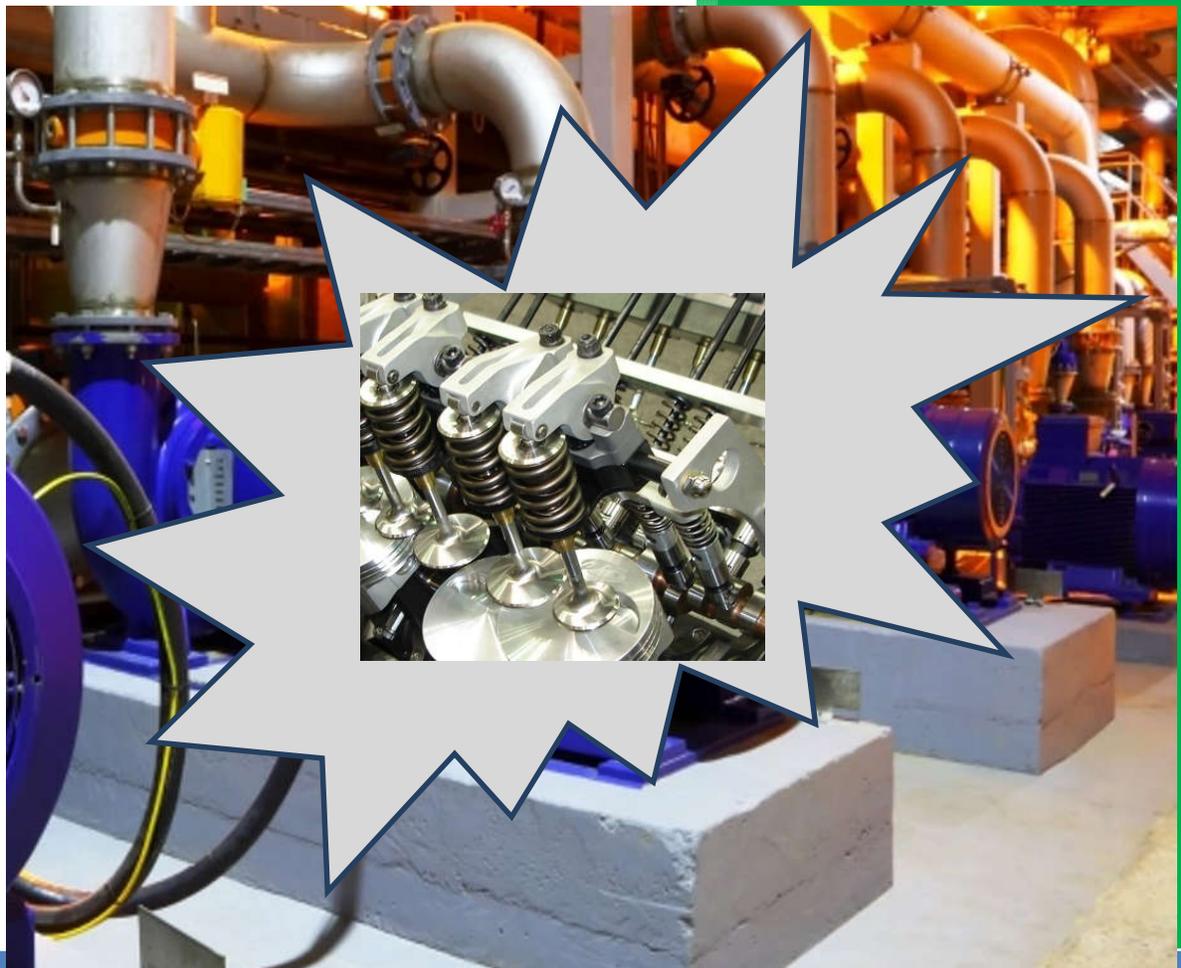


UTN – LA PLATA

DTO. INGENIERÍA MECÁNICA

PRACTICA SUPERVISADA



Estudio tensional y de resonancia en resortes helicoidales

Alumno: Somoza Sebastián

AÑO 2019

Docente Tutor: Ing. Muriel Juan José

Índice

1. Introducción

- 1.1 Objetivos de la práctica supervisada.....1-3

2. Conceptos generales y teoría aplicada

- 2.1 Definición de resorte, aplicaciones.....4
- 2.2 Tipos de Resortes.....4-5
- 2.3 Material para resortes.....6-12
- 2.4 Tratamientos mecánicos en resortes.....12-14
- 2.5 Mecánica de los resortes (Estático).....15-20
- 2.6 Pulsación natural del resorte.....21-22

3. Conclusiones y análisis

- 3.1 Efecto de “d” en la tensión.....23
- 3.2 Coeficiente de Wahl.....24
- 3.3 Constante elástica “k”25-26
- 3.4 Conclusiones leva excéntrica circular.....27-29
- 3.5 Conclusiones de la pulsación natural del resorte.....30
- 3.6 Pandeo.....31
- 3.7 Conclusiones generales.....31

4. Estudios y conclusiones con SolidWorks

- 4.1 Plano del elemento de estudio.....32
- 4.2 Estudio de elementos finitos.....33-41
- 4.3 Comparación con el teórico.....42

- 4.4 Efecto de la sollicitación compuesta.....43-44
- 4.5 Comparación de la tensión máxima cortante.....45-46
- 4.6 Comparación de tensiones de corte en resorte de paso cte y variable.....48-52
- 4.7 Estudio de Frecuencia53-58

5. Prototipo de máquina para ensayo de resorte

- 5.1 Imagen de prototipo de máquina para ensayo.....59
- 5.2 Criterio de selección del motor eléctrico.....60
- 5.3 Datos del motor descargados del fabricante.....61-64
- 5.4 Selección del variador de frecuencia.....65
- 5.5 Relación de multiplicación por banda sincrónica.....66-67
- 5.6 Volante de inercia.....67-68
- 5.7 Seguidor.....68-70
- 5.8 Efecto estroboscópico.....70-71
- 5.9 Alternativa al efecto estroboscópico.....71-72

6. Relación de la PS con los temas aprendidos durante la carrera, Consejos de la PS

- 6.1 conclusiones.....73-75

7. Bibliografía

- 7.1 Bibliografía ,apuntes y páginas web.....76

8. Archivos adjuntos a la PS

- 8.1 Descripción de archivos adjuntos a la PS.....77

1.1 Objetivos de la práctica supervisada

Este trabajo tiene como finalidad conocer los parámetros que entran en juego en el fenómeno de la resonancia de los resortes helicoidales, muy utilizados en los sistemas leva-seguidor para que dicho seguidor este siempre en contacto con la leva. Estas variables son geométricas, es decir, paso y diámetro del resorte, diámetro del alambre, numero de espiras útiles, el modo en que esta fijo al sistema, es decir como es la superficie sobre donde esta fijo o empotrado el muelle, todo esto que nombramos va a influir sobre la frecuencia angular de la perturbación, a la cual debe someterse al muelle, para lograr que entre en resonancia, teniendo en cuenta que el sistema mecánico solo tiene un grado de libertad.

En el caso de considerar la frecuencia natural de vibración del conjunto o sistema, entra en juego la contribución de masas del pasador, seguidor, rodillo, todo lo que apoye en la leva.

En este análisis vamos a considerar que todos los elementos mecánicos involucrados son rígidos e indeformables, exceptuando el resorte. Estrictamente ningún material es indeformable pero ciertos materiales sufren variaciones geométricas despreciables que básicamente no son preponderantes en el ensayo o prueba.

Esta prueba se podría efectuar variando la frecuencia de la corriente eléctrica de un motor trifásico de dos polos, modificando el régimen de giro del eje y la perturbación de tipo sinusoidal, en el cual la amplitud está fijado por la excentricidad de la leva circular, donde la frecuencia angular " ω_l " de la leva sea igual a la pulsación natural del resorte " ω_n " este entrara en resonancia, por lo general más cercana a la frecuencia más baja o fundamental "promedio" (pulsación natural de 1er orden) debido a que está limitado a un grado de libertad, para sus siguientes formas modales, es decir sus frecuencias naturales de (2do, 3ro, etc..) , los regímenes de giro a los que debería ir el eje son muy elevados, suponiendo que son múltiplos enteros de la fundamental.

Necesitaremos de una leva excéntrica circular, ya que su comportamiento responde al M.A.S (movimiento armónico simple), es decir que generamos una oscilación de tipo sinusoidal que nos permitirá conocer la frecuencia resonante de primer orden, dada esta particularidad optamos por este tipo de leva y no otra, ya que podría entrar en resonancia con algún armónico de orden superior si se opta por un perfil de leva que sea distinto al excéntrico circular.

Cualquier sistema real físico también tendrá frecuencias naturales más altas, las que general no son múltiplos enteros de la fundamental. Para encontrarlas se debe crear un modelo con varios grados de libertad

La amplitud de las deformaciones del resorte que irán cambiando con el trascurso del tiempo o con la velocidad angular del eje, podrían ser “observadas” con un artefacto de luz estroboscópico, básicamente cuando las amplitudes son muy grandes el muelle está en resonancia mecánica. Con dicho conjunto de pares ordenados podríamos obtener la ecuación que responde a ese comportamiento bajo esas condiciones de operación, con algún tipo de regresión cuadrático o exponencial.

Este fenómeno es importante conocerlo ya que en estos sistemas a altos regímenes de operación corren el riesgo de entrar en resonancia, de ser así, en los sistemas leva-seguidor, el seguidor deja de seguir a la leva, imaginemos que es lo que pasaría en motor de combustión interna si cuando la válvula en vez de estar cerrada esta abierta o “semi abierta”, claramente el motor perdería el sincronismo. También las tensiones serían muy grandes, pudiendo causar roturas de cualquier elemento de máquina, generando grandes impactos o golpeteos.

Recordemos el funcionamiento del tren de válvula automotriz (ver imagen n°1 en la siguiente página). Al girar la leva, hace que la varilla de empuje suba el balancín gira y oprime hacia abajo el vástago de la válvula, y la válvula se abre. Al mismo tiempo el resorte que rodea al vástago de la de la válvula se comprime y almacena energía. Al continuar girando la leva, permite el movimiento del tren, de regreso a su posición

original. En su movimiento de subida y cierre de la cámara del motor, la válvula es ayudada por el resorte, el cual ejerce una fuerza que cierra la válvula al finalizar el ciclo.

Usted es el diseñador del resorte para el tren de válvula. ¿Qué clase de resorte especificara?, ¿Cuáles deben ser sus dimensiones, como la longitud, el diámetro externo, el diámetro interno, y el diámetro del alambre para las espiras?, ¿Cuántas espiras debe usarse?, ¿Cómo se deben ver los extremos del resorte? , ¿Cuánta fuerza ejerce sobre la válvula, y como cambia esa fuerza cuando el tren de la válvula efectúa un ciclo completo? , ¿De qué material debe ser? , ¿Qué valores de esfuerzo se desarrollan en el alambre del resorte y como debe diseñarse para ser seguro bajo la carga, duración y condiciones del ambiente en donde debe funcionar? Debe especificar o calcular todos estos factores, para asegurar que el diseño del resorte sea bueno.

Como podemos ver en la siguiente imagen el tren de válvulas:

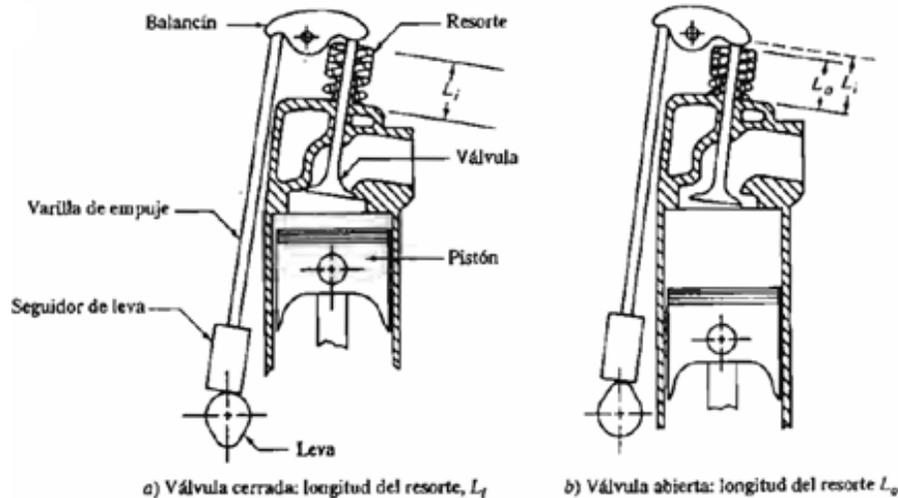


Imagen n°1 Tren de válvula.

2.1 Resortes

Un resorte es un elemento flexible que ejerce una fuerza o un par torsional y al mismo tiempo almacena energía, la fuerza puede ser lineal, de empuje o de tracción, o puede ser radial. Los resortes almacenan energía cuando se flexionan y regresan la energía cuando se quita la fuerza que causó la deflexión.

Un resorte es un elemento de máquina cuya principal característica es aportar flexibilidad a las conexiones cinemáticas entre elementos mecánicos. Los resortes tienen doble misión de aportar una fuerza o momento según la geometría del resorte y almacenar energía.

Entre las aplicaciones más comunes se pueden hallar:

- Para almacenar y retornar energía.
- Para mantener una fuerza adecuada en los actuadores y en las válvulas.
- Como aislador de vibración en vehículos.
- Para retornar o desplazar piezas como los resortes de puertas o de pedales o de actuadores mecánicos de embrague.

2.2 Los resortes suelen clasificarse según su tipo de esfuerzo de deformación predominante, su forma y clasificación son:

1) Resorte de efecto de torsión.

a- Espira helicoidal (circular o rectangular) y envolvente cilíndrica. (figura a)

b- Espira helicoidal (circular o rectangular) y envolvente cónica. (figura b)

c- De tipo barra. (figura c)

d-De bloque elastómero. (figura d)

2) Resorte de efecto flexional.

a-Tipo de espiral. (figura e)

b- De tipo disco. (figura f)

c-De láminas también llamados ballestas. (figura g)

3) Resorte de efecto axial.

a-De tipo anular cerámico o metálico. (figura h)

b- De tambor elastómerico (figura i)

Observamos en la imagen siguiente los distintos tipos de resortes mencionados:

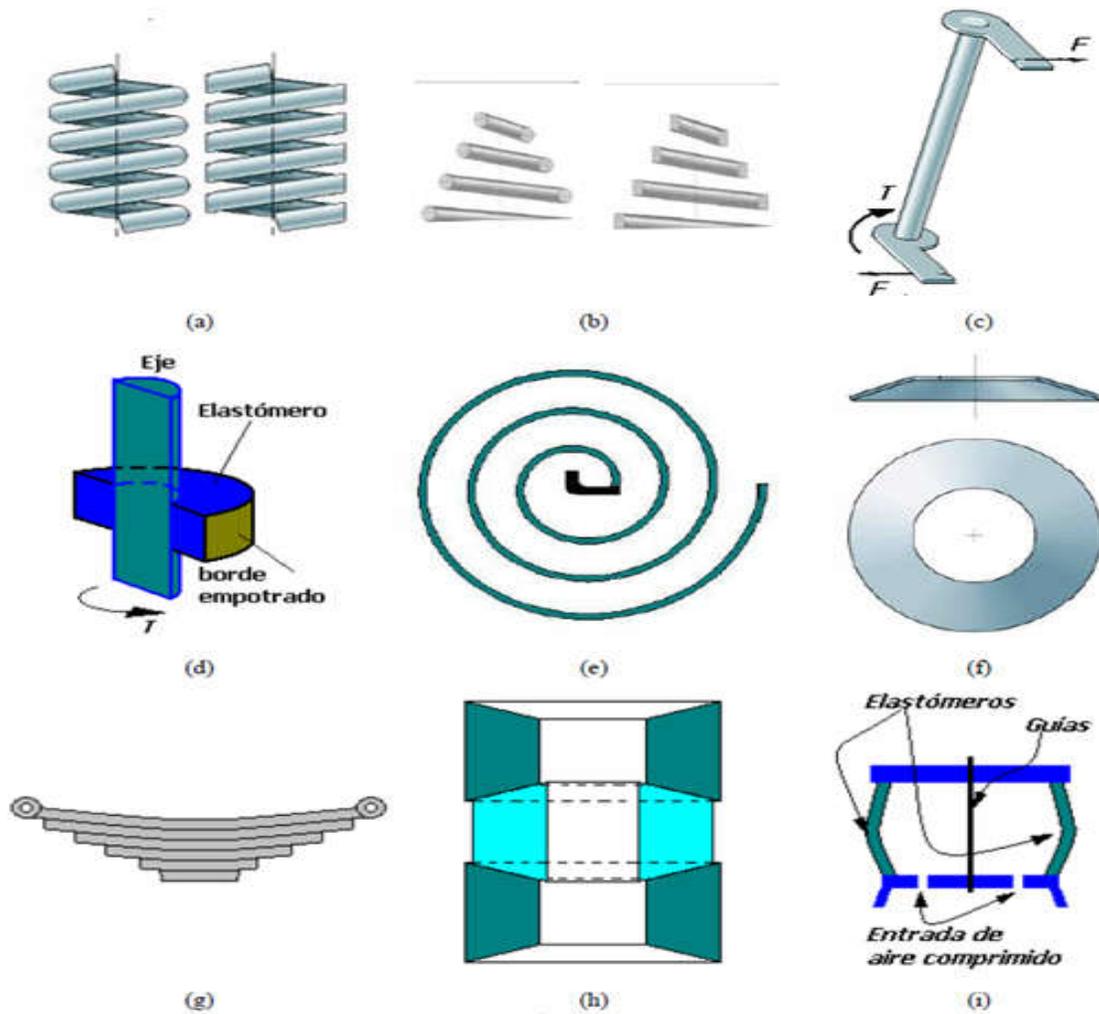


Imagen n°2 Tipos de resortes.

2.3 Materiales para resortes

En un resorte se pueden usar virtualmente cualquier material elástico. Sin embargo, en la mayor parte de aplicaciones mecánicas se usa alambre metálico, de acero al alto carbón (lo más común), acero aleado, acero inoxidable, latón, bronce, cobre al berilio o aleaciones a base de níquel. La mayor parte de materiales para resorte se obtienen con las especificaciones de ASTM.

En la selección de un material para resorte tiene preponderancia consideraciones de resistencia y elasticidad, estos significa algún coeficiente de resistencia “S” y módulo de elasticidad “E”, uno de los parámetros más utilizados es la relación S/E denominada resistencia normalizada. El concepto de resistencia se debe adoptar según el tipo de material, esto es:

- a) Para metales y polímeros industriales: Resistencia a la fluencia
- b) Para los elastómeros: Resistencia al desgarramiento
- c) Para materiales compuestos: Resistencia a la tracción
- d) Para resinas fenólicas o maderas: Resistencia a la tracción

En el caso más común en ingeniería mecánica, es decir el caso a), la relación S/E suele tener valores del orden entre 0.001 y 0.01. Para los elastómeros la resistencia normalizada suele variar entre 0.1 y 1.0. Mientras que los casos c), d) y los polímeros poseen una resistencia normalizada entre 0.01 y 0.1 generalmente. Otro de los parámetros importantes es el “coeficiente de pérdida Δv ” que pondera la disipación de energía elástica en un ciclo de carga y descarga tal como el que se aprecia en la figura siguiente para un ensayo experimental. El coeficiente de pérdida se obtiene como:

Siendo Δv u la disipación de energía de deformación y la energía de deformación

$$\Delta_v = \frac{\Delta_u}{2u}$$

Los elastómeros tienen coeficientes de pérdida más altos que los aceros. Los aceros al carbono, los aceros inoxidables, diversas aleaciones no ferrosas y hasta los materiales compuestos laminados con fibra de vidrio son utilizados como materiales para construir resortes.

Veremos en la siguiente imagen la descripción de un ciclo de carga y descarga.

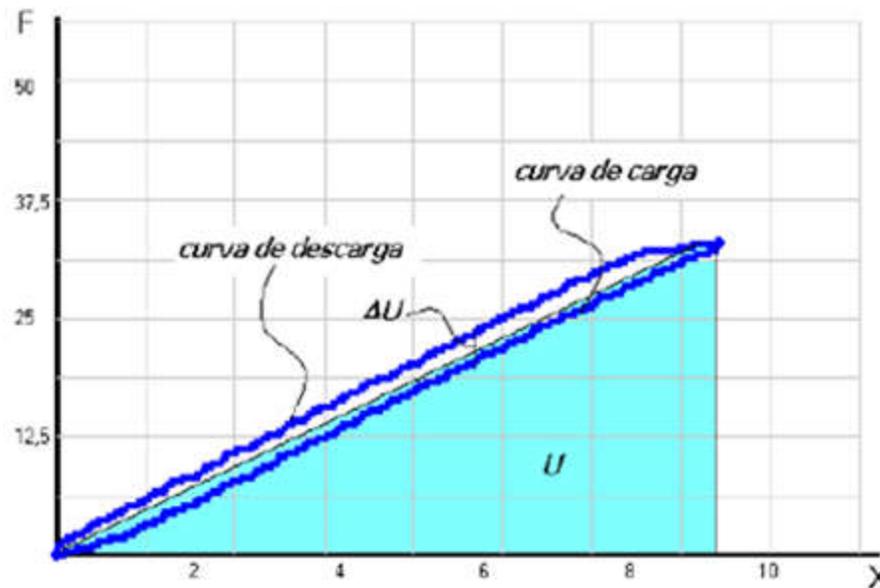


Imagen n°3 Descripción de un ciclo de carga-descarga. Disipación de energía.

Los resortes de acero por lo general se fabrican con procesos de deformación en frío o en caliente dependiendo del tamaño del material y de las propiedades deseadas, básicamente, el coeficiente de rigidez y propiedades de resistencia. Los materiales más comunes para resortes helicoidales de alambre circular, se pueden ver en la siguiente tabla, junto con los usos más comunes y sus métodos de fabricación.

En la tabla n°1 podemos ver los distintos tipos de materiales para resortes normalizados ASTM, sus respectivas propiedades mecánicas, temperaturas de servicio, densidad, sus métodos de fabricación y usos.

Nombre y Nomenclatura	Módulo de elasticidad lineal en [GPa]	Módulo de elasticidad transversal en [GPa]	Resistencia mínima a tracción [MPa]	Temperatura de servicio máxima [°C]	Densidad [kg/m ³]	Método de fabricación. Usos principales
ASTM A227 (C>0.45%)	206,8	79,3	1951	121	7833	Estirado en frío. Resortes de bajo costo
ASTM A679 (C>0.65%)	206,8	79,3	1951	121	7750	Estirado en frío. Resorte de calidad superior
ASTM A229 (C>0.55%) Revenido en aceite	206,8	79,3	2020	121	7833	Estirado en frío con tratamiento térmico previo. Resorte de usos generales
ASTM A230 (C>0.60%) Revenido en aceite	206,8	79,3	1482	121	7833	Estirado en frío con tratamiento térmico previo. Resorte de tensión uniforme
Aleación ASTM A231	206,8	79,3	1310	219	7750	Estirado en frío con tratamiento térmico previo. Usado para cargas de impacto
Aleación ASTM A401	206,8	79,3	1620	246	7750	Estirado en frío con tratamiento térmico previo. Usado para cargas de impacto
Acero Inox ASTM A313	193,1	68,9	862	288	7889	Estirado en frío. Resistente a corrosión y al calor para usos generales
bronce ASTM B159	103,4	43,1	724	93.3	8858	Estirado en frío. Resistente a corrosión

Tabla n°1 Materiales de resortes ASTM.

La resistencia a la rotura de un material de resorte, depende fuertemente del tamaño del alambre, en consecuencia se debe conocer el diámetro del alambre para poder establecer una relación de resistencia. Las industrias que fabrican resortes y las instituciones abocadas al estudio y normalización de los mismos (por ejemplo Associated Spring Corp, Barnes GroupInc, ASTM, DIN, etc.) han fijado una serie de estándares, según los cuales se puede establecer la resistencia del material del resorte según la siguiente expresión (obtenida por regresión logarítmica de resultados experimentales):

$$S_{ut} = \frac{A_p}{d^m}$$

Donde Apes una constante de regresión, d es el diámetro del alambre y m es un exponente de regresión (normalmente del orden de 0.1 a 0.2).

En la figura siguiente n°4 se puede apreciar la variación de la resistencia con respecto al diámetro de dos materiales: “Alambre duro estirado” y “Acero al cromo vanadio

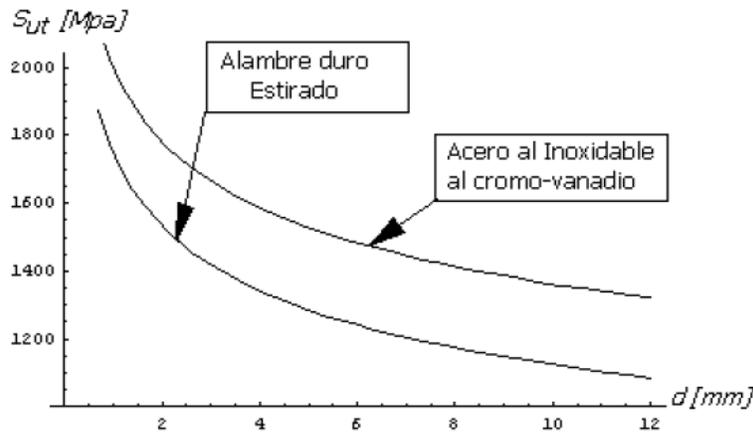


Imagen n°4. Variación de la resistencia a la tracción respecto del diámetro para dos materiales distintos.

Cuando se tiene que diseñar un resorte, es uso común recurrir a coeficientes de minoración para obtener una tensión permisible que para las tensiones de corte suele tener la siguiente expresión:

$$S_{sy} = \tau_{perm} = 0,40S_y$$

Esto significa el 40% de la tensión de fluencia obtenida del valor experimental normalizado.

Siendo:

S_{ut} : resistencia a la rotura del material.

S_{sy} : Resistencia a la fluencia por cortante.

S_y : Resistencia a la fluencia.

Aceros para resortes

A continuación se expone una breve descripción de los aceros de especificaciones ASTM para resortes más comunes en el mercado.

Alambre de resorte estirado en frío (ASTM A227)

Este acero se usa para fabricar resortes de uso general más barato y se debe utilizar solo donde la duración, precisión dimensional, y la deflexión no sean muy importantes. No es válido para carga a fatiga. El alto límite elástico que poseen es debido en parte a su composición, y en parte a la elevada acritud con que el material queda después del estirado. Los muelles se fabrican por simple enrollamiento y generalmente sin tratamiento posterior. Su calidad es bastante reducida.

Acritud: Deformación mecánica en frío que aumenta la resistencia la dureza y la fragilidad del material

Alambre de cuerda piano (ASTM A228)

Este es el mejor, el más tenaz y el más utilizado de todos los materiales para fabricación de pequeños resortes. Presenta la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos ante cargas repetidas que cualquier otro material para resortes. También es estirado en frío.

Tenaz: La tenacidad es la energía de deformación total que es capaz de absorber o acumular un material antes de alcanzar la rotura en condiciones de impacto, por acumulación de dislocaciones.

Alambre de resorte revenido en aceite (ASTM A229)

Este es un acero para resortes de uso general que se emplea para elaborar muchos tipos de muelles de espiras, cuando el coste del alambre de piano resulta prohibitivo y se necesitan tamaños mayores que el alambre de piano disponible. No es adecuado para

cargas de choque o impacto. Es estirado en frío, templado y revenido. Su acabado superficial no es el mejor pero, sí que está por encima que el del ASTM A227.

Acero al carbono de calidad de resorte de válvula (ASTM 230)

Es el alambre revenido en aceite de más alta calidad. Como tiene una superficie excelente, la calidad de resorte de válvula es la de más confianza (así como el alambre de cuerda de piano) para resistencia a la fatiga, por lo que se le utiliza en la mayoría de servicios severos o de alta exigencia.

Acero al cromo-vanadio (ASTM 231)

Esta es la aleación más popular de acero para construir resortes en condiciones que implican esfuerzos mayores que los que se pueden emplear con los aceros al alto carbono, y para usarla cuando son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de impacto o de choque. Se utilizan ampliamente para fabricar resortes de válvulas de motores y funcionamiento a altas temperaturas.

Cromo-silicio (ASTM 401)

Esta aleación tiene una excelente calidad para cargas de impacto, esfuerzos elevados y temperaturas moderadamente elevadas (250°C).

Acero inoxidable, tipo 302 (cromo-níquel, ASTM A313).

Es resistente a la corrosión y fácil de hallar en el mercado. Es estirado en frío y su relajación (debilitación) a temperaturas elevadas es mucho menor que la de los tipos mencionados anteriormente. Se fabrica alambre de acero inoxidable con resistencias comparables al alambre de piano o mejores.

Otros materiales, no mencionados en este texto, se utilizan para resortes helicoidales por un motivo determinado, como el de conductividad eléctrica. Algunas veces existen razones que justifican el uso de plástico o vidrio para resortes.

En general, los aceros de aleación para resortes con pequeños diámetros de alambre no son mucho mejores ni más fuertes que los aceros al carbono; en las dimensiones mayores para muelles enrollados en caliente, las aleaciones pueden ser generalmente más ventajosas por su mayor templabilidad.

2.4 Tratamientos mecánicos en alambres

Dos tratamientos mecánicos interesantes que se suelen aplicar en la fabricación de resortes de compresión son el preesforzado y el granallado.

Preesforzado

Es un proceso que se usa en la fabricación de resortes de compresión para inducir remanentes inútiles. Se efectúa fabricando el resorte más largo de lo necesario y comprimiéndolo luego a su longitud cerrada (con todas las espiras juntas o cerradas). Esta operación fija el resorte a la longitud libre final requerida y puesto que se excedido la resistencia de fluencia a la torsión, origina esfuerzos remanentes opuestos en dirección a los que se inducen en la operación del elemento. Los resortes de compresión que experimentaran preesforzado, deben diseñarse de modo que se elimine de 10 a 30% de la longitud libre inicial durante la operación. Si el esfuerzo en la condición de la longitud cerrada es mayor que 1,3 veces la resistencia de fluencia torsional, puede producirse distorsión. Si tal esfuerzo es mucho menor que 1,1 veces, es difícil controlar la longitud libre resultante.

El preesforzado acrecienta la resistencia del resorte, y es especialmente útil cuando se emplea en muelles helicoidales para almacenar energía. Sin embargo, el preesforzado no debe utilizarse cuando los resortes se vayan a someter a fatiga.

Granallado

También llamado “shot peening” es un proceso de plastificación que consiste en martillar la superficie de una pieza con un abrasivo. Se proyecta granalla de acero en la superficie de los componentes todavía libres de tensión o esfuerzos para obtener una distribución

local de esfuerzos de compresión en la superficie y tracción a mayor profundidad (esfuerzos remanentes o residuales).

En la siguiente imagen podemos ver este fenómeno de granallado.

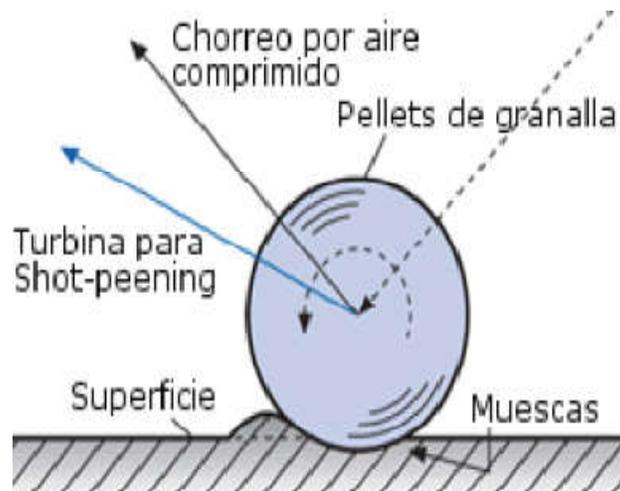


Imagen n°5 Granallado.

El impacto de las bolas de acero contra la superficie a altas velocidades produce huellas esféricas permanentes. Las capas de metal por debajo de la superficie granallada experimentan una deformación plástica. Debido al impacto y la deformación plástica producida, se genera un esfuerzo de compresión residual en el metal. Las huellas en las capas superiores (cerca de la superficie) originan esfuerzos de compresión, mientras que en las capas inferiores, los esfuerzos son de tensión, pero su magnitud de los esfuerzos de tensión es menos pronunciada que la causada por compresión.

Por tanto, las piezas que han recibido un granallado de endurecimiento superficial se han sometido a un esfuerzo preliminar antes de su utilización, que queda remanente. Esto es especialmente interesante cuando el esfuerzo al que estará sometida la pieza más tarde es de tracción, ya que la compresión previa de la superficie reduce las crestas de tracción en la misma. Además, dificulta la propagación de una grieta producida por cargas a fatiga. Esta es la razón por la que el granallado de endurecimiento superficial mejora la resistencia a los esfuerzos.

En la imagen n°6 de la siguiente página podemos apreciar como varían los números de ciclos dado un esfuerzo aplicado, bajo distintos tipos de tratamientos mecánicos.

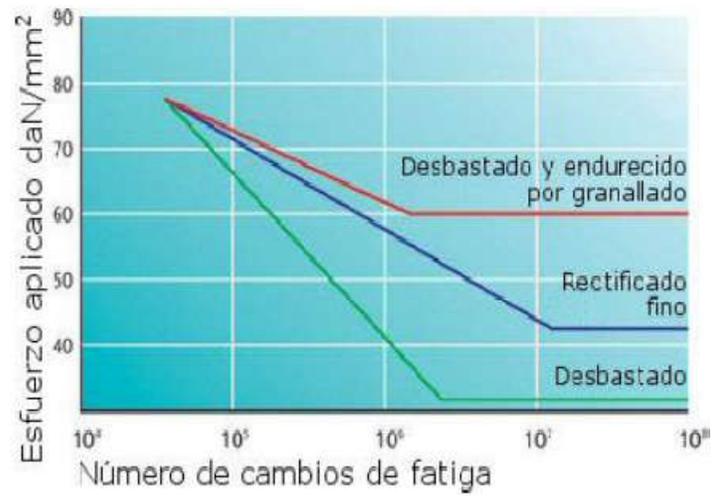


Imagen n°6 Diferencia entre esfuerzos aplicados, y número de ciclos.

2.5 Mecánica de los Resortes

Resortes Helicoidales de envoltave y alambres cilíndricos bajo compresión

Un resorte helicoidal está formado por un alambre redondo que se enrolla sobre una superficie cilíndrica con paso constante entre espiras adyacentes. En la siguiente figura n°7 se puede visualizar la operación constructiva y el efecto de deformación torsional asociado a este tipo de elementos. De esta manera el momento torsor actuante en la sección de la espira viene dado por la clásica ecuación.

Donde P y R son la fuerza de accionamiento y la distancia desde el eje de la superficie cilíndrica al centro de la sección circular. Es claro que de acuerdo a la figura la sección resistente del resorte soporta tensiones tangenciales debido a corte puro y torsión, combinados.

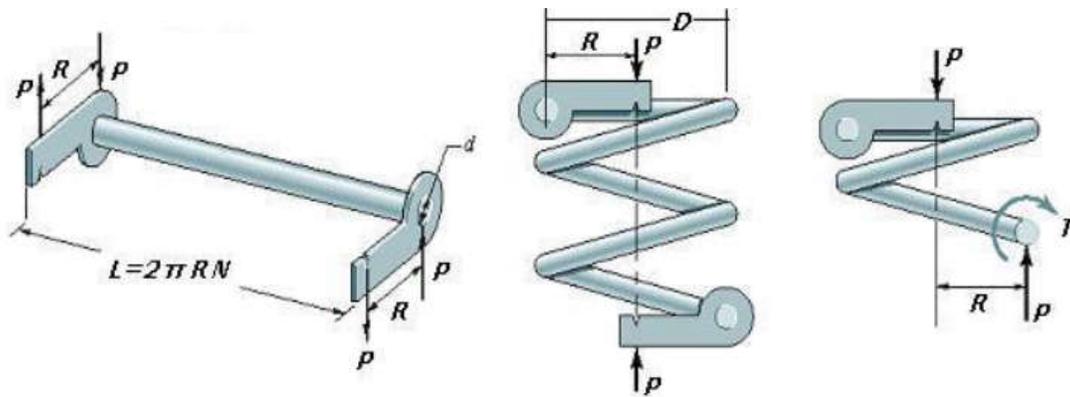


Imagen n°7 Dimensiones o cotas del resorte.

Siendo “C” el índice del resorte y se calcula como:

$$C = \frac{D}{d}$$

La gran mayoría de los resortes comerciales tiene un índice de resorte que varía entre 3 y 12. Ahora bien, la expresión anterior da una cota inferior de la tensión de corte máxima, sin embargo no contempla efectos de curvatura que conducen a predecir una tensión máxima más alta y congruente con la realidad. Esta formulación refinada cuyos autores son Timoshenko y Wahl permite predecir la tensión máxima según la siguiente expresión:

$$\tau_{\max} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \right)$$

En la siguiente imagen podemos observar, el efecto de torsión(a), corte (b), superposición de tensiones(c) y efectos de curvatura o efecto Wahl (d):

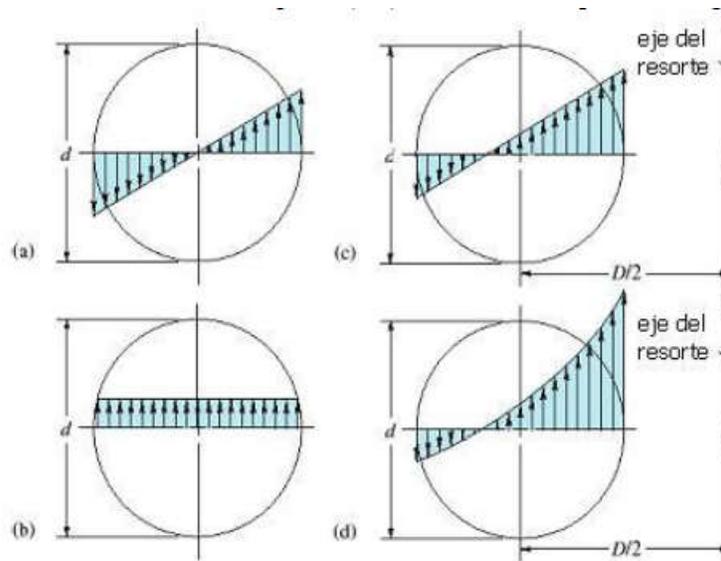


Imagen n°8 Solicitación compuesta.

Para obtener el desplazamiento asociado a un resorte helicoidal se recurre al Teorema de Castigliano, utilizando los aportes energéticos debidos a torsión y a corte puro, es decir:

$$\delta = \frac{8PD^3 N_a}{Gd^4} \left(1 + \frac{d^2}{2D^2} \right) = \frac{8PC^3 N_a}{Gd} \left(1 + \frac{1}{2C^2} \right) = \frac{4PC N_a (2C^2 + 1)}{Gd}$$

Ya estamos en condiciones de obtener el valor de la constante “K”

$$K = \frac{P}{\delta} = \frac{Gd}{8C^3N_a(1 + \frac{1}{2C^2})}$$

La expresión anterior “k” puede ser cotejada con modelos de elementos finitos de tipo viga siguiendo un patrón espacial helicoidal, y se podrá observar una concordancia muy buena en los rangos donde el índice de resorte es válido.

Ahora bien, los resortes de compresión pueden presentar diferentes circunstancias de deformación de acuerdo con la fuerza que se ejerza hasta llegar al contacto pleno de cada espira con las contiguas. Esta situación se denomina de “contacto sólido”. Cuando el resorte no tiene ninguna carga actuante, la longitud de resorte se denomina “longitud libre” y cuando hay “contacto sólido”, la longitud del resorte se denomina “longitud sólida”. Cuando se carga paulatinamente un resorte de compresión al acercarse al contacto sólido, el comportamiento del resorte deja de poseer características lineales tal

Como se puede apreciar en la imagen n°9, lo enunciado en el párrafo anterior:

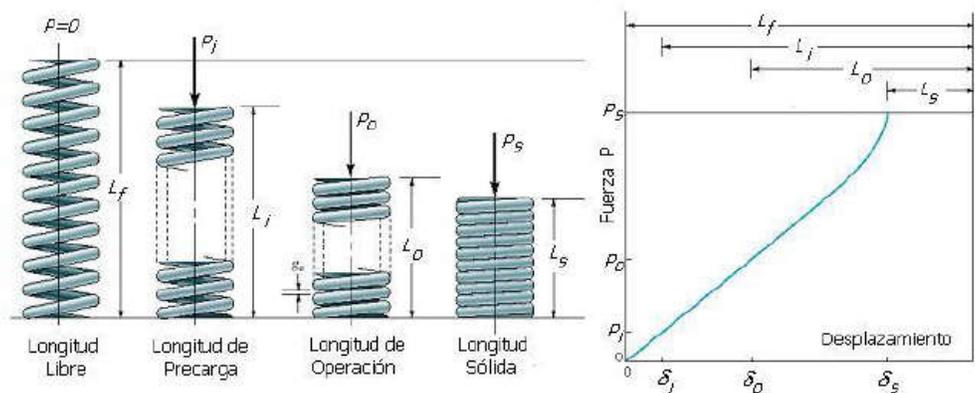


Imagen n°9 Longitudes de carga y descarga.

Las terminaciones o extremos de los resortes revisten un papel muy importante dado que dependiendo de la terminación, varían el paso, la longitud libre, la longitud sólida, y otras propiedades. En la próxima tabla se muestran cuatro tipos convencionales de terminación denominados:

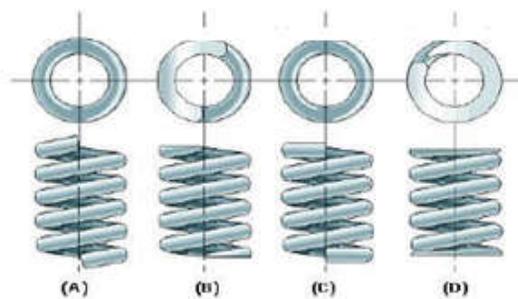
(A) Simple sin Maquinado

(B) Simple Rectificado

(C) Cuadrado sin Maquinado

(D) Cuadrado rectificado

En la tabla n°2 se muestran fórmulas útiles para el cálculo de las entidades más importantes de un resorte. Nótese como varía un caso con respecto a otro en cuanto a sus longitudes libre y sólida.



Entidad	Tipo de terminación			
	Simple sin Maquinado	Simple y Rectificada	Cuadrada sin Maquinado	Cuadrada y Rectificada
Número de espiras en los extremos [N_e]	0	1	2	2
Número total de espiras [N_t]	N_a	N_a+1	N_a+2	N_a+2
Longitud Libre [L_f]	$p.N_a+d$	$p.(N_a+1)$	$p.N_a+3.d$	$p.N_a+2.d$
Longitud sólida [L_s]	$d.(N_t+1)$	$d.N_t$	$d.(N_t+1)$	$d.N_t$
paso [p]	Se despeja de la homónima longitud libre.			

Tabla n°2 Numero de espiras útiles.

Los resortes helicoidales a compresión moderadamente largos, deben verificarse adicionalmente al pandeo o al alabeo. Wahl propuso una expresión simple para calcular el desplazamiento crítico, luego del cual se verifica pandeo o alabeo.

$$\delta_{critico} = L_f C_1 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{C_2}{\lambda_{ef}^2}} \right)$$

Donde L_f es la longitud libre, λ_{ef} es la esbeltez efectiva, y C_1 y C_2 constantes dados por:

$$\lambda_{ef} = \frac{\alpha L_f}{D} C_1 = \frac{E}{2(E-G)} C_2 = \frac{2\pi^2(E-G)}{2G+E}$$

Siendo α un factor que depende de las condiciones de borde, de manera que:

- $\alpha=0.500$ para un resorte apoyado entre superficies planas y paralelas.
- $\alpha=0.707$ para un extremo articulado y otro apoyado en superficie plana.
- $\alpha=1.000$ para ambos extremos articulados.
- $\alpha=2$ para un extremo libre y el otro fijo.

De la ecuación de desplazamiento crítico podemos que ver siempre $C_2/\lambda_{ef}^2 < 1$ de tal forma que se puede obtener la longitud libre en función de las propiedades elásticas del resorte y su vinculación, según la siguiente expresión:

$$\text{Si } 1 - \frac{C_2}{\lambda_{ef}^2} = 0 \Rightarrow L_f = \frac{D}{\alpha} \sqrt{C_2}$$

Frecuentemente en los resortes la carga varía en forma cíclica, en consecuencia se debe considerar una seguridad adicional para este efecto. Se debe tener presente que los resortes helicoidales NUNCA se usan a compresión y a tracción al mismo tiempo en una misma aplicación. Con esto se deslinda que los resortes helicoidales tendrán solicitaciones con valor medio distinto de cero y un determinado valor alternante. Así pues teniendo los valores de las solicitaciones media y alternante dadas por las expresiones siguientes:

$$P_a = \frac{P_{max} - P_{min}}{2} \quad P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$$

Se puede obtener las tensiones de corte alternante y media, empleando:

$$\tau_a = \frac{8P_a D}{\pi d^3} \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \right) \quad \tau_m = \frac{8P_m D}{\pi d^3} \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \right)$$

Luego se pueden emplear los criterios de Gerber o Goodman o Sines entre otros para analizar la capacidad de carga a fatiga en un resorte. Para efectuar este análisis es

necesario estipular los valores de las tensiones de resistencia por fatiga por corte, ya que las tensiones de este tipo de resorte son preponderantemente cortantes. Joerres determino los siguientes valores de referencia para los límites de rotura por corte y fluencia por corte.

$$S_{su} = 0.67S_{ut}S_{sy} = 0.577S_y = 0.45S_{ut}$$

Siendo:

S_{ut} : Resistencia máxima a la tensión (obtenido mediante ensayos).

S_{sy} : Resistencia a la fluencia por cortante.

S_{su} : Resistencia a la rotura por cortante.

S_y : resistencia a la fluencia.

2.4 Pulsación natural del resorte

La máxima amplitud teóricamente infinita si no hay amortiguación corresponde al fenómeno de resonancia, ella se presenta para (resumiendo):

$$\text{sen}(\vartheta l_0) = 0 \vartheta l_0 = \frac{w}{c} l_0 = k\pi \quad k = 1, 2, 3 \dots \dots \dots$$

Siendo “k” un número entero que representa el grado de oscilación o forma modal, en la práctica la resonancia de primer grado es la más importante, para la cual se aplica la expresión:

$$\frac{w}{c} l_0 = k\pi$$

Siendo:

C: Velocidad de propagación de las ondas en el resorte (obtenida de la ecuación diferencial de oscilación de un resorte)

d: Diámetro del alambre; i: Número de espiras útiles; D: Diámetro del muelle; G: Modulo de cizalladura; g: aceleración de la gravedad; γ : peso específico ; ϑ : (w/c) pulsación natural; l_0 : Longitud axial del resorte descargado.

Despejamos:

$$w = k\pi \frac{c}{l_0}$$

Si C es

$$C^2 = \frac{l_0^2 d^2 G g}{2\pi^2 D^4 \gamma i^2}$$

Reemplazando C en W y simplificando nos queda:

$$w = k \frac{d}{D^2 i} \sqrt{\frac{G g}{2\gamma}}$$

Como podemos ver en la ecuación anterior la pulsación natural del resorte depende de la geometría es decir, D, d , y las espiras útiles, y también del material

El armónico principal de primer orden donde $k=1$ es el fundamental, la leva adoptada para perturbar al resorte debe responder a un movimiento armónico simple, para obtener el valor de w , para cuando $k=1$, de no usar este tipo de leva, se obtendrían armónicos de orden superior en donde k es mayor a la unidad (siempre es un valor entero)

Nota: Para obtener más información, de cómo se llega a la ecuación de pulsación natural del resorte ver el apunte de la cátedra de Proyecto "Resortes de válvulas"

3Conclusiones del estado tensional estático teórico

3.1 Efectos de “d” en la tensión

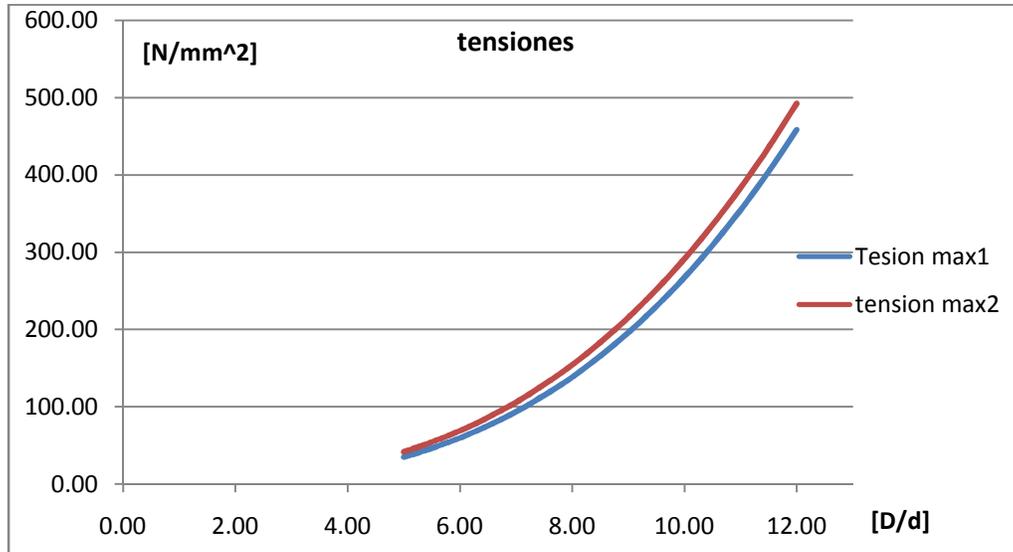


Gráfico n°1 Tensiones con y sin efectos de curvatura.

En el gráfico n°1 llamamos tensión max1 a la tensión que no tiene en cuenta el efecto de curvatura, es decir, sin multiplicar el valor tensional por el coeficiente de Wahl, y la curva de tensión max2 si tiene en cuenta este valor por eso es levemente mayor, posicionadas más cerca del eje del resorte.

Aquí en el eje de abscisas tenemos la relación del índice del resorte “C”, si dejamos fijo “D”, y haciendo variar “d” vemos como crece o disminuye rápidamente el valor de la carga.

Recordemos la ecuación que describe esta curva (tensión max2):

$$\tau_{max2} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \right)$$

Como podemos observar “d” está elevado al cubo, por esta razón modifica tanto los estados tensionales de los muelles una disminución o incremento del mismo. Se recomienda que los valores de “C” oscilen entre 5 y 12.

3.2 Coeficiente de Wahl

El factor Wahl, es un término que tiene en cuenta la curvatura del alambre y el esfuerzo cortante directo. Desde el punto de vista matemático está relacionado con el índice del resorte "C"

Como habíamos dicho, no es bueno que C tome valores menores a 5 ya que el factor "K" crece rápidamente como podemos observar en el gráfico n°2.

Coeficiente Wahl "K"

$$K = \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \right)$$

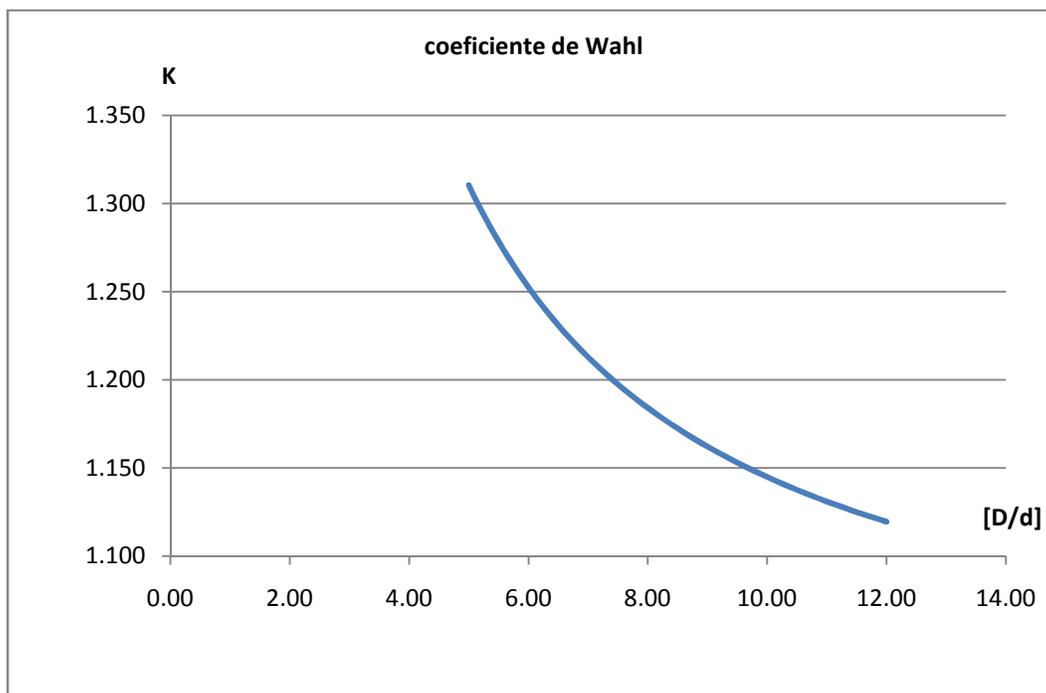


Gráfico n°2 Coeficiente "K".

3.3 Constante elástica k

El valor de la constante elástica k es función del material, ya que depende del módulo cortante “G”, el cual no varía demasiado en los aceros al carbono. De la terminación geométrica de sus espiras, si trabajan, o si son parte del apoyo, serán consideración en el valor de las espiras útiles, y finalmente de las propiedades geométricas de “D” y “d”.

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{Gd}{8C^3 N_a \left(1 + \frac{1}{2C^2}\right)}$$

Básicamente si la constante “k” es mayor, mayor debe ser la fuerza a aplicar para generar alguna tipo de deformación elástica, y viceversa. En el siguiente grafico vemos como varia “k” con respecto a “C”.

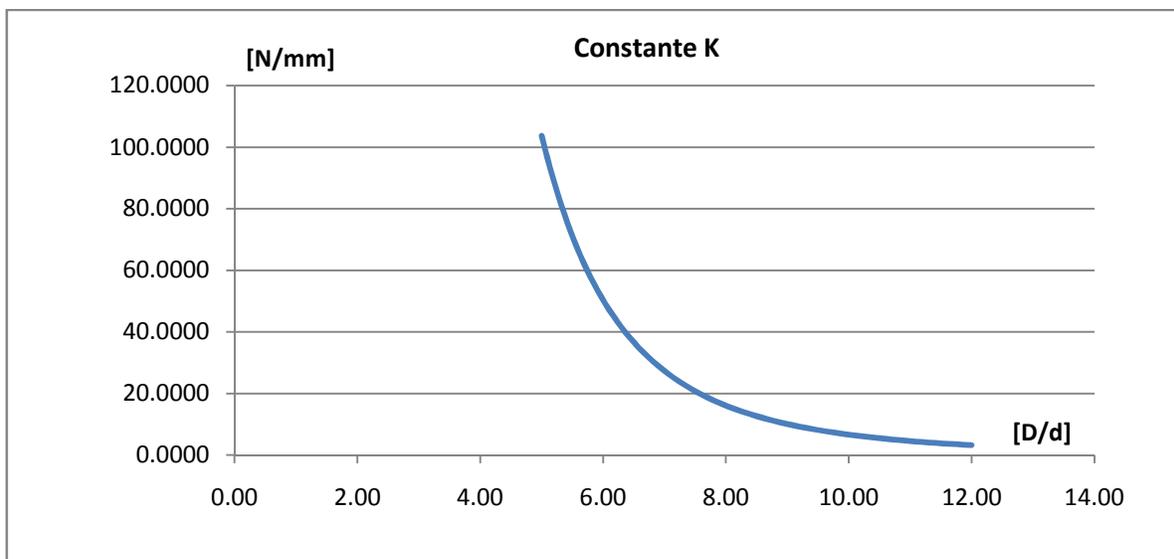


Gráfico n°3 Constante elástica.

Aquí hacemos lo mismo, dejamos fijo “D” y variamos “d”, vemos que si aumentamos “d”, la rigidez (resistencia a las deformaciones elásticas) del resorte aumenta rápidamente, y viceversa

$$k = f(\text{geometria}, \text{Material})$$

Nota: la terminación del resorte esta implícitamente en la geometría del mismo.

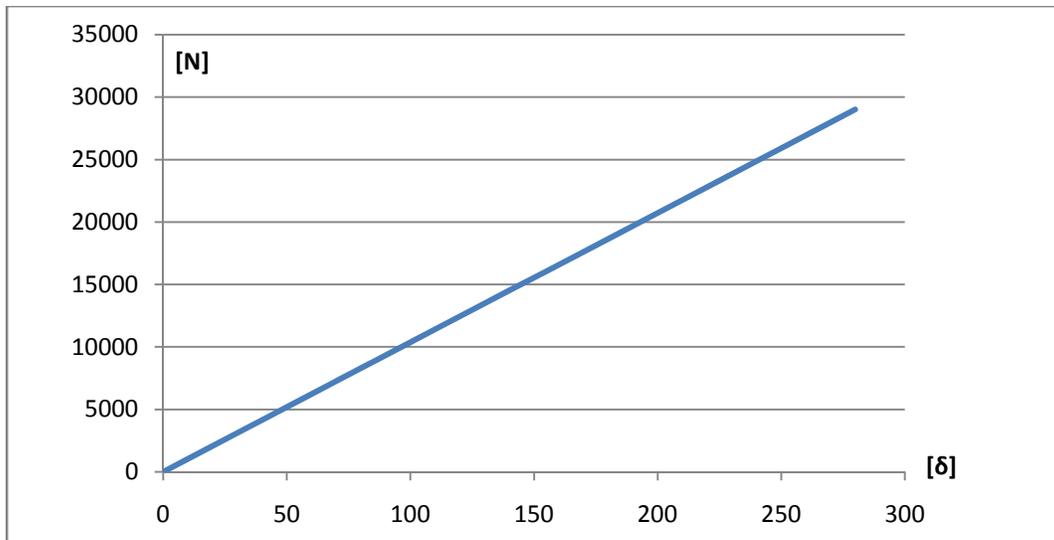


Gráfico n°4 Deflexiones.

Podemos observar en el gráfico n°4 que el resorte siempre trabaja en el régimen elástico, donde la ley de Hook es válida. Cuando el resorte llega hasta la longitud sólida L_s , deja de comportarse de forma lineal.

3.4 Desplazamiento, velocidad aceleración, de un sistema leva-seguidor con una leva excéntrica circular.

Recordamos que este tipo de leva es adoptado, ya que su perturbación responde al M.A.S con lo cual evitamos que entre en resonancia con algún armónico superior, y si, con el armónico fundamental de primer orden que es de interés en el ensayo, por esta razón su estudio es de interés, ya que se propone utilizar este tipo de leva en la “máquina de ensayo”.

Para describir dicho movimiento utilizamos la ecuación para levas excéntricas circulares que podrá encontrarse en la Pág. 353 del Norton.

β : Angulo de intervalo de subida, (en este caso particular son 180° de subida y 180° , es decir π rad).

θ : Angulo de giro del eje.

ω : Velocidad angular de la leva o eje del motor.

h : Subida total o bajada total.

Desplazamiento

$$s(\theta, \beta) = \frac{h}{2} \left[1 - \cos \left(\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right]$$

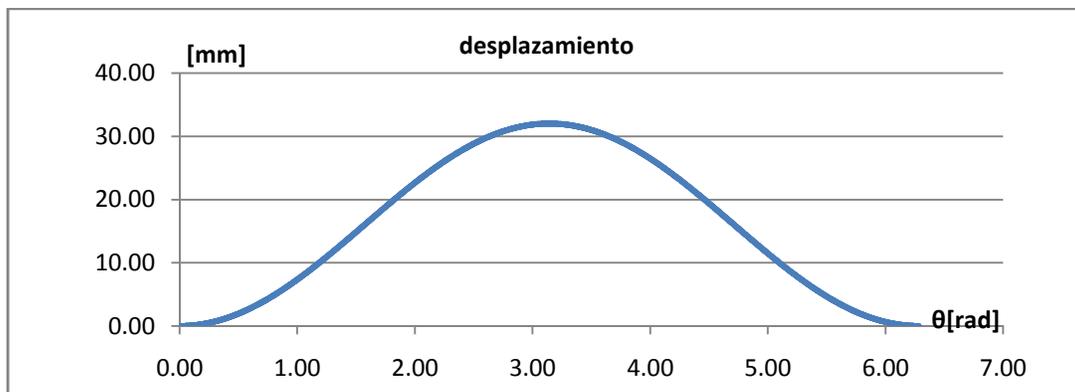


Gráfico n°5 Desplazamiento.

Podemos ver en el gráfico 5, que es una función simétrica, ya que 180° sube y 180° baja, en cuanto a la altura máxima que alcanza o alzada, depende del radio y de la excentricidad, es decir la distancia que existe entre el centro del eje del motor y el centro de la leva. Si modificamos esta distancia, modificaríamos la amplitud de la perturbación del resorte.

Velocidad

Podemos ver en el gráfico n°6 que existen 3 detenimientos, uno en el inicio, otro cuando alcanza la alzada máxima y al finalizar el ciclo. También vemos que sus picos máximos de velocidad están en la mitad del ciclo de subida es decir 90° y su velocidad mínima también en la mitad de la bajada a 270° .

$$v(\theta, \pi) = \frac{w_l h}{2} [\text{sen}(\theta)]$$

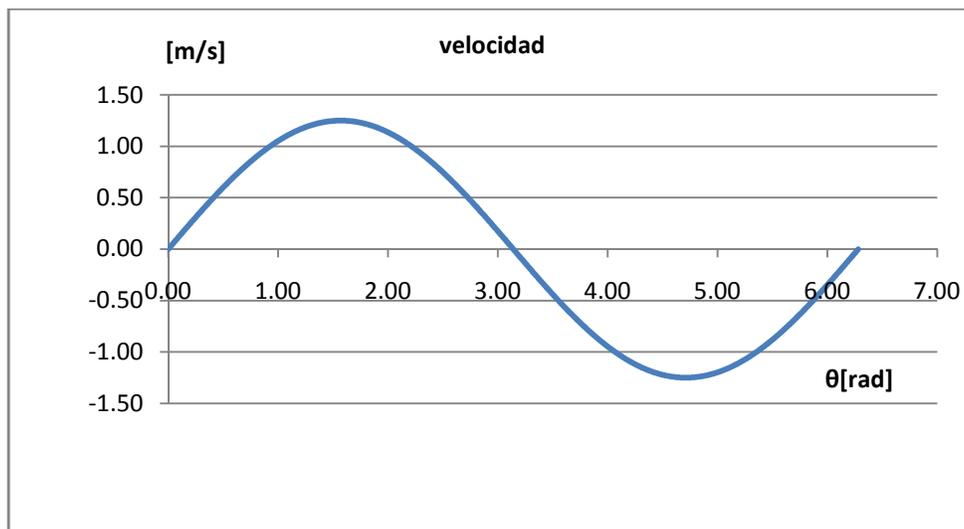


Gráfico n°6 Velocidad.

Aceleración

Podemos verificar en el gráfico n°7 que las aceleraciones máximas y por lo tanto sus estados tensionales van a ser máximos al inicio y al fin del ciclo, es decir a 0° y 360° , y su

tensión mínima máxima a los 180°. Verificamos también que cuando la aceleración es nula la velocidad es máxima y viceversa (ver gráfico anterior nº6)

$$a(\theta, \pi) = \frac{w_l^2 h}{2} \cos(\theta)$$

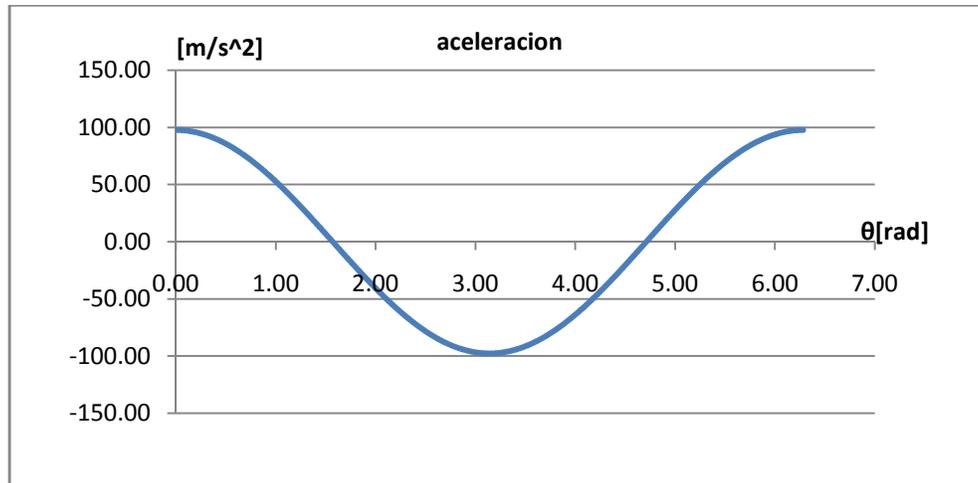


Gráfico nº7 Aceleración.

Vemos que la posición, la velocidad y la aceleración, responden a una función sinusoidal, estas son adoptadas ya que sus derivadas son funciones continuas en todo su intervalo, requisito indispensable en el diseño de la leva. Vemos que la derivada de una sinusoidal no es más que un desfase de un ángulo de 90°.

Básicamente estas ecuaciones dependen de "h", es decir la subida o bajada máxima de la leva y de la velocidad angular del eje Wl .Y con respecto a las derivadas, desfases de 90°, de uno respecto a otro como mencionamos anteriormente (ej: velocidad y aceleración)

3.5 Conclusiones de la pulsación natural del resorte.

$$w = k \frac{d}{D^2 i} \sqrt{\frac{Gg}{2\gamma}}$$

Como nombramos anteriormente la pulsación natural del resorte, para un cierto material adoptado, solo depende de la geometría. Como podemos ver en la ecuación anterior si el muelle tiene más espiras útiles y un diámetro de muelle mayor, menor será su pulsación de resonancia, y viceversa.

En el siguiente grafico solo variaremos el valor de las espiras útiles para ver cómo se modifica dicho valor “w”, dejando fijo todos los demás valores

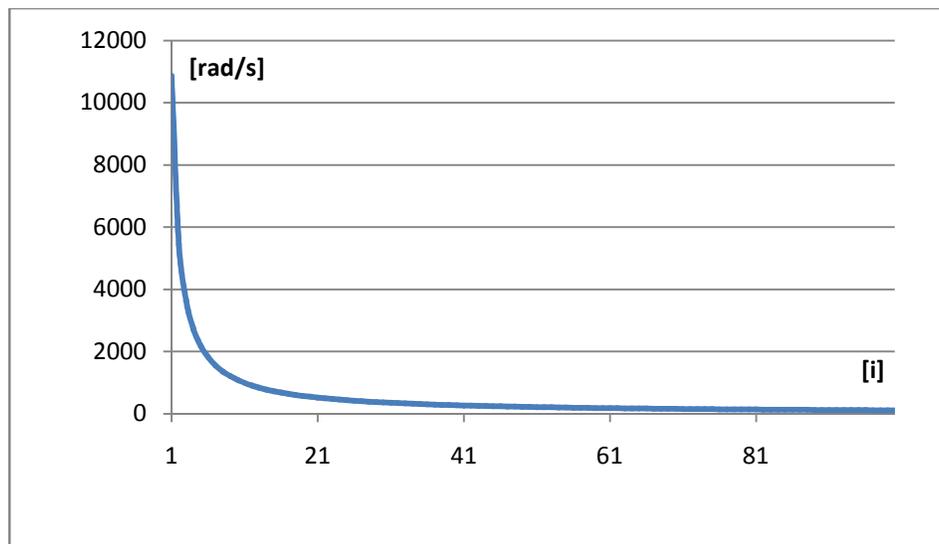


Gráfico n°8 “w=f(i); k=1”

Como era de esperar la pulsación natural del resorte es mucho menor, al aumentar los números de espiras. Si variáramos “D” el gráfico tendría la misma forma pero la pulsación natural disminuiría más rápidamente debido a que esta elevado al cuadrado, es decir que la dimensión más preponderante para disminuir o aumentar la pulsación resonante es “D”

3.6 Pandeo

También debemos considerar, la tendencia de un resorte a pandearse, a medida que el cilindro se vuelve más alto y esbelto, como si fuera una columna. Wahl propuso una expresión simple para calcular este fenómeno si el resorte es muy esbelto, la denominada deflexión crítica, de la cual si llegara a esa condición luego entraría en la condición de pandeo

3.7 Conclusiones generales

Podemos concluir que el estado tensional es la suma de corte puro y torsión (superposición de estados tensionales). Independientemente que sea tracción o compresión la fuerza aplicada en el muelle, la mayor tensión siempre se encuentra más cerca del eje del resorte considerando la concentración de tensión de Wahl. Se debe tener en cuenta que los resortes nunca se utilizan para tracción y compresión en una misma aplicación. Básicamente la dimensión más preponderante en los estados tensionales de los resortes helicoidales es el diámetro del alambre “d”

En cuanto a la pulsación natural del resorte si fijamos “d”, dado cierto material, vemos como variando “D”, o “i”, aumentamos o disminuimos el valor “w”, siendo “D” la dimensión más importante en dicha ecuación, y debe ser considerado en el diseño del muelle.

Estudiamos la leva excéntrica circular ya que es la que nos permitirá generar la perturbación armónica simple y con ello lograr que entre en resonancia para su armónico fundamental de primer orden.

En el siguiente capítulo compararemos el valor de la constante “k” teórico y con el software, el efecto de superposición de tensiones, tensiones máximas, y como varían las tensiones en los resortes de paso variable en comparación a un resorte de paso fijo, también analizaremos las formas modales de un resorte de dimensiones especificadas a fin de ver las discrepancias que puedan existir con la teoría que utilizamos.

4.1 Plano del elemento de estudio

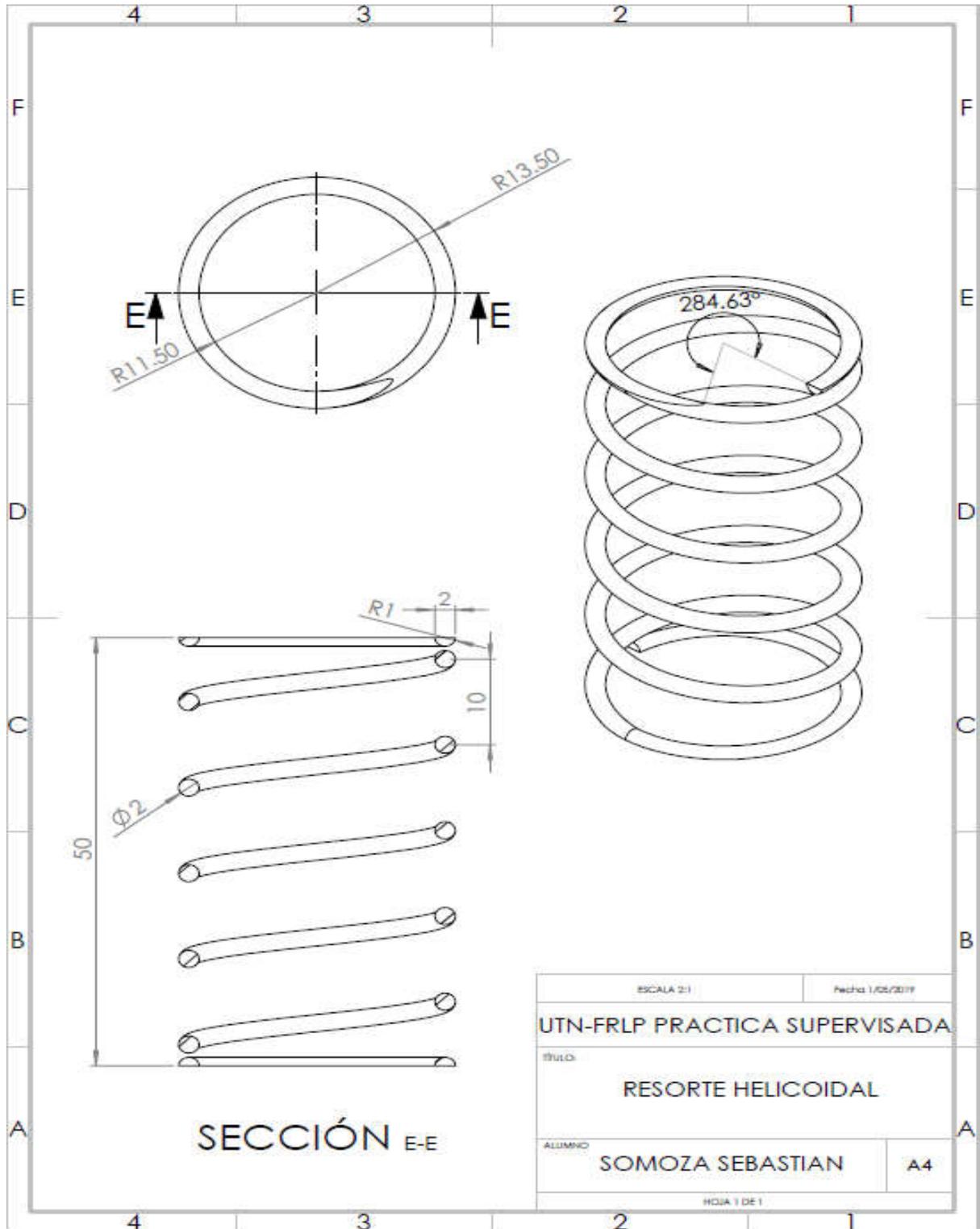


Imagen n°10 Resorte helicoidal.

4.2 Estudio de elementos finitos (SolidWorks)

Podemos ver en la imagen un sistema válvula resorte, a modo ilustrativo, en donde solo centraremos nuestra atención en el resorte helicoidal.

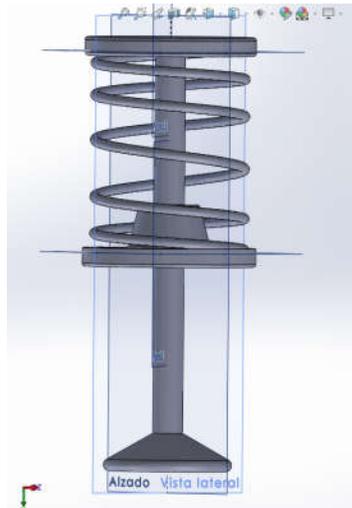


Imagen n°11 Válvula resorte seguidor.

En la siguiente tabla veremos las Características del resorte:

Número total de espiras en los extremos	$N_t=1.5$
Número total de espiras	$N_t=6.5$
Número de espiras activas	$i=4.8$
Paso	$p=10\text{mm}$
Diámetro medio	$D=25\text{mm}$
Diámetro del alambre	$d=2\text{mm}$
Índice del resorte	$C=12.5$
Longitud libre	$L_f=50\text{mm}$
Longitud solida	$L_s=12\text{mm}$

Tabla n°3 Datos del resorte.

Aquí tenemos un resorte helicoidal, imagen n°12 o n°10, de paso constante de $p=10\text{mm}$, adoptamos un valor de diámetro de muelle $D=25\text{mm}$, y un diámetro de alambre $d=2\text{mm}$,

el mismo cuanto con 5 vueltas, y con una altura igual a 50mm (paso*n° de vueltas). Para obtener del diámetro "D" se mide el "Dext" del muelle y se resta un diámetro "d" de alambre.

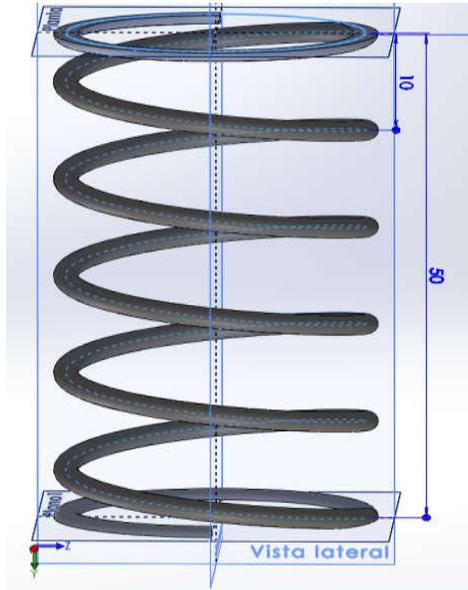


Imagen n°12 Paso y altura del muelle.

En el siguiente grafico veremos el paso y el número de revoluciones de la hélice formada.

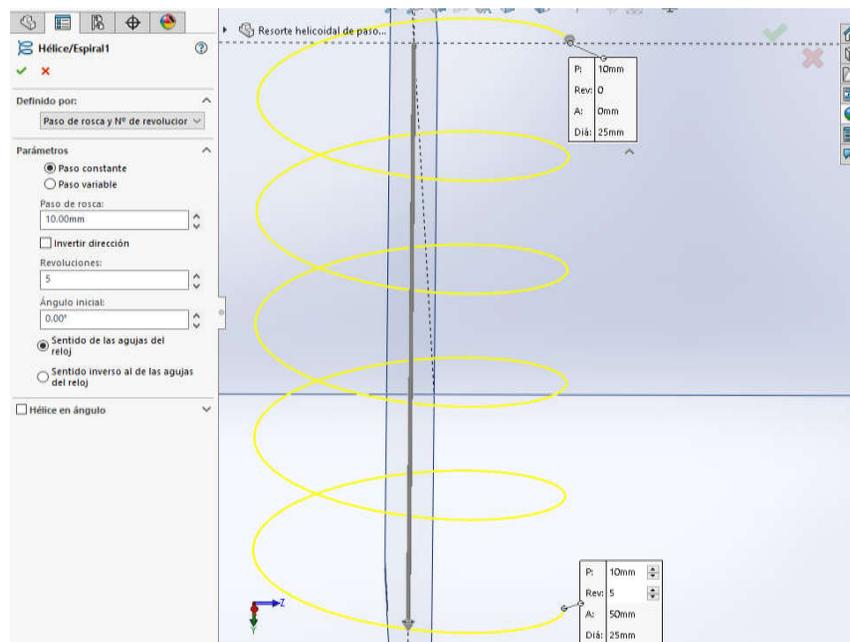


Imagen n°13 Forma de la hélice coquizada.

Sujeciones

El resorte cuenta con un empotramiento que restringe todos los grados de libertad en su superficie plana de su base como vemos en la imagen n°14.

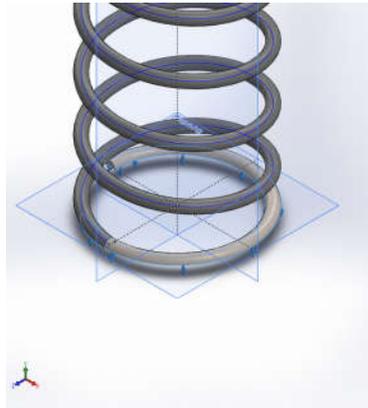


Imagen n°14 Empotramiento.

Luego en su superficie superior “le estamos diciendo”, que las deformaciones del resorte van a realizarse con respecto al eje de referencia “y” (próxima imagen “sujeción avanzada”), ya que de no imponer esta restricción el resorte estaría como libre en su parte superior, haciendo prácticamente cualquier deformación en el espacio.

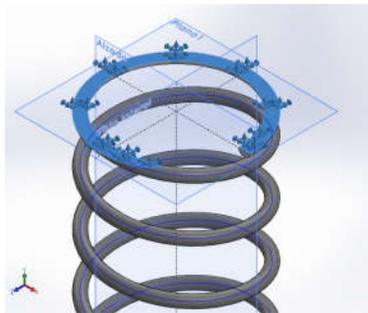


Imagen n°15 Sujeción avanzada.

Una vez impuestas estas restricciones, vamos a decirle que se comprima 10mm en dirección “y”, esto se logra yendo a la pestaña de sujeciones avanzadas y desplazamientos. Es decir que no estamos aplicando una fuerza externa, si no que indirectamente le estamos imponiendo cuanto queremos que se modifique dicha

geometría y con ello obtener los estados tensionales. Vemos lo dicho en la imagen siguiente:

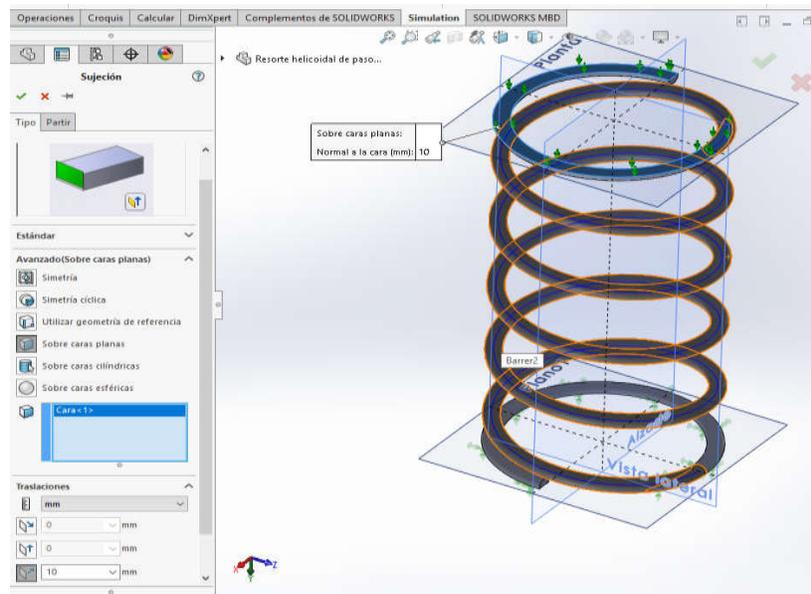


Imagen n°16 Geometría del resorte helicoidal.

Contactos

En propiedades de contacto, estamos diciendo que las superficies del resorte pueden entrar en contacto superficie a superficie, como si fueran sólidos rígidos, de no imponer esta propiedad de contacto, podrían interponerse geoméricamente pudiendo generar una falla en el análisis, se seleccionan todas las caras, como vemos en la imagen n°17

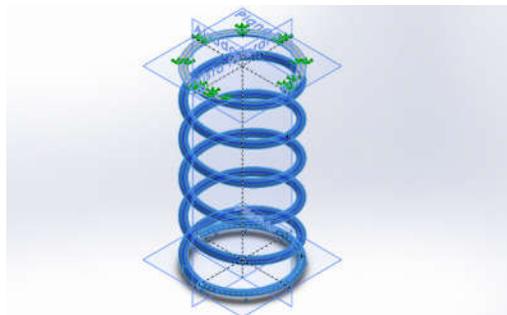


Imagen n°17 Contactos.

Información de malla

En la tabla n°4 observamos, las características de la malla y numero de nodos o puntos.

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	1.12158 mm
Tamaño mínimo del elemento	0.373857 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	69354
Número total de elementos	39829
Cociente máximo de aspecto	4.981
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	98.6
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06
Nombre de computadora:	SEBA

Tabla n°4 Datos de malla.

Propiedades del material y unidades

En la siguiente tabla vemos las unidades utilizados por el programa.

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/s
Presión/Tensión	N/m ²

Tabla n°5 Unidades.

Vemos a continuación propiedades mecánicas en la tabla n°6, y en la tabla n°7 densidad y masa y volumen.

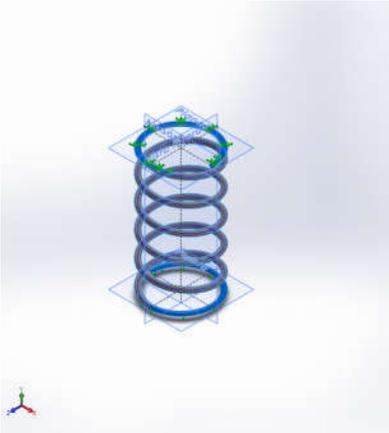
Referencia de modelo	Propiedades	
	Nombre:	Acero aleado
	Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
	Criterio de error predeterminado:	Tensión de von Mises máx.
	Límite elástico:	6.20422e+008 N/m²
	Límite de tracción:	7.23826e+008 N/m²
	Módulo elástico:	2.1e+011 N/m²
	Coefficiente de Poisson:	0.28
	Densidad:	7700 kg/m³
	Módulo cortante:	7.9e+010 N/m²
	Coefficiente de dilatación térmica:	1.3e-005 /Kelvin

Tabla n°6 Propiedades mecánicas.

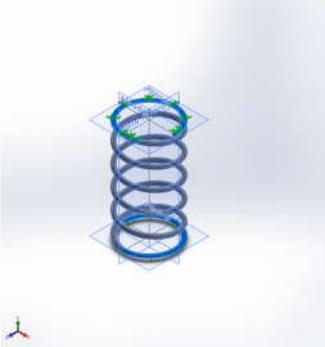
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas
	Sólido	Masa:0.010844 kg Volumen:1.40831e-006 m³ Densidad:7700 kg/m³ Peso:0.106271 N

Tabla n°7 Densidad masa y volumen.

Tensiones de corte en el plano XY

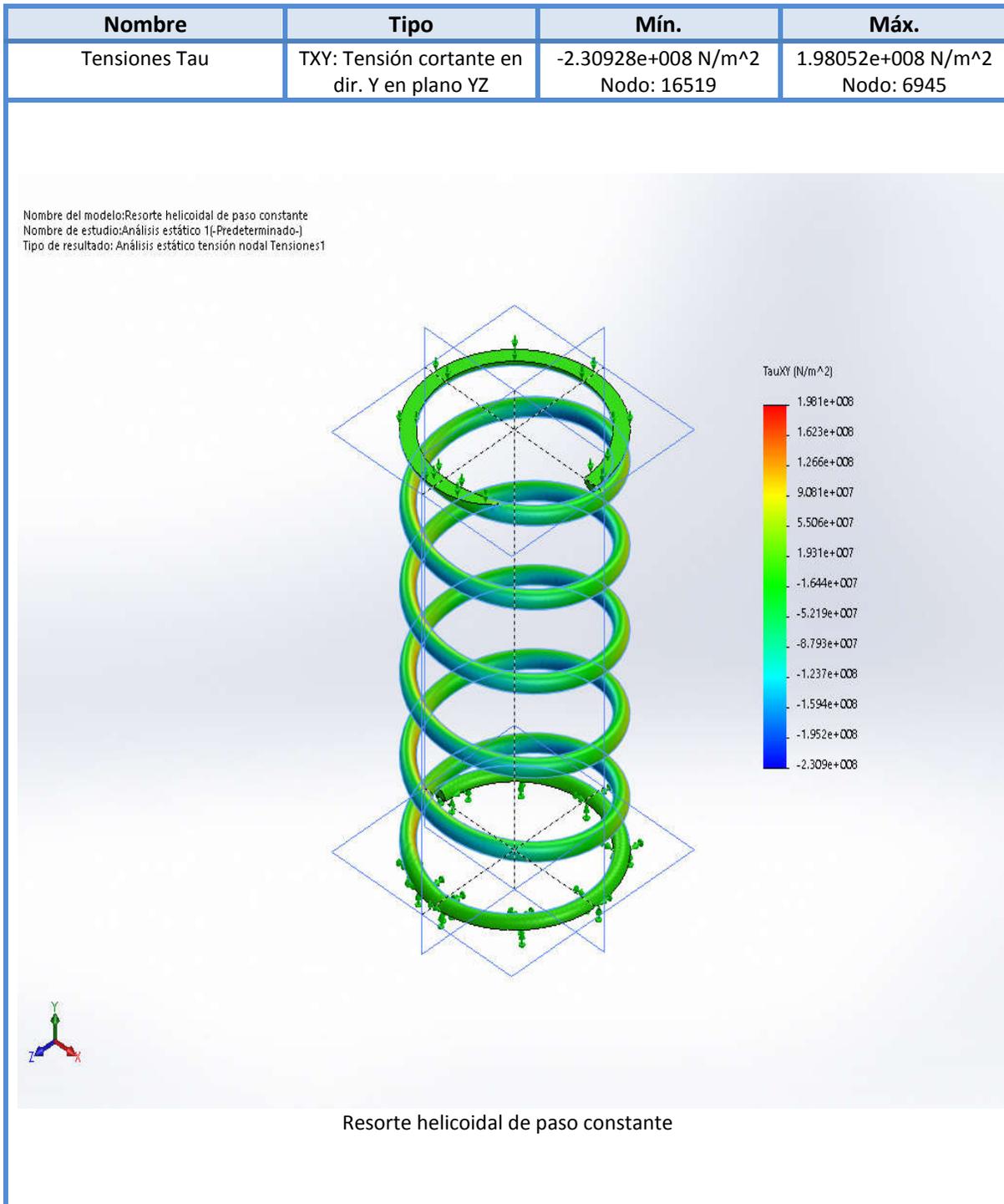
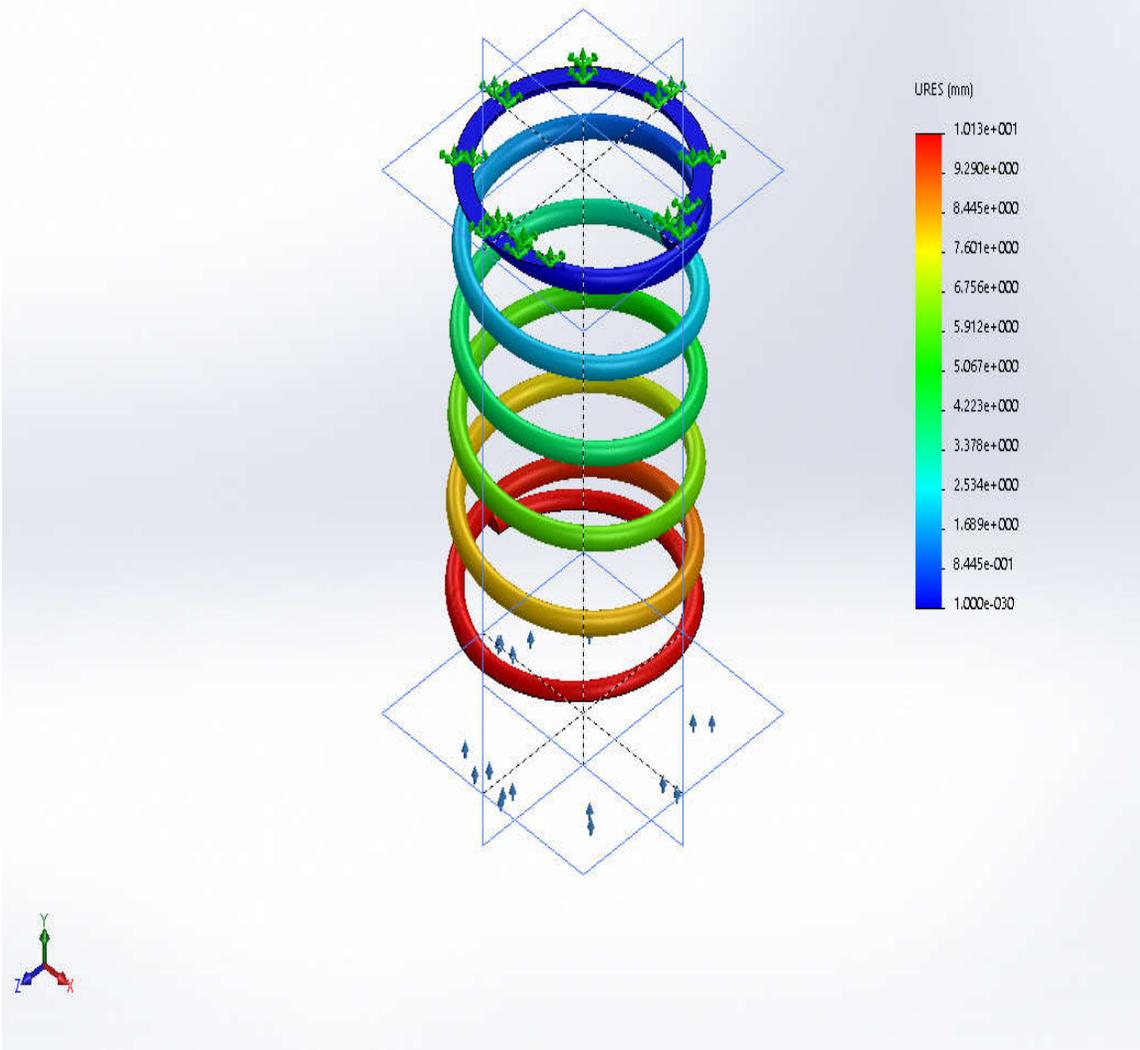


Imagen n°18Tensiones de corte en el plano XY.

Desplazamientos

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos	ERES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 2	10.1343 mm Nodo: 11058

Nombre del modelo:Resorte helicoidal de paso constante
 Nombre de estudio:Resorte de paso cte-(Predeterminado)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1



Resorte helicoidal de paso constante

Imagen n°19 Desplazamientos.

Deformaciones unitarias

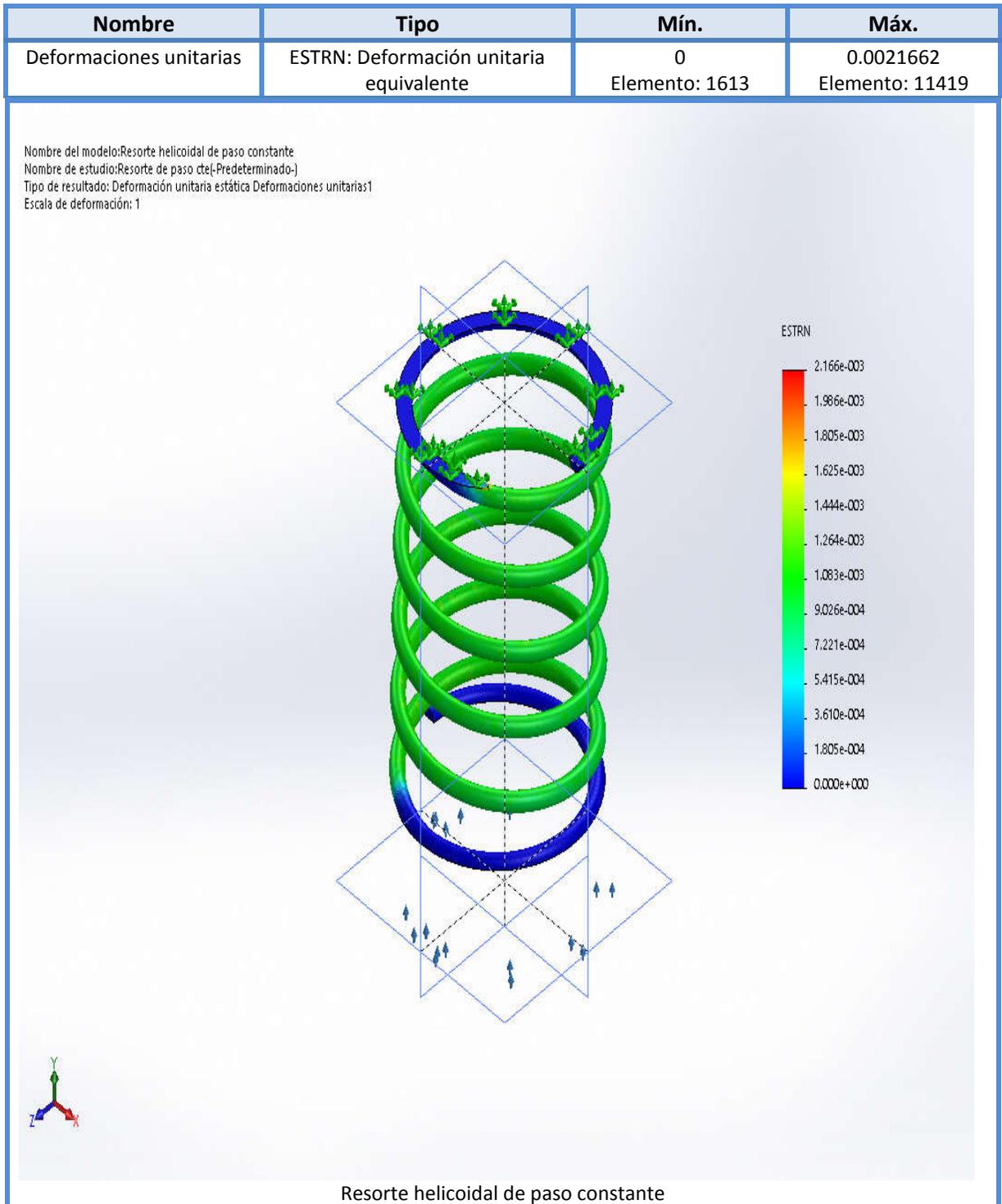


Imagen n°20 Deformaciones unitarias.

4.3 Conclusiones del estudio estático

Comparamos la constante elástica “k”

Del estudio podemos obtener el valor de “k” ya que nos da la resultante de las fuerzas, que actúan en la geometría de la pieza, como podemos ver en la tabla n°8.

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0.00104928	-21.0414	-0.00383008	21.0414
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Tabla n°8 Fuerzas resultantes

Recordemos que la deflexión máxima es de 10mm con respecto a nuestro eje “y”, ya que lo impusimos como una condición del estudio en la opción de sujeciones avanzadas.

Valor de “k” (Según Solidworks)

$$F = kx \Rightarrow k = \frac{F}{x} = \frac{21.0414N}{10mm} = 2.10 \frac{N}{mm}$$

Valor de “k” teórico

$$k = \frac{Gd}{8C^3i \left(1 + \frac{1}{2C^2}\right)} = 2.10 \frac{N}{mm}$$

En este caso tomamos la cantidad de espiras útiles como $i=4.8$ debido a una porción de ángulo (ver en la página siguiente imagen n°21) que representa 0.0199 vueltas (este valor debe ser multiplicado por dos, ya que está a ambos extremos), porque es parte del apoyo, resta como porción inútil de espiras

$$i = 5 - 2(0.0199) = 4.8$$

Básicamente el resultado de la constante elástica “k”, teórica y con el software es el mismo valor, sin ninguna discrepancia.

La fuerza aplicada para obtener la Longitud solida Lf

$$F = kx = 2.10 \frac{N}{mm} 38mm = 418N$$

En la siguiente observamos la porción de ángulo que no es útil:

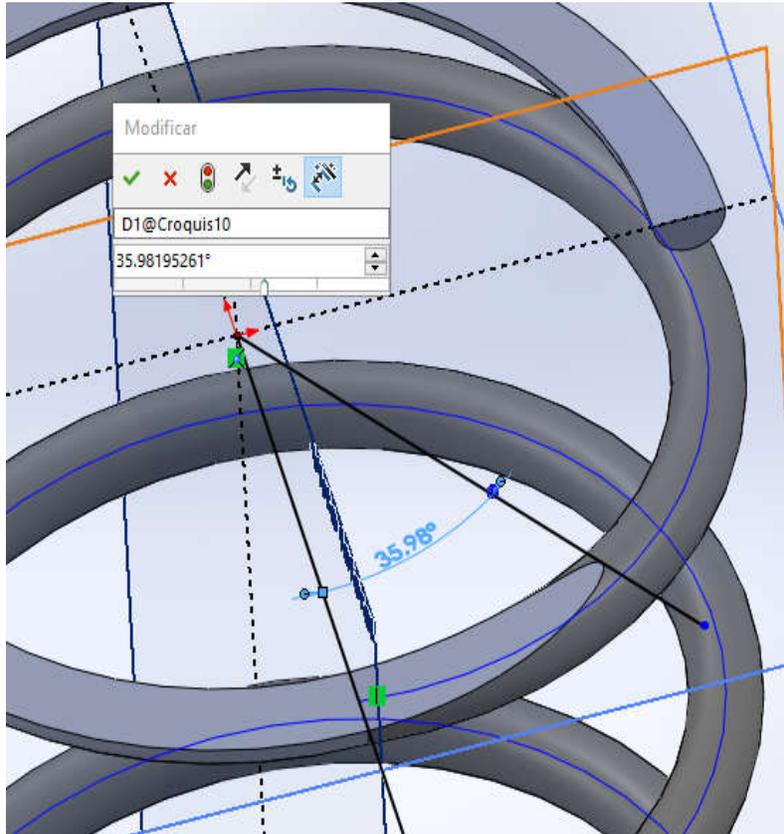


Imagen n°21 Angulo de porción inútil.

4.4 Efectos de la sollicitación compuesta

Podemos verificar que el efecto de superposición de tensiones y concentración por efecto coef. Wahl, en el estudio por solidworks es lo mismo que en la teoría, sobre las fibras más cercanas al eje del muelle.

Para visualizar este efecto utilizaremos la opción de iso superficie sobre el resultado de tensiones de Von Mises, en donde podemos variar el estado tensional que queremos ver cómo se puede observar en la imagen n°22.

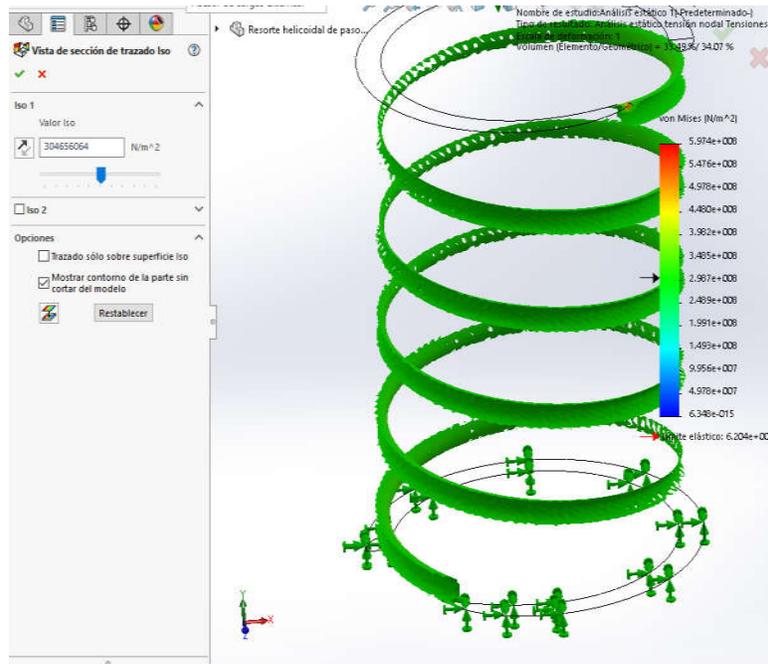


Imagen n°22 Tensiones por solicitaciones compuestas.

Procederemos a realizar un corte como vemos en la figura siguiente, del alambre y ver sus respectivas tensiones, también es una opción del resultado de las tensiones de Von Mises.

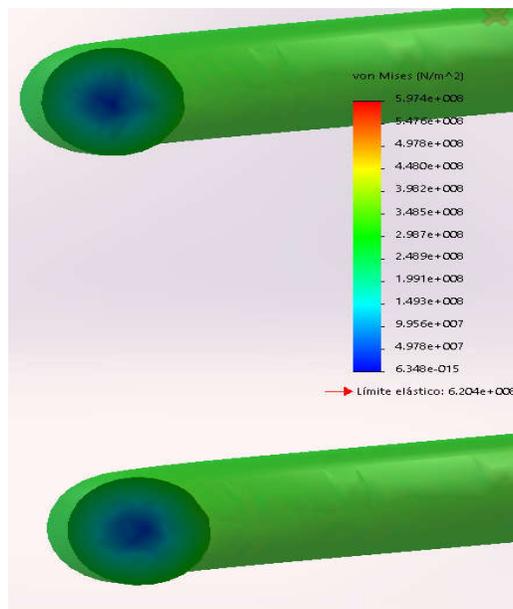


Imagen n°23 Tensiones en la sección del alambre.

Como era de esperar el centro del alambre prácticamente no está tensionado, recordemos que la ley de variación tensional para la sección del alambre aumenta a medida que nos alejamos del centro, pero en una magnitud menor en la zona más alejada al eje, este efecto se producía por que la suma de corte puro en un lado contribuye a la suma con la torsional (cercana al eje), y en la otra zona resta (alejada al eje).

4.5 Comparación de la tensión máxima cortante XY

Sabemos que según la ecuación teórica, la tensión máxima para nuestro resorte es:

$$\tau_{max2} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(\frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \right) = 186233289,3 \frac{N}{m^2}$$

Compararemos el resultado teórico, con el análisis de tensiones de corte en el plano XY por Solidworks. Podemos observar que si ponemos el valor obtenido en la ecuación anterior, en la opción de iso superficie, veremos, cómo pequeñas “áreas” cercanas al eje del resorte aparecen como se observa en la siguiente imagen.

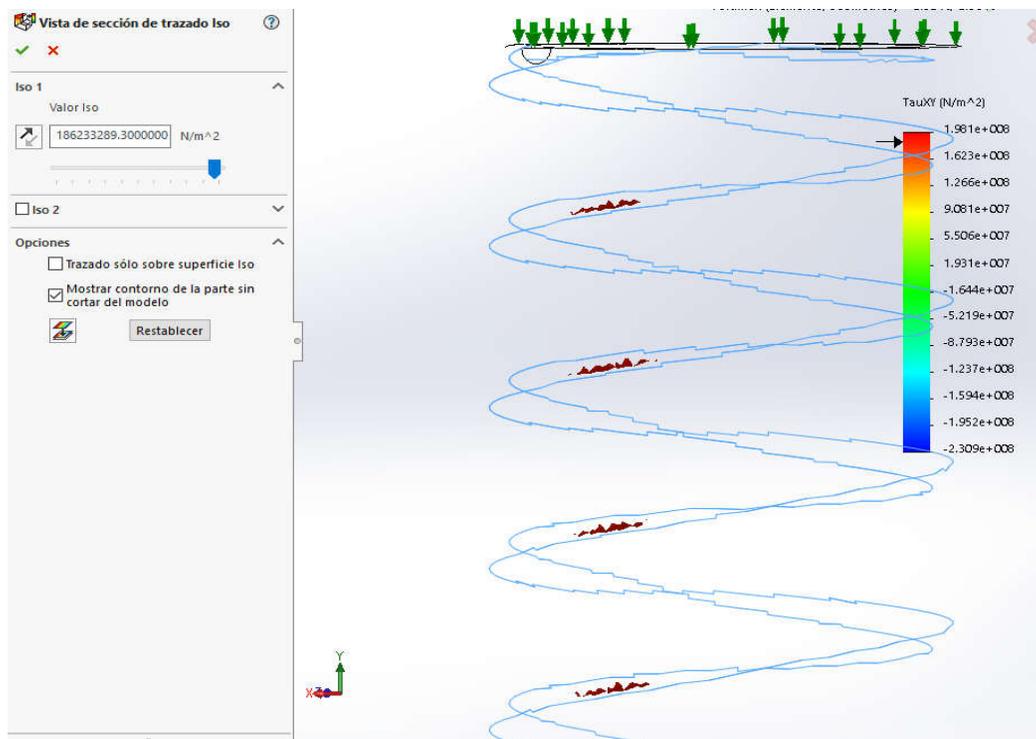


Imagen n°24 Tensión bajo el valor teórico.

Podemos ver que la tensión máxima es $1,98052 \times 10^8$ (ver imagen n°18, o la barra de la imagen n°24). Ponemos de referencia un valor muy cercano al valor máximo, ya que si ponemos dicho valor prácticamente no podemos distinguir donde se localiza puntualmente. Al ingresar un valor muy cercano al máximo como $1,97 \times 10^8$. Vemos en la siguiente imagen que es un pequeño “punto” lo más cercanos al eje del muelle:

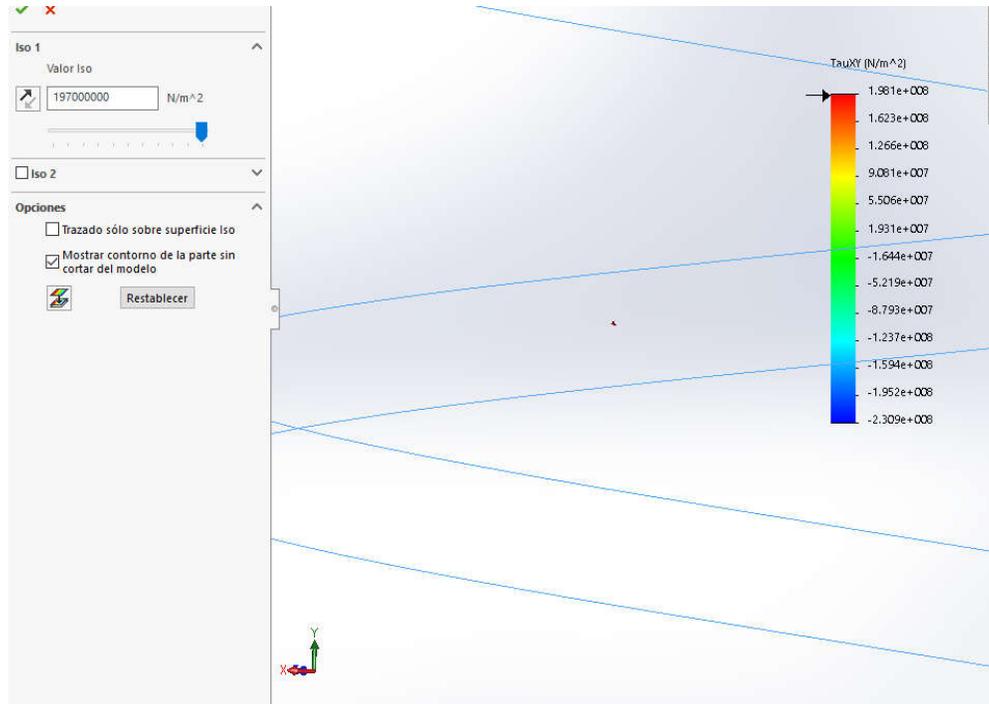


Imagen n°25 Tensión cercano al valor máximo.

En la siguiente tabla comparemos las discrepancias que hay entre los resultados obtenidos

Tensión Cortante	[N/m ²]
Tau XY teórico	186233289,3
Tau XY por SolidWorks	$1,981052 \times 10^8$
% diferencia	6,37

Tabla n°9 Discrepancias de Tau XY.

Podemos ver que la diferencia es del orden del 6%, y esto se da porque hay un pico de concentración de tensión en el apoyo y eleva las tensiones resultante máxima, habría que

aislar ese nodo, y de este modo el valor resultante sería prácticamente el mismo al teórico.

Alternativa al estudio de superposición de tensiones

Podríamos realizar el mismo estudio, pero considerando al resorte como un eje cilíndrico de diámetro “d” de longitud L

$$L = \pi D i$$

Recordemos la imagen n°7 de la página n°15, debemos colocar una fuerza P alejada D/2 del eje del cilindro, y una fuerza P sobre la misma sección, es decir la sollicitación de torsión y corte.

4.6 Compararemos las tensiones de corte tau de un resorte de paso constante y otro de paso variable

Los dos resortes tienen las siguientes dimensiones en común, la altura, el espesor del alambre, y el diámetro del muelle.

$H=50\text{mm}$, $D=25\text{mm}$, $d=3\text{mm}$

Para el resorte de paso variable, elegimos un paso de 10mm, por lo tanto son 5 vueltas de espiras como vemos en la siguiente imagen:

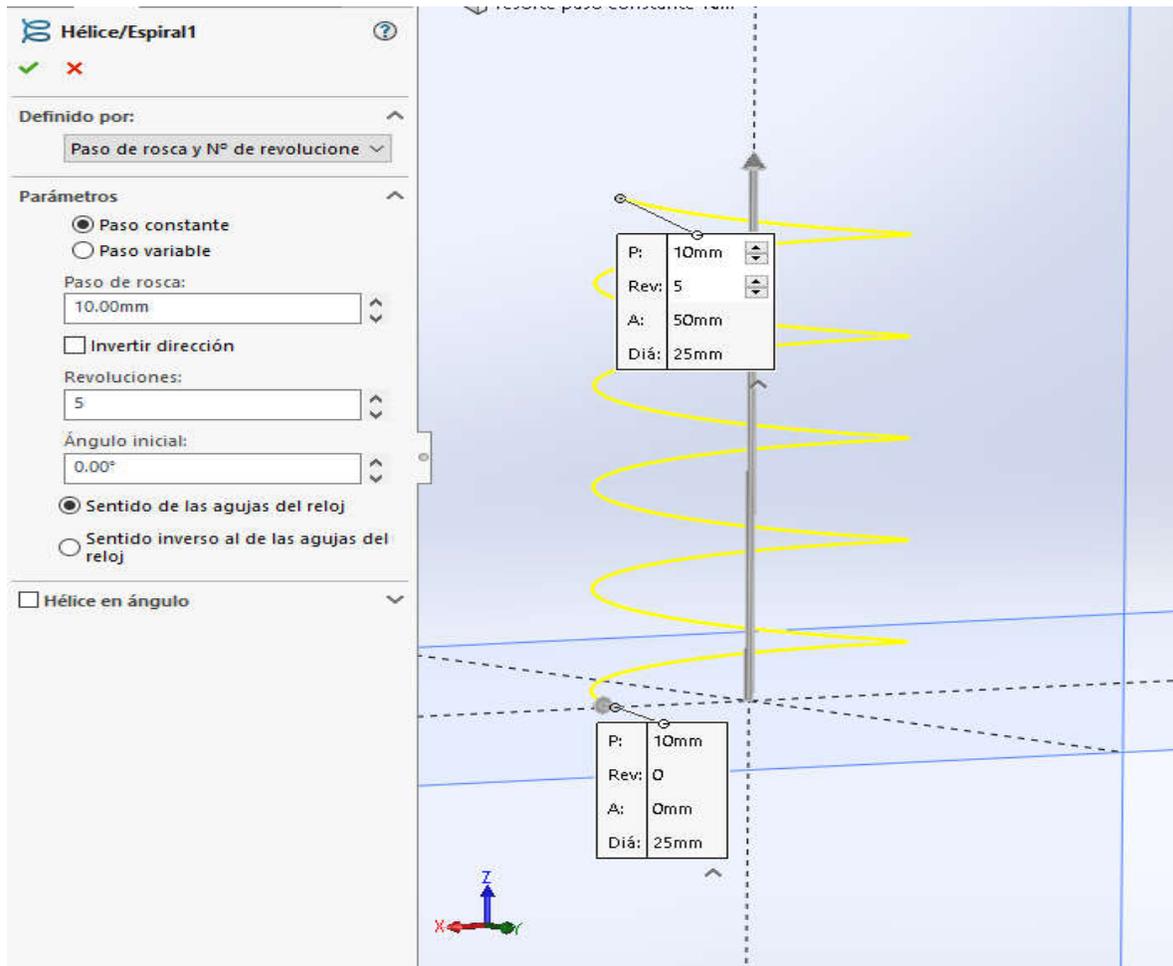


Imagen n°26 Paso de 10mm

Luego para el alambre de paso variable, elegimos los siguientes pasos, en la imagen numero n°27 podemos ver una tabla en donde nos dice que las primeras dos vueltas de (0-2) empiece con un paso de 4mm y termine también con uno de 4mm, para luego realizar una vuelta de (2-3) con un paso creciente de 4mm a 10mm, luego las dos vueltas (3-5) empiezan y finalizan con el mismo paso de 10mm, después la vuelta (5-6) disminuye

de 10mm a 4mm, luego finaliza con dos vueltas de (6-8) con un paso de 4mm, con esta configuración obtenemos la misma altura de 50mm, como en el caso de el resorte de paso constante. Es decir si se mantiene el mismo paso vemos que va de 4mm a 4mm o de 10mm a 10mm, si disminuye de 10mm a 4mm, y si aumenta de 4mm a 10mm.

Podemos ver en la imagen 27, la geometría de la espira:

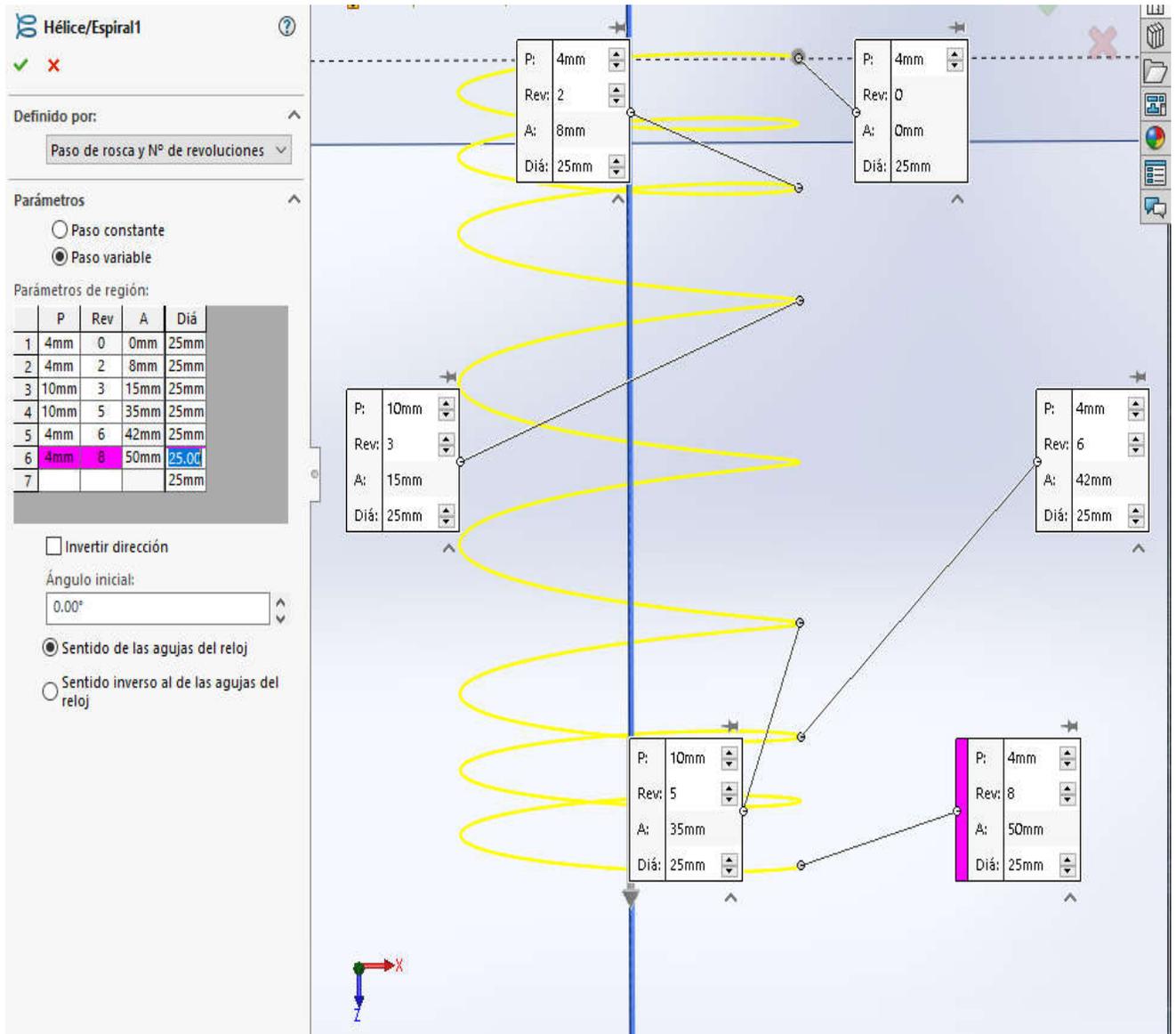


Imagen n°27 Paso variable

En los dos resortes aplicamos un desplazamiento de 10mm en el extremo superior, a fin de ver las tensiones respectivas en cada uno de ellos, los pasos enunciados para realizar este estudio ya fue mencionado anteriormente, aquí son los mismos.

Tensión tau en el plano XZ con respecto al eje Z del resorte de paso constante

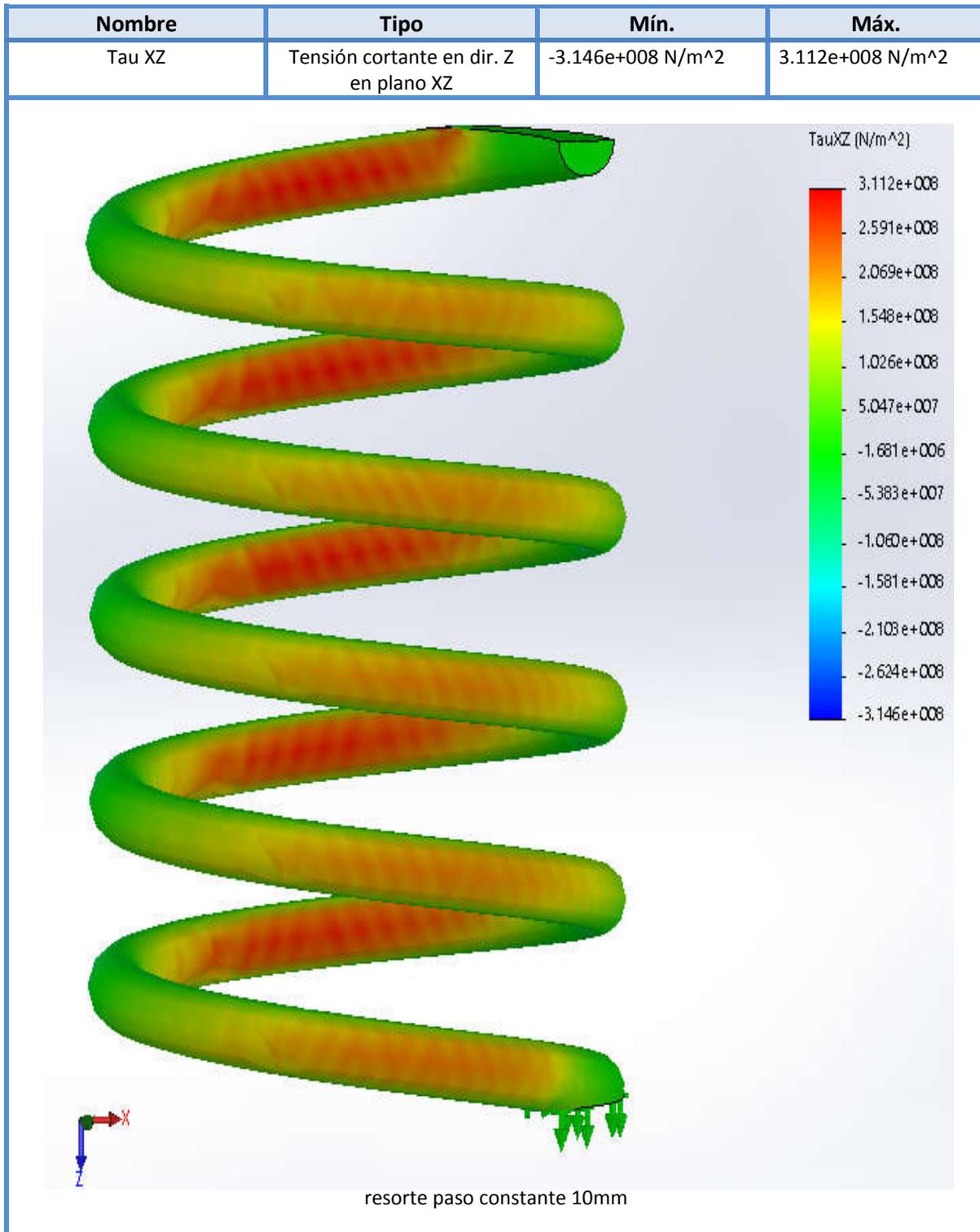


Imagen n°28 Tensiones de corte del resorte de paso constante.

Tensión tau en el plano XZ con respecto al eje Z del resorte de paso variable

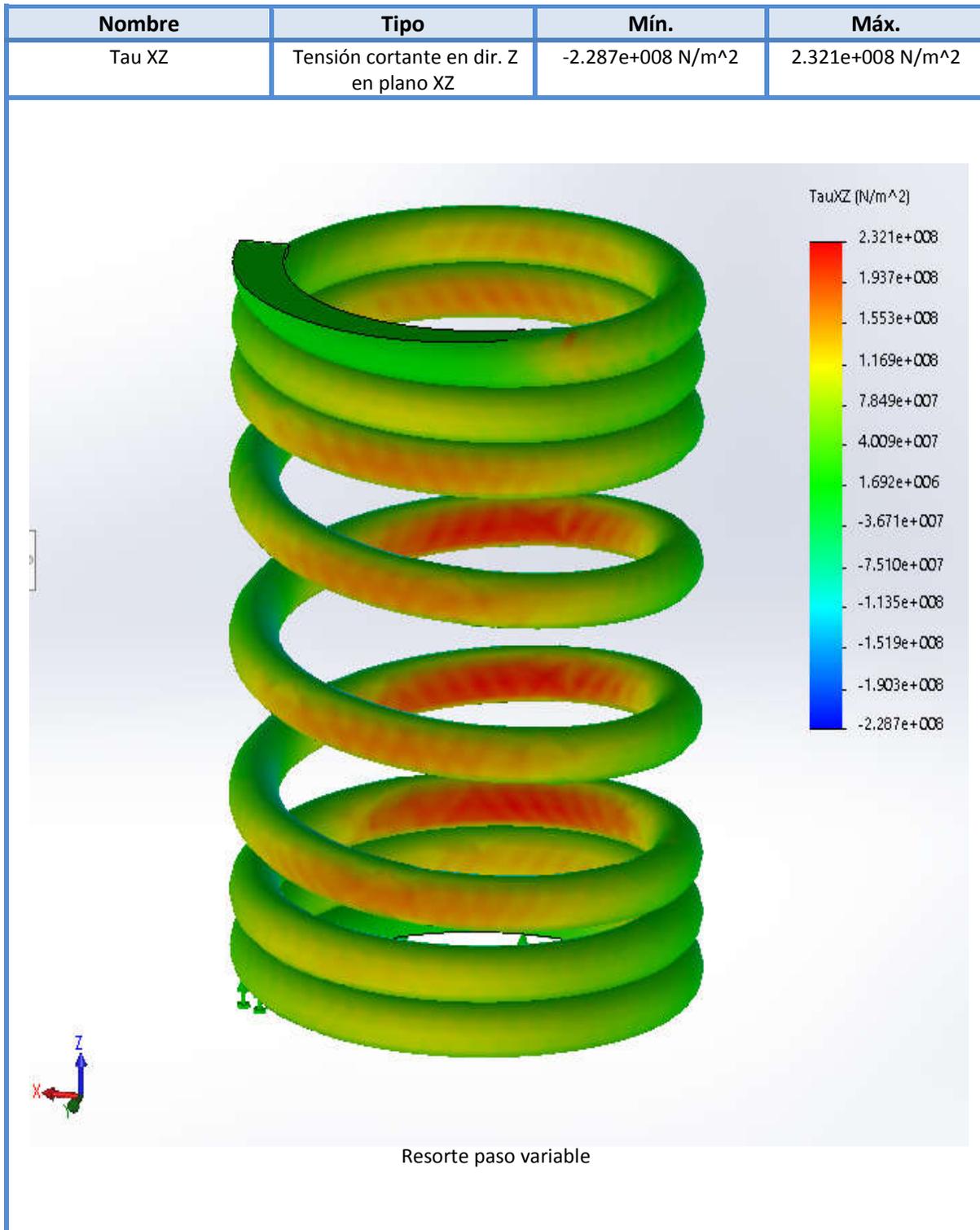


Imagen n°29 Tensiones de corte del resorte de paso variable.

Conclusiones

Podemos ver en las dos imágenes anteriores número 28 y 29 como se distribuyen las tensiones de corte, en el primer resorte de paso constante, verificamos que las mayores tensiones están más cercanas al empotramiento o plano fijo, mientras en el resorte de paso variable, vemos una tendencia a desplazar las tensiones máximas hacia el centro del resorte o espiras medias, por eso vemos que en las dichas zonas los colores son más “rojos”. Recordamos que las primeras espiras tienen un paso de 4mm y luego 10mm, esta variación de paso produjo un alivio tensional en las espiras más cercanas al empotramiento, que es muy importante destacar para tener en cuenta en el diseño de los resortes helicoidales.

Los dos resortes tienen el mismo diámetro de alambre $d=3\text{mm}$, diámetro de muelle $D=25\text{mm}$ y una altura total $h=50\text{mm}$, lo que si podemos ver a simple vista, es que la cantidad de espiras no son las mismas, ya que sus pasos son distintos, pero a fines visuales podemos apreciar este fenómeno de variación tensional por el paso variable.

4.7 Estudio de Frecuencia Solidworks

Para el estudio de frecuencia utilizamos las mismas restricciones pero en este caso no se aplica ningún desplazamiento.

De aquí podemos concluir en la tabla de formas modales n°10, que, el que más se asemeja a la frecuencia natural del resorte es la forma nodal n°4

Frecuencia n°	Rad/s	Hertz	segundos
1	557.12	88.66	0.011278
2	560.36	89.18	0.011213
3	785.63	125.04	0.0079977
4	1487.1	236.68	0.0042
5	2109.8	335.79	0.0029

Tabla n°10 Formas modales.

Este estudio genera distintos trazados de desplazamientos resultantes para cada modo de vibración. Un modo de un sistema oscilatorio es la frecuencia a la cual la estructura deformable oscilara al ser perturbada. Los modos también son llamados frecuencias naturales o frecuencias resonantes. Si se ejecutan dichos trazados, se observa que es el cuarto modo el que corresponde a la vibración ocasionada en este resorte. El resto de trazados muestran una oscilación en el resorte que no aparece en funcionamiento normal del mismo.

Forma modal 1

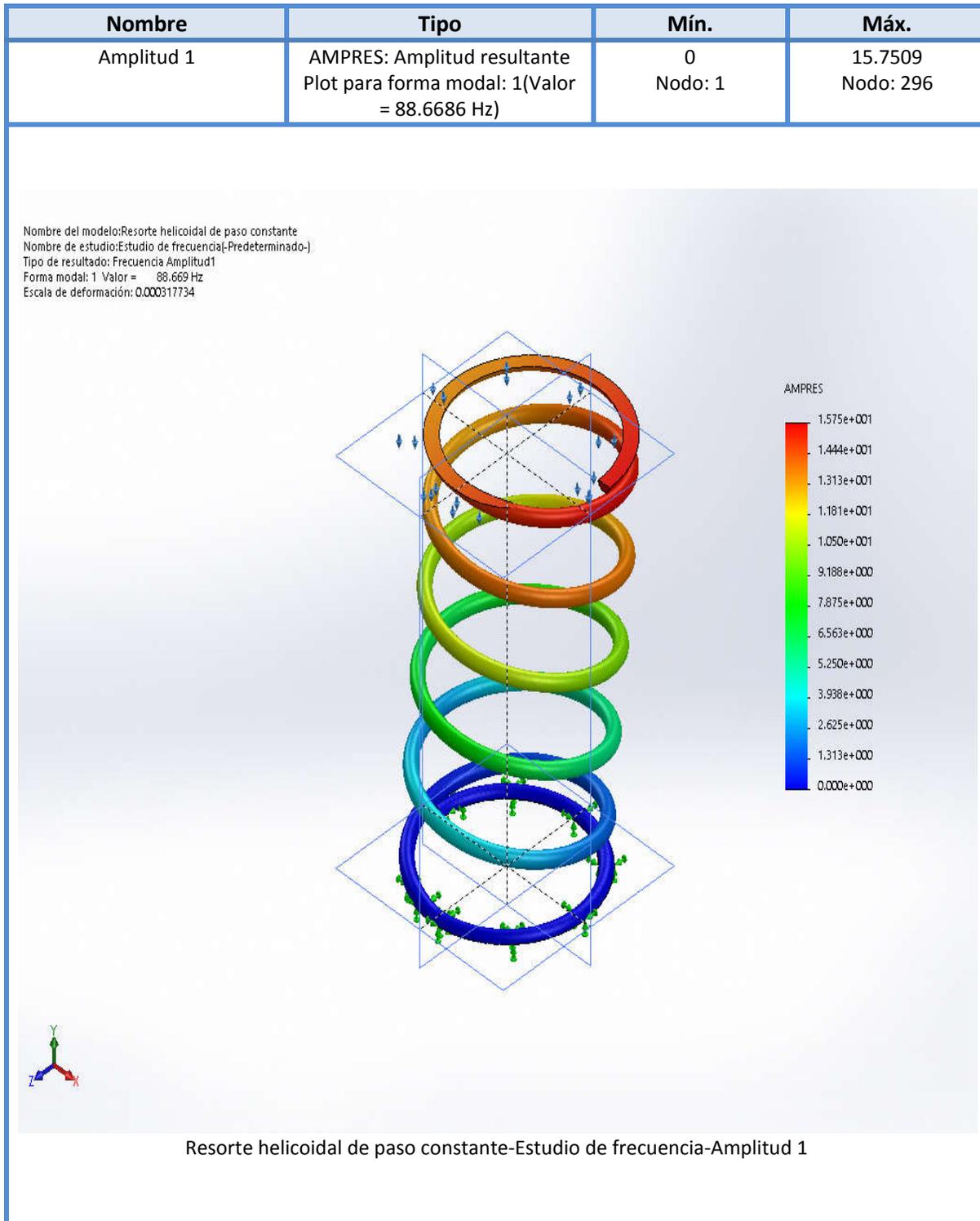


Imagen n°30 Forma modal 1.

Forma modal 2

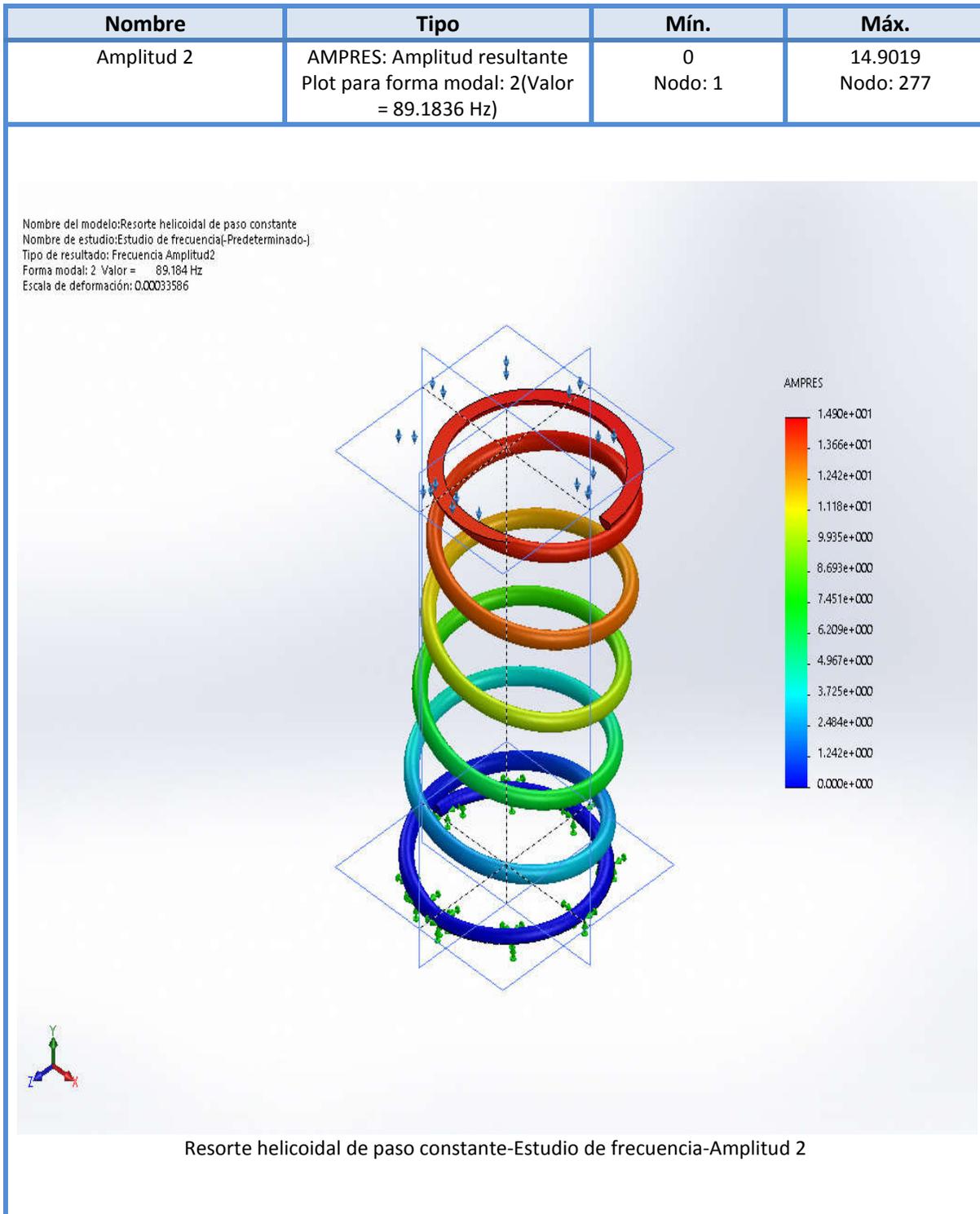


Imagen n°31 Forma modal 2.

Forma modal 3

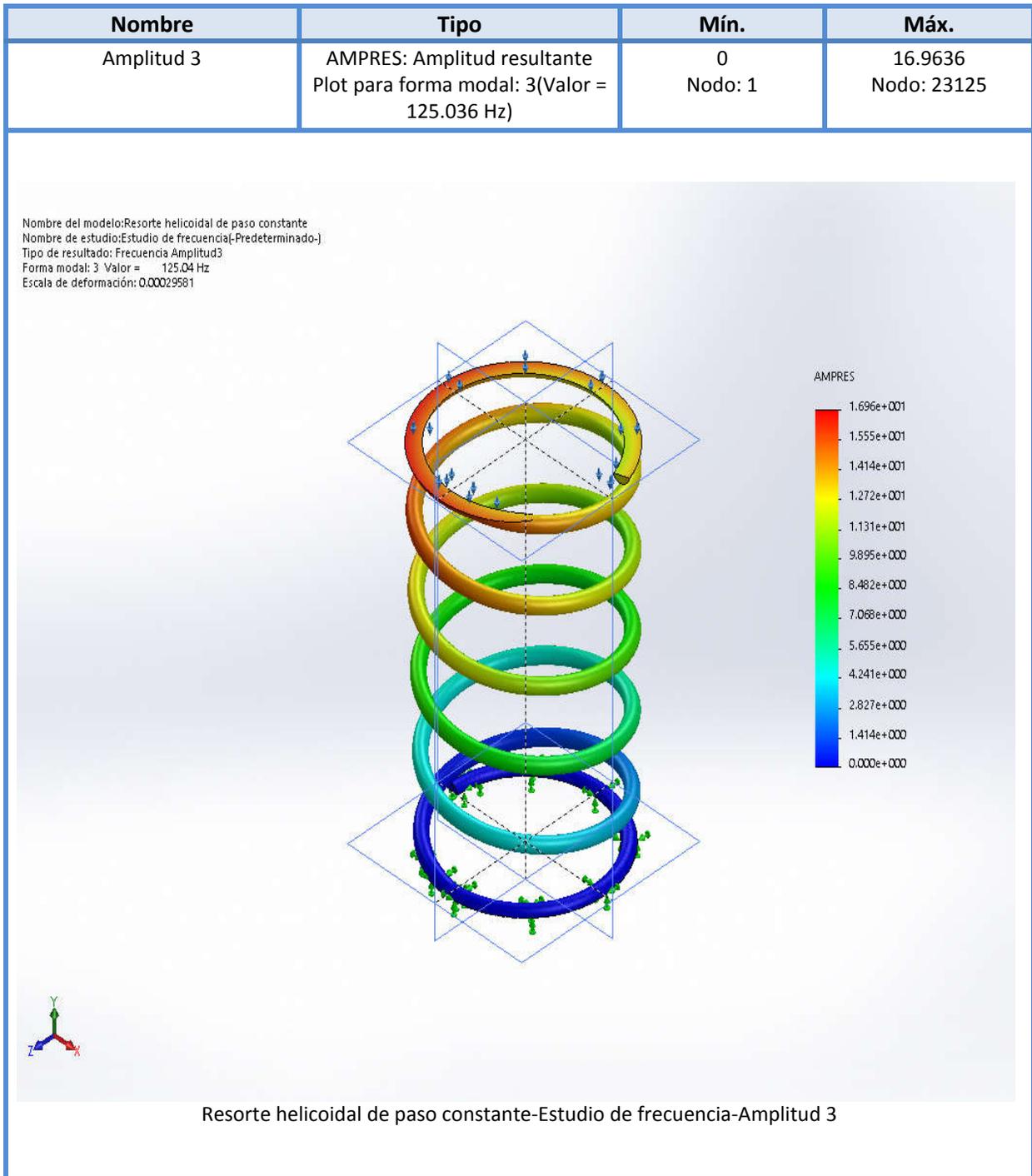


Imagen n°32 Forma modal 3.

Forma modal 4

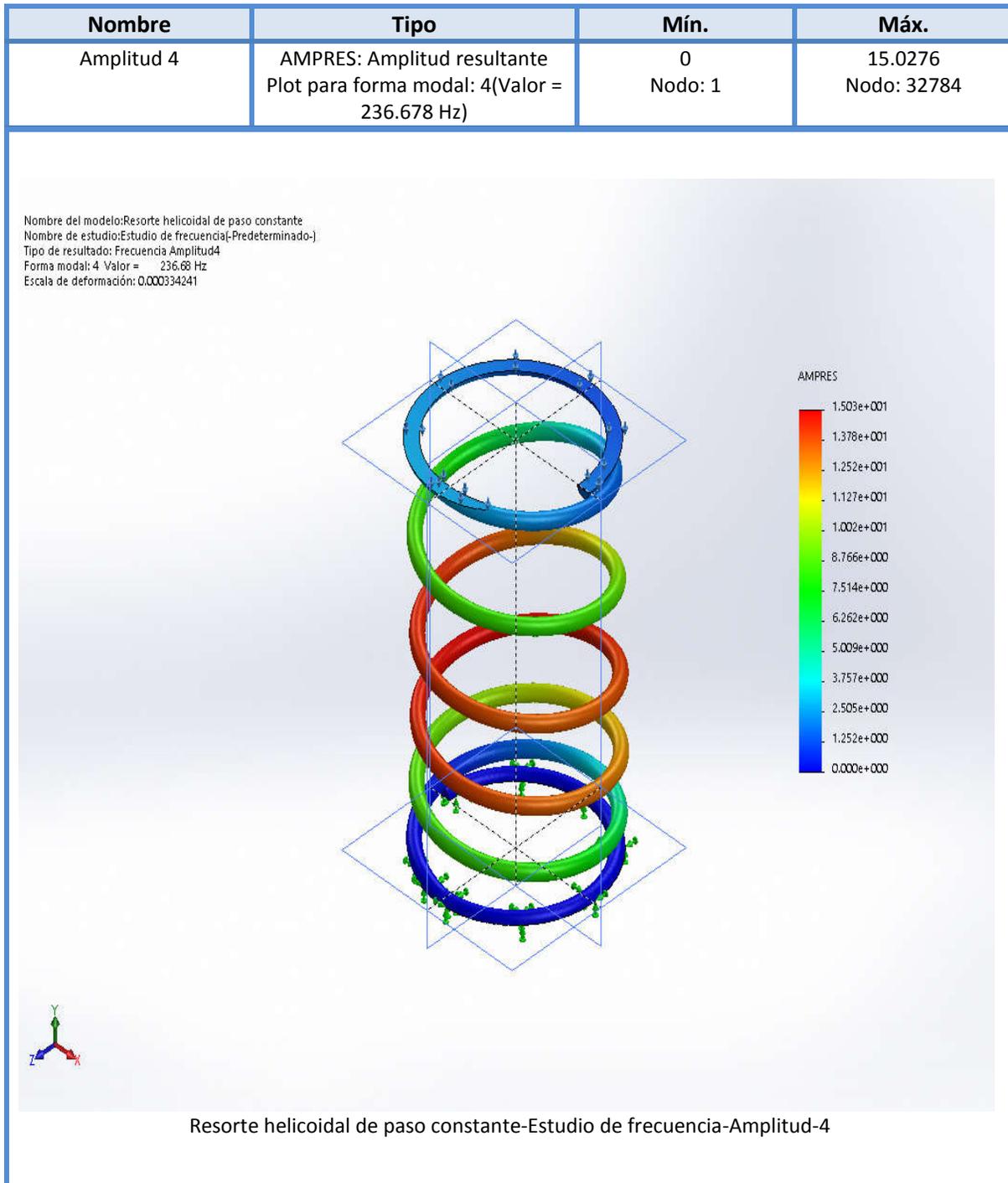


Imagen n°33 Forma modal 4.

Podemos observar a modo groso que las mayores amplitudes al entrar en resonancia (forma modal cuarta), se originan la mitad del muelle.

Comparamos el resultado teórico con el estudio

Como sabemos la frecuencia angular de resonancia y la frecuencia están dadas por las formula ya antes mencionada, en la siguiente tabla comparamos la forma modal teórica con la resultante de Solidworks.

$$w_n = \frac{d}{D^2 \cdot i} \sqrt{\frac{G \cdot g}{2\gamma}} = 1509.9 \text{ rad/s} \quad f_n = n_{critica} = \frac{w_n}{2 \cdot \pi} = 240.32 \text{ hz}$$

Comparamos	fn [hz]	Wn [rad/s]
Forma modal teórica	240.32	1509.09
Forma modal SolidWorks	236.67	1487.1
% diferencia	1.51	1.51

Tabla n°11 Comparación de valores.

Podemos ver una muy buena aproximación de la frecuencia resonante, seguramente esta discrepancia se pueda dar por la geometría de apoyo del muelle.

Conclusiones

Podemos observar que en los primer tres formar modales las mayores amplitudes se producen en el extremo superior más alejado del empotramiento, mientras que en la forma modal número cuatro, la que se asemeja al valor del cálculo teórico de frecuencia angular de un resorte helicoidal, las mayores amplitudes se encuentran cercanas “al medio de la altura del resorte”.

5.1 Prototipo de máquina para ensayo de resorte

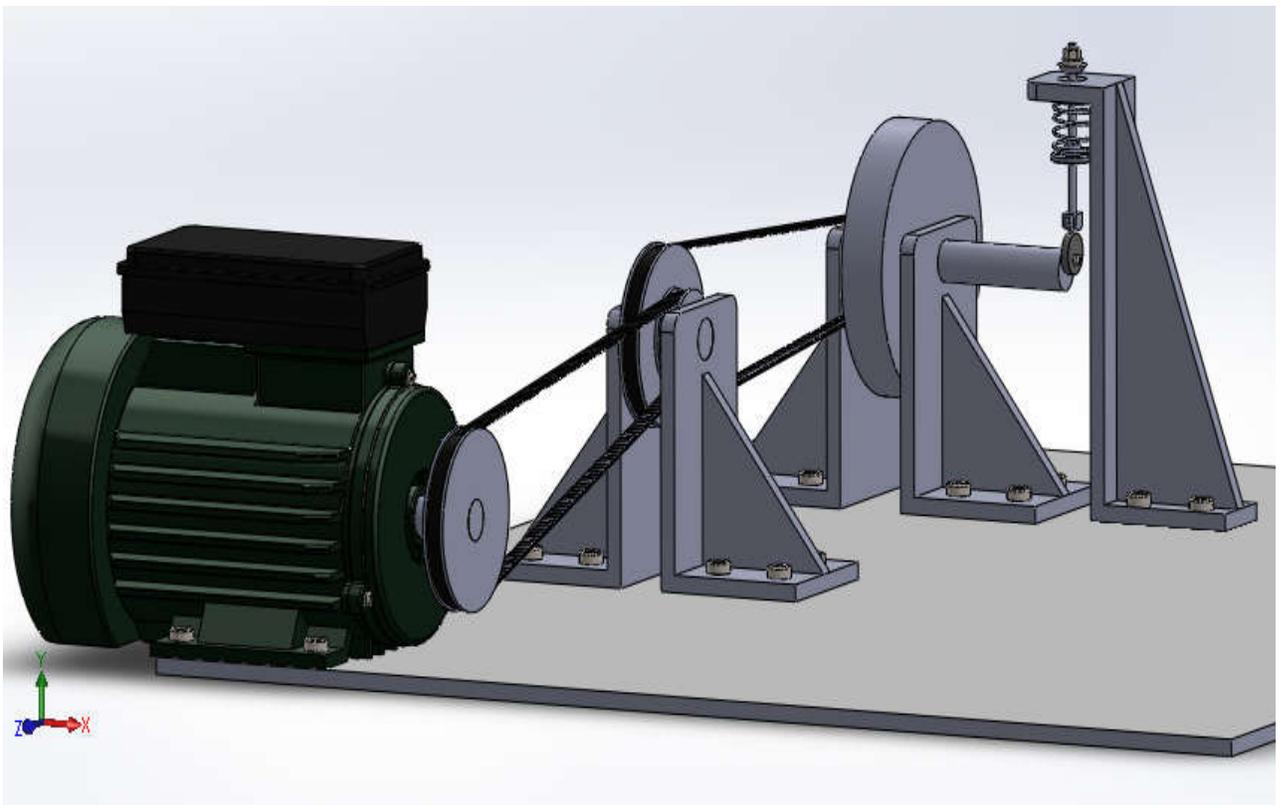


Imagen n°34 Maquina para ensayos.

5.2 Selección de Motor eléctrico trifásico

Nuestro instrumento de ensayo contara con un motor jaula de ardilla de 2 polos trifásico, de 1hp o 0.75kw, adoptamos esta cantidad de números de polos porque lo vamos a utilizar a un alto régimen de giro, mientras que los motores de mayor numero de polos tienen menores RPM operativos, pero mayor torque.

De la página web de catálogos de motores eléctricos Weg adoptamos los siguientes requisitos de selección, como vemos en la siguiente imagen:

Norma: IEC, Frecuencia: 50hz, Numero de polos: 2, Voltaje: 220/380V, Potencia: 1hp; 0.75Kw

Vemos en la siguiente imagen las opciones tildados para el motor eléctrico adoptado:

The image shows a vertical list of selection criteria for a motor, each with a dropdown menu and a list of options. The selected option for each criterion is marked with a green checkmark:

- Norma:** IEC
- Frecuencia:** 60 Hz
- Voltaje nominal:** 220/380V
- Número de polos:** 2 Polos
- Potencia:** 0.75 kW

Imagen n°35 criterios de selección.

5.3 Datos descargados del catálogo fabricante

Modelo de motor y datos eléctricos

	<h1>UTN-FRLP</h1>		Nr.: 60 y 124		
			Fecha: 08-JUN-2019		
<h2>HOJA DE DATOS</h2> <h3>Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula</h3>					
Cliente		: Somoza Sebastian			
Línea del producto		: W22 Carcasa de Hierro Gris - Premium Efficiency - IE3			
Carcasa		: 90S			
Potencia		: 0,75 kW			
Frecuencia		: 50 Hz			
Polos		: 2			
Rotación nominal		: 2900 rpm			
Deslizamiento		: 3,33 %			
Voltaje nominal		: 220/380 V			
Corriente nominal		: 2,89/1,67 A			
Corriente de arranque		: 23,7/13,7 A			
Ip/In		: 8,2			
Corriente en vacío		: 1,45/0,842 A			
Par nominal		: 2,47 Nm			
Par de arranque		: 330 %			
Par máxima		: 340 %			
Categoría		: ---			
Clase de aislación		: F			
Elevación de temperatura		: 80 K			
Tiempo de rotor bloqueado		: 24 s (caliente)			
Factor de servicio		: 1,00			
Régimen de servicio		: S1			
Temperatura ambiente		: -20°C - +40°C			
Altitud		: 1000 m			
Protección		: IPW55			
Masa aproximada		: 15 kg			
Momento de inercia		: 0,00153 kgm ²			
Nivel de ruido		: 62 dB(A)			
	Delantero	Trasero	Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
Rodamiento	6205 ZZ	6204 ZZ	100%	0,82	83,0
Intervalo de lubricación	---	---	75%	0,75	82,5
Cantidad de grasa	---	---	50%	0,63	79,0

Imagen n°36 hoja de datos.

Curvas características

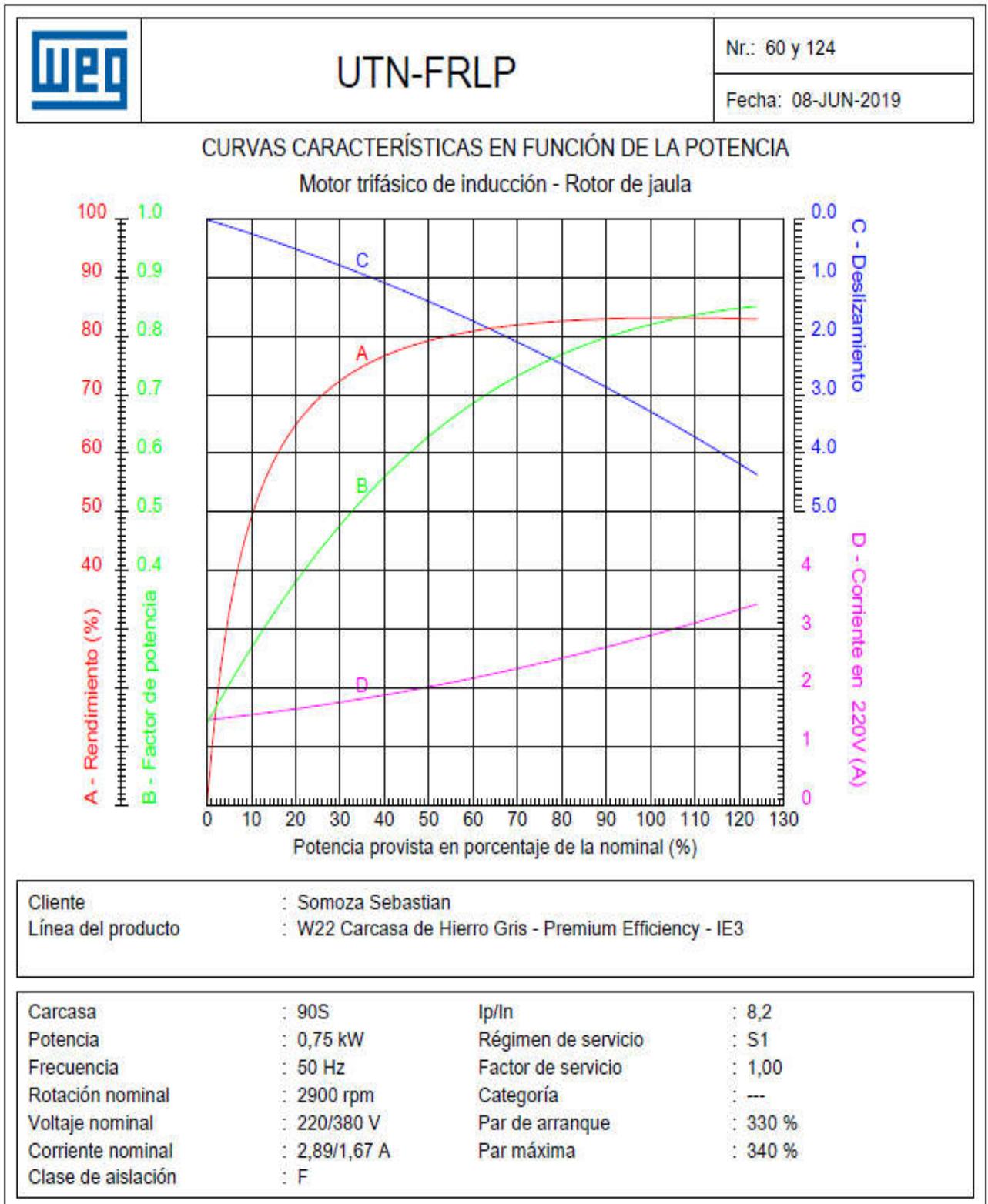


Imagen n°37 curvas en función de la potencia.

Torque para los distintos regímenes de giro

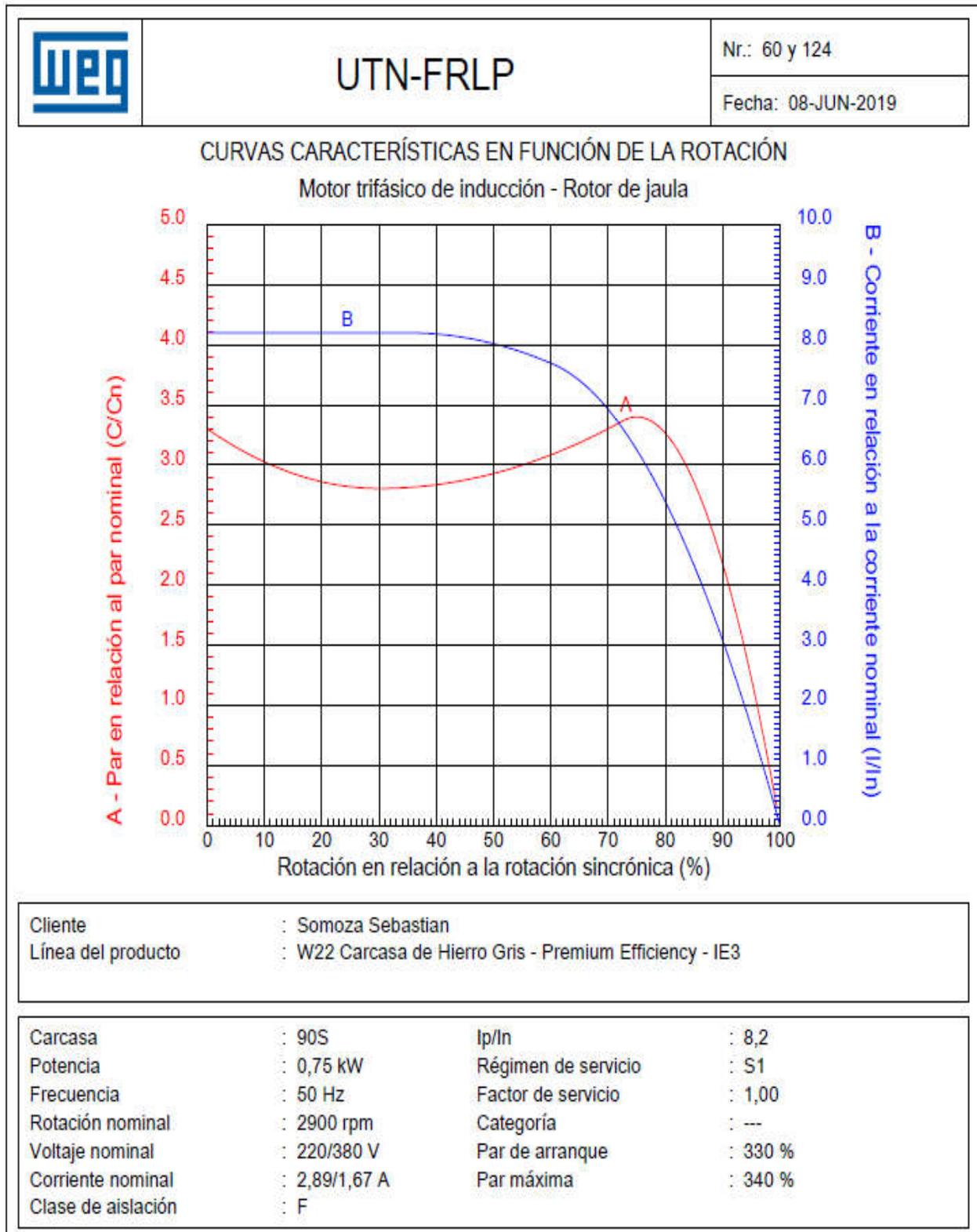


Imagen n°38 Curvas características en función de la rotación.

Plano del motor

Somoza, Sebastián



CFW10 - Easy Drive

La línea de Convertidores de Frecuencia CFW10 esta diseñada para el control y para la variación de velocidad de motores eléctricos de inducción trifásicos. Los CFW10 incorporan alta tecnología y se destacan por su pequeño tamaño y gran facilidad de programación. Además, los CFW10 son compactos, sencillos de instalar y muy sencillos de operar a través de su interfaz hombre máquina (HMI - local) incorporada como *standard*.

Certificaciones



La forma correcta para especificar un Convertidor de Frecuencia es seleccionar un equipo que pueda suministrar como mínimo la corriente nominal del motor. Las potencias de los motores son apenas orientativas, pudiendo variar según el fabricante. Las potencias de los motores IEC están basadas en motores WEG de 4 polos, las potencias de los motores NEMA están basadas en la tabla NEC 430-150.

Tensión del Motor - 110-127 V ca y 220-230 V ca

Alimentación	Modelo	Corriente salida	
		A	
110-127V	CFW10 0016S 1112	1,6	
	CFW10 0026S 1112	2,6	
	CFW10 0040S 1112	4	
220-230V	Monofásica	CFW10 0016S 2024	1,6
		CFW10 0026S 2024	2,6
		CFW10 0040S 2024	4
	Trifásica	CFW10 0073S 2024	7,3
		CFW10 0100S 2024	10
		CFW10 0016T 2024	1,6
		CFW10 0026T 2024	2,6
		CFW10 0040T 2024	4
		CFW10 0073T 2024	7,3
		CFW10 0100T 2024	10
CFW10 0152T 2024	15,2		

IEC	NEMA
60 Hz	60 Hz
220 V	230 V
230 V	
kW	HP
0,25	0,25
0,55	0,5
0,75	1,0
0,25	0,25
0,55	0,5
0,75	1,0
1,5	2
2,2	3
0,25	0,25
0,55	0,5
0,75	1,0
1,5	2
2,2	3
4	5

Imagen n°40 Variador de velocidad.

5.5 Relación multiplicadora en cascada por banda sincrónica

Utilizaremos una relación multiplicadora 1:4 en cascada, es decir necesitaremos dos “coronas” y dos “piñones”, este método nos permitirá utilizar poleas de menor diámetro en comparación a que si lo hiciéramos de transición directa con una unidad de corona y una de piñón.

La idea es “conseguir”, la correa dentada y las respectivas poleas que se emplean del árbol cigüeñal al árbol de levas, de algún motor del mercado. Contamos con la ventaja de que estas piezas justamente están diseñadas para las levas, lo que nos “asegura”, que la resistencia de los componentes van a ser confiables a los regímenes, a la cual, queremos operar la máquina de ensayo.

Como podemos ver en la siguiente imagen tenemos la primera multiplicación 1:2

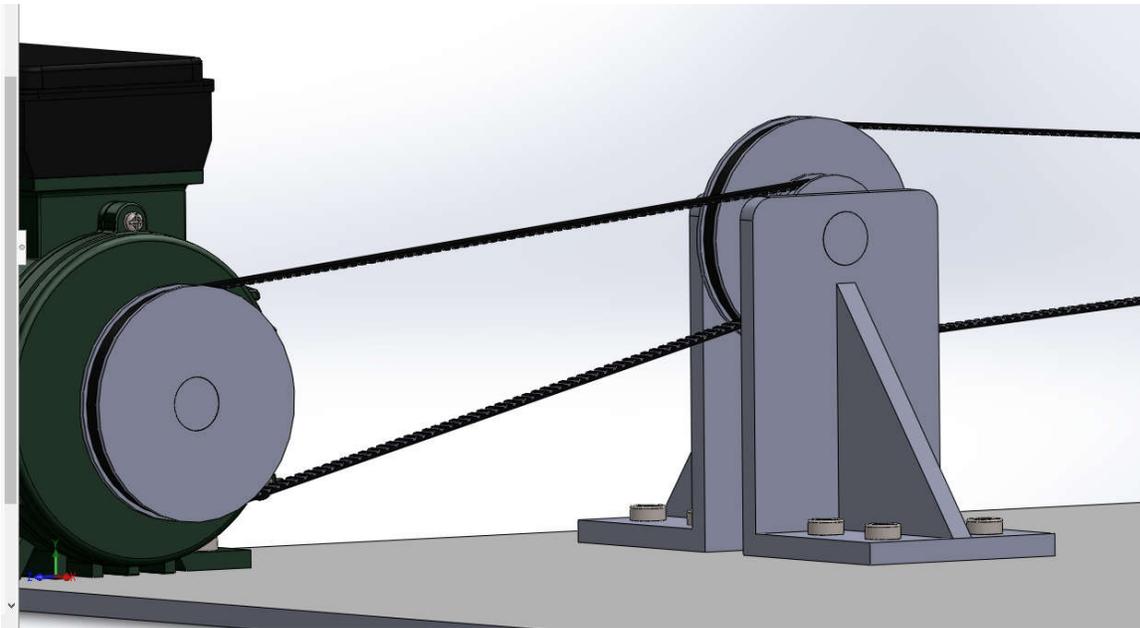


Imagen n°41 Primera etapa de multiplicación.

Podemos ver en la imagen anterior que la corona está acoplada al motor eléctrico, mientras que el piñón está en el cojinete junto a la segunda corona, aquí debe cumplirse que “ D_2 ” es dos veces “ D_1 ”, o lo que es lo mismo que decir que la corona debe tener el doble de dientes que el piñón.

En la siguiente imagen vemos desde “planta”, la segunda etapa de transmisión:

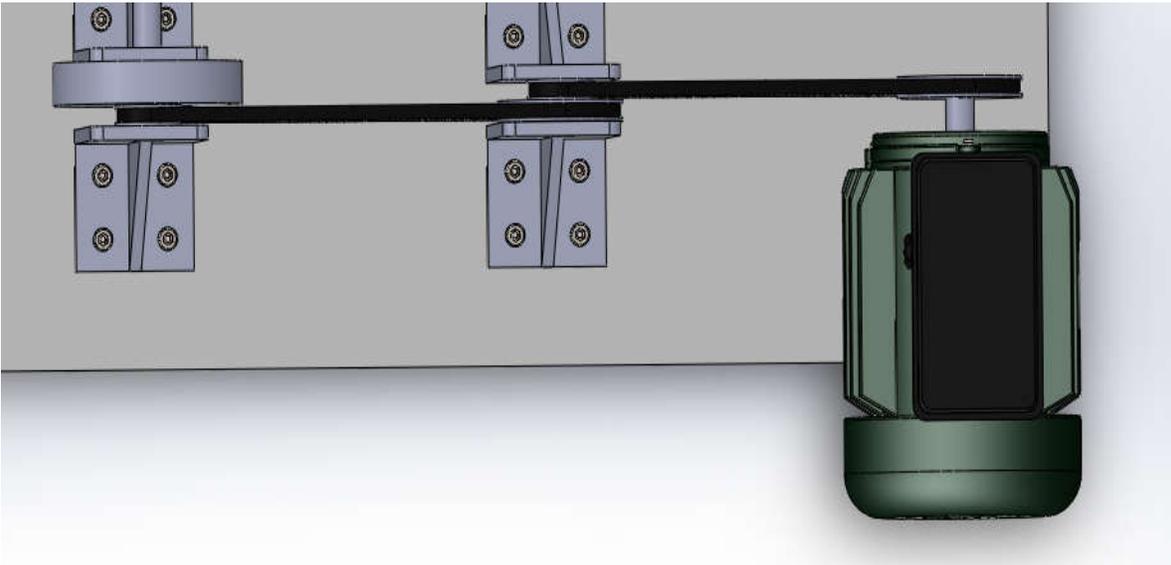


Imagen n°42 Segunda etapa multiplicadora.

Como podemos ver en la imagen n°41 o 42, que el piñón está acoplado junto a la corona, ambos operan al mismo régimen de giro, con lo cual acoplado un último piñón involucramos a multiplicar el régimen de giro, aquí la corona y el piñón tienen los mismos diámetros que en la primera etapa, llegando a la relación 1:4 requerida.

Como sabemos nuestro motor trifásico opera normalmente a un régimen de 2900 RPM, a lo que lo llevaríamos con este tipo de transmisión multiplicadora a 11.600 RPM, también contando con el variador de frecuencia nos permitirá aumentar aún más dicho régimen. Optamos este tipo de sistema de transmisión por ser el más económico.

5.6 Volante de inercia

Es requisito fundamental que el eje donde va montada la leva, tenga un volante de inercia, cuya finalidad es tener control en la regularidad de giro, ya que se debe contrarrestar el efecto del juego que pueda existir entre la correa y la polea, y el efecto de la fuerza del resorte, el cual transmite una perturbación al eje de giro.

Veremos en la siguiente imagen, el volante de inercia:

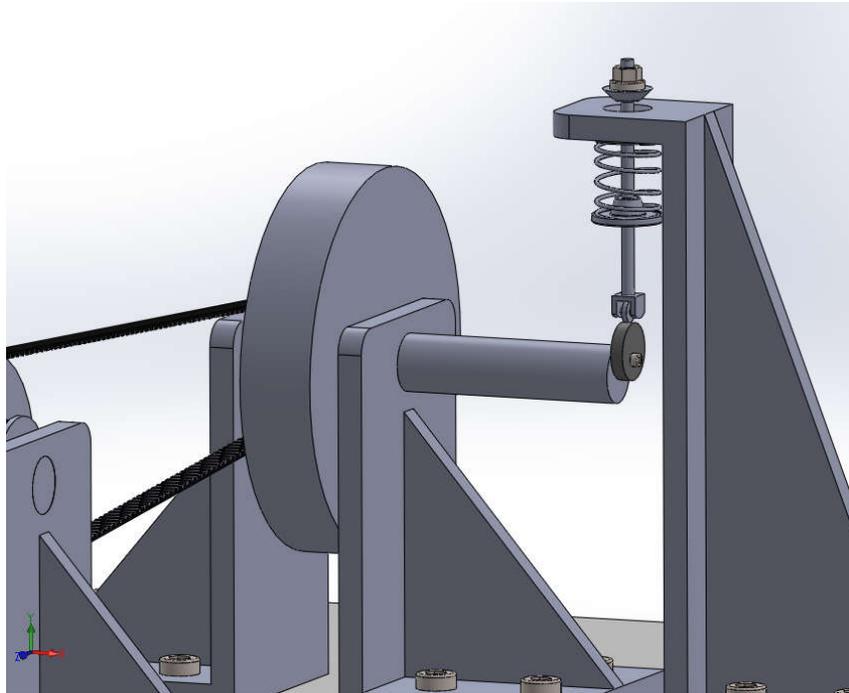


Imagen n°43 volante de inercia.

5.7Seguidor

Recomendamos utilizar algunos elementos del motor Fiat, debido a que son económicos, como la cazoleta y si es posible el resorte. Como sabemos la válvula hace de pasador, pero este no nos sirve para el ensayo, proponemos, poner una varilla de igual diámetro, en la cual pueda colocarse dos cazoletas superior e inferior sobre los extremos de esta varilla, con la finalidad de que el resorte quede lo más fijo posible, y con su grado de libertad correspondiente en el eje de desplazamientos.

A su vez este seguidor debe tener un rodillo que gire “loco” que apoye la leva. Entonces necesitaremos, un rodillo, las dos cazoletas y el pasador. El problema aquí, es que si quisiéramos ensayar otro tipo de resorte, las cazoletas deberían ser otras, como también la leva, ya que la perturbación que necesitaremos, debe ser mayor o menor en relación al resorte a ensayar. Proponemos poder montar y desmontar fácilmente el conjuntos de elementos del seguidor como así también la leva, para que nos permita poder estudiar un intervalo un “poco” mayor de muelles de distintos tamaños.

Aquí vemos en la imagen n°44 como montaríamos el resorte entre las dos plazoletas nombradas anteriormente. El pasador tiene como función guiar al resorte en sentido de las deformaciones en el eje Y, ya que si no estuviera, el muelle se deformaría hacia cualquier dirección del espacio.

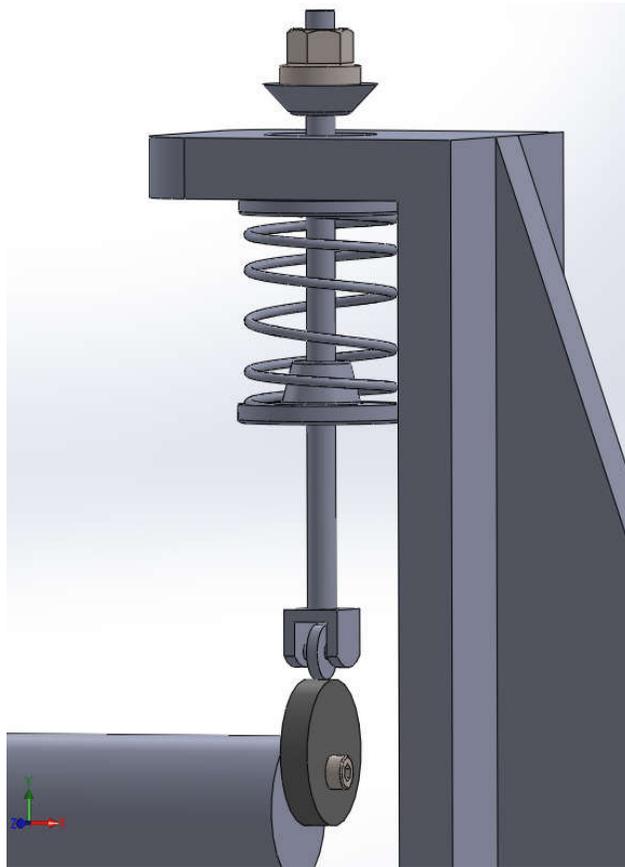


Imagen n°44 Resorte, cazoleta, pasador.

La plazoleta inferior más cercana a la leva, acompaña el movimiento del pasador, comprimiendo el resorte helicoidal. El problema es como fijar la plazoleta superior, siendo generalmente estas de espesor pequeño, como una chapa.

Podemos observar en la imagen anterior, como en la parte superior de la válvula tiene un atuerca, cuya finalidad es contrarrestar los efectos de "Flotación", este efecto produce que el seguidor deje de estar en contacto con la leva, ya que la leva golpea al seguidor y

lo levanta, entonces la tuerca tiene como finalidad aumentar las masas móviles del seguidor y así tratar de contrarrestar estos efectos inerciales.

Propuesta para cambiar la amplitud de la perturbación

Una alternativa es tener un gran número de levas, con el eje de excentricidad variado, pero como desventaja tenemos que tener mucha cantidad de piezas. Se podría tener una misma leva para distintos centros de excentricidad para acoplar al eje. Otro tipo de alternativa sería utilizar algún brazo amplificador tipo balancín.

5.8 Efecto Estroboscópico

El estroboscopio permite visualizar un objeto que está girando o vibrando, como si estuviera inmóvil o muy lentamente. Este principio es usado para el estudio de objetos en rotación o vibración, en el cual el dispositivo permite apagar o encender la luz a una frecuencia que uno desee.

Un estroboscopio está dotado de una lámpara normalmente de xenón, donde la frecuencia de destellos es regulable, a él régimen de operación que se desea analizar. Debido a la alta frecuencia de iluminación y su gran repetitividad, permite “observar” fenómenos que se producen a alta velocidad bajo efecto de cámara lenta.

Características técnicas comunes de un estroboscopio.

- Rango de medida del estroboscopio Ej.: 40 a 12500 RPM.
- Tipo de iluminación y potencia: Ej. : 10W Xenón.

Utilizamos el método de medición de desplazamientos de la espira media, por el apunte de la catedra de Proyecto, el cual dice lo siguiente

Medición de la espira media

- Señalar la espira media con una raya.

- Esta se enfoca con un anteojo, cuya posición se lee con una base goniometría (medición de ángulo).
- Medición del Angulo formado por el anteojo (posición inicial) y la trayectoria de la marca observada luego de ser perturbado (posición 2).
- El interruptor está conectado a la leva y enciende una vez por ciclo, la lámpara del dispositivo estroboscópico. (cable en serie)
- Se puede variar la fase del destello con respecto a la posición de la leva.

Podemos concluir que se utiliza una relación geométrica para describir los desplazamientos (ángulo formado entre el anteojo y la trayectoria de la marca observada). La marca aparece en reposo a los ojos del observador, de modo que se puede determinar exactamente su posición por medio del anteojo.

Luego formamos la curva de desplazamiento, con cada medida de la marca de la espira con respecto al ángulo de la leva. Una vez obtenido los desplazamientos, se lo puede relacionar con las deformaciones y así obtener los estados tensionales en cualquier punto de la espira.

5.9 Alternativa el sistema estroboscópico

Centraremos nuestra atención a los métodos de Metrología óptica, para poder lograr obtener resultados de los desplazamientos y deformaciones, ya que otro tipo de medición podría alterar los resultados de los mismos.

Una alternativa es un sistema óptico de deformación que permite conocer las características de un material o elemento completo sin interferir en sus condiciones operativas. Mediante la medida óptica de deformaciones y desplazamientos, no se limita el campo de medida al de posicionamiento de una galga extensiométrica, sino a la zona dentro del campo de visión de una o varias cámaras digitales, lo que permite unos resultados muchos más precisos y evita algunas repeticiones de ensayo innecesarias.

Es decir que se utilizan un conjunto de cámaras con medidas ópticas, para poder lograr tener los movimientos y deformaciones sin contacto con el resorte helicoidal, como se observa en la siguiente imagen:

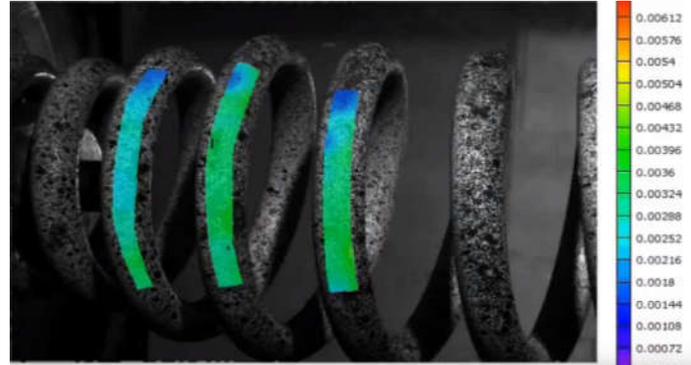


Imagen n°45 Medida de deformación sin contacto.

6.1 Conclusiones de la temática de la PS con los conceptos aprendidos durante la carrera.

Como se podrá ver el tema de la PS es muy integrador , ya que abarca condiciones estáticas , en donde se pueden ver esfuerzos de tipo estáticos , temas dados durante estabilidad I y II todo lo relacionado a la mecánica del resorte en elementos de máquinas , los materiales y la elasticidad ,temas aprendidos en materiales metálicos, estados tensionales debido a las aceleraciones y condiciones de empotramiento ,dado en mecánica racional , y resortes de válvula aplicados a motores de combustión interna , temática dada en proyecto final.

Podemos relacionar el tema de la PS, con una gran cantidad de materias de la carrera de Ingeniería mecánica como son, Física, estabilidad, mecánica racional,materiales, elementos de máquinas, elementos finitos, etc.

Como consejo aprendido durante la PS , es siempre tener en cuenta , en mecanismos de alto régimen , o no , el tema de la resonancia ,si el caso lo amerita , ya que no cuesta nada hacer un estudio , con la finalidad u objetivo de , prevenir una posible falla global del sistema ,y lo que conlleva ello , roturas , desgastes de materiales , gastos , ineficiencia , vibraciones no deseadas , perdidas de rendimientos globales , mal uso de la energía mecánica , ruidos molestos , perdidas económicas por futuras fallas , reducción de la vida útil ,del o de los elementos que pertenecen al conjunto de la maquinaria en cuestión. Con la cantidad de softwares que existen hoy en día sobre estos temas, resulta muy económico hacer una simulación computacional para conocer la naturaleza del problema.

El gran objetivo de la implementación del método de elementos finitos como herramienta de diseño es conseguir cambiar el proceso iterativo clásico de “Diseño, Prototipo, y prueba(ver imagen n°46)” un proceso donde los prototipos no se usan como herramientas de diseño y son solo necesarios para una validaciónfinal, con lo que conlleva el ahorro de gastos,materiales, tiempos, etc.

En la siguiente imagen vemos el proceso de diseño actual

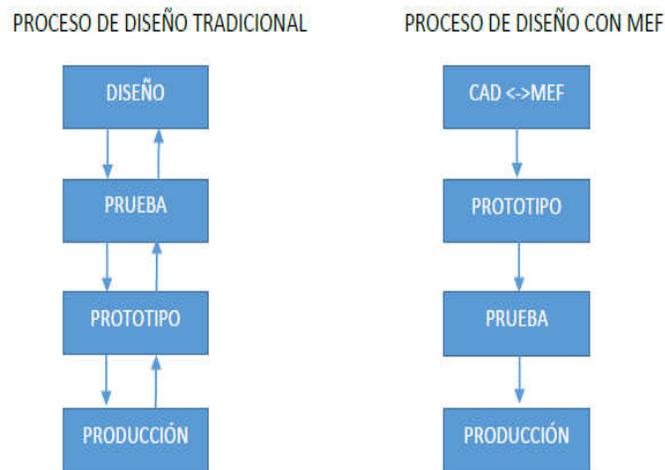


Imagen n°46 Procesos de diseño.

Conclusiones de la máquina de ensayo

En cuanto a la máquina de ensayo vemos que son bastante los elementos o piezas y por lo tanto los análisis que habría que hacer, para el buen dimensionamiento y funcionamiento de los mismos. Queremos llevar un eje a más de 12.000RPM, con lo cual los rodamientos y cojinetes deben de estar dimensionados a operar correctamente a estos regímenes de giro, que son críticos, dado las temperaturas que generarían y los estados tensionales debido a las grandes aceleraciones. Segundo, que geometría, masa, y peso específico, debe tener el contrapeso en contrafase, al sistema leva-seguidor, para que el sistema se encuentre en equilibrio estático, y dinámico cuando opera a dichos regímenes, de estar mal dimensionado el contrapeso, la maquina vibraría, y como ya habíamos dicho el ensayo perdería coherencia.

También hay que dimensionar el volante de inercia con un grado de regularidad adoptado por el diseñador (ej:1/1000), dicho volante tiene un peso, y dimensión para esa función particular. Es necesario controlar el régimen de giro ya que las bandas sincrónicas y las poleas tienen un juego, que pueden existir debido a un mal proceso de fabricación en

los mismos, y de no estar el volante en nuestra máquina, la velocidad angular no sería constante teniendo variaciones temporales, que se repiten en cada ciclo.

En cuanto a la corona que va montada al eje del motor eléctrico, seguramente se tenga que construir, ya que difícilmente encontraríamos una polea automotriz que tenga las mismas dimensiones de acople con un motor eléctrico, que a su vez tiene chaveta, es decir sería útil solamente el piñón, y las coronas deberían fabricarse.

En el catálogo del variador de frecuencia pudimos ver que operan en un intervalo de 0 a 300 Hz, es decir que quizás se podría llegar a las RPM, acoplando la leva directamente al eje del motor, pero la frecuencia normal de operación de los motores eléctricos es como máximo de 60hz o un poco más. Un gran aumento de la frecuencia de la corriente eléctrica perjudicaría la resistencia de los cojinetes, rodamientos, de la máquina en general para resumir, debido a esto se debe utilizar una relación de transmisión multiplicadora por bandas sincrónicas.

Para finalizar, hay que medir la espira media, con un artefacto estroboscópico, es decir mediante métodos de metrología óptica, para “ver” cómo se desplaza el punto de la espira media en función de la velocidad angular de la leva, aquí se utiliza con la luz estroboscópica una relación trigonométrica para determinar dichos movimientos. Para esta medición deben seguirse los pasos mencionados en la página 70-71.

7 Bibliografía

- 1 Libros utilizados:
- 1.1 A.P French, (no figura año de edición), Vibraciones y ondas, Reverté, (no figura lugar de publicación).
- 1.2 Robert L. Norton, (2009), Diseño de maquinaria 4ta edición, Mc Graw Hill, México.
- 1.3 Robert L. Mott (2006), Diseños de elementos de máquinas cuarta edición, Pearson, México.
- 1.4 Shigley, (2008), Diseño de ingeniería mecánica 8va edición, Mac Graw Hill, México.
- 2 Apuntes de Cátedras de Ingeniería Mecánica UTN-FRLP:
- 2.1 Apunte de la catedra de Proyecto, Resortes de válvulas.
- 2.2 Apunte de Elemento de máquinas, Teoría de resortes.
- 3 Páginas web utilizadas:
- 3.1 Documento de resorte de válvulas.<http://ria.utn.edu.ar/bitstream/handle/123456789/2504/Resortes%20de%20v%C3%A1lvulas.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- 3.2 Tutorial de Solidworks (estudio de frecuencia de resorte helicoidal).<https://www.youtube.com/watch?v=BhmG0b83Pao>
- 3.3 Metrología óptica por cámara.
- <http://www.grupoalava.com/ingenieros/productos/instrumentacion-y-ensayos/sistemas-para-ensayos/ensayos-de-materiales-y-no-destructivos/ensayos-de-materiales/image-correlation---videocorrelacion/>
<https://www.youtube.com/watch?v=tUzMPjucqeQ>
- 3.4 Catalogo de selección del motor eléctrico.
http://ecatalog.weg.net/tec_cat/tech_motor_sel_web.asp

8 Archivos adjuntos a la PS

- 8.1 Archivos Excel.
- 8.1.1 Planilla 1: posición, velocidad, aceleración, jerck, de una leva circular excéntrica con: función polinómica de segundo grado, (movimiento armónico simple), Desarrollo de la serie de Fourier, Relación entre régimen de giro de motor y frecuencia resonante de primer orden del resorte helicoidal.
- 8.1.2 Planilla 2: Tensiones máximas, constante elástica k, coeficiente de Wahl, posición velocidad y aceleración de leva-seguidor sin amortiguamiento, ídem para leva-seguidor con amortiguamiento.
- 8.2 Archivos PDF.
- 8.2.1 Plano SolidWorks del Resorte Helicoidal de estudio.
- 8.2.2 Datos del motor eléctrico.