



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**CARRERA: INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

**INFORME FINAL DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN  
CURRICULAR, MODALIDAD PROYECTO DE  
INVESTIGACIÓN**

**TEMA:**

“Comportamiento mecánico de resortes de tracción fabricados en Ecuador”

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de Ingeniero en  
Mecatrónica**

**Línea de investigación:** Mecánica

**Autor:** Almeida Dávalos Diego Joel

**Director:** Prof. Marco Antonio Ciaccia Sortino, PhD.

Ibarra, -2023



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE  
BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN  
A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1004378731		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Almeida Davalos Diego Joel		
DIRECCIÓN:	Cayambe, Santa Clara		
EMAIL:	djalmeidad@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0989303862

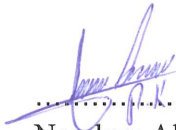
DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	Comportamiento mecánico de resortes de tracción fabricados en Ecuador
AUTOR (ES):	Almeida Davalos Diego Joel
FECHA: DD/MM/AAAA	28/09/2023
<b>SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO</b>	
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO
TITULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero en Mecatrónica
ASESOR /DIRECTOR:	Prof. Marco Ciaccia, PhD

## 2. CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 28 días del mes de septiembre de 2023

**EL AUTOR:**



.....  
Nombre: Almeida Dávalos Diego Joel

### 3. CERTIFICACIÓN DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Ibarra, 28 de septiembre de 2023.

Prof. Marco Ciaccia, PhD  
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICA:

Haber revisado el presente informe final del trabajo de titulación, el mismo que se ajusta a las normas vigentes de la Unidad Académica de la Universidad Técnica del Norte; en consecuencia, autorizo su presentación para los fines legales pertinentes.

(f)   
.....  
Prof. Marco Ciaccia, PhD  
C.I.: 1756778252

## **DEDICATORIA**

Dedico este logro a mi amada familia, amigos y profesores, quienes han sido pilares fundamentales en mi camino hacia la obtención del título de ingeniero mecatrónico. Su amor incondicional, amistad constante y sabiduría compartida han sido fuentes de inspiración y fortaleza en cada paso que he dado. Este logro no habría sido posible sin su apoyo inquebrantable y su constante aliento. Con profunda gratitud, les dedico este hito en mi vida y les agradezco por ser parte integral de mi crecimiento y desarrollo.

## **AGRADECIMIENTO**

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que colaboraron en este trabajo y que fueron parte fundamental de mi camino hacia la obtención del título de ingeniero mecatrónico. Su apoyo, guía y motivación han sido de un valor incalculable para alcanzar este logro.

En primer lugar, deseo agradecer de manera especial a mi tutor, el PhD. Marco Ciaccia, por su dedicación, conocimientos y orientación a lo largo de todo el proceso de investigación. También quiero expresar mi gratitud al PhD. David Ojeda, mi cotutor, por su valiosa contribución y asesoramiento en cada etapa de este proyecto.

A mi amada familia, padres, hermanos y hermana, quiero expresarles mi profundo agradecimiento. Su amor incondicional, apoyo constante y creencia en mí han sido un motor poderoso que me ha impulsado a perseguir mis sueños y a superar los desafíos a lo largo de esta travesía. Gracias por ser mi mayor inspiración, por alentarme a dar siempre lo mejor de mí y por ser mi refugio en los momentos difíciles. Este logro es también suyo, y cada paso que he dado ha sido posible gracias a su amor y apoyo inquebrantables.

Con humildad y gratitud, les doy las gracias.

## RESUMEN

En esta investigación se realizó la caracterización del comportamiento mecánico de resortes helicoidales de tracción fabricados en Ecuador, mediante la aplicación de ensayos de tracción y de acuerdo con la ley de Hooke. El estudio es de carácter demostrativo, comparativo, experimental y matemático, cumpliendo con los objetivos establecidos para determinar parámetros importantes como los diámetros del alambre en los resortes, la constante de rigidez y la precarga inicial, siendo estos dos últimos factores importantes en el diseño de un sistema, debido a que afectan a la deflexión, vida útil y la rigidez del resorte, así como la capacidad de almacenar energía.

Se fabricaron cuatro modelos de resortes helicoidales, todos los modelos fueron elaborados con el mismo número de espiras, su diferencia radica en el diámetro del alambre y el índice del resorte. El material con el cual se aproximaron los cálculos de los resortes es el alambre de acero estirado en frío según la norma ASTM A228. Para determinar el comportamiento de los resortes se utilizó una máquina de ensayos universal, que tiene la capacidad de medir el desplazamiento y la carga aplicada sobre el espécimen.

Durante los resultados se observaron variaciones significativas en la precarga inicial y la constante de rigidez de los resortes fabricados en diferentes talleres. Estas variaciones pueden ser atribuidas a diversos factores, como las técnicas de fabricación utilizadas, la selección de materiales y la calibración de las máquinas utilizadas en el proceso.

La variabilidad en la precarga inicial y la constante de rigidez de los resortes entre diferentes talleres resalta la importancia de establecer estándares y procedimientos de control de calidad uniformes en su fabricación. La adopción de normas como de fabricación y tecnologías actualizadas la norma ISO-DIS-22705-2, así como la implementación de controles de calidad rigurosos, desempeñan un papel fundamental en la mejora de la calidad y la fiabilidad de los productos a nivel nacional.

**Palabras Clave:** resorte, constante de rigidez, precarga inicial, artesanal, normas.

## ABSTRACT

This research aimed to characterize the mechanical behavior of traction coil springs manufactured in Ecuador through the application of tensile tests in accordance with Hooke's law. The study was of a demonstrative, comparative, experimental, and mathematical nature, fulfilling the established objectives to determine important parameters such as wire diameters in the springs, stiffness constant, and initial preload. These latter factors are crucial in system design as they affect deflection, service life, spring stiffness, and energy storage capacity.

Four models of coil springs were manufactured, all with the same number of turns, differing only in wire diameter and spring index. The calculations for the springs were based on cold-drawn steel wire according to ASTM A228 standard. A universal testing machine was used to determine the behavior of the springs, capable of measuring displacement and applied load on the specimen.

Significant variations in the initial preload and stiffness constant were observed among springs manufactured in different workshops. These variations can be attributed to various factors such as manufacturing techniques, material selection, and calibration of the machines used in the process.

The variability in initial preload and stiffness constant among different workshops emphasizes the importance of establishing uniform standards and quality control procedures in spring manufacturing. The adoption of updated manufacturing standards and technologies, such as the ISO-DIS-22705-2 standard, along with the implementation of rigorous quality controls, plays a crucial role in improving the quality and reliability of products at a national level.

**Keywords:** spring, stiffness constant, initial preload, artisanal, standards.



## ÍNDICE GENERAL

<b>IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA.....</b>	<b>II</b>
<b>DEDICATORIA.....</b>	<b>V</b>
<b>AGRADECIMIENTO.....</b>	<b>VI</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>VII</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>VIII</b>
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
Tema.....	1
Problema.....	1
Objetivos.....	2
Objetivo General.....	2
Objetivos Específicos.....	2
Alcance.....	2
Justificación.....	2
Contexto.....	3
<b>CAPÍTULO I.....</b>	<b>4</b>
<b>MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>4</b>
1.1 Resortes.....	4
1.2 Tipos de Resortes.....	4
1.2.1 Tipos de Resortes Helicoidales.....	6
1.3 Tipos de Gancho.....	7
1.4 Aplicación de los Resortes en la Industria.....	7
1.5 Industria de Elaboración de Resortes.....	8
1.6 Normas.....	8
1.7 Comportamiento Mecánico.....	9
1.7.1 Constante de Rigidez.....	9
1.7.2 Precarga Inicial.....	11
1.7.3 Parámetros Geométricos y Fórmulas.....	13
1.7.3.1 Deflexión del Resorte Helicoidal de Tracción ( $S_1$ ).....	14
1.7.3.2 Fuerza /Desplazamiento (R).....	14

1.7.3.3 Tensión Inicial ( $F_i$ ).....	15
1.7.3.4 Fuerza ( $F$ ).....	15
1.8 Material del Resorte.....	15
<b>CAPÍTULO II.....</b>	<b>17</b>
<b>METODOLOGÍA.....</b>	<b>17</b>
2.1 Diseño del Resorte para el Ensayo Experimental.....	17
2.2 Formulación Utilizada dentro de la Investigación.....	17
2.3 Materiales del Ensayo Experimental.....	25
<b>CAPÍTULO III.....</b>	<b>26</b>
<b>RESULTADOS.....</b>	<b>26</b>
3.1 Diseño de Herraje para la Máquina de Ensayos.....	26
3.2 Resultados de los Ensayos.....	27
3.3 Cálculo de la Constante de Rigidez del Resorte.....	28
3.4 Cálculo de la Precarga Inicial.....	32
<b>CAPÍTULO IV.....</b>	<b>37</b>
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>37</b>
4.1 Conclusiones.....	37
4.2 Recomendaciones.....	38
<b>REFERENCIAS.....</b>	<b>39</b>
<b>ANEXOS 41</b>	
<b>Anexo 1. Tabla de ecuaciones.....</b>	<b>42</b>
<b>Anexo 2. Cálculos Teóricos: Modelo C6D2.....</b>	<b>46</b>
<b>Anexo 3. Cálculos Teóricos: Modelo C8D2.....</b>	<b>48</b>
<b>Anexo 4. Cálculos Teóricos: Modelo C6D4.....</b>	<b>50</b>
<b>Anexo 5. Cálculos Teóricos: Modelo C8D4.....</b>	<b>52</b>



## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b>	<i>Tipos de resortes [8]</i> .....	6
<b>Figura 2</b>	<i>Resorte helicoidal de extensión [8]</i> .....	6
<b>Figura 3</b>	<i>Ganchos con deflexión angular [2]</i> .....	7
<b>Figura 4</b>	<i>Ganchos de trabado [2]</i> .....	7
<b>Figura 5</b>	<i>Mediciones pertenecientes a las características geométricas del resorte [2]</i> .....	14
<b>Figura 6</b>	<i>Máquina de prueba TITAN<sup>5</sup> MODELO 1410</i> .....	18
<b>Figura 7</b>	<i>Celda de carga 1000 N</i> .....	19
<b>Figura 8</b>	<i>Diseño final del herraje para la máquina TITAN 5 1410</i> .....	19
<b>Figura 9</b>	<i>Dimensiones del eje del accesorio para hilos</i> .....	20
<b>Figura 10</b>	<i>Dimensiones del acople para el eje del accesorio para hilos.</i> .....	21
<b>Figura 11</b>	<i>Vista frontal de las dimensiones del acople para el eje del accesorio para hilos</i> .....	21
<b>Figura 12</b>	<i>Verificación del diseño del herraje</i> .....	22
<b>Figura 13</b>	<i>Ensamblaje final de la máquina TITAN 5 1410 con el herraje final diseñado</i> .....	22
<b>Figura 14</b>	<i>Validación con los resortes diseñados para la experimentación</i> .....	23
<b>Figura 15</b>	<i>Longitud inicial exacta (L0)</i> .....	24
<b>Figura 16</b>	<i>Resorte extendido</i> .....	24
<b>Figura 17</b>	<i>Resorte extendido longitud S2</i> .....	24
<b>Figura 18</b>	<i>Accesorios de la máquina TITAN 5 1410 para el ensayo de hilos.</i> .....	26
<b>Figura 19</b>	<i>Máquina de ensayos TITAN 5 1410 con los accesorios para evaluar hilos instalados</i> .....	26
<b>Figura 20</b>	<i>Especímenes del modelo C6D2T1</i> .....	28
<b>Figura 21</b>	<i>Especímenes del modelo C8D2T1</i> .....	28
<b>Figura 22</b>	<i>Especímenes del modelo C6D4T1</i> .....	28

**Figura 23** *Especímenes del modelo C8D4T1* ..... 28

**Figura 24** *Curva carga-alargamiento del ejemplar 1 del modelo C6D2T1 con sus principales puntos.*  
..... 29

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b>	<i>Tipos de resortes según sus características .....</i>	5
<b>Tabla 2</b>	<i>Compuestos químicos del alambre de acero ASTM A228 [11].....</i>	16
<b>Tabla 3</b>	<i>Propiedades geométricas de los modelos de resortes fabricados .....</i>	27
<b>Tabla 4</b>	<i>Constantes de rigidez calculadas con los datos experimentales (N/mm).....</i>	30
<b>Tabla 5</b>	<i>Precargas iniciales calculadas con los datos experimentales (N) .....</i>	33
<b>Tabla 6</b>	<i>Diferencias relativas entre las constantes de rigidez teóricas y las experimentales.....</i>	35

# INTRODUCCIÓN

## **Tema**

Comportamiento mecánico de resortes de tracción fabricados en Ecuador

## **Problema**

El mercado ecuatoriano cuenta con diferentes tipos de resortes a tracción o extensión, en su mayoría importados. Debido a esto, se desconoce su proceso de fabricación y normalización ya que sus distribuidores no cuentan con ningún tipo de ficha técnica. Existen industrias en el país que completan el mercado mediante la fabricación de resortes bajo pedido; sin embargo, para su fabricación en el Ecuador se cuenta con dos catálogos en los que se puede obtener las propiedades mecánicas de los aceros, estos son provenientes de las empresas Iván Bohman y Aceros del Ecuador, pero, no cuentan con una información detallada y completa, además de la falta de normas al momento de fabricar los resortes debido al bajo control en los parámetros de fabricación, como por ejemplo la precarga. Mediante la ingeniería se intentan resolver estos inconvenientes al momento de fabricar resortes en el país, desarrollando investigaciones y experimentaciones mecánicas con los que se pueda obtener información de manera clara y completa [1].

Diseñar un resorte para un uso en especial requiere considerar varios aspectos, y entre ellos está la precarga inicial con la que tiene que estar envuelto para que cumpla sus funciones; esta se puede determinar mediante el proceso de manufactura. Otros aspectos para considerar son: el número de espiras, el material de fabricación, el diámetro del alambre, tomando en consideración también el índice del resorte para poder establecer el diámetro interno de las espiras. Además, se debe garantizar el proceso de manufactura para que pueda cumplir con su función.

Los catálogos y los fabricantes de resortes helicoidales de extensión con ganchos de extremo a extremo en el Ecuador no tienen información acerca de la precarga inicial que poseen sus productos, lo que presenta un inconveniente al realizar sus trabajos puesto que es importante conocer cuál es la fuerza mínima que se necesita para poder estirar el resorte. La falta de esta información trae como consecuencia malos diseños en la industria ecuatoriana.

Con el estudio del comportamiento mecánico de resortes a extensión se podrán detallar sus características técnicas.

## **Objetivos**

### **Objetivo General**

Caracterizar el comportamiento mecánico de resortes helicoidales de tracción fabricados en Ecuador.

### **Objetivos Específicos**

- Determinar los materiales y las características geométricas, de los principales resortes helicoidales de tracción fabricados en Ecuador.
- Definir las alternativas industriales para la elaboración de resortes helicoidales de tracción bajo normas y certificaciones internacionales.
- Evaluar experimentalmente los parámetros que definen el comportamiento mecánico de resortes helicoidales de tracción fabricados bajo pedido.

### **Alcance**

En el presente proyecto se realizará la experimentación para la determinación de las propiedades mecánicas de resortes helicoidales de extensión con ganchos en los extremos y varios índices de resorte fabricados por una selección de industrias ecuatorianas. Se realizarán ensayos con varios tipos de diámetros de alambre y el uso de la norma ISO/DIS 22705-2 [2], para determinar sus características mediante una ficha técnica.

### **Justificación**

Se considera que la verificación existente de una precarga en los resortes y el esfuerzo en el doblado del gancho mediante ensayos experimentales de tracción, permitirán determinar dos de los factores que intervienen para la construcción eficiente de resortes en las industrias ecuatorianas. De este modo, la presente investigación contribuirá a mejorar los procesos de diseño y fabricación llevando un control de estos parámetros acompañado del uso de las normas vigentes, favoreciendo principalmente a la calidad de los resortes y colaborando con datos relevantes que el usuario requiere en un catálogo de fichas técnicas.



## Contexto

Los resortes de extensión tienen en su mayoría forma helicoidal y están diseñados para soportar cargas de tracción con una extensión de tasa constante. Una desventaja de este tipo de resortes es que se rompe usualmente por el gancho lo que hace que sea incapaz de soportar la carga que está sosteniendo en uno de sus extremos [3].

En los cálculos de los resortes intervienen muchos factores que involucran la resistencia y la elasticidad de los materiales. En los resortes a tensión se da margen para una tracción inicial que puede regularse y variar de acuerdo con los tipos de máquinas conformadoras de resortes. Los intervalos de tracción inicial para resortes de acero implican que si la carga de tracción inicial no supera el valor de la tracción inicial inducida, las espiras del resorte no se van a separar. Una vez que se separen, se podrá aplicar la ley de Hooke y el esfuerzo cortante en el cuerpo del resorte determina la carga axial resultante [4].

El resorte helicoidal puede almacenar gran cantidad de energía, absorber impactos o mantener una fuerza de contacto entre dos superficies. Para el diseño de los resortes se tiene en cuenta el diámetro del hilo y material a usar, puesto que influyen directamente en qué tan rígido, resistente y durable será el resorte [5].

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1 Resortes

Se conoce con el nombre de resorte o muelle a todo elemento elástico capaz de almacenar energía y desprenderse de ella sin sufrir deformaciones permanentes cuando cesan las fuerzas de tensión a las que se encuentra sometido. Por tal razón, un resorte se puede concebir como un dispositivo de almacenamiento de energía potencial, proveniente de la energía de deformación al generar tensión en los enlaces entre los átomos de un material elástico. Están fabricados en una gran variedad de formas y dimensiones, de igual manera se utilizan diversos materiales como acero inoxidable, acero al carbono, acero al cromo silicio bronce, cromo plástico y otros materiales que contengan propiedades elásticas [6] [7].

En esta línea de investigación [7] expone que los resortes o muelles son elementos indispensables en la realización de diferentes partes de suspensión de un vehículo, de igual manera están hechos de una gran variedad de materiales, estos se comercializan en la mayoría de los mercados internacionales.

### 1.2 Tipos de Resortes

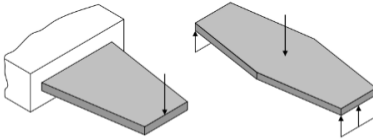
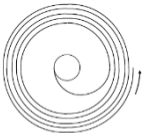
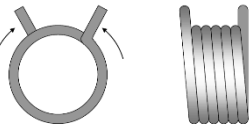
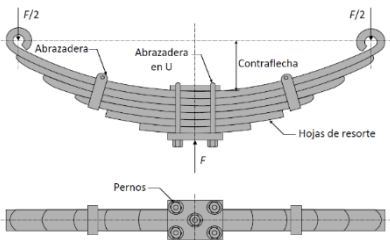
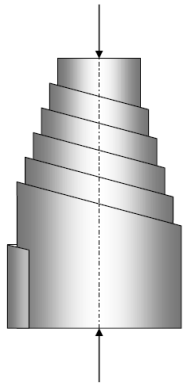
Los resortes se clasifican de diferentes maneras, de acuerdo con su forma, a la aplicación de las cargas y cómo responden a estas y también el uso al cual están destinados. En la industria existen diferentes tipos de resortes, que pueden operar tanto a tracción como a compresión, incluso a torsión; además, también existe una clasificación con base en la carga aplicada: muelles constantes, variables, de rigidez ajustadas y de pandeo, entre otros. De igual manera, se puede mencionar que los resortes se pueden clasificar según el tipo de fabricación, como son planos, bobinados, mecanizado, de serpiente, etc. Según su forma, los resortes pueden ser: helicoidales, planos, espirales, de torsión, clips, de compresión, y otros, como se describe en la Tabla 1.

Los resortes helicoidales son los más comunes y comerciales, y que consisten en bobinas de alambre que forman una hélice, las cuales están enrolladas de manera cilíndrica [6], tiene propiedades mecánicas para soportar tracción, posee un enganche en los laterales, como se

ilustra en la Figura 1, de este tipo de resorte existen los cilíndricos de compresión, helicoidales de estampación y helicoidales cónicos de compresión,

**Tabla 1**

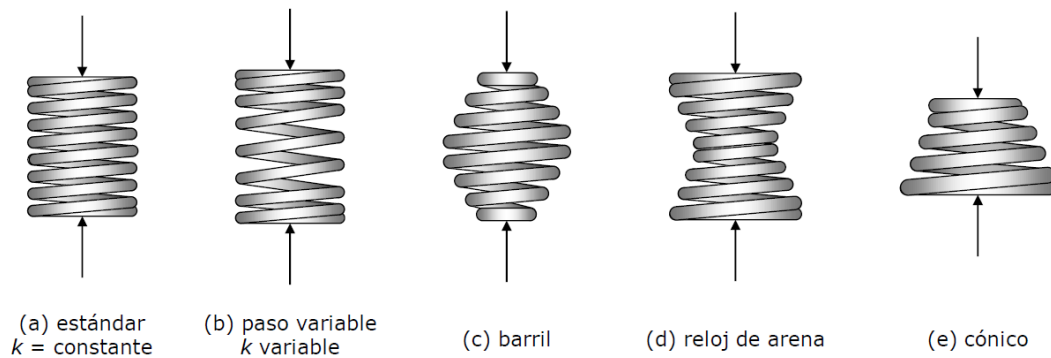
*Tipos de resortes según sus características*

<b>Tipos de resortes</b>	<b>Características</b>	<b>Ejemplo</b>
<b>Planos</b>	Los resortes helicoidales se utilizan en muchas aplicaciones, fabricados con láminas metálicas planas, especialmente en lugares con espacio limitado, como la suspensión de vehículos.	
<b>Espirales</b>	Son los que se enrollan sobre sí mismo y se utilizan principalmente en relojes mecánicos de cuerda.	
<b>De Torsión</b>	Son piezas flexibles que se usan comúnmente en la suspensión de vehículos, y se torsionan aplicando un momento de giro.	<p data-bbox="1058 999 1246 1021">• <i>Resortes de torsión</i></p> 
<b>Clips</b>	En estos resortes se combinan comportamientos elásticos de algunos de los antes descritos, existe otras funciones presentes en los tipos de resortes, que está dado por cómo se le aplica la fuerza de carga, entre estos tenemos los siguientes: flexión y tracción.	
<b>Resorte de voluta</b>	Su constitución espiral permite que se concentre la carga, lo que brinda una estabilidad de la fuerza que ejerce. El mismo tiene una estructura de menor a mayor en forma de cono, y su corte brinda amortiguación en la pieza mecánica.	

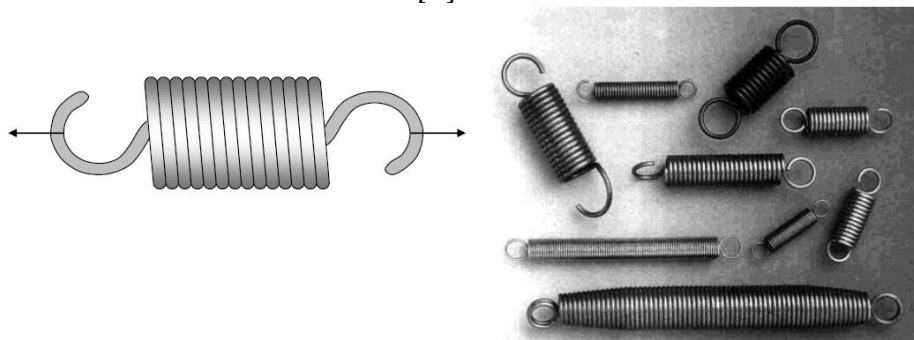
### 1.2.1 Tipos de Resortes Helicoidales

Los principales tipos de resortes helicoidales son: el resorte estándar, resorte de paso variable, resorte barril, resorte de reloj de arena y el resorte cónico, en la Figura 1 se ilustra cada uno de los tipos mencionados y en la Figura 2, el resorte helicoidal de extensión .

**Figura 1**  
*Tipos de resortes [8]*



**Figura 2**  
*Resorte helicoidal de extensión [8]*



Con base en antecedentes antes expuestos, se puede resaltar que los resortes más utilizados son: helicoidal, voluta, de ballesta y de torsión; no se puede dejar de mencionar que, en Ecuador, debido a que los fabricantes no son proveedores de materia prima y es un producto importado, no se conocen las especificaciones de los resortes.

Ortiz *et al.* [6] exponen que, por la gran utilidad que se les da a los resortes, es importante que los proveedores conozcan las especificaciones de la materia prima con la que son fabricados, como por ejemplo la resistencia a la fatiga, el tipo de material, la tensión ejercida sobre él, entre otros; la importancia de conocer ese tipo de datos es de gran ayuda para los fabricantes de resortes al momento de manufacturar los mismos, así les permite identificar

diferentes tipos de fallas, que al no ser identificadas pueden poner en riesgo algún sistema o equipo en donde sean usados.

### 1.3 Tipos de Gancho

Dentro de los ganchos se pueden mencionar los de deflexión angular y de trabado, ilustrados en la Figura 3 y Figura 4, respectivamente.

**Figura 3**

*Ganchos con deflexión angular [2]*



**Figura 4**

*Ganchos de trabado [2]*



### 1.4 Aplicación de los Resortes en la Industria

Sáez [9] explica que a los resortes en todas las industrias alrededor del mundo se les da diferentes tipos de usos, entre estos se encuentran aplicados en el mercado automotriz (ya sea para piezas de interiores y exteriores), en la elaboración de juguetes, dispositivos de control, ensamblaje de puertas, robots de industrias, maquinaria agrícola, maquinaria, productos médicos y todo lo que esté relacionado con piezas que realicen diferentes tipos de movimientos, todo esto está diseñado con la finalidad de ofrecer resistencia de amortiguación del roce de los componentes del sistema, resistir fuerzas de extensión, entre otras funciones, ya que varios de estos dispositivos forman parte de la vida cotidiana y aplicaciones en la industria. estos resortes son utilizados ampliamente en la vida cotidiana, por ejemplo, en el mercado automotriz,

## **1.5 Industria de Elaboración de Resortes**

En el Ecuador se puede mencionar a la empresa Vanderbilt, la cual está dedicada a fabricar y comercializar resortes automotrices. Fue fundada en el año 1962, pertenece al grupo económico Industrias Graiman, que comercializa 22 000 productos, con una producción de 3200 unidades mensuales equivalentes a 200 toneladas. Si bien es cierto que esta empresa desarrolla el proceso de planeación de ventas y operaciones, para poder tratar de cumplir con la demanda, realiza una producción muy alta y en ocasiones se le dificulta cumplir con los objetivos en cuanto a plazos de entrega y disponibilidad de producto, según Vanderbilt [10].

Dentro del mismo contexto se puede mencionar que otras de las organizaciones encargadas de la fabricación de resortes en Ecuador son las empresas Ivan Bohman y Acero del Ecuador, estas cuentan con dos catálogos con los que se puede obtener las propiedades mecánicas de los aceros; sin embargo, estas empresas no cuentan con información detallada y completa, además de la falta de utilización de normas en el proceso de fabricación del resorte, ya sea por el bajo control de los parámetros de fabricación, como la precarga; cada una de estas características son de vital importancia para garantizar el trabajo realizado.

## **1.6 Normas**

La International Stándar Organization (ISO), en conjunto con algunos comités específicos, como por ejemplo la Comisión Electrónica Internacional (IEC), y organismos internacionales como el comité técnico ISO/TC 227, prepararon la DRAFT INTERNATIONAL STANDARD ISO/DIS 22705-2.

Esta normativa se especializa en los parámetros del resorte de extensión helicoidales cilíndricos conformados en frío, trata sobre el resorte y las especificaciones necesarias para realizar la medición y la prueba de estos. También contiene normativa para las especificaciones geométricas, diseños y características metrológicas, simbología específica de los resortes, determina la característica de la bobina con que se construyen los resortes, así como también las abreviaturas y símbolos de cada una de las partes de dichos resortes. Especifica los equipos necesarios para realizar una correcta medición, así como también la forma de calibrar los instrumentos. Esta normativa está relacionada directamente con las normas ISO 3611 e ISO 13385-1, las mismas que son dirigidas a los parámetros de fabricación de forma técnica respecto a la longitud y especificaciones del fabricante. Estas normativas también especifican la forma correcta de medir de manera calibrada con sensores de medición electrónicos e

instrumentos ópticos y microscópicos que vienen integrados con sistemas de cámaras para realizar pruebas utilizando el resorte con una longitud adecuada y una forma específica para la elaboración de estos.

## **1.7 Comportamiento Mecánico**

El comportamiento mecánico de un resorte se refiere a cómo responde a las cargas. Los resortes tienen un comportamiento lineal cuando el desplazamiento es proporcional a la fuerza aplicada. El comportamiento no lineal ocurre cuando la relación entre la fuerza y el desplazamiento no es proporcional.

El comportamiento mecánico de los resortes de extensión se puede describir mediante la ley de Hooke, la cual establece que la fuerza de restitución (o la fuerza necesaria para estirar o comprimir el resorte) es proporcional al alargamiento del resorte.

### **1.7.1 Constante de Rigidez**

La constante de rigidez es una medida que cuantifica la resistencia del resorte, a ser deformado y se mide en newton por metro (N/m). Cuanto mayor sea la constante de rigidez del resorte, más rígido será el resorte y menor será la deformación para una carga dada. Es importante tener en cuenta que la constante de rigidez de un resorte de extensión puede variar dependiendo de la cantidad de estiramiento aplicado, ya que a medida que se estira más, la constante de rigidez puede disminuir. También puede variar dependiendo del material y la forma del resorte.

Para medir la constante de rigidez de un resorte de extensión, se puede utilizar el método de carga y desplazamiento. El procedimiento consiste en colocar el resorte en un soporte y aplicar una fuerza conocida a uno de sus extremos mientras se estira. Luego, se mide el desplazamiento (cambio en la longitud) del resorte y se utiliza la fórmula para calcular la constante de rigidez.

La fórmula para evaluar la constante de rigidez de forma experimental en un resorte de extensión viene dada por la ecuación (1).

$$k = \frac{F}{y} \quad (1)$$

En donde:

k es la constante de rigidez del resorte [N/m]

F es fuerza aplicada al resorte [N]

y es el cambio en la longitud del resorte [m]

La constante de rigidez (k) es una medida de la cantidad de fuerza necesaria para producir un cambio específico en la longitud de un resorte. Esta fórmula se basa en la idea de que la fuerza y el cambio en la longitud del resorte están relacionados de manera lineal. Es importante tener en cuenta que esta fórmula solo se aplica a resortes lineales y es una aproximación a la realidad para resortes no lineales.

Para determinar la constante de rigidez de manera teórica se parte de la deflexión de resortes helicoidales. La energía de deformación en el elemento (U) se obtiene fácilmente mediante el teorema de Castigliano, la energía total de deformación de un resorte helicoidal está formada por una componente de torsión y una de cortante, como se muestra en la ecuación (2).

$$U = \frac{T^2 l}{2GJ} + \frac{F^2 l}{2AG} \quad (2)$$

Donde:

T es el momento torsional aplicado al elemento.

l es la longitud del elemento.

G es el módulo de corte del material.

J es el momento de inercia polar del elemento de viga respecto al eje de torsión.

A es área de la sección transversal del elemento.

F es la carga axial aplicada al elemento.

Sustituyendo  $T = \frac{FD}{2}$ ,  $l = \pi DN$ ,  $J = \frac{\pi d^4}{32}$  y  $A = \frac{\pi d^2}{4}$  en la ecuación (2) se obtiene la ecuación (3).

$$U = \frac{4F^2 D^3 N}{d^4 G} + \frac{2F^2 DN}{d^2 G} \quad (3)$$

Donde:

D es el diámetro medio del cuerpo del resorte, figura 5.

d es el diámetro del alambre, figura 5.

N=Na es el número de espiras activas



Después, usando el teorema de Castigliano para encontrar la deflexión total ( $y$ ) se obtiene la expresión (4).

$$y = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{8FD^3N}{d^4G} + \frac{4FDN}{d^2G} \quad (4)$$

Como  $C = \frac{D}{d}$ , la ecuación (4) puede reordenarse para obtener la ecuación (5).

$$y = \frac{8FD^3N}{d^4G} \left(1 + \frac{1}{2C^2}\right) \doteq \frac{8FD^3N}{d^4G} \quad (5)$$

Dónde:

C es el índice del resorte

La razón del resorte, también llamada constante del resorte, ecuación (1). Se utiliza únicamente cuando se tiene datos experimentales medibles de fuerza y deformación. Y la ecuación (6) se emplea para determinar la constante de rigidez de forma teórica sin la necesidad de medir la fuerza y deformación..

$$k = \frac{d^4G}{8D^3N} \quad (6)$$

### 1.7.2 Precarga Inicial

La precarga inicial es una carga previa que se aplica a un resorte antes de someterlo a cargas adicionales. Esta carga inicial puede afectar el comportamiento mecánico del resorte de varias maneras. En primer lugar, la precarga inicial puede afectar la constante del resorte. Un resorte precargado tendrá una constante de resorte efectiva menor que un resorte sin precarga, lo que significa que se requerirá una carga mayor para producir una determinada deformación.

En segundo lugar, la precarga inicial puede afectar el desplazamiento del resorte. Un resorte precargado se encuentra en una posición de desplazamiento inicial antes de ser sometido a cargas adicionales, lo que significa que el desplazamiento total será menor en comparación con un resorte sin precarga. En tercer lugar, la precarga inicial puede afectar el comportamiento no lineal del resorte, ya que un resorte precargado puede tener un comportamiento no lineal a cargas menores debido a su posición precargada.

En general, la precarga inicial puede ser utilizada para ajustar el comportamiento mecánico de un resorte y adaptarlo a las necesidades específicas de una aplicación. Sin embargo, es importante tener en cuenta que la precarga inicial también puede aumentar la tensión en el resorte y reducir su vida útil. Por otro lado, las ventajas de la precarga inicial son:

1. Mejora de la estabilidad: La precarga inicial proporciona una mayor estabilidad al resorte, lo que permite que el resorte mantenga su forma y su posición inicial.
2. Mayor capacidad de almacenamiento de energía: Un resorte con precarga inicial tiene mayor capacidad para almacenar energía, lo que lo hace más útil en aplicaciones en las que se requiera una gran cantidad de energía para hacer funcionar el sistema.
3. Mayor rigidez; lo hace más adecuado para aplicaciones en las que se requiere una gran cantidad de soporte estructural.
4. Mejora la precisión: La precarga inicial proporciona una mayor precisión en la medición de la carga en el resorte, lo que permite un mejor control y monitoreo del sistema.
5. Mejora en la seguridad: La precarga inicial proporciona una mayor seguridad al resorte, ya que ayuda a evitar fallas en el mismo.
6. Mayor resistencia al desgaste: La precarga inicial ayuda a evitar el desgaste en el resorte, ya que ayuda a reducir el número de ciclos de carga y descarga.

Esta precarga puede controlarse mediante diferentes métodos, incluyendo:

1. Ajustando la longitud del resorte: Al variar la longitud del resorte, se puede ajustar la precarga inicial.
2. Aplicando una carga previa: Aplicando una carga previa al resorte antes de su uso, se puede ajustar la precarga inicial.
3. Cambiando la constante del resorte: Al variar la constante del resorte, se puede ajustar la precarga inicial.
4. Usando resortes helicoidales: Los resortes helicoidales permiten ajustar la precarga inicial mediante la rotación del cuerpo del resorte.

La ecuación (7), según la norma [2], se emplea para evaluar experimentalmente la precarga inicial.

$$F_i = F_1 - k * (L_c - L_o) \quad (7)$$

Donde:

$F_i$  es la fuerza de pre-carga inicial [N]

$F_1$  es la fuerza de carga para desplazar  $L_c$  [N]

$k$  es la constante de rigidez del resorte después de aplicar una carga conocida [N/m]

$L_c$  es la longitud del resorte después de aplicar una carga conocida [m]

$L_o$  es la longitud del resorte en su estado inicial [m]

Es importante tener en cuenta que esta fórmula se basa en la relación lineal entre la fuerza y el cambio en la longitud del resorte. Si el resorte no es lineal, la precarga inicial no se puede calcular directamente de esta forma. También es importante recordar que la precarga inicial se refiere a la cantidad de fuerza o estiramiento que ya se ha aplicado al resorte antes de que se inicie una prueba o una medición, y esta puede variar dependiendo de las condiciones de almacenamiento o uso previo.

En resumen, la precarga inicial y la constante de rigidez en los resortes de extensión son factores importantes en el diseño de un sistema, ya que afecta a la deflexión, vida útil del resorte y la rigidez del resorte, así como a la capacidad del resorte de almacenar energía.

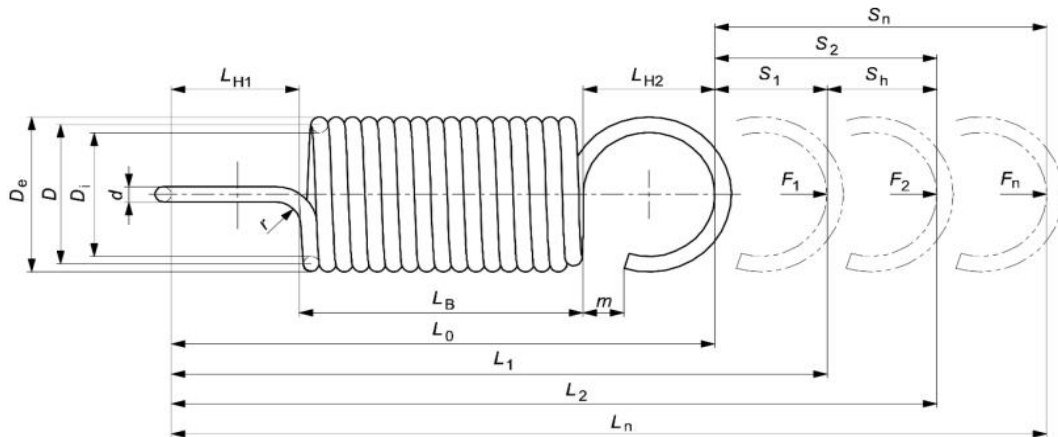
### **1.7.3 Parámetros Geométricos y Fórmulas**

Los parámetros geométricos van dirigidos a los métodos de medición y prácticas preestablecidas para registrar los límites de las longitudes mínimas y máximas de las pruebas que pueden realizarse con el resorte. Este proceso incluye algunos pasos importantes; primero, la extensión de la longitud libre que tiene el resorte. Estas prácticas permiten conocer las longitudes máximas del resorte que son directamente proporcionales a la fuerza que se ejercen sobre el mismo entre dos puntos, de acuerdo con lo mencionado por la norma [2].

En la Figura 5 se tiene la ilustración de las mediciones correspondientes a cada una de las características previamente mencionadas.

**Figura 5**

*Mediciones pertenecientes a las características geométricas del resorte [2]*



Dentro de las fórmulas utilizadas para la caracterización del comportamiento mecánico del resorte se encuentra las ecuaciones (9) y (10).

### 1.7.3.1 Deflexión del Resorte Helicoidal de Tracción ( $S_1$ )

Es la medida de cuánto se comprime o estira el resorte en respuesta a una fuerza externa.

$$S_1 = L_1 - L_0 \quad (8)$$

Donde

$L_0$  es la longitud inicial exacta del resorte.

$L_1$  es la longitud del resorte suficientemente extendido para separar las bobinas ( $S_2$ ).

### 1.7.3.2 Fuerza /Desplazamiento ( $R$ )

$R$  es la razón de resorte y tiene la misma definición de  $k$  donde:

$\Delta F$  es el aumento de la fuerza correspondiente a un aumento de la longitud  $\Delta L$  o al aumento del alargamiento  $\Delta S$ .

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta L} = \frac{\Delta F}{\Delta S} = \frac{(F_2 - F_1)}{(L_2 - L_1)} = \frac{(F_2 - F_1)}{(S_2 - S_1)} \quad (9)$$

Donde:

$L_2$  es la longitud del resorte al extenderlo de tal modo que el segundo desplazamiento sea igual al primer desplazamiento ( $S_1$ ).

$F_1$  es la medición de la carga en  $L_1$ .

$F_2$  es la medición de la carga en  $L_2$ .

### 1.7.3.3 Tensión Inicial ( $F_i$ )

La fuerza de tensión inicial  $F_i$  es un parámetro de medición y ensayo. La tensión inicial es la carga presente en el muelle después del proceso de enrollado, que debe superarse antes de que se produzca cualquier desviación de la longitud libre, viene dada por la ecuación 10.

$$F_i = F_1 - S_1 * R \quad (10)$$

### 1.7.3.4 Fuerza ( $F$ )

La carga del muelle es una fuerza axial en la dirección de extensión, ecuación 11.

$$F = k * x \quad (11)$$

Donde:

$k$  es la constante del material o constante elástica.

$x$  es la deformación del resorte.

Además, la fuerza ( $F$ ) también viene dada por la ecuación 12.

$$F = m * g \quad (12)$$

Es importante considerar el valor de la gravedad de  $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$

## 1.8 Material del Resorte

El material con el que se elaboran los resortes es determinante para las características de elasticidad y calidad del producto, entre otras. Los resortes son construidos de materiales como alambre estirado en frío A227, alambre estirado en frío fosfatados o brillante A228, alambre templado al aceite A229, alambre de acero inoxidable A313, alambre de acero negro o galvanizado A407, alambre en cromo vanadio A231 y alambre en cromo silicio A401, respectivamente, según se menciona en [11].

Por falta de información de los talleres se desconoce la especificación del material del alambre del resorte, por lo cual para los cálculos teóricos se asume que están elaborados con, Acero Negro ASTM A228, siendo este el material con mayor aceptación dentro de los mercados internacionales y nacionales. Este material se encuentra compuesto por elementos

químicos que ofrecen propiedades únicas a los resortes, como la flexibilidad, resistencia a la fatiga y la dureza, que permiten que el resorte tome dimensiones apropiadas ante el uso y aplicación dentro de un mecanismo. Cabe resaltar que también son utilizados en aplicaciones de resortes sometidos a cargas cíclicas, es decir, tanto cargas estáticas como dinámicas. La resistencia a la fatiga y la dureza controlada mencionadas anteriormente son propiedades importantes para garantizar el rendimiento y la durabilidad de los resortes en aplicaciones con cargas cíclicas repetidas. Estas propiedades permiten que los resortes fabricados según el ASTM A228 mantengan su integridad estructural y su capacidad de retorno elástico incluso bajo cargas dinámicas.

Los elementos químicos que se alean con el hierro son carbono, manganeso, silicio, fósforo y azufre; la proporción de cada uno de estos elementos se encuentra detallada en la Tabla 2.

**Tabla 2**

*Compuestos químicos del alambre de acero ASTM A228 [11]*

<b>Composición Química</b>				
<b>%C</b>	<b>%Mn</b>	<b>%Si</b>	<b>%P</b>	<b>%S</b>
0,70 – 1,00	0,20 – 0,60	0,10 – 0,30	0,025 max.	0,030 max.

## CAPÍTULO II

### METODOLOGÍA

#### 2.1 Diseño del Resorte para el Ensayo Experimental

El diseño experimental comparativo tiene la misión de mostrar el comportamiento del resorte de forma teórica, es decir, los cálculos realizados de las constantes a medir, la precarga inicial y la constante de rigidez, con base en la experimentación realizada según el comportamiento en el dinamómetro.

Para lograr los resultados requeridos, es necesario desarrollar los mecanismos experimentales y la comprobación de la precarga inicial y la constante de rigidez, que son propiedades que se encuentran determinadas en los objetivos.

En el contexto de esta investigación, se diseñaron cuatro modelos de resortes que se diferenciaban en el diámetro del alambre y en el índice de resorte, manteniendo el mismo número de espiras. Para llevar a cabo la producción de resortes, se fabricaron en total 96 unidades.

La distribución de estas unidades se realizó de manera equitativa, asignando 3 unidades de cada modelo. Para llevar a cabo la fabricación, se estableció la colaboración de 8 talleres ubicados en diferentes provincias, a donde se enviaron las especificaciones para su producción.

Dentro del proceso de diseño del resorte se consideraron importantes elementos como:

- Índice de resorte.
- Número de espiras en el cuerpo.
- Diámetro medio de la espira.
- Diámetro del alambre.

#### 2.2 Formulación Utilizada dentro de la Investigación

El cálculo de la constante de rigidez será solo entre dos puntos y no va a definir todo el recorrido del resorte. Además, la constante de rigidez del resorte no será constante, debido que cerca de la longitud libre  $L_0$  el resorte no se comporta de forma lineal.

La precarga inicial estará determinada por las características de elaboración del resorte, para obtener la constante de rigidez ( $R$ ) se utilizará la ecuación (9), la deflexión del resorte helicoidal de tracción ( $S_1$ ) la ecuación (8) y la tensión inicial ( $F_i$ ) la ecuación (10).

La medida  $F_i$  es la carga necesaria para vencer la fuerza interna y recién iniciar la separación de espiras.

La limitación de la máquina utilizada en este estudio radica en la ausencia de mordazas especializadas para la realización de ensayos en resortes helicoidales de tracción. Esta falta de dispositivos de sujeción específicos dificulta la aplicación directa de cargas a los resortes y puede influir en la precisión de los resultados obtenidos. Ante esta situación, se requiere de un enfoque alternativo que permita evaluar el comportamiento mecánico de los resortes de manera adecuada, considerando la falta de mordazas como una limitación que debe ser abordada con precaución y utilizando métodos adaptados a esta circunstancia particular. Por lo tanto, para nuestra investigación es importante diseñar un acoplamiento que pueda conectar diferentes tipos de resortes helicoidales de tensión y que pueda usarse en la máquina de prueba de resistencia universal, figura 6, TITAN<sup>5</sup> MODELO 1410 [12], para realizar pruebas de tensión.

**Figura 6**  
*Máquina de prueba TITAN<sup>5</sup> MODELO 1410*



Estos son los pasos que se siguieron para diseñar un acoplamiento:



1. Definir los requisitos: Esto incluye determinar la capacidad de carga requerida, la velocidad de la máquina y el rango de movimiento requerido. De esta forma se asegura que el acoplamiento cumpla con los criterios necesarios para su correcto funcionamiento en la máquina durante el ensayo de tracción. La capacidad de carga está limitada a la celda de carga de 1000 N de la máquina, figura 7.

**Figura 7**

*Celda de carga 1000 N*



2. Seleccionar el tipo de acoplamiento: Para máquinas de tracción, se recomiendan acoplamientos de goma o acoplamientos bimetálicos, que pueden transferir la fuerza de tracción al resorte sin alterar la medición. Para ello seleccionamos revestimientos de cuero con soportes de acero, figura 8.

**Figura 8**

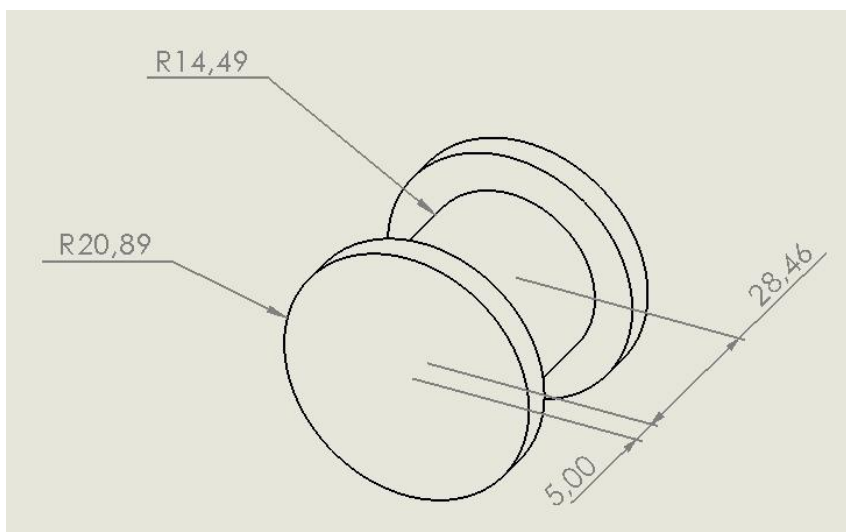
*Diseño final del herraje para la máquina TITAN 5 1410*



3. Calcular las cargas: calcular las cargas que se aplicarán al acoplamiento, incluidas las fuerzas de tracción y las cargas radiales y axiales. En este caso, calcular la fuerza requerida para desplazar el resorte con la constante de rigidez más alta (es decir, el modelo C6D4) en 15 mm usando el Anexo 1 (Ecuación 1.39), determinando una carga teórica de 165,32 N. Una vez determinada la fuerza necesaria para poder alargar 15 mm, se compara con la fuerza de trabajo (Ecuación 1.21), teniendo en cuenta que esta no puede exceder un factor de seguridad de 2,5 puesto que proporciona un margen de seguridad amplio que tiene en cuenta las variaciones en las cargas de servicio, los materiales utilizados y otros factores que pueden influir en el rendimiento de los resortes. Esta fuerza de desplazamiento de 15 mm también nos ayuda a identificar una celda de carga específica, en este caso 1000 N, figura 7.
4. Elección del material: La elección del material adecuado para un acoplamiento es fundamental para garantizar su durabilidad y resistencia. Los materiales comunes utilizados para hacer acoplamientos incluyen acero, aluminio, bronce y caucho, figura 8.
5. Calcular las dimensiones: Después de seleccionar el material, calcular las dimensiones correctas para el acoplamiento, incluidos el diámetro, la longitud y la sección transversal. Restringido al acoplamiento principal de la máquina, figura 9.

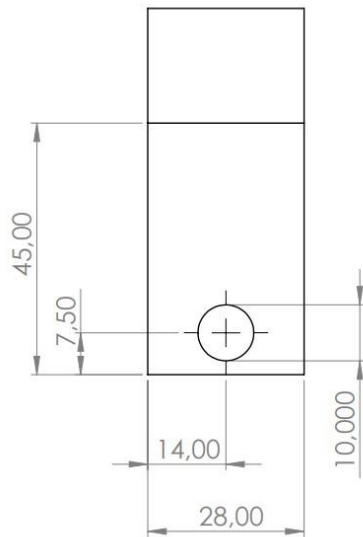
### **Figura 9**

*Dimensiones del eje del accesorio para hilos*



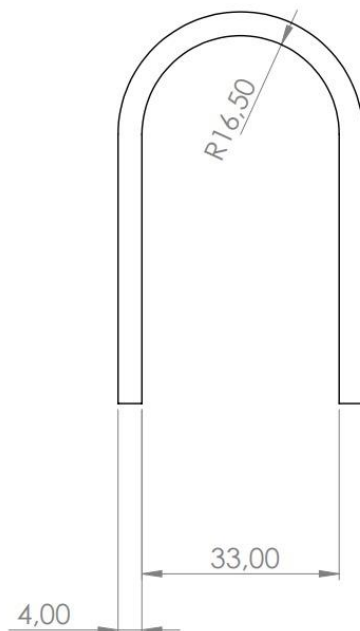
**Figura 10**

*Dimensiones del acople para el eje del accesorio para hilos.*



**Figura 11**

*Vista frontal de las dimensiones del acople para el eje del accesorio para hilos*



6. Verificar las especificaciones: Antes de la fabricación, comprobar que el diseño cumpla con todas las especificaciones y requisitos previamente definidos, figura 12.

**Figura 12**

*Verificación del diseño del herraje*



7. Pruebas y validación: una vez que se ha fabricado un acoplamiento, realizar pruebas para verificar su funcionalidad y eficacia, incluidas pruebas de torsión y pruebas de tracción, figuras 13 y 14.

**Figura 13**

*Ensamblaje final de la máquina TITAN 5 1410 con el herraje final diseñado*



### Figura 14

*Validación con los resortes diseñados para la experimentación*



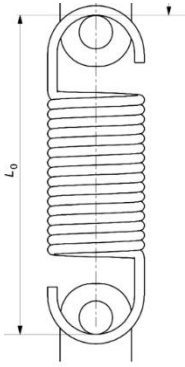
Por otra parte, según la norma [2] se deben utilizar los siguientes equipos de medición y prueba: un probador de carga de resorte (manual o motorizado), sensores de medición de fuerza (relación entre desplazamiento y fuerza) en ensayos específicos de piezas del equipo. Asimismo, la norma explica el método de medición y prueba para obtener  $F_i$ , con los siguientes pasos:

1. Establecer la longitud inicial exacta ( $L_0$ ) del resorte aplicando suficiente carga para que se afloje, pero no lo suficiente para separar las espiras. Extienda el resorte a la longitud ( $L_1$ ) suficiente para abrir las espiras y medir la carga ( $F_1$ ).
2. Extender el resorte a la longitud ( $L_2$ ) de modo que el segundo alargamiento sea igual al primer alargamiento y mida la carga ( $F_2$ ).
3. Calcular la razón del resorte, dividiendo la diferencia de carga por la diferencia de longitud según la ecuación (9).
4. Calcular la deflexión usando la ecuación (8).
5. Calcular la fuerza de tensión inicial usando la ecuación (10).

Para calcular la precarga inicial, se siguieron los siguientes pasos:

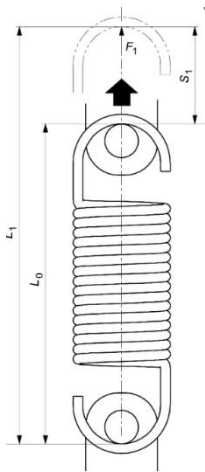
- Se estableció la longitud inicial exacta ( $L_0$ ) del resorte aplicando suficiente carga para eliminar cualquier holgura sin separar las bobinas, figura 15.

**Figura 15**  
*Longitud inicial exacta ( $L_0$ )*



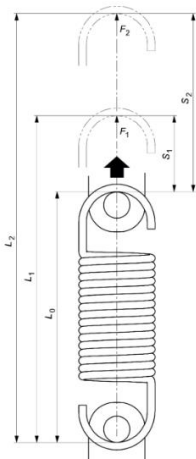
El resorte, figura 16, se extendió a una longitud ( $S_1$ ) suficiente para abrir las bobinas, y se midió la carga ( $F_1$ ) requerida para mantener esta longitud.

**Figura 16**  
*Resorte extendido*



Luego, figura 17, se extendió el resorte a una longitud ( $S_2$ ) donde la segunda deflexión fuera igual a la primera deflexión, y se midió la carga ( $F_2$ ) necesaria para mantener esta longitud.

**Figura 17**  
*Resorte extendido longitud  $S_2$*



Se calculó la tasa ( $R$ ) con los valores medidos, reemplazando los valores en la ecuación (9).

Finalmente, la precarga inicial ( $F_i$ ) se obtuvo reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (10).

### **2.3 Materiales del Ensayo Experimental**

Para efectuar el ensayo experimental se emplearon los siguientes materiales:

- Resortes.
- Máquina de tracción.
- Computador.
- Acoples.

## CAPÍTULO III

### RESULTADOS

#### 3.1 Diseño de Herraje para la Máquina de Ensayos

Este estudio se enfrenta a la limitación de la falta de mordazas especializadas en la máquina de ensayos para probar resortes helicoidales de tracción, como se presenta las configuraciones originales de la máquina de ensayos, figuras 18 y 19. Esta limitación plantea un desafío importante, ya que la falta de dispositivos de sujeción específicos dificulta la aplicación de cargas directamente al resorte y puede afectar la precisión de los resultados.

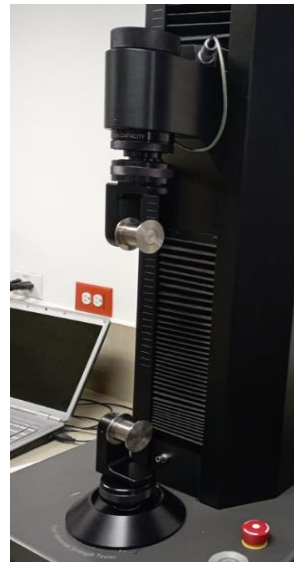
##### **Figura 18**

*Accesorios de la máquina TITAN 5 1410 para el ensayo de hilos.*



##### **Figura 19**

*Máquina de ensayos TITAN 5 1410 con los accesorios para evaluar hilos instalados*



Para superar esta limitación se diseñó un acoplamiento siguiendo los pasos descritos en la metodología que permite evaluar el comportamiento mecánico del resorte de manera adecuada, como se visualiza en la figura 14.

Este enfoque alternativo supera la limitación de la falta de mordazas especiales y permite una prueba de tracción más precisa y confiable de los resortes helicoidales de tracción.



### 3.2 Resultados de los Ensayos

A continuación, se detallan los resultados obtenidos durante los ensayos de cada uno de los modelos de resortes fabricados.

Cada uno de los modelos de resortes elaborados para la presente investigación posee una codificación y características específicas, las propiedades geométricas de los modelos se encuentran detalladas en la Tabla 3. En los anexos se encuentran especificadas con mayor detalle las propiedades mecánicas para cada modelo.

En total se elaboraron 4 modelos de resortes, cuyas características generales se encuentran detalladas en la Tabla 3.

**Tabla 3**

*Propiedades geométricas de los modelos de resortes fabricados*

		Modelo			
	<b>Propiedades geométricas</b>	<b>C6D2</b>	<b>C8D2</b>	<b>C6D4</b>	<b>C8D4</b>
C	Índice de resorte	6	8	6	8
N	Número de espiras en el cuerpo	20	20	20	20
DE (mm)	Diámetro externo de la espira	14	18	28	36
d (mm)	Diámetro del alambre	2	2	4	4
L <sub>o</sub> (mm)	Longitud libre del resorte	62	70	124	140
L <sub>f</sub> (mm)	Longitud del cuerpo	42	42	84	84
k (N/mm)	Constante de rigidez	4,69	1,98	9,38	3,96

En las figuras 20 a 23 se muestran las fotografías de los tres especímenes de cada modelo. El código T1 al final de cada número de modelo indica que fueron fabricados en el taller número 1.

**Figura 20**  
*Especímenes del modelo C6D2T1*



**Figura 21**  
*Especímenes del modelo C8D2T1*



**Figura 22**  
*Especímenes del modelo C6D4T1*



**Figura 23**  
*Especímenes del modelo C8D4T1*



### 3.3 Cálculo de la Constante de Rigidez del Resorte.

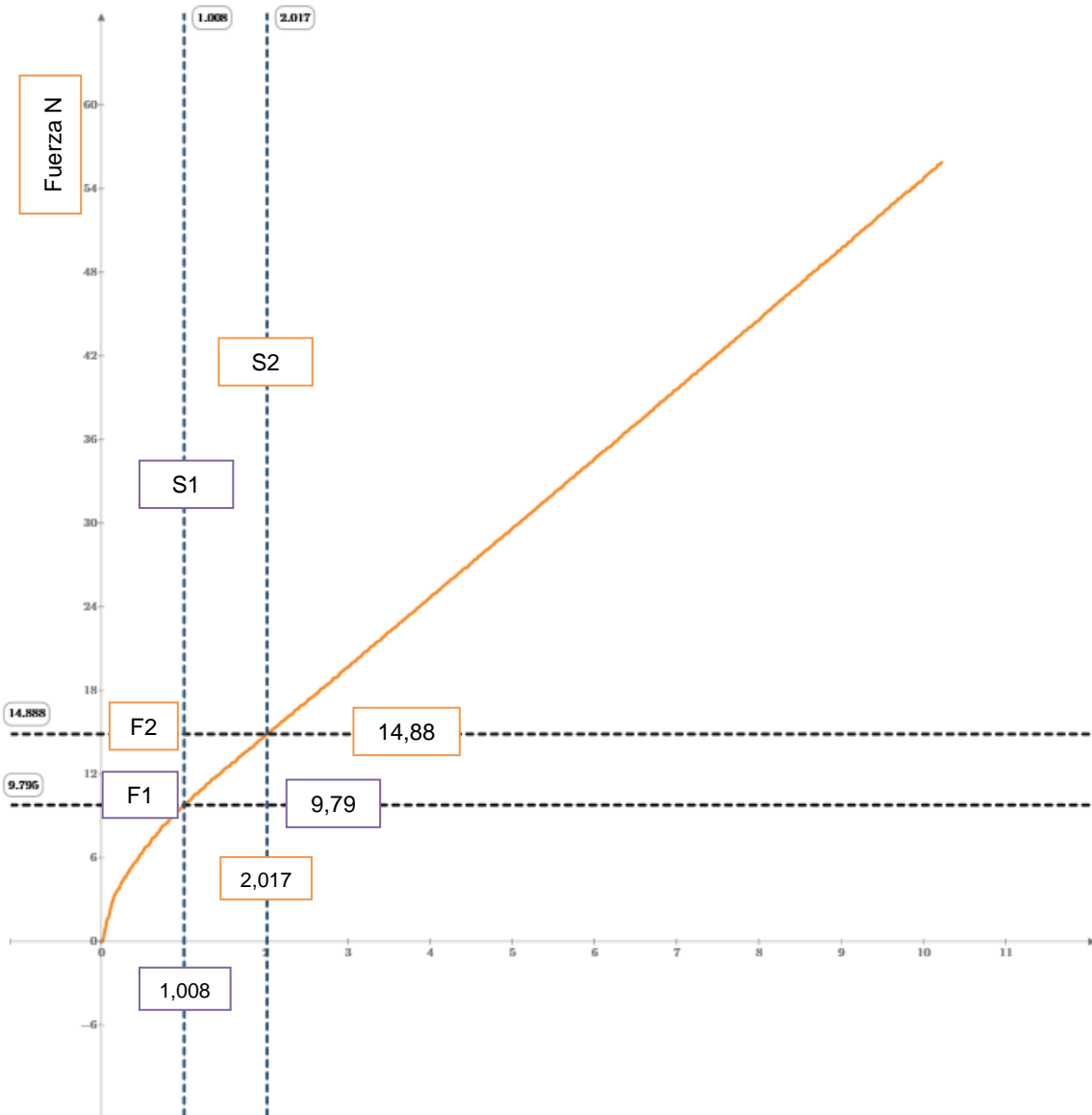
La máquina de tracción puede medir el comportamiento mecánico del resorte helicoidal, por lo que durante la prueba se obtienen diferentes resultados. La comparación de los resultados de las pruebas con los datos teóricos se usa para determinar si el resorte cumple con las especificaciones requeridas.

En la figura 24 se muestra un ejemplo de las curvas fuerza-desplazamiento obtenidas con la máquina de tracción. A partir de la curva obtenida, se seleccionaron dos puntos

estratégicos para cada resorte evaluado. Estos puntos se identifican como (F1, S1) y (F2, S2), como se muestra en la figura 25, y representan la fuerza aplicada (F) y el desplazamiento correspondiente (S) en el resorte. Fueron elegidos cuidadosamente tomando la parte lineal para captar la relación entre fuerza y el desplazamiento.

**Figura 24**

*Curva carga-alargamiento del ejemplar 1 del modelo C6D2T1 con sus principales puntos.*



Usando los valores en los puntos seleccionados, se aplicó la fórmula establecida en la norma ISO DIS 22705-2 [2] para calcular Para calcular la constante de rigidez (k) para cada resorte se utiliza la ecuación (9).

El proceso de evaluación de la constante de rigidez se repitió para todos los resortes. Mediante este proceso se obtuvieron valores de constantes de rigidez para cada resorte, los cuales se resumen en la Tabla 4.

**Tabla 4**

*Constantes de rigidez calculadas con los datos experimentales (N/mm)*

C6D2							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
5,05	4,49	4,84	5,34	3,05	5,33	5,08	5,65
5,06	4,67	4,70	5,34	3,48	5,46	5,31	5,57
4,90	4,72	4,80	5,42	3,67	5,49	5,21	5,31
C8D2							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
2,36	1,79	2,61	2,00	1,63	2,36	2,49	2,98
2,47	1,83	2,64	2,20	1,60	2,22	2,41	2,91
2,32	1,81	2,63	2,32	1,63	2,13	2,38	2,72
C6D4							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
6,46	10,14	10,54	11,47	10,34	8,68	10,99	8,63
6,79	9,46	10,65	11,64	10,60	8,94	10,91	8,57
6,49	9,84	10,54	11,19	10,89	8,84	10,19	8,15
RESULTADOS CONSTANTE DE RIGIDEZ C8D4 (N/mm)							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
2,75	3,84	5,52	4,58	5,29	4,11	4,61	3,73
3,47	4,65	5,54	4,56	5,27	3,82	5,26	3,69
3,23	3,81	4,87	4,37	4,68	3,84	4,82	3,62

Al observar los resultados se puede notar una variación en los valores de la constante de rigidez entre los diferentes tipos. Por ejemplo, para el tipo C6D2, los valores varían entre 4,49 N/mm y 5,65 N/mm, mientras que para el tipo C8D4, los valores se encuentran en el rango de 2,32 N/mm a 5,54 N/mm.

Esta variación en los valores indica los diferentes tipos de resortes presentan distintos niveles de rigidez y comportamiento elástico. Esto se debe a diferencias en el diseño, dimensiones y materiales utilizados en la fabricación de cada tipo de resorte.

#### 1. Análisis comparativo por taller:

Al examinar los resultados para cada taller (T1, T2, T3K, T4, T5, T6, T7, T8), se puede observar cierta variabilidad en los valores de la constante de rigidez para los resortes fabricados en cada taller.

Por ejemplo, para el tipo C6D2, se puede notar que los resortes fabricados en el T5 presentan valores más bajos en comparación con otros talleres, mientras que los resortes fabricados en el T8 muestran los valores más altos.

Esta variabilidad en los resultados puede atribuirse a diferencias en los procesos de fabricación, las técnicas utilizadas y las condiciones específicas de cada taller. Es importante tener en cuenta esta variabilidad al analizar y comparar los resultados entre los diferentes talleres.

#### 2. Consideraciones generales:

En general, los resultados obtenidos de rigidez indican que los resortes fabricados en la mayoría de los talleres evaluados no cumplen con las especificaciones requeridas en términos de rigidez. La falta de cumplimiento de las especificaciones de la constante de rigidez en los resortes fabricados por diversos talleres puede tener repercusiones significativas para los diseñadores. Esto implica la posibilidad de desarrollar diseños ineficientes, exponiendo al producto final a potenciales riesgos de seguridad. Además, la necesidad de rediseñar componentes del producto para acomodar resortes fuera de especificación puede resultar en costos adicionales. Además, la reputación profesional de los diseñadores podría verse

comprometida si los productos no cumplen con los estándares de calidad requeridos. La comunicación con los fabricantes también podría volverse más compleja y requerir una mayor supervisión. Como resultado, los diseñadores pueden verse obligados a ajustar sus enfoques y procesos para garantizar que los resortes cumplan con las especificaciones en el futuro, evitando así estos problemas potenciales.

Los resultados obtenidos en los ensayos de constante de rigidez proporcionan información valiosa sobre las propiedades de los resortes evaluados. Estos resultados respaldan la calidad y el rendimiento adecuado de los resortes fabricados en los diferentes talleres, y sirven como base para futuros análisis y mejoras en el diseño y fabricación de los resortes.

### **3.4 Cálculo de la Precarga Inicial.**

La curva fuerza-desplazamiento de cada resorte se analiza para determinar su precarga inicial utilizando el procedimiento descrito en la metodología, ocupando los mismos puntos estratégicos.

En la Tabla 5 se encuentran detallados los datos obtenidos de la precarga inicial.

**Tabla 5***Precargas iniciales calculadas con los datos experimentales (N)*

C6D2							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
4,71	7,88	3,58	25,40	11,60	3,26	4,11	2,21
17,24	1,88	26,10	17,29	2,06	5,59	2,33	6,09
19,03	9,08	10,64	27,97	3,19	10,23	2,43	1,15
C8D2							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
14,43	0,85	2,18	12,61	3,68	1,75	3,47	6,78
11,62	2,32	2,04	14,19	2,77	2,27	1,02	5,89
16,36	2,49	3,93	8,80	4,68	3,86	0,29	3,05
C6D4							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
8,23	22,46	20,45	96,13	26,94	16,67	38,70	41,43
16,28	22,38	44,49	103,99	61,34	12,67	11,81	43,65
11,43	43,41	20,14	61,38	22,05	8,43	23,54	15,32
C8D4							
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
7,73	12,28	25,75	68,58	34,47	17,34	23,35	15,96
25,53	10,17	36,17	66,12	37,58	13,70	7,55	19,31
17,30	11,77	40,08	56,86	19,77	13,99	6,51	21,30

Al analizar los resultados de la precarga inicial de los resortes, se pueden destacar los siguientes puntos:

Variabilidad entre tipos de resortes:

Los resortes tipo C6D2 exhibieron una amplia variación en los valores de precarga inicial que van desde 2,21 N hasta 27,97 N. Esta diferencia indica que estos resortes tienen diferentes niveles de carga inicial y comportamiento elástico.

Los resortes tipo C8D4 también exhibieron una variación significativa en los valores de precarga inicial que van desde 3,05 N hasta 103,99 N. Esta variación indica que estos resortes tienen un amplio rango de cargas iniciales, lo que puede afectar su desempeño y aplicación específica.

Influencia de los talleres en los resultados:

Se pueden observar variaciones en los valores de precarga inicial al comparar los resultados de diferentes talleres para cada tipo de resorte. Esto sugiere que el proceso de fabricación, la tecnología utilizada y las condiciones del taller tienen un efecto en la precarga inicial del resorte.

Por ejemplo, en el caso de los resortes C6D2, se puede notar que los resortes hechos en el taller T7 muestran valores de precarga inicial más bajos en comparación con los otros talleres, mientras que los resortes hechos en el taller T4 muestran valores más altos. Esto indica posibles diferencias en los procesos de fabricación y ajuste de la precarga inicial entre los talleres.

Importancia de la precarga inicial:

La variabilidad en los valores de precarga inicial entre los resortes y los talleres puede tener implicaciones en el diseño y la selección de resortes para aplicaciones específicas.

La variabilidad en la precarga inicial de un resorte helicoidal de extensión tiene estas implicaciones directas:

1. Comportamiento no lineal: Una baja precarga inicial hace que la relación entre carga y deformación sea menos predecible.
2. Posible fallo o deformación permanente: Una precarga inicial excesiva puede dañar o romper el resorte.
3. Fatiga del material: Una baja precarga inicial aumenta la susceptibilidad a la fatiga debido a ciclos de carga y descarga en el montaje.

Los valores resaltados en naranja en la Tabla 6 representan la constante de rigidez teórica de los cuatro modelos de resortes de referencia. Estos valores se obtuvieron mediante cálculos teóricos que implicaron la sustitución de los especímenes de dichos modelos en la ecuación (6).



En la tabla 6 se exponen las diferencias relativas entre las constantes de rigidez teóricas y las constantes determinadas a partir de los datos experimentales utilizando la metodología de la norma ISO/DIS 22705-2 [2] y cuyos valores se encuentran detallados en la Tabla 6. Los valores se encuentran detallados para los cuatro resortes propuestos inicialmente.

**Tabla 6**

*Diferencias relativas entre las constantes de rigidez teóricas y las experimentales.*

Modelo C6D2							4,69
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
7,72%	4,22%	3,25%	14,00%	34,93%	13,78%	8,32%	20,56%
7,94%	0,38%	0,24%	14,01%	25,71%	16,53%	13,27%	18,76%
4,52%	0,68%	2,29%	15,68%	21,76%	17,20%	11,17%	13,28%
Modelo C8D2							1,98
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
19,31%	9,50%	32,20%	0,95%	17,61%	19,24%	26,08%	50,66%
24,87%	7,48%	33,54%	10,99%	18,93%	12,02%	22,02%	47,30%
17,29%	8,49%	32,96%	17,53%	17,57%	7,86%	20,26%	37,38%
Modelo C6D4							9,38
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
31,09%	8,16%	12,43%	22,39%	10,30%	7,46%	17,21%	7,90%
27,57%	0,91%	13,59%	24,18%	13,11%	4,68%	16,42%	8,54%
30,77%	4,96%	12,45%	19,40%	16,16%	5,76%	8,69%	13,09%
Modelo C8D4							3,96
T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
30,47%	2,91%	39,47%	15,89%	33,79%	3,93%	16,64%	5,76%
12,26%	17,57%	40,08%	15,34%	33,16%	3,51%	32,96%	6,79%
18,33%	3,67%	23,07%	10,42%	18,27%	2,86%	21,91%	8,42%

Los resultados de la tabla indican que las diferencias relativas entre las constantes de rigidez teóricas y las experimentales varían notablemente entre los diferentes talleres y modelos

de resortes. Para el Modelo C6D2, el taller T2 logra la menor diferencia relativa con un 0,38%, indicando una producción más cercana a la rigidez teórica.

En contraste, el taller T5 muestra la mayor diferencia relativa con un 34,93%, indicando una mayor variabilidad en la precisión de la fabricación. Para el Modelo C8D2, el taller T4 se destaca al tener la menor discrepancia relativa con un 0,95% el taller T8 presenta la mayor discrepancia relativa con un 50,66%. Para el Modelo C6D4, el taller T2 destaca con la menor diferencia relativa de 0.91%, mientras que el taller T1 muestra la mayor diferencia con un 31,09%.

Finalmente, para el Modelo C8D4, el taller T2 nuevamente exhibe la menor discrepancia relativa con un 2,91%, mientras que el taller T3 presenta la mayor con un 40.08%. En resumen, el taller T2 tiende a producir resortes con una rigidez más cercana a la teórica.

# CAPÍTULO IV

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

En este trabajo de los 8 talleres que se enviaron a fabricar en las diferentes provincias del Ecuador solamente el taller 2 indica que sus resortes son elaborados con acero negro ASTM A228 mientras que de los restantes existe una carencia de información sobre los materiales utilizados en la fabricación de estos resortes. Esto es un asunto crítico que impacta la comprensión del tipo de material lo cual afecta directamente a sus propiedades mecánicas y comportamiento bajo cargas.

Los resortes más comúnmente encontrados presentaron un diámetro de alambre que osciló mayoritariamente entre 2 y 6 milímetros, diámetro externo de la espira entre 10 y 40 mm y entre 15 a 35 número de espiras activas.

Se debe adoptar prácticas de fabricación modernas con tecnología actualizada, implementar controles de calidad rigurosos y seguir estrictamente las normas y certificaciones internacionales, como la norma ISO-DIS22705-2, para mejorar la producción y la confiabilidad de los resortes helicoidales de tracción fabricados en Ecuador. Esto ayuda a fortalecer la imagen de la industria nacional y aumentar la competitividad en el mercado local e internacional.

Las alta diferencias relativas entre las constantes de rigidez teóricas y las experimentales. (tabla 6) por parte de la mayoría de los talleres se debe a la falta de precisión geométrica en la fabricación de resortes.

En este trabajo la caracterización del comportamiento mecánico de los resortes helicoidales de tracción fabricados en Ecuador mostró que el ensayo de tracción es una herramienta efectiva para determinar la constante de rigidez y la precarga inicial.

Además, es la herramienta más sofisticada disponible ya que permite identificar hasta qué punto un resorte presenta comportamientos no lineales, lo cual permite entender de mejor forma su comportamiento mecánico

## 4.2 Recomendaciones

Para mejorar la producción, calidad y confiabilidad de los resortes helicoidales de tracción fabricados en Ecuador en base a esta investigación es importante mencionar las siguientes recomendaciones:

Obtener información precisa y detallada sobre los proveedores que cuenten con materia prima certificada, para luego registrarla y documentarla.

Asegurarse de que los materiales, herramientas y procesos utilizados cumplen con los estándares requeridos.

Fomentar en la industria ecuatoriana, la adopción de buenas prácticas de manufactura y tecnología actualizada, mediante la aplicación de controles de calidad rigurosos, normas y certificaciones internacionales, durante la producción de resortes helicoidales, como por ejemplo la implementación de la norma ISO-DIS-22705-2.

Elaborar las respectivas fichas o especificaciones técnicas mínimas del resorte de tracción, como la precarga inicial y la constante de rigidez, con el fin de brindar información actualizada y así permitir que cliente realice la mejor elección del producto.

Realizar un mayor número de ensayos sobre el comportamiento mecánico de diferentes resortes helicoidales de tracción para aplicar un análisis estadístico y generar una base de datos a nivel nacional y comparar con los estándares internacionales.

Con estos parámetros se pretende confiar y fortalecer la producción de resortes helicoidales de tracción en la industria ecuatoriana, aumentar la competitividad en el mercado nacional e internacional y garantizar la calidad y fiabilidad de los productos.

## REFERENCIAS

- [1] P. Ñauta & C. Riera, Caracterización de propiedades mecánicas de los aceros para construcción de maquinaria que se comercializan en el Ecuador, 2015.
- [2] Norma Internacional ISO/DIS 22705-2, Resortes — Parámetros de medición y ensayo — Parte 2: Resortes de extensión helicoidales cilíndricos conformados en frío. Secretaria Central de ISO, 2022.
- [3] L. Useche, Diseño de Elementos de Máquinas, 2018.
- [4] L. Gómez, Estudio sobre las variables que intervienen en el proceso de elaboración de un resorte de compresión que permitan optimizar la etapa de ajuste, 2016.
- [5] J. Barcenás, Diseño de un sistema de sujeción para los elementos neumáticos fijos del laboratorio de neumática de la UAN, 2021.
- [6] M. Ortiz & A. Avilés, Módulo de rigidez del resorte helicoidal, 2022.
- [7] B. Buxton, Estudio y diseño de un mecanismo alternativo de comprimir muelles, 2021.
- [8] L. Venegas, Diseño de resorte, 2011.
- [9] R. Sáez, Estudio cinemático y dinámico muelles a gas portón vehículo utilitario, 2019.
- [10] Vanderbilt, Resortes Vanderbilt - productos con calidad garantizada, 2022.
- [11] Villasana, Soluciones Industriales Villasana, 2018.
- [12] James Heal, OPERATOR'S GUIDE, Titan5 Universal Strength Tester Model 1410, 2014.



## **ANEXOS**

**Anexo 1.** Tabla de ecuaciones

<b>VALORES DEFINIDOS</b>				
<b>ENTRADA</b>	<b>VARIABLE</b>	<b>TIPO DE VARIABLE</b>	<b>VEASE</b>	<b>UNIDAD</b>
$C = \text{índice del resorte}$	Índice de Resorte 6 y 8	CONSTANTE	DEFINIDA	ninguna
$d = \text{diámetro del alambre}$	Diámetro de Alambre 2mm y 4mm	CONSTANTE	DEFINIDA	mm
$n = \text{factor de seguridad}$	Factor de seguridad para la torsión del gancho en el extremo B 2.5	CONSTANTE	DEFINIDA	ninguna
$N_b = \text{espiras cuerpo}$	Número de espiras en el cuerpo 20	CONSTANTE	DEFINIDA	ninguna
$Y_{15mm} = 15mm$	Dimensión máxima de alargamiento establecida para obtener los datos en el ensayo	CONSTANTE	DEFINIDA	mm
<b>PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL DEL RESORTE</b>				
$\text{Material} = \text{Tipo de Material}$	Tipo de material A228	CONSTANTE	DEFINIDA	ninguna
$E = \text{módulo de elasticidad}$	Módulo de Elasticidad	CONSTANTE	Tabla 10-5	GPa
$G = \text{módulo de rigidez}$	Módulo de Rigidez	CONSTANTE	Tabla 10-5	GPa
$\gamma = \text{densidad de peso}$	Densidad de peso	CONSTANTE	Tabla E1	$g/cm^3$
$m = \text{Exponente } m$	Exponente m	CONSTANTE	Tabla 10-4	$m^3$
$A = \text{Exponente } A$	Exponente A	CONSTANTE	Tabla 10-4	ninguna
$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$	Esfuerzo último a la tracción del alambre	CONSTANTE	Ec.1.1	MPa
$S_{sy} = 0,45 * S_{ut}$	Resistencia a la tensión en torsión en el cuerpo del resorte	CONSTANTE	Ec.1.2 Tabla 10-7	MPa
$S_{syExtremo} = 0,4 * S_{ut}$	Resistencia a la tensión en torsión en el extremo del resorte	CONSTANTE	Ec.1.3 Tabla 10-7	MPa
$S_y = 0,75 * S_{ut}$	Resistencia a la fluencia	CONSTANTE	Ec.1.4 Tabla 10-7	MPa
<b>PROPIEDADES GEOMÉTRICAS</b>				
$D = C * d$	Diámetro de muelle medio	TEÓRICA FÍSICA	Ec.1.5	mm



$D_1 = D + d$	Diámetro de muelle exterior	TEÓRICA FÍSICA	Ec.1.6	mm
$D_2 = D - d$	Diámetro de muelle interior	TEÓRICA FÍSICA	Ec.1.7	mm
$r_1 = \frac{D}{2}$	Radio del círculo del gancho	TEÓRICA FÍSICA	Ec.1.8	mm
$r_2 = 2 * d$	Radio de doblez	SUPOSICIÓN FÍSICA	Ec.1.9	mm
$L_0 = (2C - 1 + N_b)d$	Longitud libre	TEÓRICA FÍSICA	Ec.1.10	mm
$L_f = L_0 - 2 * D_2$	Longitud del cuerpo	TEÓRICA FÍSICA	Ec.1.11	mm
<b>DIFERENTES ÍNDICES C TEÓRICOS PARA LOS FACTORES DE CORRECCIÓN</b>				
$C_1 = \frac{2 * r_1}{d}$	Índice de resorte para el gancho en el punto A flexión en el punto A	TEÓRICA	Ec.1.12	ninguna
$C_2 = \frac{2 * r_2}{d}$	Índice de resorte para el gancho en el punto B torsión en el punto B "más crítico"	TEÓRICA	Ec.1.13	ninguna
<b>FACTORES DE CORRECCIÓN TEÓRICOS PARA DETERMINAR LOS ESFUERZOS EN LOS PUNTOS MÁS CRÍTICOS DEL RESORTE</b>				
$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C}$	Factor de corrección de Wahl de curvatura en el punto A de	TEÓRICA	Ec.1.14	ninguna
$K_A = \frac{4C_1^2 - C_1 - 1}{4C_1(C_1 - 1)}$	Factor de corrección de curvatura en el punto A de los extremos del resorte	TEÓRICA	Ec.1.15	ninguna
$K_B = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4}$	Factor de corrección de curvatura en el punto B de los extremos del resorte	TEÓRICA	Ec.1.16	ninguna
<b>FUERZAS MÁXIMAS TEÓRICAS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>				
$F_{maxAespiral} = \frac{S_{sy} * d^3 * \pi}{8 * K_w * D}$	Fuerza máxima para el esfuerzo máximo de torsión en el cuerpo del resorte en el punto A	TEÓRICA	Ec.1.17	N
$F_{maxAGancho} = \frac{S_{sy} * d^3 * \pi}{4 * d + 16 * K_A * D}$	Fuerza máxima para el esfuerzo máximo de flexión en el gancho del resorte en el punto A	TEÓRICA	Ec.1.18	N
$F_{maxBGancho} = \frac{S_{syextremo} * d^3 * \pi}{8 * K_w * D}$	Fuerza máxima para el esfuerzo máximo de torsión en el gancho del resorte en el punto B	TEÓRICA	Ec.1.19	N

$F_{\text{máximas}} = \begin{bmatrix} F_{\text{máx}A\text{espiral}} \\ F_{\text{máx}A\text{Gancho}} \\ F_{\text{máx}B\text{Gancho}} \end{bmatrix}$	Matriz de fuerzas en los puntos más críticos del resorte	TEÓRICA		N
$F_{\text{máx}} = \min(\text{Fuerzas máximas})$	Fuerza máxima teórica es la fuerza mínima de los puntos más críticos	TEÓRICA	Ec.1.20	N
$F_{\text{trabajo}} = \frac{F_{\text{máx}}}{n}$	Fuerza máxima de trabajo con un factor de seguridad	TEÓRICA	Ec.1.21	N
<b>ESFUERZOS MÁXIMOS TEÓRICOS PERMISIBLES PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>				
$\tau_{\text{máx}A\text{Espiral}} = \frac{8 \cdot K_w \cdot F_{\text{máx}A\text{Espiral}} \cdot D}{\pi d^3}$	Esfuerzo cortante bajo la carga máxima en el cuerpo del resorte	TEÓRICA	Ec.1.22	MPa
$\sigma_{\text{máx}A\text{Gancho}} = F_{\text{máx}A\text{Gancho}} \left( K_A \frac{16 \cdot D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right)$	Esfuerzo de flexión bajo la carga máxima en el gancho del resorte en el punto A	TEÓRICA	Ec.1.23	MPa
$\tau_{\text{máx}B\text{Espiral}} = K_B \left( \frac{8 F_{\text{máx}B\text{Gancho}} \cdot D}{\pi d^3} \right)$	Esfuerzo cortante bajo la carga máxima en el gancho del resorte en el punto B	TEÓRICA	Ec.1.24	MPa
<b>ESFUERZOS TEÓRICOS CON LA FUERZA DE TRABAJO PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>				
$\tau_{\text{trabajo}A\text{Espiral}} = \frac{8 \cdot K_w \cdot F_{\text{trabajo}} \cdot D}{\pi d^3}$	Esfuerzo cortante bajo la carga de trabajo en el cuerpo del resorte	TEÓRICA	Ec.1.25	MPa
$\sigma_{\text{trabajo}A\text{Gancho}} = F_{\text{trabajo}} \left( K_A \frac{16 \cdot D}{\pi d^3} + \frac{4}{\pi d^2} \right)$	Esfuerzo de flexión bajo la carga de trabajo en el gancho del resorte en el punto A	TEÓRICA	Ec.1.26	MPa
$\tau_{\text{trabajo}B\text{Gancho}} = K_B \left( \frac{8 F_{\text{trabajo}} \cdot D}{\pi d^3} \right)$	Esfuerzo cortante bajo la carga de trabajo en el gancho del resorte en el punto B	TEÓRICA	Ec.1.27	MPa
<b>FACTORES DE SEGURIDAD TEÓRICOS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>				
$n_{A\text{espiral}} = \frac{S_{sy}}{\tau_{\text{trabajo}A\text{Espiral}}}$	Factor de seguridad cortante bajo la carga de trabajo en el cuerpo del resorte	TEÓRICA	Ec.1.28	ninguna
$n_{A\text{Gancho}} = \frac{S_y}{\sigma_{\text{trabajo}A\text{Gancho}}}$	Factor de seguridad de flexión bajo la carga de trabajo en el gancho del resorte en el punto A	TEÓRICA	Ec.1.29	ninguna
$n_{B\text{Gancho}} = \frac{S_{sy\text{Extremo}}}{\tau_{\text{trabajo}B\text{Gancho}}}$	Factor de seguridad de torsión bajo la carga de trabajo en el gancho del resorte en el punto A	TEÓRICA	Ec.1.30	ninguna
<b>PRETENSION DEL MUELLE</b>				

$F_i = 0,1 * F_{trabajo}$	Para poder estimar en los cálculos la precarga inicial hacemos una suposición en donde asumimos que la precarga inicial es el 10% de la fuerza de trabajo con un factor de seguridad de 2,5	TEÓRICA Y PRÁCTICA	Ec.1.31	N
$\tau_{no\ corr\ TEÓRICA} = \frac{8F_i * D}{\pi * d^3}$	Esfuerzo no corregido con la fuerza inicial supuesta	TEÓRICA	Ec.1.32	MPa
$\tau_{corr\ TEÓRICA} = \frac{8K_w * F_i * D}{\pi * d^3}$	Esfuerzo corregido con la fuerza inicial supuesta	TEÓRICA	Ec.1.33	MPa
<b>PROPIEDADES DEL RESORTE</b>				
$N_a = N_b$	Número de espiras activas en el cuerpo	TEÓRICA Y PRÁCTICA	Ec.1.34	ninguna
$k = \frac{d^4 G}{8 * D^3 * N_a}$	Constante del resorte	TEÓRICA	Ec.1.35	N/mm
$W = \frac{\pi^2 * d^2 * DN_a * \gamma}{4}$	Peso del resorte	TEÓRICA	Ec.1.36	g
$Y_{max} = \frac{F_{max} - F_i}{k}$	Flexión máxima teórica del muelle	TEÓRICA	Ec.1.37	mm
$Y_{trabajo} = \frac{F_{trabajo} - F_i}{k}$	Flexión de trabajo máxima teórica del muelle	TEÓRICA	Ec.1.38	mm
$F_{15mm} = Y_{15mm} * k + F_i$	Fuerza teórica necesaria para alargar 15 mm	TEÓRICA	Ec.1.39	N
$Energía_{max} = \int_{0\ mm}^{Y_{max}} F_i + k * y\ dy$	Energía de deformación máxima del resorte	TEÓRICA	Ec.1.40	J
$Energía_{trabajo} = \int_{0\ mm}^{Y_{trabajo}} F_i + k * y\ dy$	Energía de deformación de trabajo del resorte	TEÓRICA	Ec.1.41	J

**Anexo 2.** Cálculos Teóricos: Modelo C6D2

<b>VALORES DEFINIDOS:</b>		
$C = 6$	DEFINIDO	
$d = 2 \text{ mm}$	DEFINIDO	
$n = 2,5$	DEFINIDO	
$N_b = 20$	DEFINIDO	
$Y_{15\text{mm}} = 15\text{mm}$	DEFINIDO	
<b>PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL DEL RESORTE:</b>		
$\text{Material} = \text{ASTMA228}$	DEFINIDO	
$E = 196,5 \text{ GPa}$	Tabla 10-5	
$G = 81 \text{ GPa}$	Tabla 10-5	
$\gamma = 7,9 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$	Tabla E1	
$m = 0,145$	Tabla 10-4	
$A = 201 \text{ ksi} \cdot \text{in}^m$	Tabla 10-4	
$S_{ut} = 2003,4 \text{ MPa}$	Ec. 1.1	
$S_{sy} = 901,5 \text{ MPa}$	Ec. 1.2	Tabla 10-7
$S_{sy \text{ Extremo}} = 801,4 \text{ MPa}$	Ec. 1.3	Tabla 10-7
$S_y = 1502,5 \text{ MPa}$	Ec. 1.4	Tabla 10-7
<b>PROPIEDADES GEOMÉTRICAS</b>		
$D = 12 \text{ mm}$	Ec. 1.5	
$D_1 = 14 \text{ mm}$	Ec. 1.6	
$D_2 = 10 \text{ mm}$	Ec. 1.7	
$r_1 = 6 \text{ mm}$	Ec. 1.8	
$r_2 = 3 \text{ mm}$	Ec. 1.9	
$L_0 = 62 \text{ mm}$	Ec. 1.10	
$L_f = 42 \text{ mm}$	Ec. 1.11	
<b>DIFERENTES ÍNDICES C TEÓRICOS PARA LOS FACTORES DE CORRECCIÓN</b>		
$C_1 := \frac{2 * r_1}{d} = 6$	Ec. 1.12	
$C_2 := \frac{2 * r_2}{d} = 3$	Ec.1.13	
<b>FACTORES DE CORRECCIÓN TEÓRICOS PARA DETERMINAR LOS ESFUERZOS EN LOS PUNTOS MÁS CRÍTICOS DEL RESORTE</b>		
$K_w = 1,253$	Ec. 1.14	
$K_A = 1,142$	Ec. 1.15	
$K_B = 1,375$	Ec. 1.16	
<b>FUERZAS MÁXIMAS TEÓRICAS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$F_{\text{max}A \text{ Espiral}} = 188,4 \text{ N}$	Ec. 1.17	
$F_{\text{max}A \text{ Gancho}} = 166,2 \text{ N}$	Ec. 1.18	
$F_{\text{max}B \text{ Gancho}} = 152,578 \text{ N}$	Ec. 1.19	

$Fuerzas\ máximas = \begin{bmatrix} 188,439 \\ 166,211 \\ 152,578 \end{bmatrix} N$		
$F_{max} = 152,578 N$	Ec. 1.20	
$F_{trabajo} = 61,031 N$	Ec. 1.21	
<b>ESFUERZOS MÁXIMOS TEÓRICOS PERMISIBLES PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO:</b>		
$\tau_{maxA\ Espiral} = 901,5 MPa$	Ec. 1.22	
$\sigma_{maxA\ Gancho} = 1502,5 MPa$	Ec. 1.23	
$\tau_{maxB\ Gancho} = 801,4 MPa$	Ec. 1.24	
<b>ESFUERZOS TEÓRICOS CON LA FUERZA DE TRABAJO PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$\tau_{trabajoA\ Espiral} = 291,986 MPa$	Ec. 1.25	
$\sigma_{trabajoA\ Gancho} = 551,723 MPa$	Ec. 1.26	
$\tau_{trabajoB\ Gancho} = 320,543 MPa$	Ec. 1.27	
<b>FACTORES DE SEGURIDAD TEÓRICOS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$n_{A\ Espiral} := \frac{S_{sy}}{\tau_{trabajoA\ Espiral}} = 3,088$	Ec. 1.28	
$n_{A\ Gancho} := \frac{S_y}{\sigma_{trabajoA\ Gancho}} = 2,723$	Ec. 1.29	
$n_{B\ Gancho} := \frac{S_{syEXTREMO}}{\tau_{trabajoB\ Gancho}} = 2,5$	Ec. 1.30	
<b>PRETENSIÓN DEL MUELLE</b>		
$F_i = 6,103 N$	Ec. 1.31	
$\tau_{no\ corr\ TEÓRICA} = 23,312 MPa$	Ec. 1.32	
$\tau_{corr\ TEÓRICA} = 29,199 MPa$	Ec. 1.33	
<b>PROPIEDADES DEL RESORTE</b>		
$N_a := N_b = 20$	Ec. 1.34	
$= 4,6 \frac{N}{mm}$	Ec. 1.35	
$W = 18,71 g$	Ec. 1.36	
$Y_{max} = 31,248 mm$	Ec. 1.37	
$Y_{trabajo} = 11,718 mm$	Ec. 1.38	
$F_{15mm} = 76,416 N$	Ec. 1.39	
$Energía_{max} = 3,003 J$	Ec. 1.40	
$Energía_{trabajo} = 0,476 J$	Ec. 1.41	

### Anexo 3. Cálculos Teóricos: Modelo C8D2

<b>VALORES DEFINIDOS:</b>		
$C = 8$	DEFINIDO	
$d = 2 \text{ mm}$	DEFINIDO	
$n = 2,5$	DEFINIDO	
$N_b = 20$	DEFINIDO	
$Y_{15\text{mm}} = 15\text{mm}$	DEFINIDO	
<b>PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL DEL RESORTE:</b>		
$\text{Material} = \text{ASTMA228}$	DEFINIDO	
$E = 196,5 \text{ GPa}$	Tabla 10-5	
$G = 81 \text{ GPa}$	Tabla 10-5	
$\gamma = 7,9 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$	Tabla E1	
$m = 0,145$	Tabla 10-4	
$A = 201 \text{ ksi} \cdot \text{in}^m$	Tabla 10-4	
$S_{ut} = 2003,4 \text{ MPa}$	Ec. 1.1	
$S_{sy} = 901,5 \text{ MPa}$	Ec. 1.2	Tabla 10-7
$S_{sy \text{ Extremo}} = 801,4 \text{ MPa}$	Ec. 1.3	Tabla 10-7
$S_y = 1502,5 \text{ MPa}$	Ec. 1.4	Tabla 10-7
<b>PROPIEDADES GEOMETRICAS</b>		
$D = 16\text{mm}$	Ec. 1.5	
$D_1 = 18 \text{ mm}$	Ec. 1.6	
$D_2 = 14 \text{ mm}$	Ec. 1.7	
$r_1 = 8 \text{ mm}$	Ec. 1.8	
$r_2 = 3 \text{ mm}$	Ec. 1.9	
$L_0 = 70 \text{ mm}$	Ec. 1.10	
$L_f = 42 \text{ mm}$	Ec. 1.11	
<b>DIFERENTES ÍNDICES C TEÓRICOS PARA LOS FACTORES DE CORRECCIÓN</b>		
$C_1 := \frac{2 * r_1}{d} = 8$	Ec. 1.12	
$C_2 := \frac{2 * r_2}{d} = 3$	Ec.1.13	
<b>FACTORES DE CORRECCIÓN TEÓRICOS PARA DETERMINAR LOS ESFUERZOS EN LOS PUNTOS MÁS CRÍTICOS DEL RESORTE</b>		
$K_w = 1,2$	Ec. 1.14	
$K_A = 1,103$	Ec. 1.15	
$K_B = 1,375$	Ec. 1.16	
<b>FUERZAS MÁXIMAS TEÓRICAS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$F_{\text{max}A \text{ Espiral}} = 149,5 \text{ N}$	Ec. 1.17	
$F_{\text{max}A \text{ Gancho}} = 130,1 \text{ N}$	Ec. 1.18	
$F_{\text{max}B \text{ Gancho}} = 114,34 \text{ N}$	Ec. 1.19	

$Fuerzas\ máximas = \begin{bmatrix} 149,503 \\ 130,089 \\ 114,34 \end{bmatrix} N$		
$F_{max} = 1114,34 N$	Ec. 1.20	
$F_{trabajo} = 45,773 N$	Ec. 1.21	
<b>ESFUERZOS MÁXIMOS TEÓRICOS PERMISIBLES PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO:</b>		
$\tau_{maxA\ Espiral} = 901,5 MPa$	Ec. 1.22	
$\sigma_{maxA\ Gancho} = 1502,5 MPa$	Ec. 1.23	
$\tau_{maxB\ Gancho} = 801,4 MPa$	Ec. 1.24	
<b>ESFUERZOS TEÓRICOS CON LA FUERZA DE TRABAJO PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$\tau_{trabajoA\ Espiral} = 276,021 MPa$	Ec. 1.25	
$\sigma_{trabajoA\ Gancho} = 528,688 MPa$	Ec. 1.26	
$\tau_{trabajoB\ Gancho} = 320,543 MPa$	Ec. 1.27	
<b>FACTORES DE SEGURIDAD TEÓRICOS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$n_{A\ Espiral} := \frac{S_{sy}}{\tau_{trabajoA\ Espiral}} = 3,266$	Ec. 1.28	
$n_{A\ Gancho} := \frac{S_y}{\sigma_{trabajoA\ Gancho}} = 2,842$	Ec. 1.29	
$n_{B\ Gancho} := \frac{S_{syEXTREMO}}{\tau_{trabajoB\ Gancho}} = 2,5$	Ec. 1.30	
<b>PRETENSIÓN DEL MUELLE</b>		
$F_i = 4,577 N$	Ec. 1.31	
$\tau_{no\ corr\ TEÓRICA} = 23,312 MPa$	Ec. 1.32	
$\tau_{corr\ TEÓRICA} = 27,602 MPa$	Ec. 1.33	
<b>PROPIEDADES DEL RESORTE</b>		
$N_a := N_b = 20$	Ec. 1.34	
$k = 1,9 \frac{N}{mm}$	Ec. 1.35	
$W = 24,95 g$	Ec. 1.36	
$Y_{max} = 55,552 mm$	Ec. 1.37	
$Y_{trabajo} = 20,832 mm$	Ec. 1.38	
$F_{15mm} = 34,24 N$	Ec. 1.39	
$Energía_{max} = 3,306 J$	Ec. 1.40	
$Energía_{trabajo} = 0,524 J$	Ec. 1.41	

#### Anexo 4. Cálculos Teóricos: Modelo C6D4

<b>VALORES DEFINIDOS</b>		
$C = 6$	DEFINIDO	
$d = 4 \text{ mm}$	DEFINIDO	
$n = 2,5$	DEFINIDO	
$N_b = 20$	DEFINIDO	
$Y_{15\text{mm}} = 15 \text{ mm}$	DEFINIDO	
<b>PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL DEL RESORTE</b>		
<i>Material = Tipo de Material</i>	DEFINIDO	
$E = 196,5 \text{ GPa}$	Tabla 10-5	
$G = 81 \text{ GPa}$	Tabla 10-5	
$\gamma = 7,9 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$	Tabla E1	
$m = 0,145$	Tabla 10-4	
$A = 201 \text{ ksi} \cdot \text{in}^m$	Tabla 10-4	
$S_{ut} = 1811,8 \text{ MPa}$	Ec. 1.1	CONSTANTE
$S_{sy} = 815,3 \text{ MPa}$	Ec. 12	Tabla 10-7
$S_{sy\text{Extremo}} = 724,7 \text{ MPa}$	Ec. 1.3	Tabla 10-7
$S_y = 1358,9 \text{ MPa}$	Ec. 1.4	Tabla 10-7
<b>PROPIEDADES GEOMÉTRICAS</b>		
$D = 24 \text{ mm}$	Ec. 1.5	
$D_1 = 28 \text{ mm}$	Ec. 1.6	
$D_2 = 20 \text{ mm}$	Ec. 1.7	
$r_1 = 12 \text{ mm}$	Ec. 1.8	
$r_2 = 6 \text{ mm}$	Ec. 1.9	
$L_0 = 124 \text{ mm}$	Ec. 1.10	
$L_f = 84 \text{ mm}$	Ec. 1.11	
<b>DIFERENTES ÍNDICES C TEÓRICOS PARA LOS FACTORES DE CORRECCIÓN</b>		
$C_1 := \frac{2 * r_1}{d} = 6$	Ec.1.12	
$C_2 := \frac{2 * r_2}{d} = 3$	Ec.1.13	
<b>FACTORES DE CORRECCIÓN TEÓRICOS PARA DETERMINAR LOS ESFUERZOS EN LOS PUNTOS MÁS CRÍTICOS DEL RESORTE</b>		
$K_W = 1,3$	Ec. 1.14	
$K_A = 1,142$	Ec. 1.15	
$K_B = 1,375$	Ec. 1.16	
<b>FUERZAS MÁXIMAS TEÓRICAS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$F_{\text{maxA Espiral}} = 681,7 \text{ N}$	Ec. 1.17	
$F_{\text{maxA Gancho}} = 601,3 \text{ N}$	Ec. 1.18	
$F_{\text{maxB Gancho}} = 551,954 \text{ N}$	Ec. 1.19	



$Fuerzasmáximas = \begin{bmatrix} 681,68 \\ 601,271 \\ 551,954 \end{bmatrix} N$		
$F_{max} = 551,954 N$	Ec. 1.20	
$F_{trabajo} = 220,782 N$	Ec. 1.21	
<b>ESFUERZOS MÁXIMOS TEÓRICOS PERMISIBLES PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO:</b>		
$\tau_{maxA Espiral} = 815,3 MPa$	Ec. 1.22	
$\sigma_{maxA Gancho} = 1358,9 MPa$	Ec. 1.23	
$\tau_{maxB Gancho} = 724,7 MPa$	Ec. 1.24	
<b>ESFUERZOS TEÓRICOS CON LA FUERZA DE TRABAJO PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$\tau_{maxA Espiral} = 264,066 MPa$	Ec. 1.25	
$\sigma_{maxA Gancho} = 498,967 MPa$	Ec. 1.26	
$\tau_{maxB Gancho} = 289,893 MPa$	Ec. 1.27	
<b>FACTORES DE SEGURIDAD TEÓRICOS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$n_{A Espiral} := \frac{S_{sy}}{\tau_{trabajoA Espiral}} = 3.08$	Ec.1.28	
$n_{A Gancho} := \frac{S_y}{\sigma_{trabajoA Gancho}} = 2.723$	Ec.1.29	
$n_{B Gancho} := \frac{S_{Sy Extremo}}{\tau_{trabajoB Gancho}} = 2.5$	Ec.1.30	
<b>PRETENSIÓN DEL MUELLE</b>		
$F_i = 22,078 N$	Ec. 1.31	
$\tau_{no corr TEÓRICA} = 21,083 MPa$	Ec. 1.32	
$\tau_{corr TEÓRICA} = 26,407 MPa$	Ec. 1.33	
<b>PROPIEDADES DEL RESORTE</b>		
$N_a := N_b = 20$	Ec. 1.34	
$K = 9,3 \frac{N}{mm}$	Ec. 1.35	
$W = 149,7 g$	Ec. 1.36	
$Y_{max} = 56,52 mm$	Ec. 1.37	
$Y_{trabajo} = 21,195 mm$	Ec. 1.38	
$F_{15mm} = 162,703 N$	Ec. 1.39	
$ENERGIA_{max} = 16,222 J$	Ec. 1.40	
$ENERGIA_{trabajo} = 2,774 J$	Ec.1.41	

## Anexo 5. Cálculos Teóricos: Modelo C8D4

<b>VALORES DEFINIDOS</b>		
$C = 8$	DEFINIDO	
$d = 4 \text{ mm}$	DEFINIDO	
$n = 2,5$	DEFINIDO	
$N_b = 20$	DEFINIDO	
$Y_{15mm} = 15mm$	DEFINIDO	
<b>PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL DEL RESORTE</b>		
<i>Material = Tipo de Material</i>	DEFINIDO	
$E = 196,5 \text{ GPa}$	Tabla 10-5	
$G = 81 \text{ GPa}$	Tabla 10-5	
$\gamma = 7,9 \frac{g}{cm^3}$	Tabla E1	
$m = 0,145$	Tabla 10-4	
$A = 201 \text{ ksi} \cdot in^m$	Tabla 10-4	
$S_{ut} = 1811,8 \text{ MPa}$	Ec, 1,1	
$S_{sy} = 815,3 \text{ MPa}$	Ec, 12	Tabla 10-7
$S_{sy \text{ Extremo}} = 724,7 \text{ MPa}$	Ec, 1.3	Tabla 10-7
$S_y = 1358,9 \text{ MPa}$	Ec. 1.4	Tabla 10-7
<b>PROPIEDADES GEOMETRICAS</b>		
$D = 32 \text{ mm}$	Ec. 1.5	
$D_1 = 36 \text{ mm}$	Ec. 1.6	
$D_2 = 28 \text{ mm}$	Ec. 1.7	
$r_1 = 16 \text{ mm}$	Ec. 1.8	
$r_2 = 6 \text{ mm}$	Ec. 1.9	
$L_0 = 140 \text{ mm}$	Ec. 1.10	
$L_f = 84 \text{ mm}$	Ec. 1.11	
<b>DIFERENTES ÍNDICES C TEÓRICOS PARA LOS FACTORES DE CORRECCIÓN</b>		
$C_1 = \frac{2 * r_1}{d} = 8$	Ec.1.12	
$C_2 = \frac{2 * r_2}{d} = 3$	Ec.1.13	
<b>FACTORES DE CORRECCIÓN TEÓRICOS PARA DETERMINAR LOS ESFUERZOS EN LOS PUNTOS MÁS CRÍTICOS DEL RESORTE</b>		
$K_w = 1,2$	Ec. 1.14	
$K_A = 1,103$	Ec. 1.15	
$K_B = 1,375$	Ec. 1.16	
<b>FUERZAS MÁXIMAS TEÓRICAS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$F_{maxA \text{ Espiral}} = 540,8 \text{ N}$	Ec. 1.17	
$F_{maxA \text{ Gancho}} = 470,6 \text{ N}$	Ec. 1.18	
$F_{maxB \text{ Gancho}} = 413,966 \text{ N}$	Ec. 1.19	

$F_{\text{máximas}} = \begin{bmatrix} 540,831 \\ 470,601 \\ 413,966 \end{bmatrix} N$		
$F_{\text{max}} = 413,966 N$	Ec. 1.20	
$F_{\text{max}} = 165,586 N$	Ec. 1.21	
<b>ESFUERZOS MÁXIMOS TEÓRICOS PERMISIBLES PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO:</b>		
$\tau_{\text{max A Espiral}} = 815,3 MPa$	Ec. 1.22	
$\sigma_{\text{max A Gancho}} = 1358,9 MPa$	Ec. 1.23	
$\tau_{\text{max B Gancho}} = 724,7 MPa$	Ec. 1.24	
<b>ESFUERZOS TEÓRICOS CON LA FUERZA DE TRABAJO PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$\tau_{\text{max A Espiral}} = 249,628 MPa$	Ec. 1.25	
$\sigma_{\text{max A Gancho}} = 478,135 MPa$	Ec. 1.26	
$\tau_{\text{max B Gancho}} = 289,89 MPa$	Ec. 1.27	
<b>FACTORES DE SEGURIDAD TEÓRICOS PARA LOS DIFERENTES PUNTOS CRÍTICOS EN LA ESPIRA DEL RESORTE Y EN EL GANCHO</b>		
$n_{A \text{ Espiral}} := \frac{S_{sy}}{\tau_{\text{trabajoA Espiral}}} = 3,266$	Ec.1.28	
$n_{A \text{ Gancho}} := \frac{S_y}{\sigma_{\text{trabajoA Gancho}}} = 2,842$	Ec.1.29	
$n_{B \text{ Gancho}} := \frac{S_{sy \text{ Extremo}}}{\tau_{\text{trabajoB Gancho}}} = 2,5$	Ec.1.30	
<b>PRETENSIÓN DEL MUELLE</b>		
$F_i = 16,559 N$	Ec. 1.31	
$\tau_{\text{no corr TEÓRICA}} = 21,083 MPa$	Ec. 1.32	
$\tau_{\text{corr TEÓRICA}} = 24,963 MPa$	Ec. 1.33	
<b>PROPIEDADES DEL RESORTE</b>		
$N_a := N_b = 20$	Ec. 1.34	
$k = 3,96 \frac{N}{mm}$	Ec. 1.35	
$W = 199,6 g$	Ec. 1.36	
$Y_{\text{max}} = 100,48 mm$	Ec. 1.37	
$Y_{\text{trabajo}} = 37,68 mm$	Ec. 1.38	
$F_{15mm} = 75,885 N$	Ec. 1.39	
$Energía_{\text{max}} = 21,63 J$	Ec. 1.40	
$Energía_{\text{trabajo}} = 3,432 J$	Ec.1.41	