla 2. Resultados de cálculos de factores de concentración de esfuerzos.

D	d	D/d	r	r/d	S22	I	c	Snom	K
12.7	6.35	2	57.150	9	181.6	79.811	3.175	148.8	1.220
12.7	6.35	2	50.800	8	184.0	79.811	3.175	148.8	1.237
12.7	6.35	2	44.450	7	184.0	79.811	3.175	148.8	1.237
12.7	6.35	2	38.100	6	184.0	79.811	3.175	148.8	1.237
12.7	6.35	2	31.750	5	198.7	79.811	3.175	148.8	1.335
12.7	6.05	2.1	54.429	9	207.2	65.661	3.024	172.2	1.203
12.7	6.05	2.1	48.381	8	207.2	65.661	3.024	172.2	1.203
12.7	6.05	2.1	42.333	7	207.2	65.661	3.024	172.2	1.203
12.7	6.05	2.1	36.286	6	207.2	65.661	3.024	172.2	1.203
12.7	6.05	2.1	30.238	5	228.9	65.661	3.024	172.2	1.329
12.065	6.35	1.9	57.150	9	184.5	79.811	3.175	148.8	1.240
12.065	6.35	1.9	50.8	8	184.5	79.811	3.175	148.8	1.240
12.065	6.35	1.9	44.45	7	184.5	79.811	3.175	148.8	1.240
12.065	6.35	1.9	38.1	6	184.5	79.811	3.175	148.8	1.240
12.065	6.35	1.9	31.75	5	201.9	79.811	3.175	148.8	1.357

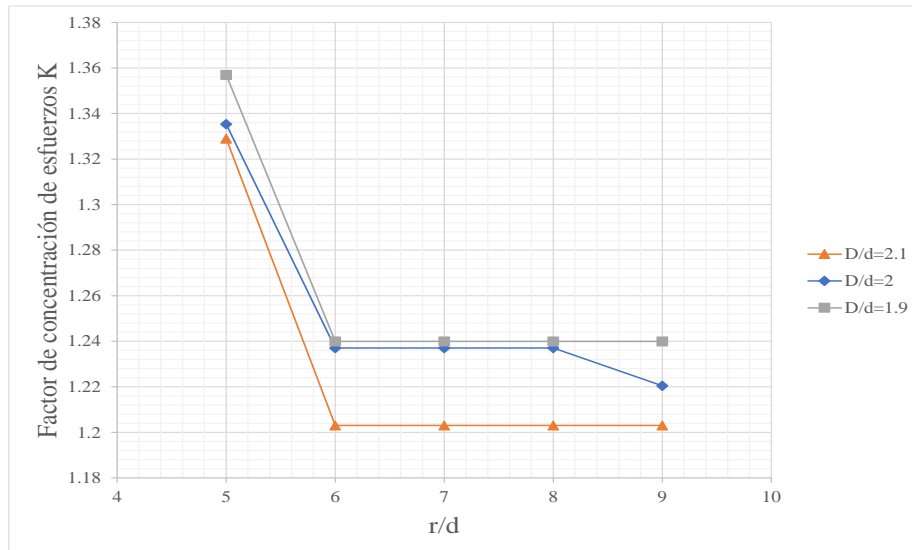


Figura 9. Gráfico de factores de concentración de esfuerzos obtenidos mediante simulación por elementos finitos para una probeta a flexión con la geometría de la Figura 2 y dimensiones de la Tabla 2. Fuente: Autor

IV. CONCLUSIONES

Se obtuvo un factor de concentración de esfuerzos para el caso de una probeta de sección circular variable, el cual no se encontró en la literatura especializada. Dado que el cambio de la sección es complejo, para su obtención se empleó el método de elementos finitos, calculándose los esfuerzos en el punto medio de la probeta, y los resultados se compararon con la ecuación de esfuerzos en vigas. Se comprobó que este método es útil para calcular el factor de concentración de esfuerzos con más variaciones de las dimensiones de la probeta. Con esto, se puede calcular correctamente, de manera analítica, el esfuerzo presente en la probeta durante las pruebas de fatiga, y presentar los resultados de los experimentos con valores certeros. Por lo tanto, se puede seguir esta estrategia con otras probetas en las que las proporciones de los cambios de sección transversal no se encuentren en la literatura especializada de concentradores de esfuerzos. Para el futuro, sería importante verificar los resultados con alguna medición experimental, como puede ser la fotoelasticidad. Igualmente, es importante determinar si el peso de las chumaceras de carga tendrá o no influencia en la magnitud del momento flector y, por lo tanto, en la del esfuerzo. Adicionalmente, se sugiere obtener un modelo para el esfuerzo en la probeta que quede en función de una magnitud medible, como puede ser la deflexión.

V. AGRADECIMIENTOS

Al CONACYT por la beca doctoral 773824. Al TecNM por el apoyo para el Proyecto 15268.22 a través de la Convocatoria de Proyectos de Desarrollo Tecnológico e Innovación para Estudiantes.

II. REFERENCIAS

- Alaneme, K. K. (2011). Design of a Cantilever - Type Rotating Bending Fatigue Testing Machine. *Journal of Minerals and Materials Characterization and Engineering*, 10(11), 1027–1039. <https://doi.org/10.4236/jmmce.2011.1011078>
- Araque de los Ríos, Ó. J., & Quintana Ávila, S. (2018). Design of a fatigue test bench in rotary flexion to evaluate the behavior to cyclical loads. *Scientia Et Technica*, 23(3), 324–333. <https://doi.org/10.22517/23447214.16891>
- ASTM International. (2002). ASTM E466-96, Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials. *Astm International*, 03(Reapproved). <https://doi.org/10.1520/E0466-21>
- Beer, F. P., Johnston, E. R., Dewolf, J. T., & Mazurek, D. (2020). *Mechanics of materials* (8th ed.). McGraw-Hill Education Ltd.
- Ceballos, W. F., León Gómez, A., & Coronado Marín, J. J. (2010). Comportamiento a fatiga del acero SAE 4140 usando alta rugosidad superficial y ambiente corrosivo. *DYNA. Revista de la Facultad de Minas*, 77(162), 125–135. <https://revistas.unal.edu.co/index.php/dyna/article/view/15842>
- Cruz Castro, E., González Vizcarra, B., Ávila Puc, M., Gonzalez Lopez, Y., Colín Ocampo, J., Mayen Chaires, J., & Abúndez-Pliego, A. (2019). Diseño, construcción y puesta en marcha de una máquina para pruebas de fatiga de flechas en condiciones de resonancia. *XXV Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, 26–30. http://somim.org.mx/memorias/memorias2019/articulos/A1_124.pdf
- Domínguez Almaraz, G. M., Ávila Ambriz, J. L., & Cadenas Calderón, E. (2012). Fatigue endurance and crack propagation under rotating bending fatigue tests on aluminum alloy AISI 6063-T5 with controlled corrosion attack. *Engineering Fracture Mechanics*, 93, 119–131. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2012.06.012>
- Domínguez Almaraz, G. M., Mercado Lemus, V. H., & Jesús Villalon Lopez, J. (2010). Rotating bending fatigue tests for aluminum alloy 6061-T6.

- close to elastic limit and with artificial pitting holes. *Procedia Engineering*, 2(1), 805–813. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2010.03.087>
- Dowling, N. E. (2013). *Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue* (4a ed.). Pearson Education Limited.
- Gallegos-Melgar, A., González-López, Y., Abúndez, A., Flores-Ruiz, F. J., Díaz-Guillén, J. C., Betancourt-Cantera, J. A., Hernández-Hernández, M., Trápaga-Martínez, G., Poblano-Salas, C. A., Acevedo-Dávila, J. L., & Mayen, J. (2020). Characterization of a C-Based Coating Applied on an AA6063 Alloy and Developed by a Novel Electrochemical Synthesis Route. *Coatings*, 10(2), 145. <https://doi.org/10.3390/coatings10020145>
- González López, Y. (2019). *Evaluación de la influencia de tratamientos superficiales en la vida a la fatiga de materiales* [TecNM/Cenidet]. <http://187.188.90.136:8880/file.php?code=IRor9A-QBQ3V>
- Gutierrez Rojas, I., Abúndez Pliego, A., González López, Y., Mayén Chaires, J., Alfonso Rosas, G., Siqueiros Hernández, M., & González Vizcarra, B. (2020). Efecto del voltaje de electrodeposición sobre la vida a fatiga de aluminio recubierto con carbono. *Jornada de Ciencia y Tecnología Aplicada*, 3(2), 139–146. https://jcyta.cenidet.tecnm.mx/revistas/jcyta/05-Revista_JCyTA_Vol-3-Num-2_Jul-Dic_2020.pdf
- Landín, R. A., Ramírez Villareal, D., & Garza Espinoza, B. S. (2014). Cálculo del factor de concentración de esfuerzos utilizando Solidworks. *Proyectos institucionales y de vinculación*, 2(3), 29–38. <http://eprints.uanl.mx/id/eprint/9826>
- Mayén, J., Abúndez, A., Pereyra, I., Colín, J., Blanco, A., & Serma, S. (2017). Comparative analysis of the fatigue short crack growth on Al 6061-T6 alloy by the exponential crack growth equation and a proposed empirical model. *Engineering Fracture Mechanics*, 177, 203–217. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2017.03.036>
- Meggiolaro, M. A., Castro, J. T. P., & de Moura Nogueira, R. (2017). A fast rotating bending fatigue test machine. *Proceedings of the 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering*. <https://doi.org/10.26678/ABCM.COBEM2017.COB17-1824>
- Moore, R. R. (1939). *Material testing machine* (Patent Núm. US2154277A). U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US2154277A/en>
- Mott, R. L., Vavrek, E. M., & Wang, J. (2017). *Machine Elements in Mechanical Design* (6a ed.). Pearson Education, Inc.
- Ozkan, M. T., & Erdemir, F. (2021). Determination of theoretical stress concentration factor for circular/elliptical holes with reinforcement using analytical, finite element method and artificial neural network techniques. *Neural Computing and Applications*, 33(19), 12641–12659. <https://doi.org/10.1007/s00521-021-05914-x>
- Özkan, M. T., Kaygisiz, M., & Toktas, I. (2016). Definition of stress concentration factor of column with angled holed under bending stress using finite element analysis. *21st International Scientific Conference MECHANIKA 2016*, 199–205.
- Pérez Olivares, P. A., Limón Leyva, P. A., Aguilera Gómez, E., Plascencia Mora, H., & Jiménez López, E. (2014). Daño acumulado teórico-experimental del aluminio 6061-T6: método de Palmgren-Miner. *2014 – Memorias de Divulgación Científica, Tecnológica e Innovación de la SOMIM – XX Congreso*, 375–380. http://somim.org.mx/siam/librosomim2014/pdfs/A1/A1_278.pdf
- Petatan Bahena, K. E., Gutierrez Rojas, I., Abúndez Pliego, A., Mayen Chaires, J., & Blanco Ortega, A. (2021). Efecto de la velocidad de avance en torneado CNC en seco y el acabado superficial en la vida a fatiga de una aleación de aluminio 6061-T6. *Jornada de Ciencia y Tecnología Aplicada*, 4(1), 235–240. https://jcyta.cenidet.tecnm.mx/revistas/jcyta/06-Revista_JCyTA_Vol-4-Num-1_Ene-Jun_2021.pdf
- Pilkey, W. D., Pilkey, D. F., & Zhuming, B. (2020). *Peterson's Stress Concentrations Factors* (4th ed.). John Wiley & Sons, Inc.
- Sallberg, D. W., Lawson, T. J., & Cardon, M. H. (1989). *Multi-axial fatigue testing machine* (Patent Núm. US4802365A). U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US4802365>
- Schütz, W. (1996). A history of fatigue. *Engineering Fracture Mechanics*, 54(2), 263–300. [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(95\)00178-6](https://doi.org/10.1016/0013-7944(95)00178-6)
- Slotwinski, J., & Moylan, S. (2014). *Applicability of Existing Materials Testing Standards for Additive Manufacturing Materials*. <https://doi.org/10.6028/NIST.IR.8005>
- Tlapanco Rios, E. I., Castaño Urrego, C. A., Lopez Perez, J. R., & Forero Rubiano, F. R. A. (2020). Método de comparación de resultados de modelado CAD-CAE contra probetas de ensayo destructivo. *Acta Universitaria*, 30, 1–16. <https://doi.org/10.15174/au.2020.2668>
- Toktas, İ., Özkan, M. T., Erdemir, F., & Yuksel, N. (2020). Determination of Stress Concentration Factor (Kt) for a Crankshaft Under Bending Loading: An Artificial Neural Networks Approach. *Politeknik Dergisi*, 23(3), 813–819. <https://doi.org/10.2339/politeknik.683270>
- Yang, H., Zhang, Z., Tan, C., Ito, M., Pan, P., & Wang, X. (2018). Rotating Bending Fatigue Microscopic Fracture Characteristics and Life Prediction of 7075-T7351 Al Alloy. *Metals*, 8(4), 210. <https://doi.org/10.3390/met8040210>
- Zakaria, K. A., Abdullah, S., & Ghazali, M. J. (2016). A Review of the Loading Sequence Effects on the Fatigue Life Behaviour of Metallic Materials. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 9(5), 189–200. <https://doi.org/10.25103/jestr.095.30>
- Zuno Silva, J. (2016). Fatigue resistance improvement of a forging medium carbon steel using Mischmetal (rare earths) as inclusions (MnS) modifier element. *Nova Scientia*, 8(17), 97. <https://doi.org/10.21640/ns.v8i17.483>