



**Diseño y construcción de un sistema para pruebas de fatiga del componente aeronáutico
engine cowling door latch assy p/n 314-12781-401 de la aeronave a-29b súper tucano**

Andrango Paillacho, Alex Alejandro y Guillén Sánchez, Stalin Xavier

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de integración curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Olmedo Salazar José Fernando

04 de Agosto del 2022



Tesis Final Andrango; Guillén.pdf

Scanned on: 22:46 August 3, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	962
Words with Minor Changes	57
Paraphrased Words	64
Omitted Words	0



Escanea el código QR para:
JOSE FERNANDO
OLMEDO SALAZAR



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Certificación

Certifico que el trabajo de integración curricular **“Diseño y construcción de un sistema para pruebas de fatiga del componente aeronáutico engine cowling door latch assy p/n 314-12781-401 de la aeronave a-29b súper tucano”** fue realizado por los señores **Andrango Paillacho Alex Alejandro y Guillén Sánchez Stalin Xavier**, el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizada en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 04 de agosto del 2022

Ing. Olmedo Salazar José Fernando. MSc

CC: 1708186307



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Responsabilidad de Auditoría

Nosotros, **Andrango Paillacho Alex Alejandro** y **Guillén Sánchez Stalin Xavier**, con cédulas de ciudadanía n°1723670475 y 1724646425, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de integración curricular: **“Diseño y construcción de un sistema para pruebas de fatiga del componente aeronáutico engine cowling door latch assy p/n 314-12781-401 de la aeronave a-29b súper tucano”** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 04 de agosto del 2022

Andrango Paillacho Alex Alejandro

CC: 1723670475

Guillén Sánchez Stalin Xavier

CC: 1724646425



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de Publicación

Nosotros Andrango Paillacho Alex Alejandro y Guillén Sánchez Stalin Xavier, con cédulas de ciudadanía n°1723670475 y 1724646425, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: Título: “Diseño y construcción de un sistema para pruebas de fatiga del componente aeronáutico engine cowling door latch assy p/n 314-12781-401 de la aeronave a-29b súper tucano” en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 04 de agosto del 2022

Andrango Paillacho Alex Alejandro

CC: 1723670475

Guillén Sánchez Stalin Xavier

CC: 1724646425

Dedicatoria

A mi madre Hilda Susana, quien supo guiarme por el camino del bien a través de valores y principios siendo estos fundamentales en mi formación tanto personal como profesional.

Muchos de mis logros en especial este se los debo a tu esfuerzo sabiduría y paciencia, a tus acertados consejos que día a día supieron motivarme, levantarme en mis caídas y tropiezos enseñándome de que con la ayuda de Dios, todo es posible y ahora alcanzar este anhelado sueño.

Andrango Paillacho Alex Alejandro

Con todo mi corazón dedico esta tesis a mis padres y mis hermanos, pues sin ellos no lo habría logrado. Mi madre con su bendición a diario a lo largo de este recorrido me ha protegido y logrando guiarme por el camino del bien he podido llegar donde estoy. Gracias a ti Frank que me mostraste que la vida no es sencilla y se necesita mucho en la vida para poder dar vida. Sin olvidar a Dios por permitirme tener a mi familia apoyándome en cada paso y en cada meta cumplida, le doy gracias por que sin el nada se puede.

Por ustedes y para ustedes Ramiro & Irma, los amo papás.

Guillén Sánchez Stalin Xavier.

Agradecimientos

Orgullosa de poder mencionar y agradecer a todos quienes de una u otra manera me acompañaron durante todo este tiempo, e hicieron posible el cumplimiento de este proyecto.

A Dios por darme salud, fuerza, voluntad, sabiduría, permitiéndome vivir y cumplir un objetivo más en mi vida.

A mis hermanos que junto a mi madre han estado conmigo, en las buenas y en las malas.

A mi querida Universidad y cada uno de mis maestros quienes sembraron en mí la semilla del conocimiento y la pasión por la mecánica.

A mi distinguido director de proyecto Ing. Fernando Olmedo, sinónimo de constancia y sabiduría por compartir cada uno de sus conocimientos en el éxito de este proyecto.

Andrango Paillacho Alex Alejandro.

De todo corazón a la Universidad De Las Fuerzas Armadas – ESPE por abrirme las puertas hacia este mundo profesional que estoy por iniciar, fue un camino arduo pero lo acabo de lograr.

A mis maestros, compañeros y amigos que de uno u otro modo con sus consejos, apoyo y sobre todo conocimiento, me fueron guiando a lo largo de mi carrera ya sea de manera directa o indirecta, gracias a todos ustedes, fueron los responsables de realizar su pequeño aporte, que el día de hoy está reflejado en la culminación de mi paso por la universidad.

Gracias a mis padres y hermanos que fueron son y serán los promotores para todos mis proyectos de vida, a todos ustedes los agradezco con todo mi ser.

Guillén Sánchez Stalin Xavier.

Índice de contenidos

Certificación	3
Dedicatoria.....	6
Agradecimientos	7
Índice de contenidos	8
Índice de tablas.....	12
Índice de figuras.....	14
Resumen	17
Abstract.....	18
Terminología.....	19
Capítulo I: Generalidades	21
Antecedentes	21
Planteamiento del problema	21
Justificación e importancia.....	22
Alcance	22
Objetivos	23
Objetivo general.....	23
Objetivos específicos	23
Capítulo II: Marco teórico	24
Descripción del componente aeronáutico Engine cowling door latch Assy P/N 314-12781-401 de la aeronave a-29b súper tucano.	24
Resortes sometidos a torsión.	25
Estudio de fallas en resortes a torsión para aviación	25
Tensiones de diseño.	25
Criterio de falla para esfuerzo fluctuante	27

Análisis Metroológico.....	28
Proceso de Medición	30
Capítulo III: Análisis químico y metalográfico del resorte sometido a fatiga.....	31
Composición química	31
Espectrometría de dispersión de energía EDS.....	31
Procedimiento experimental.....	31
Resultados EDS.....	32
Descripción de elementos encontrados (EDS).....	34
Espectrometría de emisión por chispa OES	36
Resultados OES	36
Comparación entre ensayos.....	37
Zona de fractura para el resorte original	38
Zona de fractura para el resorte alterno.....	40
Ensayo de Tracción.....	41
Alambres de resorte disponible para ensayo de tracción	42
Ejemplo de Cálculo para el esfuerzo último de tensión en el resorte original	42
Materiales para resorte.....	46
Composición química de aceros para resorte	47
Modelo de cálculo para el elemento crítico.....	50
Cálculo teórico	54
Factores que mejorarían el rendimiento del elemento	60
Análisis de sensibilidad de parámetros según el diámetro del resorte aplicado el modelo de Norton	61
Capítulo IV: Modelamiento del resorte	65
Desarrollo.....	65

	10
Análisis estructural estático.....	65
Análisis estructural transitorio	66
Resultados y análisis.....	67
Capítulo V: Diseño y construcción del mecanismo biela - manivela	69
Parámetros de diseño	69
Síntesis del mecanismo.....	70
Datos de entrada	70
Posición Inicial	70
Posición Final	71
Resultados de dimensionamiento	71
Conjunto del mecanismo	73
Análisis cinemático	75
Ecuaciones de posición	76
Ecuaciones de velocidad	78
Ecuaciones de aceleración	79
Gráficas cinemáticas.....	80
Análisis dinámico.....	84
Centros de masa.....	84
Representación de fuerzas	85
Matriz de geometría de fuerzas dinámicas.....	87
Vector de fuerzas inerciales	87
Diseño del elemento más solicitado	89
Datos de entrada	89

Diámetro de barra empotrada	92
Diseño de pasadores y biela	97
Pasador 1	98
Biela.....	101
Materiales para su construcción	103
Características de los materiales seleccionados	104
Acero AISI 1018.....	104
Acero df-2/k460.....	105
Capítulo VI: Implementación del mecanismo a la maquina universal de ensayos a fatiga.....	106
Máquina universal de ensayos marca instron	106
Procedimiento de ensayo	108
Calibración de desplazamiento y frecuencia	108
Resultado experimental.....	108
Capítulo VII: Análisis económico y financiero	110
Costos directos.....	110
Costos indirectos.....	111
Capítulo VIII: Conclusiones y recomendaciones	112
Conclusiones.....	112
Recomendaciones.....	113
Bibliografía	114
Apéndices	115

Índice de tablas

Tabla 1. Criterios de falla para esfuerzo fluctuante	27
Tabla 2. Instrumentación en la adquisición de datos geométricos	30
Tabla 3. Composición química EDS para resorte original	32
Tabla 4. Composición química EDS para resorte alterno.....	33
Tabla 5. Espectro de colores en la composición del material para resorte Original.....	35
Tabla 6. Composición para material del resorte original Ensayo OES	36
Tabla 7. Composición del para resorte original	37
Tabla 8. Datos de diámetro y longitud	42
Tabla 9. Extracción de anexo D para explicación de cálculo de esfuerzo ultimo.....	42
Tabla 10. Resultados de ensayo a tracción para los resortes ensayados	43
Tabla 11. Comparación de esfuerzo último entre aceros empleados en la fabricación de resortes	45
Tabla 12. Comparación del ensayo EOS y posibles aceros empleados en la fabricación de resortes.....	47
Tabla 13. Parámetros del material	53
Tabla 14. Factores de rendimiento según la geometría del resorte.....	60
Tabla 15. Descripción general del mecanismo.....	74
Tabla 16. Matriz de decisión para posibles aceros	103
Tabla 17. Propiedades mecánicas Acero AISI 1018	104
Tabla 18. Propiedades químicas Acero AISI 1018.....	104
Tabla 19. Propiedades mecánicas Acero AISI 01	105
Tabla 20. Propiedades químicas Acero AISI 01	105
Tabla 21. Resultados de ensayo a fatiga	109
Tabla 22. Costo hora profesionales y estudiantes	110
Tabla 23. Lista y costo de material	110

Tabla 24. Costo de manufactura del mecanismo y ensayo a fatiga del resorte.....111

Tabla 25. Insumos de oficina y movilidad111

Índice de figuras

Figuar 1. Mecanismo de accionamiento original de la aeronave a-29b Súper Tucano	24
Figuar 2. Resorte a torsión	24
Figuar 3. Deflexión angular	26
Figuar 4. Momento máximo aplicado.....	26
Figuar 5. Resortes disponibles para el análisis.....	28
Figuar 6. Representación química EDS para resorte original	33
Figuar 7. Representación química EDS para resorte alterno.....	34
Figuar 8. Aspecto de superficie interna.	38
Figuar 9. Acercamiento hacia la zona de grieta.....	38
Figuar 10. Fractura abrupta.....	39
Figuar 11. Acercamiento hacia la zona de fractura.....	39
Figuar 12. Apariencia de superficie interna.	40
Figuar 13. Región de Grieta	40
Figuar 14. Fractura abierta a lo largo del elemento	41
Figuar 15. Diagrama esfuerzo vs desplazamiento del cabezal de la máquina con la cual se realizó el ensayo	43
Figuar 16. Resorte Alterno.	54
Figuar 17. Módulo de elasticidad a torsión	61
Figuar 18. Tensión en la superficie interna.....	62
Figuar 19. Tensión en la superficie Externa	62
Figuar 20. Factor de seguridad a carga estática.....	63
Figuar 21. Factor de seguridad a fatiga.....	63
Figuar 22. Duración.....	64
Figuar 23. Simulación de resorte con momento máximo de 493 Nmm.....	67

Figuar 24. Simulación de resorte con movimiento de manivela	68
Figuar 25. Posición inicial del mecanismo biela – manivela.....	70
Figuar 26. Posición final del mecanismo biela – manivela	71
Figuar 27. Validación de dimensiones a través de Working Model	72
Figuar 28. Descripción general del conjunto de mecanismo.....	73
Figuar 29. Peso aproximado del mecanismo.....	74
Figuar 30. Lazo vectorial.	75
Figuar 31. Ventaja Mecánica.....	80
Figuar 32. Posición angular Θ_2 en función al desplazamiento r_1	80
Figuar 33. Posición angular Θ_3 en función al desplazamiento r_1	81
Figuar 34. Velocidad lineal de la corredera v_1	81
Figuar 35. Velocidad angular ω_2 en función al desplazamiento r_1	82
Figuar 36. Velocidad angular ω_3 en función al desplazamiento r_1	82
Figuar 37. Aceleración angular α_3 en función al desplazamiento r_1	83
Figuar 38. Aceleración lineal.	83
Figuar 39. Esquema de centros de masa.	84
Figuar 40. Fuerzas actuantes en el eslabón 2.....	85
Figuar 41. Fuerzas actuantes en el eslabón 3.....	86
Figuar 42. Fuerzas actuantes en la corredera.	86
Figuar 43. Fuerzas actuantes en el nodo de eslabón 2 y bastidor	88
Figuar 44. Fuerzas actuantes en el nodo de eslabón 2 y eslabón 3	88
Figuar 45. Fuerza en x nodo eslabón 3 y corredera	88
Figuar 46. Fuerza en y nodo de corredera y bastidor	89
Figuar 47. Conjunto de accionamiento diseñado.....	89
Figuar 48. Diagrama esfuerzo cortante y momento flector para el resorte.....	90
Figuar 49. Diagrama esfuerzo cortante y momento flector para la barra empotrada	91

Figuar 50. Factor de superficie ka	95
Figuar 51. Factor de tamaño kb.	95
Figuar 52. Factor de carga kc.....	96
Figuar 53. Factor de confiabilidad ke.....	96
Figuar 54. Esquema de pasador y biela	97
Figuar 55. Viga a flexión con carga distribuida	98
Figuar 56. Máquina universal de ensayos marca Instron.....	106
Figuar 57. Montaje del mecanismo en la máquina universal de ensayos a fatiga.....	107

Resumen

El presente trabajo de titulación, consiste en el diseño y construcción de un mecanismo biela-manivela, mismo que será adaptado a la máquina universal marca Instron del laboratorio de mecánica de materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Permitiendo realizar pruebas de ensayo a fatiga del resorte perteneciente al componente aeronáutico engine cowling door latch assy p/n 314-12781-401 de la aeronave a-29b súper tucano.

Se tiene como propósito realizar un estudio completo de ingeniería inversa al resorte (denominado elemento crítico), estableciendo el tipo de material del cual está constituido así como las causas que provocan su fallo, además de una comparación del ciclo de vida entre el ensayo de fatiga experimental y los cálculos teóricos.

De tal manera de brindar solución a la problemática que presenta Fuerza Aérea Ecuatoriana, mediante un resorte de fabricación nacional con las mismas características del resorte original.

Algo importante a considerar en el diseño del mecanismo biela - manivela, es su adaptabilidad y funcionamiento por lo que se hace énfasis en el ángulo de apertura y cierre del elemento crítico.

Para su construcción, se seleccionan los materiales teniendo en cuenta las fuerzas actuantes en sus eslabones y sobre todo en los elementos más solicitados.

Palabras clave: componente aeronáutico elemento crítico ensayo a fatiga, ingeniería inversa, adaptabilidad, duración

Abstract

The present degree work consists of the design and construction of a connecting rod-crank mechanism, which will be adapted to the Instron brand universal machine of the materials mechanics laboratory of the University of the Armed Forces ESPE. Allowing to perform fatigue test tests on the spring belonging to the aeronautical component engine cowling door latch assy p/n 314-12781-401 of the a-29b super tucano aircraft.

The purpose is to carry out a complete study of reverse engineering of the spring (called a critical element), establishing the type of material of which it is constituted as well as the causes that cause its failure, in addition to a comparison of the life cycle between the experimental fatigue test and the theoretical calculations.

In such a way to provide a solution to the problems presented by the Ecuadorian Air Force, through a nationally manufactured spring with the same characteristics of the original spring.

Something important to consider in the design of the connecting rod - crank mechanism is its adaptability and operation, which is why emphasis is placed on the opening and closing angle of the critical element.

For its construction, the materials are selected taking into account the forces acting on its links and especially on the most requested elements.

Keywords: aeronautical component, critical element, fatigue test, reverse engineering, adaptability, duration.

Terminología

D: Diámetro medio de la espiral

d: Diámetro del alambre

C: Índice del resorte

Do: Diámetro Exterior

Di: Diámetro interior

K: Constante del resorte

Na: Número de espiras activas

Nb: Número de espiras en el cuerpo del resorte

L1, l2: Longitud de extremos tangenciales

Ne: Número equivalente de espiras

Θ_{rev} : Deflexión en el resorte de torsión

M: Momento aplicado

Lw: Longitud del alambre

E: Módulo de Young

I: Segundo momento del área de la sección

Lmax: Longitud máxima del cuerpo de la espira

Kbi: Factor de deflexión de Wah1 para la superficie interior

Kbo: Factor de deflexión de Wah1 para la superficie exterior

σ_{imax} : Esfuerzo de compresión máxima en el diámetro interior

σ_{min} : Esfuerzo de tensión mínima en la superficie exterior

σ_{max} : Esfuerzo de tensión máxima en la superficie exterior

σ_{medio} : Esfuerzo de tensión medio en la superficie exterior

σ_{alt} : Esfuerzo de tensión alternante en la superficie exterior

Capítulo I: Generalidades

Antecedentes

El Comando de Operaciones Aéreas y Defensa utiliza sus diferentes aeronaves para realizar operaciones y misiones aéreas. En 1913 Ecuador adquirió la primera aeronave a través de la Fuerza Aérea a la cual se denominó Patria N0.1 versión del famoso Nieuport monoplano fabricado por la firma Chribiri, donde se percibe última tecnología para la época con muy pocos componentes, siendo estos de fácil control y verificación.

Actualmente se emplea la A-29 B Súper Tucano que es un avión de combate a turbohélice de origen brasileño, está diseñado para el ataque a tierra, contrainsurgencia y entrenamiento avanzado de pilotos, el nivel de tecnología propia de esta aeronave ha traído consigo un sinnúmero de elementos que se ven afectados en el constante accionar. Por tanto la seguridad de la nación exige la aplicación y el desarrollo de la ingeniería.

Planteamiento del problema

La Fuerza Aérea Ecuatoriana (FAE) para su proceso de mantenimiento técnico no posee manuales, por lo que su procedimiento de reparación depende del soporte de ingeniería de cada fabricante, el cual tiene vigencia durante el período de garantía de las aeronaves.

Este procedimiento consiste en recopilar y enviar datos técnicos del daño al fabricante, para que elabore un instructivo personalizado para el daño específico. La elaboración del documento técnico, su envío de regreso, la interpretación del mismo, y su ejecución por personal técnico, hace que la reparación tome demasiado tiempo.

El componente aeronáutico ENGINE COWLING DOOR LATCH ASSY P/N 314-12781-401 tiene como función principal asegurar las capotas del motor. El uso y manipulación de este

componente es constante durante el pre-vuelo, entre-vuelo y post-vuelo, esto provoca que el resorte ubicado en la parte interna se rompa lo cual lo vuelve crítico, evitando dar aviso de la posición desasegurada de la capota del motor al personal técnico y tripulación.

Hasta el día de hoy, se han reemplazado 12 EA por resorte interno roto en los 11 años de operación de la aeronave A-29B, dicho componente aeronáutico tiene un costo de \$2.696,91 USD.

Justificación e importancia

Al momento se encuentran fuera de servicio de vuelo cuatro aeronaves A-29B Súper Tucano, a espera de la reparación o cambio del componente aeronáutico ENGINE COWLING DOOR LATCH ASSY P/N 314-12781-401. La demora de una reparación tiene gran impacto en situaciones de combate.

Este proyecto toma importancia para la Fuerza Aérea Ecuatoriana (FAE) ya que contribuirá en un potencial crecimiento de desarrollo tecnológico, disminución de costos logísticos, mantenimiento y reparación a través de la industria nacional, beneficiando de forma directa la operatividad y ahorro económico, además de garantizar la disponibilidad de aeronaves en el cuidado de soberanía e integridad territorial.

Alcance

El proyecto contempla un análisis de la zona de fractura y caracterización del material del resorte roto. El punto de partida consiste en un estudio de ingeniería inversa en la cual se recopilan datos de operación y funcionamiento, permitiéndonos identificar y evaluar posibles motivos de falla.

La siguiente etapa consiste en la puesta en marcha de pruebas a realizar. Implica el diseño y construcción del mecanismo biela - manivela, adaptación y montaje a la máquina de ensayo universal Instron.

Posteriormente se someterá al resorte a una simulación en estado transitorio y estático en el software de investigación ANSYS RESEARCH 19 para validar el comportamiento del resorte. Finalmente se desarrollara un informe técnico de análisis y resultados.

Objetivos

Objetivo general

Realizar el diseño y construcción de un sistema para pruebas de fatiga del componente aeronáutico engine cowling door latch assy p/n 314-12781-401 de la aeronave a-29b súper tucano

Objetivos específicos

- Análisis de zona de fractura y caracterización del material del elemento crítico
- Modelamiento del elemento crítico en el software de investigación ANSYS
- Síntesis del mecanismo biela – manivela, para pruebas a fatiga del elemento crítico
- Diseño y Construcción del mecanismo biela – manivela.
- Análisis Experimental

Capítulo II: Marco teórico

Descripción del componente aeronáutico Engine cowling door latch Assy P/N 314-12781-401 de la aeronave a-29b súper tucano.

El componente aeronáutico lo constituye un mecanismo de accionamiento y un resorte a torsión sobre el que se aplica un momento externo dado por rotación, siendo este el elemento crítico

Figura 1

Mecanismo de accionamiento original de la aeronave a-29b Súper Tucano



Figura 2

Resorte a torsión



Nota. La figura 1 y figura 2 muestran información relevante obtenida en el laboratorio de metrológica ESPE, se puede medir un ángulo de 120 grados en el mecanismo de accionamiento y un ángulo de inclinación de 30 grados en el diseño del resorte.

Resortes sometidos a torsión.

Los resortes de torsión se diseñan para soportar un torque aplicado o almacenar energía angular en forma de deformación elástica y liberarla sin sufrir deformación permanente, permitiendo que el mecanismo este activo en el lugar que se requiera. Por lo común van montados sobre ejes y estos pueden tener tres o más puntos de sujeción en sentido radial dependiendo del tipo y requerimiento que se le vaya a dar y deben ser capaces de soportar desplazamientos lo más grande posible (Norton, 2009).

Estudio de fallas en resortes a torsión para aviación

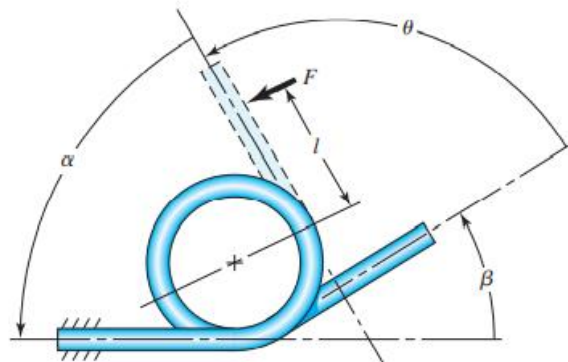
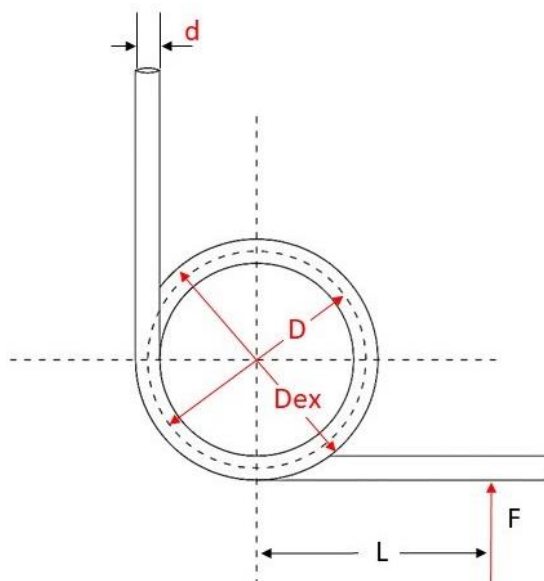
Algunos estudios revelan la aparición de grietas en la parte interna del resorte, en el proceso de bobinado la superficie exterior del resorte soporta tensión de tracción, mientras que la superficie interior soporta tensión de compresión. Después del devanado la superficie exterior soporta tensión de compresión y la superficie interior soporta tensión de tracción.

Las grietas se inician en la superficie interior y la dirección de apertura es consistente con el esfuerzo de tracción residual del resorte, por lo que existe una relación entre el agrietamiento del resorte y el esfuerzo residual (Weiguo, Weifang, Xiao, Zongren, & Meili, 2010). Se conoce como esfuerzo residual a la tensión que permanece en un material sólido, una vez que se detiene la causa que los produce.

Tensiones de diseño.

Se considera fundamental el esfuerzo de máxima tensión, esfuerzo medio y alterante generado en el exterior de las espiras del resorte al producirse deflexión angular. Para el cálculo del factor de seguridad a fatiga se utiliza el esfuerzo producido al interior de la espira.

El momento máximo de torsión se logra al aplicar una fuerza F en sentido perpendicular multiplicada por la longitud de pierna L mostrada en la figura 4, debe generarse en sentido de que las espiras se cierren y no al contrario.

Figura 3*Deflexión angular**Nota.* Tomado de (Norton, 2009)**Figura 4***Momento máximo aplicado*

Nota. Modificado de (Norton, 2009). Al aplicar la fuerza, la sección que la resiste sufre tensiones tangenciales producidas por corte puro y torsión de manera combinada.

Criterio de falla para esfuerzo fluctuante

Algunas de las causas de fallo en estructuras y elementos mecánicos, tiene que ver con el agrietamiento por corrosión, el medio ambiente al cual se encuentran expuestos y fragilización de los metales por presencia de hidrógeno. Así mismo los materiales tienden a fallar fácilmente al presentarse un esfuerzo fluctuante.

A continuación se muestra algunos criterios de falla, utilizados para predecir el momento en el que el elemento pueda fallar al ser expuesto a esfuerzo fluctuante (Norton, 2009).

Tabla 1

Criterios de falla para esfuerzo fluctuante

Nombre	Criterio	Aplicación
Soderberg	$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{\eta}$	Un criterio conservador que aplica cuando el esfuerzo mínimo sea nulo o menor que cero. Empleado para acero dúctil
Goodman	$\eta_s = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}}$	Para un diseño conservador cuando se presenta un esfuerzo medio de tensión. Empleado para hierros colados
Gerber	$\eta_s = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2}$	Si se tiene que el esfuerzo medio es positivo. Empleado para materiales dúctiles
Elíptica ASME	$\left(\frac{\eta\sigma_m}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\eta\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1$	Con carga de flexión definitivamente alternante y par uniforme de torsión, generando esfuerzos inferiores al límite de fluencia elástico a torsión del material.

Nota. El uso de cada criterio de falla depende netamente del diseñador, el requerimiento que tenga de material y el uso que se vaya a dar, se puede tener un criterio conservador (trabajando en el límite elástico) o no (cuando se trabaja en el límite plástico).

Análisis Metrológico

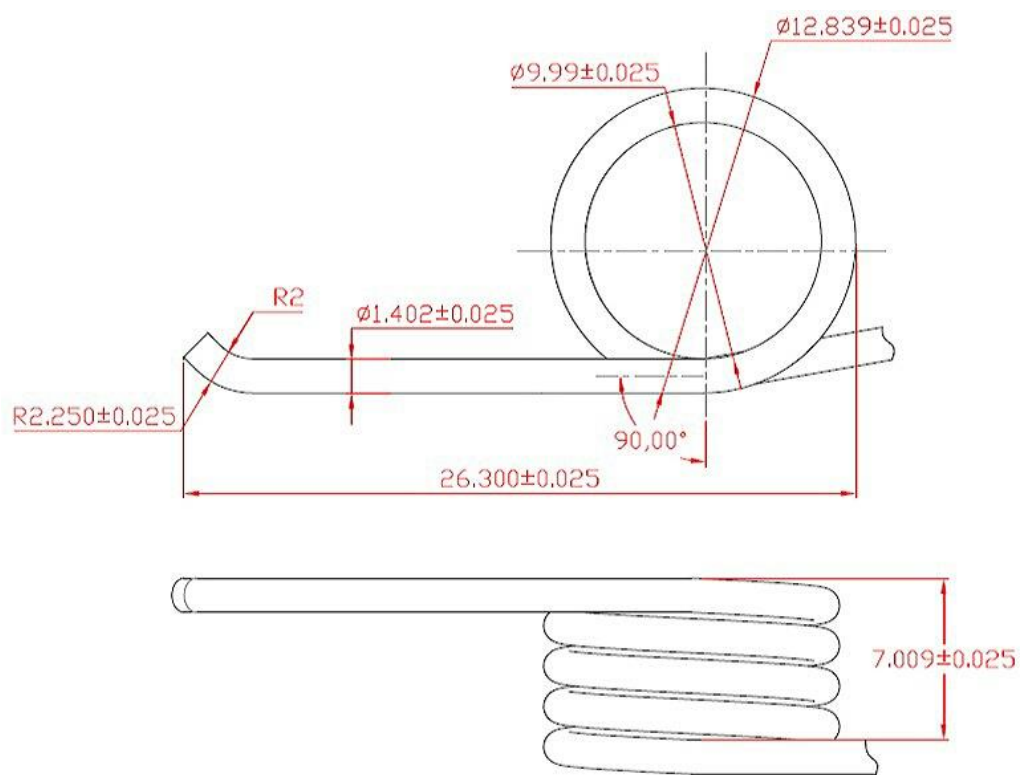
Para la ejecución de este proyecto se analizan tres resortes, siendo estos:

- Resorte original fracturado
- Resorte adaptado al cual se le denominará alterno
- Resorte nuevo

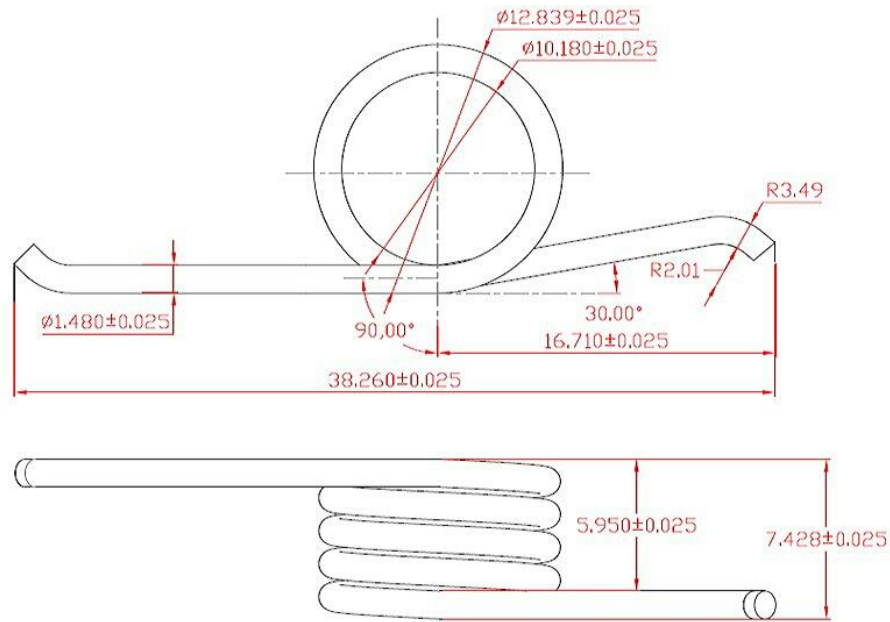
Todos con un número de espiras igual a 5. Siendo a, b proporcionados a través de la Fuerza Aérea Ecuatoriana (FAE) y c, manufacturado en un taller local en la ciudad de Sangolquí, observe el anexo E.

Figura 5

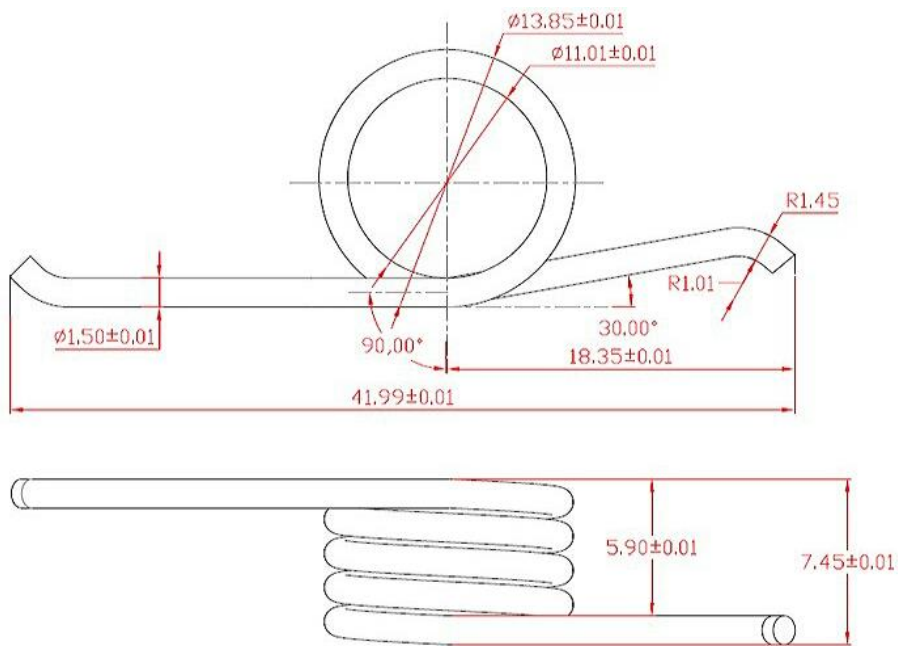
Resortes disponibles para el análisis



a) Original



b) Alterno



c) Nuevo





Nota. La figura 6 muestra información metrológica consignada en el plano para los tres resortes antes mencionados, existe cierta variabilidad entre medidas sin embargo todas se encuentran dentro del mismo rango.

Proceso de Medición

Cada cota se obtiene al medir cinco veces, posteriormente estos datos se tabulan y promedian, utilizando instrumentación de gran precisión como muestra la tabla 2, propiedad del laboratorio de metrología de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

Tabla 2

Instrumentación en la adquisición de datos geométricos

Instrumento	Apreciación	Aplicación	Imagen
Calibrador Pie de rey digital	0.01mm	Medición de: Longitudes	
Calibrador Pie de rey manual	0.025mm	Alturas Diámetros	
Goniómetro	N/A	Medición de Ángulos	
Galgas de radios	N/A	Medición de radios	

Nota. Emplear instrumentos de apreciación mínima nos brinda un porcentaje de confiabilidad, acompañado de la experticia del operador quien realiza la medición garantiza la calidad del trabajo.

Capítulo III: Análisis químico y metalográfico del resorte sometido a fatiga

Composición química

Resulta fundamental conocer ciertas características del material por lo que se muestra una comparación de resultados en el análisis de composición química obtenidos a través de dos ensayos, espectrometría de dispersión de energía EDS en la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE y espectrometría de emisión por chispa OES en la Escuela Politécnica Nacional, con el objetivo de identificar el tipo de material del cual está conformado el resorte, del componente aeronáutico ENGINE COWLING DOOR LATCH ASSY P/N 314-12781-401.

Espectrometría de dispersión de energía EDS

La técnica se basa en el bombardeo de una muestra con rayos X, existe una correlación directa entre la frecuencia de luz liberada y el número atómico del átomo, por lo que la energía liberada durante este proceso permitirá identificar los elementos presentes en determinado material.

Procedimiento experimental

Para la observación de la muestra y recopilación de datos se utilizó un microscopio electrónico de barrido SEM el cual presenta ciertas limitaciones, proporciona información enfocándose en un punto en particular de la zona de análisis.

Proceso de limpieza

- Previamente las muestras fueron sometidas a un proceso ultrasónico (sonicado)
- Posteriormente se introducen en alcohol isopropílico para evitar su oxidación
- Antes de colocarse en el microscopio fueron descontaminadas con nitrógeno eliminando cualquier residuo extra (polvo, arena, grasa)

Observaciones:

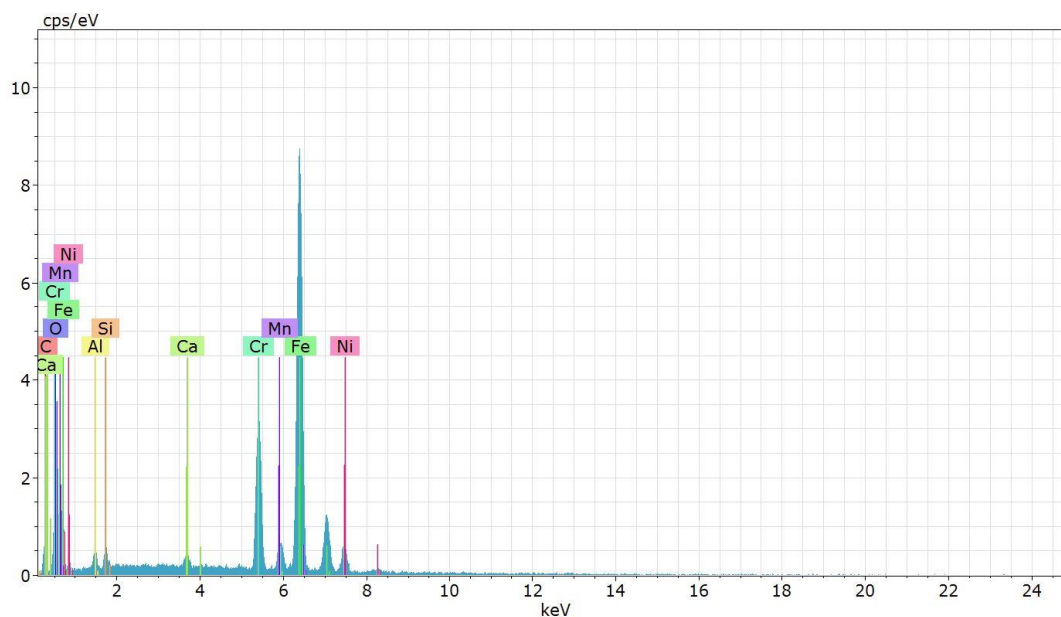
Una vez culminado el proceso de sonicado, la muestra debe ser manipulada a través de guantes quirúrgicos.

Resultados EDS.**Tabla 3***Composición química EDS para resorte original*

Ord	Elemento	Porcentaje (%)
1	Carbono	11,00
2	Oxígeno	8,48
3	Aluminio	1,28
4	Silicio	0,87
5	Calcio	0,90
6	Cromo	12,08
7	Manganeso	0,72
8	Hierro	58,79
9	Nickel	5,88
	Suma	100

Figura 6

Representación química EDS para resorte original

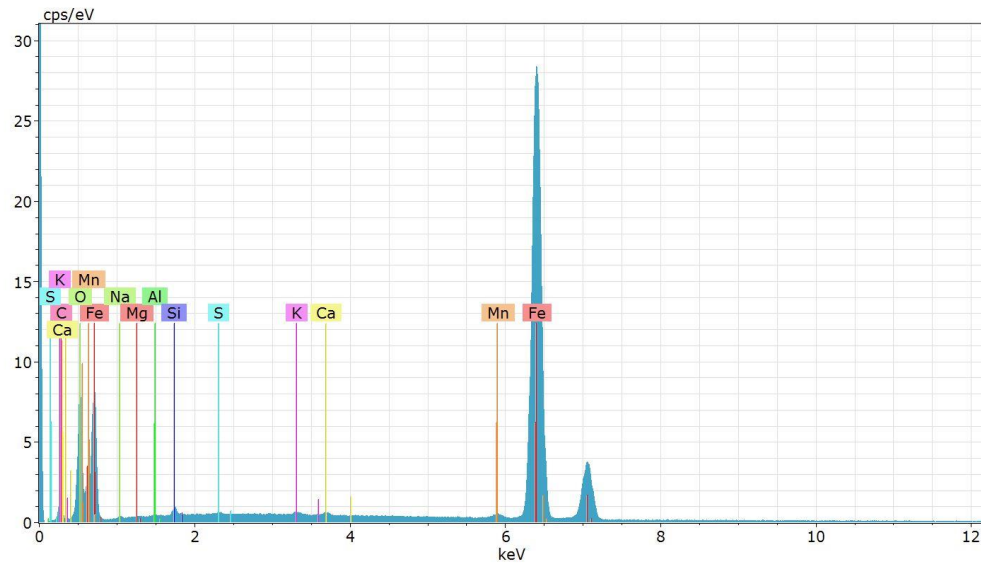
**Tabla 4**

Composición química EDS para resorte alterno

Ord	Elemento	Porcentaje (%)
1	Carbono	5,80
2	Oxígeno	19,53
3	Sodio	0,80
4	Magnesio	0,28
5	Aluminio	0,15
6	Silicón	0,35
7	Sulfuro	0,10
8	Potasio	0,20
9	Calcio	0,16
10	Manganeso	0,50
11	Hierro	72,13
Suma		100

Figura 7

Representación química EDS para resorte alterno



Descripción de elementos encontrados (EDS)

Carbono, Oxígeno: Elementos propios del aire, debido a que la muestra estuvo al ambiente se encontraba sujeta a cambios de presión, temperatura e incluso suciedad. Cabe recalcar la presencia en exceso correspondiente a estos elementos pues si bien es cierto la cámara de ensayo se encuentra al vacío, pero estos componentes resultan difíciles de extraer.

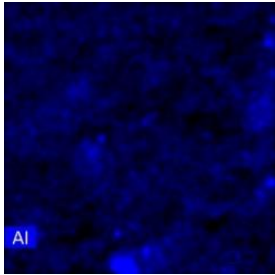
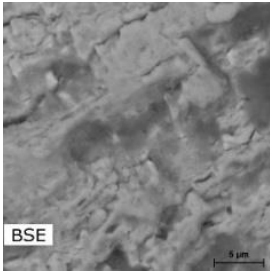
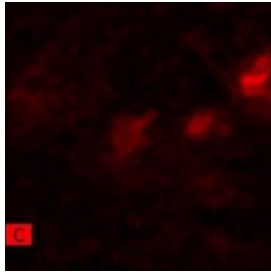
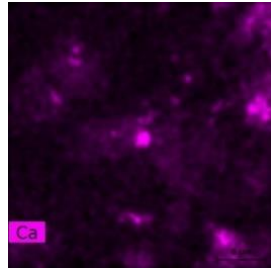
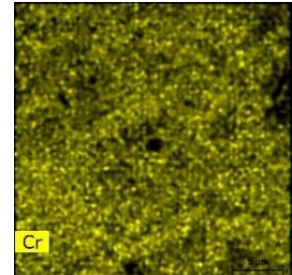
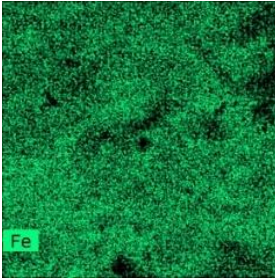
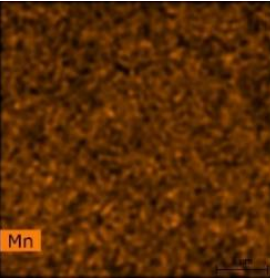
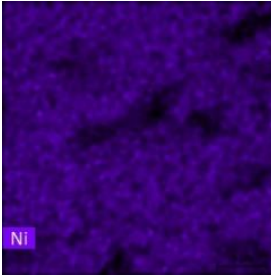
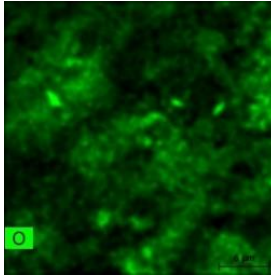
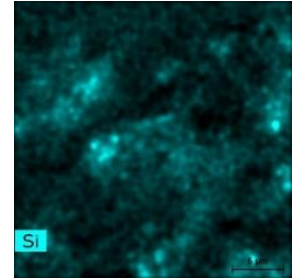
Cromo, Níquel: Elementos que proporcionan resistencia a la corrosión

Manganeso: Una de sus características, es que a tracción y compresión pueden ser muy buenos, sin embargo el exceso de este elemento produce fragilidad es decir, al recibir una carga de impacto suelen ser muy malos

Aluminio, Hierro, Silicio, Calcio: Propios del elemento.

Tabla 5

Espectro de colores en la composición del material para resorte Original

RESULTADOS				
				
				

Nota. En la tabla 5 se muestra los puntos más fuertes (Brillo intenso) los cuales representan la ubicación del elemento

Espectrometría de emisión por chispa OES

Se fundamenta en la obtención de chispas entre dos electrodos, analiza las longitudes de onda de los fotones emitidos por los átomos o moléculas durante su transición desde un estado de menor energía.

Cada elemento emite longitudes de onda características en función a su estructura electrónica. Mediante la observación de estas se puede determinar la composición elemental de la muestra. La cuantificación de los metales presentes en la muestra se realizó empleando el espectrómetro de chispa marca BRUKER modelo Q4TASMAN

Resultados OES

Tabla 6

Composición para material del resorte original Ensayo OES

Ord	Metales	Alambre del resorte (%)
1	Carbono (C)	0,289
2	Silicio (Si)	0,148
3	Manganeso (Mn)	0,906
4	Fosforo (P)	0,01
5	Azufre (S)	0,002
6	Cromo (Cr)	15,94
7	Molibdeno (Mo)	0,11
8	Níquel (Ni)	8,197
9	Cobre (Cu)	0,328
10	Aluminio (Al)	0,054
11	Cobalto (Co)	0,183
12	Niobio (Nb)	0,018
13	Titanio (Ti)	0,022
14	Vanadio (V)	0,063
15	Hierro (Fe)	73,43
	Suma	100

Comparación entre ensayos

Tabla 7

Composición del para resorte original

Ord	Metal	Ensayo EOS	Ensayo EDS
1	Carbono (C)	0,289	11,00
2	Silicio (Si)	0,418	0,87
3	Manganeso (Mn)	0,906	0,72
4	Fosforo (P)	0,01	No Identificado
5	Azufre (S)	0,002	No Identificado
6	Cromo (Cr)	15,94	12,08
7	Molibdeno (Mo)	0,11	No Identificado
8	Níquel (Ni)	8,197	5,88
9	Cobre (Cu)	0,328	No Identificado
10	Aluminio (Al)	0,054	1,28
11	Cobalto (Co)	0,183	No Identificado
12	Niobio (Nb)	0,018	No Identificado
13	Titanio (Ti)	0,022	No Identificado
14	Vanadio (V)	0,063	No Identificado
15	Hierro (Fe)	73,43	58,79
16	Calcio (Ca)	No Identificado	0,90
17	Oxígeno (O)	No Identificado	8,48
	Total	99,97	100

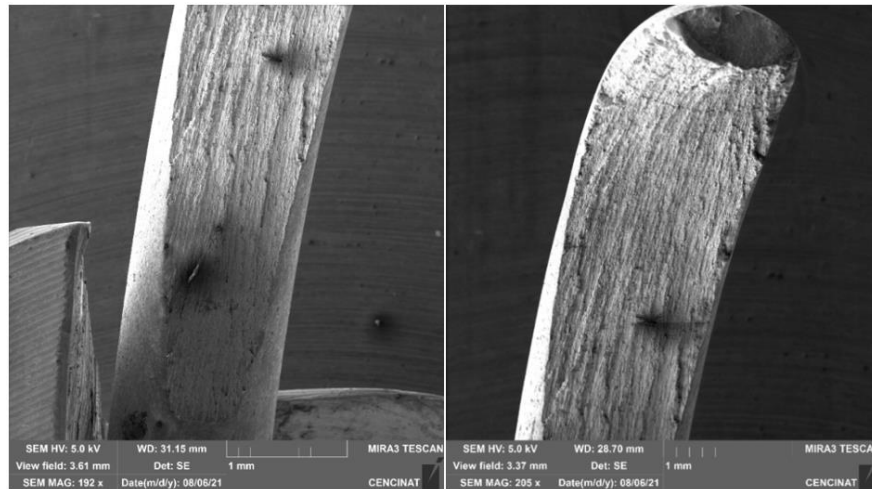
Nota. La tabla 7 presenta el porcentaje de concentración en el conjunto de elementos para el resorte original, encontrados a través de dos ensayos EOS y EDS. El ensayo EOS señala quince elementos en su composición sin identificar el oxígeno y el calcio dentro de estos, por su parte con el ensayo EDS aparecen únicamente nueve elementos con este ensayo no se logra identificar la presencia del fosforo, azufre, molibdeno, cobre, cobalto, niobio, titanio, vanadio.

Los dos ensayos se asemejan en la identificación de un alto contenido de tres elementos principales hierro, cromo y níquel.

Zona de fractura para el resorte original

Figura 8

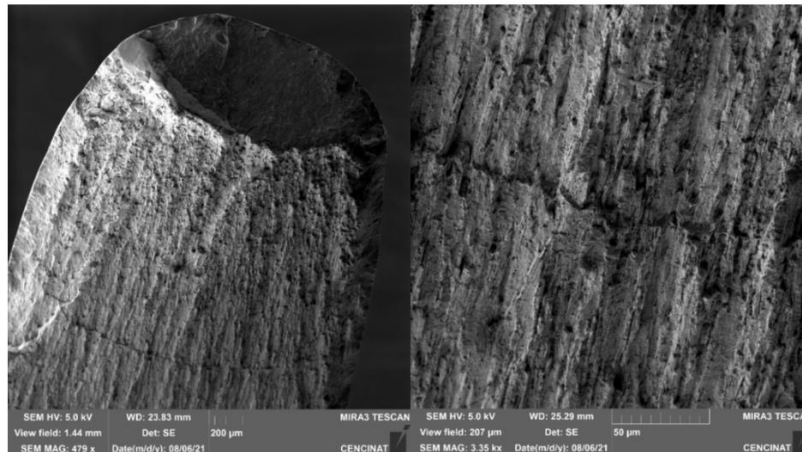
Aspecto de superficie interna.



Nota. La figura 8 muestra la superficie interna del resorte, se puede identificar una disminución del material, como también líneas con dirección específica y agrietamiento de superficie.

Figura 9

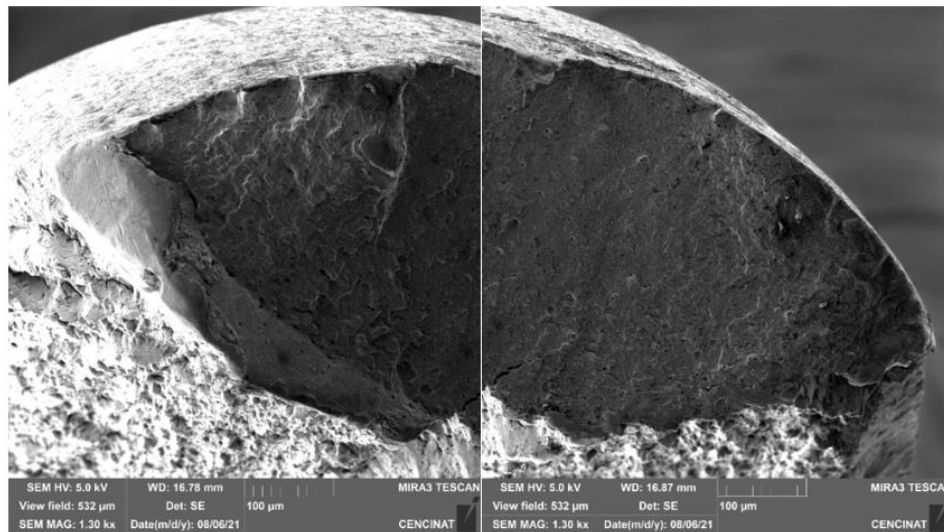
Acercamiento hacia la zona de grieta.



Nota. La figura 9 muestra una línea, producida generalmente debido a una sobrecarga (manipulación fuerte), se la puede comparar al realizar un ensayo mecánico destructivo de fatiga. Luego que esta grieta se propaga, la sección queda tan debilitada que lo que queda es producir una fractura abrupta.

Figura 10

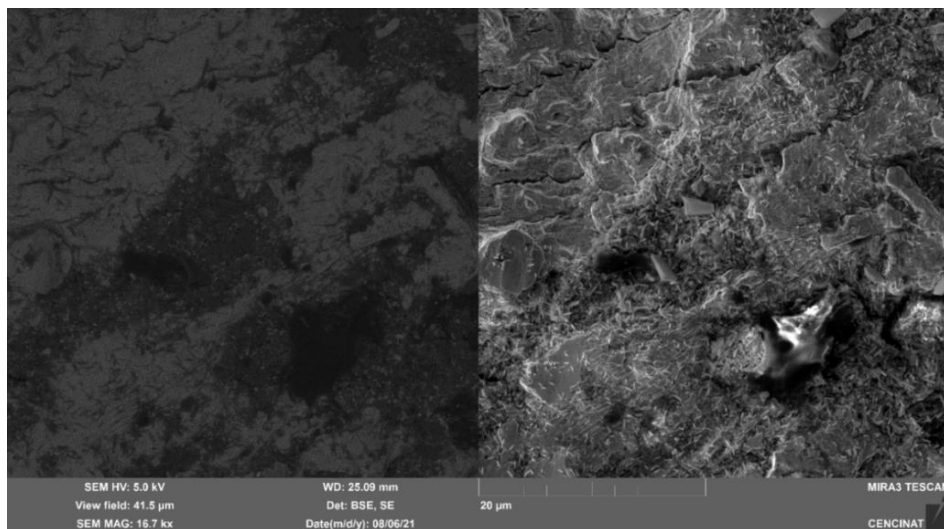
Fractura abrupta.



Nota. La figura 10 muestra la zona de fractura, en la parte izquierda se observa una línea especie de rayado, producto de algún golpe en la superficie, así también una zona de playa característica propia de falla a fatiga.

Figura 11

Acercamiento hacia la zona de fractura.

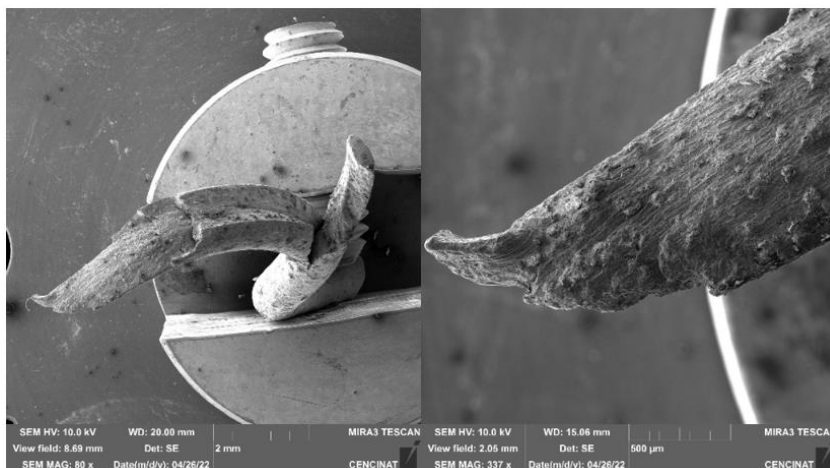


Nota. La figura 11 muestra un acercamiento hacia la zona de fractura, se puede apreciar una especie de cristales lo cual puede deberse a la composición del material.

Zona de fractura para el resorte alterno

Figura 12

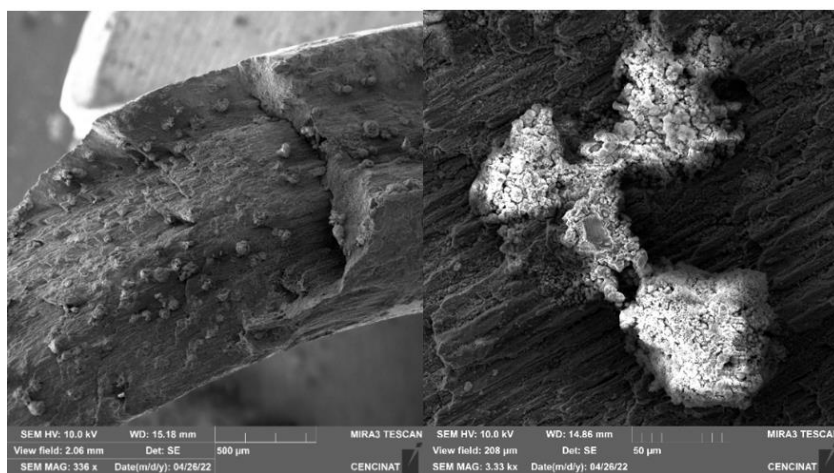
Apariencia de superficie interna.



Nota. La figura 12 muestra la superficie interna del resorte provocado después de haber sido sometido a un ensayo experimental de pruebas a fatiga, se aprecia líneas con dirección en el mismo sentido característico de este tipo de falla.

Figura 13

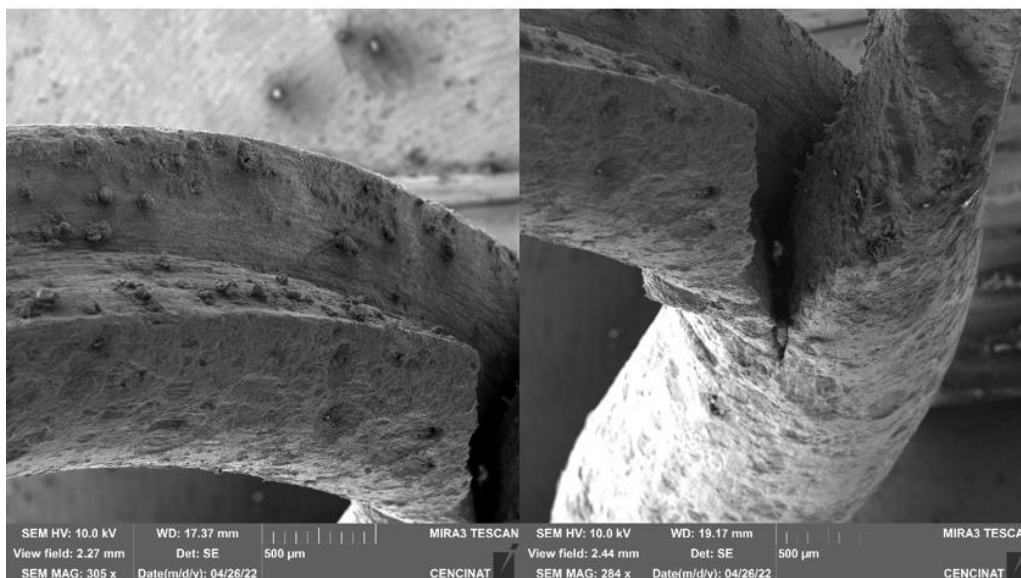
Región de Grieta



Nota. La figura 13 muestra la region de grieta facil de apreciar a simple vista debido a su pronunciada separación, se valora que fue provocada al estar sometida bajo la accion de cargas ciclicas y la presencia de corrosividad en su entorno.

Figura 14

Fractura abierta a lo largo del elemento



Nota. Después de pasar por un proceso de agrietamiento, el material no puede soportar cargas por lo que resulta inevitable la fractura del material, tal como se muestra en la figura 14

Ensayo de Tracción

Consiste en un proceso de prueba destructiva aplicando una tensión controlada a una probeta. Para este caso en particular se utilizara muestras de material de los dos resortes proporcionados original y alterno al igual que el material con el cual se manufacturo el resorte denominado nuevo.

Este ensayo tiene como finalidad determinar el esfuerzo último de tensión del alambre empleado en la construcción del resorte, de esta manera evaluar y comparar posibles materiales del cual fue fabricado, paralelamente identificar como interviene el tipo de material en el tiempo de vida del elemento.

Alambres de resorte disponible para ensayo de tracción

Tabla 8

Datos de diámetro y longitud

Ord	Denominación del resorte	Diámetro del alambre (mm)	Longitud inicial (mm)
1	Original	1.35	100
2	Alternativo	1.50	41.75
3	Nuevo	1.50	15

Ejemplo de Cálculo para el esfuerzo último de tensión en el resorte original

Tabla 9

Extracción de anexo B para explicación de cálculo de esfuerzo ultimo

Ord	Fuerza[Kgf]	Desplazamiento[mm]	Esfuerzo [MPa]
276	295,7459897	14,17290085	2026,9
277	296,7909715	14,48557477	2034,1
278	243,198736	14,79824868	1666,8

Nota. Del apéndice B correspondiente a tabla de datos de ensayo a tensión se extrae la fuerza máxima aplicada, posteriormente se aplica la siguiente ecuación.

$$E = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Donde

E: Esfuerzo último de tensión (Mpa)

F: Fuerza máxima aplicada (N)

A: Área (mm²)

$$E = \frac{296.79(kgf) * 9.81(m/s^2)}{\left(\pi * \frac{(1.35)^2}{4}\right) mm^2} = 2034.1 Mpa$$

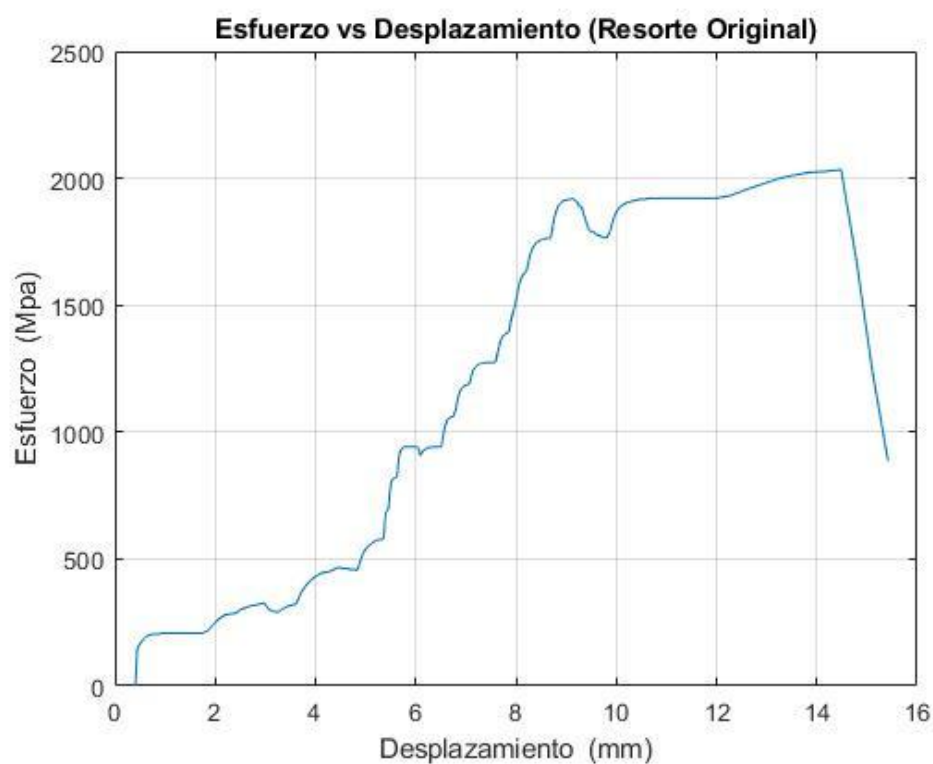
Tabla 10

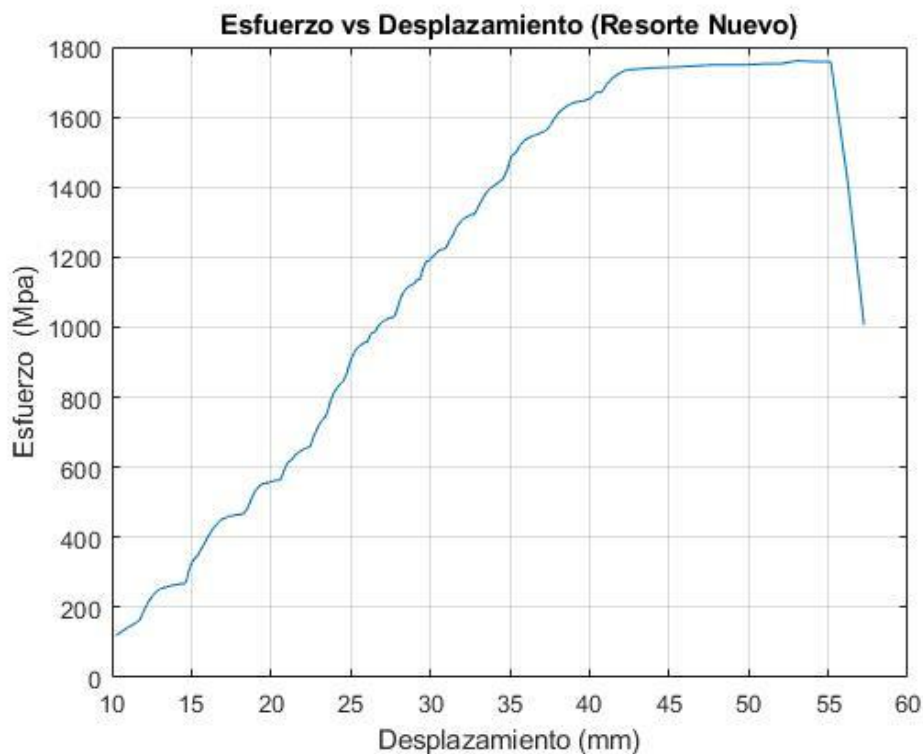
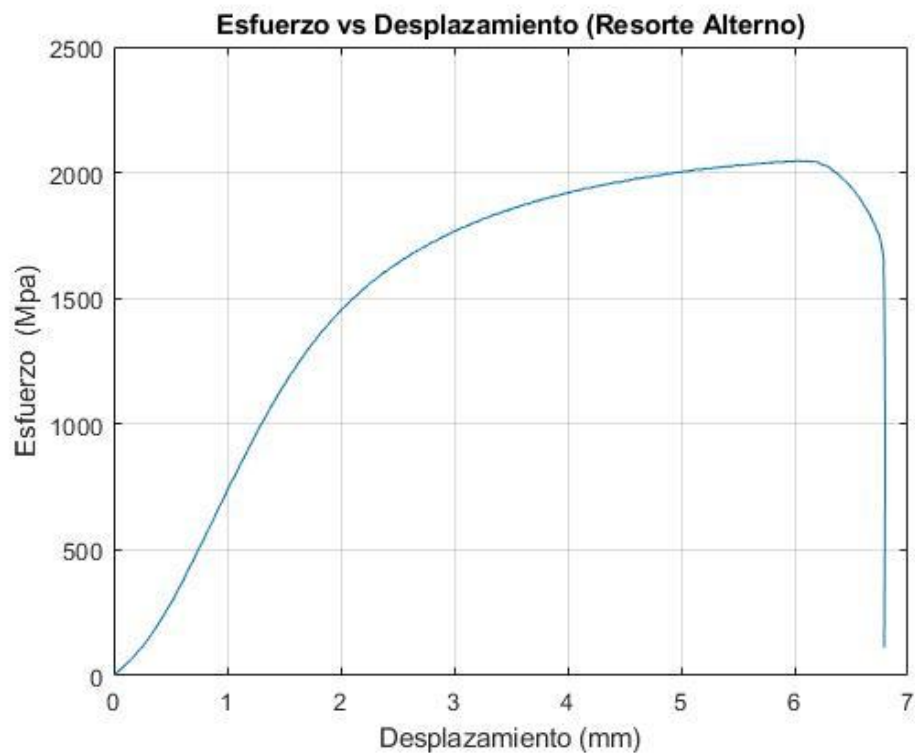
Resultados de ensayo a tracción para los resortes ensayados

Ord	Denominación	Fuerza máxima aplicada (kgf)	Esfuerzo último de tensión (Mpa)
1	Resorte Original	296.79	2034.10
2	Resorte Alterno	368.81	2047.39
3	Resorte Nuevo	317.16	1760.70

Figura 15

Diagrama esfuerzo vs desplazamiento del cabezal de la máquina con la cual se realizó el ensayo





Nota. La figura 15 muestra los diagramas de esfuerzo vs desplazamiento para los diferentes ensayos de tracción realizados, lo ideal sería obtener gráficas de esfuerzo vs deformación.

Generalmente los instrumentos empleados para medir deformación son las galgas extensiométricas o los extensómetros, sin embargo en los ensayos realizados no es posible medir deformación debido a que los alambres ensayados presentan pequeñas dimensiones en su geometría.

El desplazamiento medido corresponde a la distancia desplazada por el cabezal de la máquina con la cual se realizó el ensayo de tracción.

Los datos adquiridos en el ensayo para el resorte original y resorte nuevo, fueron obtenidos mediante la máquina de tracción AMSLER a diferencia del ensayo a tracción para resorte alterno en el cual se utilizó la máquina de ensayos universal Instron, ver anexo F.

La máquina de tracción AMSLER presenta mordazas de auto sujeción de forma cuadrada, es decir a medida que se aplica la carga estas se ajustan, al ensayar con un alambre de diámetro pequeño tienden a deslizarse, esto se refleja claramente en las gráficas de esfuerzo vs desplazamiento para los resorte original y nuevo.

Por su parte el ensayo a tracción para resorte alterno es de mayor precisión, debido a que la maquina Instron con la cual se ensayó presenta mordazas de sujeción hidráulica.

Tabla 11

Comparación de esfuerzo último entre aceros empleados en la fabricación de resortes

Material	Diámetro del alambre(mm)	Esfuerzo último (MPa)
ASTM A401	1.2	2020-2200
	1.40	2000-2180
ASTM A 234	1.2	1900-2060
	1.40	1860-2020
	1.2	1900-2060

ASTM A 232	1.40	1860-2020
ASTM A313 AISI 302 Clase 1	1.27 - 1.37	1825-2020
ASTM A313 AISI 304	1.27 - 1.37	1825-2020
ASTM A313 AISI 305	1.19 - 1.37	1550-1760

Nota. La tabla 11 muestra una comparación de valores para esfuerzo último entre materiales de resortes ensayados y otros materiales para resortes según el diámetro.

Para el alambre de resorte original se obtiene un valor de resistencia última igual a 2034.1 Mpa determinado a través del ensayo de tracción y comparándolo con las resistencias de los alambres ASTM A 401, AISI 9254, ASTM A234, ASTM A 232, AISI 302 Clase 1, AISI 304, prácticamente son similares, sin embargo con respecto al AISI 305, su valor es mayor.

Materiales para resorte

Existe gran variedad de materiales para fabricar resortes, aceros al carbono, aceros de aleación y aceros resistentes a la corrosión, materiales no ferrosos como bronce fosforado, latón para resortes, cobre al berilio y varias aleaciones de níquel. Algunos aceros utilizados son: alambre de piano (0.8-0.9 % C), alambre templado (0.6-0.7 % C), alambre trefilado duro (0.6-0.7 % C) (Shigley, 2012).

Composición química de aceros para resorte

Tabla 12

Comparación del ensayo EOS y posibles aceros empleados en la fabricación de resortes

Ensayo EOS		Recomendados por Shigley		Posibles Aceros			
Composición	Porcentaje	ASTM A401 AISI 9254	ASTM A 234	ASTM A 232	ASTM A313 AISI 302 Clase 1	ASTM A313 AISI 304	ASTM A313 AISI 305
Carbono (C)	0,289	0,51-0,59	0,48-0,53	0,48-0,53	0.12	<0,08	< 0,12
Silicio (Si)	0,418	1,2-1,6	0,15-0,35	0.15-0.35	1	< 1	< 1
Manganeso (Mn)	0,906	0,6-0,9	0.70-0.90	0.70-0.90	2	<2	< 2
Fósforo (P)	0.010	<0,035	<0,04	<0.020	0.045	< 0,045	< 0,045
Azufre (S)	0.002	<0,04	<0,04	< 0.035	0.030	<0.03	< 0,03
Cromo (Cr)	15,94	0,6-0,8	0,8-1,1	0.8-1.1	17-19	18-20	17-19
Molibdeno (Mo)	0,11						

Níquel (Ni)	8,197		8-10	8 – 10.5	10.5-13
Cobre (Cu)	0,328				
Aluminio (Al)	0,054				
Cobalto (Co)	0,183				
Niobio (Nb)	0,018				
Titanio (Ti)	0,022				
Vanadio (V)	0,063	>0,15	>0.15		
Hierro (Fe)	73,43				
Nitrógeno (N)			<0.1	<0.1	

Nota. La tabla 12 muestra el porcentaje de composición química que contienen diferentes aceros empleados en la fabricación de resortes, en comparación con los elementos determinados a través del ensayo EOS en el resorte elemento crítico.

Si se realiza una comparación de porcentaje de carbono determinado a través del ensayo EOS con un valor de 0.289%, observamos que el alambre de piano, alambre templado, alambre trefilado duro, se encuentran fuera del rango correspondiente pues superan dicho valor.

De igual manera al comparar el porcentaje de Cromo y Níquel (15.94, 8.197) % respectivamente con los aceros AISI 9254 y ASTM 234, varía significativamente por lo cual se descarta estos tipos de acero.

La información encontrada en la norma ASTM A 313 para alambres de acero inoxidable AISI 304 y AISI 305 de uso en la manufactura de resortes, muestra una composición cercana en: carbono, cromo y níquel a los determinados a través del ensayo EOS

Para el acero AISI 304: 0.08% C, 18-20 % Cr y 8-10.5 % Ni

Para el acero AISI 305: 0.12%C, 17-19 % Cr y 10.5-13 % Ni.

Sin embargo se observa que: 0.289 % C, 15.94 % Cr y 8.197% Ni (Ensayo EOS) son valores muy cercanos a los que contiene el alambre inoxidable 302: 0.12 % C, (17-19) % Cr y (8-10) % Ni.

Modelo de cálculo para el elemento crítico

Se utilizará el modelo de cálculo basado en la literatura técnica disponible. Según el método descrito en el libro Machine Design, An Integrated Approach del autor Robert L. Norton.

Número de espiras en el resorte de Torsión

Para este cálculo es necesario determinar previamente un diámetro interno D_{int} , posteriormente un diámetro promedio D , permitiendo conocer el número de espiras equivalente N_e

$$D_{int} = D_{ext} - 2d \quad (2)$$

$$D = \frac{D_{ext} + D_{int}}{2} \quad (3)$$

$$N_e = \frac{L_1 + L_2}{3\pi D} \quad (4)$$

El número de espiras activas N_a está dada por la siguiente ecuación, donde N_b representa el número de espiras contabilizadas

$$N_a = N_b + N_e \quad (5)$$

Deflexión angular y Momento generado

Se trabaja con un ángulo de apertura y cierre en revoluciones dado por la siguiente ecuación

$$\theta_{rev} = \frac{\theta_{grados}}{360} \quad (6)$$

El resorte es esencialmente una viga en flexión y tomando en cuenta la fricción entre espiras, el momento M generado está dado por:

$$M = \frac{\theta_{rev} d^4 E}{10.8 D N_a} \quad (7)$$

Constante de elasticidad del resorte de torsión

La constante de elasticidad k_t puede ser obtenida mediante la fórmula de deflexión a través de la siguiente ecuación.

$$k_t = \frac{M}{\theta_{rev}} \quad (8)$$

Cierre de la espira

Cuando un resorte de torsión es cargado para cerrar las espiras, el diámetro del resorte decrece y su longitud se incrementa.

$$D_{i_{min}} = \frac{D N_b}{N_b + \theta_{rev}} - d \quad (9)$$

Tensiones en el resorte para falla estática

Usando los factores de concentración de tensiones de Wahl en la parte interna del resorte para flexión. Para un índice del resorte se tiene:

$$C = \frac{D}{d} \quad (10)$$

Parte Interna del resorte

$$K_{b_i} = \frac{4 C^2 - C - 1}{4 C (C - 1)} \quad (11)$$

Parte externa del resorte

$$K_{b_o} = \frac{4 C^2 + C - 1}{4 C (C + 1)} \quad (12)$$

La máxima tensión compresiva en el interior del diámetro de un resorte de torsión (cargado para cerrar las espiras) es entonces

$$\sigma_{i_{max}} = K_{b_i} \frac{32 M_{max}}{\pi d^3} \quad (13)$$

Factor de seguridad contra fluencia

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_{i_{max}}} \quad (14)$$

Donde S_y es la fluencia obtenida mediante el ensayo de tracción

Componentes de tensión en la parte externa del diámetro

Tensión mínima

$$\sigma_{o_{min}} = K_{b_o} \frac{32 M_{min}}{\pi d^3} \quad (15)$$

Tensión Máxima

$$\sigma_{o_{max}} = K_{b_o} \frac{32 M_{max}}{\pi d^3} \quad (16)$$

Tensión media

$$\sigma_{o_{mean}} = \frac{\sigma_{o_{max}} + \sigma_{o_{min}}}{2} \quad (17)$$

Tensión alternante

$$\sigma_{o_{alt}} = \frac{\sigma_{o_{max}} - \sigma_{o_{min}}}{2} \quad (18)$$

Parámetros del material

Zimmerli reporta que todos los alambres de diámetro menor a 10 mm exhiben el mismo valor de endurecimiento a la fatiga para $R = 0$ (Régimen de carga y descarga), el cual es independiente de su tamaño o de la composición de la aleación, siendo estos los siguientes valores

Tabla 13

Parámetros del material

$S_{ew'} = 310 \text{ Mpa}$	Resortes no granallados
$S_{ew'} = 465 \text{ Mpa}$	Resortes granallados

Nota: El término granallado corresponde a un tratamiento del material, basado en la proyección de partículas a gran velocidad eliminando los contaminantes de la superficie. Se tomará un valor conservador de 310 Mpa.

Para flexión el límite de endurecimiento está dado por la siguiente ecuación

$$S_{ew'_b} = \frac{S_{ew'}}{0.577} \quad (19)$$

Basado en la formulación de Goodman se calcula el límite de fatiga del resorte

$$Se = \frac{0.5 S_{ew'_b} S_{ut}}{S_{ut} - 0.5 S_{ew'_b}} \quad (20)$$

Factor de seguridad a fatiga

$$N_{fb} = \frac{Se (S_{ut} - \sigma_{o_{min}})}{Se (\sigma_{o_{mean}} - \sigma_{o_{min}}) + S_{ut} \sigma_{o_{alt}}} \quad (21)$$

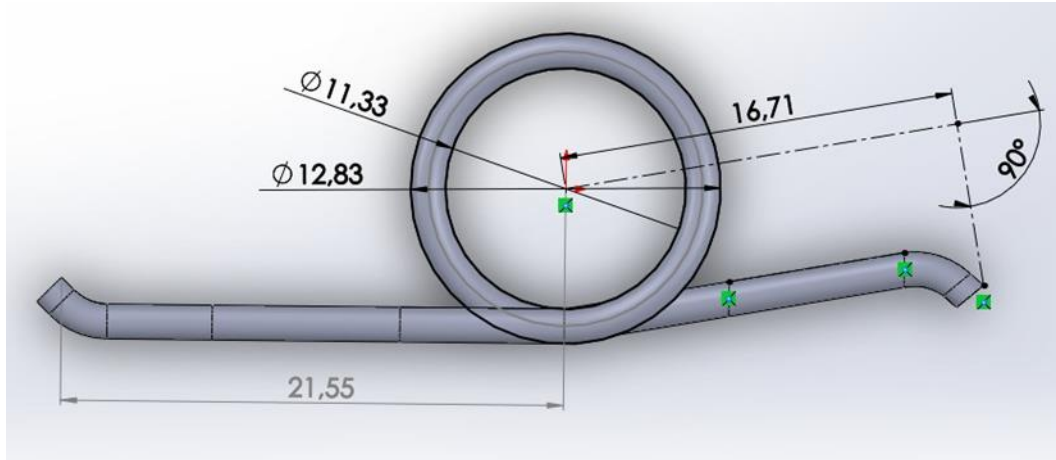
Duración de vida

$$S = aN^b \quad (22)$$

Cálculo teórico

Figura 16

Resorte Alterno.



Nota. Representación de dimensiones en el resorte alterno

Datos:

$$E = 195000 \text{ Mpa}$$

$$\theta_{\text{grados}} = 118^\circ$$

$$D_{\text{ext}} = 12.839 \text{ mm}$$

$$d = 1.5 \text{ mm}$$

$$L_1 = 21.55 \text{ mm}$$

$$L_2 = 16.71 \text{ mm}$$

$$N_b = 5$$

$$S_{ew'} = 310 \text{ Mpa}$$

Número de espiras en el resorte de Torsión

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2d$$

$$D_{\text{int}} = 12.839 - 2(1.5) = 9.839 \text{ mm}$$

$$D = \frac{D_{ext} + D_{int}}{2}$$

$$D = \frac{12.839 + 9.839}{2} = 11.339 \text{ mm}$$

$$N_e = \frac{L_1 + L_2}{3\pi D}$$

$$N_e = \frac{21.55 + 16.71}{3\pi(11.339)} = 0.358$$

$$N_a = N_b + N_e$$

$$N_a = 5 + 0.358 = 5.358$$

Deflexión angular y Momento generado

$$\theta_{rev} = \frac{\theta_{grados}}{360} = \frac{118}{360} = 0.328$$

$$M = \frac{\theta_{rev} d^4 E}{10.8 D N_a}$$

$$M = \frac{(0.328) (1.5)^4 (195000)}{10.8 (11.339) (5.358)} = 493.148 \text{ N mm}$$

Constante de elasticidad del resorte de torsión

$$k_t = \frac{M}{\theta_{rev}}$$

$$k_t = \frac{493.148}{0.328} = 1.505 \times 10^3 \frac{\text{N mm}}{\text{rev}}$$

$$k_t = 1.505 \times 10^3 \frac{\text{N mm}}{\text{rev}} * \frac{1 \text{ rev}}{360 \text{ grados}} = 4.179 \frac{\text{N mm}}{\text{grado}}$$

Cierre de la espira

$$Di_{min} = \frac{D N_b}{Nb + \theta_{rev}} - d$$

$$Di_{min} = \frac{11.339(5)}{5 + 0.328} - (1.5) = 9.141 \text{ mm}$$

$$lmax = d(Nb + 1 + \theta_{rev}) = 9.492 \text{ mm}$$

Tensiones en el resorte para falla estática

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

$$C = \frac{11.339}{1.5} = 7.559$$

Parte Interna del resorte

$$K_{bi} = \frac{4 C^2 - C - 1}{4 C (C - 1)}$$

$$K_{bi} = \frac{4 (7.559)^2 - 7.559 - 1}{4 (7.559) (7.559 - 1)} = 1.109$$

Para la parte externa del alambre

$$K_{bo} = \frac{4 C^2 + C - 1}{4 C (C + 1)}$$

$$K_{bo} = \frac{4 (7.559)^2 + 7.559 - 1}{4 (7.559) (7.559 + 1)} = 0.909$$

Tensiones

$$\sigma_{i_{max}} = K_{bi} \frac{32 M_{max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{i_{max}} = (1.109) \frac{32 (493.148)}{\pi (1.5)^3} = 1.651 \times 10^3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o_{min}} = K_{b_o} \frac{32 M_{min}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{o_{min}} = (0.909) \frac{32 (0)}{\pi (1.5)^3} = 0$$

$$\sigma_{o_{max}} = K_{b_o} \frac{32 M_{max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{o_{max}} = (0.909) \frac{32 (493.148)}{\pi (1.5)^3} = 1.352 \times 10^3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o_{mean}} = \frac{\sigma_{o_{max}} + \sigma_{o_{min}}}{2}$$

$$\sigma_{o_{mean}} = \frac{1352 + 0}{2} = 676 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o_{alt}} = \frac{\sigma_{o_{max}} - \sigma_{o_{min}}}{2}$$

$$\sigma_{o_{alt}} = \frac{1352 - 0}{2} = 676 \text{ MPa}$$

Factor de Seguridad a carga Estática

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_{i_{max}}}$$

$$N_y = \frac{1596.1608}{1651} = 0.967$$

$$Frotura = 368.81 \text{ kgf}$$

$$S_{ut} = \frac{Frotura(9.81)}{\frac{\pi}{4} (d)^4} = 2.047 \times 10^3 \text{ MPa}$$

Factor de Seguridad a Fatiga

$$S_{ew'b} = \frac{S_{ew'}}{0.577}$$

$$S_{ew'b} = \frac{310}{0.577} = 537.262 \text{ MPa}$$

$$Se = \frac{0.5 S_{ew'b} S_{ut}}{S_{ut} - 0.5 S_{ew'b}}$$

$$Se = \frac{0.5 (537.262) (2.047 \times 10^3)}{2.047 \times 10^3 - 0.5 (537.26)} = 309.2 \text{ MPa}$$

$$N_{fb} = \frac{Se (S_{ut} - \sigma_{o_{min}})}{Se (\sigma_{o_{mean}} - \sigma_{o_{min}}) + S_{ut} \sigma_{o_{alt}}}$$

$$N_{fb} = \frac{309.2 (2.047 \times 10^3 - 0)}{309.2 (676 - 0) + 2.047 \times 10^3 (676)} = 0.397$$

Se obtiene un factor totalmente inadecuado, lo que explicaría el porqué de la rotura del resorte de forma prematura.

Duración del Resorte

$$Sm = 0.9 S_{ut}$$

$$Sm = 1.843 \times 10^3 \text{ Mpa}$$

$$S_{ewb} = \frac{S_{ew'}}{0.577}$$

$$S_{ewb} = \frac{310}{0.577} = 537.262 \text{ Mpa}$$

$$b = \frac{-1}{3} \log\left(\frac{Sm}{Sewb}\right)$$

$$b = -0.178$$

$$\log(a) = \log(Sm) - 3b$$

$$a = 6319.80$$

$$S = \sigma_{o_{max}}$$

$$S = aN^b$$

$$N = \sqrt[b]{\frac{S}{a}}$$

$$N = 5666.798 \text{ ciclos}$$

Del modelo matemático descrito adicionalmente se comprueba que no habría ninguna influencia al incrementar la resistencia última del material

Factores que mejorarían el rendimiento del elemento

Influencia de los parámetros constructivos, Diámetro externo, diámetro del alambre y número de espiras

Tabla 14

Factores de rendimiento según la geometría del resorte

Diámetro externo (mm)	Diámetro del alambre (mm)	$K_t \left(\frac{Nmm}{rev} \right)$	N_{fb}	Número de espiras
12.84	1.4025	1141	0.6	5
	1.4025	961	0.714	6
	1.295	823	0.65	5
	1.295	693	0.77	6
	1.219	642	0.694	5
	1.219	540	0.823	6
13	1.4025	1126	0.61	5
	1.4025	948.6	0.723	6
	1.295	811.4	0.66	5
	1.295	683.54	0.784	6
	1.219	633	0.702	5
	1.219	533	0.833	6
13.5	1.4025	1082	0.631	5
	1.4025	911.5	0.75	6
	1.295	780	0.68	5
	1.295	657	0.813	6
	1.219	609	0.728	5
	1.219	512	0.864	6

Nota. Al aumentar el número de espiras, se tiene un mejoramiento en el factor de seguridad.

Sin embargo, el coeficiente de elasticidad torsional del resorte que rige la funcionalidad del mismo decrece rápidamente.

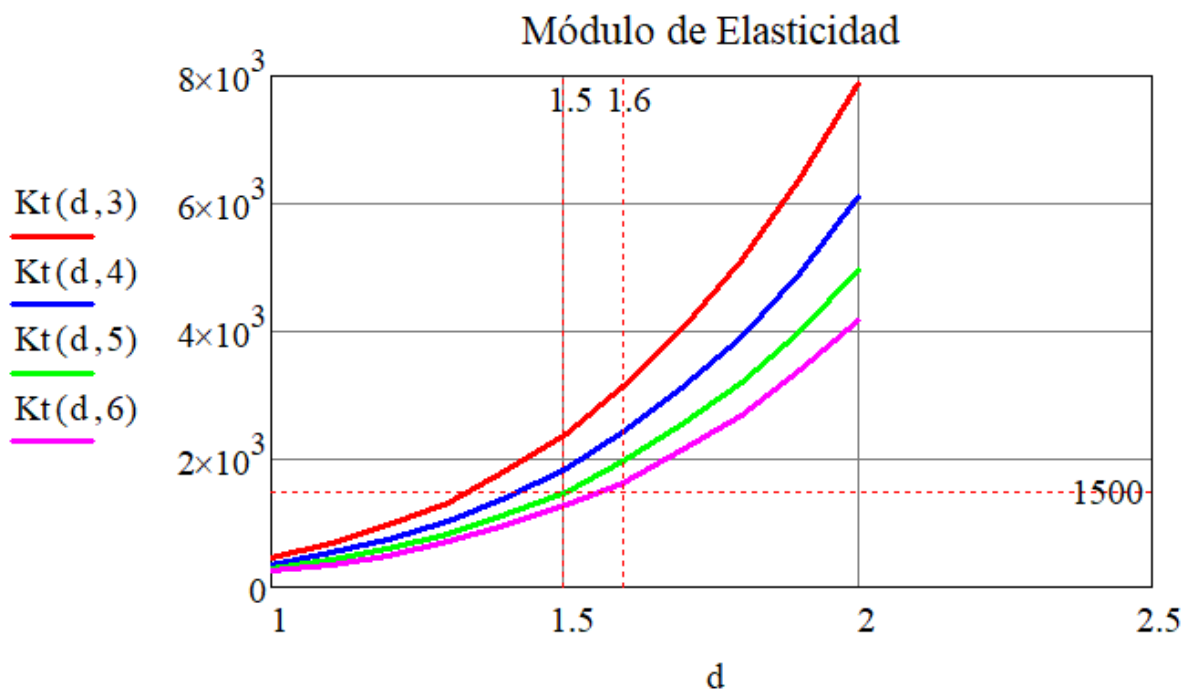
Del mismo modo al incrementar el diámetro externo y reducir el diámetro del alambre para un número de espiras igual, el factor de seguridad incrementa.

Análisis de sensibilidad de parámetros según el diámetro del resorte aplicado el modelo de Norton

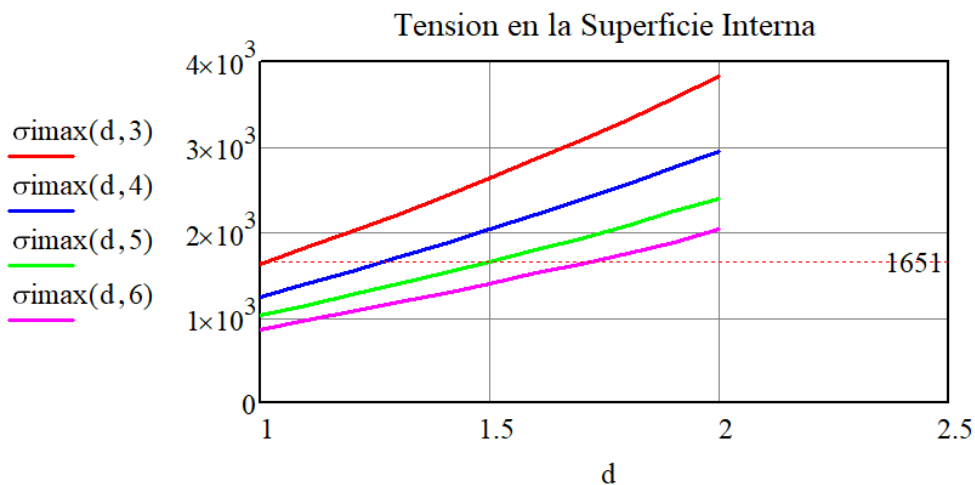
El siguiente análisis muestra el valor que adquieren distintos parámetros mediante la relación del diámetro y el número de espiras en el diseño del resorte.

Figura 17

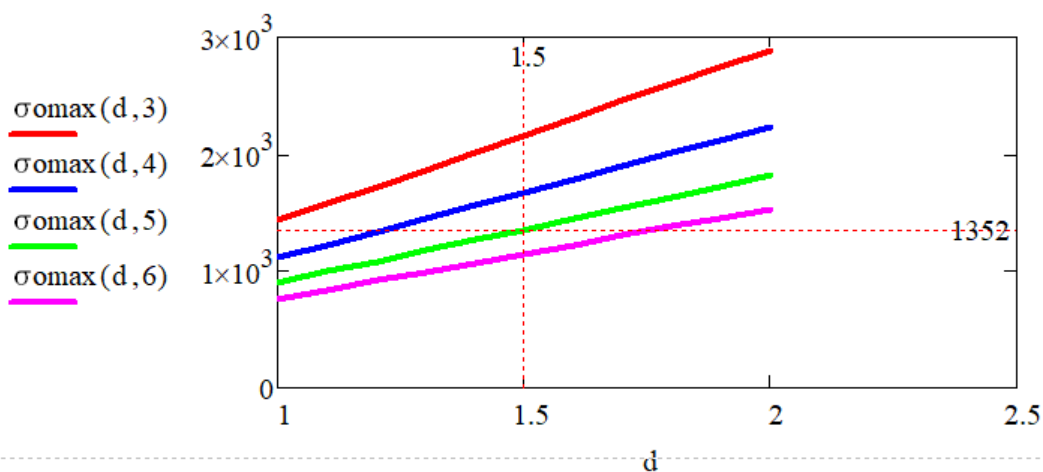
Módulo de elasticidad a torsión



Nota. En la figura 17 Se observa que al incrementar el diámetro del alambre y reducir el número de espiras el valor del módulo de elasticidad incrementa drásticamente.

Figura 18*Tensión en la superficie interna*

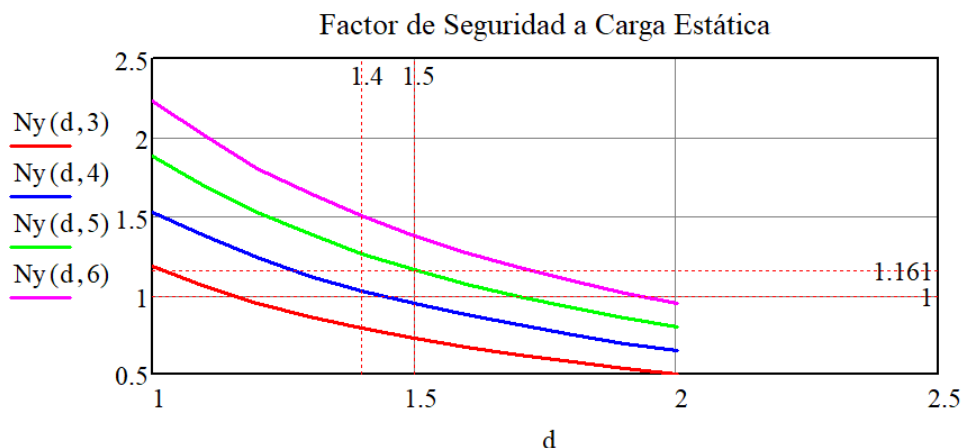
Nota. A medida que el número de espiras aumenta existe un decrecimiento en el valor de tensión correspondiente a la superficie interna del resorte como se observa en la figura 18, se obtendrá mejores resultados dentro del diseño mientras más pequeño sea este valor, pues el factor de seguridad a carga estática presenta relación directa con la tensión de superficie interna.

Figura 19*Tensión en la superficie Externa*

Nota. La figura 19 muestra un incremento de tensión en la superficie externa mientras mayor sea el diámetro del alambre y menor número de espiras tenga este.

Figura 20

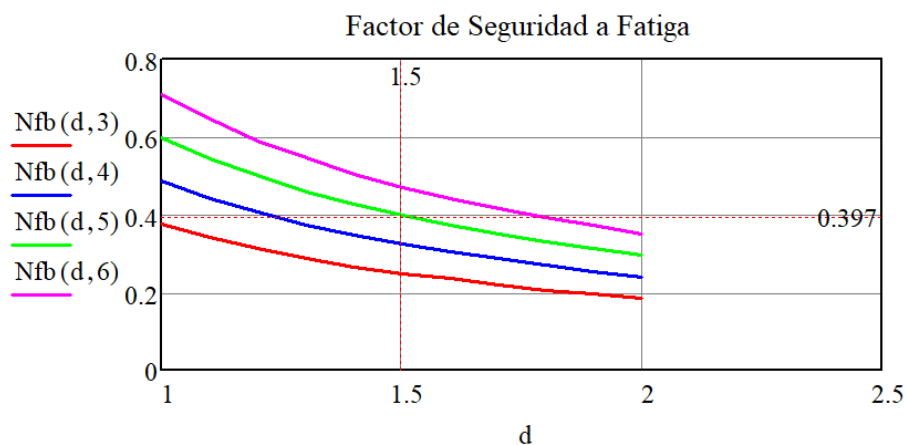
Factor de seguridad a carga estática



Nota. En la figura 20 se aprecia claramente como incrementa el valor de factor de seguridad a carga estática en relación al número de espiras, sin embargo al incrementar el diámetro, se observa que este valor decrece por debajo de 1 teniendo como resultado deficiencia en su diseño

Figura 21

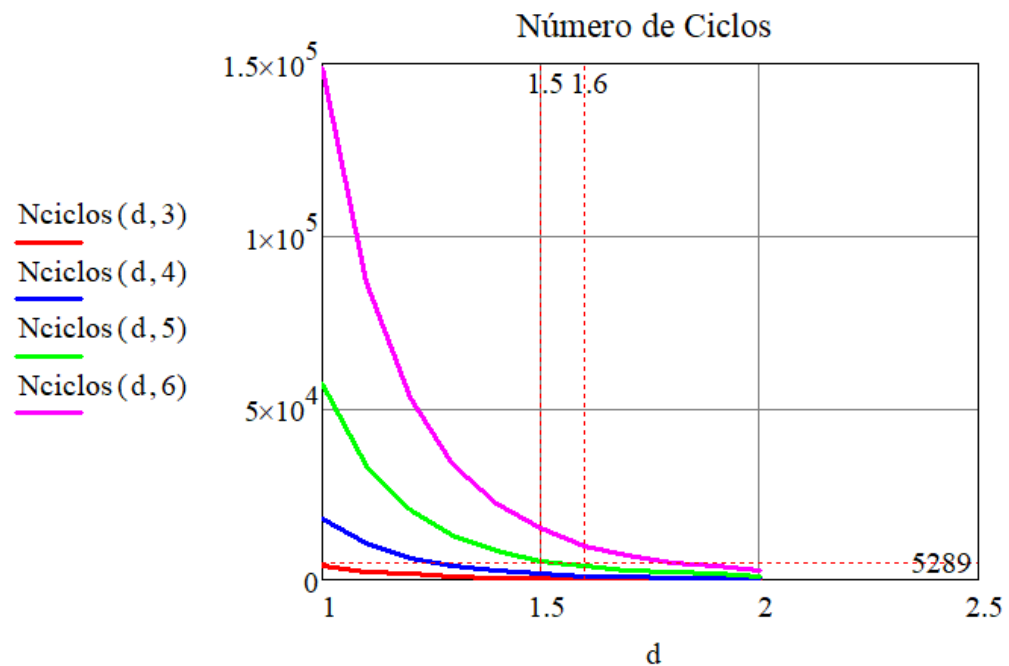
Factor de seguridad a fatiga



Nota. El factor de seguridad a fatiga resulta relativamente más alto con relación al número de espiras como se observa en la figura 21, no obstante al incrementar el diámetro este se reduce y por más que se reduzca el diámetro el valor de este factor es pequeño

Figura 22

Duración



Nota. En la figura 22 se observa la duración que tendrá el resorte a través del número de ciclos que puede soportar. Siendo más grande con un número mayor de espiras y con un diámetro adecuado

Capítulo IV: Modelamiento del resorte

Las propiedades mecánicas de un material en uso se ven afectadas por el constante accionamiento, reduciendo así la vida de servicio del mismo. El análisis y simulación del resorte perteneciente al componente aeronáutico, realizado mediante el Software ANSYS revela zonas críticas que ocasionan fallo de manera prematura. Siendo estas tomadas en cuenta en el mejoramiento de diseño.

Comprendido el funcionamiento del resorte se establece un diseño bajo el modelo de accionamiento, parámetros y geometría.

Utilizaremos los módulos de Static Structural y Transient Structural para determinar esfuerzos máximos bajo la acción de cualquier carga general. Transient Structural constituye el análisis dinámico más versátil, puede utilizarse para determinar desplazamientos, deformaciones, tensiones y fuerzas variables en el tiempo en una estructura a medida que responde a cualquier carga transitoria (Engineering, 2016).

Desarrollo

Análisis estructural estático

Inicialmente se asigna el material y propiedades del cual está constituido el resorte. Acero estructural no lineal en este caso.

En el entorno de design modeler cargamos nuestro modelo de accionamiento con un ángulo estimado de trabajo igual a 120 grados.

Para el presente diseño se utilizara un mallado por default a fin de optimizar el uso de memoria en pc, mientras más pequeño sea este mejor será el resultado de análisis.

Asignamos restricciones de giro y movimiento, para este análisis se utilizara la opción punto remoto con origen al centro del resorte, se agrega soporte fijo en uno de los extremos evitando que este tenga movimiento. Tras realizar el cálculo teórico de parámetros se tiene

como dato un momento máximo de 493 Nmm el cual resiste el resorte, aplicamos y generamos resultados.

Análisis estructural transitorio

Al igual que para el análisis anterior se selecciona acero estructural no lineal para el resorte y acero estructural para el resto de componentes que complementan el modelo de accionamiento.

Cargamos nuestro modelo de accionamiento en formato x_t mediante design modeler.

Generamos un mallado por default.

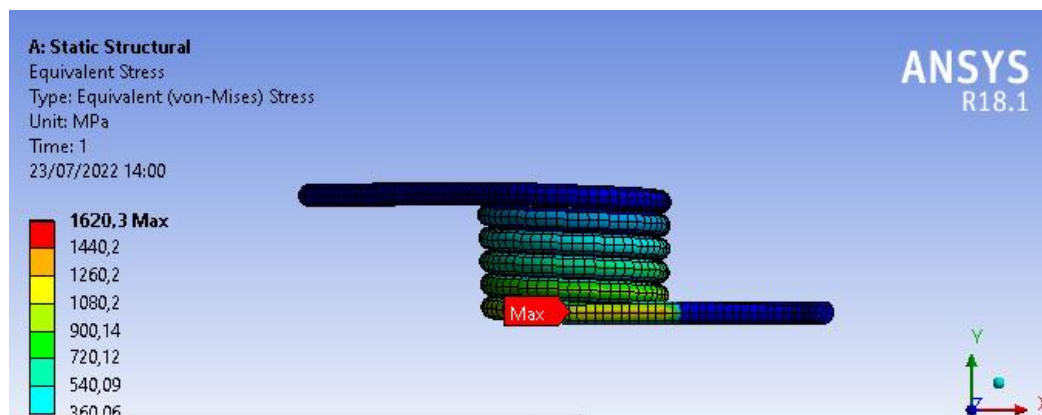
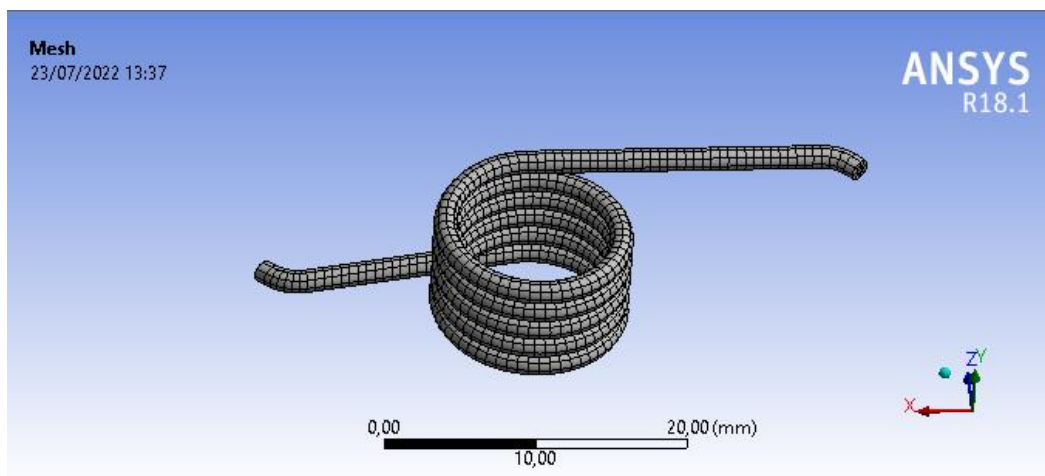
A través de Analysis Setting, se define para 120 pasos con un tiempo de 1 segundo por paso con el objetivo de no dar carga súbita al resorte.

Se fija cada uno de los extremos del resorte al pin y a la manivela respectivamente, este pin restringirá el movimiento total de un extremo, se adiciona movimiento rotacional a la manivela, permitiendo un desplazamiento igual a 120 grados.

Resultados y análisis.

Figura 23

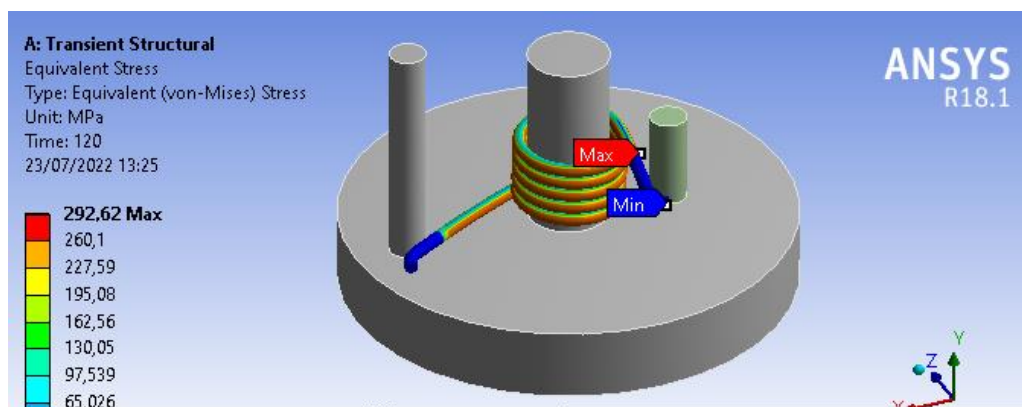
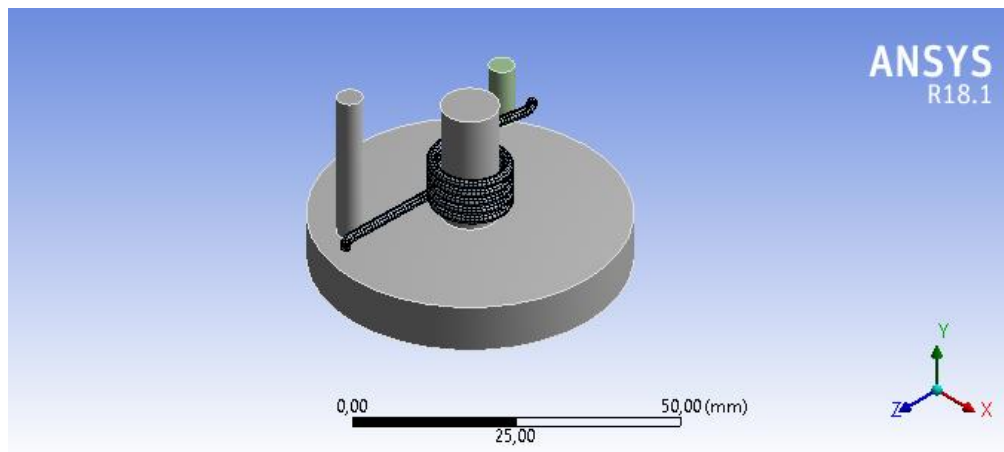
Simulación de resorte con momento máximo de 493 Nmm



Nota. La figura 23 muestra una tensión máxima igual a 1620 Mpa generado tras aplicarse un momento máximo igual a 493 Nmm

Figura 24

Simulación de resorte con movimiento de manivela



Nota. La figura 24 muestra el comportamiento que adquiere el resorte sobre la manivela. Se observan distintos colores, cada uno expresa la magnitud de esfuerzo al cual se encuentra sobre cierta zona.

Capítulo V: Diseño y construcción del mecanismo biela - manivela

El mecanismo de pruebas para ensayos a fatiga del resorte, elemento crítico en el componente aeronáutico. Se fundamenta en un mecanismo elemental biela - manivela y un conjunto de elementos que permiten su implementación en la maquina universal de ensayos a fatiga marca INSTRON del laboratorio de mecánica de materiales del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica DECEM.

Se toma a consideración un valor distinto de cero como ventaja mecánica por seguridad a los componentes de la máquina y al mecanismo, cumpliendo requerimientos de diseño características físicas, geométricas y mecánicas entre estas:

- Disponibilidad del material
- Factibilidad de construcción
- Resistencia de cada uno de los elementos
- Operación y mantenimiento
- Seguridad del entorno
- Análisis de adquisición de datos

Parámetros de diseño

Conocer estas condiciones determinará el funcionamiento del mecanismo, resulta sumamente importante pues de este dependerá el comportamiento del resorte, entre más nos acerquemos a la operación real la información y datos adquiridos serán de mayor confiabilidad.

Para el presente diseño se toma en cuenta algunas especificaciones de la maquina universal de ensayos a fatiga y requerimientos propios del mecanismo entre estos:

- Velocidad de Operación
- Distancia de separación entre mordazas
- Ángulo de Operación
- Montaje del resorte

Síntesis del mecanismo

Se tiene como punto de partida el ángulo de apertura del conjunto proporcionado por la Fuerza Aérea Ecuatoriana FAE, el espacio disponible y el desplazamiento permitido por la máquina universal de ensayos a fatiga.

- Angulo de apertura: 120 grados
- Longitud Inicial: 0.2 m
- Carrera : 0.05 m

Datos de entrada

r_{1I} = Longitud Inicial

$r_{1II} = (r_{1I} - \text{carrera})\text{mm}$

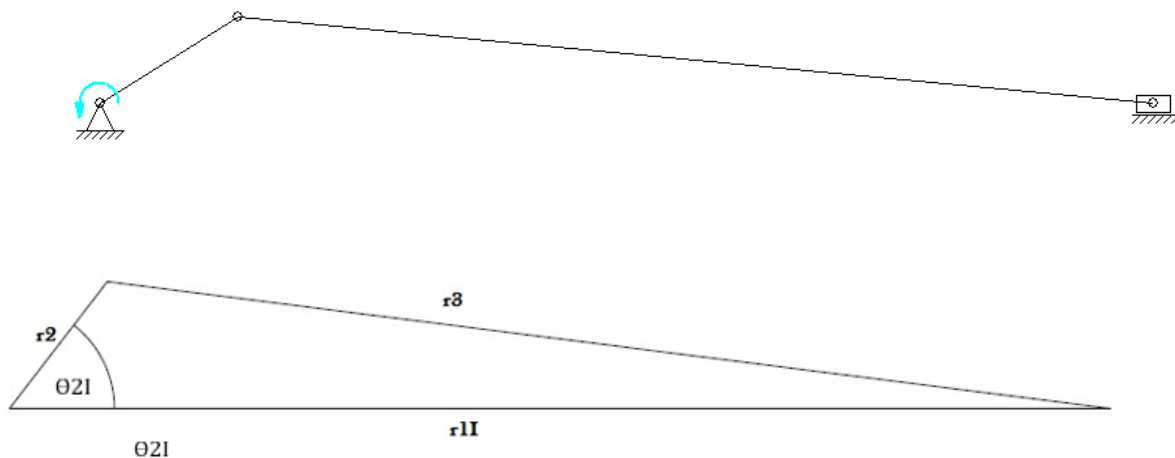
$\theta_{2I} = 30^\circ$

$\theta_{2II} = \text{Abertura angular} + \theta_{2I}$

Posición Inicial

Figura 25

Posición inicial del mecanismo biela – manivela



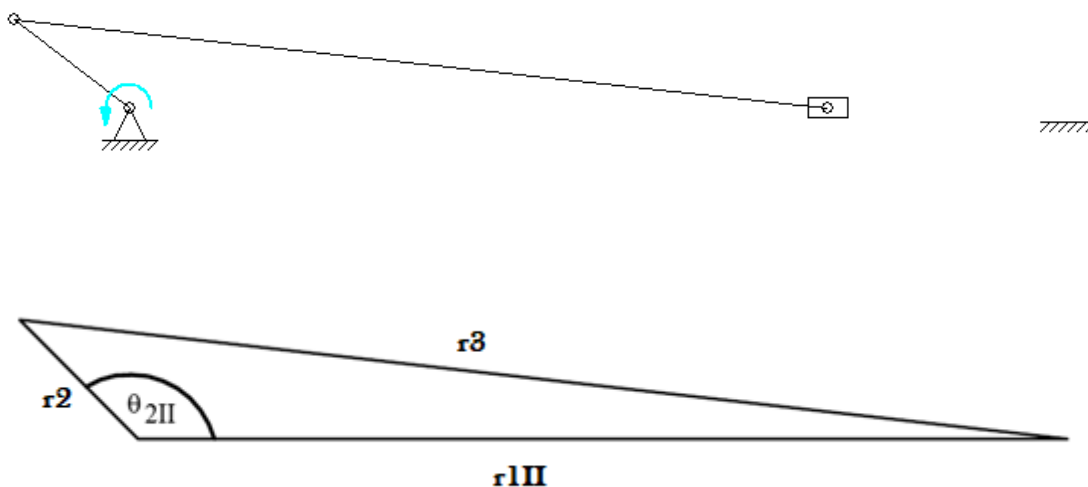
Nota. Representación del estado inicial del mecanismo partiendo de un ángulo de 30 grados.

$$r_3^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos(\theta_2) \quad (23)$$

Posición Final

Figura 26

Posición final del mecanismo biela – manivela



Nota. Representación del estado final del mecanismo con desplazamiento de 120 grados tomando como partida un ángulo de 30 grados

$$r_3^2 = r_1^{II^2} + r_2^2 - 2r_1^{II}r_2 \cos(\theta_{2II}) \quad (24)$$

Resolviendo ecuaciones 23 y 24

$$r_3^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos(\theta_2)$$

$$r_3^2 = r_1^{II^2} + r_2^2 - 2r_1^{II}r_2 \cos(\theta_{2II})$$

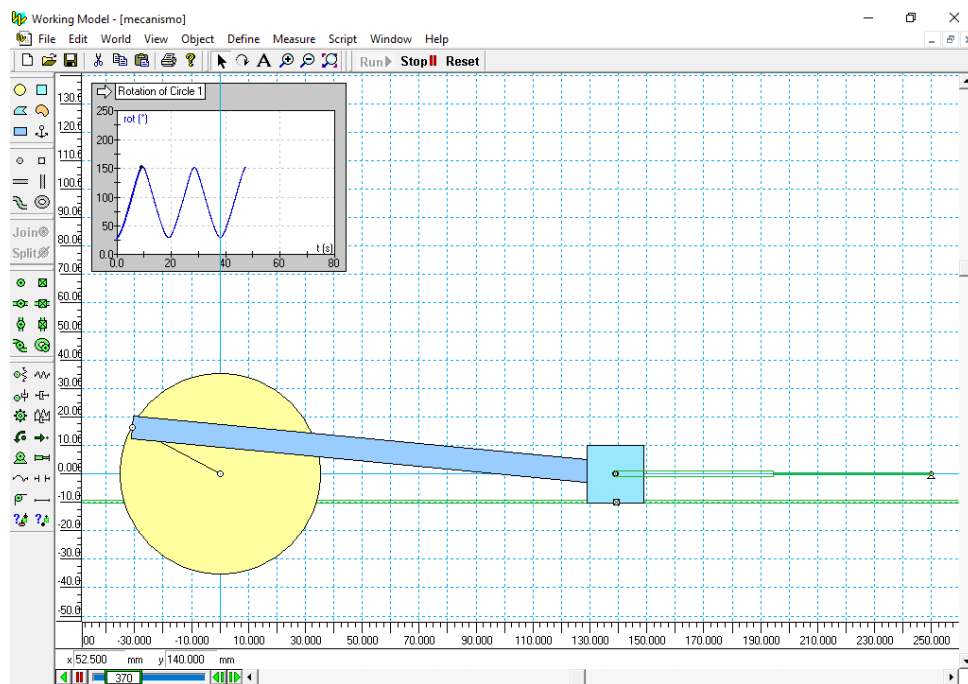
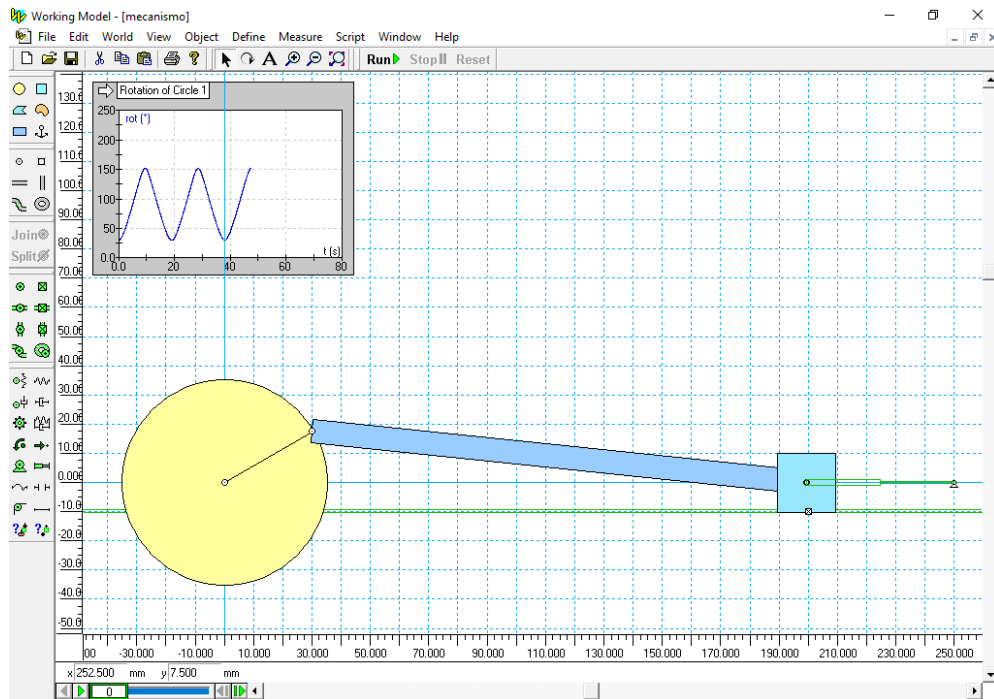
Resultados de dimensionamiento

Biela: $r_3 = 0.176$ m

Manivela: $r_2 = 0.029$ m

Figura 27

Validación de dimensiones a través de Working Model

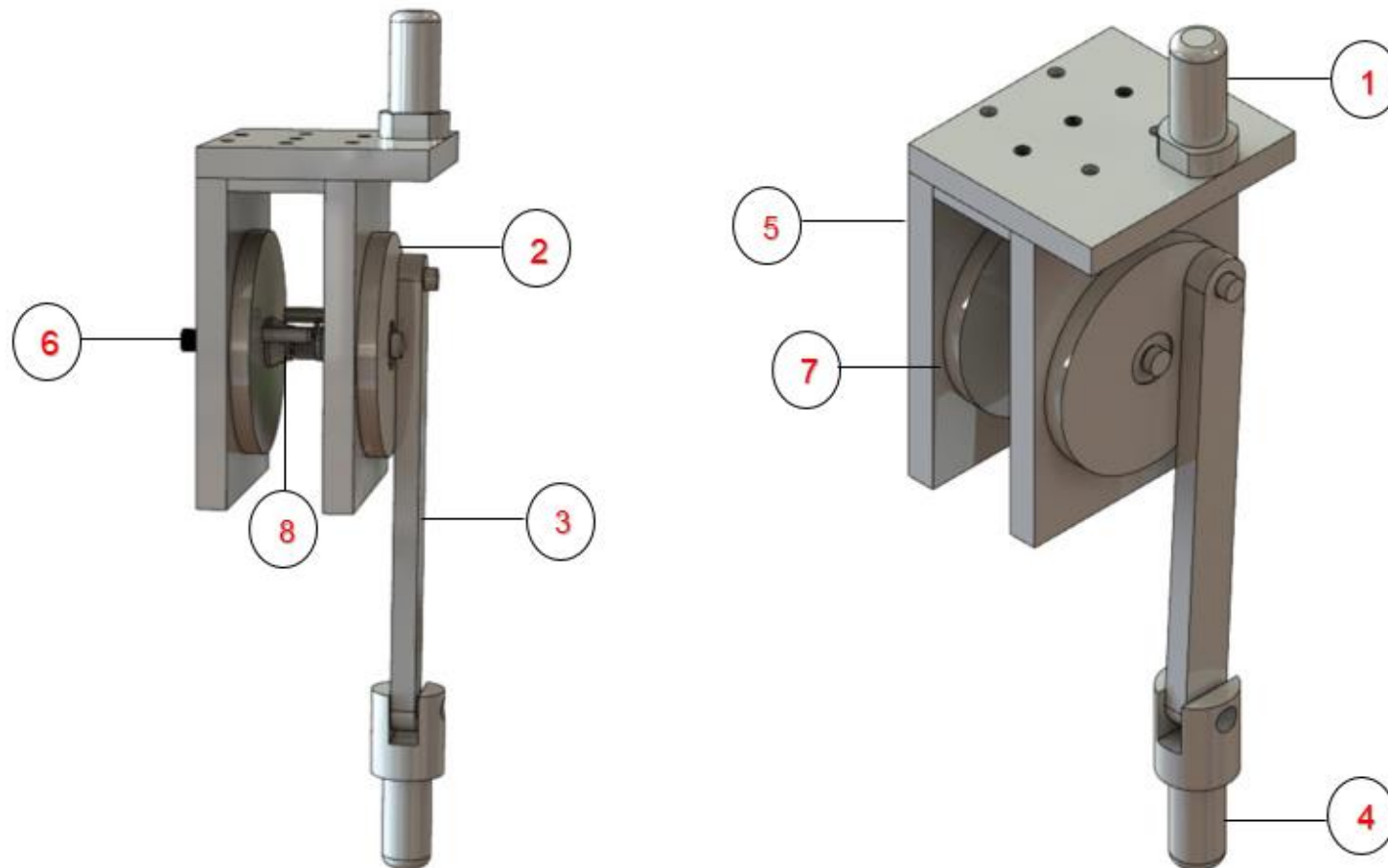


Nota. La figura 27 muestra el ángulo de accionamiento que tendrá el mecanismo bajo las especificaciones de dimensionamiento (173, 29) mm para la biela y manivela respectivamente

Conjunto del mecanismo

Figura 28

Descripción general del conjunto de mecanismo



Nota. Representación gráfica de los elementos que componen el mecanismo biela – manivela

Tabla 15

Descripción general del mecanismo

ORD	DESCRIPCIÓN
1	Eje de Sujeción
2	Manivela
3	Biela
4	Corredera
5	Bastidor
6	Guía del resorte
7	Disco de alojamiento del pin estático
8	Resorte de Pruebas

Figura 29

Peso aproximado del mecanismo

Propiedades físicas

Asientos de resorte-1@Ensamblaje_Rediseñado
 Asientos de resorte-2@Ensamblaje_Rediseñado
 Base Guia-1@Ensamblaje_Rediseñado
 Base Principal_1@Ensamblaje_Rediseñado

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos
 Crear operación de centro de masa
 Mostrar masa de cordón de soldadura

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de componentes seleccionados
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

El centro de masa y los momentos de inercia son los resultados en el sistema de coordenadas
 Masa = 0.75 kilogramos

Volumen = 752842.58 milímetros cúbicos

Área de superficie = 189971.36 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)
 X = -51.51
 Y = 217.07
 Z = 120.01

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * milímetros cuadrados)
 Medido desde el centro de masa.
 Ix = (-0.03, 1.00, -0.08) Px = 1176.80
 Iy = (0.31, 0.08, 0.95) Py = 4125.00
 Iz = (0.95, 0.00, -0.31) Pz = 4242.06

Momentos de inercia: (kilogramos * milímetros cuadrados)
 Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.
 Lxx = 4228.96 Lyy = -73.42 Lzz = 40.36
 Lyx = -73.42 Lyy = 1197.13 Lyz = -232.66
 Lzx = 40.36 Lzy = -232.66 Lzz = 4117.78

Momentos de inercia: (kilogramos * milímetros cuadrados)
 Medido desde el sistema de coordenadas de salida.
 Ixx = 50546.04 Ixy = -8492.02 Ixz = -4613.92
 Iyx = -8492.02 Iyy = 14037.73 Iyz = 19379.55
 Izx = -4613.92 Izy = 19379.55 Izz = 41589.99

Ayuda Imprimir... Copiar al portapapeles

La figura 29 a través de la opción propiedades físicas del software SolidWorks, muestra una masa de 0.75 Kg obtenido de nuestro diseño, al mecanizar con acero AISI 1018 de densidad conocida tenemos:

Peso Aproximado

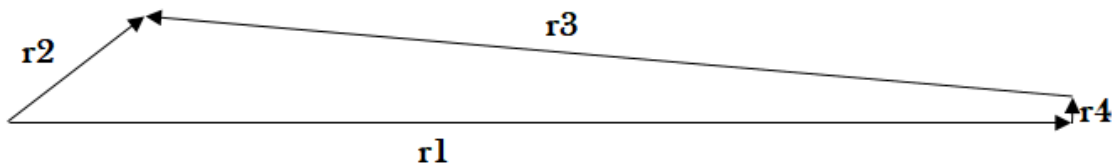
$$0.75 * 7.87 = 5.9025kg \approx 6kg \quad (25)$$

Análisis cinemático

Se efectúa el estudio de movimiento del mecanismo permitiendo determinar su comportamiento, parámetros de diseño y con ello calcular la resistencia en sus elementos.

Figura 30

Lazo vectorial.



Nota. Representación gráfica de eslabones a través de vectores

$$r1 = 0.2 - \text{carrera}$$

$$r2 = 0.029 \text{ m}$$

$$r3 = 0.176 \text{ m}$$

$$r4 = 0.05 \text{ m}$$

$$r1 = r2 + r3 + r4 \quad (26)$$

$$r1e^i = r2e^{i\theta_2} + r3e^{i\theta_3} + r4e^{i\theta_4}$$

Ecuaciones de posición

$$r_1 - r_2 \cos(\theta_2) = r_3 \cos(\theta_3) \quad (27)$$

$$r_4 - r_2 \sin(\theta_2) = r_3 \sin(\theta_3) \quad (28)$$

Se eleva al cuadrado y se suman las ecuaciones (27) y (28)

$$[r_1 - r_2 \cos(\theta_2)]^2 = [r_3 \cos(\theta_3)]^2$$

$$[r_4 - r_2 \sin(\theta_2)]^2 = [r_3 \sin(\theta_3)]^2$$

$$r_1^2 - 2r_1r_2 \cos(\theta_2) + r_2^2 + r_4^2 - 2r_4r_2 \sin(\theta_2) = r_3^2 \quad (29)$$

Despejamos θ_2

$$r_1^2 + (r_2^2 + r_4^2) - r_3^2 = k_1(r_1)$$

$$k_1 - 2r_1r_2 \cos(\theta_2) - 2r_4r_2 \sin(\theta_2) = 0$$

$$\sin(\theta_2) = \frac{2x}{1+x^2} \quad \cos(\theta_2) = \frac{1-x^2}{1+x^2} \quad x = \tan\left(\frac{\theta_2}{2}\right)$$

$$k_1 - 2r_1r_2 \frac{1-x^2}{1+x^2} - 2r_4r_2 \frac{2x}{1+x^2} = 0$$

$$k_1 - \frac{2r_1r_2}{1+x^2} - \frac{4r_4r_2x}{x^2+1} + \frac{2r_1r_2x^2}{x^2+1} = 0$$

$$k_1(x^2+1)^2 - 2r_1r_2 - 4r_4r_2x + 2r_1r_2x^2$$

$$A(r_1) = k_1(r_1) + 2r_1r_2$$

$$B = -4r_1r_2$$

$$C(r_1) = k_1(r_1) - 2r_1r_2$$

$$x = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

$$\theta_2(r_1) = 2 \operatorname{atan} \left(\frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \right)$$

$$k_1(r_1) = r_1^2 + (r_2^2 + r_4^2) - r_3^2$$

$$A(r_1) = k_1(r_1) + 2r_1r_2$$

$$B = -4r_1r_2$$

$$C(r_1) = k_1(r_1) - 2r_1r_2$$

$$\theta_2(r_1) = 2 \operatorname{atan} \left(\frac{-B + \sqrt{B^2 - 4A(r_1)C(r_1)}}{2A(r_1)} \right) \quad (30)$$

Despejamos θ_3 de ecuación (27)

$$r_3 \cos(\theta_3) = r_1 - r_2 \cos(\theta_2)$$

$$\theta_3(r_1) = \arccos\left(\frac{r_1 - r_2 \cos(\theta_2(r_1))}{r_3}\right) \quad (31)$$

Ecuaciones de velocidad

$$v_1 = -r_2 \omega_2 \sin(\theta_2) - r_3 \omega_3 \sin(\theta_3) \quad (32)$$

$$0 = r_2 \omega_2 \cos(\theta_2) + r_3 \omega_3 \cos(\theta_3) \quad (33)$$

Siendo

$$v_{med} = 1 \frac{m}{s}$$

$$v_1(r_1) = v_{med} \cdot \sin\left[(0.2 - r_1) \frac{\pi}{0.050}\right] \quad (34)$$

Despejando r_3 de ecuación (33) y reemplazando en ecuación (32)

$$r_3 = \frac{-r_2 \omega_2 \cos(\theta_2)}{\omega_3 \cos(\theta_3)}$$

$$v_1 = -r_2 \omega_2 \sin(\theta_2) - \left(\frac{-r_2 \omega_2 \cos(\theta_2)}{\omega_3 \cos(\theta_3)}\right) \omega_3 \sin(\theta_3)$$

$$v_1 = -r_2 \omega_2 \sin(\theta_2) + \frac{r_2 \omega_2 \cos(\theta_2) \sin(\theta_3)}{\cos(\theta_3)}$$

$$v_1 = \frac{-r_2 \omega_2 \sin(\theta_2) \cos(\theta_3) + r_2 \omega_2 \cos(\theta_2) \sin(\theta_3)}{\cos(\theta_3)}$$

$$v_1 = \frac{-(r_2 \omega_2 \sin(\theta_2 - \theta_3))}{\cos(\theta_3)} \quad (35)$$

Despejamos ω_2 de ecuación (35)

$$\omega_2(r_1) = \frac{v_1(r_1)\cos(\theta_3(r_1))}{r_2\sin(\theta_2(r_1) - \theta_3(r_1))} \quad (36)$$

Despejando ω_3 de ecuación.33

$$\omega_3(r_1) = -\left(\frac{r_2\omega_2(r_1)\cos(\theta_2(r_1))}{r_3\cos(\theta_3(r_1))}\right) \quad (37)$$

Ecuaciones de aceleración

$$a_1 = -r_2\omega_2^2\cos(\theta_2) - r_2\alpha_2\sin(\theta_2) - r_3\omega_3^2\cos(\theta_3) - r_3\alpha_3\sin(\theta_3) \quad (38)$$

$$0 = -r_2\omega_2^2\sin(\theta_2) + r_2\alpha_2\cos(\theta_2) - r_3\omega_3^2\sin(\theta_3) + r_3\alpha_3\cos(\theta_3) \quad (39)$$

Despejando α_3 de ecuación (39)

$$\alpha_3 = \frac{r_2\omega_2^2\sin(\theta_2) - r_2\alpha_2\cos(\theta_2) + r_3\omega_3^2\sin(\theta_3)}{r_3\cos(\theta_3)}$$

α_3 en ecuación (38)

$$a_1 = \left(-r_2\omega_2^2\cos\theta_2 - r_2\alpha_2\sin\theta_2 - r_3\omega_3^2\cos\theta_3 - r_3\left(\frac{r_2\omega_2^2\sin\theta_2 - r_2\alpha_2\cos\theta_2 + r_3\omega_3^2\sin\theta_3}{r_3\cos\theta_3}\right)\sin\theta_3\right)$$

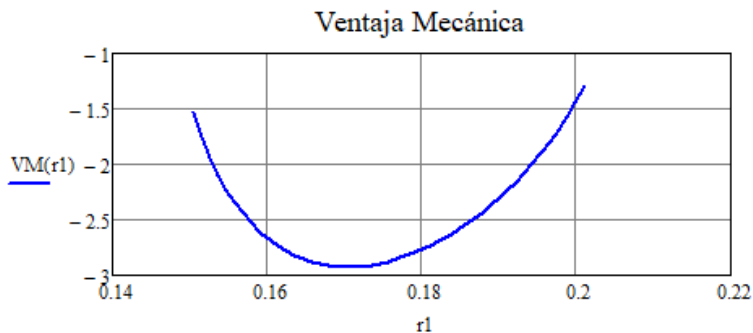
$$a_1 = (-r_2\omega_2^2\cos\theta_2 - r_2\alpha_2\sin\theta_2 - r_3\omega_3^2\cos\theta_3 - \tan\theta_3(r_2\omega_2^2\sin\theta_2 - r_2\alpha_2\cos(\theta_2) + r_3\omega_3^2\sin\theta_3))$$

$$\alpha_3(r_1) = \frac{r_2(\omega_2(r_1))^2\sin(\theta_2(r_1)) - r_2\alpha_2\cos(\theta_2(r_1)) + r_3(\omega_3(r_1))^2\sin(\theta_3(r_1))}{r_3\cos(\theta_3(r_1))} \quad (40)$$

Gráficas cinemáticas

Figura 31

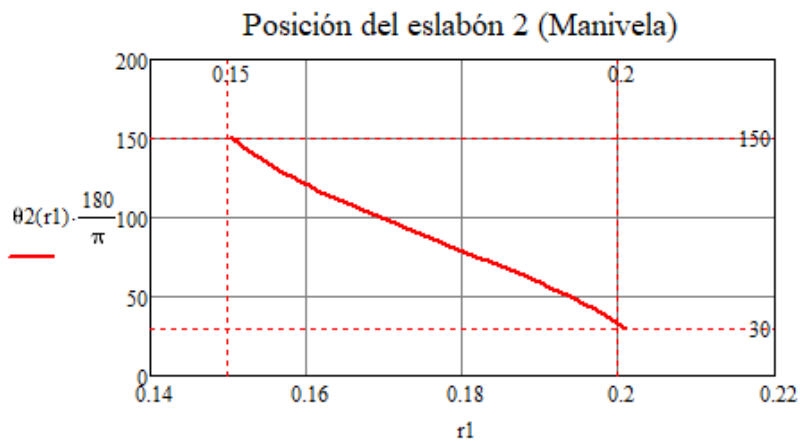
Ventaja Mecánica



Nota. En la figura 31 se observa valores distintos a cero correspondientes a la ventaja mecánica mientras la corredera del mecanismo es accionada.

Figura 32

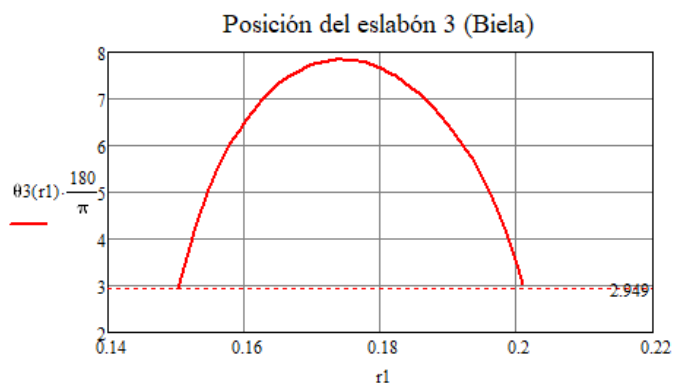
Posición angular θ_2 en función al desplazamiento r_1



Nota. La figura 32 muestra la posición del eslabón 2 correspondiente a la manivela del mecanismo, se aprecia claramente la relación del ángulo en función al desplazamiento de la corredera. Cuando la corredera se encuentra en el punto muerto inferior la manivela tiene un ángulo inicial de 30 grados, mientras que cuando se encuentra en el punto muerto superior adquiere un ángulo de 150 grados.

Figura 33

Posición angular Θ_3 en función al desplazamiento r_1

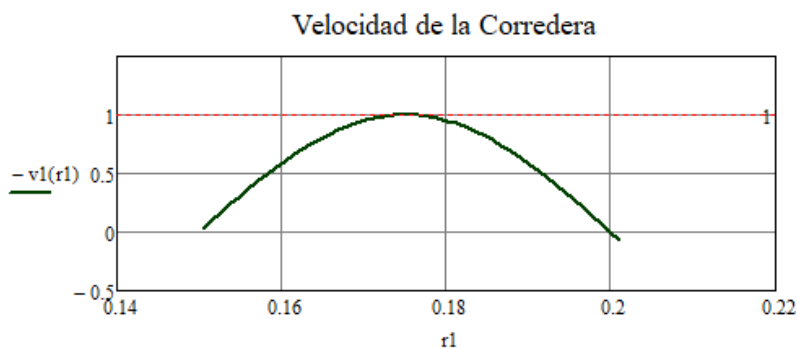


Nota. La figura 33 muestra la posición del eslabón 3 correspondiente a la biela del mecanismo. Cuando la corredera se encuentra en el punto muerto inferior la manivela tiene un ángulo inicial de 3 grados, tras efectuarse la carrera al punto muerto superior adquiere el mismo ángulo de 3 grados.

Sin embargo se recalca un ángulo mayor de 8 grados adquirido cuando la corredera se encuentra en la posición media correspondiente a 25 mm de carrera.

Figura 34

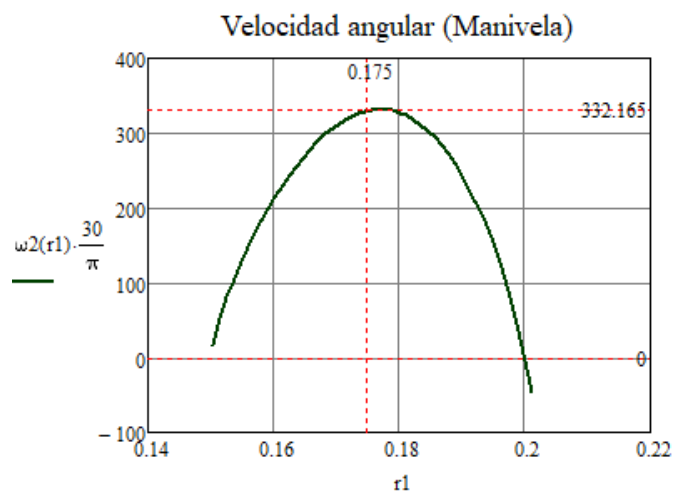
Velocidad lineal de la corredera v_1



Nota. En la figura 34 correspondiente a la velocidad de la corredera se evidencia dos detenciones, debido a que se tiene un punto muerto superior y un punto muerto inferior.

Figura 35

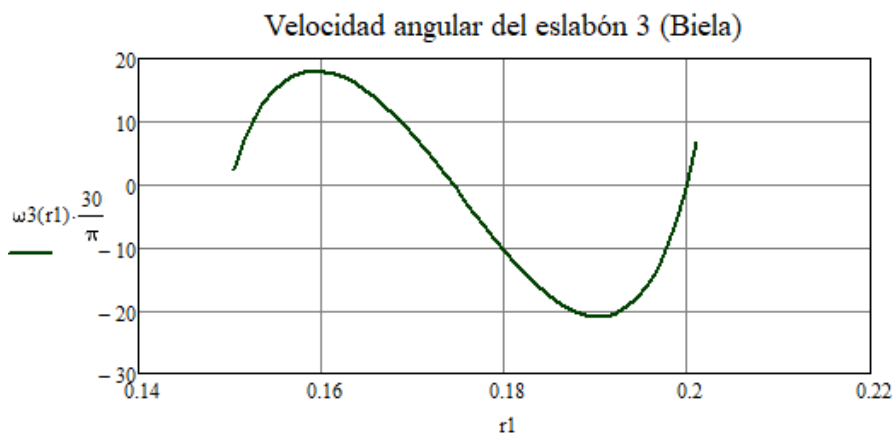
Velocidad angular ω_2 en función al desplazamiento r_1



Nota. En la figura 35 se observa el valor que adquiere la velocidad angular de la manivela, siendo esta representativa con un valor de 332.165 rad/s cuando la corredera se ha desplazado 25 mm en su carrera.

Figura 36

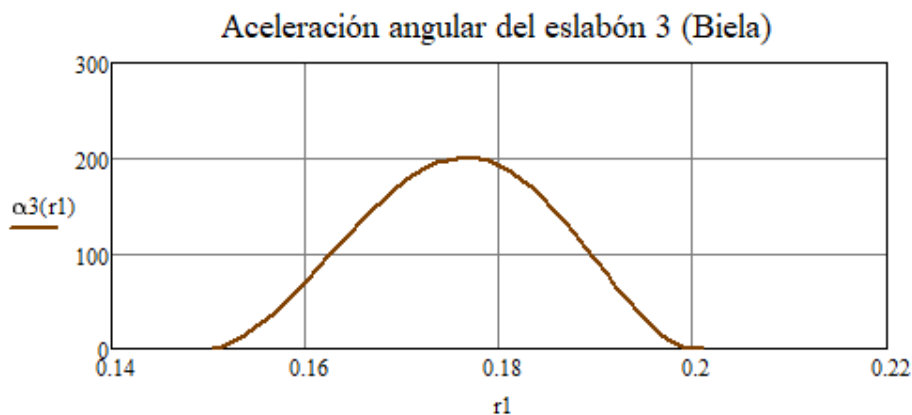
Velocidad angular ω_3 en función al desplazamiento r_1 .



Nota. En la figura 36 se aprecia la velocidad angular correspondiente a la biela del mecanismo

Figura 37

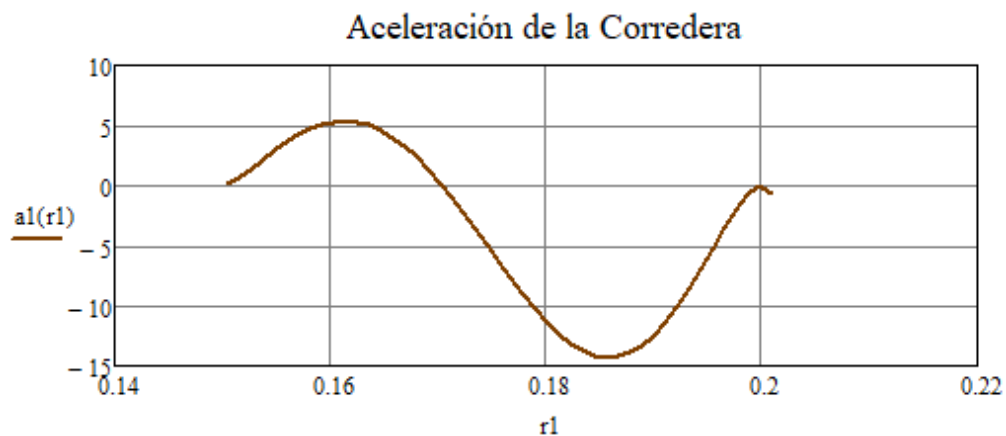
Aceleración angular α_3 en función al desplazamiento r_1 .



Nota. En la figura 37 se observa que la biela alcanza aceleración angular máxima cuando la corredera se encuentra en medio del punto muerto inferior y punto muerto superior, es decir cuando se ha desplazado 25 mm en su carrera. Es claro evidenciar un valor inicial y final igual a cero.

Figura 38

Aceleración lineal.

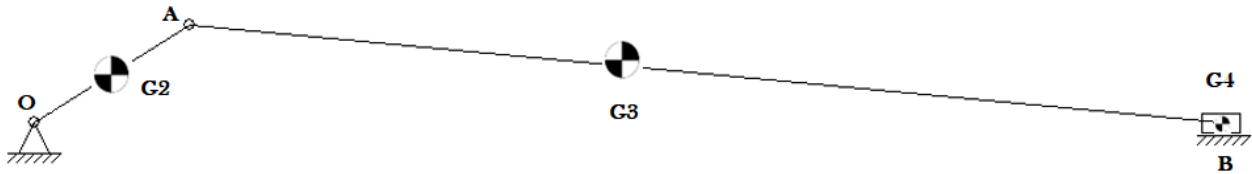


Análisis dinámico

Centros de masa

Figura 39

Esquema de centros de masa.



Nota. La figura 39 muestra un esquema general de centros de masa en el mecanismo, con la ayuda del software de diseño solidworks se logra determinar longitud de vectores, masas e inercias las cuales se detallan a continuación

$$r_{OG2} = 0.014 \text{ m}$$

$$r_{AG3} = 0.088 \text{ m}$$

$$r_{G3B} = 0.088 \text{ m}$$

$$m_1 = 0.02862 \text{ kg}$$

$$m_2 = 0.05038 \text{ kg}$$

$$m_3 = 0.03677 \text{ kg}$$

$$IG_2 = 0.00028014 \text{ kgm}^2$$

$$IG_3 = 0.00039143 \text{ kgm}^2$$

$$IG_4 = 0.00013056 \text{ kgm}^2$$

Para G2

$$r_{G2x}(r_1) = r_{OG2} \cos(\theta_2(r_1)) \quad (41)$$

$$r_{G2y}(r_1) = r_{OG2} \sin(\theta_2(r_1)) \quad (42)$$

$$v_{G2x}(r1) = -r_0 G_2 w_2(r1) \sin(\theta_2(r1))$$

$$v_{G2y}(r1) = r_0 G_2 w_2(r1) \cos(\theta_2(r1))$$

$$a_{G2x}(r1) = -r_0 G_2 (w_2(r1))^2 \cos(\theta_2(r1))$$

$$a_{G2y}(r1) = -r_0 G_2 (w_2(r1))^2 \sin(\theta_2(r1))$$

Para G3

$$r_{G3x}(r1) = r_2 \cos(\theta_2(r1)) + r_{AG3} \cos(\pi + \theta_3(r1)) \quad (43)$$

$$r_{G3y}(r1) = r_2 \sin(\theta_2(r1)) + r_{AG3} \sin(\pi + \theta_3(r1)) \quad (44)$$

$$v_{G3x}(r1) = -r_2 w_2(r1) \sin(\theta_2(r1)) - r_{AG3} w_3(r1) \sin(\pi + \theta_3(r1))$$

$$v_{G3y}(r1) = r_2 w_2(r1) \cos(\theta_2(r1)) + r_{AG3} w_3(r1) \cos(\pi + \theta_3(r1))$$

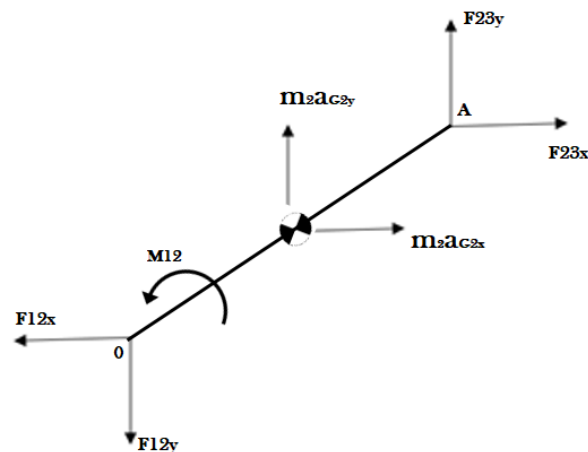
$$a_{G3x}(r1) = -r_2 (w_2(r1))^2 \cos(\theta_2(r1)) - r_{AG3} (w_3(r1))^2 \cos(\pi + \theta_3(r1)) - r_{AG3} \alpha_3(r1) \sin(\pi + \theta_3(r1))$$

$$a_{G3y}(r1) = -r_2 (w_2(r1))^2 \sin(\theta_2(r1)) - r_{AG3} (w_3(r1))^2 \sin(\pi + \theta_3(r1)) + r_{AG3} \alpha_3(r1) \cos(\pi + \theta_3(r1))$$

Representación de fuerzas

Figura 40

Fuerzas actuantes en el eslabón 2



Nota. Representación de fuerzas y momentos que actúan en la manivela

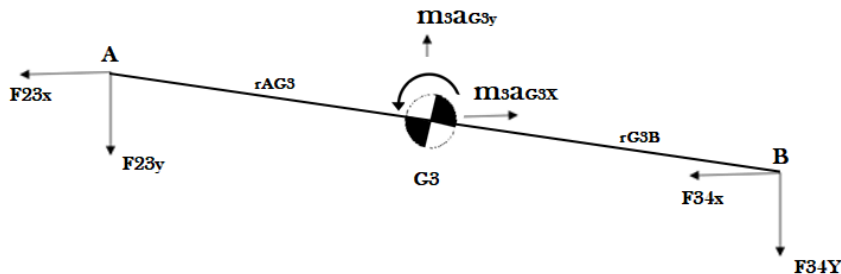
$$-F_{12x} + F_{23x} = m_2 a_{G2x}(r_1) \quad (45)$$

$$-F_{12y} + F_{23y} = m_2 a_{G2y}(r_1) \quad (46)$$

$$-F_{23x} r_2 \sin(\theta_2(r_1)) + F_{23y} r_2 \cos(\theta_2(r_1)) + M_{12} = 0 \quad (47)$$

Figura 41

Fuerzas actuantes en el eslabón 3



Nota. Representación de fuerzas y momentos que actúan en la biela

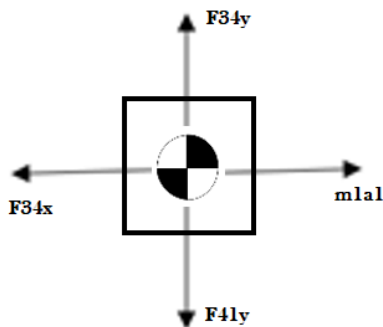
$$-F_{23x} - F_{34x} = m_3 a_{G3x}(r_1) \quad (48)$$

$$-F_{23y} - F_{34y} = m_3 a_{G3y}(r_1) \quad (49)$$

$$F_{23x} r_{AG3} \sin(\pi - \theta_3(r_1)) + F_{23y} r_{AG3} \cos(\pi - \theta_2(r_1)) - F_{34y} r_{G3B} \cos(\pi + \theta_3(r_1)) - F_{34x} r_{G3B} \sin(\pi + \theta_3(r_1)) = I_{G3} \alpha_3(r_1) \quad (50)$$

Figura 42

Fuerzas actuantes en la corredera.



Nota. Representación de fuerzas actuantes en la corredera

$$F_{34x} = m_1 a_1(r_1) \quad (51)$$

$$F_{34y} - F_{14y} = 0 \quad (52)$$

Matriz de geometría de fuerzas dinámicas

$$G(r_1) := \begin{pmatrix} F_{12x} & F_{12y} & F_{23x} & F_{23y} & F_{34x} & F_{34y} & F_{41y} & M_{12} \\ -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -r_2 \cdot \sin(\theta_2(r_1)) & r_2 \cdot \cos(\theta_2(r_1)) & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{AG3} \cdot \sin(\pi - \theta_3(r_1)) & r_{AG3} \cdot \cos(\pi - \theta_3(r_1)) & -r_{G3B} \cdot \sin(\pi + \theta_3(r_1)) & -r_{G3B} \cdot \cos(\pi + \theta_3(r_1)) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \end{pmatrix}$$

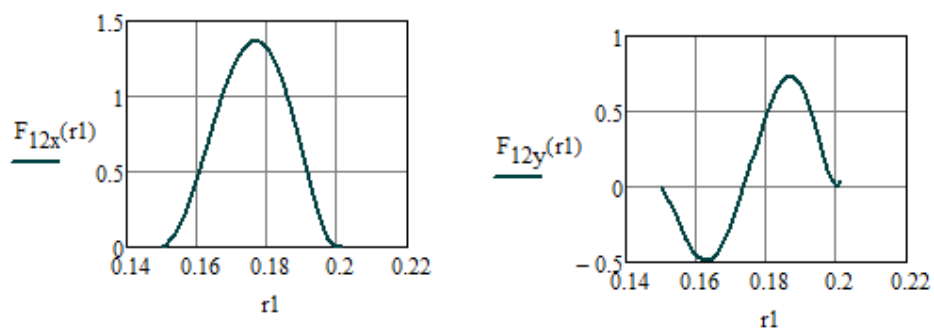
Vector de fuerzas inerciales

$$F_{ef}(r_1) := \begin{pmatrix} m_2 \cdot a_{G2x}(r_1) \\ m_2 \cdot a_{G2y}(r_1) \\ 0 \\ m_3 \cdot a_{G3x}(r_1) \\ m_3 \cdot a_{G3y}(r_1) \\ I_{G3} \cdot \alpha_3(r_1) \\ m_1 \cdot a_1(r_1) \\ 0 \end{pmatrix}$$

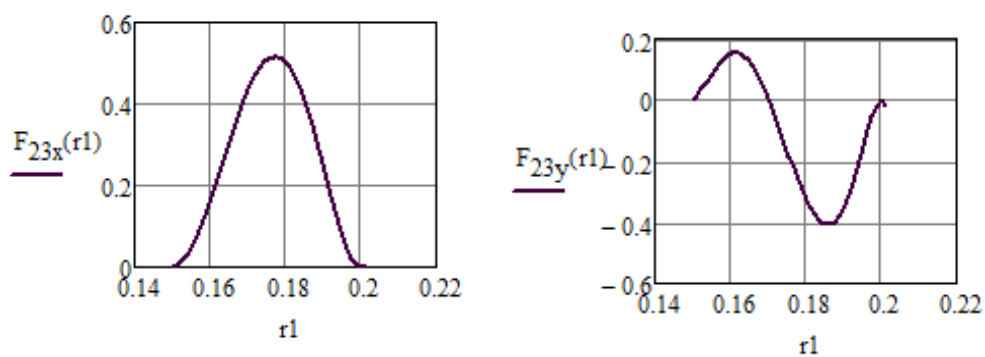
$$F(r_1) = G(r_1)^{-1} * F_{ef}(r_1) \quad (53)$$

Figura 43

Fuerzas actuantes en el nodo de eslabón 2 y bastidor

**Figura 44**

Fuerzas actuantes en el nodo de eslabón 2 y eslabón 3

**Figura 45**

Fuerza en x nodo eslabón 3 y corredera

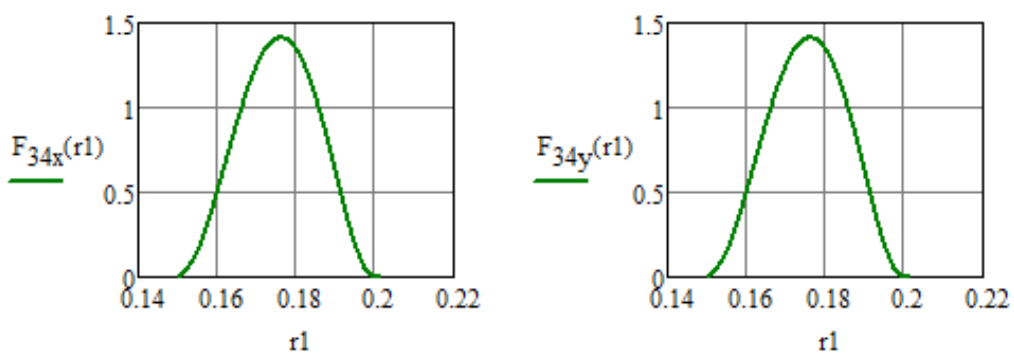
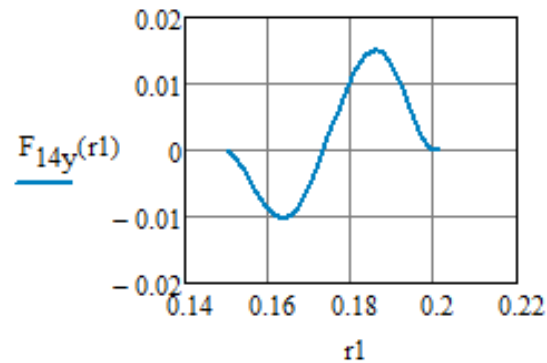


Figura 46

Fuerza en y nodo de corredera y bastidor



Nota. Las figuras 43, 44, 45 y 46 muestran valores que adquiere la fuerza en Newtons respecto a su coordenada en cada nodo del mecanismo biela – manivela. Cabe recalcar que estas se encuentran en función de $r1$ pues dependen del movimiento generado por la corredera.

Diseño del elemento más solicitado

Datos de entrada

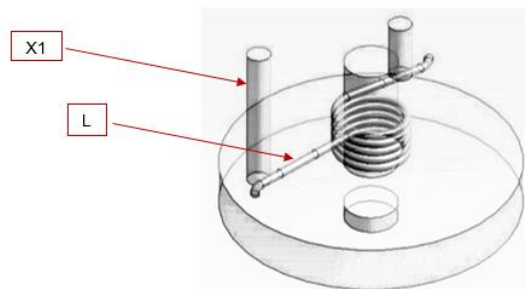
$$M = 493.148 \text{ Nmm}$$

$$L = 21.55 \text{ mm}$$

$$x1 = 20 \text{ mm}$$

Figura 47

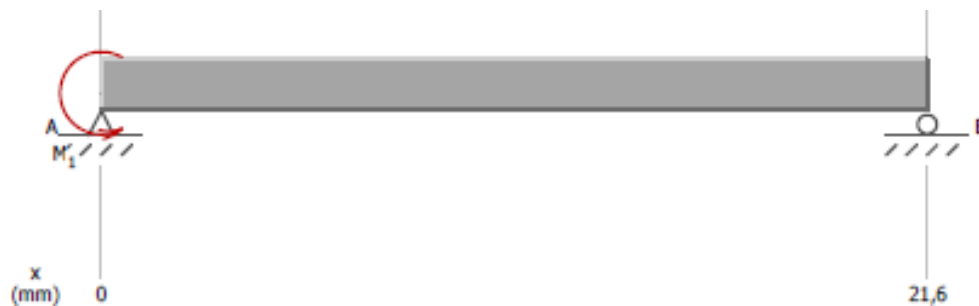
Conjunto de accionamiento diseñado



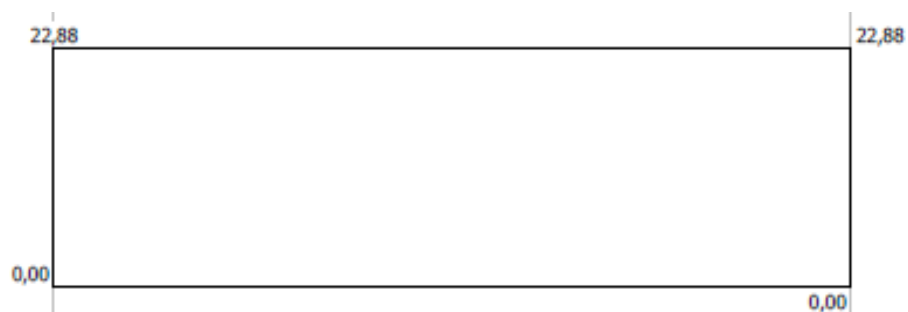
Nota. En la figura 47 se observa al conjunto de manivela y resorte, cuyo elemento principal lo constituye una barra empotrada $x1$ este permitirá la apertura y cierre correspondiente a 120 grados mediante la longitud de pierna del resorte L .

Figura 48

Diagrama esfuerzo cortante y momento flector para el resorte



Esfuerzo Cortante



Momento flector

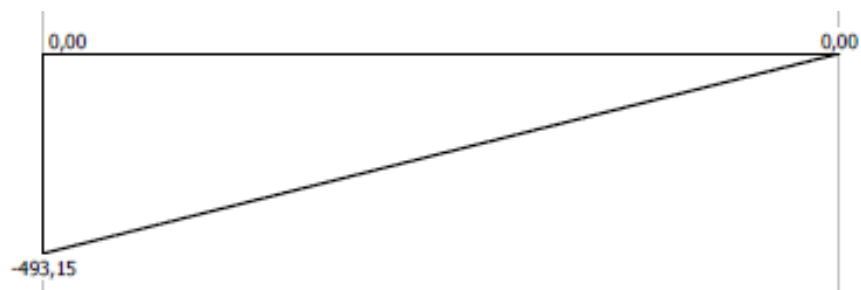
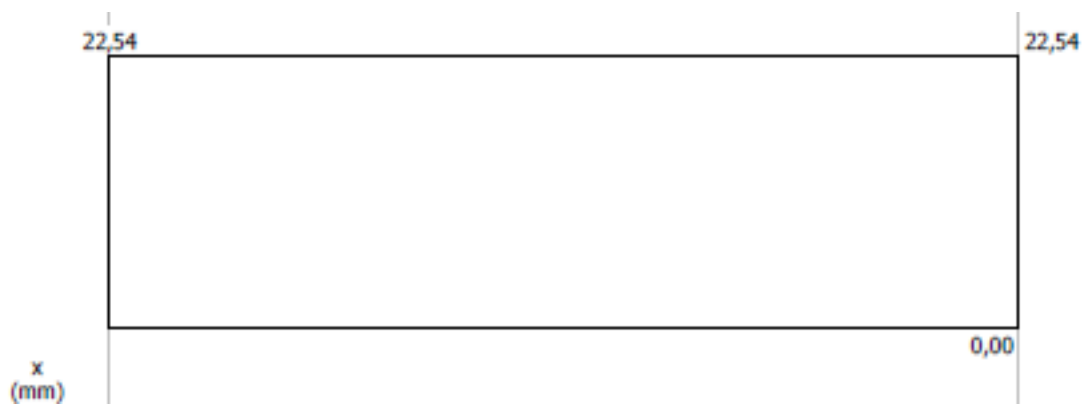


Figura 49

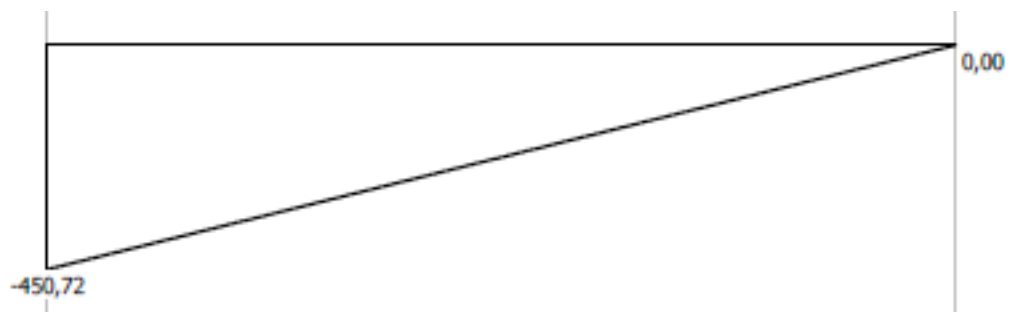
Diagrama esfuerzo cortante y momento flector para la barra empotrada



Εσφυερζο χορταντε



Μομεντο φλεχοτορ



Diámetro de barra empotrada

Fuerza aplicada al resorte:

$$F = \frac{M}{L1} = \frac{493.148 \text{ [Nmm]}}{21.55 \text{ [mm]}} = 22.884 \text{ [N]} \quad (54)$$

Momento de Inercia polar

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 \quad (55)$$

$$J = \frac{\pi}{32} D^4 \quad (56)$$

Momento debido a la fuerza

$$Mz = F * x1 = 22.884 \text{ [N]} * 20 \text{ [mm]} = 457.68 \text{ [Nmm]} \quad (57)$$

Esfuerzo generado en la superficie de contacto entre la barra y la pierna del resorte (tracción)

$$\sigma_A = \frac{Mz * C}{I} = \frac{457.68 * \frac{D}{2}}{\frac{\pi}{64} D^4} = \frac{4661.89}{D^3} \quad (58)$$

Por esfuerzo de Von Misses se tiene

$$\sigma^* = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{4661.89}{D^3}\right)^2} \quad (59)$$

Factor de seguridad por teorema de la Energía de distorsión

$$N = \frac{Sy}{\sigma^*} \quad (60)$$

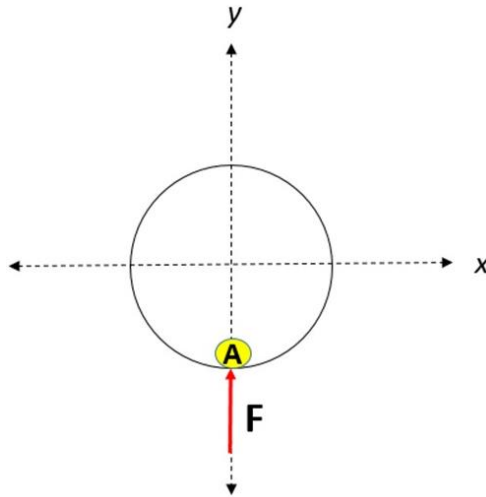
$$\sqrt{\left(\frac{4661.89}{D^3}\right)^2} = \frac{706.079}{2}$$

Despejando el valor del diámetro:

$$D = 2.364 \text{ mm}$$

Factor de seguridad a fatiga

Considerando que la fuerza pasa por el centro de los ejes sin elevación



Momento polar de inercia

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} = \frac{\pi * 6^4}{64} = 63.62 \text{ mm}^4$$

Momento máximo y momento mínimo debido a la carga y descarga, la fuerza va de $F_{min}=0$ a $F_{max}= 22.884 \text{ N}$.

$$M_{max} = F_{max} * X1 \tag{61}$$

$$M_{max} = 22.884 * 20 = 457.68 \text{ Nmm}$$

$$M_{min} = F_{min} * X1 \tag{62}$$

$$M_{min} = 0 * 20 = 0 \text{ Nmm}$$

Esfuerzo máximo y mínimo

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * C}{I} \quad (63)$$

$$\sigma_{max} = \frac{457.68 * 3}{63.62} = 21.58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{min} * C}{I} \quad (64)$$

$$\sigma_{min} = \frac{0 * 3}{63.62} = 0 \text{ MPa}$$

Esfuerzo medio y alternante

$$\sigma_m = K_f \left(\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right) \quad (65)$$

$$\sigma_a = K_f \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (66)$$

Siendo K_f concentración de esfuerzos en este caso con valor de 1 ya que no se tiene irregularidades ni perforaciones, entonces:

$$\sigma_m = \left(\frac{21.58 + 0}{2} \right) = 10.79 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{21.58 - 0}{2} \right) = 10.79 \text{ MPa}$$

Límite de resistencia a la fatiga modificado.

$$Se = ka * kb * kc * kd * ke * kf * Se' \quad (67)$$

$$Se' = 0.5 * Sut = 0.5 * 833.56 = 416.78 \text{ MPa}$$

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Factor de superficie ka .

$$ka = aSut^b \quad (68)$$

Figura 50

Factor de superficie ka

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

$$ka = 4.51 * (833.56)^{-0.265} = 0.76$$

Figura 51

Factor de tamaño kb .

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Como se trata de una barra circular no rotativa, se calcula el diámetro efectivo.

$$de = 0.37 d \quad (69)$$

$$de = 0.37 * 6 = 2.22mm$$

Como se obtiene un valor inferior al mínimo 2.79, kb se le proporcionará un valor de 1.

$$kb = 1$$

Figura 52

Factor de carga k_c .

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

$$k_c = 1$$

Factor de temperatura k_d .

Como el elemento va a trabajar a temperatura ambiente.

$$k_d = 1$$

Figura 53

Factor de confiabilidad k_e

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

$$k_c = 0.753$$

Una vez tenido los factores, se calcula el límite de resistencia a la fatiga modificado.

$$S_e = 0.76 * 1 * 1 * 1 * 0.753 * 416.78 = 238.51 \text{ MPa}$$

Se procede a calcular el factor de seguridad por el criterio de Soderberg siendo un criterio conservador.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{\eta} \quad (70)$$

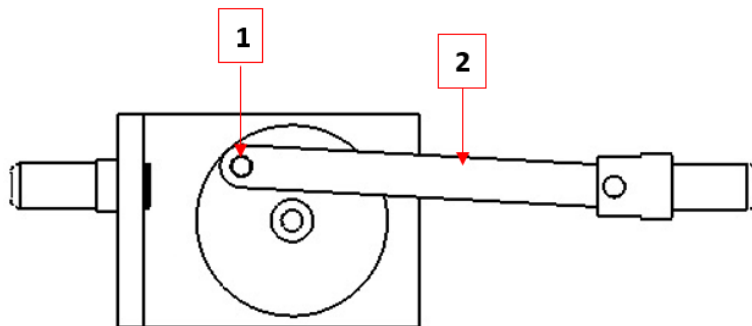
$$\frac{10.79}{238.51} + \frac{10.79}{706.079} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 16.52$$

Diseño de pasadores y biela

Figura 54

Esquema de pasador y biela

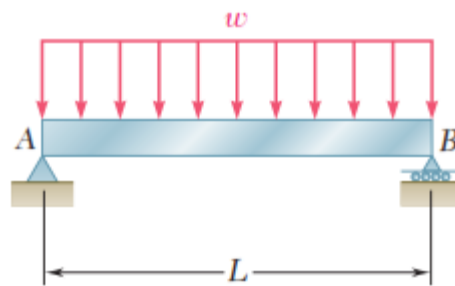


Pasador 1

Existe holgura entre el pasador y los elementos que lo solicitan por lo cual se trabaja como una viga a flexión.

Figura 55

Viga a flexión con carga distribuida



$$S_y = 235 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 410 \text{ MPa}$$

$$r = 4.5 \text{ mm}$$

$$L = 33 \text{ mm}$$

De la gráfica polar de dicho pasador se tiene la fuerza resultante

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (71)$$

$$F_R = \sqrt{0.154^2 + 0.154^2} = 0.537 \text{ N}$$

$$w = \frac{F_R}{L} \quad (72)$$

$$w = \frac{0.537}{33} = 0.0163 \frac{N}{mm}$$

Momento máximo

$$M_{max} = \frac{w * l^2}{8} \quad (73)$$

$$M_{max} = \frac{0.0163 * 33^2}{8} = 2.219 \text{ Nmm}$$

$$M_{min} = \frac{w * l^2}{8} = 0 \text{ Nmm}$$

Inercia de la sección de la barra

$$I = \frac{1}{4} \pi r^4 = \frac{\pi * 4.5^4}{4} = 322.26 \text{ mm}^4$$

Esfuerzos

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} C}{I} = \frac{2.219 * 4.5}{322.26} = 0.0309 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{min} C}{I} = \frac{0 * 4.5}{322.26} = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{0.0309 + 0}{2} = 0.01545 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{0.0309 - 0}{2} = 0.01545 \text{ MPa}$$

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga modificado.

$$Se = ka * kb * kc * kd * Ke * kf * Se'$$

$$Se' = 0.5 * Sut = 0.5 * 410 = 205 \text{ MPa}$$

$$ka = 4.51 * 410^{-0.265} = 0.91, kb = 1.24 * 9^{-0.107} = 0.98, kc = 1, ke = 0.753$$

$$Se = 0.91 * 0.98 * 1 * 0.753 * 205 = 137.66 \text{ MPa}$$

Criterio de Soderberg para el cálculo del factor de seguridad.

$$n = \frac{1}{\frac{0.01545}{137.66} + \frac{0.01545}{235}} = 5618$$

Deformación admisible

$$y_{adm} = \frac{L}{300} \quad (74)$$

$$y_{adm} = \frac{33}{300} = 0.11 \text{ mm}$$

Deflexión máxima

$$y_{max} = \frac{5wl^4}{384EI} \quad (75)$$

$$y_{max} = \frac{5 * 0.0163 * 33^4}{384 * 190000 * 322.26} = 0.0000041 \text{ mm}$$

$$y_{max} < y_{adm} \quad (76)$$

Biela

$$F = \sqrt{1.414^2 + 1.414^2} = 1.999 \text{ N}$$

$$D = 9 \text{ mm}$$

$$b = 20 \text{ mm}$$

$$t = 10 \text{ mm}$$

$$L = 176 - 9 = 167 \text{ mm}$$

$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$S_y = 235 \text{ MPa}$$

El eslabón presenta carga de compresión por ende tendera a pandear, por ello se considera los siguientes ítems.

1. Que la tensión normal no supere la tensión admisible del material.

$$\sigma = \frac{F}{A} < \sigma_{adm} \quad (77)$$

$$\sigma = \frac{1.999}{20 * 10} = 0.009995 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = 235 \text{ MPa}$$

2. La carga aplicada no supere la carga crítica de Euler.

$$P < P_{cr} \quad (78)$$

- Considerando una viga biapoyada el valor de β es igual a 1

- El cálculo de inercia se realiza en base al eje de la sección menor que va a ser la que más va a tender a pandear.

Inercia de una sección rectangular

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad (79)$$

$$I = \frac{20 * 10^3}{12} = 1666.67 \text{ mm}^4$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{\beta * L^2} \quad (80)$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 210000 * 1666.67}{167^2} = 123 \ 861.32 \text{ MPa}$$

Siendo P la carga que se puede aplicar se tiene

$$P = \sigma_{adm} * A \quad (81)$$

$$P = 235 * 20 * 10 = 47 \ 000 \text{ N}$$

$$P < P_{cr}$$

Cumple con la ecuación (78) por lo tanto, el eslabón conocido como biela soporta la carga aplicada.

Materiales para su construcción

En base a la prestación de servicio y esfuerzos a soportar con el mecanismo, se procede a seleccionar el material para su manufactura comparando cualidades de posibles aceros a utilizar a través de una matriz de decisión.

La forma de maquinar constituye un factor decisivo pues va de la mano con la parte económica.

Tabla 16

Matriz de decisión para posibles aceros

Características	Ponderación	Material		
		Acero A36	AISI 1018	AISI 1045
Costo	30	30	25	10
Mecanizado	30	20	30	30
Aplicación				
(Ensayo a Fatiga)	25	10	25	20
Adquisición	15	15	15	15
Total	100	75	95	75

Nota. La tabla 16 muestra posibles aceros a utilizar evaluados mediante una ponderación con valor máximo de 100. Como se aprecia la mejor opción es el acero AISI 1018.

Se utilizará exclusivamente acero DF-2 para los pines, fijo y de accionamiento, pues representan los elementos relativamente críticos en el mecanismo.

Características de los materiales seleccionados

Acero AISI 1018

Acero de bajo contenido de carbono, se caracteriza por su soldabilidad y buena maquinabilidad presenta buena resistencia mecánica y ductilidad.

Utilizado principalmente en aplicaciones de piezas mecánicas de baja carga

Características físicas:

Acero cuya densidad o peso específico es de 7.87 g/cm^3

Propiedades mecánicas:

Tabla 17

Propiedades mecánicas Acero AISI 1018

Propiedad	Valor
Resistencia Mecánica	(410 – 520) N/mm^2
Punto de Fluencia	235 N/mm^2
Elongación (% MIN)	20
Dureza _Rockwell B	143

Propiedades químicas.

Tabla 18

Propiedades químicas Acero AISI 1018

	Porcentaje				
ACERO	carbono (C)	Silicio (Si)	Manganeso (Mn)	Fosforo (P)	Azufre (S)
AISI 1018	0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 05

Acero df-2/k460

Acero al Manganeso, Cromo, Tungsteno, utilizado como material de piezas duras con aplicaciones en troqueles, moldes, calibradores, cortadores entre otros. Dentro del mecanismo se utilizará exclusivamente para los pines, fijo y de accionamiento.

Propiedades mecánicas:**Tabla 19***Propiedades mecánicas Acero AISI 01*

Propiedad	Valor
Temperatura de Temple	800 ⁰ C
Dureza Rc	25
Resistencia a la tracción	85 kg/mm ²
Limite elástico	72 Kg/mm ²

Propiedades químicas:**Tabla 20***Propiedades químicas Acero AISI 01*

	Porcentaje							
	Carbono	Manganeso	Fosforo	Azufre	Silicio	Cromo	Vanadio	Wolframio
ACERO	(C)	(Mn)	(P)	(S)	(Si)	(Cr)	(V)	(W)
AISI 01	0,85 - 1	1 - 1,40	0,03	0,03		0,40 - 0,60	0,03	0,4

Capítulo VI: Implementación del mecanismo a la maquina universal de ensayos a fatiga

Máquina universal de ensayos marca instron

Constituye una máquina servo hidráulica con origen en Reino Unido, se encuentra localizada en el laboratorio de mecánica de materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, permite realizar gran variedad de pruebas ya sean estáticas o dinámicas. Dispone de múltiples accesorios y elementos de sujeción, por su confiabilidad y sencillez en la adquisición de datos resulta de suma importancia dentro de este proyecto.

Entre sus características principales tenemos:

- Capacidad de Fuerza axial hasta ± 100 kN (22.500 lbf)
- Pruebas de fatiga a diferente ciclo y variación de frecuencia hasta 30 Hz
- Pruebas cuasi estáticas con carga de ± 100 kN y velocidad entre 0.1 mm/min a 240mm/s
- Horno de Temperatura con tres zonas de (300 a 1000) °C

Figura 56

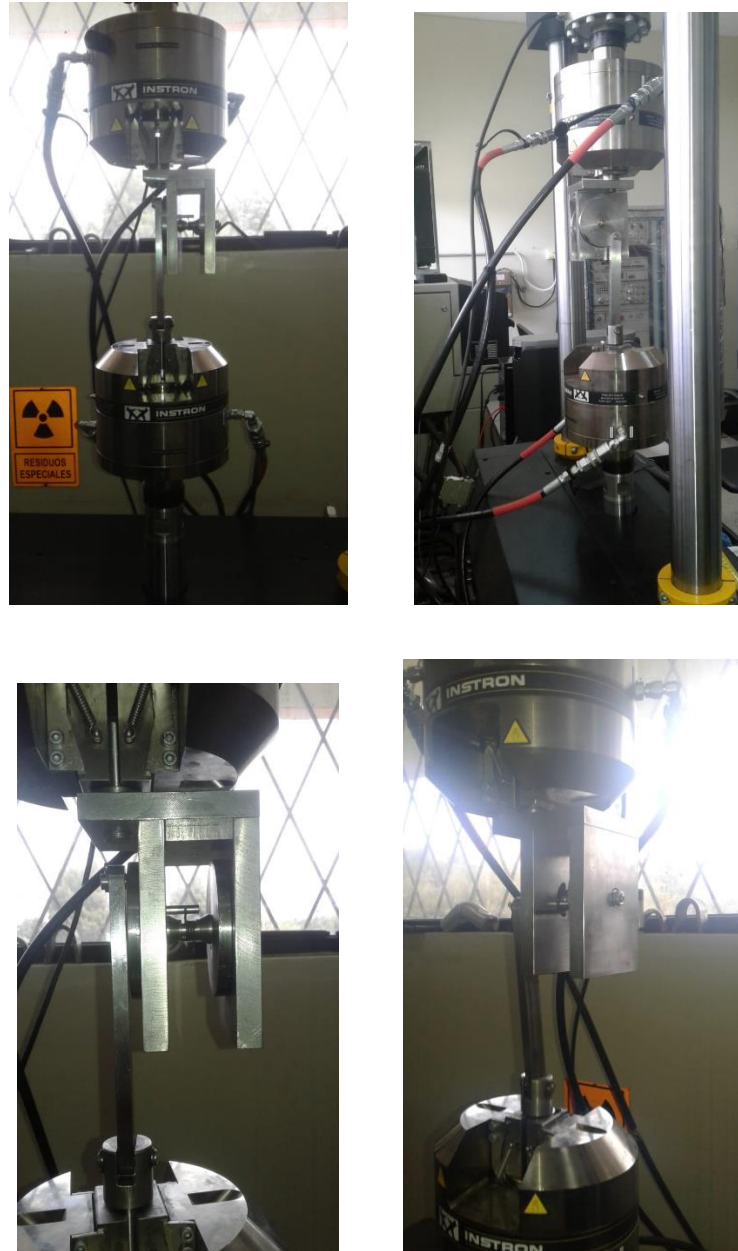
Máquina universal de ensayos marca Instron



Nota. Tomado de (INSTRON, 2022)

Figura 57

Montaje del mecanismo en la máquina universal de ensayos a fatiga



Nota. La figura 57 muestra un panorama general del mecanismo biela – manivela para pruebas de fatiga del resorte perteneciente al componente aeronáutico engine cowling door latch assy p/n 314-12781-401 de la aeronave a-29b súper tucano, sujeto a través de mordazas a la máquina de ensayo universal marca Instron.

Procedimiento de ensayo

Una vez implementado el mecanismo en la maquina universal de ensayos, se detalla los pasos a seguir para una correcta ejecución de prueba a fatiga.

Calibración de desplazamiento y frecuencia

Cabe recalcar el funcionamiento de la máquina a través de la interacción de estas dos variables, desplazamiento y frecuencia. Inicialmente se trabajó con frecuencia de 0.5 Hz y desplazamiento de 40mm no adecuado para alcanzar nuestro ángulo de giro requerido de 120 grados. Posteriormente se incrementó a una frecuencia de 1 Hz y desplazamiento de 50 mm siendo estas las condiciones óptimas de funcionamiento.

Es necesario registrar el número de ciclos efectuados durante la calibración y el tiempo de prueba hasta que el elemento falle.

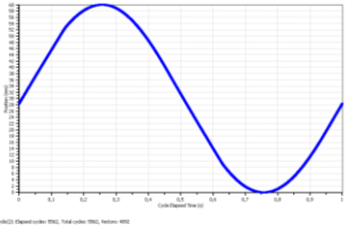

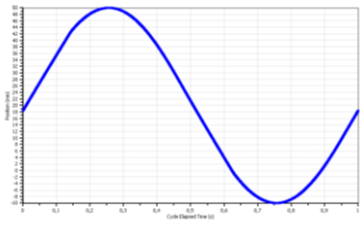


Resultado experimental

Los resultados obtenidos de los ensayos a fatiga para los resortes alterno y nuevo se encuentran tabulados a continuación en la tabla 20. Se aprecian valores muy cercanos a los esperados tras aplicar el modelo de cálculo teórico.

Para el resorte alterno se observa deformación plástica a los 5562 ciclos, con una duración de 6203 ciclos momento en el cual se fractura. Por su parte el resorte nuevo cumple su ciclo de vida de 4591 ciclos.

Tabla 21

Resultados de ensayo a fatiga

Resorte Alterno		Resorte Nuevo	
Número de ciclos: 5.562	Imagen	Número de ciclos: 4.591	Imagen
			
Data Processor	Cyclic(2)	Data Processor	Cyclic(2)
Total Cycles	5.562,0 Cycles	Total Cycles	4.591,0 Cycles
PC:Frequency	1,0 Hz	PC:Frequency	1,0 Hz
Force:Maximum	49,8 kgf	Force:Maximum	25,4 kgf
Displacement:Maximum	60,0 mm	Displacement:Maximum	50,0 mm
Displacement:Minimum	0,0 mm	Displacement:Minimum	18,4 mm
			

Nota. La tabla 21 muestra el comportamiento del resorte alterno y resorte nuevo al realizar un ensayo a fatiga respectivamente

Capítulo VII: Análisis económico y financiero

Costos directos

Tabla 22

Costo hora profesionales y estudiantes

NOMBRE	CARGO	TIEMPO/HORAS	VALOR/HORA (USD)	COSTO TOTAL (USD)
Ing. Fernando Olmedo	Director del Proyecto	72	20	1440
Sr. Alex Andrango	Responsable del Proyecto	240	3.50	840
Sr. Stalin Guillén	Responsable del Proyecto	240	3.50	840
Subtotal 1				3120

Tabla 23

Lista y costo de material

Ord	Cant	Denominación	Descripción	Valor Unit (USD)	Costo total (USD)
1	9.6kg	Barra de acero AISI 1018	diámetro 4 in, longitud 150mm	2.00	19.20
2	1.8kg	Barra de acero AISI 1018	diámetro 1-1/2 in, longitud 200mm	2.00	3.60
3	0.12	Barra de acero AISI 1018	diámetro 3/8 in, longitud 210mm	2.00	0.24
4	4.80	Placa de acero AISI 1018	100x100espesor 20 mm	1.85	8.88
5	1	Buje de	diámetro 20 mm, longitud 50mm	5.60	5.60
6	9	Pernos	diámetro 10 mm, longitud 30mm	0.85	7.65
Subtotal 2					45.17

Tabla 24*Costo de manufactura del mecanismo y ensayo a fatiga del resorte*

Instrumentación y maquinaria	Costo unitario	Cantidad (USD)	Costo total
Hora Máquina Torno	15	2	30
Hora Máquina CNC	24	2	48
Hora Maquina Soldar	7	1	7
Hora Taladro Vertical	12	1	12
Hora Rectificadora	28	1	28
Ensayos de Microscopia	67.20	1	67.20
Hora Maquina Universal Ensayos a Fatiga	15	8	120
Asesoría Técnica	25	3	75
Subtotal 3			312.20

Costos indirectos**Tabla 25***Insumos de oficina y movilidad*

Ord	Descripción	Total (USD)
1	Material de Oficina	12
2	Internet	69
3	Transporte	83
4	Energía Eléctrica	36
Subtotal3		200

Costo total del proyecto

$$\text{Costo Total} = \text{Costos Directos} + \text{Costos Indirectos}$$

$$\text{Costo Total} = (3120 + 312.20 + 45.17) + 200$$

$$\text{Costo Total} = \$3677.37$$

Capítulo VIII: Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

- Las tablas 11 y 12 correspondientes a comparación entre esfuerzo último y composición química respectivamente, permiten descartar algunos materiales empleados en la fabricación de resortes apuntando a que el material con el cual fue construido el componente aeronáutico es un acero AISI 302.
- El estudio realizado sobre la zona de fractura en resorte original y alterno revela el desgaste que tiene el resorte al ser sometido a fatiga. Se puede observar la aparición de grietas en la parte interna produciendo la fractura del material.
- Con el modelo de cálculo teórico se determina que la geometría del resorte tiene relación directa con la duración que este adquiere, no así con la composición del material. De tal manera para incrementar el tiempo de vida, se podría incrementar el número de espiras sin embargo la superficie donde este se aloja, limita reestructurar su geometría.
- El modelamiento desarrollado a través del software de investigación Ansys posibilita la comparación de esfuerzo máximo que el resorte puede soportar, teniendo como resultado un valor de 1620 Mpa mediante el software y 1651 Mpa a través del cálculo teórico valores que se asemejan entre sí.
- La implementación de nuestro mecanismo a la maquina universal de ensayos a fatiga exige de alto control y diseño del mismo, por lo que su robustez de material y construcción se respaldan bajo las fuerzas y aplicación que tendrá este.
- Los resultados de análisis experimental corroboran valores teóricos empleados bajo el modelo de Norton, tras el ensayo de fatiga realizado a los resortes alterno y nuevo se obtiene el ciclo de vida para cada uno (5562 y 4591) respectivamente los cuales se encuentran dentro del rango calculado.

Recomendaciones

- Previo a un ensayo de fatiga del componente aeronáutico, realizar el cálculo preestablecido bajo el modelo de Norton con el objetivo de poder comparar el tiempo de vida del resorte.
- Antes de cada prueba calibrar la máquina universal de ensayos, con una frecuencia no mayor a 1.25 Hz y desplazamiento de 50 mm de esta manera lograremos una integración óptima de trabajo entre el mecanismo y la máquina.
- Realizar ensayos a fatiga con resortes de diferente material y que cumplan con la geometría del componente aeronáutico.
- Nuestro mecanismo cumple con la funcionalidad para el cual fue diseñado, proporcionar un giro de 120 grados mediante una carrera de 50 mm. Sin embargo puede adaptarse al estudio de nuevos resortes sometidos a torsión, por lo que se recomienda que estos no superen una altura de 16 mm

Bibliografía

- Askeland, D. R. (2013). *Ciencia e ingeniería de los materiales*. México.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: Mc Graw Hill.
- Echeverría, J. F., & Olmedo, J. F. (s.f.). *TEORÍA DE MECANISMOS Cineática, Dinámica e Introducción a la Síntesis*. Quito: Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE.
- Engineering, T. (2016). *TRIVISTA*. Obtenido de <https://trivista.co.uk/design-and-analysis/feature-overview/dynamic-analysis/transient-structural-analysis/>
- Erdman, A. G., & Sandor, G. N. (1998). *Diseño de mecanismos Análisis y síntesis*. México: Prentice Hall.
- INSTRON. (Junio de 2022). *Instron*. Obtenido de Floor Standing Fatigue Testing Systems: <https://www.instron.com/en/products/testing-systems/dynamic-and-fatigue-systems/servo-hydraulic-fatigue/8801---8802>
- Kehl, G. L. (s.f.). *FUNDAMENTOS DE LA PRACTICA METALOGRAFICA*. Madrid.
- Mecmesin Ltd. (27 de Junio de 2019). *Mandriles de resorte de torsión [PDV12099][Fotografía]*. Obtenido de Mecmesin : <https://www.mecmesin.com/es/publications/prueba-de-muelle-de-torsi%C3%B3n>
- Norton, R. L. (2009). *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de maquinas y mecanismos*. México: Mc Graw Hill.
- Weiguo, H., Weifang, Z., Xiao, L., Zongren, W., & Meili, D. (2010). Failure Analysis of Aviation Torsional Springs. *Chinese Journal of Aeronautics* 24(2011) 527-532.

Apéndices