

Análisis Estático de un Muelle Parabólico Para una Carga de 10,000 lbf Utilizando ANSYS-17.0

PÉREZ-HERNÁNDEZ, Gilberto*†, RAMÍREZ-VARGAS, Ignacio

Recibido Enero 12, 2017; Aceptado Marzo 6, 2017

Resumen

Actualmente para el sector automotriz, el ahorro de combustible y la reducción de emisiones son prioridades en el diseño. Surge la necesidad de reducir el peso de los vehículos. El objetivo del trabajo es simular el comportamiento estático de un muelle de perfil parabólico, que dado por sus características ofrece reducción de peso. Se presenta un análisis por el método del elemento finito sustentado por un desarrollo analítico: el primer análisis se desarrolla en ANSYS-17.0, y consta de la deformación total y el esfuerzo máximo. El segundo análisis se construye un modelo de un muelle en voladizo aplicando la teoría de deformación de la curva elástica donde el modelo matemático se establece de forma segmentada, las constantes de integración se obtienen a partir de condiciones de frontera, para el esfuerzo se recurre a las ecuaciones de teoría de viga. Finalmente, se realiza la comparación y validación de resultados obtenidos, con un porcentaje de variación no mayor a 1.46% para deflexión y 3.1% para el esfuerzo. Se consideran resultados satisfactorios para el diseño del muelle. Con esto se logra optimizar el diseño de un muelle convencional y asegurar que el nuevo diseño sea seguro y confiable para las condiciones de uso.

Muelle, parabólico, ANSYS

Abstract

Currently for the automotive sector, save fuel and emission reductions are top priorities in the design. Therefore, arise the necessity of reduce the weight of vehicles. The target of present work is simulate the static behavior of a parabolic profile spring, given its characteristics providing weight reduction. An analysis by the finite element method supported by an analytical development is presented: the first analysis is developed in ANSYS17.0, and consists of total deformation and maximum stress. The second analysis constructs a model of a cantilevered spring applying the deformation theory of the elastic curve where the mathematical model is established in segmented form and the constants of the integration were obtained from the boundary conditions, for the maximum stress is used the equations of the theory of the beam. Finally doing the comparison and validation of results obtained, with a percentage of variation not greater than 1.3% for deflection and 4% for the stress. Satisfactory results for the design of the spring are considered. This is achieved by optimizing the design of a conventional spring and ensuring that the new design is safe and reliable for the use conditions.

Leaf spring, parabolic, ANSYS

Citación: PÉREZ-HERNÁNDEZ, Gilberto, RAMÍREZ-VARGAS, Ignacio. Análisis Estático de un Muelle Parabólico Para una Carga de 10,000 lbf Utilizando ANSYS-17.0. Revista de Ingeniería Mecánica 2017, 1-1: 20-24

* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: gilberto.ph92@hotmail.com)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

La suspensión de un vehículo de carga es una de las partes más importantes de su estructura, teniendo en cuenta que sus funciones son soportar el peso del vehículo, absorber las vibraciones inducidas por el camino, permitir al conductor dirigir el vehículo eficientemente, proporcionar estabilidad y seguridad a sus ocupantes así como al producto que se esté transportando. El tipo de suspensión a utilizar se elige de acuerdo a la capacidad de carga del vehículo y al camino por el que se traslade comúnmente, debido a que no es fácil transportar demasiado peso por carretera. Los muelles de hojas ofrecen una solución a esta situación dado que son económicos, requieren de poco mantenimiento y son seguros. Otra función que ofrece este tipo de muelle, es que se utiliza como elemento de conexión entre el chasis y el eje. (HeiBing, 2011)

La manipulación de los vehículos de carga en la red federal de carreteras de México impone requerimientos más exigentes al vehículo debido al deficiente estado físico en que se encuentran, la todavía insuficiente cobertura y el mal estado de los caminos rurales (Gobernacion, 2002), en comparación con otros países desarrollados. Estas condiciones mencionadas establecen requerimientos de diseño importantes para los vehículos de carga. Uno de los componentes del vehículo que se ve más afectado por esta situación es la suspensión, dado que esta minimiza las vibraciones verticales, los impactos y establece un traslado estable. Los muelles son elementos cruciales de la suspensión y son los que presentan mayor desgaste y tienden a fallar por fractura debido en gran medida por las anomalías del camino.

Por otro lado, en la actualidad la tendencia de reducir peso en los componentes está tomando mayor relevancia.

Especialmente a causa del aumento del costo de los combustibles, las nuevas políticas medio ambientales internacionales que buscan un uso optimizado de los recursos y la reducción de las emisiones de dióxido de carbono. De esta manera se establece la creciente demanda de productos eficientes y de alto rendimiento (Stephan Krall, 2015). Todo esto nos lleva a la necesidad de reducir el peso en los sistemas mecánicos utilizados en los vehículos. La reducción de peso se puede lograr principalmente por la introducción de un nuevo material, la optimización del diseño y mejores procesos de fabricación.

Los muelles de hoja convencionales tienen la desventaja de ser robustos y tienden a fallar en caminos en mal estado. Todo esto nos lleva a la necesidad de hacer un estudio donde se considere todos los factores de frontera que afectara a dicho muelle y las necesidades actuales de reducción de peso. Con esto lograr un muelle que sea seguro, eficiente, confiable, económico, ligero, de fácil producción y que logre soportar fuerzas estáticas y dinámicas externas sin falla.

En trabajos anteriores, Hareesh K (Hareesh K, 2015) estudio e ilustra un proceso de desarrollo completo para construir un método de evaluación de durabilidad de muelles de hojas basado en pruebas de fatiga (G. Aggen, 1990) acelerada, usando carga de amplitud variable. Por otro lado, Basaran Ozmen (Stephan Krall, 2015) ilustra el comportamiento dinámico de los muelles de hoja CFRP e investigó la adecuación del cálculo analítico de la teoría de vigas de Euler – Bernoulli.

Este análisis se realizar para un muelle de hoja tipo parabólico puesto que este ofrece flexibilidad y rigidez constante, dado que con esta particularidad se reduce el uso de material en comparación de un muelle tradicional.

Y el análisis se realiza con software especializado (MEF) ya que este da soluciones más aproximadas a la realidad en comparación de métodos analíticos.

El objetivo principal de esta investigación es realizar un análisis mecánico en el que se determine un muelle de hoja parabólico útil que satisfaga las necesidades de carga y que logre soportar fuerzas estáticas externas sin falla.

Muelle Parabólico

Los resortes tradicionales de hoja se han utilizado desde los días donde los coches eran tirados por caballos. Los resortes de hojas de varias capas ofrecen una solución relativamente económica y confiable pero extremadamente robusta.

La principal ventaja de los resortes de hojas sobre otros tipos de resortes es que los resortes de hoja no sólo actúan como elementos de resorte, sino que también pueden utilizarse como elemento de conexión entre el chasis y el eje e incluso pueden controlar la cinemática del eje con respecto al chasis.

Los diferentes tipos de resorte de hoja se basan en algunas formas simples y básicas (Figura 1):

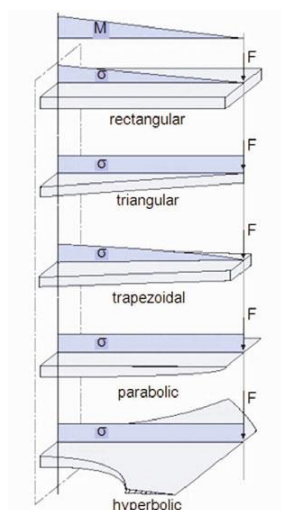


Figura 1 Formas básicas de resorte de hoja

Parabólico: Un resorte de hoja parabólico (figura 2) es un resorte de hoja con una anchura constante y grueso en el centro y se hace gradualmente más delgado hacia los extremos exteriores. Este diseño proporciona una rigidez variable para un paseo suave y una capacidad de carga adecuada. Los resortes de hoja parabólico no tienen problema de fricción y ruido cuando el resorte se comprime. Similar a un resorte de hoja triangular, este diseño da lugar a una viga flexible. Un resorte de hoja parabólico es más eficiente que un resorte de hoja convencional ya que reduce su tamaño y con ello su peso.

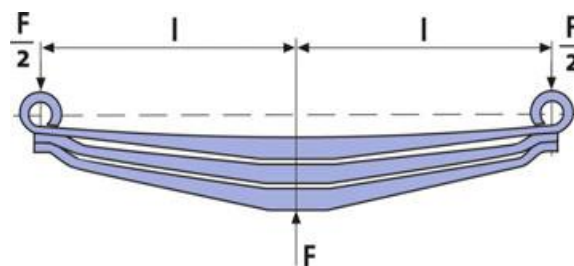


Figura 2 Muelle parabólico

Metodología

1. Análisis analítico

El análisis se lleva a cabo a un muelle parabólico de 3 hojas de dimensiones iguales, donde se obtiene la deformación total y esfuerzo máximo. Para este análisis se toma 3 consideraciones las cuales son:

- 1.1 El muelle se considera generalmente como una viga en voladizo. En el cual solo actúa una fuerza vertical en un extremo del muelle y en el extremo opuesto se encuentra fijo.
- 1.2 La única fuerza entre las hojas es una fuerza vertical (se desprecia el coeficiente de fricción entre las hojas).
- 1.3 El análisis se basa en la teoría de viga de Timoshenko.

Los parámetros geométricos del muelle de 3 hojas parabólico se enumeran en la Tabla 1.

Tabla 1. Parámetros geométricos del muelle de 3 hojas parabólico		
Espesor 1	h2 [in]	1.127
Espesor 2	h1 [in]	0.499
Longitud media	L [in]	30
Ancho	b [in]	3
Base	S [in]	2.5

Tabla 1

La parábola se dimensiono con la siguiente ecuación:

$$h_n = h_1 \sqrt{\frac{x}{27.5}} \quad 0 < x < 27.5$$

En la figura 3 se muestra el muelle parabólico.

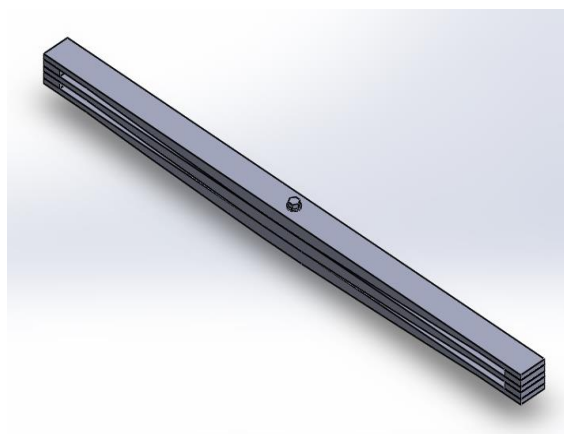


Figura 3 Muelle Parabólico de 3 hojas

El muelle analizar soporta una carga de 10.000 lbf.

Deflexión

El análisis de deflexión en este tipo de muelles es difícil de calcular usando ecuaciones tradicionales. Para dicho análisis se resuelve las ecuaciones diferenciales de la curva de deflexión de las vigas. La primera ecuación que utilizaremos es la ecuación del momento flexionante (ecuación 1). Como ésta es de segundo orden, se requieren dos integraciones. La primera produce la pendiente $y' = dy/dx$ y la segunda produce la deflexión y .

$$EIy''(x) = Fx \quad (1)$$

La ecuación se desarrolla seccionando el muelle en tres secciones A-B, B-C y C-D como se muestra en la figura 4.

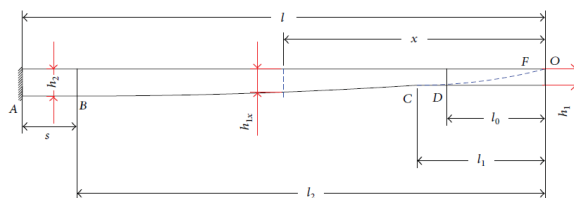


Figura 4 Muelle parabólico en voladizo

La sección C-D parte de la ecuación 1 donde se integra dos veces para obtener la pendiente y la deflexión en esa sección.

$$EI_1y_1''(x_1) = Fx_1 \quad (2)$$

$$EI_1y_1'(x_1) = \frac{1}{2}Fx_1^2 + C_1 \quad (3)$$

$$EI_1y_1(x_1) = \frac{1}{6}Fx_1^3 + C_1x_1 + D_1 \quad (4)$$

La sección B-C de igual forma, pero con $I_{2x} = I_2 \left(\frac{x_2+l_0}{l_2}\right)^2$,

$$EI_{2x}y_2''(x_2) = Fx_2 \quad (5)$$

$$EI_2y_2'(x_2) = \frac{Fx_2}{\left(\frac{x_2+l_0}{l_2}\right)^2} \quad (6)$$

$$EI_2y_2''(x_2) = Fl_2^2 \left[(x_2 + l_0)^{-\frac{1}{2}} - l_0(x_2 + l_0)^{-\frac{3}{2}} \right] \quad (7)$$

$$EI_2y_2'(x_2) = 2Fl_2^2 \left[(x_2 + l_0)^{\frac{1}{2}} + l_0(x_2 + l_0)^{-\frac{1}{2}} \right] + C_2 \quad (8)$$

$$EI_2y_2(x_2) = 4Fl_2^2 \left[\frac{1}{3}(x_2 + l_0)^{\frac{3}{2}} + l_0(x_2 + l_0)^{\frac{1}{2}} \right] + C_2x_2 + D_2 \quad (9)$$

La sección A-B

$$EI_3y_3''(x_3) = Fx_3 \quad (10)$$

$$EI_3y_3'(x_3) = \frac{1}{2}Fx_3^2 + C_3 \quad (11)$$

$$EI_3 y_3(x_3) = \frac{1}{6} F x_3^3 + C_3 x_3 + D_3 \quad (12)$$

Para determinar la deflexión en la sección C-D se toman condiciones de frontera que afectan al muelle para así obtener las constantes de las ecuaciones 4, 9 y 12.

1. Cuando en A es fijo la deflexión y la pendiente es cero, por lo tanto:

$$y_3'(l - l_0) = y_3(l - l_0) = 0 \quad (13)$$

Las constantes C_3 y D_3 son calculadas por las ecuaciones 11 y 12, que da como resultado las siguientes ecuaciones:

$$C_3 = -\frac{F}{2}(l - l_0)^2 \quad (14)$$

$$D_3 = \frac{F}{3}(l - l_0)^3 \quad (15)$$

2. En el punto B se considera que tanto la deflexión y_2 y y_3 en ese punto es igual, por lo tanto:

$$y_2'(l_2 - l_0) = y_3'(l_2 - l_0) \quad (16)$$

$$y_2(l_2 - l_0) = y_3(l_2 - l_0) \quad (17)$$

Las constantes C_2 y D_2 son calculadas por las ecuaciones 8, 9, 11, 12, 16 y 17.

$$C_2 = F \left(-\frac{3}{2} l_2^2 - 3l_0 l_2 + \frac{1}{2} l_0^2 \right) - \frac{F}{2} (l - l_0)^2 \quad (18)$$

$$D_2 = F \left(\frac{1}{3} l_2^3 - 3l_0 l_2^2 - 3l_0^2 l_2 + \frac{1}{3} l_0^3 \right) + \frac{F}{3} (l - l_0)^3 \quad (19)$$

3. Para el Punto C tanto como la deflexión y_2 y y_1 son iguales en ese punto, por lo tanto:

$$y_1'(l_1 - l_0) = y_2'(l_1 - l_0) \quad (20)$$

$$y_1(l_1 - l_0) = y_2(l_1 - l_0) \quad (21)$$

La constante C_1 y D_1 son calculados con las ecuaciones 3, 4, 18, 19, 20 y 21.

$$C_1 = F \left[l_0 l_1 - \frac{1}{2} l_1^2 - \frac{1}{2} l_0^2 - \frac{3}{2} l_2^2 \beta^3 - \frac{1}{2} l^2 \beta^3 + 2l_1^2 l_2^2 \beta^3 - 3l_0 l_2 \beta^3 + l l_0 \beta^3 + 2l_0 l_1^2 l_2^2 \beta^3 \right] \quad (22)$$

$$\beta = \frac{h_1}{h_2}$$

$$D_1 = F \left[\frac{1}{3} l_1^3 - \frac{1}{3} l_0^3 - l_0 l_1^2 + l_1 l_0^2 + \frac{1}{3} l_2^3 \beta^3 + \frac{1}{3} l^3 \beta^3 - \frac{2}{3} l_1^2 l_2^2 \beta^3 + l l_0^2 \beta^3 - \beta^3 l^2 l_0 - 3l_0 l_2^2 \beta^3 - 3l_2 l_0^2 \beta^3 + 4l_0 l_1^2 l_2^2 \beta^3 + 2l_0^2 l_1^2 l_2^2 \beta^3 \right] \quad (23)$$

Por último, considera la fuerza localizada en el final de la muelle como se muestra en la figura 5, haciendo esto el valor de l_0 y x_1 es igual a cero. Para obtener la deflexión se utiliza la ecuación 4 en la cual se remplazan las constantes C_1 y D_1 ya calculadas en las ecuaciones 22 y 23. Con todo esto la ecuación se formula de la siguiente forma:

$$EI_1 y_1(x_1) = F \left[\frac{1}{3} l_1^3 + \frac{1}{3} l_2^3 \beta^3 + \frac{1}{3} l^3 \beta^3 - \frac{2}{3} \beta^3 l_1^2 l_2^2 \right] \quad (24)$$

Despejando $y_1(x_1)$:

$$y_1(x_1) = \frac{F \left[\frac{1}{3} l_1^3 + \frac{1}{3} l_2^3 \beta^3 + \frac{1}{3} l^3 \beta^3 - \frac{2}{3} \beta^3 l_1^2 l_2^2 \right]}{EI_1} \quad (25)$$

Donde:

$$E = 30e^6 \text{ psi}$$

$$I_1 = \frac{nbh_1^3}{12}$$

$$\beta = \frac{h_1}{h_2}$$

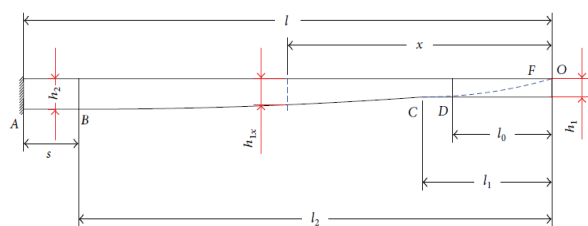


Figura 5 Muelle Parabólico localizada la fuerza en el extremo final

Esfuerzo máximo

Para determinar el esfuerzo se puede utilizar la curva esfuerzo-deformación unitaria del material para determinar los esfuerzos a partir de las deformaciones unitarias. Los esfuerzos actúan sobre toda la sección transversal de la viga y varían en intensidad dependiendo de la forma del diagrama esfuerzo deformación unitaria y de las dimensiones de la sección transversal.

La relación esfuerzo-deformación unitaria más común encontrada en la ingeniería es la ecuación para un material linealmente elástico. Para esos materiales sustituimos la ley de Hooke para esfuerzo uniaxial ($\sigma = E\epsilon$) para la cual se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\epsilon(x) = -yk(x) = -y \frac{d^2v}{dx^2} \quad (26)$$

$$\sigma_x = E\epsilon = -Eky \quad (27)$$

Esta ecuación demuestra que los esfuerzos normales que actúan sobre la sección transversal varían linealmente con la distancia y desde la superficie neutra. Esta distribución del esfuerzo se representa en la figura 5 para el caso en que el momento flexionante M es positivo y la viga se flexiona con una curvatura positiva. Cuando la curvatura es positiva, los esfuerzos σ_x son negativos (compresión) arriba de la superficie neutra y positivos (tensión) debajo de ella. En la figura los esfuerzos de compresión se indican por flechas que apuntan hacia la sección transversal y los esfuerzos de tensión se indican por flechas que apuntan contrarias a la sección transversal.

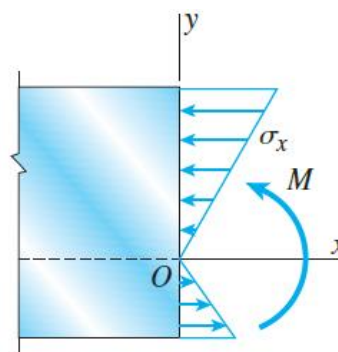


Figura 6 Esfuerzos normales en una viga de material linealmente elástico

El momento resultante de los esfuerzos normales σ_x que actúan sobre la sección transversal es igual al momento flexionante M (figura 6). El elemento de fuerza $\sigma_x dA$ que actúa sobre el elemento de área dA (figura 7) lo hace en la dirección positiva del eje x cuando σ_x es positivo y en la dirección negativa cuando σ_x es negativo. Como el elemento dA está ubicado arriba del eje neutro, un esfuerzo positivo σ_x que actúa sobre ese elemento produce un elemento de momento igual a $\sigma_x y dA$. Este elemento de momento actúa en sentido opuesto al momento flexionante positivo M que se muestra en la figura 6. Por tanto, el momento elemental es

$$dM = -\sigma_x y dA \quad (28)$$

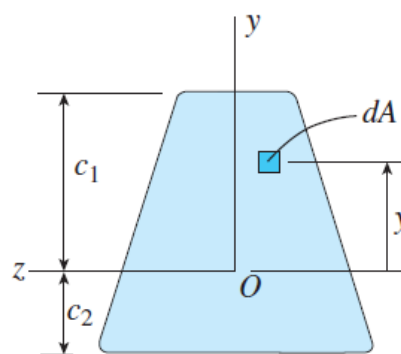


Figura 7 Sección transversal de la viga que muestra el eje z como el eje neutro de la sección transversal

La integral de todos estos momentos elementales sobre toda el área de la sección transversal A debe ser igual al momento flexionante:

$$M = - \int \sigma_x y dA \quad (29)$$

o, al sustituir σ_x en la ecuación 26,

$$M = \int kEy^2 dA = kE \int y^2 dA \quad (30)$$

En virtud de que la integral en la ecuación anterior es una propiedad del área de la sección transversal, es conveniente reescribir la ecuación como sigue:

$$M = kEI \quad (31)$$

En donde

$$I = \int y^2 dA \quad (32)$$

Ahora se puede reacomodar la ecuación 31 para expresar la curvatura en términos del momento flexionante en la viga:

$$k = \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (33)$$

Conocida como la ecuación momento-curvatura.

Al sustituir la expresión para la curvatura (ecuación 33) en la expresión para el esfuerzo σ_x (ecuación 26), obtenemos:

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \quad (34)$$

Donde:

$$I = \frac{nbh^3}{12}$$

$$y = \frac{h}{2}$$

Y la ecuación queda como sigue:

$$\sigma_x = -\frac{6FL}{nbh^2} \quad (35)$$

Análisis con el MEF (ANSYS)

Modelado CAD

Un modelo 3D del muelle parabólico es el inicio del MEF y el cual se desarrolló en Solidworks 16. El modelo 3D es un conjunto complejo de 5 piezas totales, incluyendo tres hojas de un resorte parabólico.

Los modelos sólidos primero se generan individualmente posteriormente se generó el ensamble de todos los componentes. La hoja tiene una longitud media de 30 in y una anchura de 3 in. El perfil parabólico de las hojas se da un grosor variable de 1.127 in en el centro a 0.499 in cerca de los extremos finales. El modelo CAD generado según los detalles anteriores se muestra en la Figura 8.

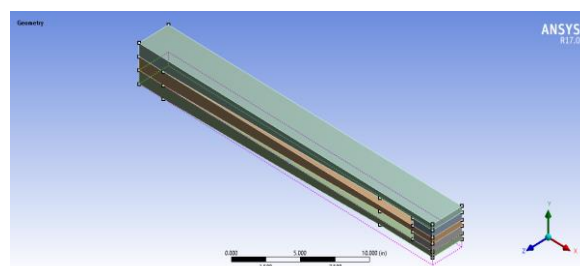


Figura 8 Modelo CAD del Muelle Parabólico de 3 hojas

Método del Elemento Finito usando ANSYS WORKBENCH

El modelo 3D generado anteriormente del muelle de hoja parabólica se importa en ANSYS Workbench y todas las condiciones de contorno se aplican según dichas condiciones de uso del mismo. El análisis se compone de tres etapas básicas del FEA, es decir, Pre-Procesamiento, Solución y Post-procesamiento. El Pre-Procesamiento incluye la definición de datos del material, definición de contacto, mallado y aplicación de condiciones de frontera (cargas y restricciones). La solución es la selección adecuada del método a resolver. Después los resultados de la solución se muestran en el Post-procesamiento que incluye el esfuerzo equivalente de Von Mises y el desplazamiento máximo.

Propiedades del material

La selección de material es uno de los pasos más importantes en el diseño del muelle y se basa en la aplicación de dicho muelle y afecta a la calidad y el costo en gran manera.

Una selección más precisa se basa en las condiciones en las que se va a utilizar el muelle, los requisitos de carga, deflexión o fatiga, las calidades del material y sus requisitos de disponibilidad. El grado de acero de resorte utilizado en este estudio es 50Cr4V2. Las diferentes propiedades mecánicas del material seleccionado se muestran en la tabla 2.

Modulo de Young (Mpa)	2.10E+05
Coefficiente Poisson	3.00E-01
Dureza Brinell (BHN)	534 – 601
Resistencia A la tensión (MPa)	1900 – 2200
Resistencia a laFluencia (MPa)	1680 – 1890

Tabla 2

Definición de contactos

La definición de contacto es el siguiente paso después de la definición del material y es muy importante para converger en un resultado significativo. ANSYS Workbench genera contactos entre dos entidades al importar el archivo CAD, siempre que se detecte un contacto entre ellos. ANSYS detecta automáticamente un contacto de tipo ligado que tiene cero grados de libertad y se comporta como una junta soldada (Bonded). En el estudio actual en lugar del tipo de contacto de Bonded se utiliza frictional contact con un coeficiente de fricción de 0.05 entre hojas. Todos los demás contactos son generados automáticamente, se toman como Bonded.

Malla

El mallado se ha hecho seleccionando correctamente el tipo de elemento, la relevancia, el refinamiento y el control del tamaño.

En la figura 9 y en la tabla 3, se muestra una vista de la malla y los detalles de la misma, respectivamente.

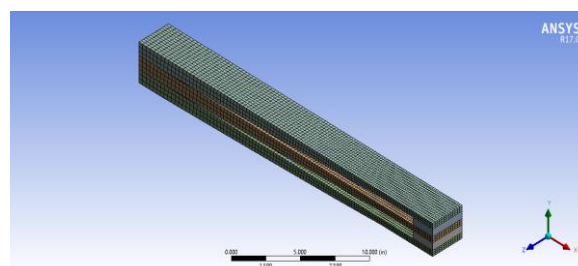


Figura 9 Malla 3D

Elementos	13925
Nodos	74032

Tabla 3

Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera incluyen carga y restricciones en forma de fuerza, soportes y otras condiciones para llevar a cabo el análisis. La aplicación de la condición de frontera es uno de los pasos más críticos en la etapa de pre-procesamiento para realizar el análisis MEF. En el estudio actual, el muelle está modelado en estado plano y en voladizo para mejorar el análisis, que es la posición máxima de deflexión en la carga real y la carga aplicada de tal manera que el muelle se desvía a su posición inicial. La carga total se divide en dos y se aplica en la parte final del muelle y el soporte fijo se aplica en la parte media del muelle completo. Las condiciones de contorno aplicadas al modelo se pueden ver en la Figura 11.

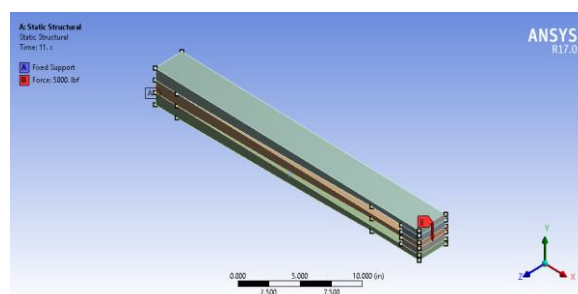


Figura 11 Condiciones de frontera

Análisis Estático y deformación en ANSYS

El análisis estructural estático es una parte de la etapa de solución del MEF y tiene como objetivo obtener la salida como valores numéricos el esfuerzo de Von-Mises y el desplazamiento bajo la aplicación de las condiciones de frontera. Las condiciones de estado estacionario se asumen para la carga con respecto al tiempo. El análisis se realiza para la información pre-procesada incluyendo las propiedades del material, detalles de carga, condiciones de soportes y definiciones de contacto.

Resultados y discusión

Comenzamos la discusión probando que tanto la solución analítica como la numérica (MEF) son resultados satisfactorios ya que solo hay una desviación de 1.45% y 3.04% para la deformación y el esfuerzo máximo, respectivamente.

Los resultados se han dividido en:

- Análisis Analítico
- Análisis Numérico (MEF).

Se determinaron los esfuerzos de von Mises y la deformación máxima. En la tabla 4 muestra la comparación de los resultados obtenidos y su porcentaje de error.

Tabla 4. Comparación De Resultados del Análisis Analítico y MEF			
Resultados	Análisis Analítico	MEF	Error [%]
Esfuerzos de Von Mises [ksi]	78.73	81.13	3.04
Deformación [in]	2.38	2.35	1.46

Tabla 4

Como se ha hecho notar en la tabla anterior tanto los resultados del análisis numérico (MEF) y los resultados analíticos son aceptables para el diseño del muelle. Ahora es necesario que tengamos presente que, durante el proceso de diseño, los parámetros geométricos de las hojas de muelle pueden diseñarse sobre la base de la rigidez deseada del muelle.

Sin embargo, en el proceso de mecanizado real del muelle parabólico, algunas dimensiones reales de la hoja de muelle varían de las dimensiones calculadas cuando se consideran la fiabilidad, la concentración de esfuerzos y otros factores. Deberá establecer el efecto de estas diferencias sobre el valor de rigidez del material.

Los resultados obtenidos serán descritos a continuación:

En las figuras 12 y 13 se muestran la deflexión total y el esfuerzo de Von-Mises respectivamente.

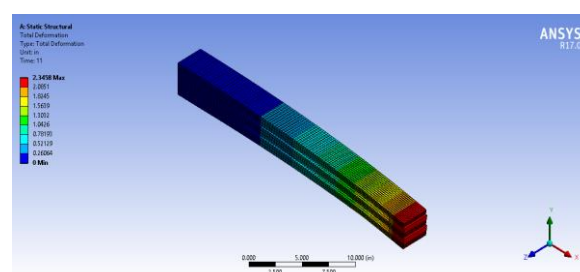


Figura 12 Deformación total

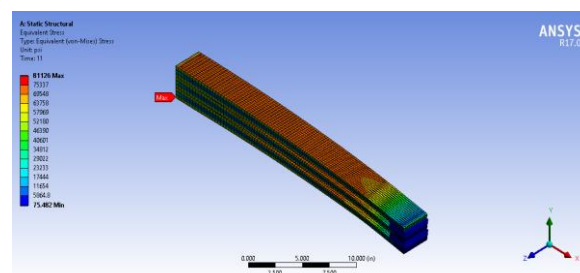


Figura 13 Esfuerzo de Von-Mises

El máximo esfuerzo se localizó en la parte central del muelle, en la parte inferior de la tercera hoja, alcanzando un valor máximo de 81.126 ksi, que es muy por debajo del límite elástico del material.

Los mayores desplazamientos ocurren en el extremo final del muelle, alcanzando un desplazamiento máximo de 2.34 in.

Las figuras 13, 14, 15 y 16 muestran como el esfuerzo se mantiene prácticamente constante durante la mayor parte de la longitud de las hojas del muelle y con esto se demuestra que el muelle es más eficiente con respecto con otros muelles convencionales ya que por sus propiedades geométricas da un mayor rendimiento en el material empleado.

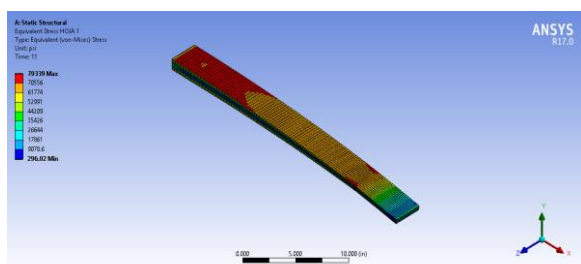


Figura 14 Esfuerzos de von Mises - Hoja 1

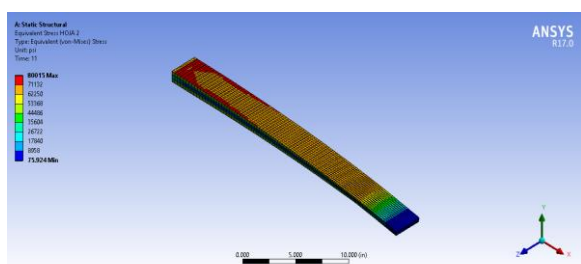


Figura 15 Esfuerzos de von Mises - Hoja 2

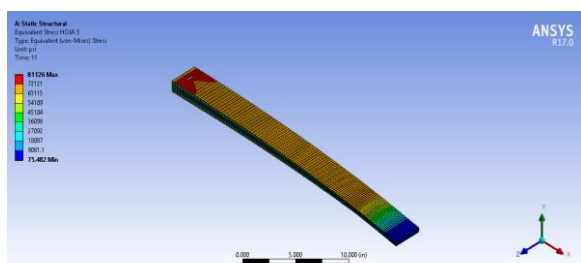


Figura 16 Esfuerzos de von Mises - Hoja 3

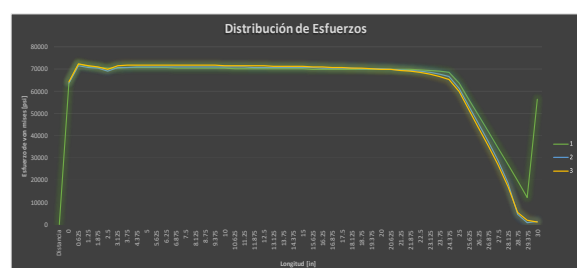


Gráfico 1 Distribución de esfuerzos en las hojas 1, 2 y 3.

La gráfico 1 muestra una distribución de esfuerzos de las tres hojas del muelle diseñado donde se muestra que se comportan prácticamente igual, su desviación es aceptable.

Anexos

Nomenclatura:

h_n = Espesor variable.

h_2 = Espesor inicial.

h_1 = Espesor final.

E = Modulo de Young.

I = Momento de inercia.

F = Fuerza que actúa en el extremo final del muelle.

I_1 = momento de inercia de la sección C-D
($I_1 = \frac{nbh_1^3}{12}$).

I_{2x} = Momento de inercia de la sección variable ($I_{2x} = I_2 \left(\frac{x_2 + l_0}{l_2} \right)^3$).

I_2 = Momento de inercia de la sección A-B
($I_2 = \frac{nbh_2^3}{12}$).

l = Longitud media del muelle.

l_1 = Longitud final del muelle.

l_2 = Longitud de la sección variable (parábola).

n = número de hojas del muelle.

b = Ancho de la hoja del muelle.

Conclusiones

Un innovador muelle parabólico de 3 hojas ha sido diseñado y analizado con ayuda de ANSYS y validado con un análisis analítico resolviendo ecuaciones diferenciales altamente no lineales.

Por supuesto, puede surgir dificultad de fabricación para tal contorno propuesto del muelle parabólico. Pero, se encuentra que la respuesta, en términos de esfuerzo y deflexión, del muelle de hoja parabólico propuesto no cambia significativamente de la de un resorte de hoja tradicional. Por lo tanto, justifica el uso de tal contorno parabólico, especialmente, en términos de economía y peso ligero del muelle.

Tomando los resultados del MEF como base para el diseño se tiene una deflexión total de 2.34 in el cual está cerca del valor analítico. El esfuerzo de Von-Mises, el máximo es 81.13 ksi con una desviación del 3.04% se observa que está muy por debajo de la resistencia del material seleccionado, lo que indica que el diseño es seguro. Todas estas conclusiones dan resultados muy próximos que demuestran la validación de este trabajo.

Con esto se concluye que un muelle con sección transversal variable se hace mejor uso del material, en términos de economía. A partir del análisis del MEF detallado, es obvio que se puede reducir más material de un muelle de hoja tradicional (mediante la inscripción de una forma parabólica, por ejemplo, como se hace aquí) con un cambio insignificante en la respuesta del muelle, en términos de esfuerzo y deflexiones.

Referencias

Committee, A. I. (1993). *Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys*. Metals Handbook.

G. Aggen, F. W. (1990). *Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys*. ASM INTERNATIONAL.

Gobernacion, S. d. (Junio de 2002). *Diario Oficial de la Federación*. Obtenido de http://dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=728014&fecha=14/06/2002

Hareesh K, T. S. (2015). Design and Analysis of Leaf Spring - Using FEA Approach. *International Journal of Scientific Engineering and Technology*, 4(3), 197-200.

Heißing, B. (2011). *Chassis Handbook*. Berlin: Vieweg+Teubner.

Stephan Krall, R. Z. (2015). Investigation of the Dynamic Behaviour of CFRP Leaf Springs. *Procedia Engineering*, 646 – 655.

Stephen P. Timoshenko, J. M. (2011). *Mechanics of materials*. Nelson Canada: PWS Publishing Company.

Wahl, A. M. (1944). *Mechanical Springs*. Cleveland: The Penton Publishing Company.