

Simulación de Ejes a Fatiga Usando Modelos de Elementos Finitos.

Resumen: Los programas de diseño 3D y modelos de elementos finitos representan una invaluable herramienta en la simulación y predicción de fallas mecánicas a fatiga en los ejes y árboles de transmisión que conforman los equipos industriales. Dado el escaso tiempo que en la actualidad se tiene para el diseño y verificación de los elementos de máquina mencionados anteriormente, es que el cálculo por elemento finito constituye una herramienta superadora frente a la metodología de cálculo tradicional.

La finalidad de este trabajo es presentar, de manera simplificada, la estrecha relación y comparación entre los resultados teóricos y los que se obtiene por elementos finitos, tras realizar una metodología de modelado y cálculo concreta y bien definida.

Palabras Claves: elementos finitos; fatiga; equipos industriales; árboles de transmisión.

Abstract: The 3D design software and finite elements models are an invaluable tool in the simulation and prediction of mechanical fatigue in the axles and drive shafts that make industrial equipment failures.

Given the short time that we have today for the design and verification of machine elements mentioned above, is that the finite element calculation is a tool that overcomes against traditional calculation methodology.

The purpose of this paper is to present, in a simplified way, the close relationship and comparison between theoretical results and those obtained by finite elements, following a modeling methodology and specific and well defined calculation.

Keywords: finite elements; fatigue; industrial equipment; shaft.

Javier Gutman, Sebastián Jappert

M. Acuña 49 Rafaela, Facultad Regional Rafaela, UTN.

Tel. 03492-432702 / 422880 / 432710

correo@frra.utn.edu.ar

E-mail de contacto: sebastian.jappert@frra.utn.edu.ar

INTRODUCCIÓN

Los componentes mecánicos de equipos industriales están sometidos a sollicitaciones que pueden ocasionar fallas por fatiga mecánica del material, tal como se muestran en las figuras 1 y 2.



Figura 1. Falla de diente de engranaje por fatiga.

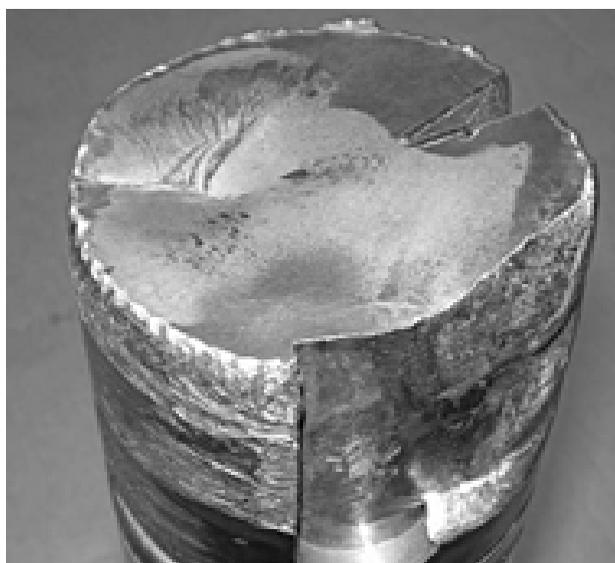


Figura 2. Falla de eje por fatiga.

Los factores y causas de este tipo de falla son muy variados, y la posibilidad de resolverlos es muy significativa para el campo de la ingeniería.

La importancia de este mecanismo de falla fue reconocida por los ingenieros diseñadores a finales del siglo XIX, y a partir de ese momento se inicia una extensa actividad de investigación en el tema.

Actualmente, los investigadores señalan que las herramientas a utilizar para realizar predicciones válidas sobre la ocurrencia de este tipo de fallas deben ser seleccionadas, probadas y validadas para cada situación particular.

Los modelos de elementos finitos colaboran en la predicción de estas fallas, orientando el proceso de diseño hacia la obtención de un producto optimizado y confiable. Por ello lo que se busca en este trabajo es instaurar la estrecha relación entre los resultados teóricos y los que se obtiene por elementos finitos, tras seguir un procedimiento, concreto y bien definido, de modelado y simulación.

Los objetivos que se persiguen con el presente trabajo se enumeran a continuación:

- Adquirir criterios para realizar la formulación de modelos para análisis de tensiones en piezas mecánicas usando modelos de elementos finitos.
- Realizar análisis de fallas en piezas mecánicas de acero sin tratamiento térmico sometidas a esfuerzos variables, aplicando distintas teorías para modelar el mecanismo de falla por fatiga y comparando los resultados obtenidos.
- Validar los resultados teóricos obtenidos con ensayos de laboratorio.
- Formar recursos humanos en el área de conocimiento de diseño, para transferir conocimientos a cátedras de la UTN Rafaela y otros grupos de investigación.
- Lograr una metodología útil y transferible, que pueda ser utilizada por empresas metalmecánicas de la región.
- Fortalecer los vínculos entre UTN e instituciones de la región.

METODOLOGÍA

Para esta primera etapa del proyecto, se eligió trabajar sobre ejes de transmisión de potencia. Estas piezas están sometidas a esfuerzos de flexo-torsión alternativos, y por su diseño presentan secciones dónde se producen concentraciones de tensiones. Estos dos factores son causa de fallas por fatiga cuando el diseño de estos elementos no es el correcto.

Se buscaron ejemplos de los elementos de máquina mencionados anteriormente en libros tales como:

- Norton, Robert L. (2011). Diseño de máquinas. Pearson.
- Shigley, Joseph E., Mitchell, Larry D. (1983). Diseño en ingeniería mecánica. Mc Graw Hill.
- Shigley, Joseph E. (2008). "Mechanical Engineering Design". Mc Graw Hill.

Con los ejemplos seleccionados se realizaron los cálculos tradicionales en forma manual y una simulación computacional para comparar los resultados de ambos.

El cálculo tradicional consistió en:

1. Interpretación del enunciado del problema.
2. Construcción del diagrama de cuerpo libre del elemento.
3. Determinación de los esfuerzos solicitantes.
4. Determinación de las reacciones vinculares.
5. Determinación de las tensiones principales promedio en diversas secciones críticas con entallas o muescas.
6. Determinación del coeficiente de entalla o muesca por medio de los coeficientes de Peterson.
7. Determinación de las tensiones principales máximas en las diversas secciones críticas dónde se determinaron las tensiones principales promedio.

Una vez realizado el cálculo tradicional para los ejemplos seleccionados, se pasó a la simulación compu-

tacional. Para la misma se empleó el software "CATIA V-5 R21" de la firma Dessault.

Si se compara dicho software con otros de similares características, tales como SolidWorks, Inventor o SolidEdge, se encuentra que el CATIA no tiene una amplia difusión. Esta situación planteó la necesidad de capacitarse en el manejo del mismo, lo que consumió demasiado tiempo pero fue redituable ya que se pudo transferir gran parte del conocimiento adquirido a otras cátedras de la carrera de ingeniería electromecánica.

La simulación computacional consistió en:

1. Construcción del modelo geométrico de la pieza a estudiar (figura 5).

2. Aplicación de las condiciones de vínculo.

En esta etapa se encontraron múltiples inconvenientes para simular un estado isostáticamente sustentado, dado que el programa no cuenta con una interfaz de aplicación de vínculos muy clara como la de otro software. Sin embargo, tras múltiples pruebas y fallas se encontró la manera de simular un apoyo fijo (tipo 2) y un apoyo móvil (tipo 1), lo que evita la generación de tensiones secundarias derivadas de una mala restricción o vinculación del cuerpo o pieza. (Figura 6).

3. Aplicación de las cargas o solicitaciones.

Aquí se emplearon múltiples maneras de aplicación de esfuerzos, desde una fuerza aplicada a un elemento virtual separado una distancia determinada para generar un momento torsor a un momento torsor aplicado directamente a la sección que corresponde. (Figura 6).

4. Mallado del modelo geométrico (figura 6).

En esta etapa se emplearon mallado total y en determinadas piezas controles de mallado para aligerar el cálculo y obtener mejores aproximaciones en las secciones críticas de interés.

5. Cálculo o simulación del modelo.

6. Determinación de las tensiones en el modelo (figura 7).

7. Determinación de las tensiones críticas en el modelo (figura 8).

Los valores obtenidos por este procedimiento se compararon con los resultados obtenidos con el método tradicional, permitiendo comprobar que los modelos desarrollados logran reproducir el comportamiento real de los prototipos.

En todos los casos se compararon tensiones máximas, únicamente.

Una vez realizados los ejemplos seleccionados de la bibliografía indicada, se escogieron algunos de ellos para transferir el conocimiento adquirido a la cátedra de “Elementos de máquina”. Con el conocimiento adquirido se pudo demostrar la importancia que tiene el conocimiento del método empírico para realizar una simulación computacional que entregue resultados comparables.

RESULTADOS

La mejor manera de demostrar lo que se establece como objetivo en este trabajo, es por medio de la resolución de un ejemplo concreto. El ejemplo que se toma es el problema 7-2, extraído del libro “Mechanical Engineering Design” de Joseph Shigley.

Cálculo tradicional.

Interpretación del enunciado del problema.

En el ejemplo original se solicita determinar el diámetro mínimo de cada sección del árbol de transmisión según los esfuerzos solicitantes sobre el mismo. En este trabajo se asumen conocidos los diámetros de cada sección, los que son extraídos de la respuesta del problema, y se determinan las tensiones máximas en cada una de ellas.

La geometría del árbol se observa en la figura 3.

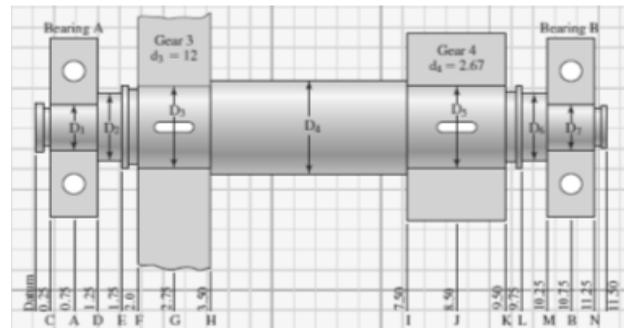


Figura 3. Geometría del árbol.

$$D1=D7=1 \text{ in.}$$

$$D2=D6=1.4 \text{ in.}$$

$$D3=D5=1.625 \text{ in.}$$

$$D4=2 \text{ in.}$$

Las tensiones máximas que se buscan son las que se generan en las intersecciones de:

$$D1-D2$$

$$D2-D3$$

$$D3-D4$$

$$D4-D5$$

$$D5-D6$$

$$D6-D7$$

Construcción del diagrama de cuerpo libre, determinación de los esfuerzos solicitantes y de las reacciones vinculares.

Para ahorrar espacio se transcribe la resolución del libro. Dicho procedimiento que aplica el libro sería el que uno aplicaría normalmente en esta etapa del cálculo tradicional. Los resultados obtenidos del procedimiento mencionado se aprecian en la figura 4.

Dónde:

- $W_{t23} = 540 \text{ lbf}$.
- $W_{r23} = -197 \text{ lbf}$.
- $W_{t54} = -2431 \text{ lbf}$.
- $W_{r54} = -885 \text{ lbf}$.

Determinación de las tensiones principales promedio en diversas secciones críticas con entallas y muescas.

Dado lo acotado que debe ser el trabajo, la determinación de las tensiones principales se realiza para la sección D4-D5 (denominada como "I"). El procedimiento que uno aplica para dicha sección se puede aplicar a las restantes sin mayores cuidados.

De los gráficos de momento flector (M_f) y torsor (T), ver figura 4, se aprecia que en la sección D4-D5, o "I" como la denomina el libro, se tienen los siguientes esfuerzos:

$$M_f = 3651 \text{ lbf}\cdot\text{in}$$

$$T = 3240 \text{ lbf}\cdot\text{in}$$

Los módulos resistentes axial (W) y polar (W_p) de la sección se calculan con el diámetro menor, es decir con $D_5 = 1.625 \text{ in}$. Los resultados son los siguientes:

$$W = 0.421 \text{ in}^3$$

$$W_p = 0.842 \text{ in}^3$$

Con los datos anteriores se determinan las tensiones normal (σ) y tangencial (τ) que solicitan a la sección I.

$$\sigma = 8672 \text{ psi}$$

$$\tau = 3848 \text{ psi}$$

Determinación del coeficiente de entalla o muesca por medio de los coeficientes de Peterson.

Se determina el coeficiente de entalla para el esfuerzo de flexión (K_f) y torsión (K_{fs}). Esto permite determinar las tensiones máximas en la sección I.

Para determinar el K_f de flexión, se suponen las siguientes relaciones:

$$D/d = 2/1.625 = 1.23$$

$$r/d = 0.1625/1.625 = 0.1$$

Según la figura A-15-9 (página 1003 del libro "Mechanical Engineering Design" de Shigley) el coeficiente geométrico de entalla (K_t) es 1.6.

Si se considera que el material es un acero de bajo contenido de carbono, la sensibilidad (q), según figura 6-20 (página 287 del libro "Mechanical Engineering Design" de Shigley) es 0.82.

Finalmente el K_f , para el esfuerzo de flexión, es igual a:

$$K_f = 1 + 0.82 \cdot (1.6 - 1) = 1.49$$

Para determinar el K_{ts} de la torsión, se suponen las siguientes relaciones:

$$D/d = 2/1.625 = 1.23$$

$$r/d = 0.1625/1.625 = 0.1$$

Según la figura A-15-8 (página 1003 del libro "Mechanical Engineering Design" de Shigley) el coeficiente geométrico de entalla (K_{ts}) es 1.35.

Si se considera que el material es un acero de bajo contenido de carbono, la sensibilidad (q), según figura 6-21 (página 291 del libro "Mechanical Engineering Design" de Shigley) es 0.95.

Finalmente el K_{fs} para el esfuerzo de torsión es igual a:

$$K_{fs} = 1 + 0.95 \cdot (1.35 - 1) = 1.33$$

Determinación de las tensiones principales máximas en las secciones críticas.

Las tensiones máximas en la sección I son:

$$\sigma_m = 8672 \cdot 1.49 = 12921 \text{ psi}$$

$$\tau_m = 3848 \cdot 1.33 = 5118 \text{ psi}$$

Con ambas tensiones se determina la tensión equivalente de Von Mises (σ_{VM}):

$$\sigma_{VM} = \left((\sigma_m)^2 + 3(\tau_m)^2 \right)^{0.5} = 15669.5 \text{ psi}$$

Por ende la tensión máxima en la sección I es:

$$\sigma_{VM} = 15670 \text{ psi}$$

Simulación computacional.

Construcción del modelo geométrico.

Aplicación de las condiciones de vínculo, solicitaciones y mallado.

Simulación y determinación de las tensiones del modelo y críticas o de interés.

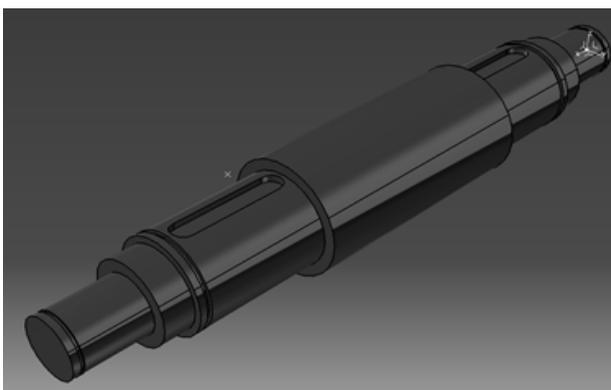


Figura 5. Modelo geométrico.

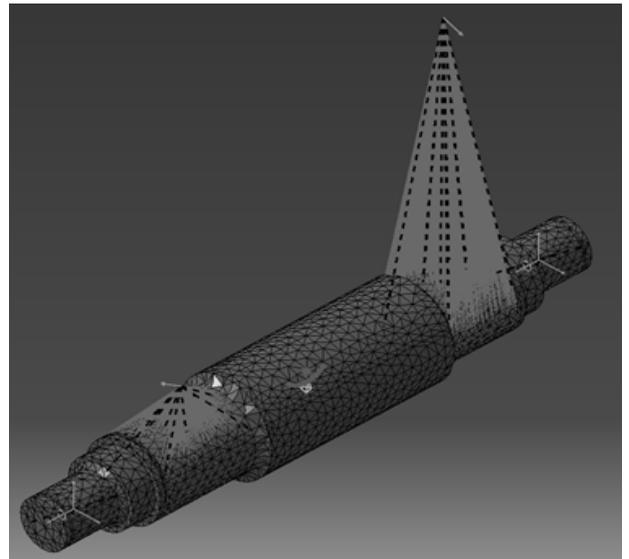


Figura 6. Vínculos, solicitaciones y mallado.

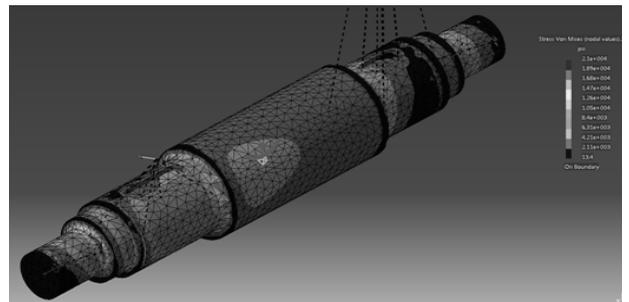


Figura 7. Tensiones de Von Mises en la pieza.

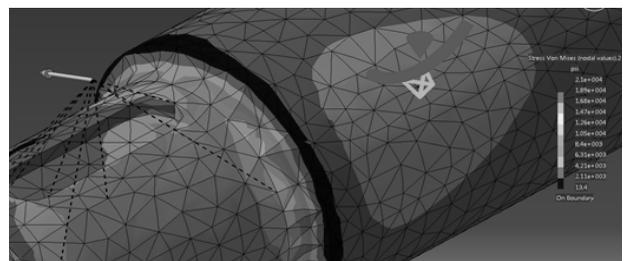


Figura 8. Tensiones de Von Mises en una sección crítica.

De esta última imagen se observa que, según la simulación computacional, la tensión equivalente de Von Mises, en la sección I es de aproximadamente 1.47e+004 psi (14700 psi).

A continuación se presentan ambos resultados en la sección I.

TENSIÓN EQUIVALENTE DE VON MISES (PSI)

CÁLCULO TRADICIONAL	SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	DIFERENCIA (%)
15670	14700	6.2

Tabla I. Comparación de resultados.

DISCUSIÓN

El proyecto se encuentra en su fase inicial, por lo que los resultados presentados corresponden a la primera etapa del mismo.

Se continuará trabajando para, en base a los resultados obtenidos de los modelos virtuales, proceder a la verificación por fatiga según la metodología descrita.

En una segunda etapa, el análisis se extenderá a otros tipos de piezas mecánicas sometidos a diferentes solicitaciones.

Las conclusiones obtenidas permitirán realizar un diseño confiable de este tipo de piezas mecánicas, de acuerdo a la vida útil esperada para las mismas.

CONCLUSIÓN

En esta primera etapa dedicada al estudio de ejes y árboles de transmisión, se deja en evidencia la estrecha relación entre los resultados obtenidos por el método empírico y el método por elementos finitos cuando se sigue un procedimiento, concreto y bien definido, de modelado y simulación.

RECONOCIMIENTO

Se agradece la colaboración al director del proyecto, Ing. Jorge Pruvost, y a los docentes del proyecto, Ing. Sergio Bertone e Ing. Jorge Grosso.

REFERENCIAS

- Norton, Robert L. "Diseño de máquinas". Pearson. (2011).

- Shigley, Joseph E., Mitchell, Larry D. "Diseño en ingeniería mecánica". Mc Graw Hill. (1983).

- Pilkey, Walter D. "Peterson's stress concentration factors". John Wiley and Sons, Inc. (1997).

- Shigley, Joseph E. "Mechanical Engineering Design". Mc Graw Hill. (2008).