

SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE RESORTES

**JOHAN EMIRO REYES BOLAÑOS
JULIAN FRANCISCO PINTO VARGAS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FISICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE RESORTES

**JOHAN EMIRO REYES BOLAÑOS
JULIAN FRANCISCO PINTO VARGAS**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
LEONIDAS VASQUEZ CHAPARRO
Ingeniero Mecánico MSC**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FISICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

DEDICATORIA

A Dios
A nuestros padres
A mi hermana

Johan Emiro

DEDICATORIA

A Dios por ser mi guía.
A mis padres por su apoyo incondicional

Julián Francisco

AGRADECIMIENTOS

A Leónidas Vásquez Chaparro, ingeniero mecánico, director del proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

Al Ingeniero Jose David Verdeza Ramirez y Flia por su colaboración .

A la Universidad Industrial de Santander por habernos brindado sus conocimientos.

A todas las personas que de una u otra manera estuvieron con nosotros en el desarrollo de este proyecto.

Gracias.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1 TEORÍA GENERAL SOBRE RESORTES	4
1.1 RESORTES HELICOIDALES A COMPRESIÓN.....	4
1.1.1 La Ley De Hook	5
1.1.2 Constante Del Resorte K.....	5
1.1.3 Índice Del Resorte.....	6
1.1.4 Número De Espiras Activas Na.....	6
1.1.5 Número De Espiras Totales Nt.....	7
1.1.6 Longitud libre.....	7
1.1.7 Altura sólida	8
1.1.8 Deformación sólida.....	9
1.1.9 Paso entre espiras..	9
1.1.10 Angulo de avance.....	10
1.1.11 Diámetro incrementado	10
1.1.12 Esfuerzos inducidos en resortes a compresión.....	11
1.1.13 Esfuerzos de cálculo	11
1.1.14 Criterio diseño a carga estática	12
1.1.15 Criterio diseño para carga dinámica.....	12
1.1.16 Materiales utilizados para fabricación de resortes de compresión.	14
1.1.17 Criterio de diseño vida finita	17
1.1.18 Curva s-n generalizada para aceros	17
1.1.19 Pandeo en resortes a compresión.	17
1.1.20 Oscilaciones en los resortes helicoidales.....	19
1.1.21 Procedimiento de diseño carga estática.....	19
1.1.22 Diagrama de Flujo. Resortes helicoidales a Compresión. Vida Infinita	21

1.1.23	Diagrama de Flujo. Resortes helicoidales a Compresión. Vida finita	26
1.2	RESORTES HELICOIDALES A TENSIÓN	30
1.2.1	Espiras activas en resortes de extensión.	31
1.2.2	Constante de los resortes de extensión.	31
1.2.3	Índice del resorte de los resortes de extensión.	32
1.2.4	Precarga de las espiras de los resortes de extensión	32
1.2.5	Esfuerzos en las espiras de los resortes de extensión.....	34
1.2.6	Fuerza inicial de tensión.....	34
1.2.7	Esfuerzo en los extremos de los resortes de extensión.	34
1.2.8	Oscilaciones en los resortes de extensión	36
1.2.9	Criterio de diseño carga estática	36
1.2.10	Criterio de diseño carga cíclica.	38
1.2.11	Criterio diseño vida finita	38
1.2.12	Diagrama flujo proceso diseño carga estática.....	40
1.2.13	Procedimiento diseño carga ciclica vida infinita	44
1.2.14	Procedimiento diseño carga cíclica vida finita.....	49
1.3	RESORTES CILINDRICOS HELICOIDALES DE TORSIÓN	54
1.3.1	Número de espiras en los resortes de torsión.....	56
1.3.2	Deflexión de los resortes de torsión	57
1.3.3	Constante de los resortes de torsión.....	58
1.3.4	Cierre de espiras	58
1.3.5	Esfuerzos en las espiras de los resortes a torsión	58
1.3.6	Factores de seguridad para resortes de torsión	60
1.3.7	Procedimiento de diseño carga estática.....	61
1.3.8	Procedimiento diseño carga cíclica. Vida infinita	63
1.3.9	Procedimiento calculo carga cíclica vida finita	65
1.4	RESORTES BELLEVILLE.....	68
1.4.1	La historia del resorte de disco.	68

1.4.2	Características de los resortes de disco.....	69
1.4.3	Características del resorte	70
1.4.4	Fuerza del resorte.	71
1.4.5	Esfuerzos en los resortes belleville	71
1.4.6	Constante del resorte	72
1.4.7	Parámetros del resorte para dimensión y cálculos.....	73
1.4.8	Esfuerzo permisible para cargas estáticas o cuasiestáticas	74
1.4.9	Esfuerzo permisible para cargas dinámicas.....	75
1.4.10	Esfuerzos críticos que afectan la falla dinámica.....	75
1.4.11	Precarga mínima para prevenir grietas superficiales.	76
1.4.12	Esfuerzo permisible.....	76
1.4.13	Posibles combinaciones.....	79
1.4.14	Espacio libre entre guía y resorte.....	82
1.4.15	Diagrama flujo diseño resortes belleville carga estática.....	83
1.4.16	Diagrama flujo diseño resortes belleville carga dinámica.....	86
1.5	LA BARRA DE TORSIÓN	90
1.5.1	Superposición de esfuerzos cortantes	91
1.5.2	Diseño para carga estática.....	92
1.5.3	Diseño para carga dinámica.....	93
1.5.4	Procedimiento de diseño estático.....	95
1.5.5	Procedimiento diseño barra torsión vida infinita	97
1.5.6	Procedimiento diseño barra torsión vida finita.....	99
1.6	RESORTES DE BALLESTAS	102
1.6.1	MATERIALES UTILIZADOS	105
1.6.2	Anchos normalizados	106
1.6.3	Análisis de cargas	107
2	DISEÑO DEL HANDBOOK DE RESORTES.....	110
2.1	REQUERIMIENTOS DEL USUARIO.	110

2.2	MÓDULOS PRINCIPALES DEL HANDBOOK DE RESORTES.	110
2.2.1	Módulo de diseño de resortes a compresión.....	111
2.2.2	Modulo de diseño de resortes Belleville	112
2.2.3	Módulo de selección de resortes tipo automotriz	112
2.3	REQUERIMIENTOS TÉCNICOS	113
2.4	DISEÑO LÓGICO.....	113
3	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	115
	BIBLIOGRAFÍA.....	117

LISTADO DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Resortes Compresión	4
Figura 2. Geometría de un resorte a compresión	4
Figura 3. Diagrama Fuerza-Deformación.....	5
Figura 4. Tipos de extremos Resortes compresión.....	7
Figura 5. Longitud libre resorte compresión.....	7
Figura 6. Altura Sólida Resorte Compresión.....	8
Figura 7. Angulo de avance resortes compresión.....	10
Figura 8. Esfuerzos inducidos en resortes a compresión	11
Figura 9. Cuadros de esfuerzos fluctuantes en resortes.....	12
Figura 10. Diagrama de Fatiga Fluctuante para diseño de resortes	13
Figura 11. Curva S-N generalizada para aceros.....	17
Figura 12. Condiciones de apoyo	18
Figura 13. Resortes Helicoidales a tensión.....	30
Figura 14. Dimensiones Resorte Helicoidal a Tensión	31
Figura 15. Diagrama Fuerza Deformación resortes helicoidales a tensión.....	32
Figura 16. Diagrama esfuerzo inicial Resortes helicoidales a tensión	33
Figura 17. Esfuerzo Tensión Gancho del Resorte	34
Figura 18. Esfuerzo Torsión Gancho del Resorte.....	35
Figura 19. Diagrama S-N Cargas Flexión Para Aceros	39
Figura 20. Resortes helicoidales a torsión	54
Figura 21. Dimensiones Resortes helicoidales a torsión	55
Figura 22. Posición Libre Resorte Helicoidal a torsión.....	55
Figura 23. Resortes Belleville	68
Figura 24. Dimensiones Resorte Belleville	70
Figura 25. Diagrama Fuerza Deformación Resorte Belleville	71

Figura 26. Esfuerzos en los resortes Belleville	72
Figura 27. Parámetros del resorte belleville.....	74
Figura 28. Diagrama Resortes Grupo 1	77
Figura 29. Diagrama Resortes Grupo 2	78
Figura 30. Diagrama Resortes Grupo 3	78
Figura 31. Combinaciones resortes Belleville	79
Figura 32. Resortes Belleville en serie.....	80
Figura 33. Resortes Belleville en paralelo.....	81
Figura 34. Espacio libre entre guía y resorte	82
Figura 35. Barra de torsión	90
Figura 36. Superposición esfuerzos cortantes	91
Figura 37. Resortes De Ballestas	102
Figura 38. Configuración del resorte de ballestas.....	102
Figura 39. Curvatura de los resortes semielipticos	103
Figura 40. Hojas de resortes con diferente radio de curvatura	104
Figura 41. Sistema de cargas en los extremos de un resorte de ballestas.....	107
Figura 42. Factor de corrección de la deformación según Wahl para resortes semi elipticos	109
Figura 43. Geometría de los resortes semielipticos	109

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Materiales más comunes utilizados en resortes de compresión.	14
Tabla 2. Esfuerzo fluencia Materiales para resortes	37
Tabla 3. Materiales y esfuerzos para resortes a torsión.	60
Tabla 4. Ecuaciones para resortes Belleville.	70
Tabla 5. Materiales más utilizados en la fabricación de ballestas.....	105

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Herramientas de desarrollo	118
Anexo B. Manual de usuario handbook de resortes	125
Anexo C. Consideraciones para ansys workbench.....	160
Anexo D. Montaje de resortes.....	164
Anexo E. Consideraciones de diseño	175

RESUMEN

TITULO:
SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE RESORTES

AUTORES:
Johan Emiro Reyes Bolaños
Julian Francisco Pinto Vargas**

PALABRAS CLAVES.
Diseño y resortes. Resortes Helicoidales. Barras de torsión. Resortes Belleville. Resortes Automotrices.

DESCRIPCION

Este software realiza el diseño, por medio de cálculos iterativos, de los tipos de resortes más comunes utilizados en la industria y que el diseñador encuentra con mayor frecuencia.

El software está dividido en 5 módulos generales, cada módulo diseña los siguientes tipos de resortes: Resortes Helicoidales: A compresión, A tensión y a Torsión; Barras de Torsión. Además del diseño de resortes este software cuenta con 2 módulos para la selección de Resortes Tipo Belleville y Resortes de tipo Automotriz, cada uno de ellos realizado con catálogos de un fabricante. Cada módulo de diseño cuenta con 3 opciones para el tipo de cálculo deseado: diseño estático, Diseño a vida infinita y Diseño a Vida finita. Mediante la base de datos que se utiliza, el usuario puede ingresar nuevos materiales, sus respectivas propiedades físicas y mecánicas y puede agregar nuevos catálogos de fabricantes. El usuario cuenta con dos tipos de ayudas, una referente al funcionamiento del programa y otra con la teoría de diseño utilizada.

Se puede realizar una conexión a CAD (SolidWorks) para el modelamiento de los resortes una vez el software ha generado los datos geométricos para la construcción. Se cuenta con un manual a manera de tutorial para que el usuario conozca el procedimiento para realizar el análisis de esfuerzos mediante elementos finitos (ANSYS) de la pieza modelada mediante el CAD.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Leonidas Vásquez Chaparro

SUMMARY

TITLE:
SOFTWARE FOR SPRING DESIGNING

AUTHORS
Johan Emiro Reyes Bolaños
Julian Francisco Pinto Vargas**

KEY WORDS
Design and springs. Helical springs. Torsion Bars. Belleville Springs. Automotive Springs

DESCRIPTION

This software use a sort of equation for make a design of the most common springs that are used for most of the industry in the world which are usually found by designers everywhere in all the different ways.

When the user runs the software the first window has divided in five general modules, every module designs the following kind of springs: Helical springs: Compression, extension, torsion. In addition of the design of springs, this software has a data base to select Belleville Springs and Automotive Springs. This selection was made by using a manufacturer catalogue. Every design module has three spring design options: static Design, Design for life, finite life Design. Through data base, users can introduce new materials and their physical and mechanical properties; and they can add new manufacturer catalogues. The user has with two kind of helps, one refers to program working and the other one with classic theory.

It is possible make a connection with CAD (SolidWorks) for the modeling of springs, this geometry is the one who's the user design in the first time by the software, all the geometrical data has been generated by software design. Moreover, it has a tutorial for user who wants to know the procedure to analyze springs by finite elements (ANSYS).

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Sciences Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Leonidas Vásquez Chaparro

INTRODUCCIÓN

Los resortes o muelles son elementos de máquina muy empleados e importantes que se utilizan para muchos fines como:

- Para absorber energía o cargas de choque: muelles de chasis de automóviles.
- Como elementos motores o fuentes de energía: relojes
- Para producir una presión o una fuerza: mantener presión entre las superficies de fricción de embragues.
- Para absorber vibraciones

Por las anteriores cualidades, el estudio de los resortes ha sido siempre de bastante interés y de gran valor para los ingenieros de diseño, pues dentro de su campo de trabajo los resortes pueden ser encontrados en una gran variedad de maquinas y productos y en cualquier momento el diseñador mecánico se enfrentará con un problema en el cual esté involucrado un resorte.

En el diseño del resorte más simple se requiere del análisis de factores complejos como: condiciones de un mínimo espacio, resistencia a la fatiga, efectos de tolerancias, respuesta dinámica, oscilaciones, etc. sumado a la consideración de seleccionar el mejor tipo de resorte que se ajuste a determinada aplicación, para el cual hay muchas configuraciones disponibles para el diseñador. Lo anterior produce que en el diseño de resortes sean necesarios una cantidad de cálculos a prueba y error, ya que existen numerosas combinaciones dimensionales para un requerimiento básico dado, haciendo que el proceso de diseño sea lento y con probabilidades de errores debido a los cálculos repetitivos a que se ve sometido el diseñador.

Con el rápido avance de la tecnología, el uso de herramientas informáticas en el campo de la Ingeniería se hace cada vez más necesario. Para el caso particular del diseño de resortes, los procesos de iteración, prueba y error, podrían ser llevados a cabo utilizando un programa de computador que ejecute todas las secuencias involucradas en el diseño, además de contar con una base de datos que puede agrupar gran cantidad de datos técnicos como las propiedades de la mayoría de materiales utilizados en los resortes, además de datos y tablas que generalmente se utilizan en un diseño manual.

Todo lo anterior se verá reflejado en un diseño con un alto grado de exactitud y menor tiempo de dedicación de parte del diseñador, pues con un programa se suprime la necesidad del encargado del diseño de recopilar información como tablas, recomendaciones técnicas necesarias (que generalmente se encuentra dispersa) para poder realizar un diseño adecuado a los requerimientos iniciales.

Por medio del software de este proyecto de grado, se recopila información concerniente a los datos técnicos necesarios para el procedimiento de diseño de los siguientes tipos de resortes: Resortes helicoidales a compresión, Resortes helicoidales a tensión, Resortes helicoidales a torsión, Barras de torsión; además se incluyen dos módulos independientes para la selección de resortes tipo Belleville y resortes utilizados en el campo automotriz.

Con la ayuda del programa el usuario podrá realizar el diseño del resorte de una manera rápida, pues el programa cuenta con una base de datos con las dimensiones y un listado de materiales comerciales del alambre utilizado para la manufactura.

Una vez terminado el diseño y el programa genera resultados satisfactorios para un determinado tipo de resorte, se tiene la opción de hacer el modelamiento mediante SolidWorks, permitiendo de esta manera visualizar la configuración real

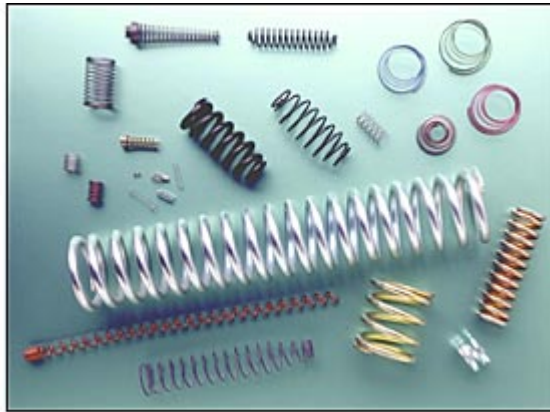
de la geometría generada mediante el diseño. Además del modelamiento se puede recurrir a un análisis de esfuerzos mediante Ansys, utilizando el tutorial para el análisis de esfuerzos incluido en este proyecto.

1 TEORÍA GENERAL SOBRE RESORTES

1.1 RESORTES HELICOIDALES A COMPRESIÓN

El resorte helicoidal de compresión más común es el de diámetro de espiras constante de paso constante, de alambre redondo, (ver figura 1).

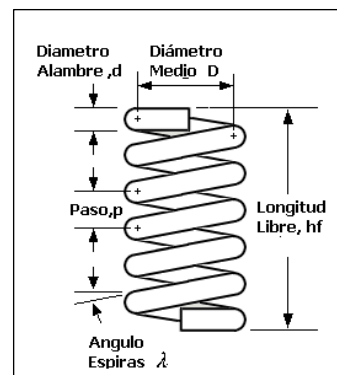
Figura 1. Resortes Compresión



Fuente: Foto Cortesía Mubea Springs

Dentro de la geometría básica de un resorte podemos encontrar características tales como: diámetro medio, la altura libre, el paso, el diámetro del alambre entre otras como se observa en la figura 2.

Figura 2. Geometría de un resorte a compresión



Para el diseño de un resorte a compresión hay que tener en cuenta lo siguiente:

1.1.1 La Ley De Hook

La ley de Hook está determinada por la siguiente ecuación

$$\rho = \frac{P}{K}$$

Donde P= carga aplicada (lb)

K= constante resorte (lb/pulg)

1.1.2 Constante Del Resorte K. La constante K del resorte puede expresarse en términos de las propiedades del material del que está hecho el resorte.

$$K = \frac{G * d}{8 * C^3 * Na}$$

Donde:

G= Módulo de Corte del material (lb/pulg²)

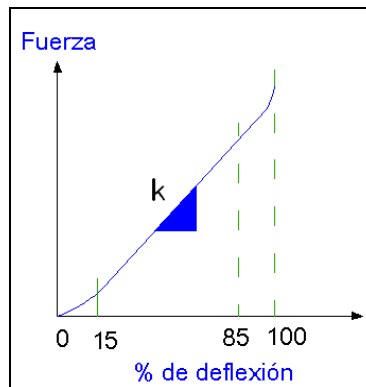
d= diámetro alambre (pulg)

C= índice del resorte

Na= Numero de espiras activas

El resorte helicoidal estándar de compresión tiene una k que es lineal en la mayor parte de su rango de operación, (ver figura 3.)

Figura 3. Diagrama Fuerza-Deformación



Los primeros y últimos porcentajes de su deflexión sufren una tasa no lineal. Cuando alcanza su altura de cierre, todas las espiras entran en contacto y la tasa de resorte se acerca al módulo de elasticidad del material.

Algunos autores definen la constante del resorte entre el 15 y el 85% de su deflexión total, y su rango de deflexión de trabajo debe mantenerse en dicha región.

1.1.3 Índice Del Resorte. El índice del resorte C es la razón del diámetro de espira D al diámetro del alambre d

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

El rango preferido para C es de 4 a 12. Para $C < 4$ el resorte es difícil de fabricar, y si $C > 12$, está propenso a pandearse y también se engancha con facilidad cuando se maneja en volumen.

1.1.4 Número De Espiras Activas Na. El número total de espiras Nt podría o no contribuir de manera activa a la deflexión del resorte, dependiendo del tratamiento dado a los extremos. Se necesita el número de espiras activas Na para efectos de cálculo. Los extremos escuadrados eliminan 2 espiras de una deflexión activa.

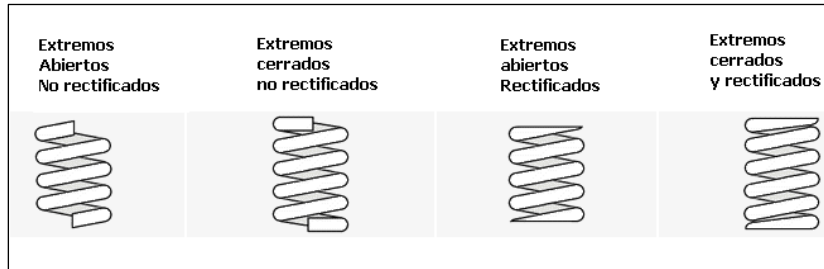
El rectificado por sí mismo elimina una espira activa. El número calculado de espiras activas por lo general se redondea al $\frac{1}{4}$ de espira más cercano, ya que el proceso de manufactura no siempre logra una precisión mejor.

$$Na = \frac{G * d}{8 * C^3 * K}$$

1.1.5 Número De Espiras Totales Nt

Para encontrar en número de espiras totales en un resorte a compresión se debe tener en cuenta la terminación o extremo del mismo (ver figura 4).

Figura 4. Tipos de extremos Resortes compresión

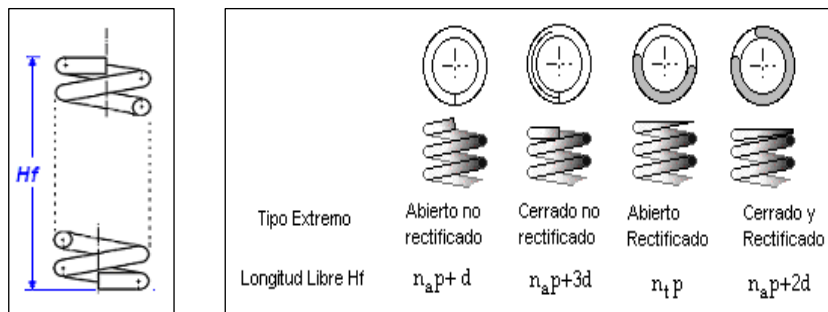


Cuando seleccionemos el extremo del resorte encontraremos el numero de espiras totales de la siguiente manera.

- Nt= Na para resorte abierto no rectificado
- Nt= Na+2 para resorte abierto y rectificado
- Nt= Na+1 para resorte cerrado y no rectificado
- Nt= Na+2 para resorte cerrado y rectificado

1.1.6 Longitud libre. La longitud libre es la longitud general del resorte en su estado no cargado, es decir cómo se fabrica. (Ver figura 5)

Figura 5. Longitud libre resorte compresión



Para el cálculo de la altura libre utilizamos la siguiente ecuación

$$h_f = h_s + \delta_s$$

Donde:

h_f = longitud libre

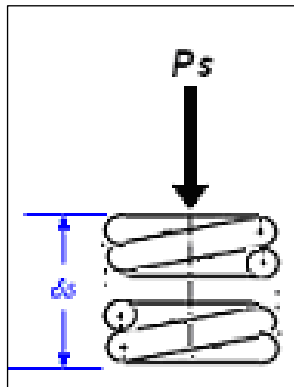
h_s = altura sólida

δ_s = Deformación sólida (deformación en el momento en que se alcanza la altura sólida)

1.1.7 Altura sólida

Es la longitud cuando el resorte se haya comprimido de forma que todas las espiras están en contacto (ver figura 6)

Figura 6. Altura Sólida Resorte Compresión



Para realizar el cálculo de la altura solida se utiliza la siguiente ecuación

$$h_s = N_t * d$$

Donde:

N_t = numero de espiras totales

d = diámetro del alambre

1.1.8 Deformación sólida δ_s . Se recomienda que la deformación sólida sea mayor o igual a 1.2 δ_w es decir

$$\delta_s = 1.2 * \delta_w$$

Donde

δ_w = Deformación de trabajo

Y

$$\delta_w = P_{\max} / K$$

Donde

P_{\max} = Carga máxima

K= constante del resorte

1.1.9 Paso entre espiras (p) . Se refiere a la distancia entre puntos correspondientes de espiras adyacentes (lo mismo que en las roscas). Si se imagina una bobina completa desarrollada, se observa que avanza axialmente una distancia igual al paso. Cuando el ángulo de paso excede de 12° aproximadamente, la ecuación que relaciona el esfuerzo producido en el resorte (se verá más adelante) es cada vez menos exacta. Se calcula mediante la siguiente ecuación :

$$p = d + \frac{\delta_s}{Na}$$

Donde:

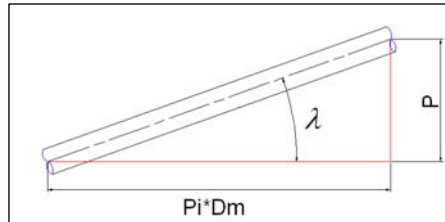
d = diámetro del alambre

δ_s = deformación solida

Na = Numero de espiras activas

1.1.10 Angulo de avance λ . El ángulo de avance está definido por el paso y el diámetro medio como se muestra en la figura 7.

Figura 7. Angulo de avance resortes compresión



Está definido por la siguiente ecuación

$$\tan \lambda = \frac{p}{\pi * D_m}$$

Donde:

P= paso

Dm= diámetro medio

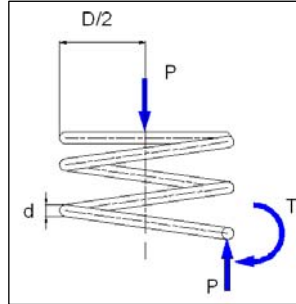
Se recomienda que el ángulo de avance sea menor de 12°

1.1.11 Diámetro incrementado. El diámetro de los resortes de compresión se incrementa en la medida en que el resorte es comprimido porque los alambres, originalmente inclinados hacia el eje del resorte, se mueven convirtiéndose en perpendicular a este eje. El diámetro exterior DE^* de un resorte helicoidal de compresión, cuando se comprime hasta que sus vueltas quedan en contacto es, con frecuencia, aproximado a la siguiente ecuación:

$$DE^* = \left[D^2 + \frac{p^2 - d^2}{\pi^2} \right]^{1/2} + d$$

1.1.12 Esfuerzos inducidos en resortes a compresión. Los diferentes esfuerzos en un resorte a compresión están determinados por diferentes factores como geométricos, aplicación de la carga, etc. (ver figura 8).

Figura 8. Esfuerzos inducidos en resortes a compresión



En un resorte a compresión se produce un esfuerzo cortante τ debido a una carga axial y se calcula con la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{8 * K_w * P * C}{\pi * d^2} \quad K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

Donde:

K_w es el factor de Wahl

C = índice del resorte

P = paso

1.1.13 Esfuerzos de cálculo. El esfuerzo de fluencia al corte S_{ys} , se determina mediante la ecuación de la siguiente forma:

$$S_{ys} = \frac{Q}{d^x}$$

Donde Q y x son constantes que dependen del tipo de material seleccionado.

La resistencia a la fatiga S_{no} , se calcula por medio de una ecuación de la forma:

$$S_{no} = \frac{w}{d^z}$$

Donde w , z son constantes asignadas dependiendo del material del resorte.

1.1.14 Criterio diseño a carga estática

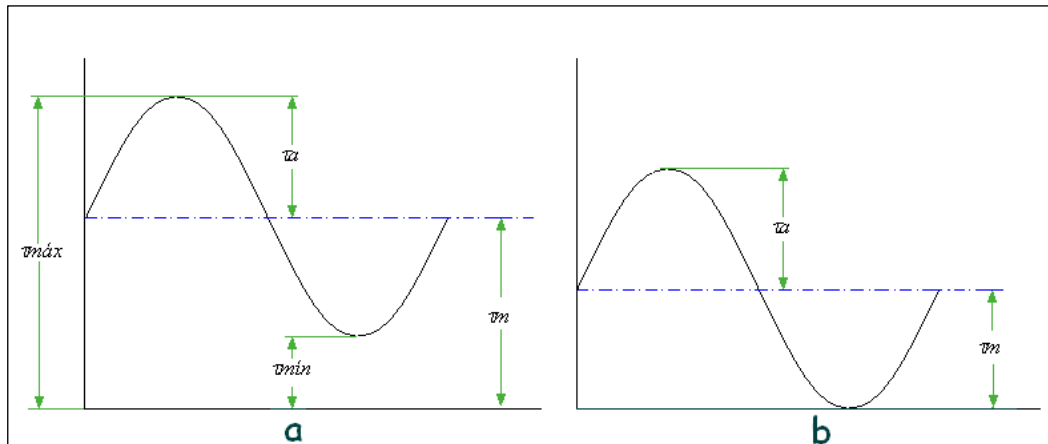
$$\frac{S_{ys}}{N} = \frac{8 * K_w * P * D_m}{\pi * d^3}$$

Donde N es un factor de seguridad.

1.1.15 Criterio diseño para carga dinámica. Los resortes se diseñan y fabrican para trabajar en condiciones de carga variable ya que en la mayoría de las situaciones, los resortes están sometidos a fallas por fatiga; además el tipo de esfuerzo nunca es invertido, siendo los cuadros de esfuerzos fluctuantes más frecuentes, (ver figura 9). Los resortes son o de tensión o compresión, no es frecuente encontrar resortes que se utilicen en ambos sentidos.

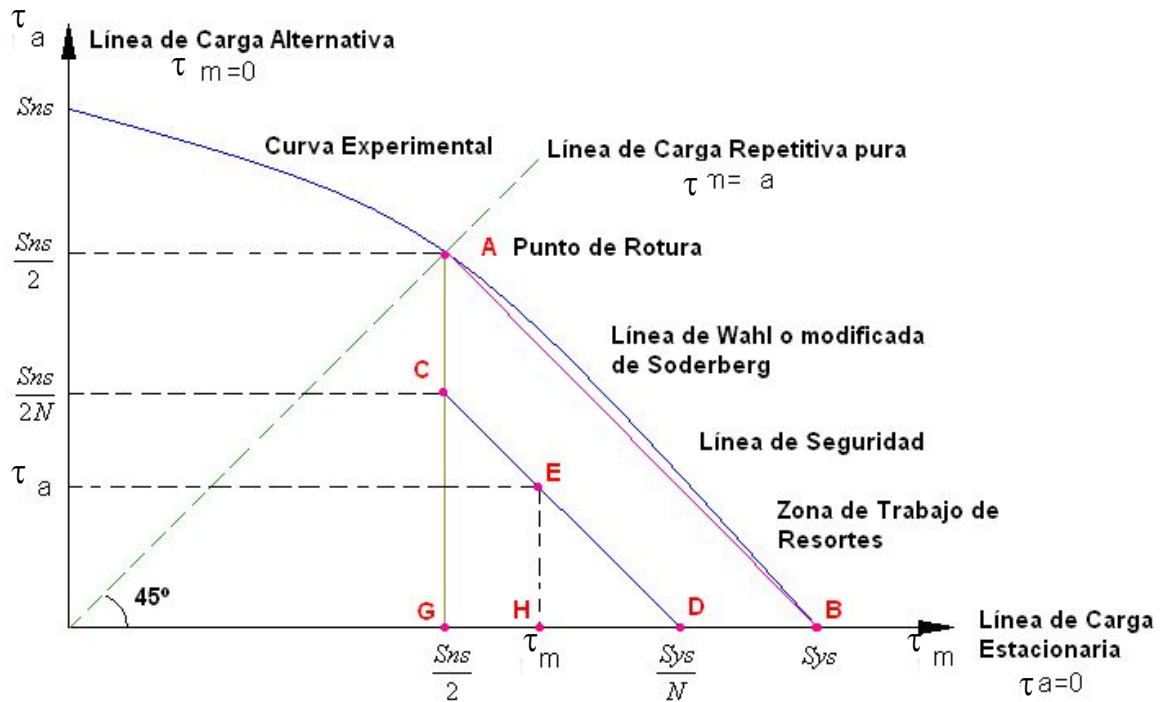
Figura 9. Cuadros de esfuerzos fluctuantes en resortes

a) Con precarga b) sin precarga



Como los esfuerzos en la espira de un resorte helicoidal de tensión o compresión se pueden resumir en un esfuerzo cortante total, es posible dibujar un diagrama de esfuerzo fluctuante de cortante tal como lo propuso Wahl, (ver figura 10).

Figura 10. Diagrama de Fatiga Fluctuante para diseño de resortes



Deduciendo a partir de la figura 10 las ecuaciones de diseño así:

El esfuerzo máximo en A vale

$$\max A = m + a = 2 a = 2 m \text{ (pues } m = a \text{)}$$

Pero no se puede sobrepasar el límite de fatiga a la torsión S_{ns} entonces:

$$\max = S_{ns} = 2 a = 2 m$$

$$a = m = S_{ns}/2$$

El límite de fatiga a la torsión para resortes S_{ns} se determina experimentalmente, ejercitando carga repetida sin inversión.

De la figura 10 y por los triángulos semejantes HED y ABG se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\frac{Sns}{2}}{Sys - \frac{Sns}{2}} = \frac{\tau a}{\frac{Sys}{N} - \tau m} \frac{1}{N} = \frac{2\tau a}{Sns} + \frac{\tau m - \tau a}{Sys}$$

Donde:

$$\tau m = \frac{8 * Kw * Pm * Dm}{\pi * d^3} \quad \tau a = \frac{8 * Kw * Pa * Dm}{\pi * d^3}$$

y además:

$$Pa = \frac{P_{max} - P_{min}}{2} \quad Pm = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$$

En ausencia de toda información puede utilizarse:

$$Sy = 0.75Sut ; Sys = 0.577Sy$$

Utilizando en este caso un factor de seguridad bastante alto.

1.1.16 Materiales utilizados para fabricación de resortes de compresión.

Tabla 1. Materiales más comunes utilizados en resortes de compresión.

ASTM	MATERIAL	DESCRIPCION
A227	Alambre estirado en frío	Alambre para resorte de uso general de menor costo. Adecuado para cargas estáticas pero no es bueno para la fatiga o impacto
A228	Alambre de piano	Es el mejor material, más tenaz y el más ampliamente utilizado para resortes pequeños. Tienen la mayor resistencia a la tensión y puede resistir mayores

Tabla 2. Materiales más comunes utilizados en resortes de compresión. Continuación

ASTM	MATERIAL	DESCRIPCION
		esfuerzos bajo cargas repetidas que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetros de 0.12 a 3mm (0.005 a 0.125 pulg). No se debe emplear a más de 120°C o a temperaturas bajo cero.
A229	Alambre revenido en aceite	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre de cuerda musical es prohibitivo o se requieren tamaños mayores que los de éste. Se fabrica en diámetros de 3 a 12mm (0.125 a 0.5 pulg), pero es posible obtener mayores y menores tamaños. No se debe usar a más de 180°C (350°F), ni a temperatura bajo cero.
A230	Alambre revenido en aceite	Calidad de resorte de válvulas. Adecuada para carga a la fatiga
A232	Cromo Vanadio	El acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos elevados, inadmisibles en aceros de alto carbono, y de donde se necesitan resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). se surte en clases de recocido o prerevenido

Tabla 3. Materiales más comunes utilizados en resortes de compresión. Continuación

ASTM	MATERIAL	DESCRIPCION
		y en tamaños de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.5pulg) de diámetro.
A313	Acero inoxidable	Adecuado para aplicaciones de fatiga
A401	Al cromo Silicio	Esta aleación es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C58, y el material puede emplearse hasta temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.5pulg)
B134	Latón para resorte	Baja resistencia, pero resistente a la corrosión
B159	Bronce fosforado	Resistencia superior al latón. Mejor resistencia a la fatiga. Resistente a la corrosión. No debe tratarse térmicamente ni doblarse a lo largo del grano
B197	Cobre al Berilio	Resistencia superior al latón. Mejor resistencia a la fatiga. Bastante resistente a la corrosión. Puede tratarse térmicamente y doblarse a lo largo del grano
	Inconel X-750	Resistente a la corrosión

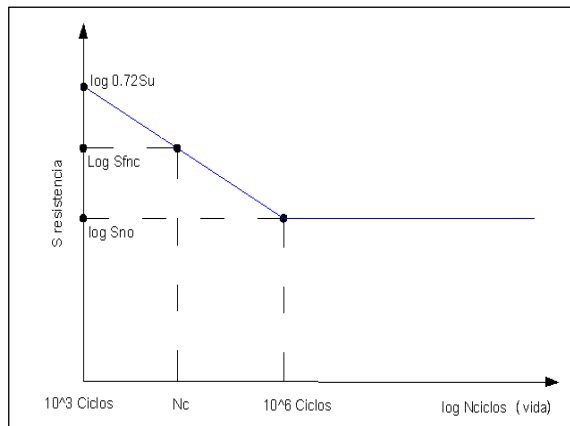
Zimmerli en 1957. Descubrió que: “El límite de fatiga, para vida infinita, para aceros de diámetro menor a 10mm, no depende del tamaño, ni de la resistencia a la tensión del material; puede adoptarse este criterio para adoptarlo a los valores anteriores.

1.1.17 Criterio de diseño vida finita. Para determinar el diseño de un resorte a vida finita se utiliza La siguiente ecuación

$$\frac{1}{N} = \frac{2\tau a}{Sfnc} + \frac{m - \tau a}{S_{ys}}$$

1.1.18 Curva s-n generalizada para aceros. La cantidad de ciclos en un resorte a compresión está relacionado directamente a los esfuerzos del material con el cual se va a trabajar como lo muestra la figura 11.

Figura 11. Curva S-N generalizada para aceros



1.1.19 Pandeo en resortes a compresión. Un resorte de compresión se carga como una columna y se pandea si es demasiado esbelto. Si la longitud libre es mayor que el cuádruplo de su diámetro medio, el resorte se puede pandear. Es posible evitar un pandeo exagerado mediante la colocación de un resorte en una perforación o alrededor de una varilla. Sin embargo, el rozamiento de las espiras sobre estas guías enviará hacia tierra parte de la fuerza del resorte a través de la fricción, reduciendo la carga entregada en el extremo del resorte.

Para calcular la carga crítica se procede con el momento de Inercia equivalente:

$$I_{equiv} = \frac{hf * d^4}{128 * R * Na * (1 + \mu / 2)}$$

Donde $\mu = 0.3$ relación de Poisson para aceros

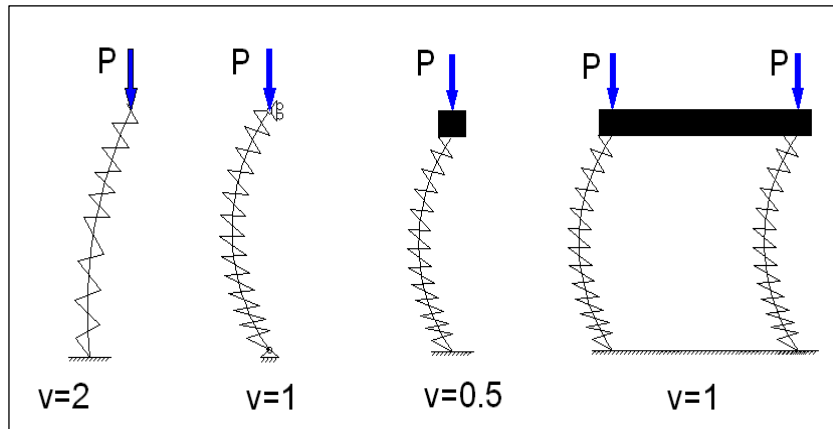
Este I_{equiv} puede ser utilizado en la ecuación general de Euler para calcular la carga crítica de acuerdo con las condiciones de apoyo

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I_{equiv}}{(\nu * hf)^2}$$

Donde ν es el valor que depende de las condiciones de apoyo

Así el pandeo en resortes de compresión está directamente influenciado por las condiciones de apoyo al cual es sometido, (ver figura 12)

Figura 12. Condiciones de apoyo



- $\nu = 2$ resorte no guiado
- $\nu = 1$ resorte con extremo guiado longitudinalmente
- $\nu = 1/2$ resorte empotrado en un extremo y guiado en el otro
- $\nu = 1$ resorte empotrado en un extremo y con libertad lateral

El análisis de diseño para la falla de pandeo se efectúa de la siguiente forma:

La carga crítica P_{cr} debe ser menor que la carga de trabajo o la carga máxima a la cual está sometido el resorte. De lo contrario se debe efectuar un rediseño para evitar la falla por pandeo.

1.1.20 Oscilaciones en los resortes helicoidales. Para resortes sometidos a cargas repetidas, para evitar resonancias, es conveniente que la frecuencia natural del resorte (F_r) sea por lo menos veinte veces mayor que la frecuencia de la carga aplicada. La frecuencia propia, se determina por la siguiente fórmula:

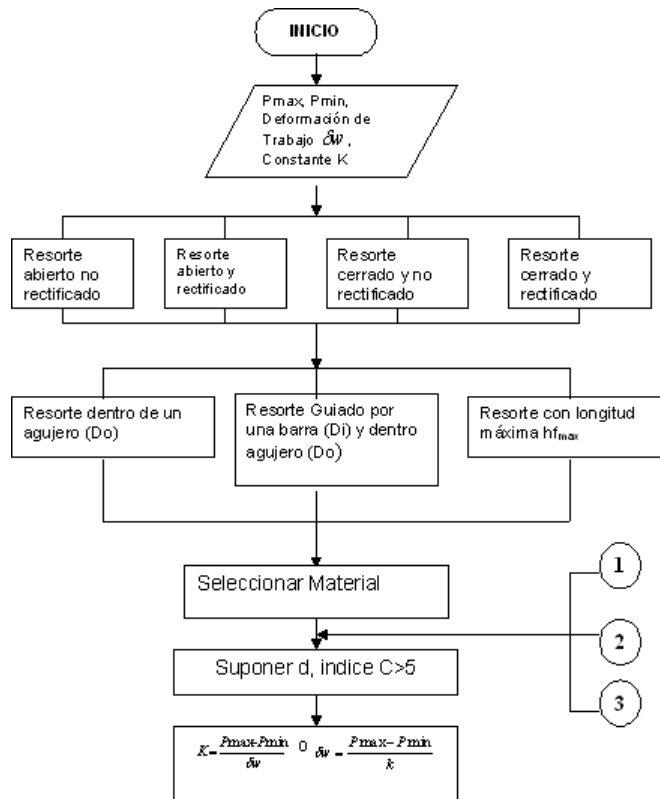
$$F_r = \frac{n \cdot d}{16 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot N a} * \sqrt{\frac{G}{2 \cdot \rho}}$$

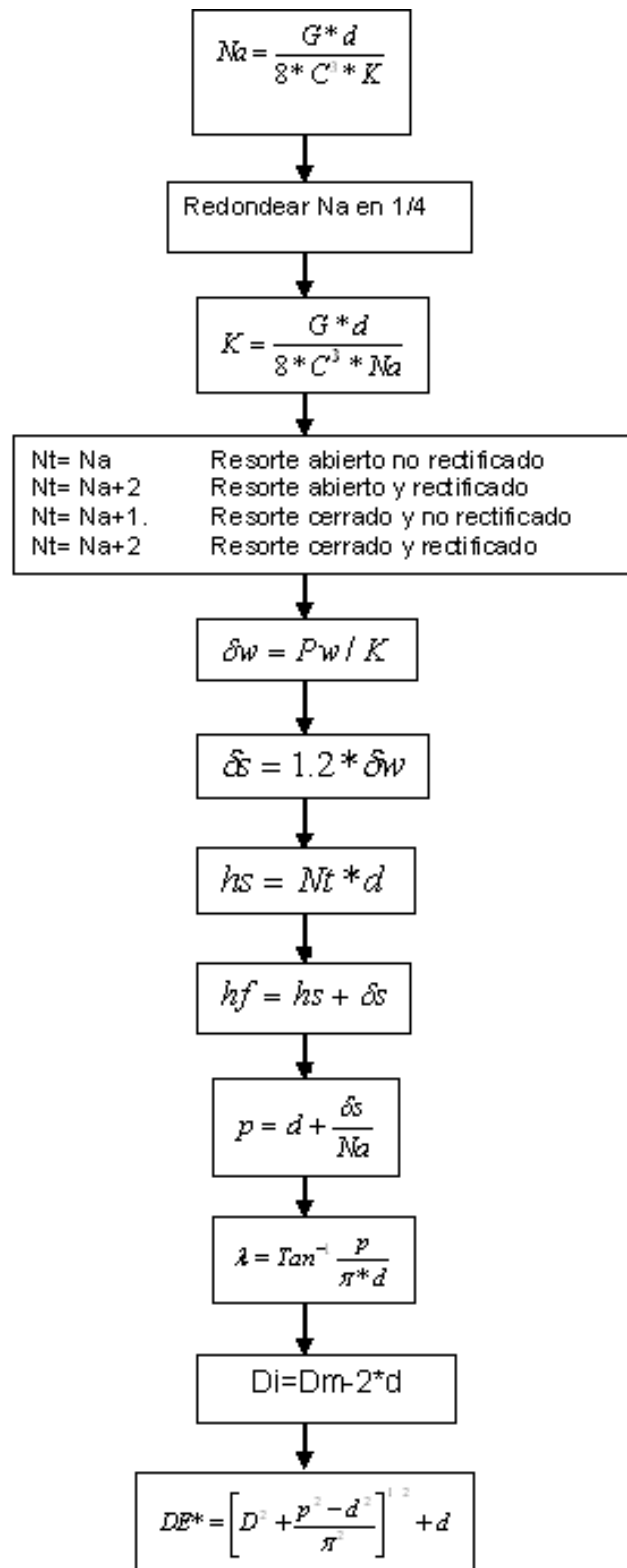
Donde

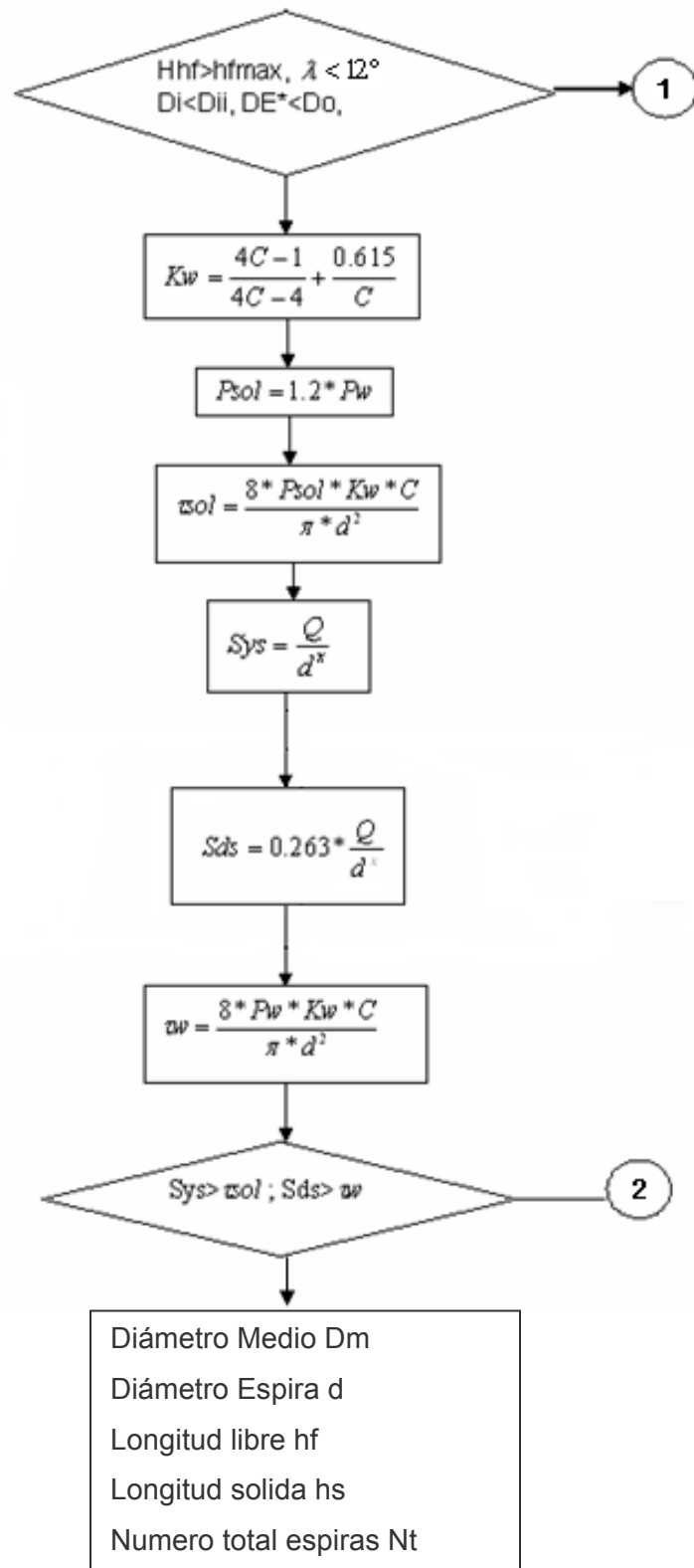
$n = 1, 3, 5$ para el caso de un extremo libre y el otro fijo

ρ = densidad del material

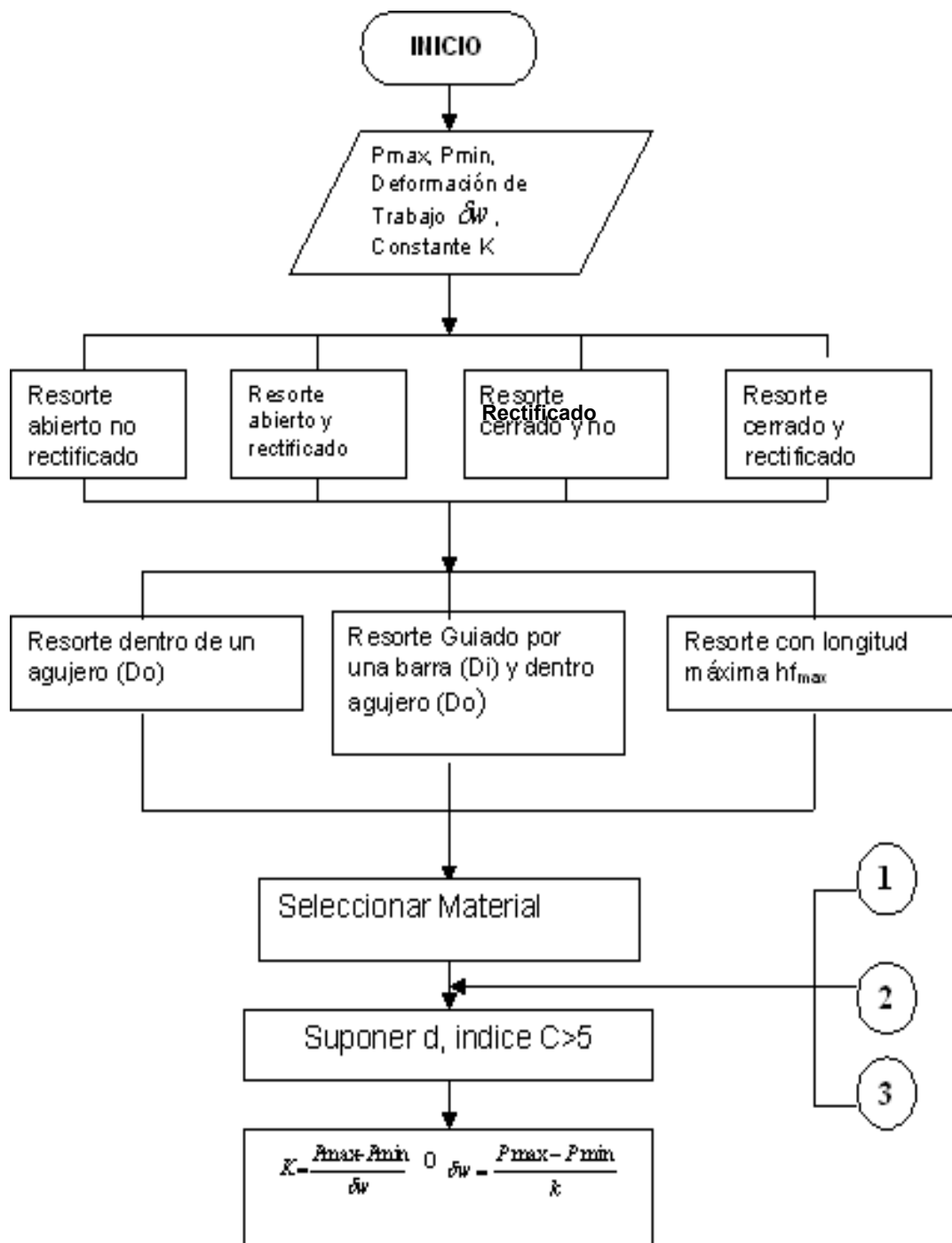
1.1.21 Procedimiento de diseño carga estática

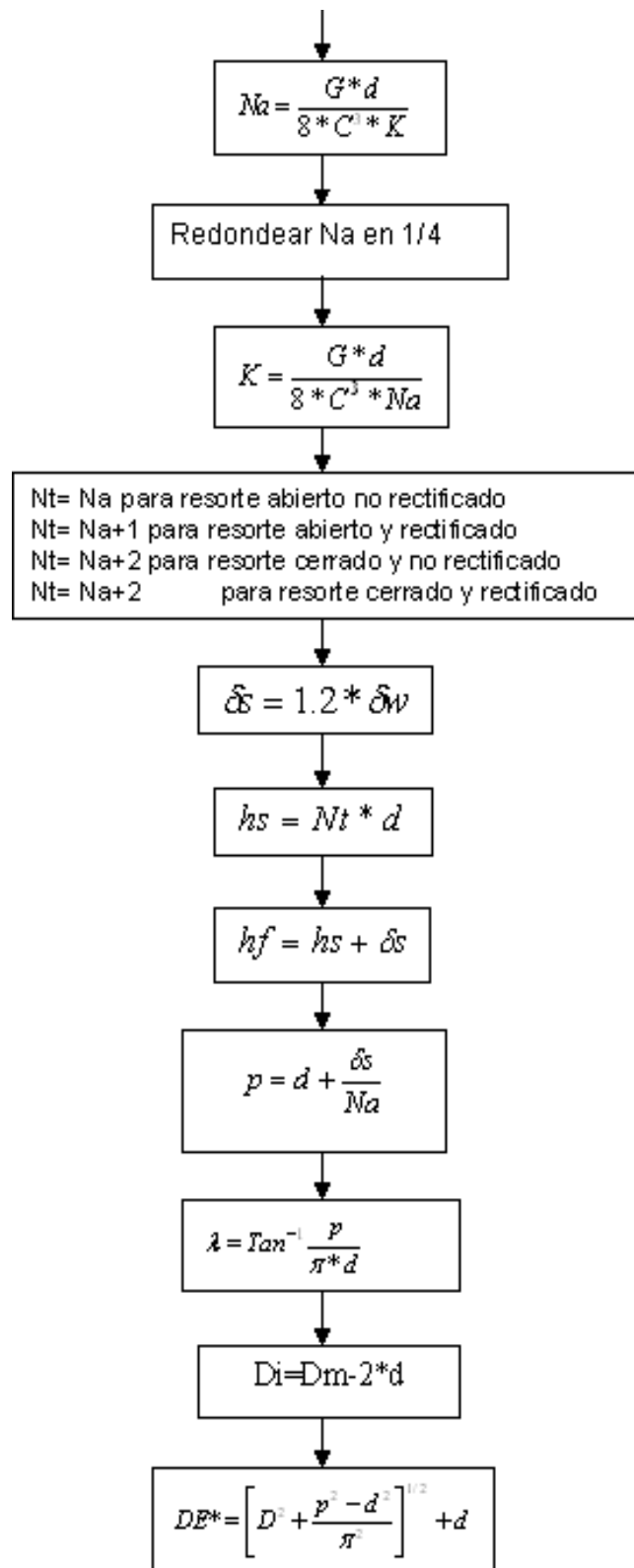


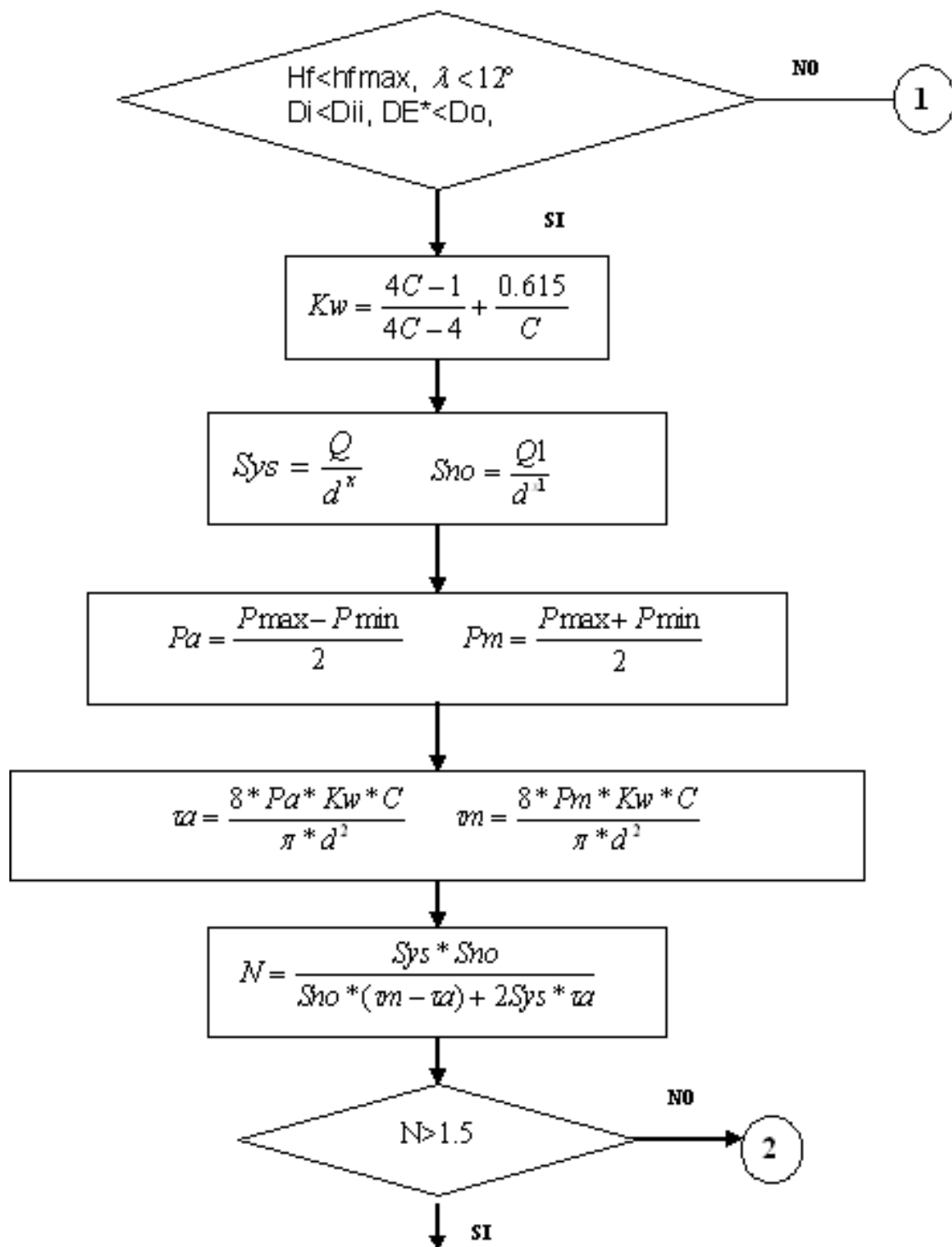


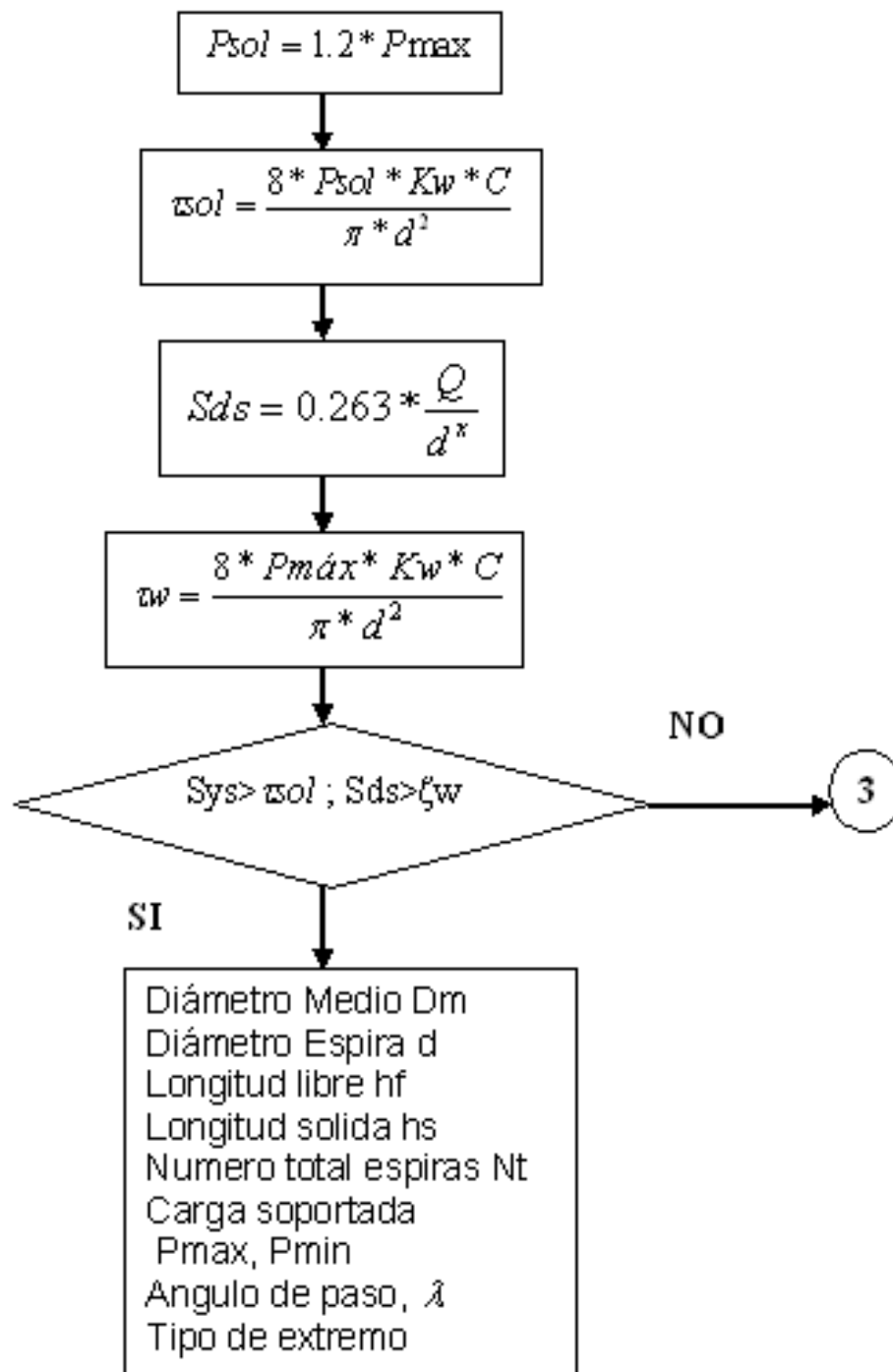


1.1.22 Diagrama de Flujo. Resortes helicoidales a Compresión. Vida Infinita

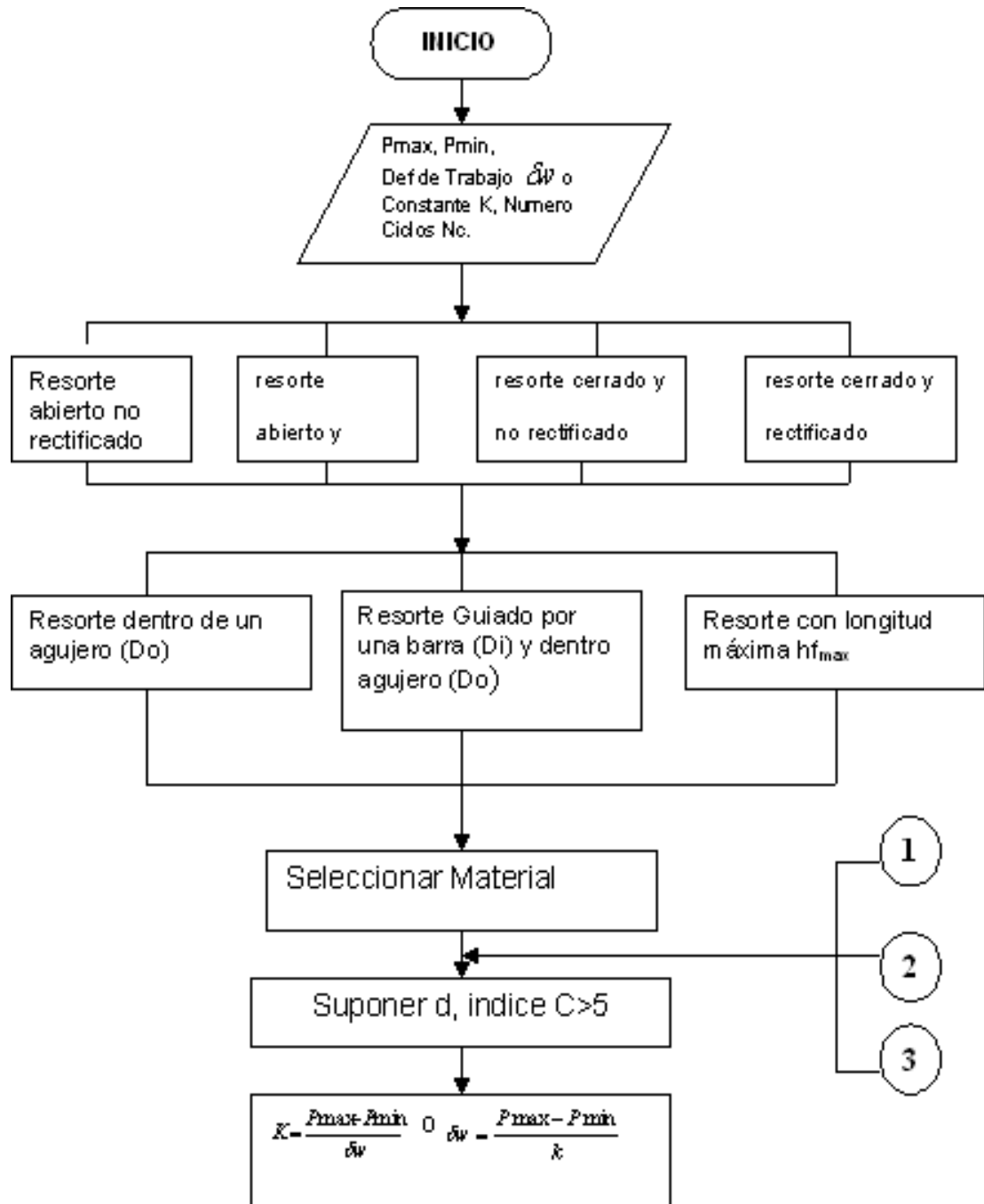


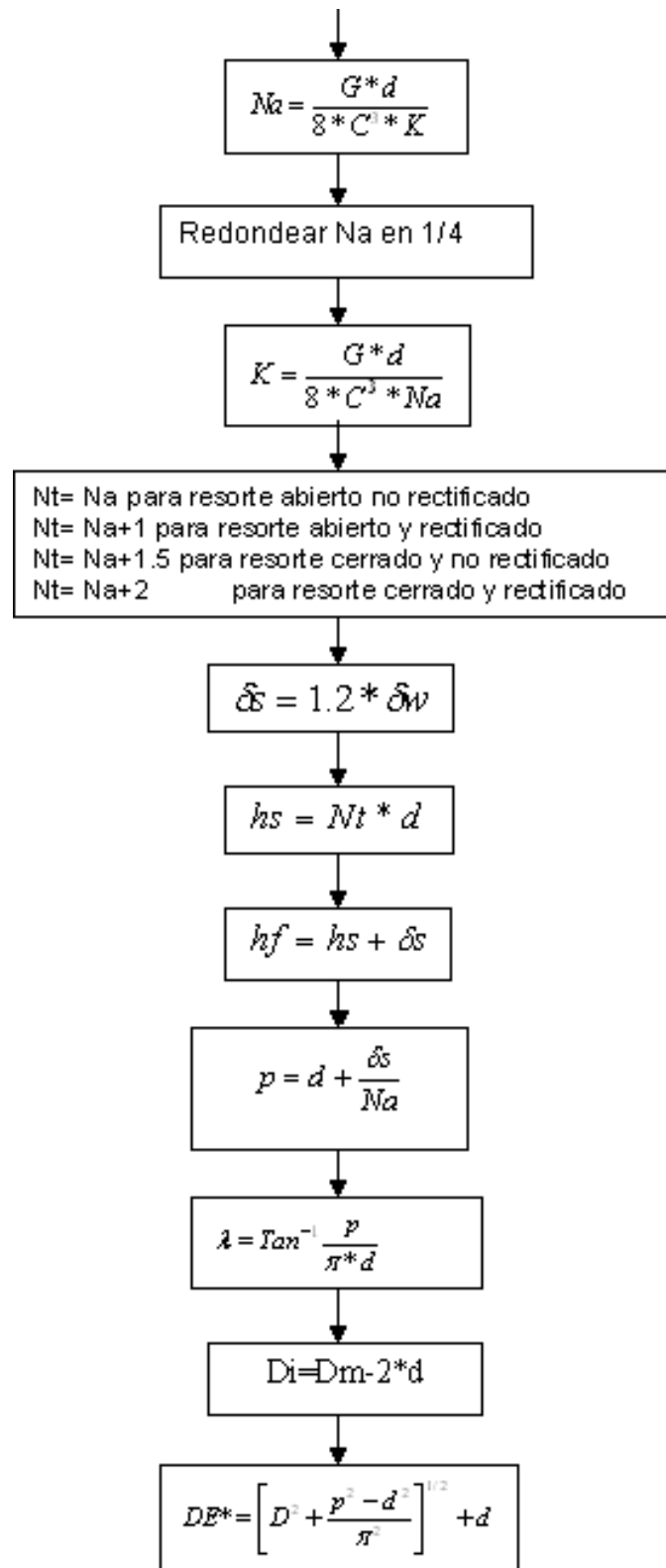


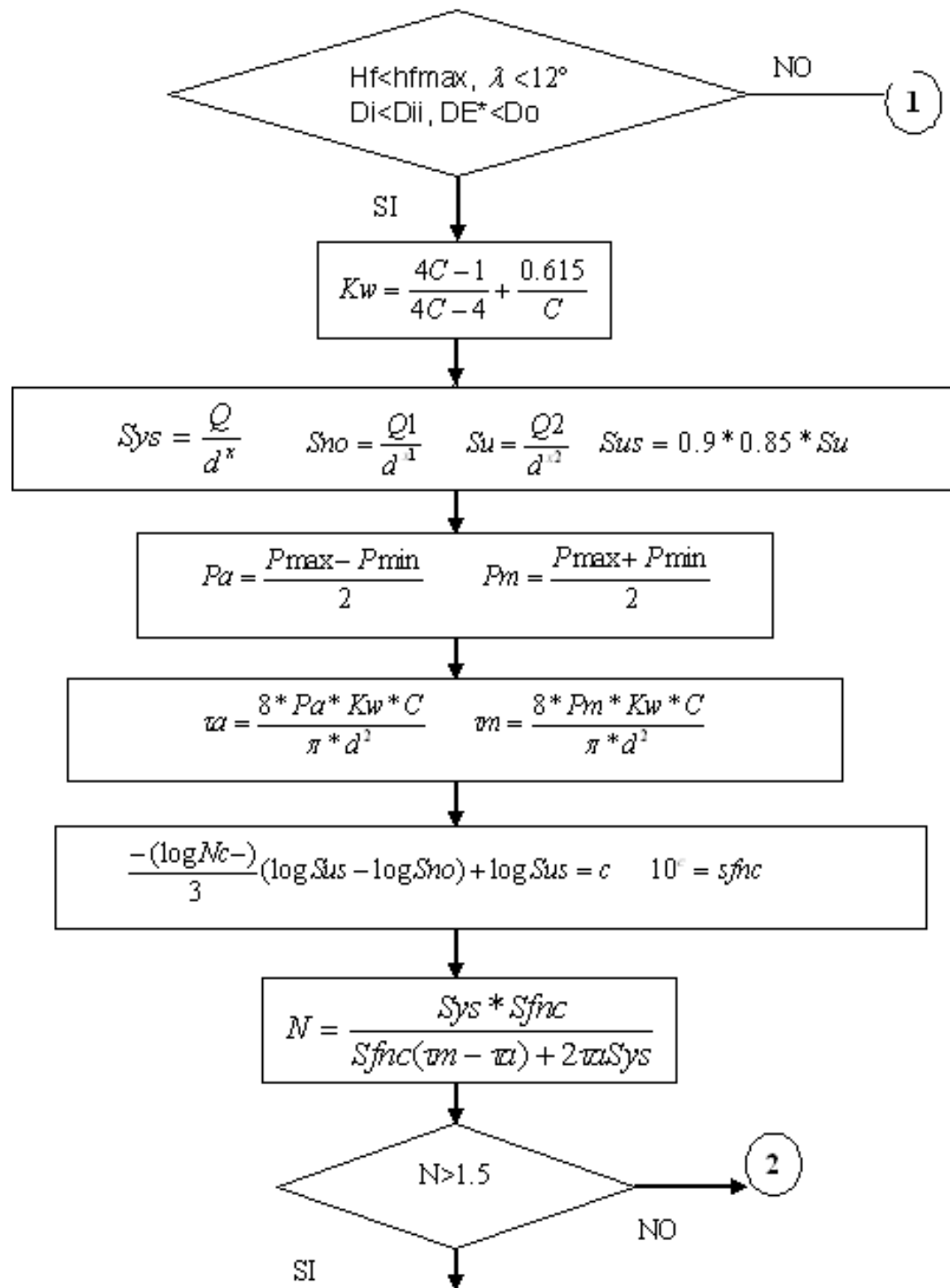


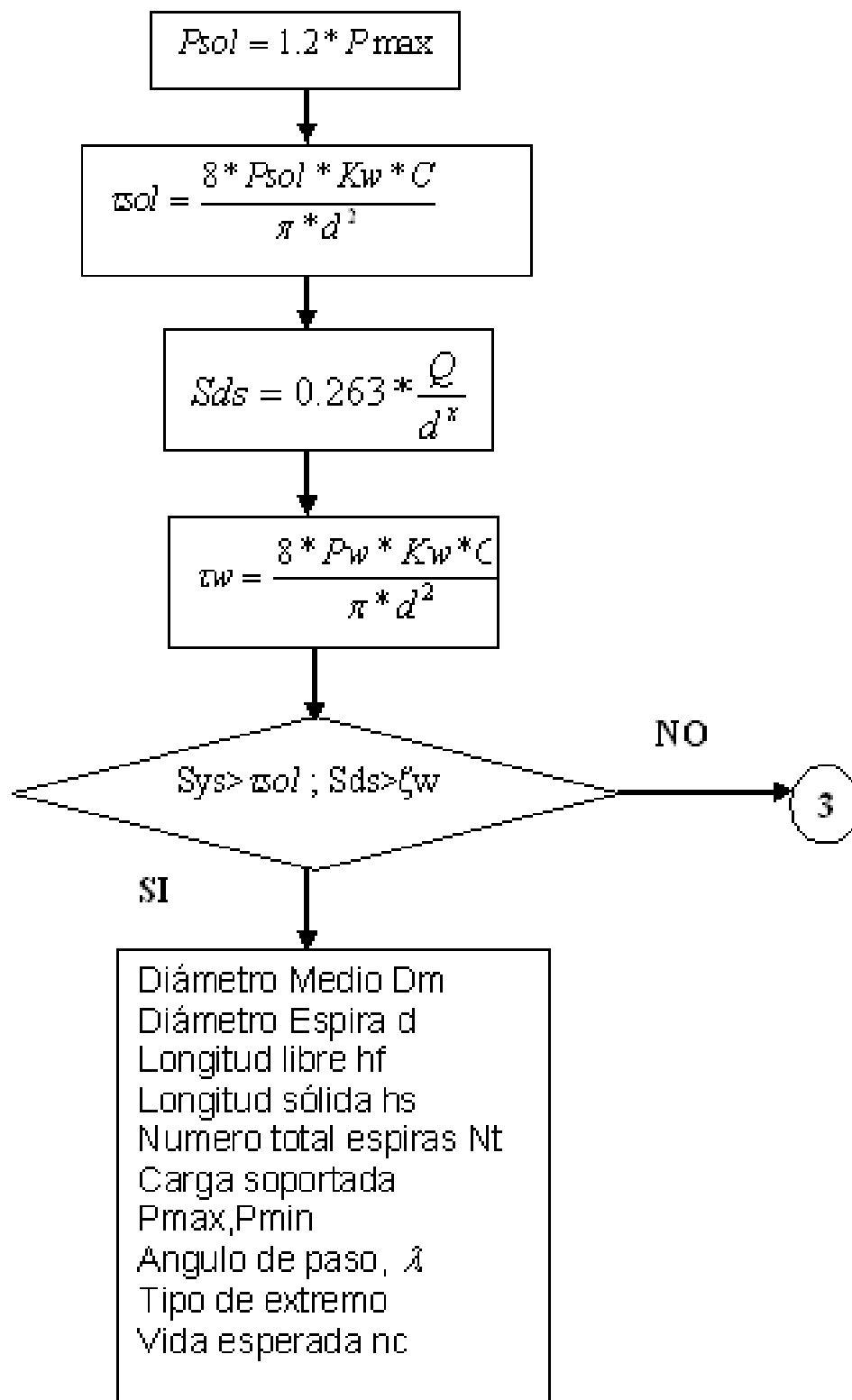


1.1.23 Diagrama de Flujo. Resortes helicoidales a Compresión. Vida finita









1.2 RESORTES HELICOIDALES A TENSIÓN

Los resortes helicoidales a la extensión son similares a los resortes helicoidales a la compresión, pero se cargan a la tensión. Generalmente se incluyen ganchos u orejas para permitir que se aplique una fuerza de extensión, (ver figura 13). Los extremos estándar se forman doblando la última espira 90° en relación con el cuerpo de la espira. Los ganchos y los aros u orejas suelen estar esforzados de manera más severa que el cuerpo de las espiras, y esto puede limitar la seguridad del diseño.

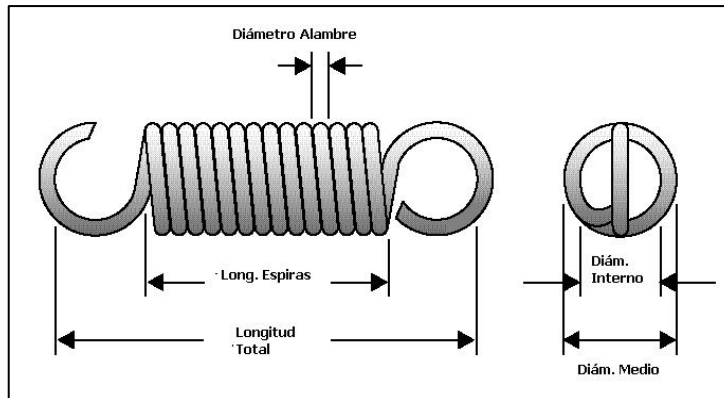
Figura 13. Resortes Helicoidales a tensión



Fuente: Cortesía Mubea Springs

La geometría básica de un resorte helicoidal a tensión está representada por la figura 14.

Figura 14. Dimensiones Resorte Helicoidal a Tensión



1.2.1 Espiras activas en resortes de extensión. Todas las espiras en el cuerpo se consideran como espiras activas, pero, para obtener la longitud del cuerpo o total h_s , se suele agregar una espira al número de espiras activas:

$$N_t = N_a + 1$$

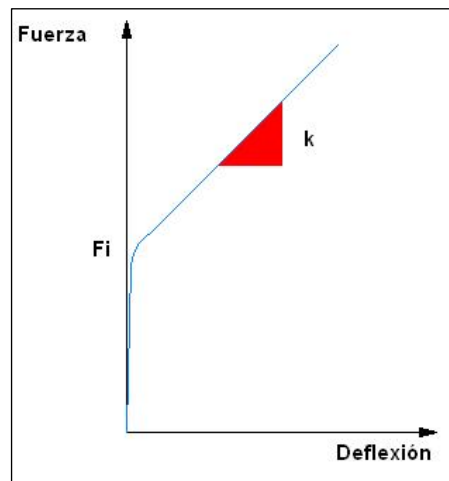
$$h_s = d * N_t$$

La longitud libre se mide desde el interior de una oreja (o gancho de extremo) hasta la otra, y al variar puede modificar la configuración de los extremos, sin cambiar el número de espiras.

1.2.1 Constante de los resortes de extensión. Las espiras de los resortes de extensión están enrolladas de manera muy apretada, y el alambre es retorcido al mismo tiempo que enrollado, creando una precarga en las espiras que debe ser vencida para separarlas.

Para los resortes helicoidales a tensión la fuerza y la deformación están relacionadas como se muestra en la figura 15.

Figura 15. Diagrama Fuerza Deformación resortes helicoidales a tensión



La constante del resorte k es lineal, excepto en su porción inicial. La precarga F_i se mide extrapolando la porción lineal de la curva de regreso al eje de las fuerzas. La constante del resorte se expresa de la forma:

$$k = \frac{P - F_i}{x} = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * Na}$$

Cabe anotar que no ocurrirá deflexión hasta que la fuerza aplicada exceda a la fuerza de precarga F_i incorporada en el resorte.

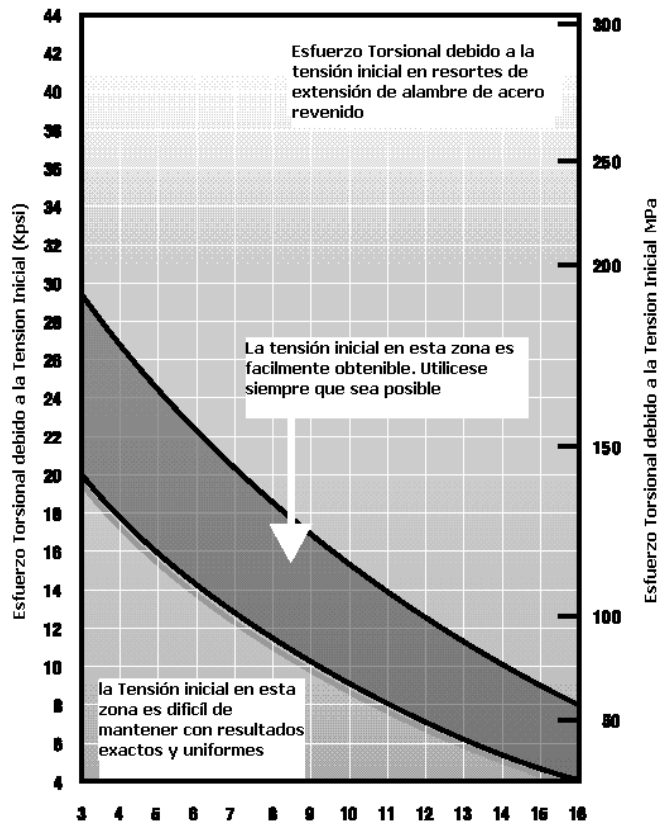
1.2.2 Índice del resorte de los resortes de extensión. El índice del resorte debe ser mantenido entre el rango de 4 a 12 como se recomienda en el caso de los resortes de compresión.

1.2.3 Precarga de las espiras de los resortes de extensión. La precarga F_i se llega a controlar hasta cierto punto en el proceso de manufactura, y deberá

diseñarse para mantener el esfuerzo inicial de la espira dentro del rango preferido que se muestra en la siguiente figura:

La figura 16 muestra rangos deseados para el esfuerzo inicial de la espira como una función del índice del resorte. Valores por fuera del rango son posibles pero difíciles de fabricar.

Figura 16. Diagrama esfuerzo inicial Resortes helicoidales a tensión



Las expresiones cúbicas aproximadas son:

1) Para la línea límite inferior se tiene la siguiente ecuación:

$$\pi_i = -4.123 * C^3 + 181.5 * C^2 - 3.387 * C + 28.640$$

2) Para la línea límite superior se tiene la siguiente ecuación:

$$\bar{\sigma} = -2.987 * C^3 + 139.7 * C^2 - 3.427 * C + 38.404$$

Donde $\bar{\sigma}$ está en psi. El promedio de los dos valores calculados de estas funciones se toma como un valor bueno de inicio para el esfuerzo inicial de la espira.

1.2.4 Esfuerzos en las espiras de los resortes de extensión. Los esfuerzos en las espiras se determinan partiendo de las mismas fórmulas que se aplicaron para los resortes de compresión, como el esfuerzo cortante dado en la siguiente ecuación:

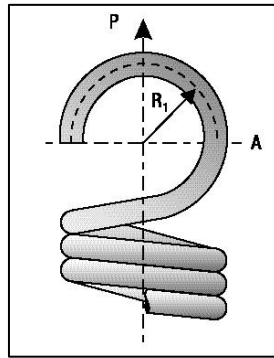
$$\tau_w = \frac{8 * P * K_w * C}{\pi * d^2}$$

1.2.5 Fuerza inicial de tensión. Esta fuerza debe ser menor que la fuerza mínima aplicada exigida por la aplicación y se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$F_{inicial} = \bar{\sigma}_{inicial} * \frac{\pi * d^3}{8 * D}$$

1.2.6 Esfuerzo en los extremos de los resortes de extensión. Los ganchos o aros estándar tienen dos posiciones de elevado esfuerzo. El esfuerzo torsional máximo ocurre en el punto B, donde el radio de curvatura es el menor (ver figura 17). También hay un esfuerzo a flexión en el gancho o en el aro en el punto A como se muestra en la figura 17, dado que el extremo está cargado como una viga curva. Wahl también define un factor de concentración de esfuerzos K_b para flexión en un alambre curvo.

Figura 17. Esfuerzo Tensión Gancho del Resorte



Para el cálculo de esfuerzo, se usan las siguientes formulas:

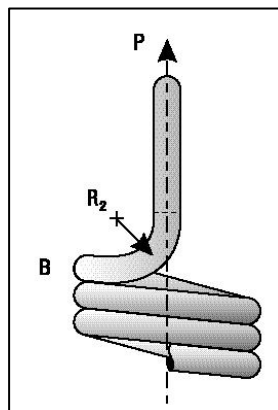
$$\sigma_A = \frac{32 * P * R1 * K1}{\pi * d^3} + \frac{4 * P}{\pi * d^2}$$

$$K1 = \frac{4C^2 - C - 1}{4C(C - 1)} \quad C = \frac{2 * R1}{d}$$

R1 es el radio medio del aro, según se observa en la figura 17. Note que para un extremo estándar, el radio medio del aro es el mismo que el radio de la espira.

El esfuerzo a la torsión en el punto B, vee figura 18, se determina a partir de:

Figura 18. Esfuerzo Torsión Gancho del Resorte



$$\tau_{\max} = \frac{8 * P * D}{\pi * d^3} * K_2$$

$$K_2 = \frac{4C - 1}{4C - 4} \quad C = \frac{2 * R_2}{d} \quad D = C * d$$

R₂ es el radio de doblez lateral, según se observa en la figura 18. C debe ser superior a 1.

1.2.7 Oscilaciones en los resortes de extensión. La frecuencia natural de un resorte helicoidal de extensión con ambos extremos fijos, contra una deflexión axial, es la misma que el de un resorte helicoidal de compresión, y se calcula según la siguiente fórmula:

$$fn = \frac{2}{\pi * Na} * \frac{d}{D^2} * \sqrt{\frac{G * g}{32 * \gamma}} \text{ (Hz)}$$

1.2.8 Criterio de diseño carga estática. Se debe comparar el esfuerzo producido por la carga contra el máximo esfuerzo de fluencia admitida por el material, entonces para el caso del cuerpo del resorte, y el punto sometido a cortante ubicado en el gancho del extremo:

$$\frac{S_{ys}}{N} = \tau_w$$

$$\frac{S_{ys}}{N} = \frac{8 * P * K_w * C}{\pi * d^2}$$

La anterior fórmula se utiliza para el cuerpo del resorte. En el punto sometido a torsión ubicado en el gancho del resorte se usa la siguiente ecuación:

$$\frac{S_{ys}}{N} = \frac{16 * P * R^2}{\pi * d^3} * K_2$$

Para el punto sometido a flexión, en el gancho del resorte se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{32 * P * R_1 * K_1}{\pi * d^3} + \frac{4 * P}{\pi * d^2}$$

En la tabla 2 se pueden apreciar los esfuerzos de fluencia de los materiales más comunes usados en la fabricación de resortes.

Tabla 4. Esfuerzo fluencia Materiales para resortes

Material	Sy
Acero Revenido en aceite	0.8Su
Alambre cuerda de piano	0.65 Su
Acero estirado en frío	0.65 Su
Aceros aleados	0.9 Su
Acero inoxidable A313	0.55 Su
Latòn	0.42 Su
Bronce Fosforoso	0.67 Su
Monel	0.67 Su
Cobre al Berilio	0.67 Su

1.2.9 Criterio de diseño carga cíclica. Se debe realizar el mismo cálculo hecho para resortes de compresión para los esfuerzos producidos en el cuerpo del resorte y para el punto crítico a torsión en los ganchos de los extremos, en este caso utilizando la formula mencionada anteriormente.

Para el cálculo del punto crítico a flexión bajo carga cíclica se debe calcular los valores medios y alternos y utilizar la siguiente formula, teniendo en cuenta que para los esfuerzos a flexión, será necesario el límite de resistencia a la fatiga por tensión. Para lo anterior se aplica la razón de Von Mises entre la torsión y la tensión para convertir los datos disponibles de fatiga por torsión a resistencia a la tensión. Los datos a cortante se dividen entre 0.577 para obtener resistencias a tensión.

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{S_y} + \frac{2 * \sigma_a}{S_n}$$

Donde: $S_n = S_{no} / 0.577$

σ_m = Esfuerzo medio; σ_a = Esfuerzo alternativo.

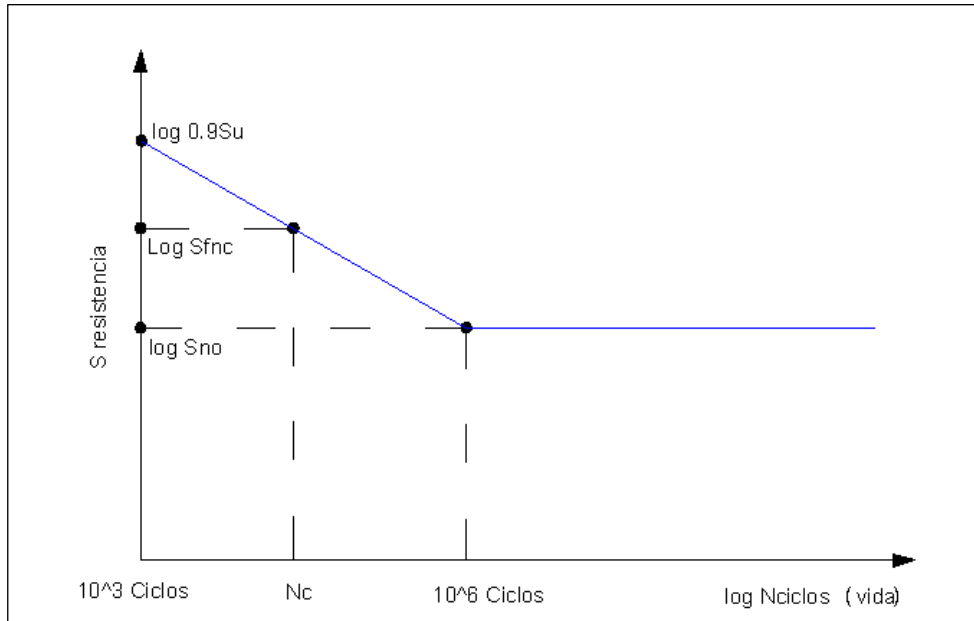
$$\sigma_{Am} = \frac{32 * P_m * R_1 * K_1}{\pi * d^3} + \frac{4 * P_m}{\pi * d^2} \quad \sigma_{Aa} = \frac{32 * P_a * R_1 * K_1}{\pi * d^3} + \frac{4 * P_a}{\pi * d^2}$$

Además:

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

1.2.10 Criterio diseño vida finita. Para el diseño de resortes de tensión a vida finita, se utiliza el diagrama de esfuerzo contra ciclos para aceros, ver Figura 19.

Figura 19. Diagrama S-N Cargas Flexión Para Aceros



Reemplazando los esfuerzos en la ecuación de carga cíclica, obtenemos:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{S_y} + \frac{2 * \sigma_a}{S_{fnc}}$$

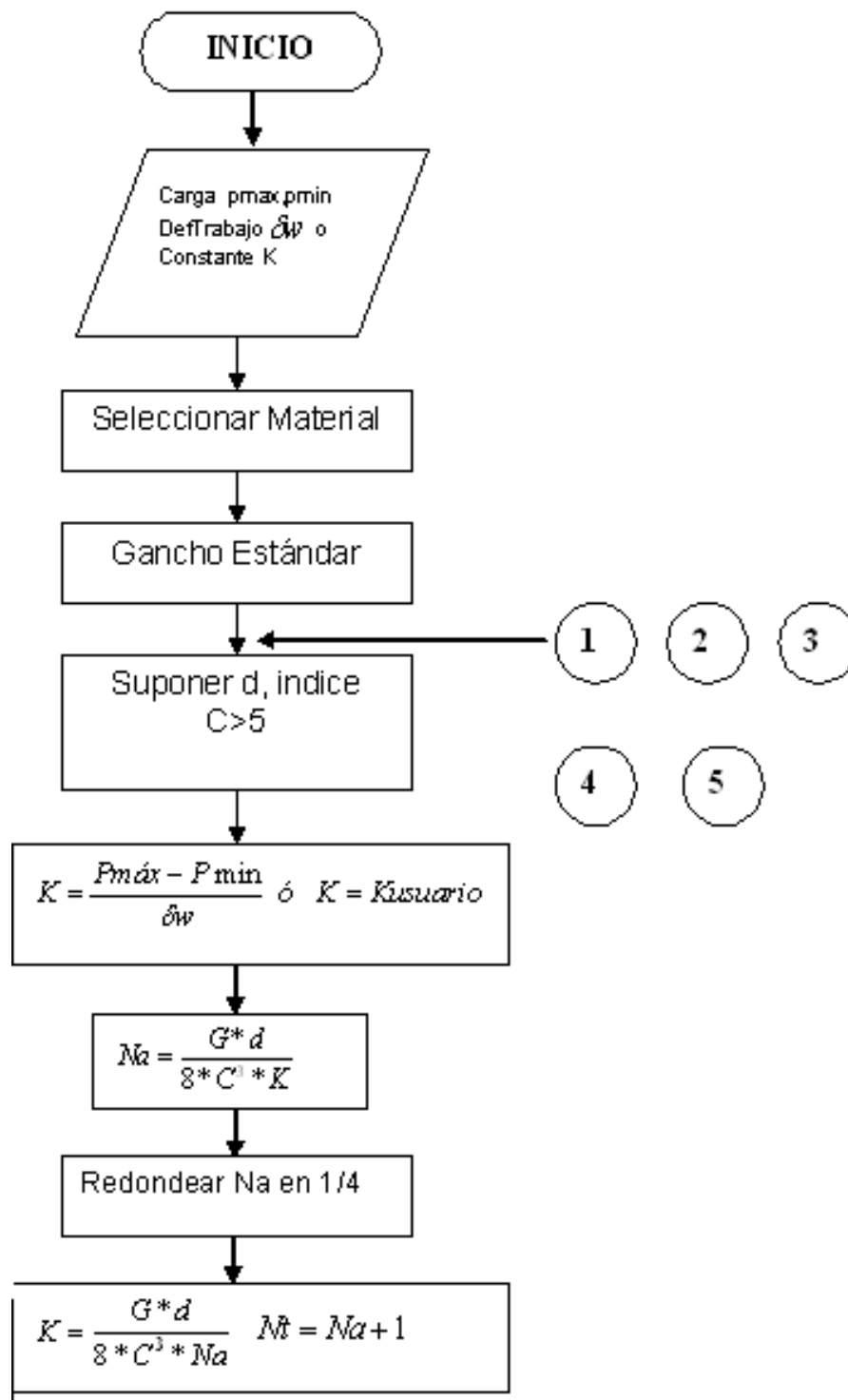
Donde σ_m = Esfuerzo medio, σ_a = Esfuerzo alternativo

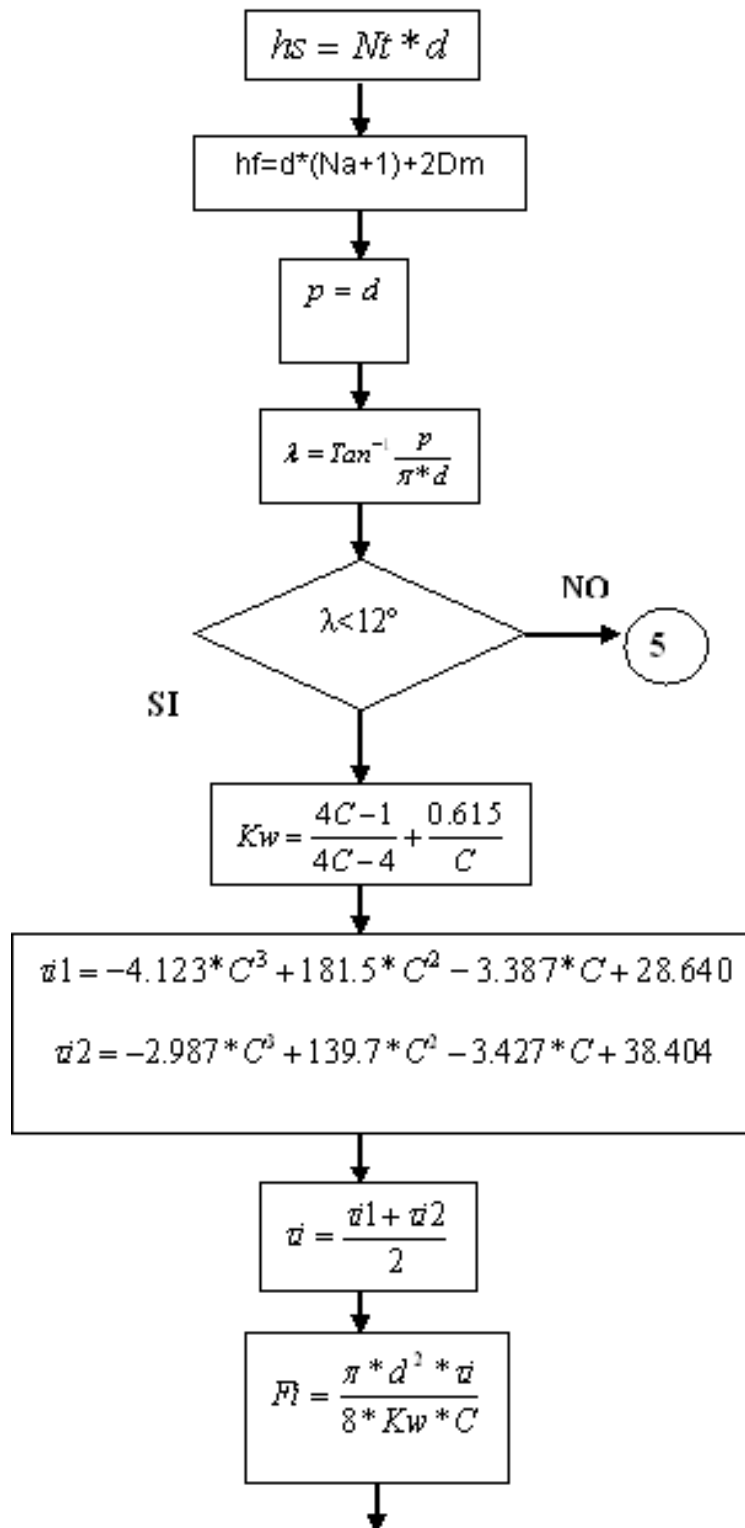
$$\sigma_{Am} = \frac{32 * P_m * R_1 * K_1}{\pi * d^3} + \frac{4 * P_m}{\pi * d^2} \quad \sigma_{Aa} = \frac{32 * P_a * R_1 * K_1}{\pi * d^3} + \frac{4 * P_a}{\pi * d^2}$$

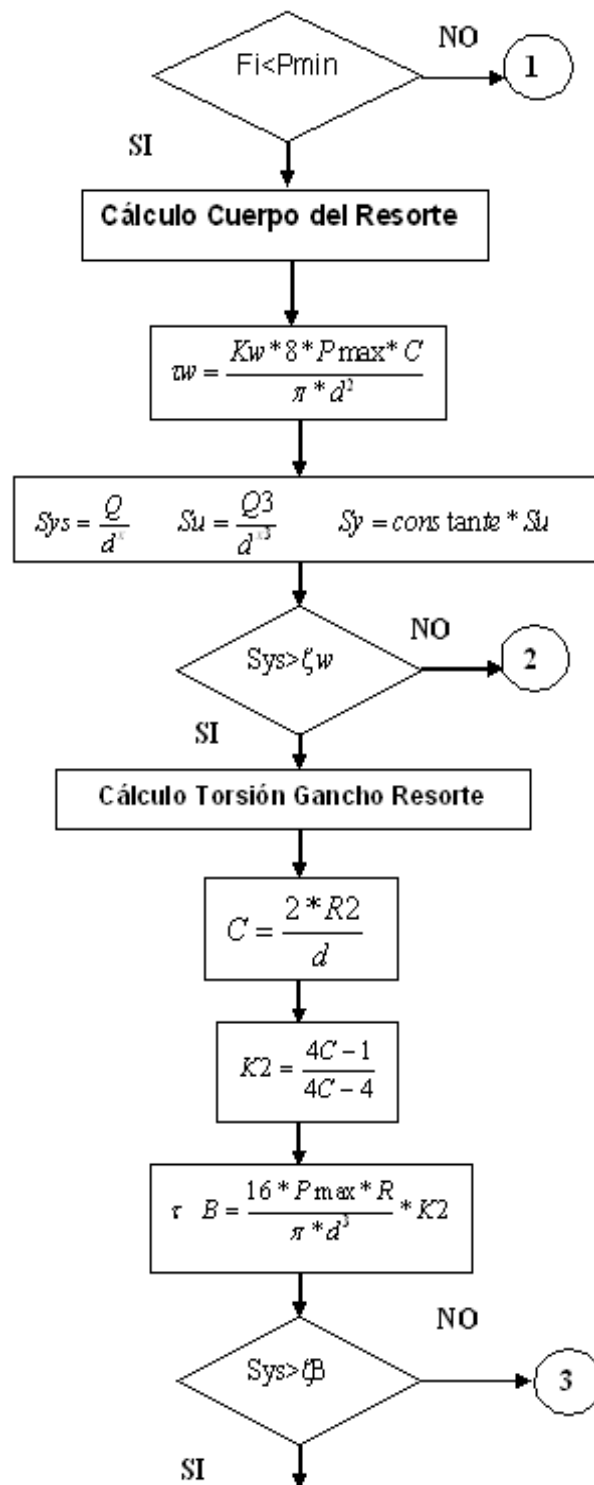
Además:

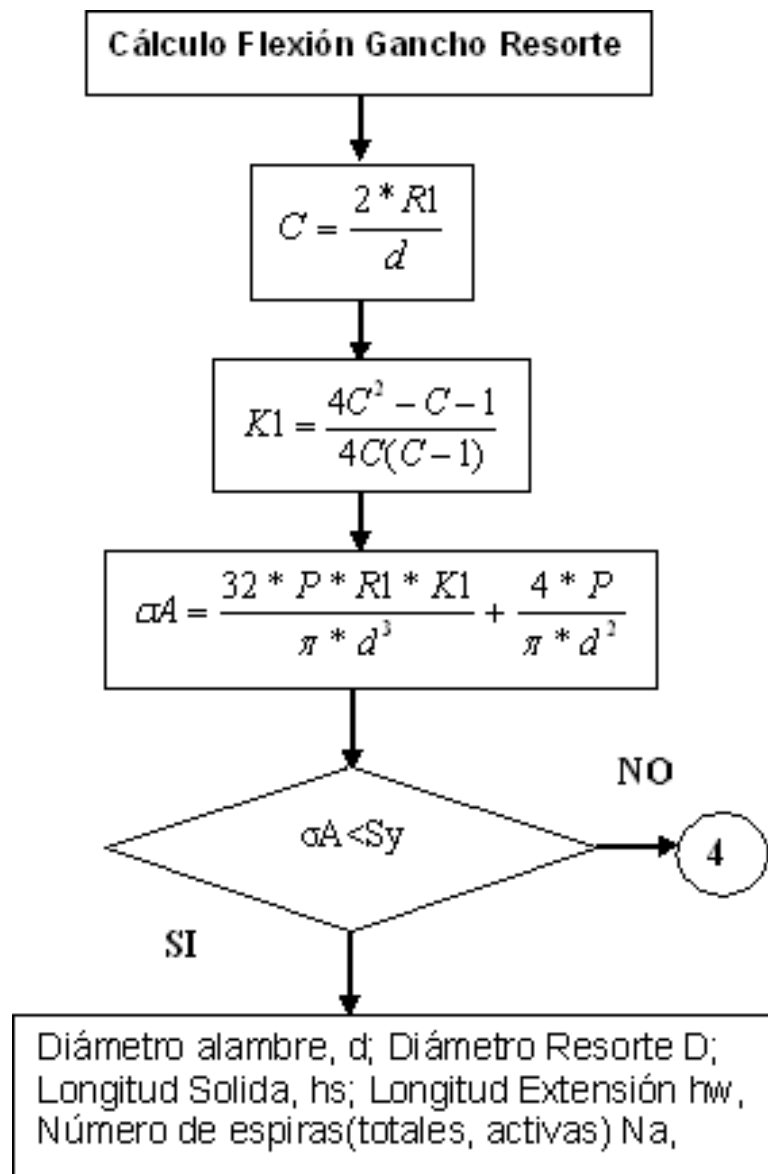
$$P_a = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} \quad P_m = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}$$

1.2.11 Diagrama flujo proceso diseño carga estática

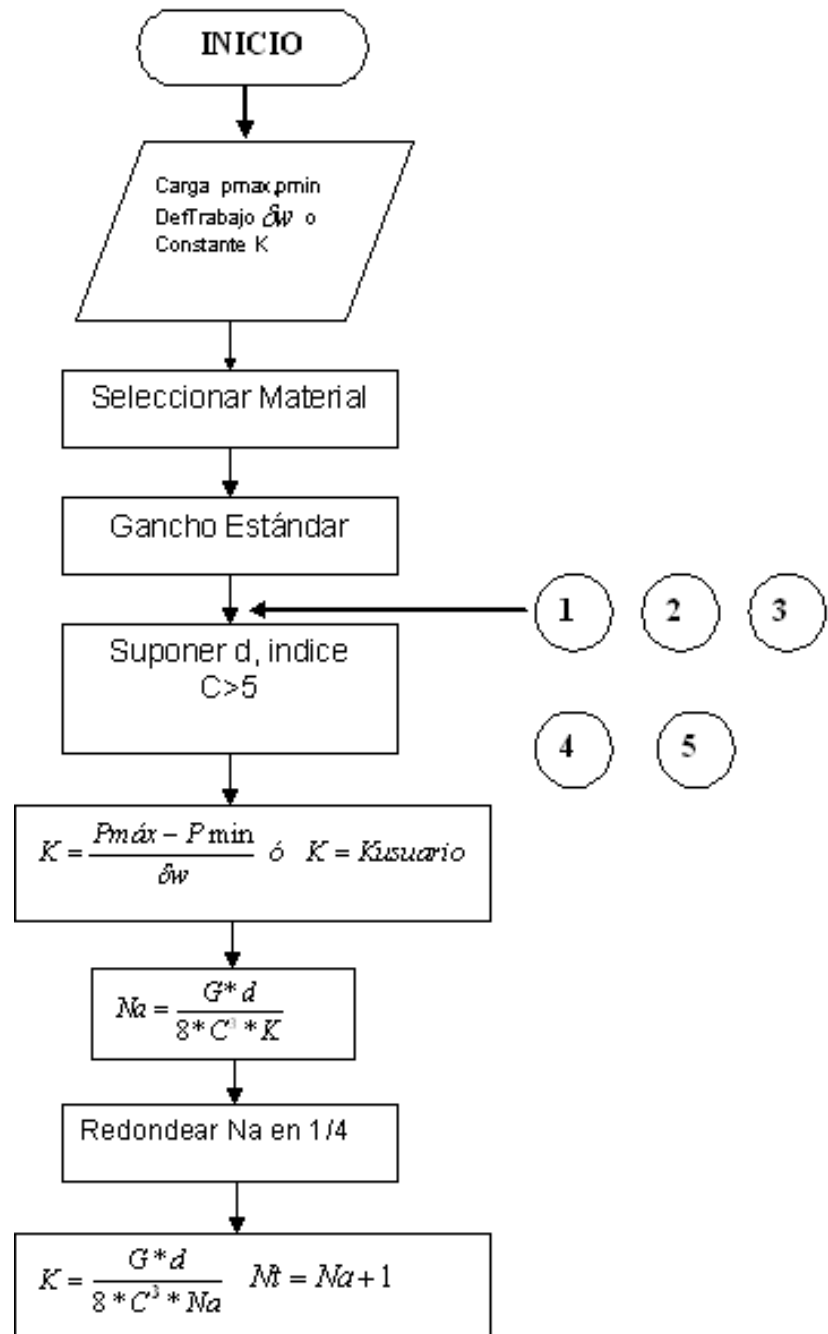


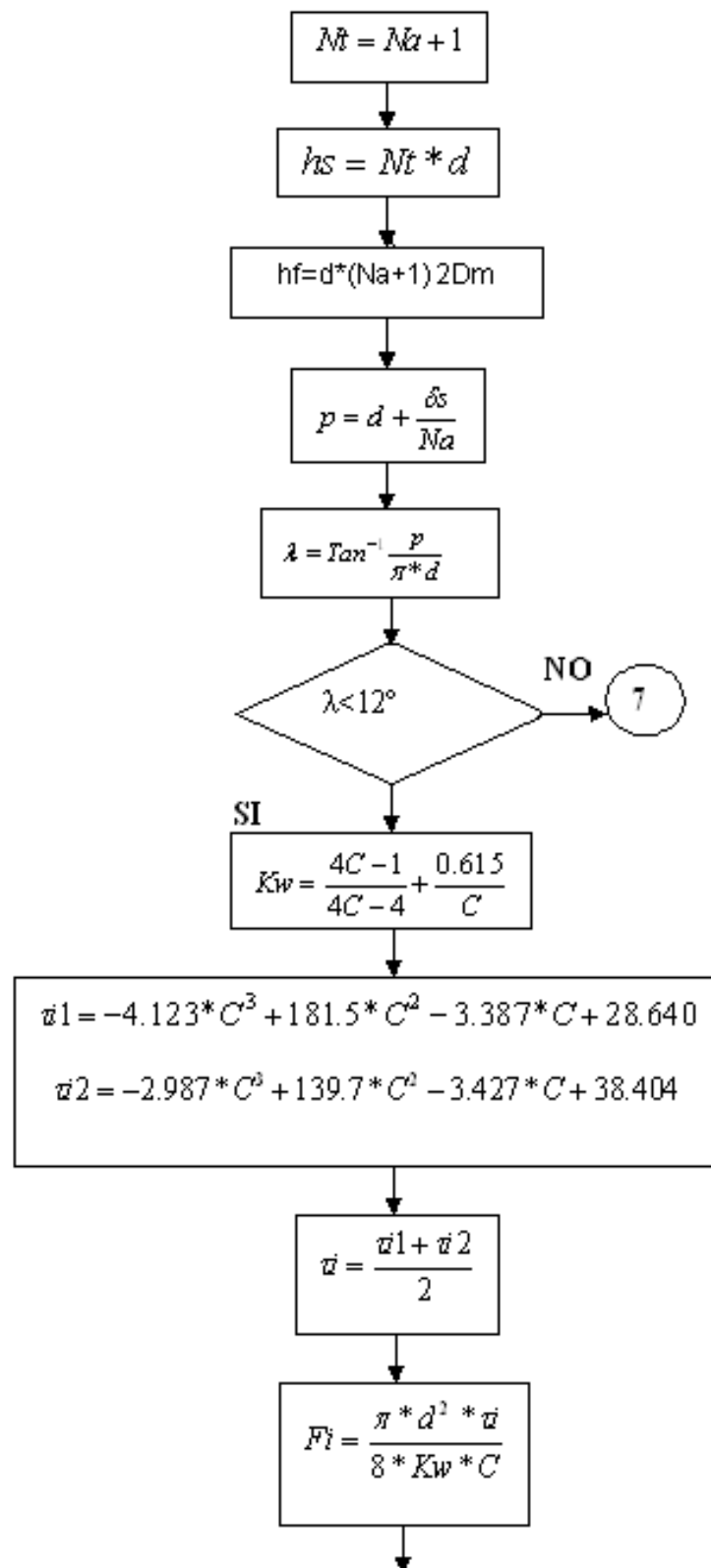


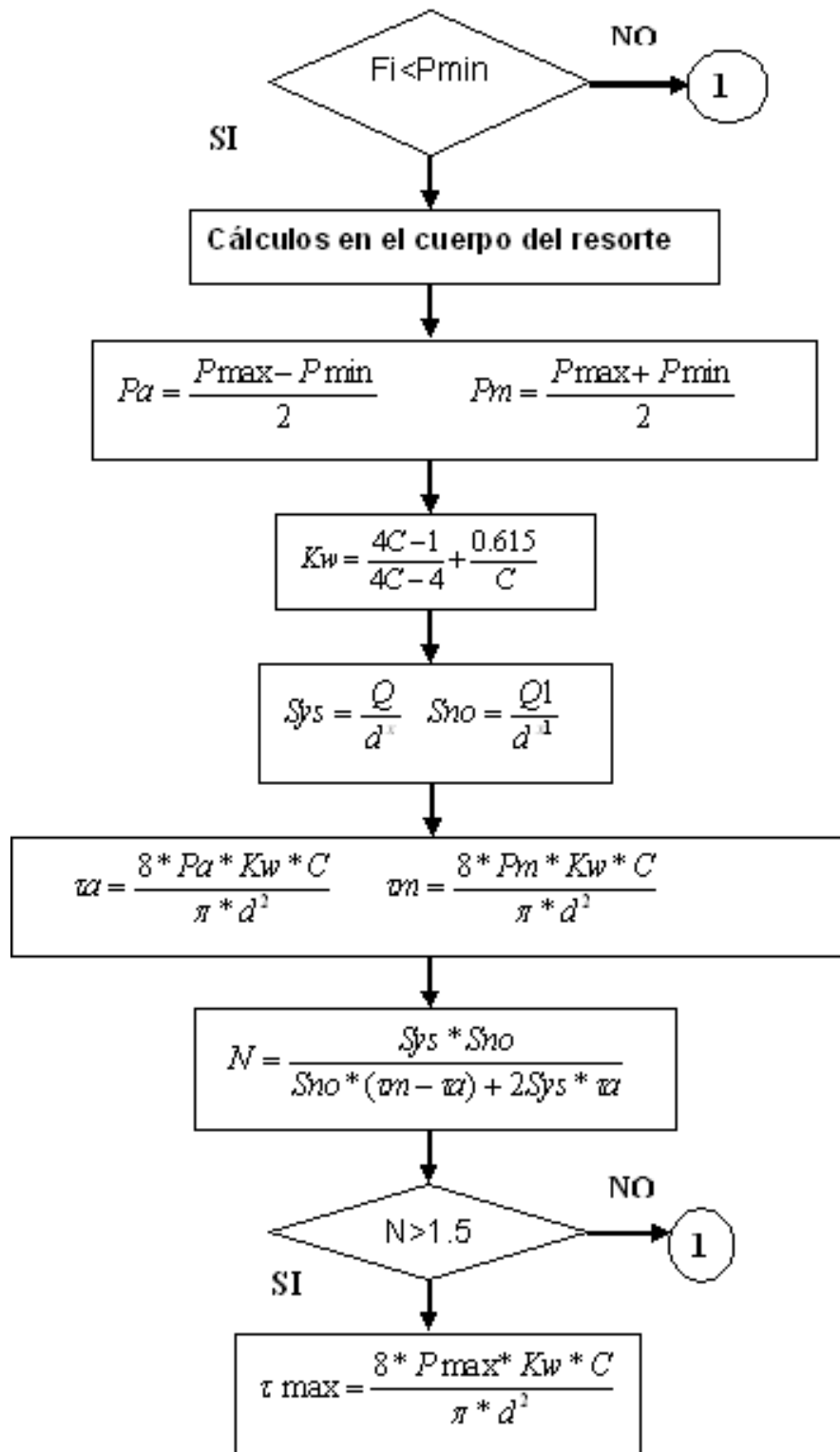


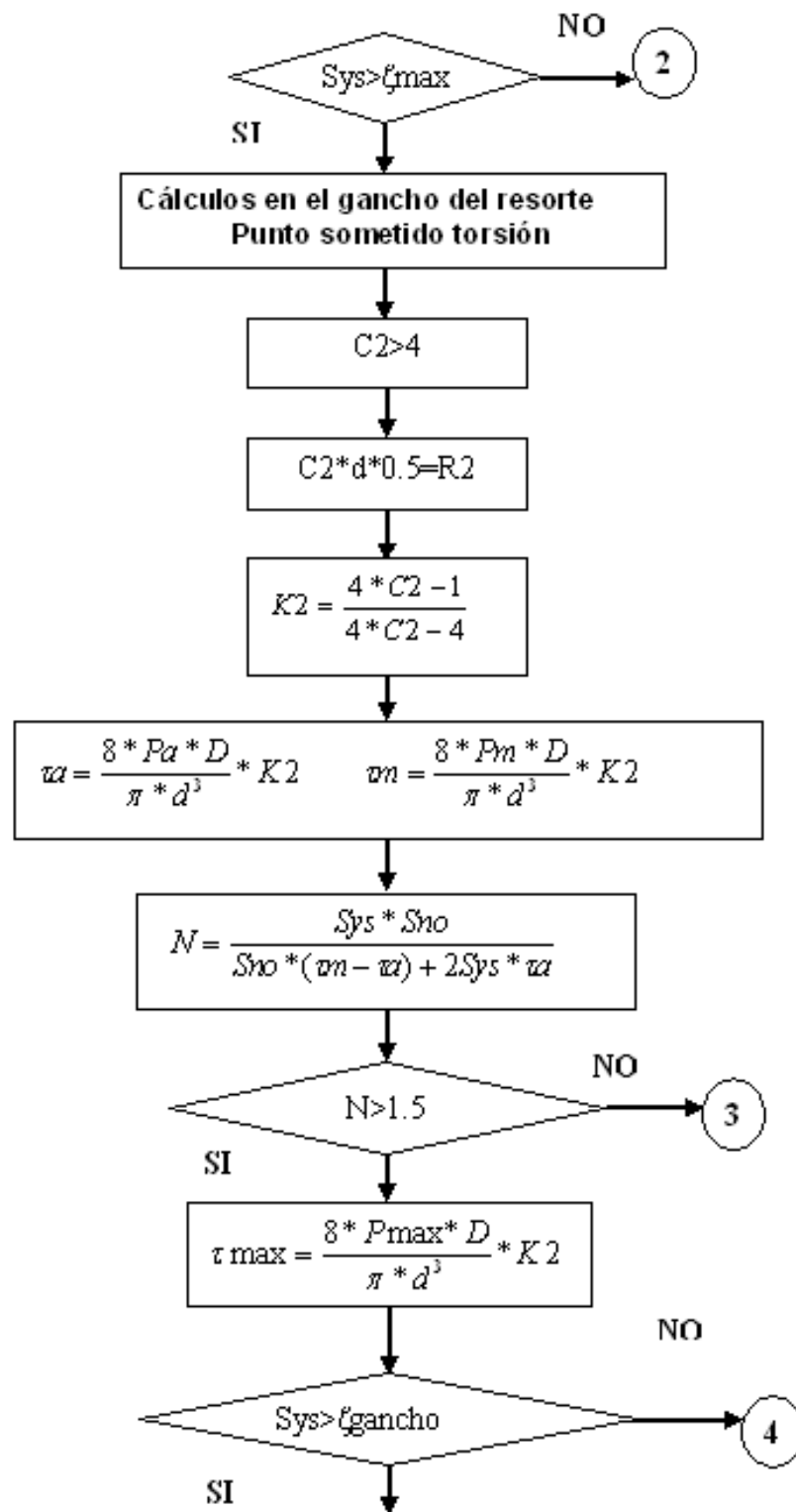


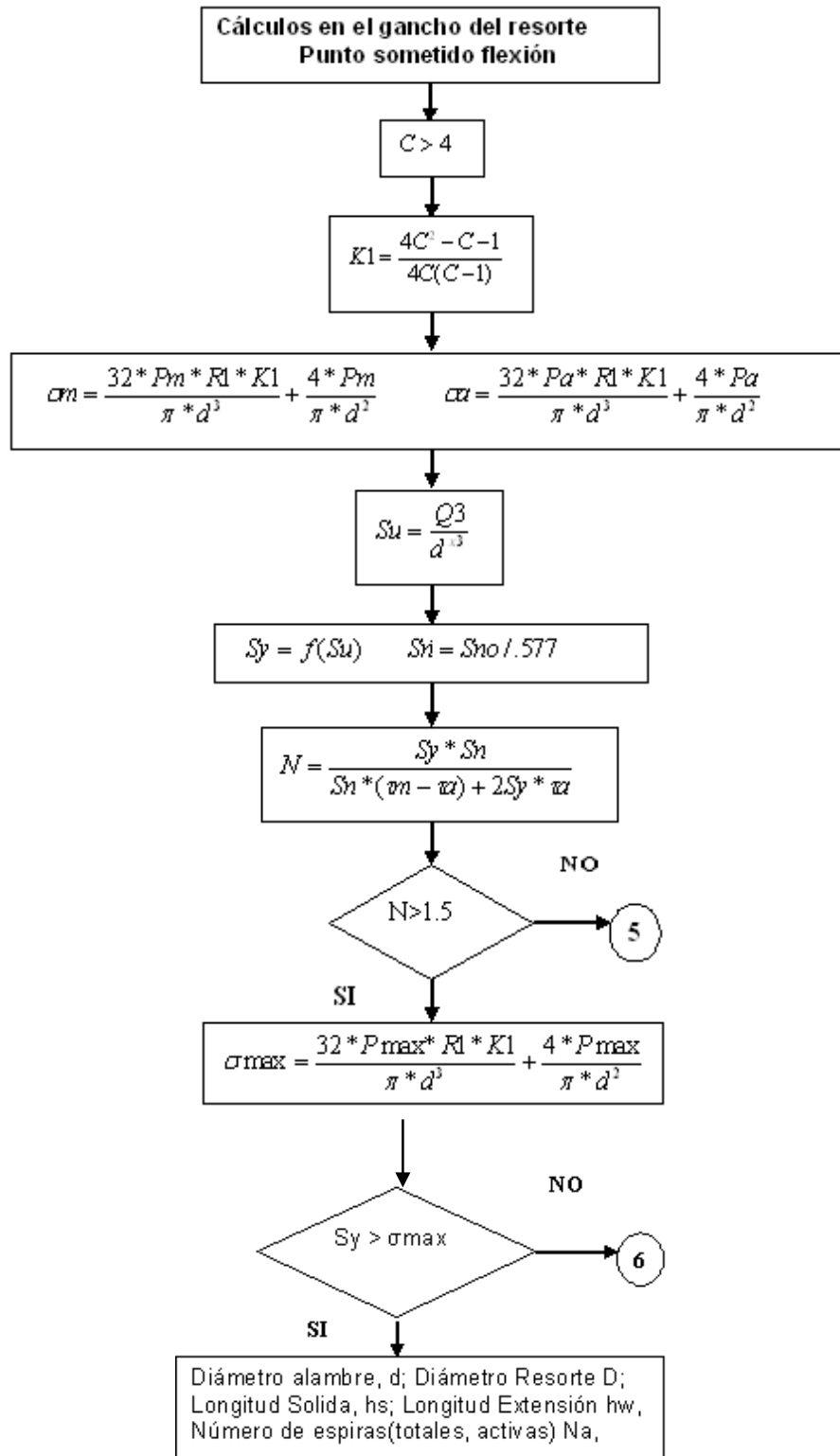
1.2.12 Procedimiento diseño carga cíclica vida infinita



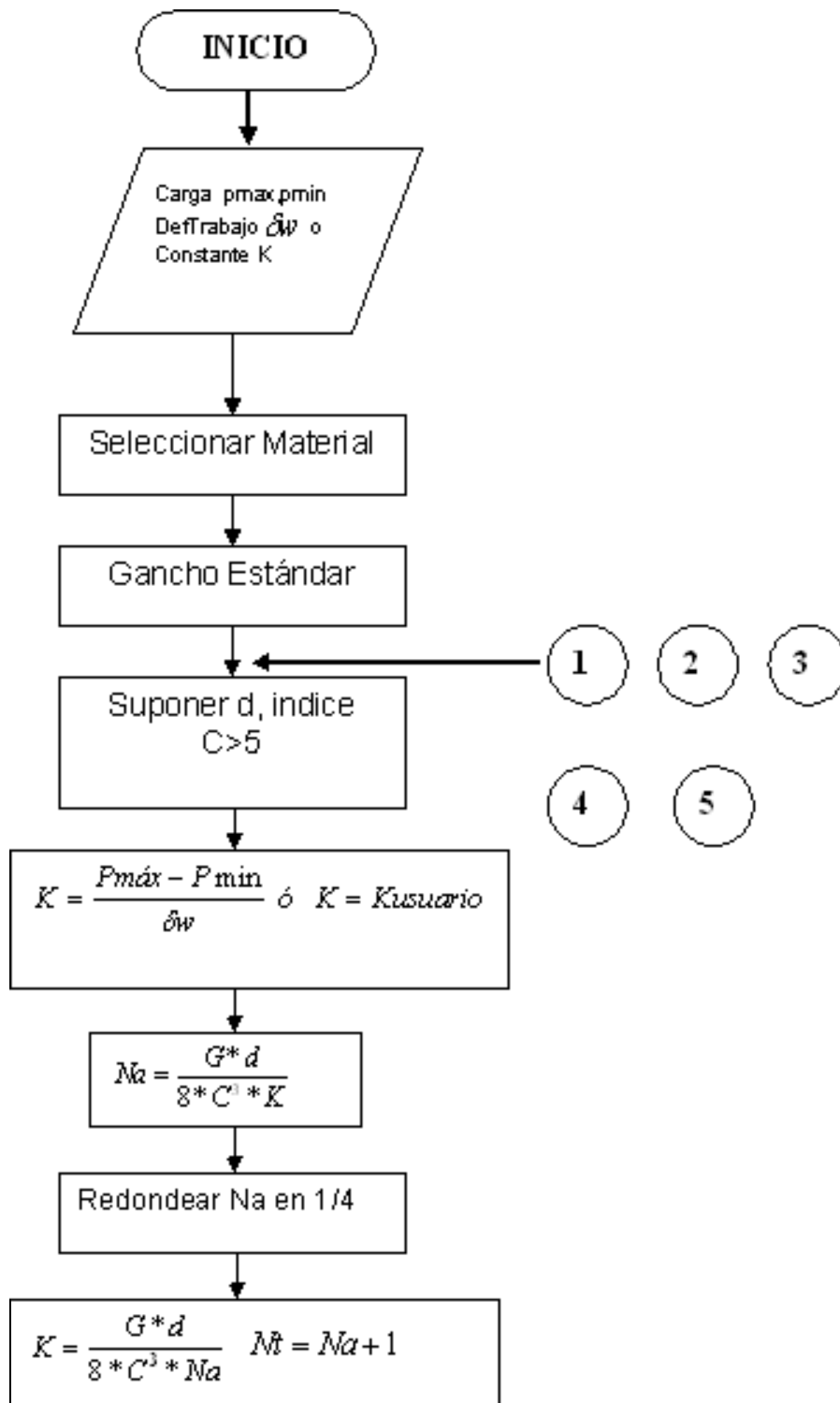


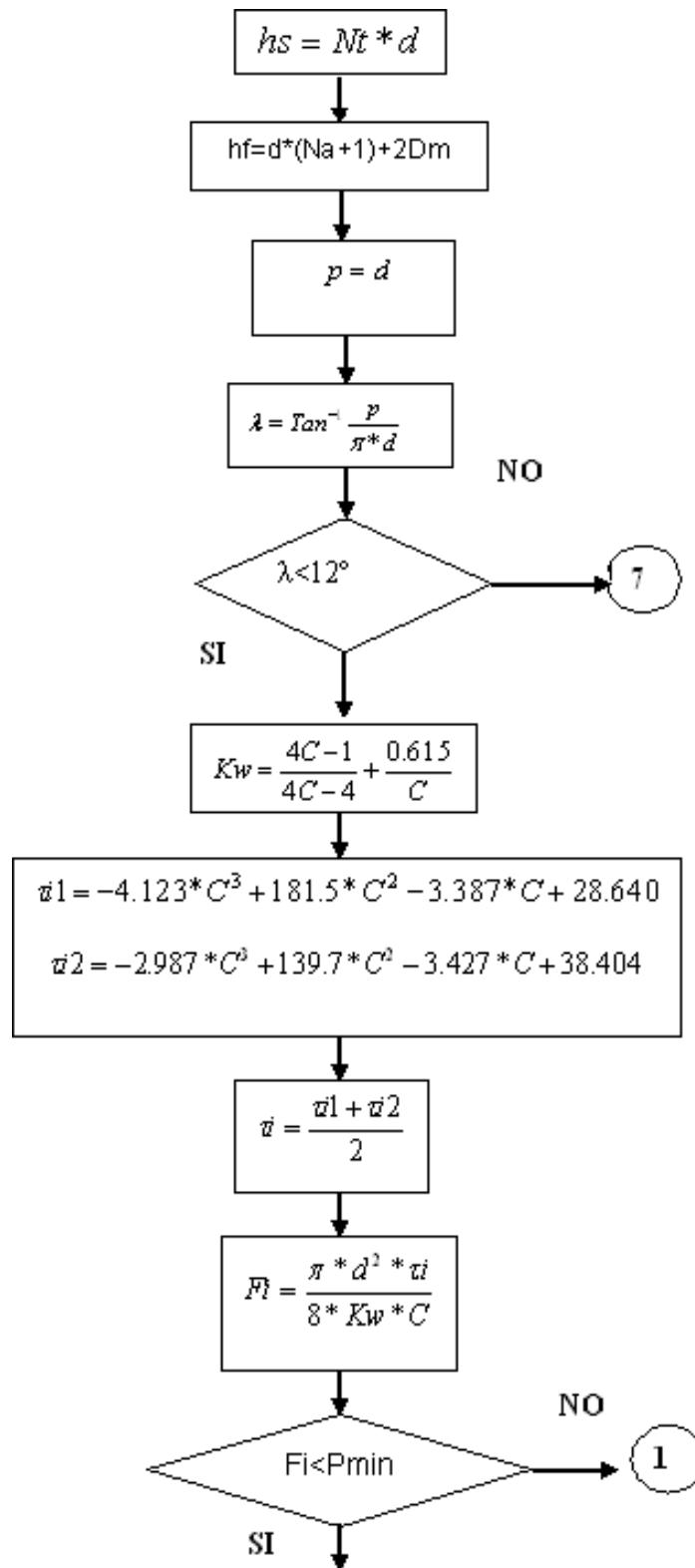


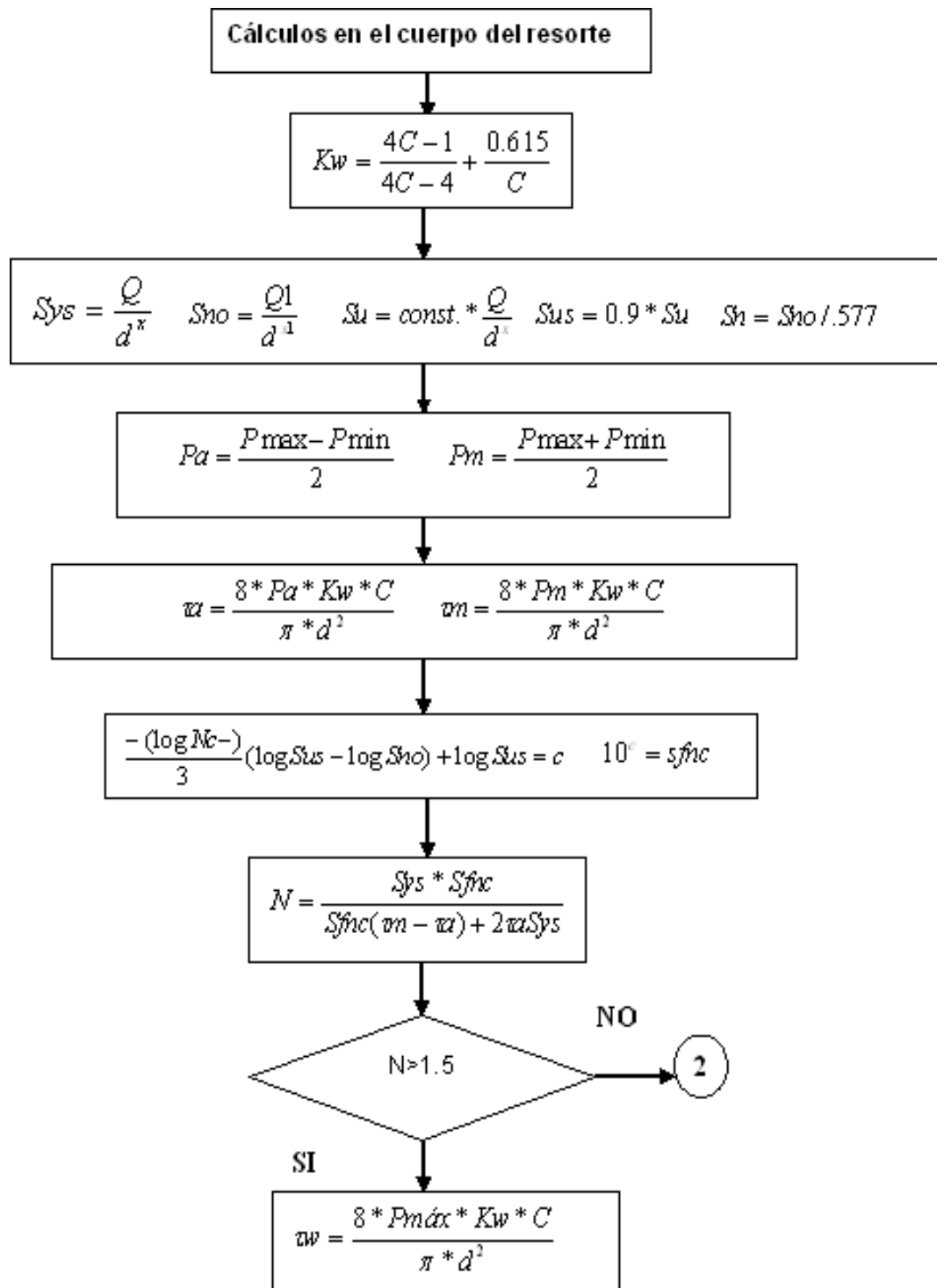


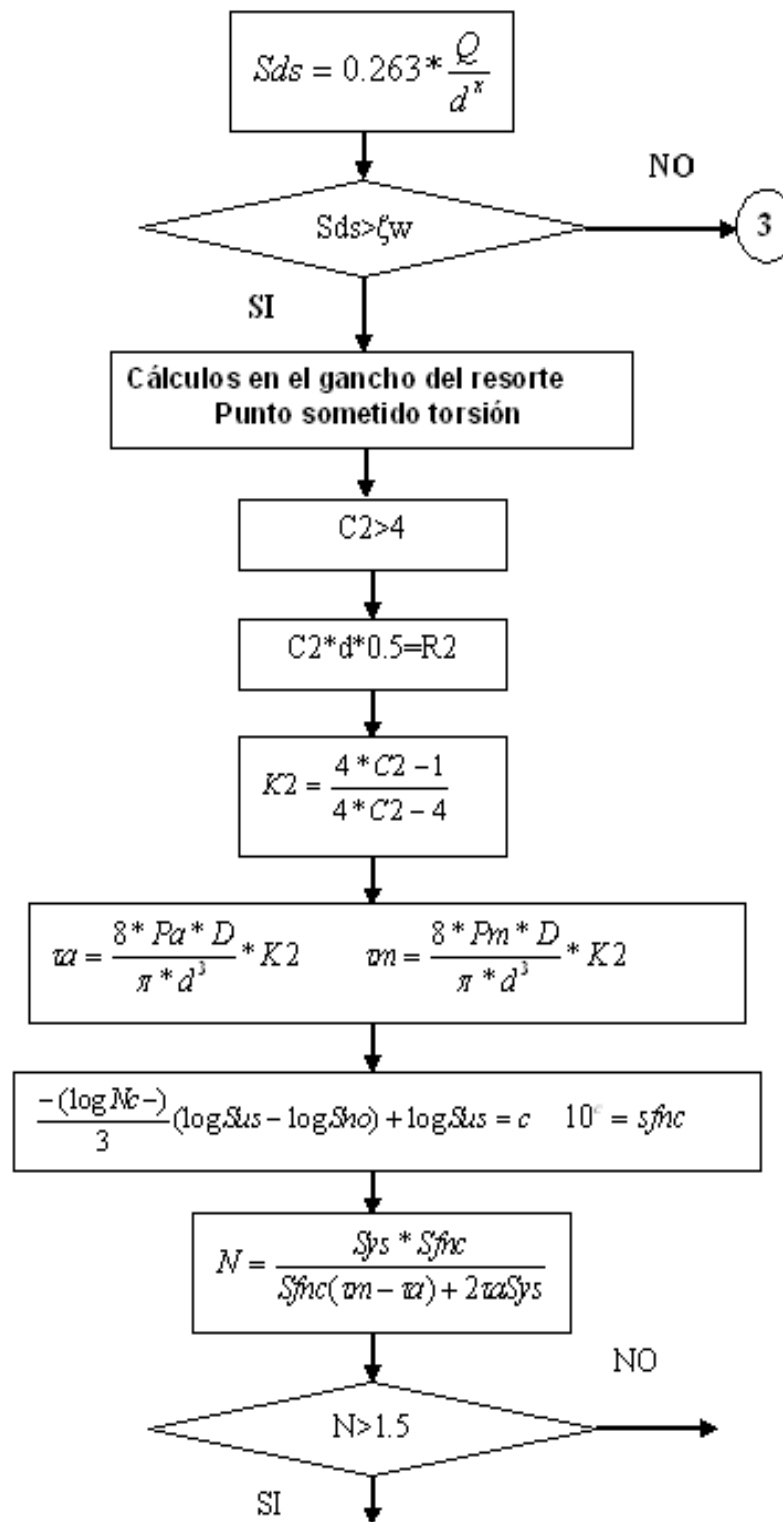


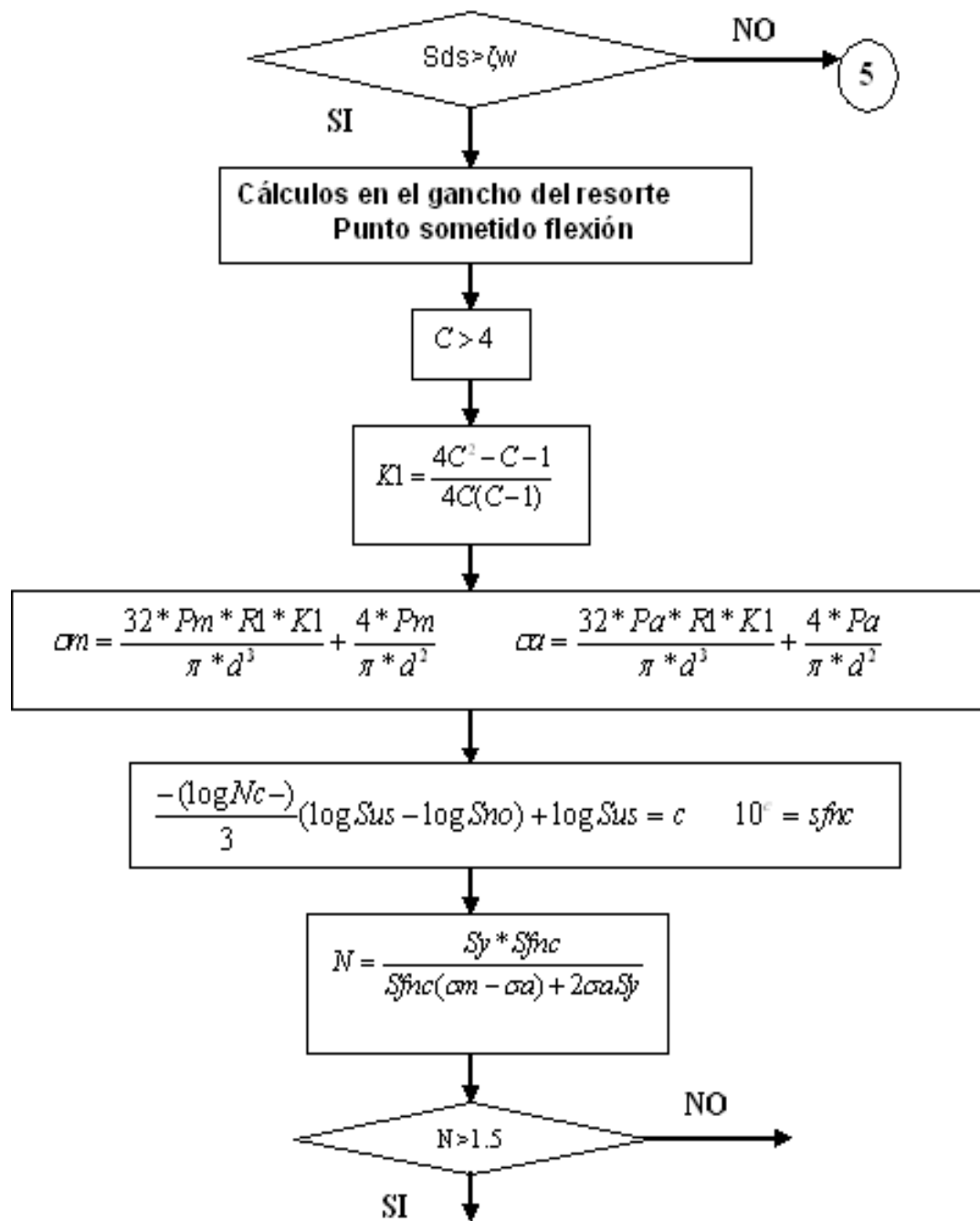
1.2.13 Procedimiento diseño carga cíclica vida finita

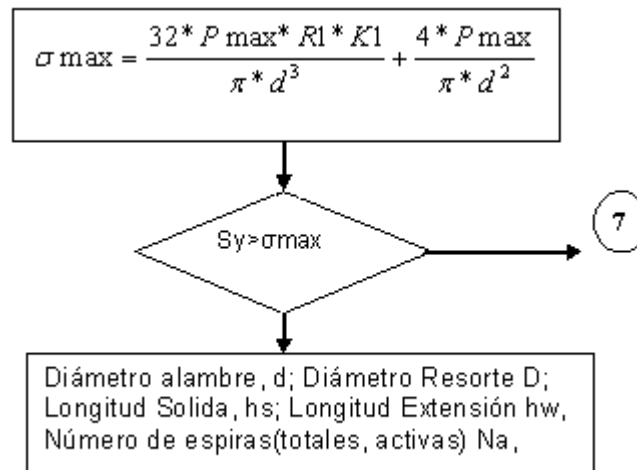








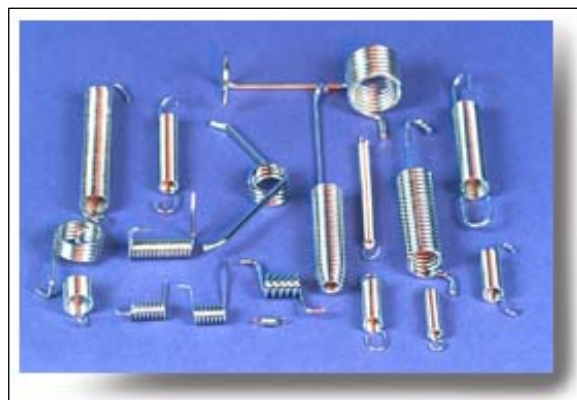




1.3 RESORTES CILINDRICOS HELICOIDALES DE TORSIÓN

En los resortes helicoidales de torsión, ver Figura 20, el resorte como tal está sometido a un momento flector, el cual se transforma en un momento de torsión que actúa sobre el resorte, mientras que las espiras sufren esfuerzos normales de flexión, tracción y compresión.

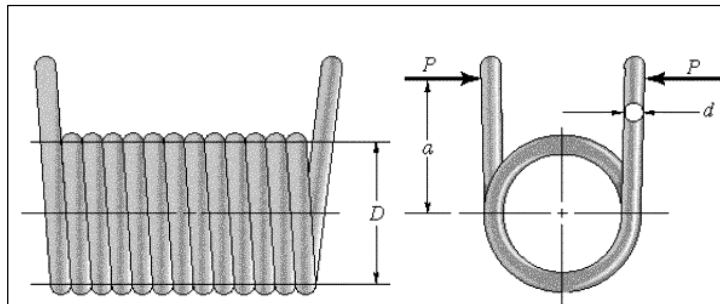
Figura 20. Resortes helicoidales a torsión



Fuente: Cortesía Mubea Springs

Los extremos de las espiras se extienden de manera tangencial, para servir de brazos de palanca sobre los cuales se pueda aplicar la carga del momento de fuerzas, según se muestra en la siguiente Figura 21:

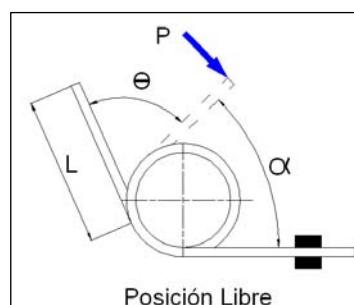
Figura 21. Dimensiones Resortes helicoidales a torsión



Estos extremos de espira llegan a tener diversidad de formas, para adecuarse a cada aplicación. Por lo general las espiras son enrolladas de manera apretada como un resorte de extensión, pero no tienen ninguna tensión inicial. Las espiras también se pueden enrollar con espaciado igual que un resorte de compresión y esto evitará fricción entre las espiras. Sin embargo la mayor parte de los resortes de torsión son enrollados de manera apretada.

El momento aplicado sobre las espiras coloca al alambre a flexión como una viga curva como se observa en la Figura 22.

Figura 22. Posición Libre Resorte Helicoidal a torsión.



El momento aplicado deberá siempre disponerse de manera que las espiras se cierren, en lugar de abrirlas, ya que los esfuerzos residuales provenientes del enrollado de espiras son favorables contra un momento de cierre. El momento aplicado jamás deberá ser invertido durante el servicio.

Para absorber las fuerzas de reacción debe preverse un soporte radial en tres o más puntos alrededor del diámetro de las espiras. Este soporte por lo general se consigue mediante una varilla colocada en el interior de la espira. La varilla no debe ser mayor en su diámetro de más o menos 90% del diámetro interior más pequeño de las espiras cuando estén “bajo carga”, a fin de evitar que se traben.

Las especificaciones de fabricación de un resorte de torsión deben definir los parámetros como son el diámetro del alambre, el diámetro exterior de la espira, el número de espiras y el índice del resorte. La carga deberá definirse en un ángulo α entre los extremos tangentes en la posición cargada en vez de cómo una deflexión a partir de la posición libre.

Dada que la carga es a flexión, el alambre rectangular es más eficiente en términos de rigidez por volumen unitario (un I más elevado para las mismas dimensiones). Sin embargo, la mayor parte de los resortes de torsión helicoidales se fabrican con alambre redondo, en razón de su menor costo y de la mayor variedad de tamaños y materiales disponibles.

1.3.1 Número de espiras en los resortes de torsión. Las espiras activas (N_a) son iguales al número de vueltas en el cuerpo N_b además de alguna contribución correspondiente de las extremidades, que también se flexiona. En el caso de extremos rectos, la contribución se expresa como un número equivalente de espiras N_e :

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

Donde L_1 y L_2 son las longitudes respectivas de los extremos tangentes de la espira. El número de espiras activas es entonces:

$$N_a = N_b - N_e$$

Donde N_b es el número de espiras en el cuerpo del resorte

1.3.2 Deflexión de los resortes de torsión. La deflexión angular en el extremo de la espira s suele expresar en radianes, pero a menudo se convierte a revoluciones. Utilizaremos revoluciones. Dado que se trata de una viga a flexión, la deflexión (angular) se expresa de la forma:

$$\theta_{rev} = \frac{1}{2\pi} \theta_{rad} = \frac{1}{2\pi} \frac{M * L_w}{EI}$$

Donde M es el momento aplicado, L_w es la longitud del alambre, E es el módulo de Young para el material, e I es el segundo momento de área de la sección transversal del alambre con relación al eje neutro.

Para resortes de torsión de alambre redondo, podemos reemplazar la geometría apropiada a fin de obtener:

$$\theta_{rev} = \frac{1}{2\pi} \frac{M * L_w}{EI} = \frac{1}{2\pi} \frac{M(\pi * D * N_a)}{E(\pi * d^4 / 64)} = \frac{64}{2\pi} \frac{M * D * N_a}{d^4 * E}$$

$$\theta_{rev} = 10.2 * \frac{M * D * N_a}{d^4 * E}$$

El factor 10.2 por lo general se aumenta hasta 10.8 para tomar en consideración la fricción entre espiras, con base en la experiencia, convirtiéndose en la ecuación:

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

1.3.3 Constante de los resortes de torsión. La constante del resorte se podrá siempre obtener a partir de la fórmula de la deflexión:

$$K = \frac{M}{\theta} = \frac{E * d^4}{10.8 * Na * D}$$

1.3.4 Cierre de espiras. Cuando el resorte de torsión se carga para cerrar las espiras, el diámetro de la espira se reduce y su longitud incrementa al “darle cuerda” a la espira. El diámetro interior mínimo de la espira a deflexión completa es:

$$Di \text{ min} = \left(\frac{D * Nb}{Nb + \theta_{rev}} \right) - d$$

Donde D es el diámetro medio de la espira sin cargar. Cualquier espiga sobre la cual funcione la espira deberá estar limitada a 90% de este diámetro interior mínimo.

La longitud máxima del cuerpo de espiras a plena carga es:

$$L \text{ max} = d * (Nb + 1 + \theta)$$

1.3.5 Esfuerzos en las espiras de los resortes a torsión. Los esfuerzos en la fibra exterior de un viga recta son Mc/I , pero como se trata de una viga curva, y los esfuerzos se concentran en el interior de una viga curva. Wahl dedujo el factor de concentración de esfuerzos para el interior de un alambre redondo enrollado a flexión de la forma:

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

Y en la parte exterior de la espira:

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

Donde C es el índice del resorte.

El esfuerzo máximo a flexión por compresión del diámetro interior de la espira de un resorte helicoidal de torsión de alambre redondo (cargada para cerrar sus espiras) es entonces:

$$\sigma_i \max = Kbi \frac{M \max * c}{I} = Kbi \frac{M \max * (d/2)}{\pi * d^4 / 64} = Kbi \frac{32 * M \max}{\pi * d^3}$$

y las componentes de esfuerzo a flexión por tensión en el diámetro exterior de la espira son:

$$\sigma_o \min = Kbi \frac{32 * M \min}{\pi * d^3} \quad \sigma_o \max = Kbi \frac{32 * M \max}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_o \text{ medio} = \frac{\sigma_o \max + \sigma_o \min}{2} \quad \sigma_o \text{ alt} = \frac{\sigma_o \max - \sigma_o \min}{2}$$

En falla estática (fluencia) de un resorte de torsión cargado, para que sus espiras se cierren, lo que tiene mayor importancia es el esfuerzo a la compresión de magnitud más elevada σ_{\max} en el interior de la espira, pero en el caso de la falla por fatiga, es un fenómeno de esfuerzo a la tensión, la preocupación corresponde al esfuerzo máximo a la tensión ligeramente inferior en la parte exterior de las espiras. Por lo tanto los componentes alternantes y medio se calculan en la parte exterior de la espira. Si el resorte ha sido cargado para abrir las espiras (lo que no es recomendado), deberá ser liberado de esfuerzos a fin de eliminar esfuerzos residuales debidos al enrollado y entonces deberá recurrirse al esfuerzo interior de

la espira para calcular los componentes para el cálculo del factor de seguridad a la fatiga.

1.3.6 Factores de seguridad para resortes de torsión. Se espera la falla por fluencia en la superficie interior de la espira, y el factor de seguridad se determinan a partir de:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{i,max}}$$

Si el resorte se soporta carga cíclica y está diseñado para vida infinita entonces el factor de seguridad corresponde a:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{S_y} + \frac{2 * \sigma_a}{S_n}$$

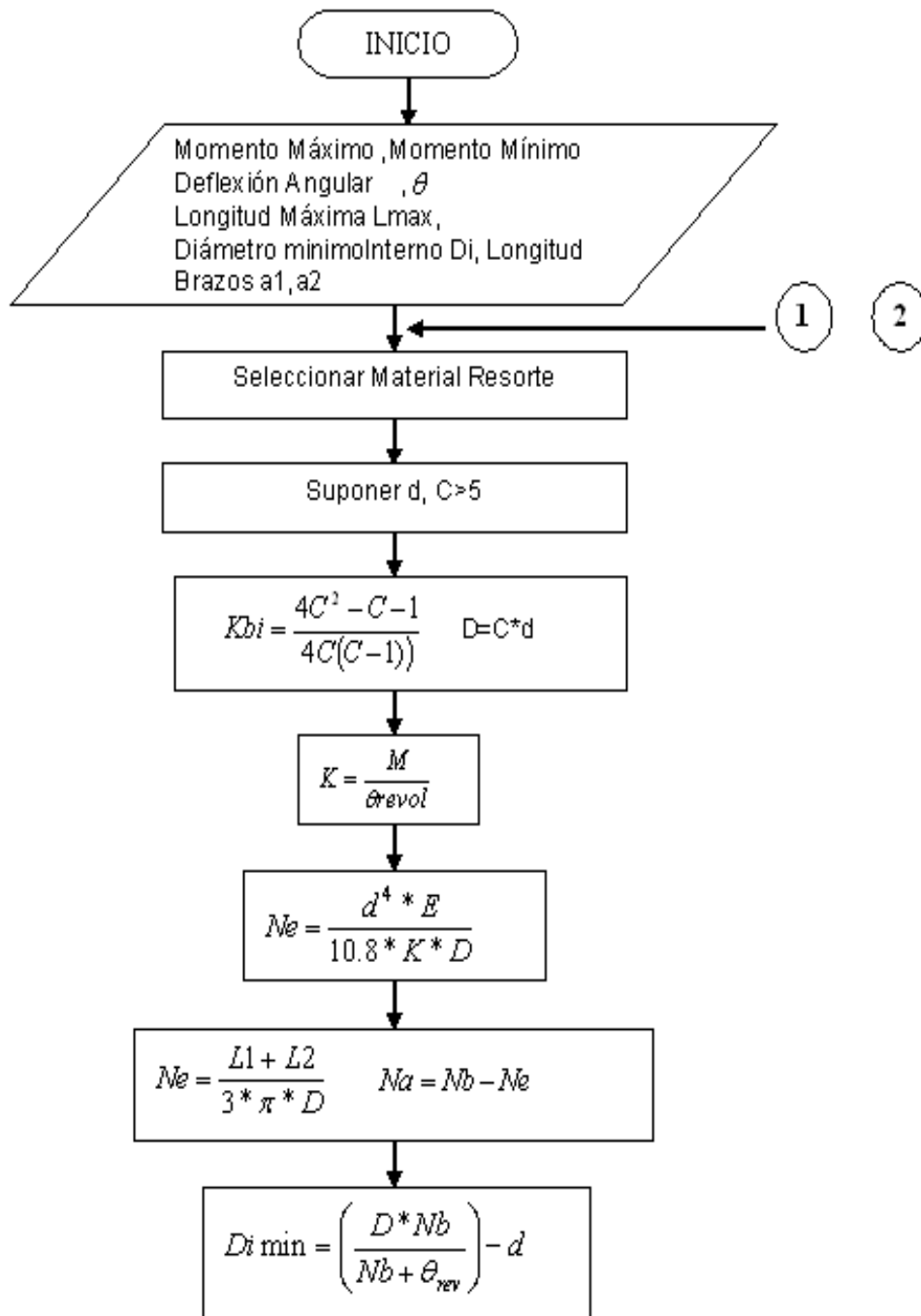
Donde: $S_n = S_{no} / 0.577$

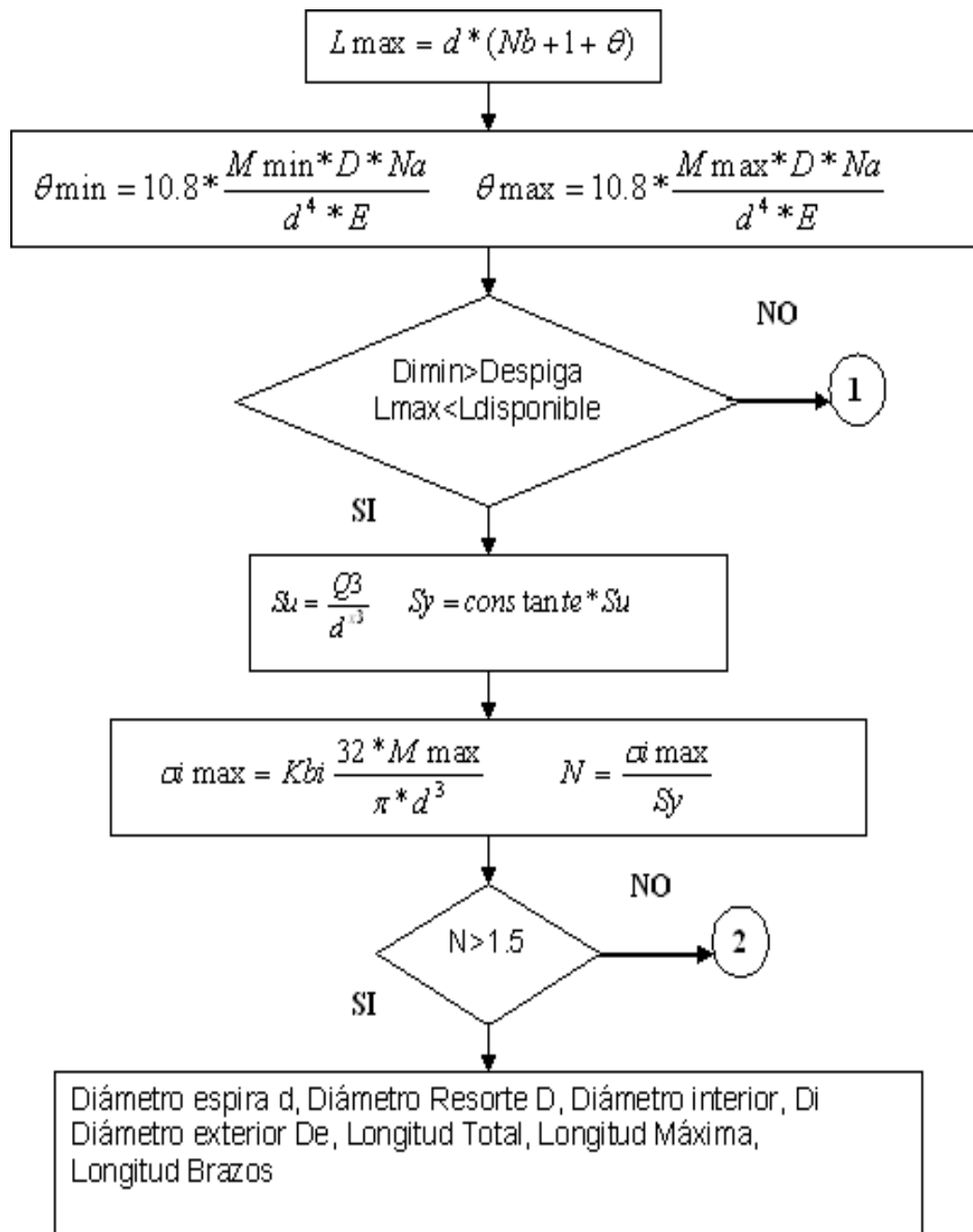
σ_m = Esfuerzo medio, σ_a = Esfuerzo alternativo

Tabla 5. Materiales y esfuerzos para resortes a torsión.

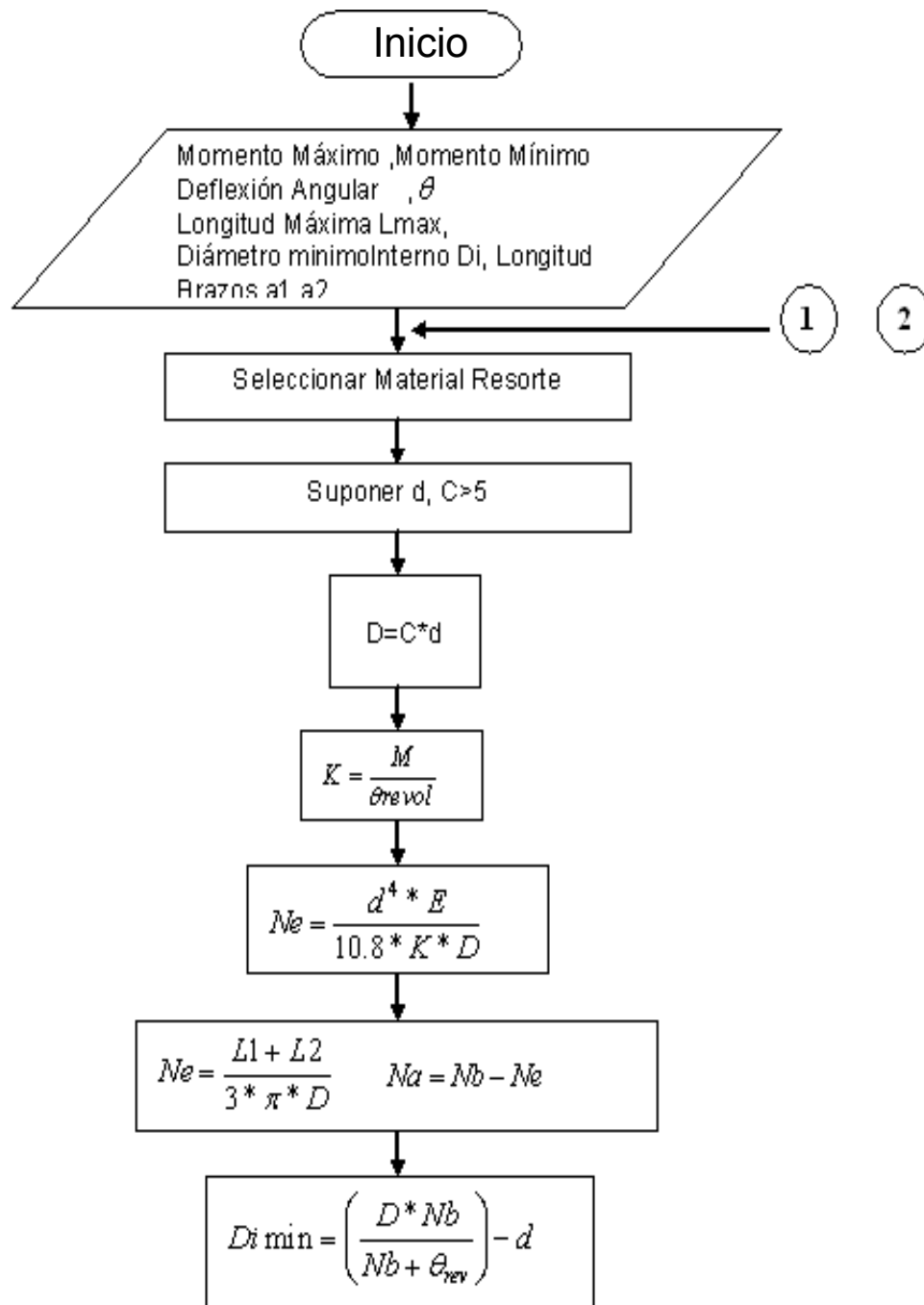
MATERIAL	Sy
Acero Revenido en aceite	0.8Su
Alambre cuerda de piano	0.65 Su
Acero estirado en frío	0.65 Su
Aceros aleados	0.9 Su
Acero inoxidable A313	0.55 Su
Latón	0.42 Su
Bronce Fosforoso	0.67 Su
Monel	0.67 Su
Cobre al Berilio	0.67 Su

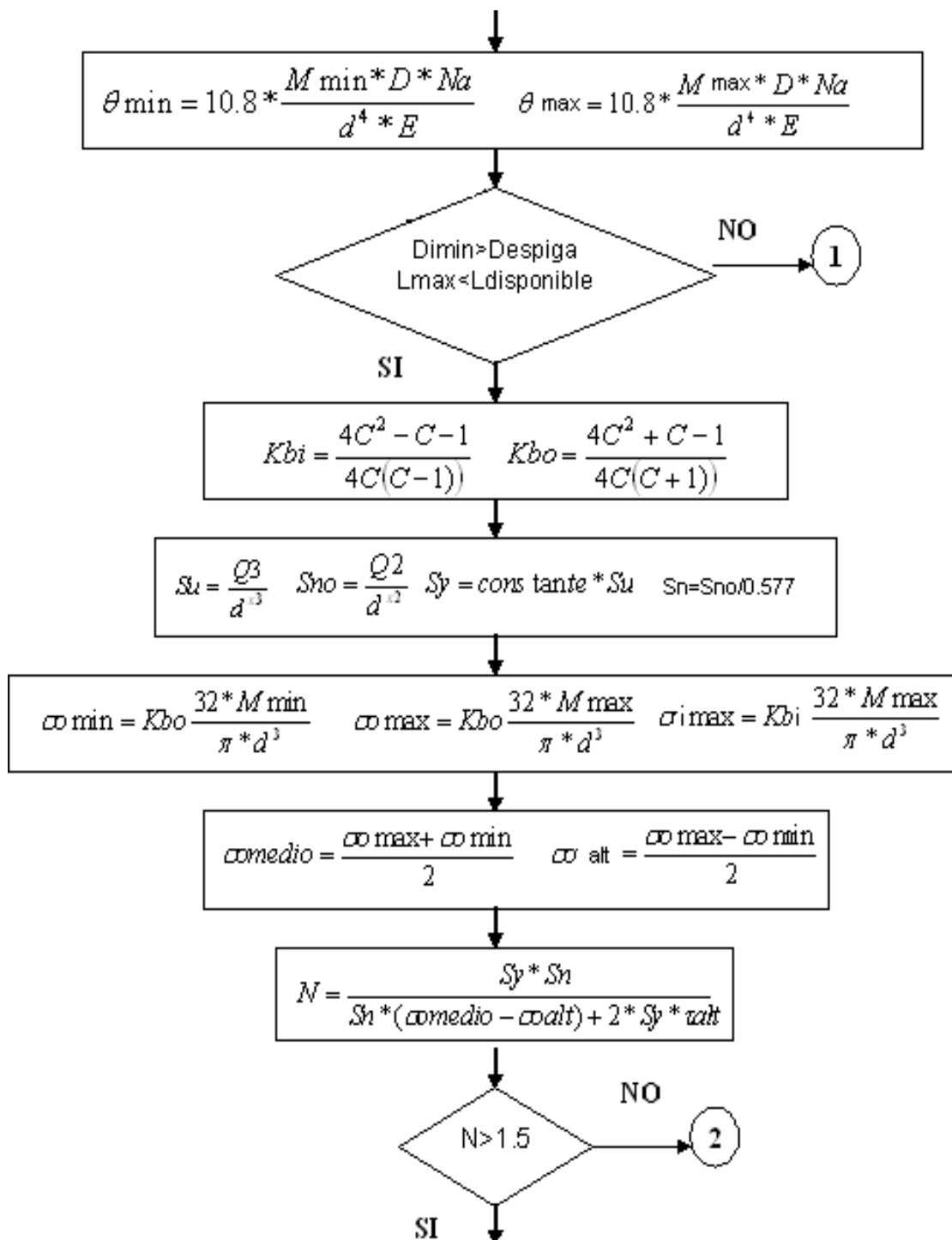
1.3.7 Procedimiento de diseño carga estática

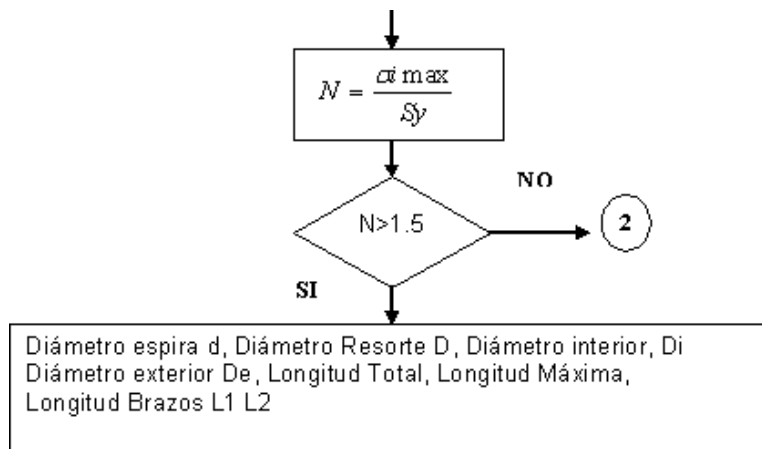




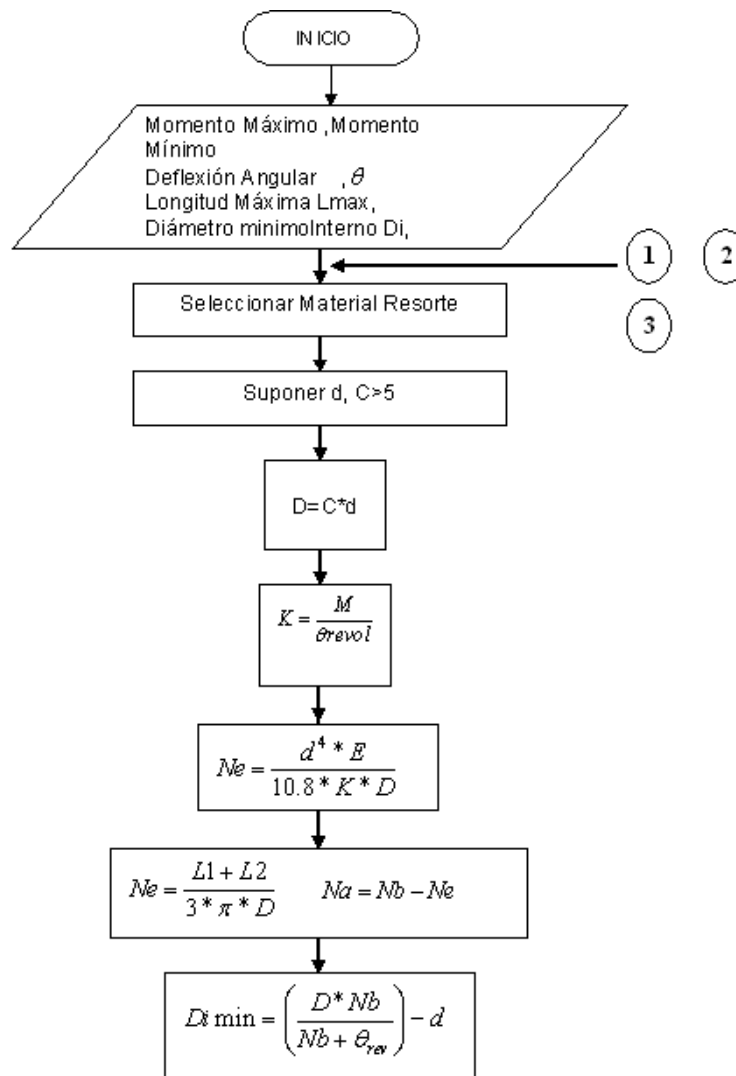
1.3.8 Procedimiento diseño carga cíclica. Vida infinita

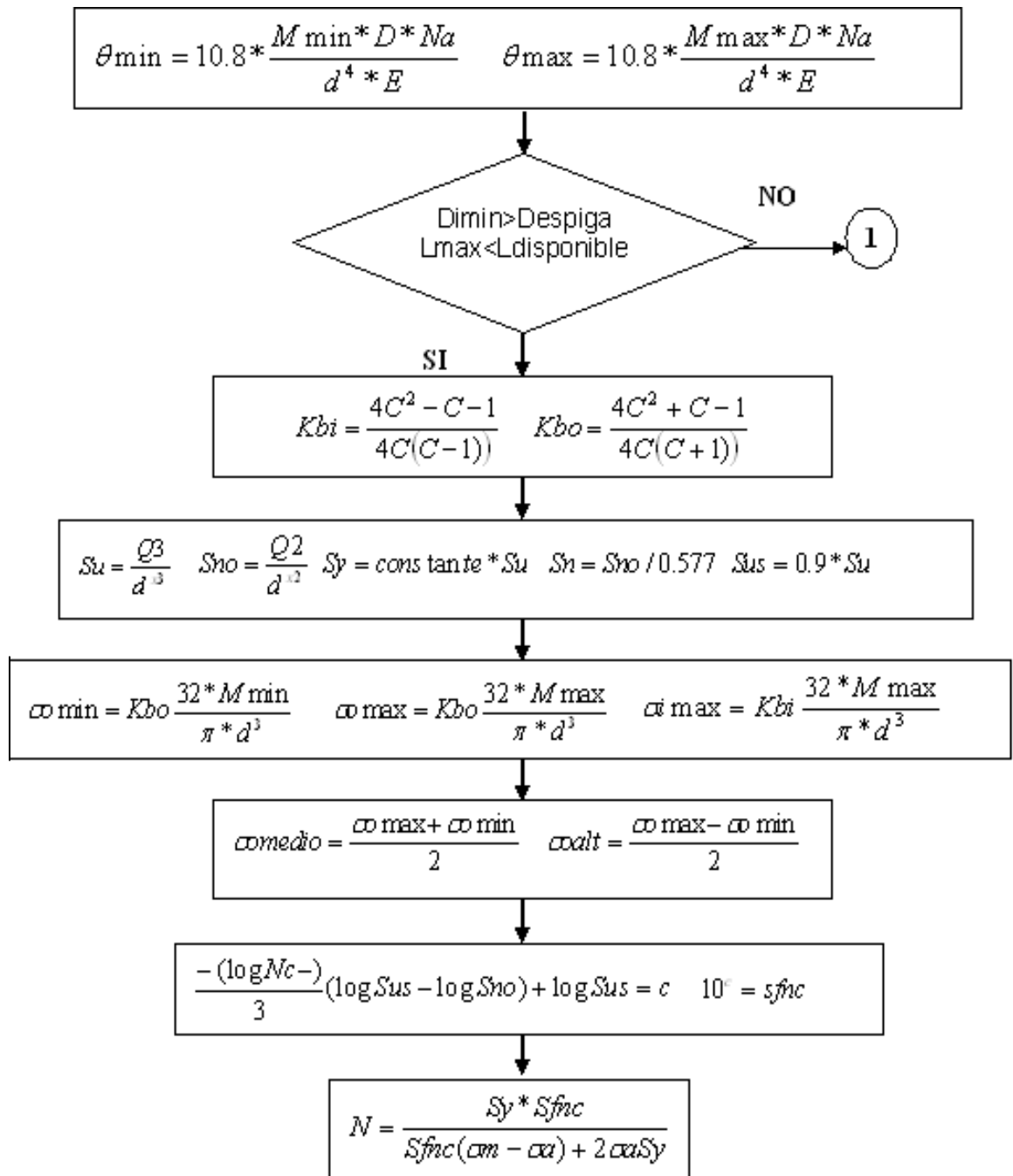


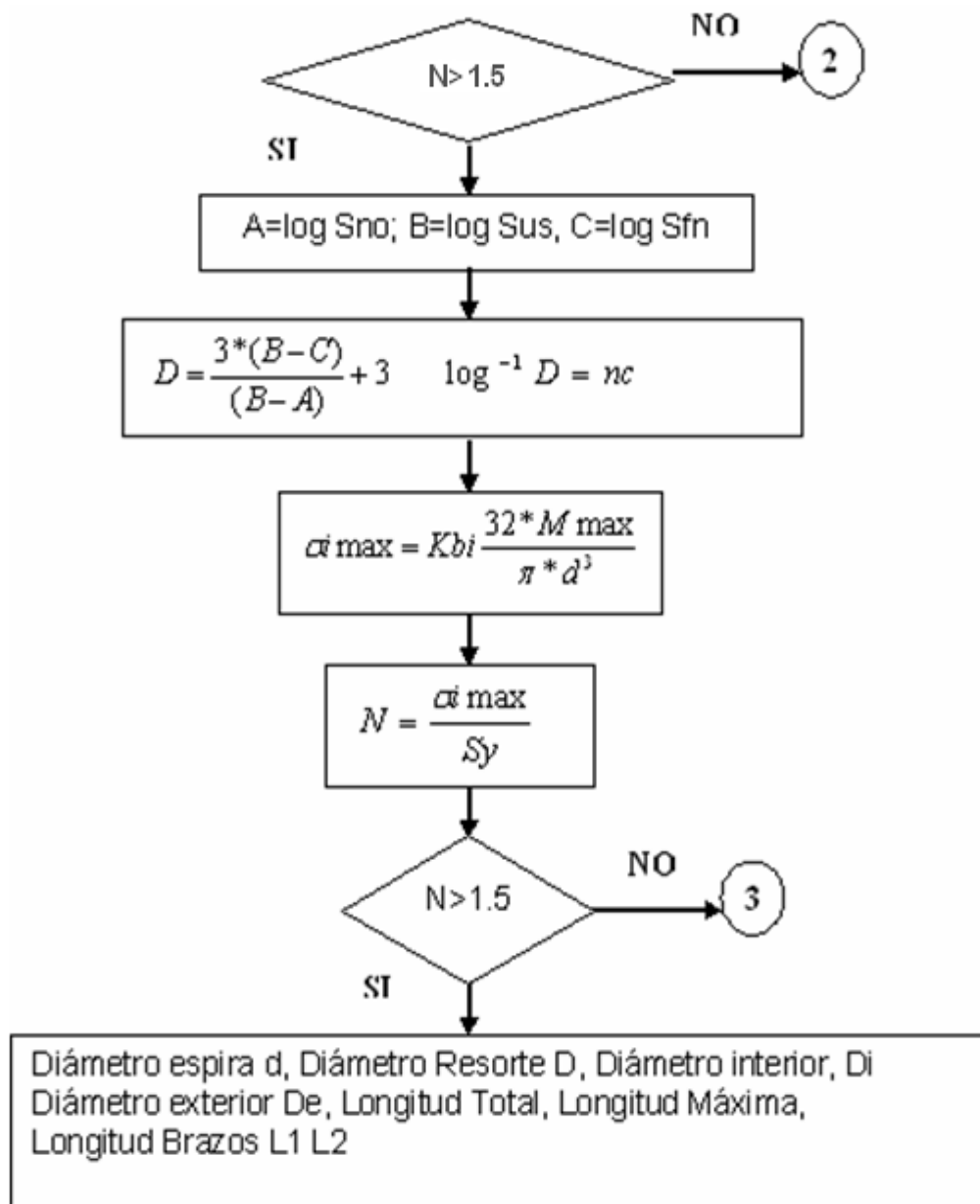




1.3.9 Procedimiento calculo carga cíclica vida finita







1.4 RESORTES BELLEVILLE

Un resorte de disco es una coraza cónica la cual puede ser cargada de manera estática o dinámica a lo largo de su eje. Las cargas son aplicadas normalmente en el filo interior y en el filo exterior. Puede ser usado un resorte solitario o en conjunto. Un conjunto de resortes consiste de resortes simples o un set de resortes en paralelo, (ver figura 23).

Figura 23. Resortes Belleville



Fuente: Cortesía Schnor springs

1.4.1 La historia del resorte de disco. A pesar de que el resorte de Disco ha encontrado una amplia aplicación durante las últimas décadas, este resorte es un componente de máquina muy antiguo. El inventor original no es conocido, pero hace más de 100 años (26 Diciembre 1861) se le fue otorgado a Julián Francois Belleville de Dunkirk la patente Número 52399 del diseño de un resorte el cual contenía el principio del resorte de disco.

El resorte de disco ha sido introducido en numerosas áreas tecnológicas. Empezando con aplicaciones en la construcción de herramientas de corte, donde el resorte de disco es especialmente ventajoso debido al gran número de variaciones posibles con el mismo tamaño del resorte.

El desarrollo tecnológico avanza rápidamente en tiempo de guerra. El resorte de disco no fue la excepción y su propagación fue promovida fuertemente por la segunda guerra mundial, fue utilizado para la suspensión de artillería. Los métodos de cálculo fueron desarrollados. Después de la guerra las condiciones fueron dadas para la introducción de los resortes de disco en todas las áreas de la tecnología.

1.4.2 Características de los resortes de disco. Comparado con otros tipos de resortes, el resorte de disco tiene un número de propiedades ventajosas:

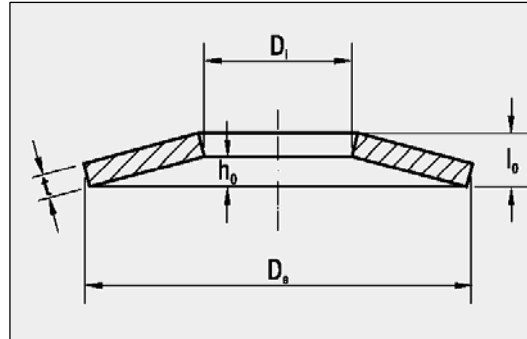
- Pueden soportar cargas muy grandes con un pequeño espacio para su instalación
- Dependiendo de las relaciones dimensionales, la característica del resorte puede ser diseñada para ser lineal o regresiva.
- Debido al número ilimitado de posibles combinaciones de resortes de disco individuales, la curva característica y la longitud de la columna puede ser variada dentro de límites adicionales.
- Alta vida de servicio bajo carga dinámica si el resorte es dimensionado propiamente.
- Ya que los resortes son de una forma anular, la transmisión de la fuerza es totalmente concéntrica.

En base de estas excelentes propiedades, el resorte de disco ha sido adoptado en casi todas las áreas de tecnología durante las últimas décadas.

1.4.3 Características del resorte

En la Figura 24 se muestra la geometría básica para un resorte Belleville.

Figura 24. Dimensiones Resorte Belleville



Di= Diámetro interno

De= Diámetro exterior

lo= Altura Total

ho= Altura de Cono

t= espesor

El método de Cálculo fue desarrollado por Almén y Lázló asumiendo que el Modulo de Young E permanece lineal para el material, la sección transversal del resorte es rectangular y el resorte permanece en un plano durante la deflexión. La carga es aplicada en los punto I y III. Hay esfuerzos residuales en el resorte luego de la manufactura y de los tratamientos térmicos, que pueden ser ignorados.

Tabla 6. Ecuaciones para resortes Belleville.

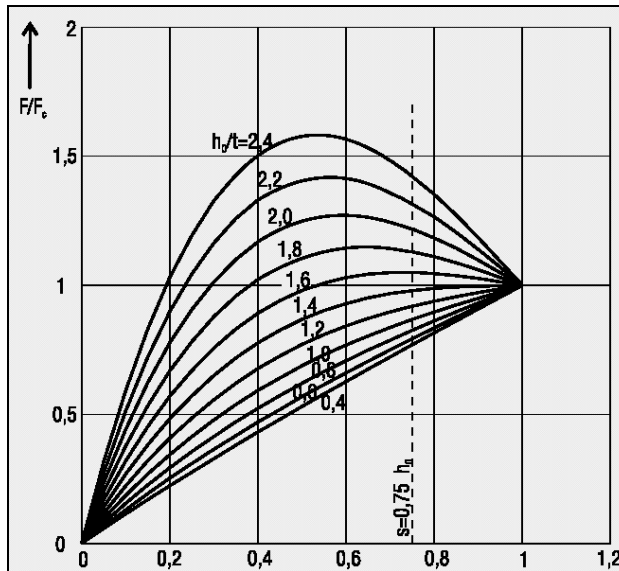
$\delta = \frac{De}{Di}$	$K_1 = \frac{1}{\pi} \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln \delta}}$	$K_2 = \frac{6}{\pi} \frac{\frac{\delta-1}{\ln \delta} - 1}{\ln \delta}$	$K_3 = \frac{3}{\pi} \frac{\delta-1}{\ln \delta}$
$C1 = \frac{\left(\frac{t'}{t}\right)^2}{\left(\frac{1}{4} \frac{lo}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{4}\right) \left(\frac{5}{8} \frac{lo}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{8}\right)}$	$C2 = \frac{C1}{\left(\frac{t'}{t}\right)^3} \left[\frac{5}{32} \left(\frac{lo}{t} - 1\right) + 1 \right]$	$K4 = \sqrt{-\frac{C1}{2} + \sqrt{\left(\frac{C1}{2}\right)^2 + C2}}$	

1.4.4 Fuerza del resorte. La fuerza de un resorte no incrementa linealmente con la deflexión, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$F = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t'^4}{K_1 D e^2} K_4^2 \frac{s}{t'} \left[K_4^2 \left(\frac{h' o}{t'} - \frac{s}{t'} \right) \left(\frac{h' o}{t'} - \frac{s}{2t'} + 1 \right) \right]$$

Para el análisis de deformación en un resorte Belleville cuando se aplica carga se utiliza las curvas descritas en la Figura 25.

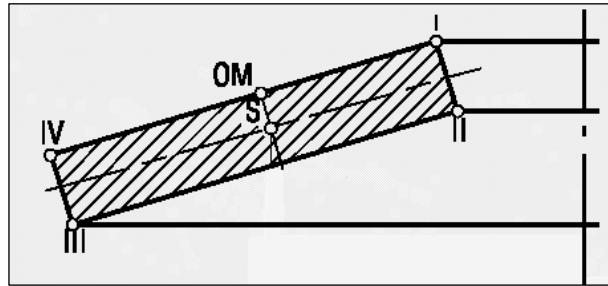
Figura 25. Diagrama Fuerza Deformación Resorte Belleville



1.4.5 Esfuerzos en los resortes Belleville

Los esfuerzos generados en un resorte Belleville se presentan en la sección mostrada en la Figura 26.

Figura 26. Esfuerzos en los resortes Belleville



Para el cálculo de esfuerzos se utiliza las siguientes formulas:

$$\sigma_{OM} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{s}{t} \frac{3}{\pi} \quad \sigma_{II} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{s}{t} \left[K_4 K_2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + K_3 \right]$$

$$\sigma_{II} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{s}{t} \left[K_4 K_2 \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) - K_3 \right]$$

$$\sigma_{III} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{1}{\delta} \frac{s}{t} \left[K_4 (K_2 - 2K_3) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) - K_3 \right]$$

$$\sigma_{III} = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t^2}{K_1 D_e^2} K_4 \frac{1}{\delta} \frac{s}{t} \left[K_4 (K_2 - 2K_3) \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2t} \right) + K_3 \right]$$

Donde:

$$\frac{4E}{1-\mu^2} = 905495 \text{ N/mm}^2$$

Aplica para resortes de acero. Es importante recordar que el esfuerzo calculado es un valor nominal y el esfuerzo real es considerablemente más bajo.

1.4.6 Constante del resorte (R). La constante del resorte se calcula según la siguiente ecuación:

$$R = \frac{dF}{ds} = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 \cdot D_e^2} \left[\left\{ \left(\frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \left(\frac{s}{t} \right)^2 \right\} + 1 \right]$$

La constante del resorte entre dos puntos adyacentes F1, s1 y F2, s2 puede ser aproximado mediante la siguiente fórmula:

$$K = \frac{F2 - F1}{s2 - s1}$$

Donde

F= Fuerza del resorte

s= Deflexión del resorte

1.4.7 Parámetros del resorte para dimensión y cálculos. Los resortes son determinados esencialmente por los siguientes 3 parámetros:

$$\delta = \frac{\text{DiámetroExterior}}{\text{DiámetroInterior}} = \frac{De}{Di}$$

$$\frac{ho}{t} = \frac{\text{AlturaCono}(lo - t)}{\text{Espesor Re sorte}} = \frac{lo - t}{t}$$

$$\frac{De}{t} = \frac{\text{DiámetroExterior}}{\text{Espesor Re sorte}}$$

En lo posible, los parámetros de arriba deben estar dentro de los siguientes valores:

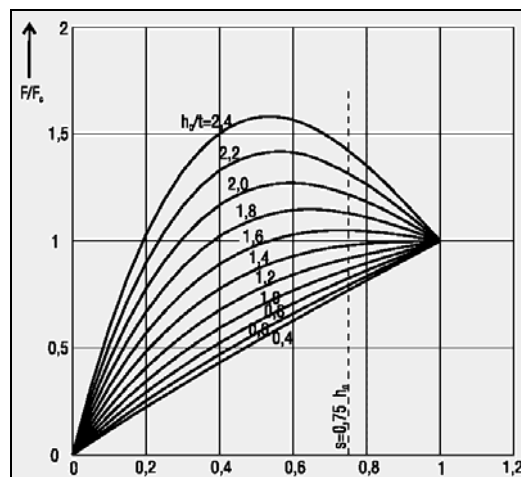
$$\delta = 1.75 \dots\dots\dots 2.5$$

$$\frac{ho}{t} = 0.4 \dots\dots\dots 1.3$$

$$\frac{De}{t} = 16 \dots\dots\dots 40$$

El valor de h_0/t determina la cantidad de curvatura de la característica del resorte. Para $h_0/t < 0.4$, la característica es casi lineal, cuando el valor de h_0/t incrementa, la curva se vuelve más regresiva. A $h_0/t > \sqrt{2}$ la curva tiene un segmento casi horizontal (a $s=h_0$ tiene una tangente horizontal). Esto significa que los resortes pueden ser desarrollados con una característica casi horizontal, la cual da poco incremento de carga con un incremento de la deflexión. Sin embargo este tipo de resorte con $h_0/t > 1.3$ no es recomendable para utilizar en grupos, se recomienda que este resorte se utilice solo; ver Figura 27.

Figura 27. Parámetros del resorte Belleville



1.4.8 Esfuerzo permisible para cargas estáticas o cuasiestáticas. Se puede suponer carga estática cuando:

- Los resortes soportan solo cargas estáticas o no variables.
- Los resortes están sujetos a cambios de carga ocasionales en un intervalo de tiempo grande y a menos de 10.000 ciclos de carga durante la vida de servicio planeado.

El esfuerzo que aplica para el diseño estático se da en el punto OM.

Las Deformaciones plásticas ocurren, cuando el esfuerzo en ciertas áreas excede el límite de fluencia. El esfuerzo de referencia es el que se presenta en OM y se puede calcular como σ_{OM} . Su valor no debe exceder la resistencia a la tensión del material usado. Para aceros usados en resortes la resistencia a la tensión es aproximadamente 1600 N/mm^2 . Para otros materiales, el respectivo punto de fluencia debe ser usado

1.4.9 Esfuerzo permisible para cargas dinámicas. Cargas dinámicas ocurren en los resortes belleville cuando una carga cambia continuamente entre una deflexión de precarga s_1 y una deflexión s_2 . Bajo la influencia de un cambio en el esfuerzo, los resortes cargados dinámicamente pueden dividirse en 2 grupos según la vida de servicio:

- 1) Resorte con larga vida. Estos resortes soportan ciclos de carga de al menos $2 \cdot 10^6$ sin llegar a fallar.
- 2) Los resortes con una vida de servicio limitada. Estos resortes alcanzan un número limitado de ciclos de carga en el rango de $10^4 \leq N \leq 2 \cdot 10^6$.

1.4.10 Esfuerzos críticos que afectan la falla dinámica. Para los resortes que soportan carga dinámica, el factor determinante es el esfuerzo de tensión calculado sobre el lado interno del resorte, ya que las grietas por fatiga siempre inician ahí. Dependiendo de las relaciones dimensionales $\delta = D_e/D_i$ y h_o/t y la deflexión relativa s/h_o , el esfuerzo más grande puede ocurrir en el punto II o el punto III.

Se recomienda calcular el esfuerzo en ambos puntos usando las formulas dadas anteriormente. Usar el valor más grande para determinar la vida a la fatiga usando los siguientes diagramas.

1.4.11 Precarga mínima para prevenir grietas superficiales. Luego del tratamiento térmico todos los resortes se ven afectados por una deformación plástica en la región de la sección transversal en el punto I. Esto produce esfuerzos de tensión residuales en el punto 1 cuando el resorte esta descargado, cuando el resorte se carga hay entonces un cambio de un esfuerzo de tensión a compresión, lo que puede resultar en la formación de grietas durante la carga dinámica. Para evitar estos esfuerzos de tensión se debe aplicar una precarga de a una deformación de al menos $s=0.15h_0$ a $s=0.20h_0$.

1.4.12 Esfuerzo permisible. El esfuerzo calculado para el rango de trabajo del resorte es comparado con los diagramas de fatiga que se muestran a continuación.

Estos diagramas proveen valores estándar del rango de esfuerzos permisibles para ciclos de carga de: $N \geq 2 * 10^6$, $N \geq 5 * 10^5$, $N \geq 10^5$ que depende del esfuerzo σ_u que representa el mínimo esfuerzo calculado para un resorte cargado dinámicamente.

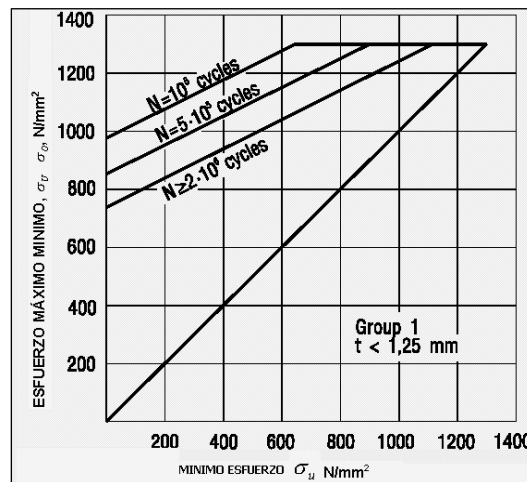
Se muestra un diagrama de fatiga para tres grupos de resortes. Estos grupos están divididos por el espesor del resorte como sigue:

- Grupo 1: $t < 1.25\text{mm}$
- Grupo 2: $1.25 < t < 6\text{mm}$
- Grupo 3: $6 < t < 14\text{mm}$

Estos diagramas fueron desarrollados de ensayos de laboratorio en maquinas de ensayo con carga sinoidal mediante evaluación estadística. Donde se concluyo que de una cantidad de muestras un rango de falla del 1% debe ser esperado debido a fatiga.

Los diagramas son aplicables a resortes solos y a resortes en conjunto de hasta 10 resortes dispuestos en serio, operando a una temperatura ambiente y a una deflexión de precarga de $s_1=0.15$ a $0.20h_0$; ver Figura 28.

Figura 28. Diagrama Resortes Grupo 1



ECUACIONES RECTAS

De la Figura 28, obtenemos las siguientes formulas:

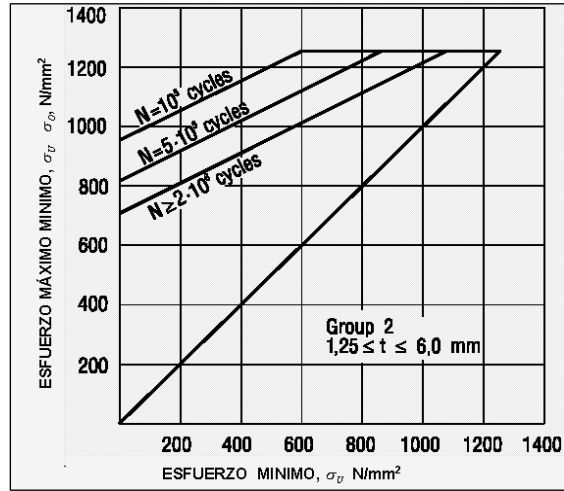
Máximo $\sigma_o = 1300$ (N/mm²)

Recta Vida $N=10^5$ ciclos = $\sigma_o = 980 + 0.5\sigma_u$ (N/mm²) $0 \leq \sigma_u \leq 640$

Recta Vida $N=5 \cdot 10^5$ ciclos = $\sigma_o = 850 + 0.5\sigma_u$ (N/mm²) $640 \leq \sigma_u \leq 900$

Recta Vida $N>2 \cdot 10^6$ ciclos = $\sigma_o = 730 + 0.5136\sigma_u$ (N/mm²) $900 \leq \sigma_u \leq 1110$

Figura 29. Diagrama Resortes Grupo 2



ECUACIONES RECTAS

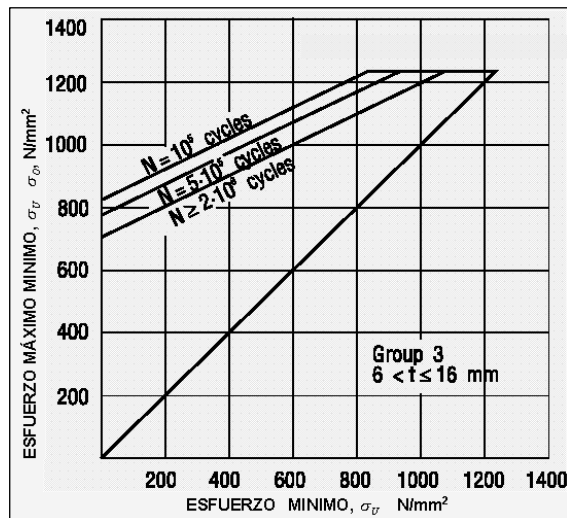
De la Figura 29, obtenemos las siguientes formulas:

Recta Vida $N=10^5$ ciclos = $\sigma_o = 950 + 0.51\sigma_u$ (N/mm²) $0 \leq \sigma_u \leq 608$

Recta Vida $N=5 \cdot 10^5$ ciclos = $\sigma_o = 820 + 0.506\sigma_u$ $0 \leq \sigma_u \leq 870$

Recta Vida $N > 2 \cdot 10^6$ ciclos = $\sigma_o = 710 + 0.508\sigma_u$ (N/mm²) $0 \leq \sigma_u \leq 1082.67$

Figura 30. Diagrama Resortes Grupo 3



ECUACIONES RECTAS

De la Figura 30, obtenemos las siguientes formulas:

Recta Vida $N=10^5$ ciclos = $\sigma_o = 825 + 0.5\sigma_u$ (N/mm^2) $0 \leq \sigma_u \leq 830$

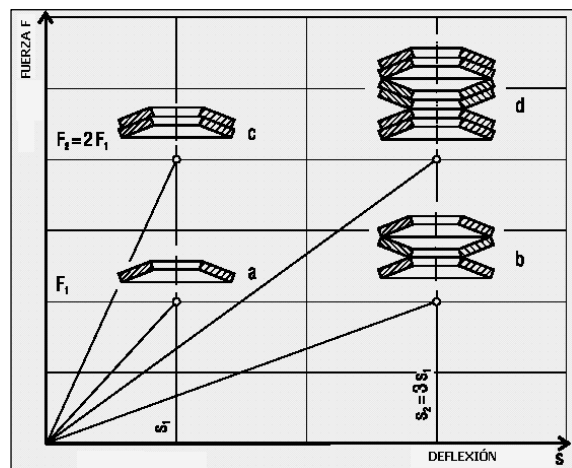
Recta Vida $N=5 \cdot 10^5$ ciclos = $\sigma_o = 720 + 0.545\sigma_u$ $0 \leq \sigma_u \leq 954$

Recta Vida $N > 2 \cdot 10^6$ ciclos = $\sigma_o = 710 + 0.49\sigma_u$ (N/mm^2) $0 \leq \sigma_u \leq 1082$

1.4.13 Posibles combinaciones. La forma cónica de estos resortes permite que sean combinados en diferentes formas. Como resultado, se pueden tener las siguientes combinaciones, ver Figura 31:

- Serie
- Paralelo

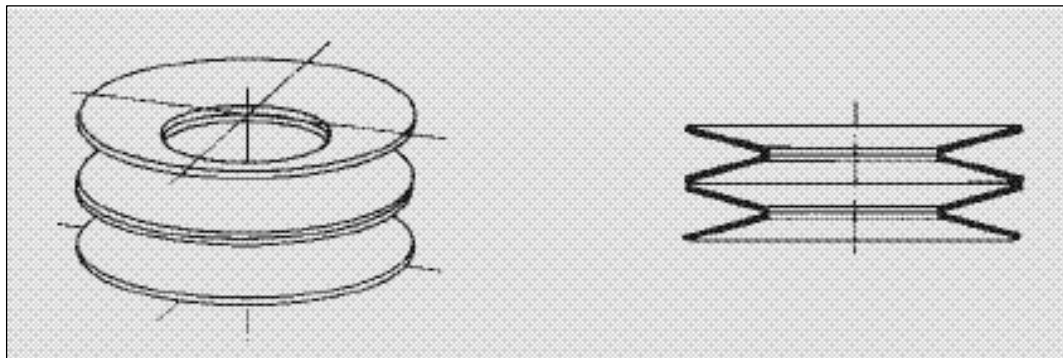
Figura 31. Combinaciones resortes Belleville



RESORTES EN SERIE

En la Figura 32 se muestra una posible combinación de resortes Belleville, unidas en serie.

Figura 32. Resortes Belleville en serie



Una pila de un número i de resortes en serie resulta en las siguientes características, sin considerar la fricción:

Carga Resorte

$$F_{serie} = F_{unit}$$

Deflexión del Resorte

$$S_{total} = i * S_{unit}$$

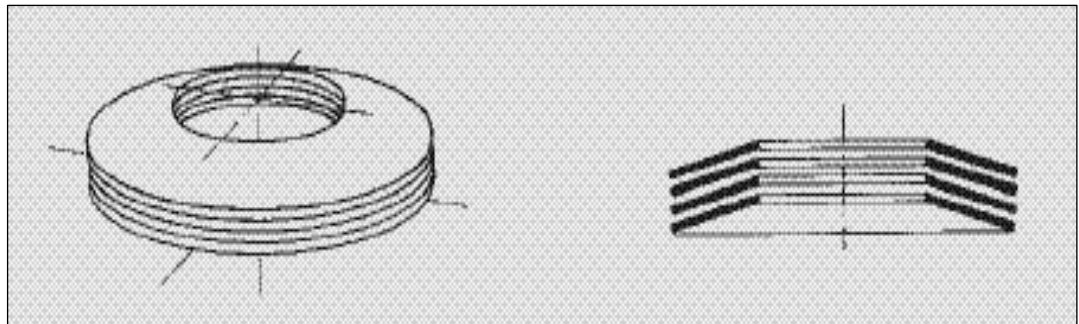
Longitud sin carga de la pila de resortes

$$Lo_{total} = i * lo_{unit}$$

RESORTES EN PARALELO

En la Figura 33 se muestra una posible combinación de resortes Belleville, unidas en serie.

Figura 33. Resortes Belleville en paralelo



Un set de n resortes en paralelo tiene las siguientes características sin considerar la fricción:

Carga Resorte

$$F_{total} = n * F_{unit}$$

Deflexión Resorte

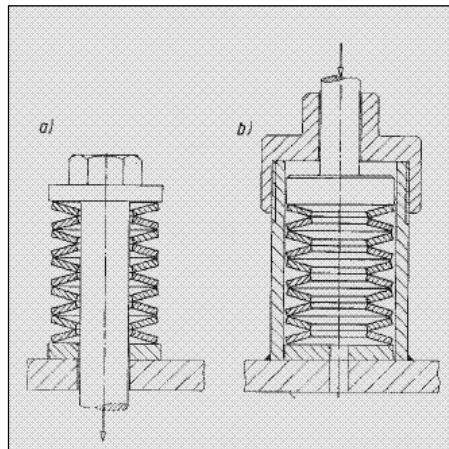
$$S_{total} = S_{unit}$$

Altura sin carga

$$Lo_{total} = lo_{unit} + (n - 1) * t$$

1.4.14 Espacio libre entre guía y resorte. Un resorte belleville siempre necesita un elemento guía para prevenir el movimiento lateral. La guía puede estar sobre el diámetro exterior D_e o el diámetro interior del resorte, se prefiere una guía sobre el diámetro interior ya que este ofrece ventajas económicas y de diseño. Ver Figura 34.

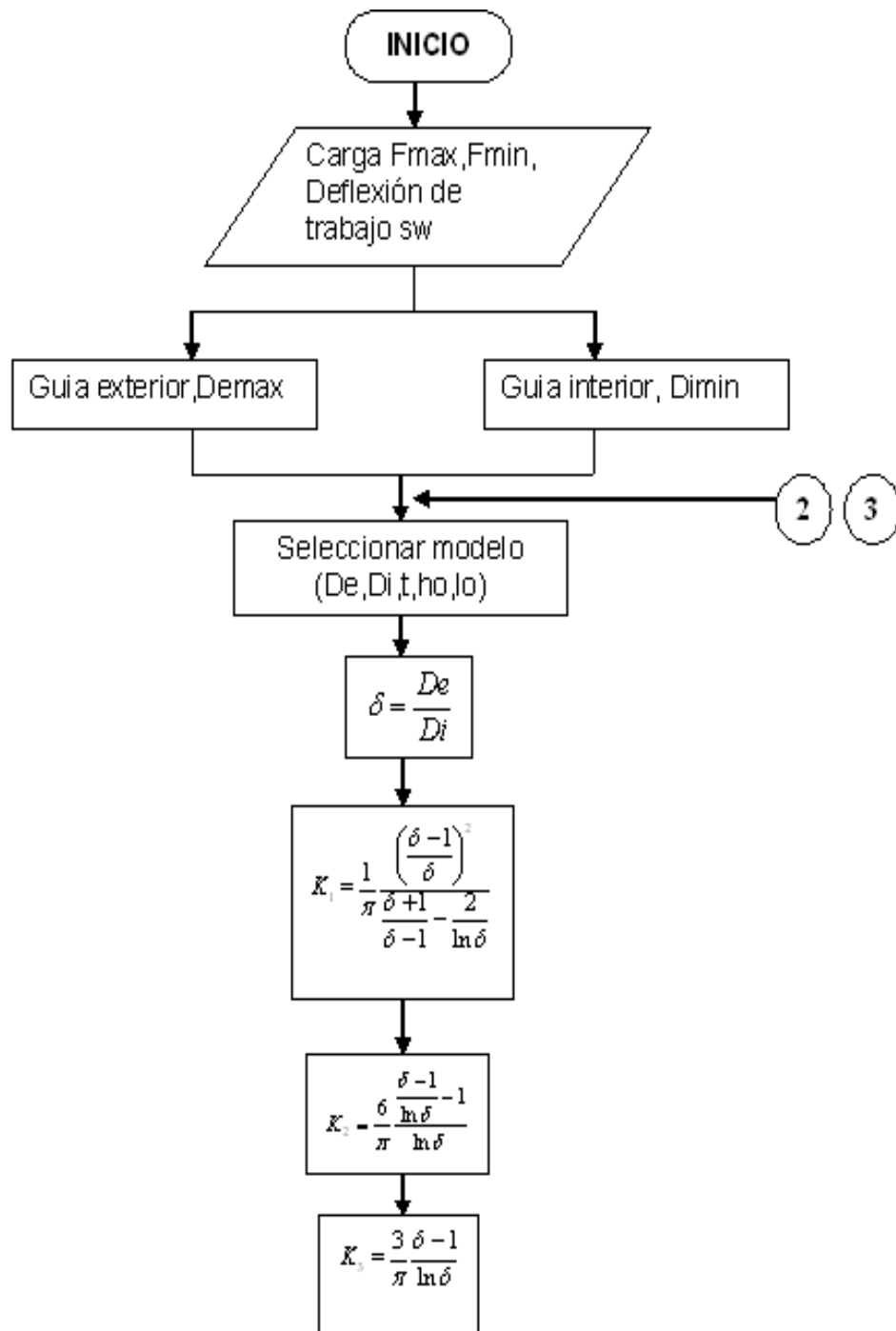
Figura 34. Espacio libre entre guía y resorte

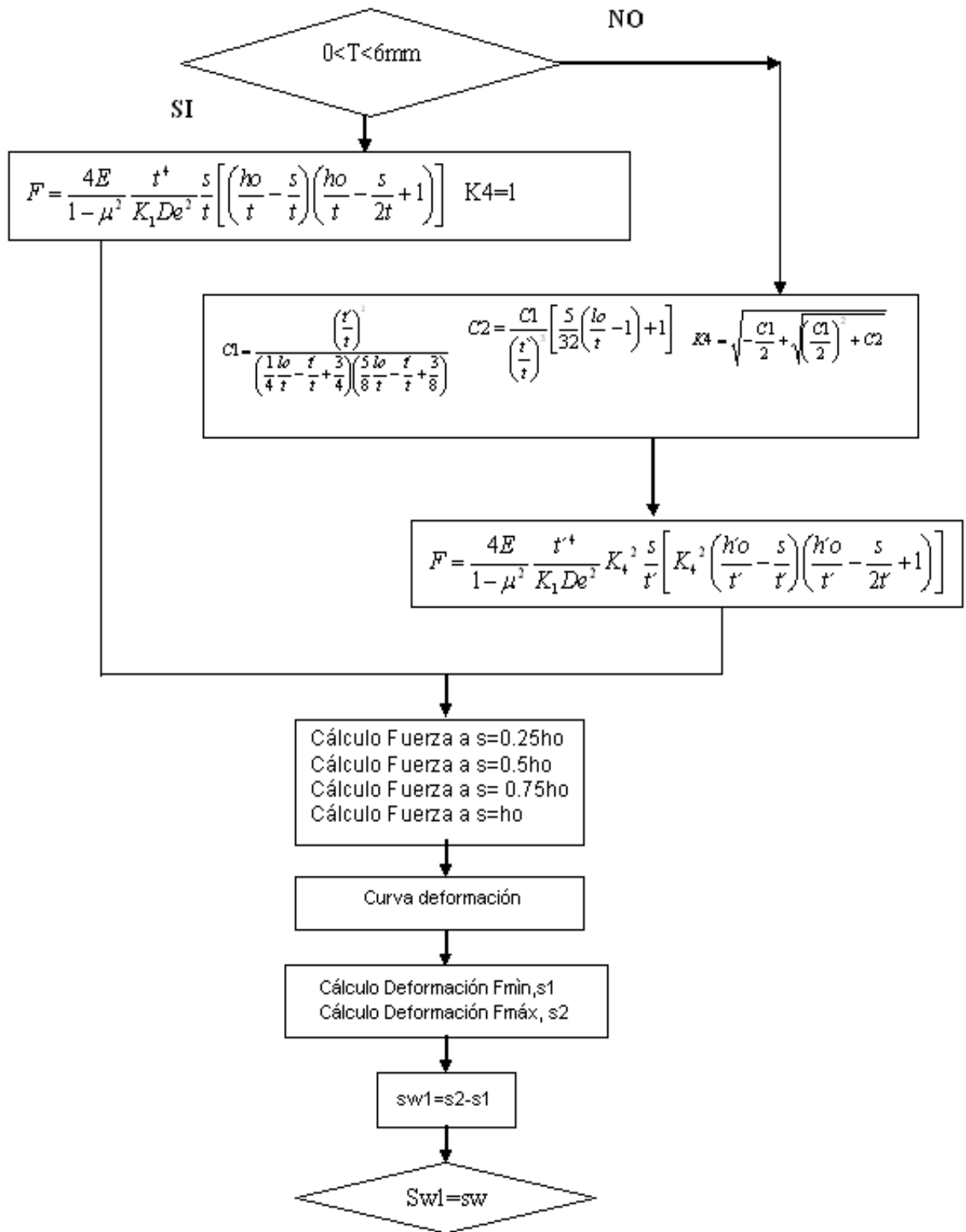


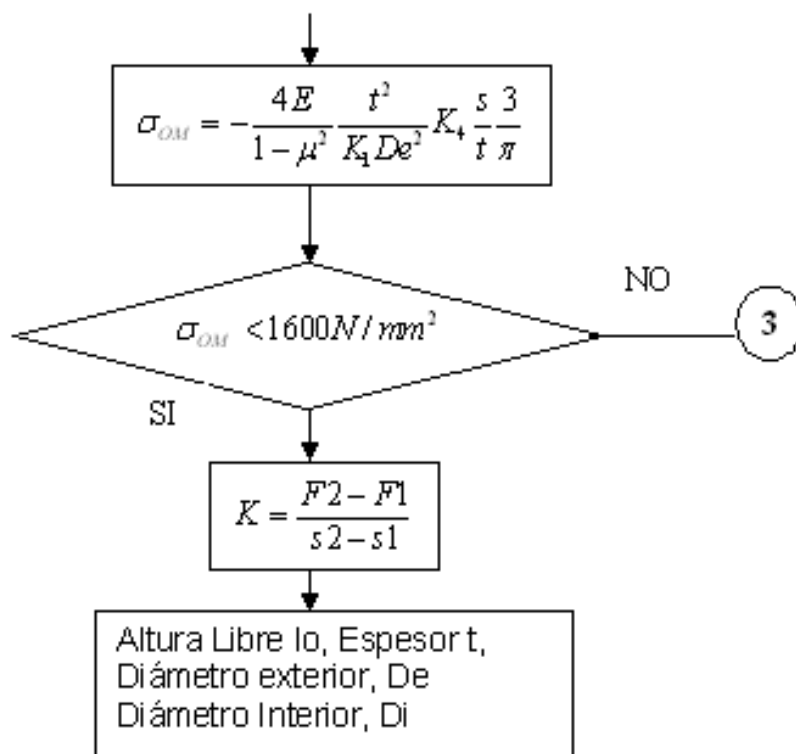
Existe un espacio libre que se deben cumplir entre la guía y el resorte, las siguientes son recomendaciones:

Di o De	Espacio libre Recomendado
Hasta 15 mm	0.2 mm
15 a 20 mm	0.3 mm
20 a 26 mm	0.4 mm
26 a 31.5 mm	0.5 mm
31.5 a 50 mm	0.6 mm
50 a 80 mm	0.8 mm
80 a 140 mm	1 mm
140 a 250 mm	1.6 mm

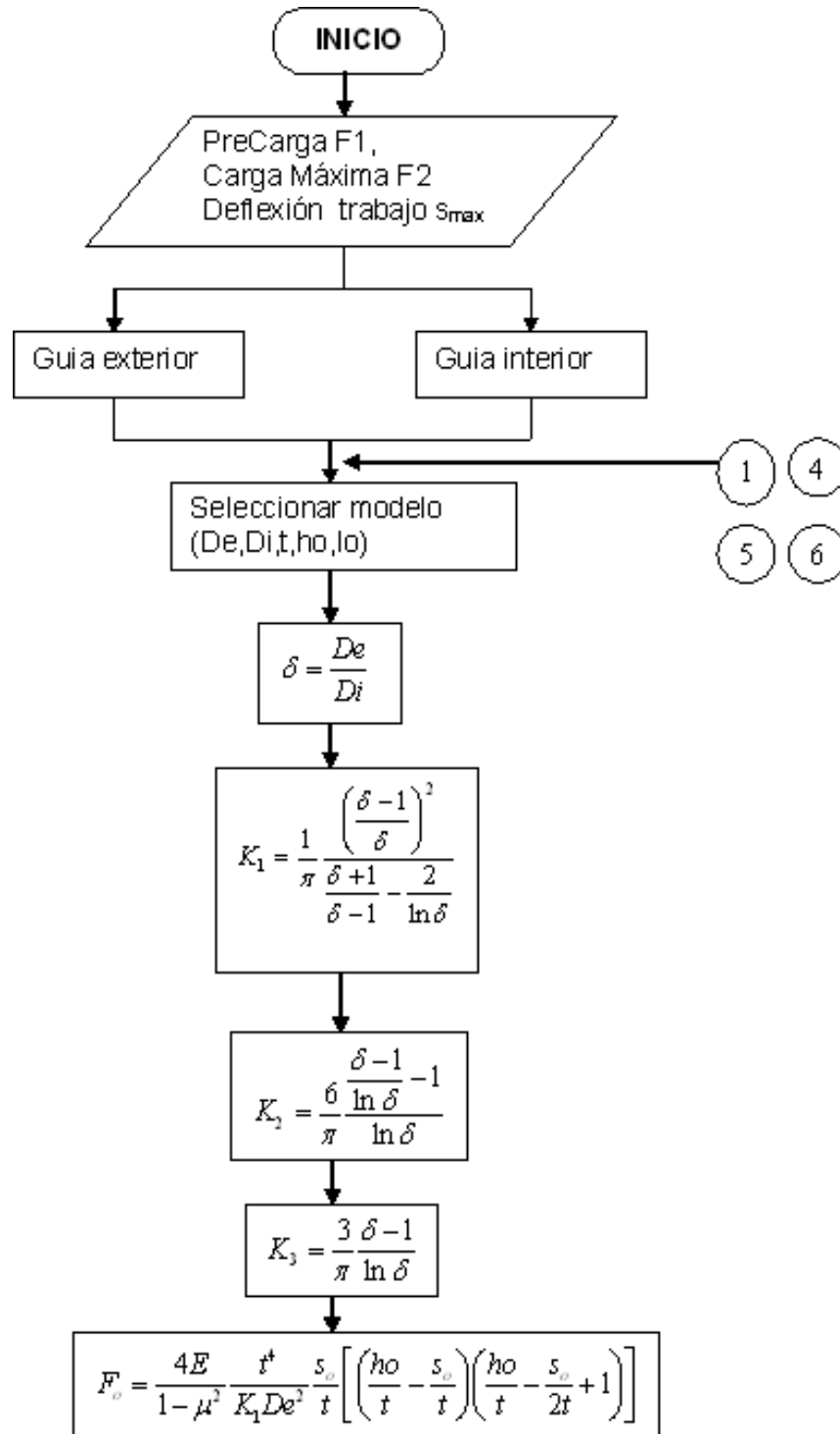
1.4.15 Diagrama flujo diseño resortes Belleville carga estática

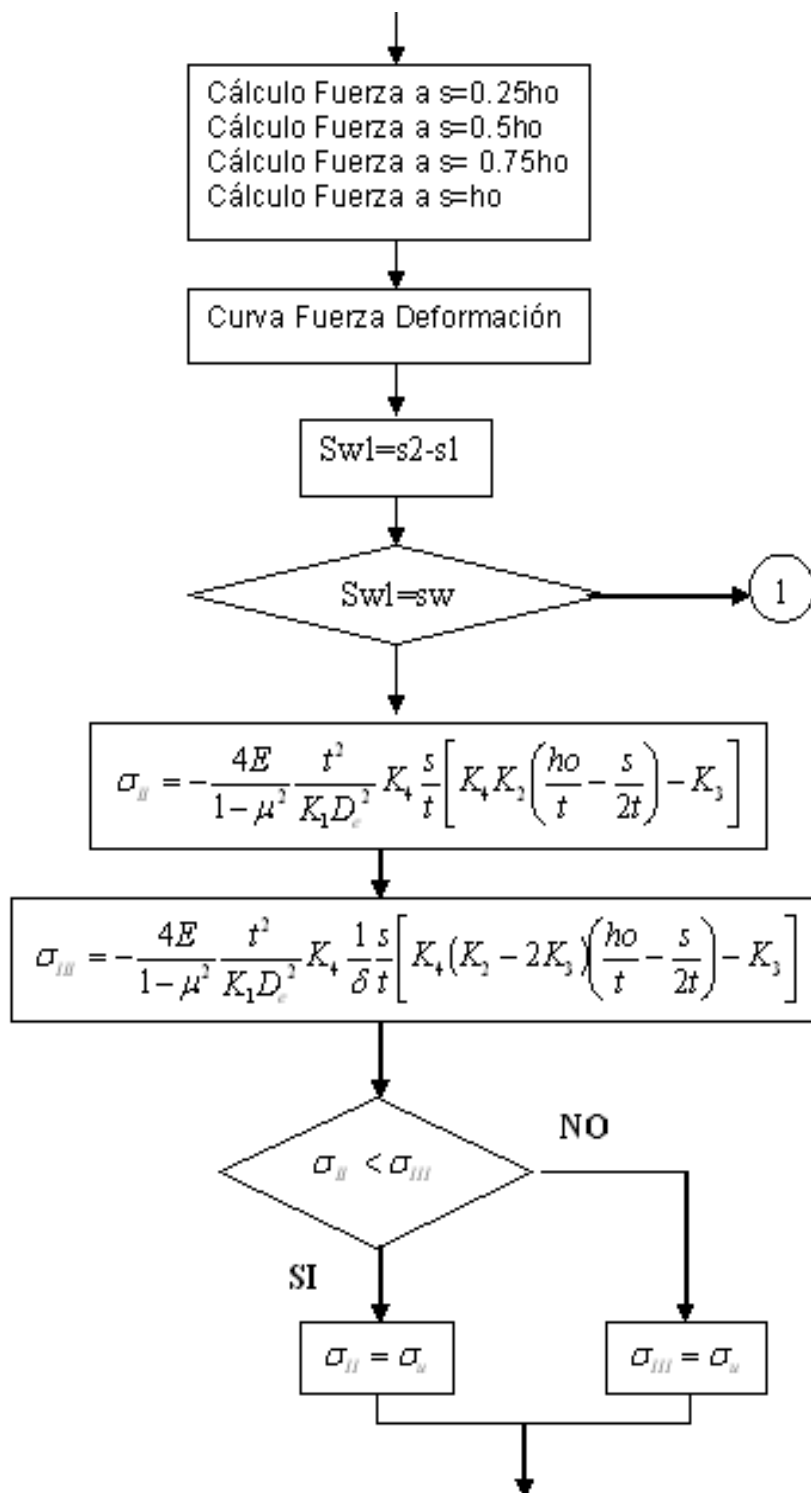


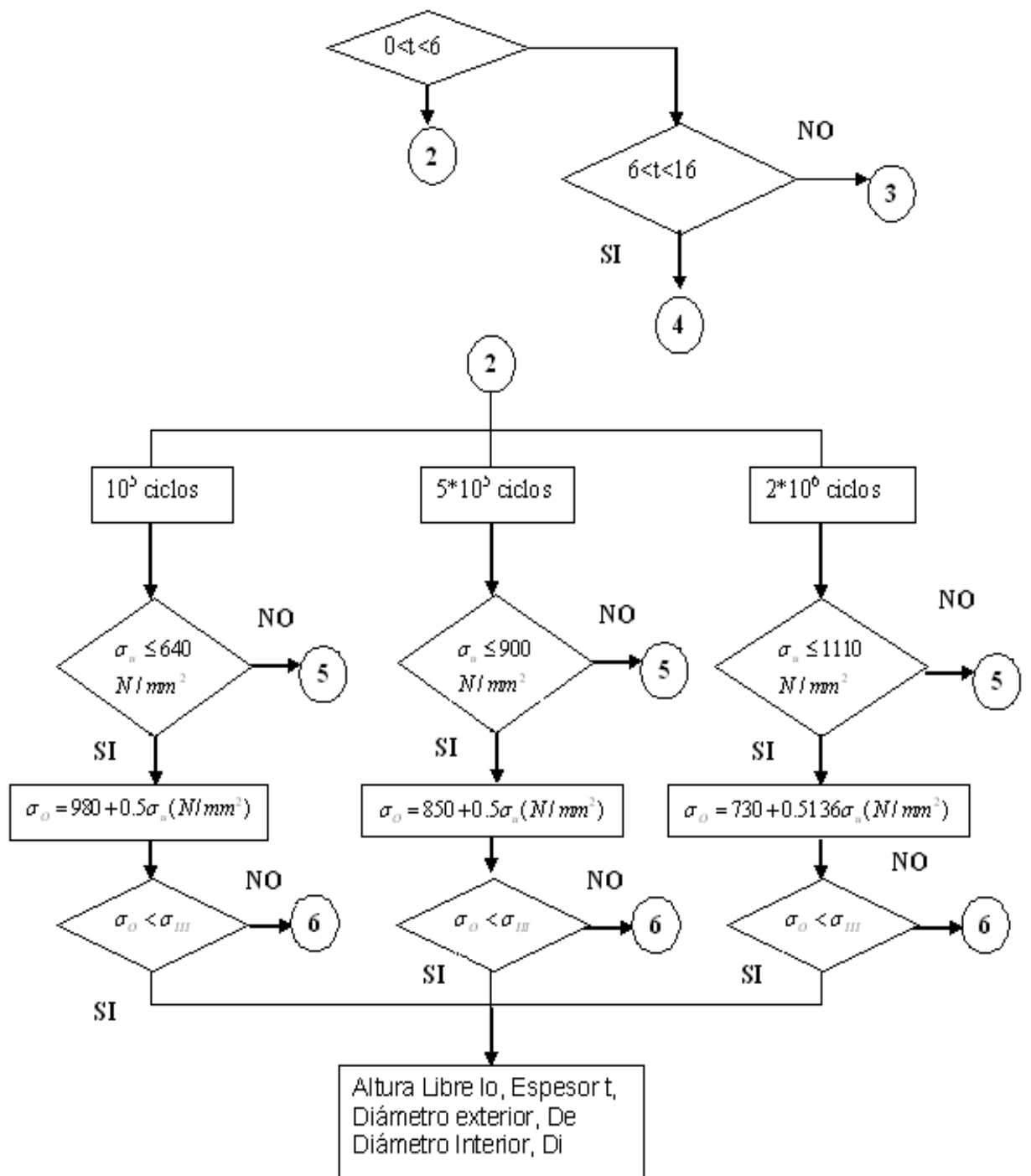


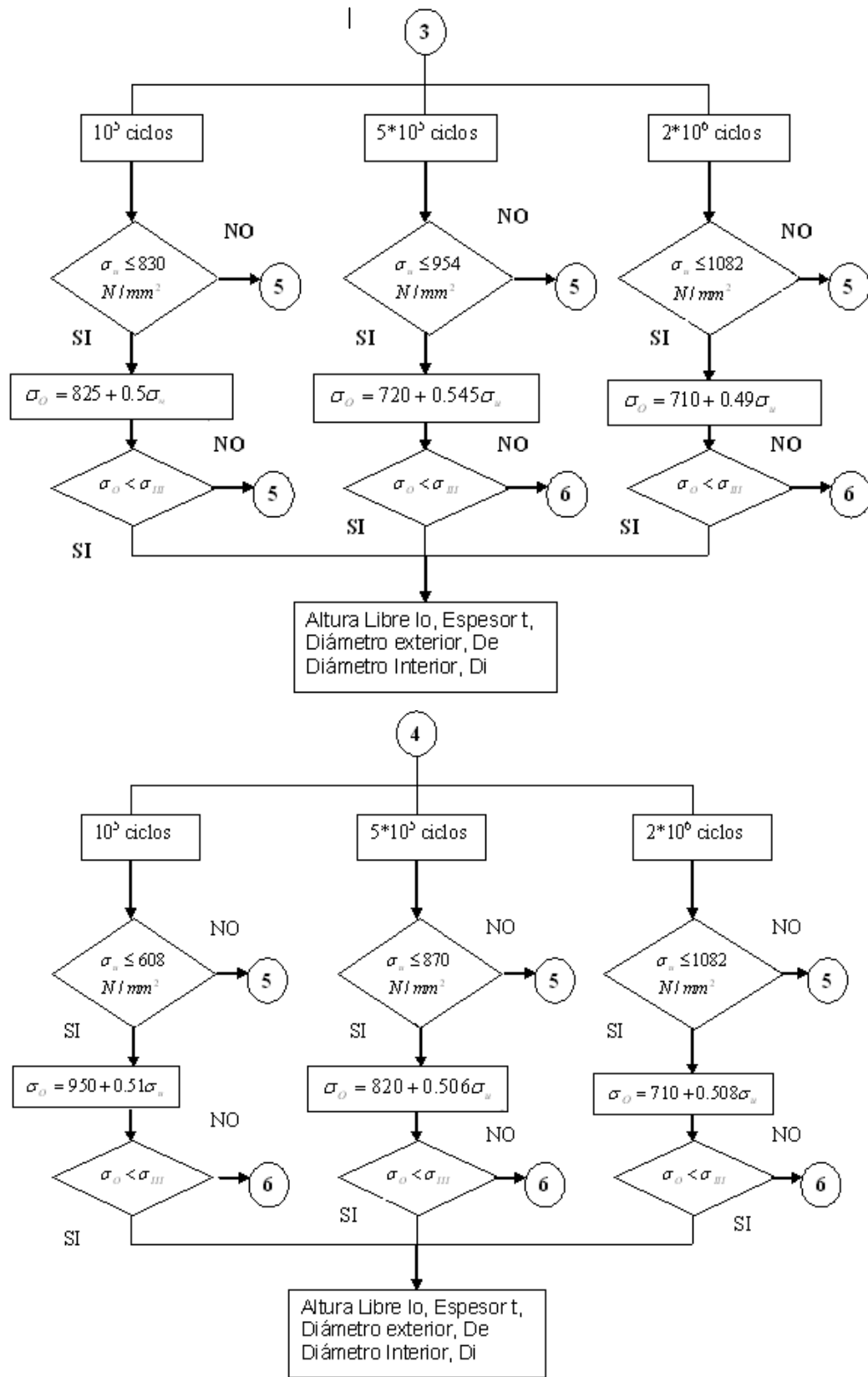


1.4.16 Diagrama flujo diseño resortes Belleville carga dinámica





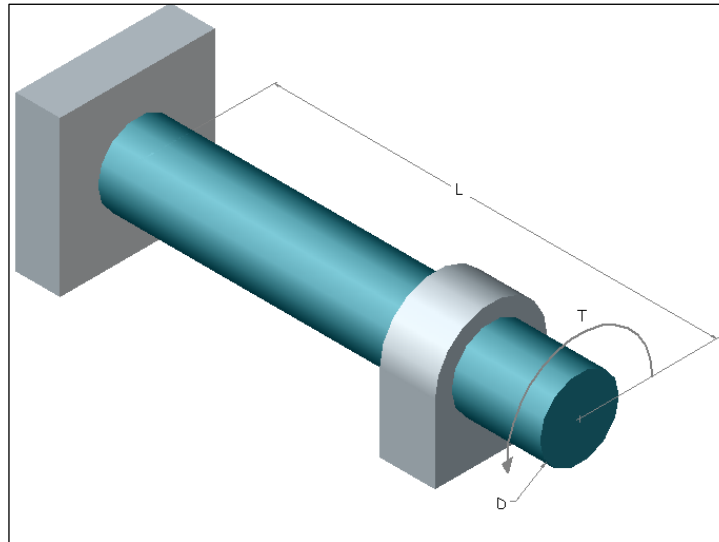




1.5 LA BARRA DE TORSIÓN

Sus extremos se empotran en las piezas sometidas a desplazamiento angular elástico, generalmente con uniones estriadas, se emplean para unir piezas coaxiales huecas, ver Figura 35.

Figura 35. Barra de torsión



Cuando las barras de torsión pueden ser muy largas, el ángulo de torsión llega a ser muy grande.

$$\gamma = \frac{\tau}{G}$$

$$\tau = \frac{T * c}{J}$$

$$\theta = \frac{T * L}{G * J} = \frac{F * R * L}{G * J} \text{ Radianes}$$

$$\delta = \theta * R = \frac{F * L * R^2}{J * G}$$

$$K_s = \frac{M}{\theta} = \frac{F * R * G * J}{F * R * L} = \frac{G * J}{L}$$

Para barra de sección circular maciza:

$$J = \frac{\pi * d^4}{32}$$

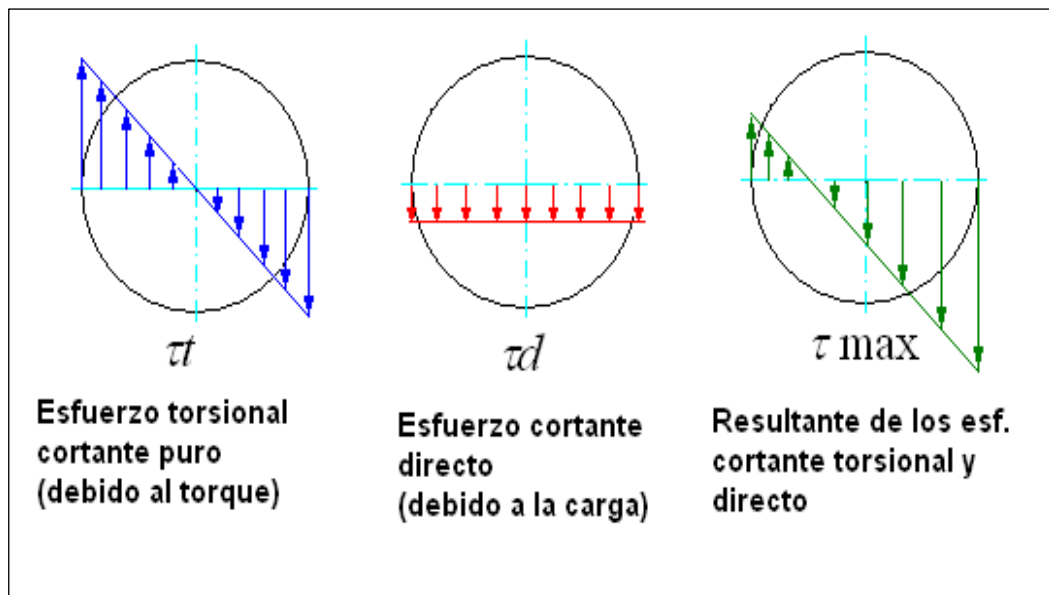
Para barra de sección circular hueca:

$$J = \frac{\pi * (de^4 - di^4)}{32}$$

Donde de = diámetro exterior, di = diámetro interior

1.5.1 Superposición de esfuerzos cortantes. El esfuerzo cortante total está formado por un componente torsionante y un componente de cortante directo como se muestra en la Figura 36.

Figura 36. Superposición esfuerzos cortantes



Despreciando posibles esfuerzos por curvatura o por flexión.

1) A grosso modo o aproximadamente puede decirse que:

$$\tau d = \frac{F}{A} \text{ con } A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

2) Por la teoría de la elasticidad, se demuestra que para materiales isotrópicos:

$$\tau d = \frac{(1+2\nu)}{16(1+\nu)} * \frac{F * d^2}{I}, \text{ donde } \nu=0.3 \text{ para aceros}$$

El esfuerzo de corte máximo será:

$$\tau_{\max} = \tau d + \tau \text{ donde } \tau = \frac{T * d}{2 * J}$$

Así una barra de torsión circular maciza de acero tendrá:

$$\tau_{\max} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} * \left(1 + \frac{0.3075 * d}{R} \right)$$

Si se da el caso donde se aplique el torque directamente sobre el eje tendremos:

$$\tau_{\max} = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

1.5.2 Diseño para carga estática. Un resorte de barra de torsión sometido a carga estática puede ser calculado para que cumpla las condiciones requeridas con suficiente aproximación en aplicaciones de ingeniería, mediante la ecuación:

$$S_{ys} = \frac{\tau_{\max}}{N_{seg.}} \text{ donde } N \text{ es el factor de seguridad para carga estática}$$

1.5.3 Diseño para carga dinámica. Para el diseño a fatiga se utiliza criterio de Soderberg, aplicado a un esfuerzo de torsión variable.

Bajo este criterio, la ecuación para el cálculo del eje queda de la siguiente manera:

$$\frac{1}{N} = \frac{\tau_{medio}}{S_{ys}} + \frac{\tau_{alterno}}{S_n's}$$

Donde:

$$S_{ys} = 0.6 S_{yt}$$

$S_n's = S_n * C_l * C_d * C_t * C_m$ Resistencia o límite de fatiga para especímenes afectados.

Donde:

$S_n = 0.5 * S_{ut}$ si el S_{ut} es menor que 200 Ksi; para aceros

$S_n = 100$ Ksi si S_{ut} es mayor que 200 Ksi

C_l = factor de carga, en este caso es por torsión (es recomendable un valor de 0.577)

C_d = Factor de tamaño

$C_d = 1$ si el diámetro del eje es menor que 0.4"

$C_d = 0.9$ si $0.9 < d < 2$ "

$C_d = 0.75$ si $2 < d < 12$ "

$C_d = 0.6$ si $d > 12$ "

C_t = Factor de temperatura ambiente de trabajo

$$T(^{\circ}F) = 1.8 * T(^{\circ}C) + 32$$

$$C_t = \frac{620}{460 + T(^{\circ}F)}$$

Cm= Factor de efectos misceláneos

$$C_m = c_{m1} * c_{m2} * c_{m3}$$

C_{m1}= Factor de acabado superficial

C_{m1}=1 Torneado Basto

C_{m1}=1.1 Torneado Fino

C_{m1}=1 Pulido en dirección de los esfuerzos

C_{m1}=1.05 Pulido transversal a los esfuerzos

C_{m1}=1.2 Esmerilado común

Cm2=Factor por endurecimiento

C_{m2}=1.6 Por llama y por inducción (enfriado rápidamente)

C_{m2}=1.55 Por carburación (capa de 0.03 a 0.1")

C_{m2}=1.2 Por nitruración (capa de 0.015 a 0.02")

Cm3= Factor por recubrimiento metálico

C_{m3}=0.58 Niquelado

Cromado

C_{m3}=1 S_n<20ksi

C_{m3}=0.7 20ksi<S_n<30ksi

C_{m3}=0.45 S_n>30ksi

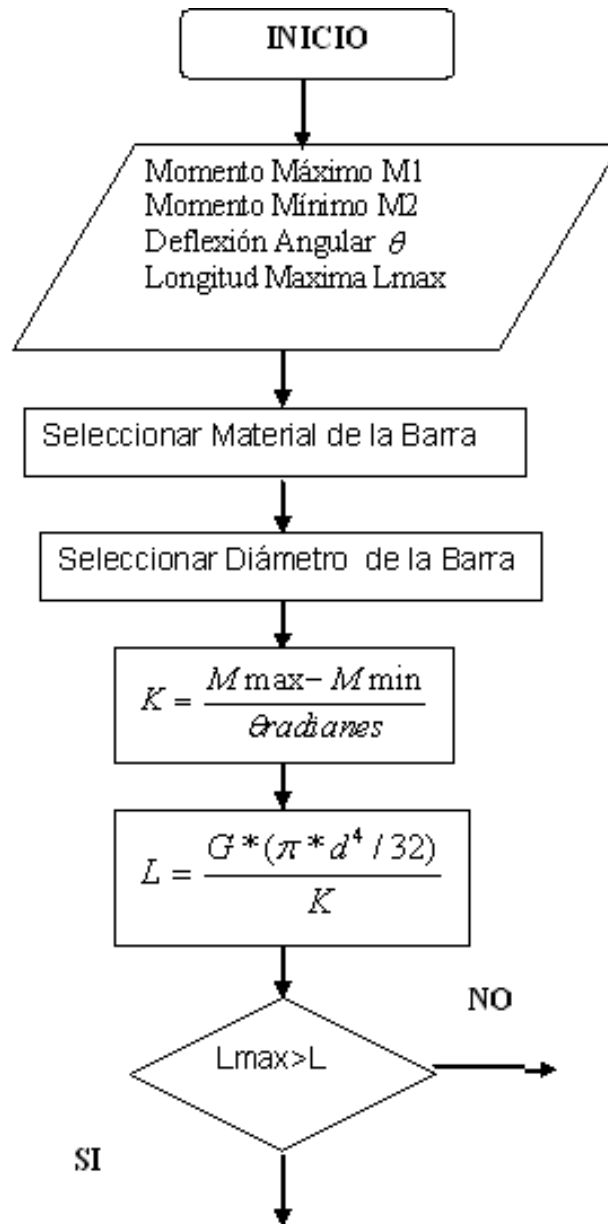
Donde:

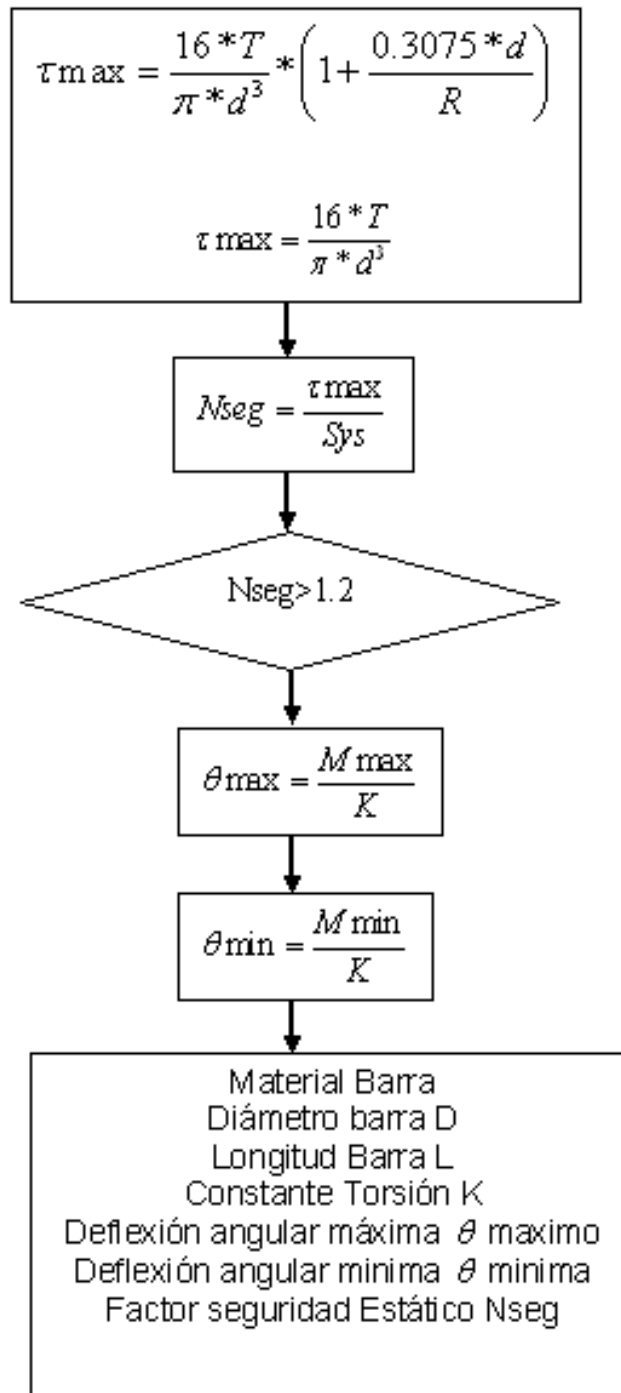
$$\tau_{medio} = \frac{\tau_{maximo} + \tau_{mínimo}}{2} \quad \tau_{alterno} = \frac{\tau_{maximo} - \tau_{mínimo}}{2}$$

Donde:

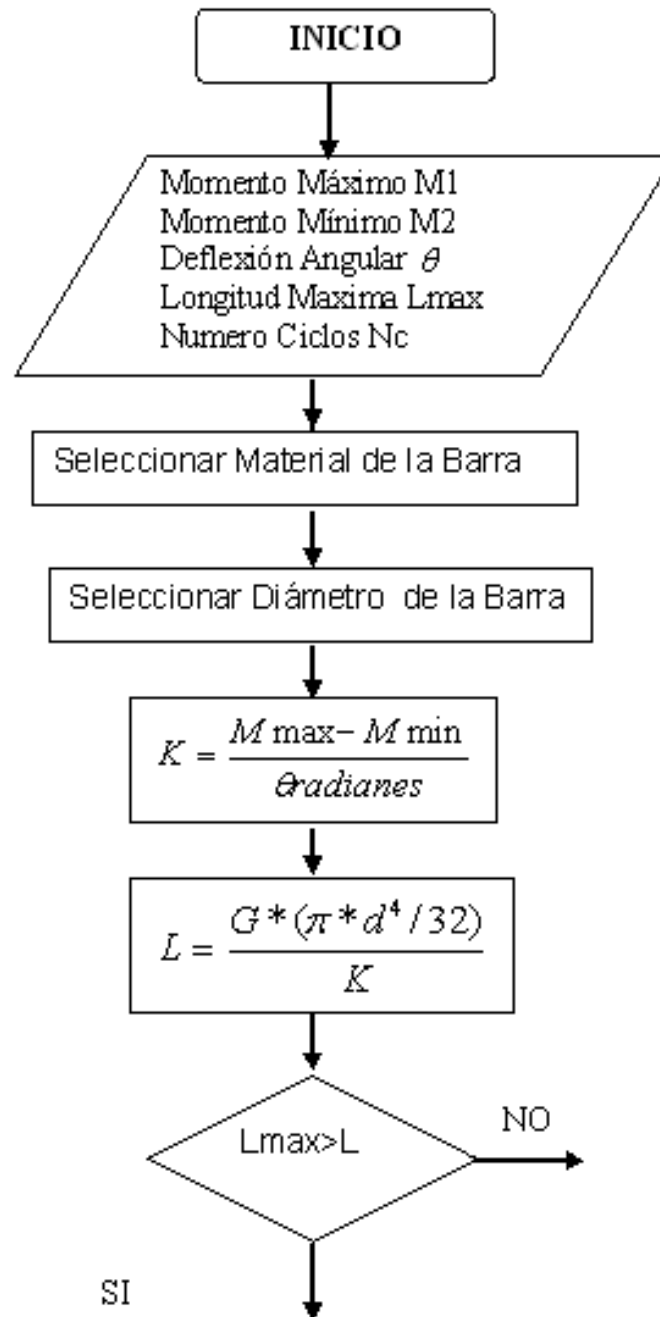
$$\tau_{maximo} = \frac{16 * T_{maximo}}{\pi * d^3} \quad \tau_{minimo} = \frac{16 * T_{mínimo}}{\pi * d^3}$$

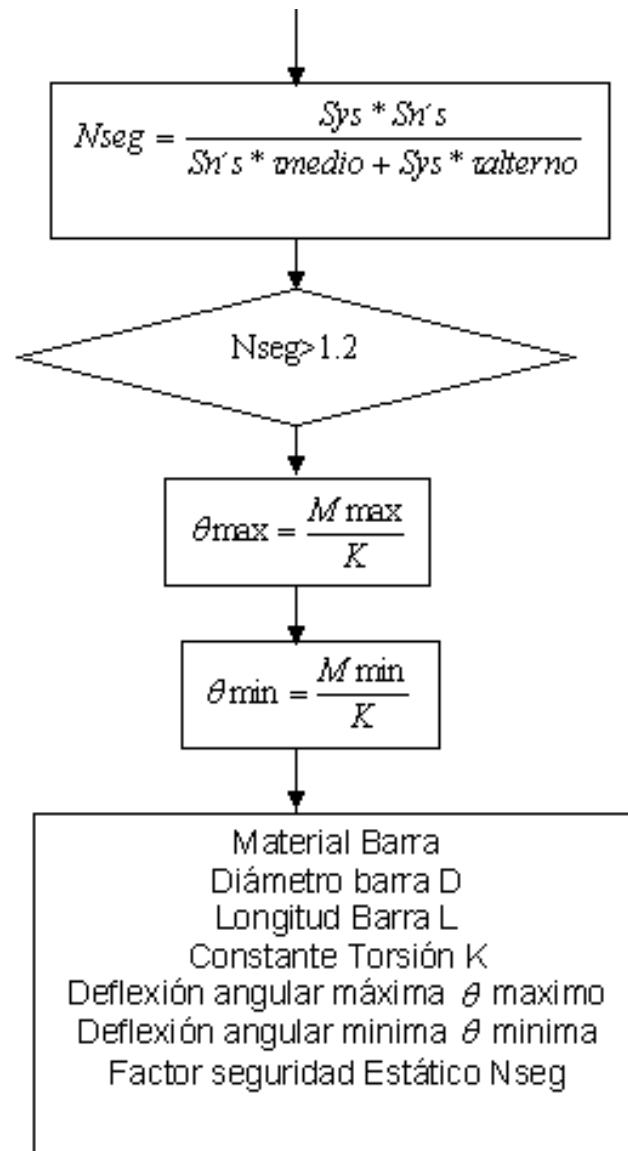
1.5.4 Procedimiento de diseño estático



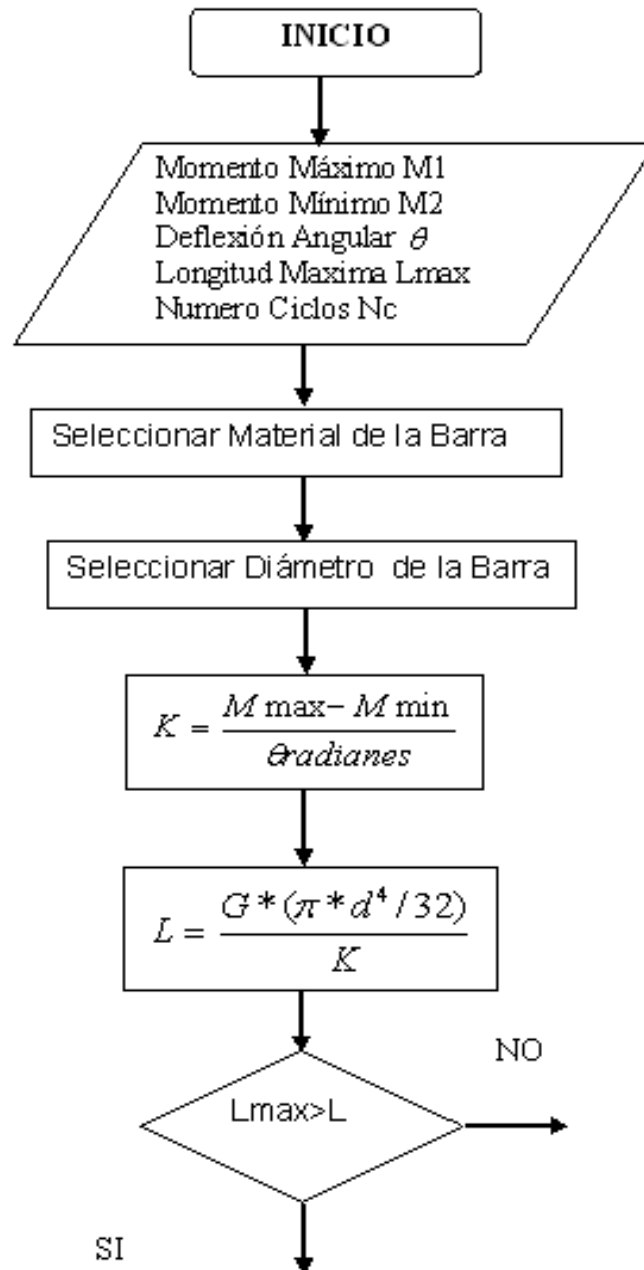


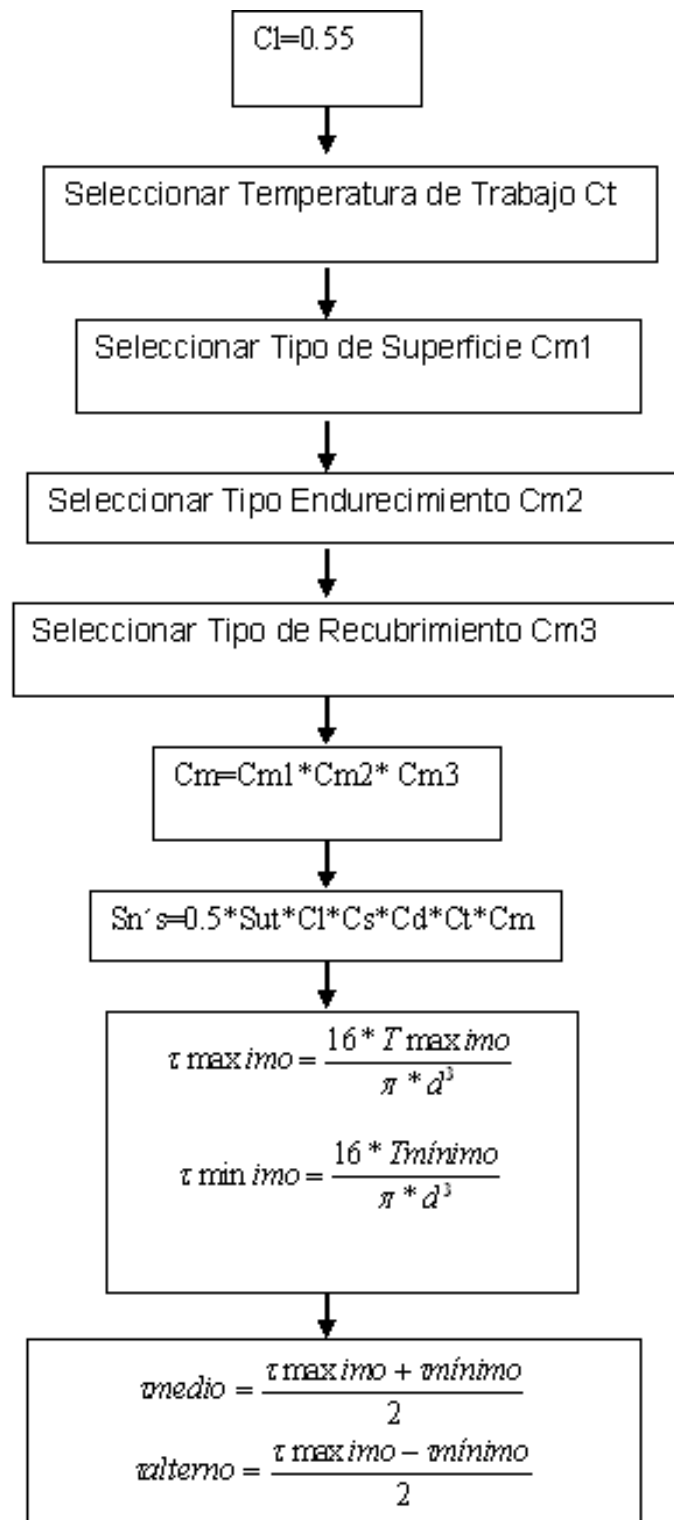
1.5.5 Procedimiento diseño barra torsión vida infinita





1.5.6 Procedimiento diseño barra torsión vida finita





$$\frac{-(\log Nc-)}{3}(\log 0.6syt - \log S'p) + \log 0.6Syt = c \quad 10^c = sfnc$$

$$Nseg = \frac{Sys * Sfnc}{Sfnc * vmedio + Sys * valterno}$$

Nseg > 1.2

$$\theta_{max} = \frac{M_{max}}{K}$$

$$\theta_{min} = \frac{M_{min}}{K}$$

Material Barra
 Diámetro barra D
 Longitud Barra L
 Constante Torsión K
 Deflexión angular máxima θ maximo
 Deflexión angular minima θ minima
 Factor seguridad Vida Finita Nseg

1.6 RESORTES DE BALLESTAS

Estos resortes están constituidos por varias hojas curvas o ballestas superpuestas, de longitud decreciente, unidas por un tornillo central. Además se usan a cada lado una o más abrazaderas auxiliares o de resorte, las cuales sirven para distribuir parte de la carga de rebote entre la hoja principal y las hojas auxiliares o secundarias y así reforzar la hoja principal, ver Figura 37.

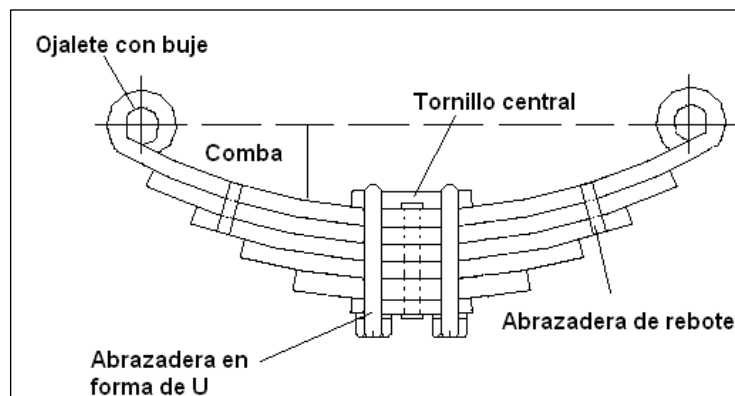
Figura 37. Resortes De Ballestas



Fuente: Cortesía Carlson LeafSpring and Co

Los resortes de ballestas se conforman en una serie de hojas unidas, según se muestra en la Figura 38.

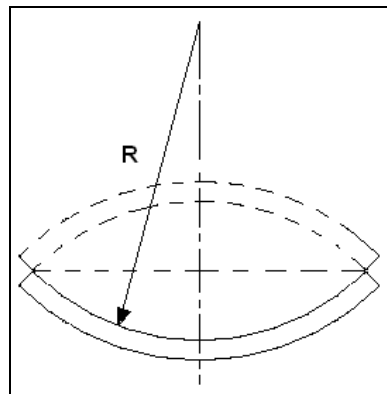
Figura 38. Configuración del resorte de ballestas



La hoja principal se enrolla en los extremos formando una ojaleta donde se inserta un buje de bronce que se lubrica con grasa, que permite fijar el resorte al chasis o estructura de la maquinaria. Los extremos de las hojas auxiliares se redondean o se usan en forma oval o trapecial y además se recorta el material debajo del extremo de la hoja para hacerlo más flexible para que concentre menor cantidad de carga.

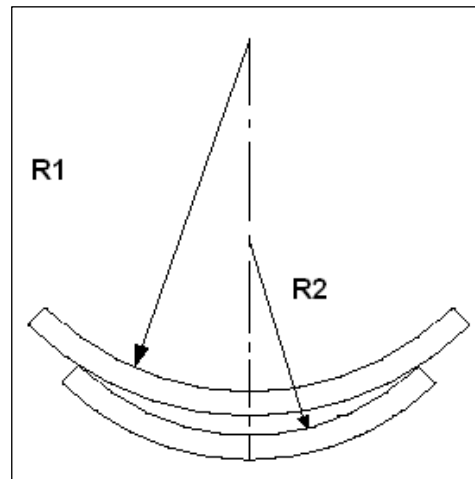
Las hojas se curvan en sentido contrario al de la carga, creándose esfuerzos residuales de signo contrario a los producidos por la carga con lo que se aumenta la capacidad de carga del resorte. Debido a este curvado el resorte descargado tiene la máxima curvatura, la cual debe ser tal que el resorte tome la posición recta cuando se aplique la máxima carga estática. Bajo la máxima carga dinámica que es igual a la máxima carga estática más la sobrecarga por choques, esta curvatura puede ser negativa según se muestra en la siguiente Figura 39:

Figura 39. Curvatura de los resortes semielípticos



Las hojas se curvan con radios decrecientes de la principal hacia las secundarias tal que $R_1 > R_2 > R_3 > \dots$. Siendo R_1 el radio de curvatura de la hoja principal y R_2 , R_3 los radios de las hojas secundarias en su orden como se ve en la siguiente Figura 40:

Figura 40. Hojas de resortes con diferente radio de curvatura



La diferente curvatura de las hojas hace que estas estén en contacto permanente durante los rebotes impidiendo la entrada de suciedad.

Se mejora también el diseño o la capacidad de carga del resorte haciendo la hoja principal más gruesa y las secundarias cada una con espesor medio tal que $t_1 > t_2 > t_3 \dots$, siendo t_1 el espesor de la hoja principal y t_2, t_3 los espesores de las hojas secundarias en su orden.

El momento para curvar una barra recta es:

$$M = \frac{EI}{R}$$

Donde:

E= Módulo de Elasticidad

I= Momento de Inercia axial de la barra

R= Radio de curvatura.

El esfuerzo producido en la barra es:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{MC}{I} = \frac{EIC}{IR} = \frac{EC}{R} = \frac{Et}{2R}, \text{ con } C=t/2 \text{ y } Z= I/C$$

Se ve que el esfuerzo es directamente proporcional al espesor e inverso al radio de curvatura, con lo cual se tienen los siguientes esfuerzos para cada hoja:

$$\sigma = \frac{Et1}{2R1} \text{ para la principal}$$

$$\sigma = \frac{Et2}{2R2} \text{ para la segunda}$$

$$\sigma = \frac{Et3}{2R3} \text{ para la tercera}$$

Pero $R1 > R2 > R3$, por construcción

Luego $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$es decir, si todas las hojas tienen el mismo espesor la hoja principal sufre el menor esfuerzo. Para que los esfuerzos sean iguales es necesario que los espesores decrezcan a partir de la hoja principal, esto es que $t_1 > t_2 > t_3$, tal que:

$$\sigma_1 = \frac{Et1}{2R1} = \sigma_2 = \frac{Et2}{2R2} = \sigma_3 = \frac{Et3}{2R3}$$

Donde:

$$t_1 = \frac{R1t_2}{R2}, t_2 = \frac{R2t_3}{R3} \dots\dots$$

1.6.1 Materiales Utilizados

Tabla 7. Materiales más utilizados en la fabricación de ballestas

Material	Tracción		Torsión	
	Su	Sy	ζu	ζy
SAE 1065	150-300	100-120	120-220	75-130
SAE 1080	155-300	120-250	115-200	80-130
SAE 1085	250-500	150-300	150-300	90-150
ASTM A230	200-230	130-230	140-175	100-130

Material	Tracción		Torsión	
	Su	Sy	ζ_u	ζ_y
SAE 6150	200-250	220-230	160-200	130-160
SAE 9254	250-235	180-230	140-175	100-130
SAE 9260	160-320	60-260	120-240	45-140
SAE 30302	170-250	130-200	120-220	80-130

1.6.2 Anchos normalizados. La SAE tiene los siguientes anchos normalizados:

1.75; 2; 2.5; 3; 3.5; 4; 5; 6

Tratamiento Térmico: Temple y Revenido en aceite a la temperatura conveniente para obtener la dureza o la resistencia deseada.

Acabado Superficial: El acabado de las superficies de las hojas es:

- Tratamiento Térmico: las superficies de las hojas están en el estado que deja el tratamiento térmico en el cual se presenta un acabado con una capa de óxidos de hierro.
- Martillada con perdigones: las superficies sometidas a tracción se bombardean con perdigones (esferas de acero), con lo cual la capa de óxidos escamas son removidos obteniéndose una estructura lustrosa.
- Superficies esmerilada o pulida: las áreas de contacto en los extremos de las hojas se esmerilan o pulen para producir una superficie suave que reduzca el rozamiento.
- Capas de protección: están formadas por materiales que se agregan a las áreas de las hojas expuestas en los resortes ensamblados

La principal ventaja de los resortes de ballestas es que parte de la energía de choque a rebote se gasta como energía de rozamiento con lo cual se aumenta la

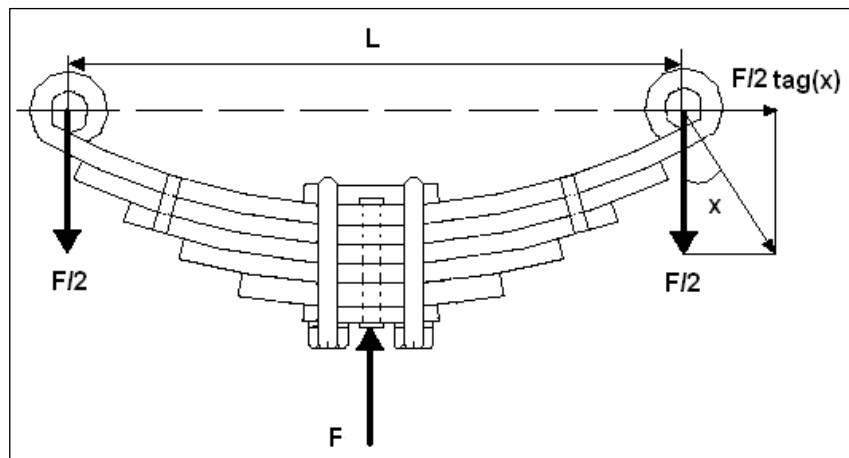
capacidad de carga del resorte. Sin embargo, los amortiguadores helicoidales, neumáticos y las barras de torsión han entrado a reemplazar a los resortes de hojas en varias aplicaciones.

1.6.3 Análisis de cargas. En la siguiente figura se muestran las cargas que actúan en los extremos de un resorte semielíptico, ver Figura 42.

Las cargas en el extremo del resorte son $F/2$ y $F \cdot \tan(x/2)$, a las cuales corresponden sendos momentos flectores que son:

$$M1 = \frac{FL}{4} \quad M2 = \frac{F \tan g(x) * (h/2)}{4}$$

Figura 41. Sistema de cargas en los extremos de un resorte de ballestas



Sumando se tiene:

$$M = M1 + M2 = \frac{F}{2}(L/2 + h \tan(x))$$

el esfuerzo normal es:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{3F(l/2 + h \tan(x))}{bt^2} = \frac{3F(l/2 + h \tan(x))}{Nb^t^2} \quad \text{con } Z = bt^2/6 = b^t/6$$

En estos resortes es conveniente conocer el esfuerzo en cada una de las hojas a fin de poder comprobar que cada una de ellas está bien diseñada desde el punto de vista de la resistencia.

Multiplicando y dividiendo por el espesor t el esfuerzo dado por la ecuación anterior se tiene:

$$\sigma = \frac{3F(l/2 + h \operatorname{tag}(x)) * (t / Nt^3)}{b} = \frac{3F(l/2 + h \operatorname{tag}(x)) * (tn / Nt^3)}{b}$$

Donde tn es el espesor de cada una de las hojas y: $Nt^3 = t_1^3 + t_2^3 + t_3^3 + \dots$. Es la suma de los cubos de los espesores de cada hoja componente del resorte.

La deformación del resorte se calcula a partir de:

$$\delta = \frac{FL^3 K(1 - \mu^2)}{32EI} = \frac{3FL^3 K(1 - \mu^2)}{8Ebt^3} = \frac{(3FL/2bt^3)(KL^2(1 - \mu^2))}{4Et} \text{ con } I = bt^3/12$$

$$\text{Pero, } \sigma = \frac{M}{Z} = \frac{FL/4}{bt^2/6} = \frac{3FL}{2bt^2}$$

Reemplazando este valor en la ecuación de deformación se tiene

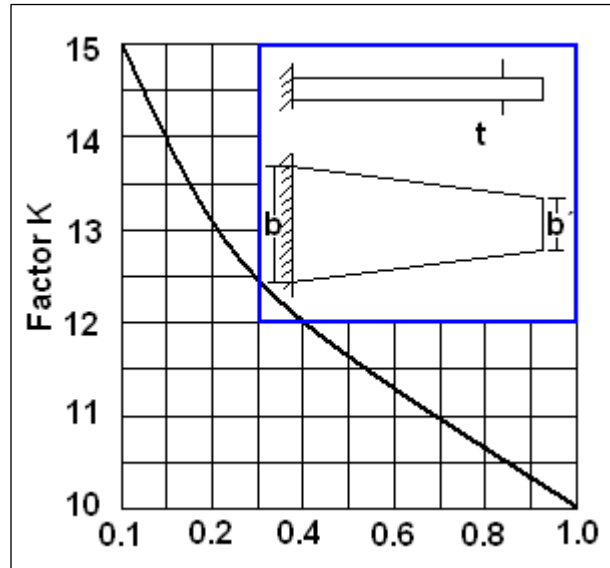
$$\delta = \frac{\sigma L^2 K(1 - \mu^2)}{4Et}, \text{ el esfuerzo en los resortes semielípticos es:}$$

$$\sigma = \frac{3F(l/2 + h \operatorname{tag}(x))}{bt^2} \text{ valor que reemplazando en la deformación resulta:}$$

$$\delta = \frac{3FL^2 K(L/2 + h \operatorname{tag}(x))(1 - \mu^2)}{4Ebt^3}$$

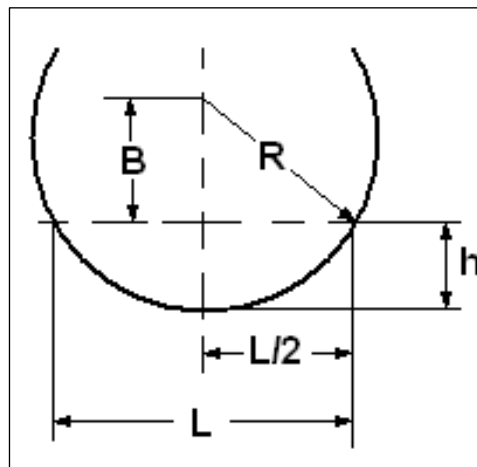
Donde K factor de corrección de la deformación por relación entre el ancho de la hoja b y el ancho del resorte original y $\mu = 0.3$ coeficiente de poisson para el material de la hoja. El factor se determina según Wahl, ver Figura 42.

Figura 42. Factor de corrección de la deformación según Wahl para resortes semielípticos



Geometría de un resorte semielíptico: En la Figura 43 se tiene que $R=B+h$ o $R^2 = B^2 + 2Bh + h^2$

Figura 43. Geometría de los resortes semielípticos



2 DISEÑO DEL HANDBOOK DE RESORTES

2.1 REQUERIMIENTOS DEL USUARIO.

Es necesario cumplir con unos requisitos que se refieren a las habilidades, destrezas y los conocimientos que los estudiantes deben poseer antes de hacer uso del Handbook de resortes, se debe identificarlos y asegurarse que se cumplen para lograr que la utilización de este sea óptima y así poder obtener los objetivos planteados con el uso del software.

Los requisitos necesarios para iniciar la interacción con el handbook son:

Conocimiento Básico de la Ingeniería Mecánica: el estudiante requiere haber cursado como mínimo la asignatura Diseño de Máquinas I, en la cual habrá adquirido los conocimientos para el diseño de elementos de máquinas, en este caso particular sobre la metodología para el diseño de resortes.

Experiencia mínima en el manejo del computador: el estudiante debe tener nociones básicas en el manejo del hardware y sus periféricos.

2.2 MÓDULOS PRINCIPALES DEL HANDBOOK DE RESORTES

Dos de los módulos principales que contiene handbook de resortes (diseño de resortes a compresión y diseño de resortes a tensión) son cubiertos por la asignatura Diseño de Máquinas I.

Módulos Principales Del Handbook De Resortes

Módulos Principales
Diseño de Resortes a compresión
Diseño de Resortes a tensión
Diseño de Resortes a torsión
Diseño de Resortes Belleville
Diseño de Barras de torsión
Selección de resortes tipo Automotriz

2.2.1 Módulo de diseño de resortes a compresión

- Este módulo contiene el formato de entrada de datos del usuario para el diseño de resortes a compresión, mediante 3 modalidades: Diseño Estático, Diseño a Vida Infinita y Diseño a vida Finita.
- Un botón de enlace donde se encuentra toda la teoría relacionada con el diseño de resortes a compresión en las 3 modalidades.
- Un botón de enlace donde se muestra un dibujo con la configuración geométrica de resortes a compresión para mayor entendimiento del usuario.
- Un botón de enlace donde se permite al usuario Imprimir los datos de entrada y los datos de salida generados por el software, donde se muestra además de los datos, la configuración geométrica del resorte.
- Un botón donde se hace un enlace con el CAD (SolidWorks), permitiendo el modelamiento del resorte utilizando los datos geométricos generados por el software.

Esta configuración es la misma para los módulos de Diseño de resortes a tensión, Diseño de resortes a torsión y Diseño de Barras de torsión.

2.2.2 Modulo de diseño de resortes Belleville. A diferencia de los módulos anteriores se utiliza una base de datos creada a partir de un catálogo de un fabricante, para la selección del resorte, contando además con las siguientes características:

- Contiene el formato de entrada de datos del usuario para la selección de resortes Belleville, mediante 3 modalidades: Diseño Estático, Diseño a Vida Infinita y Diseño a vida Finita.
- Un botón de enlace donde se encuentra toda la teoría relacionada con el diseño de resortes Belleville en las 3 modalidades.
- Un botón de enlace donde se muestra un dibujo con la configuración geométrica de resortes Belleville para mayor entendimiento del usuario.
- Un botón de enlace donde se permite al usuario Imprimir los datos de entrada y los datos de salida generados por el software, donde se muestra además de los datos, la configuración geométrica del resorte.
- Un botón donde se hace un enlace con el CAD (SolidWorks), permitiendo el modelamiento del resorte utilizando los datos geométricos generados por el software.

2.2.3 Módulo de selección de resortes tipo automotriz. Utiliza una base de datos creada a partir de un catálogo de un fabricante, para la selección del resorte, contando además con las siguientes características:

- Selección del tipo de aplicación: Camionetas 4x4 o automóviles

- Para el caso de las Camionetas 4x4 la selección del resorte es del tipo Resorte de Ballestas.
- Para el caso de los automóviles la selección del resorte es del tipo helicoidal a compresión.
- Selección de modelos más comerciales del automóvil o de la camioneta.
- Selección de la ubicación del resorte si es para parte delantera o parte trasera del automóvil o de la camioneta.
- El software genera el número de referencia del artículo para que el usuario lo remita a la casa comercial para su posterior compra.

2.3 REQUERIMIENTOS TÉCNICOS

Las características mínimas del equipo y soporte lógico con lo que se debe contar para la utilización del handbook de resortes:

- Procesador Intel Pentium de 200 MHz o procesadores equivalentes que corran Windows 98 SE, NT 4.0, ME, 2000 o XP.
- RAM 128 MB
- Disco duro 16 GB (espacio libre 85MB)
- Unidad CD ROM
- Tarjeta de sonido 16 bits
- Tarjeta de video de 32 megas
- Monitor con resolución de 1024 x 768, con color de 16 bits.

2.4 DISEÑO LÓGICO

La estructura lógica del handbook de resortes expresa los procedimientos que el programa debe tener y sus interrelaciones de modo que cumpla con las funciones definidas, de manera que permita al usuario recorrer la estructura completa del software.

El handbook para Diseño de resortes, desarrollado en este proyecto muestra la siguiente estructura lógica:

- Inicia con una ventana de presentación donde la animación indica el nombre del proyecto, en la parte inferior aparece el botón “ENTRAR” que da acceso al material.
- Una vez picado este botón encontramos el menú principal en donde aparecen los 6 vínculos a cada uno de los tipos de resortes: Helicoidales a compresión, Helicoidales a tensión, helicoidales a torsión, barras de torsión, Resortes Belleville y Resortes Automotrices.
- Al acceder a cualquiera de los módulos aparece el formato para la entrada de datos del usuario, además de los botones con las funciones descritas anteriormente.
- Para regresar al menú principal: en la parte inferior derecha aparece el botón MENU “M” el cual nos permite el Acceso al menú principal.
- Para salir del multimedia: en la parte inferior derecha aparece el botón SALIR “X” el cual nos permite salir de la aplicación.

3 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Por medio del software para diseño de resortes se puede realizar el cálculo de los siguientes tipos de resortes:
 - Resortes helicoidales a compresión
 - Resortes helicoidales a tensión
 - Resortes helicoidales a torsión
 - Barra de Torsión
 - Selección de resortes Belleville
 - Selección de resortes tipo Automotriz

Características especiales del software:

- Dentro de cada modulo diseño el usuario puede elegir entre 3 opciones de diseño: Diseño Estático, Diseño a Vida Infinita y Diseño a Vida finita.
- Fácil selección de resortes tipo Belleville del Fabricante Schnor.
- Fácil selección de resortes tipo Automotriz del Fabricante Lovells Springs.
- El programa contiene una base de datos en Acces 97 que incluye todas las galgas comerciales para cada tipo de alambre para resorte, propiedades mecánicas de estos resortes. Esta base datos puede ser modificada para introducir nuevos materiales y si es el caso galgas comerciales, haciendo el software muy flexible a las necesidades de los usuarios.
- En el caso del modulo de selección de resortes tipo automotriz se recomienda buscar catálogos de otros fabricantes para ser agregados a la base de datos. Esto con el fin de aumentar la capacidad de selección del programa pues es este proyecto de grado solo se utilizo un catálogo de fabricante.

- Se recomienda buscar literatura acerca de resortes que no fueron cubiertos en este software como son: Resortes helicoidales de compresión de paso variable, de barril y cónico; Resortes de fuerza constante de extensión; Resortes de Energía o resortes de motor (de torsión).
- Se realizó una conexión a un programa de análisis por elementos finitos (Ansys workbench) para la comprobación de esfuerzos con los resultados de diseño del software. El usuario dispone de una manual de inicio para la utilización de esta herramienta.
- El software realiza cálculos que fueron realizados mediante la teoría clásica al comparar con el software Ansys workbench se nota ciertas diferencias, esto es debido a que el análisis por medio de elementos finitos es mucho más exacto que la teoría clásica.
- Fue necesario crear dos tapas en los resortes a compresión como una opción debido a que cuando se analizaba en ANSYS WORKBENCH los resortes se flectaban y no trabajaban como realmente debía.

BIBLIOGRAFÍA

CHIRONIS, Nicholas. Spring Design And Application. Mac Graw Hill Book Company, Inc. 1961. New York.

MALEEV, Vladimir; MARTMAN, James Machine Design. Scranton, Pennsylvania; Internacional Textbook Company. 1983

ORTHWEIN, William. Diseño De Componentes De Maquina. Compañía Editorial Continental, S.A De C.V. México.

ORDÓÑEZ, Isafas. Paquete De Programas Aplicados Al Diseño De Maquinas I Y li (Segunda Parte). Universidad Industrial De Santander

PARADA, Alfredo. Diseño De Maquinas I.

SLAYMAKER, R.R. Diseño Y Análisis De Elementos De Maquinas. Editorial Limusa-Wiley S.A.1969

SPOTTS, F.M, Proyecto de Elementos de Máquinas. Editorial Reverte S.A. Barcelona, España, 1986

TIMOSHENKO, Van. Strengt of Materials. Nostrand Company. Inc, 1985

ANEXO A. HERRAMIENTAS DE DESARROLLO

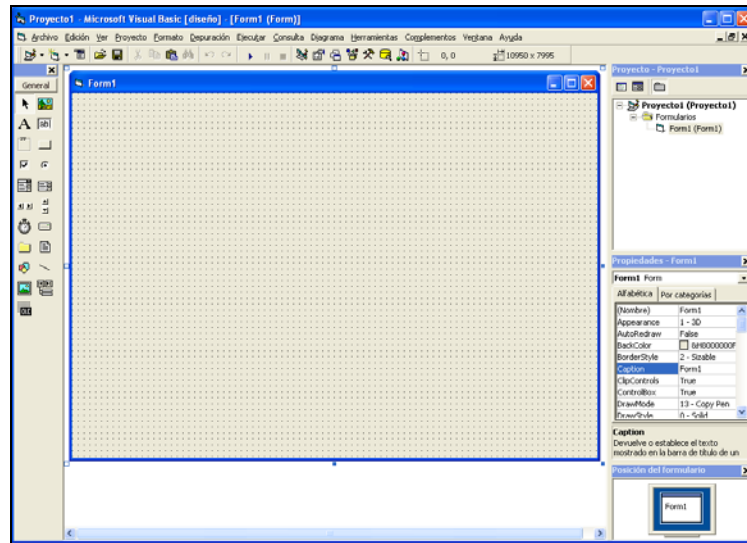
Para la realización de esta multimedia se utilizaron herramientas tales como:

Visual Basic, SolidWorks, Adobe Photoshop, Adobe Acrobat.

A continuación se presentan algunas características de las herramientas principales utilizadas en el desarrollo de este software.

Visual Basic

Figura. Área de trabajo Visual Basic



Cortesía: Visual Basic /Manual Usuario

Cuando se inicia **Visual Basic 6.0** aparece en la pantalla una configuración similar a la mostrada en la Figura. En ella se pueden distinguir los siguientes elementos:

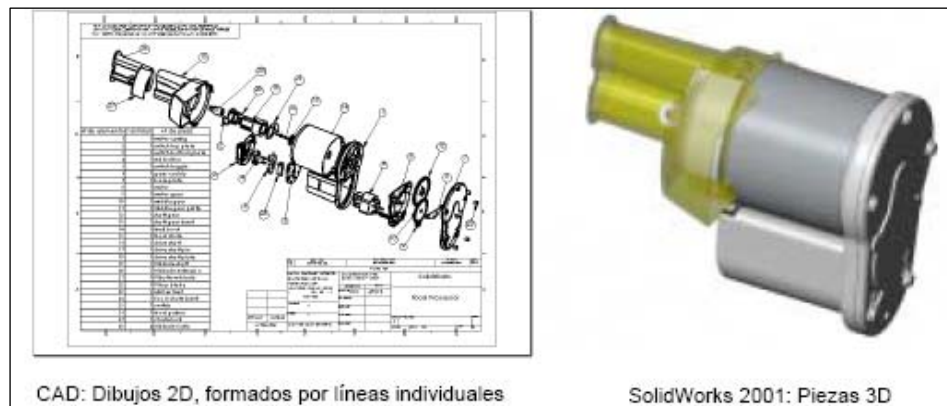
- La *barra de títulos*, la *barra de menús* y la *barra de herramientas* de *Visual Basic 6.0* en modo *Diseño* (parte superior de la pantalla).
- *Caja de herramientas (toolbox)* con los controles disponibles (a la izquierda de la ventana).

- *Formulario (form)* en gris, en que se pueden ir situando los controles (en el centro). Está dotado de una rejilla (**grid**) para facilitar la alineación de los controles.
- Ventana de *proyecto*, que muestra los formularios y otros módulos de programas que forman parte de la aplicación (arriba a la derecha).
- Ventana de *Propiedades*, en la que se pueden ver las propiedades del objeto seleccionado o del propio formulario (en el centro a la derecha). Si esta ventana no aparece, se puede hacer visible con la tecla <F4>.
- Ventana *FormLayout*, que permite determinar la forma en que se abrirá la aplicación cuando comience a ejecutarse (abajo a la derecha).

Existen otras ventanas para edición de código (*Code Editor*) y para ver variables en tiempo de ejecución con el *depurador* o *Debugger* (ventanas *Immediate*, *Locals* y *Watch*). Todo este conjunto de herramientas y de ventanas es lo que se llama un *entorno integrado de desarrollo* o IDE (*Integrated Development Environment*).

SolidWorks: con SolidWorks, puede crear piezas 3D y no sólo dibujos 2D. Puede utilizar estas piezas 3D para crear dibujos 2D y ensamblajes 3D.

Figura. Piezas en 3D

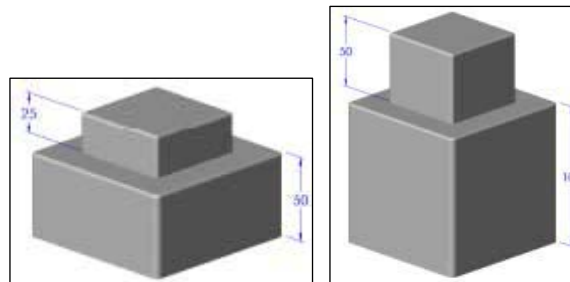


Cortesía: SolidWorks /Manual Usuario

SolidWorks es un sistema conducido por cotas. Puede especificar las cotas y las relaciones geométricas entre elementos. Al cambiar las cotas, cambian el tamaño y la forma de la pieza, sin por ello alterar la intención del diseño. Por ejemplo, en esta pieza la altura del saliente siempre es igual a la mitad de la altura de la base.

SolidWorks: CAD: Dibujos 2D, formados por líneas individuales Piezas 3D

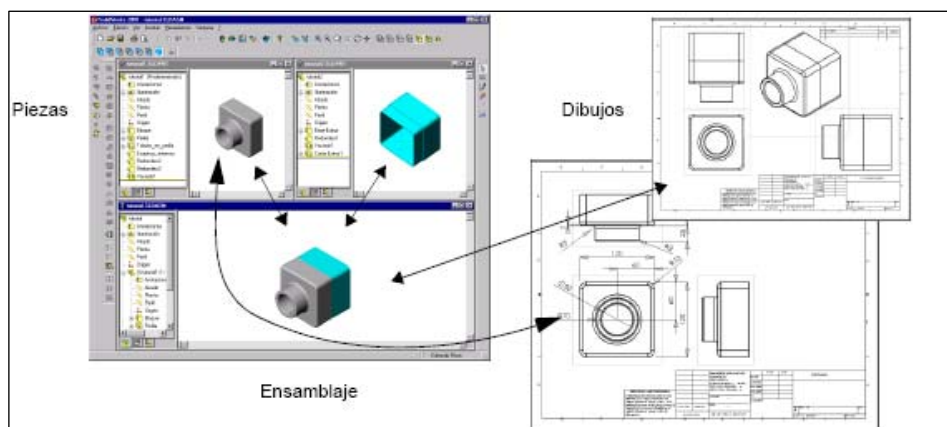
Figura. Modelo SolidWorks



Cortesía: SolidWorks /Manual Usuario

Un modelo 3D de SolidWorks consta de piezas, ensamblajes y dibujos. Las piezas, los ensamblajes y los dibujos muestran el mismo modelo en documentos distintos. Los cambios que se efectúen en el modelo de un documento se propagan a los otros documentos que contienen dicho modelo.

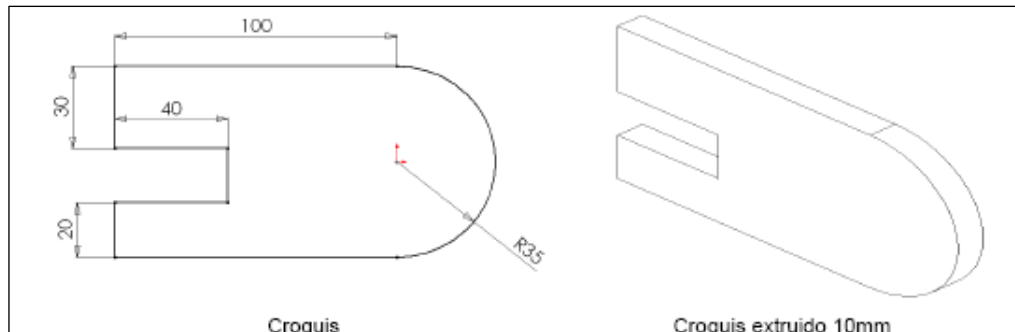
Figura. Piezas, ensamblajes y dibujos



Cortesía: SolidWorks /Manual Usuario

Usted mismo crea los croquis y los utiliza para construir la mayoría de las operaciones. Un croquis es un perfil o sección transversal 2D. Los croquis se pueden extruir, recubrir, se les puede aplicar una revolución o barrer a lo largo de un trayecto para crear operaciones.

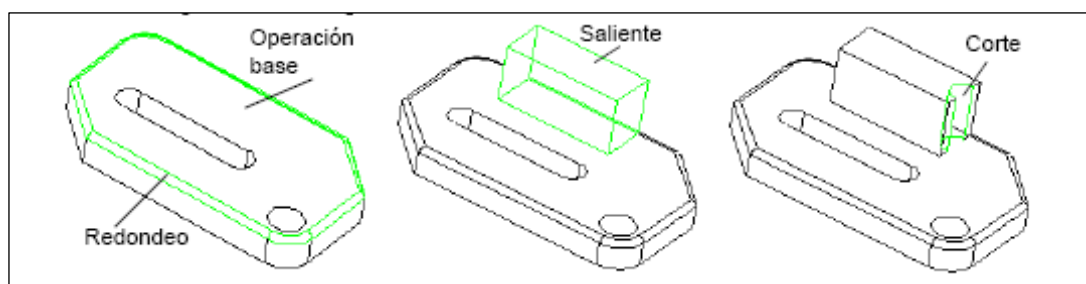
Figura. Croquis



Cortesía: SolidWorks /Manual Usuario

Utiliza las operaciones para construir piezas. Las operaciones son las formas (salientes, cortes, taladros) y funciones (redondeos, chaflanes, vaciados, etc.) que se combinan para construir piezas.

Figura. Operaciones



Cortesía: SolidWorks /Manual Usuario

Términos de SolidWorks:

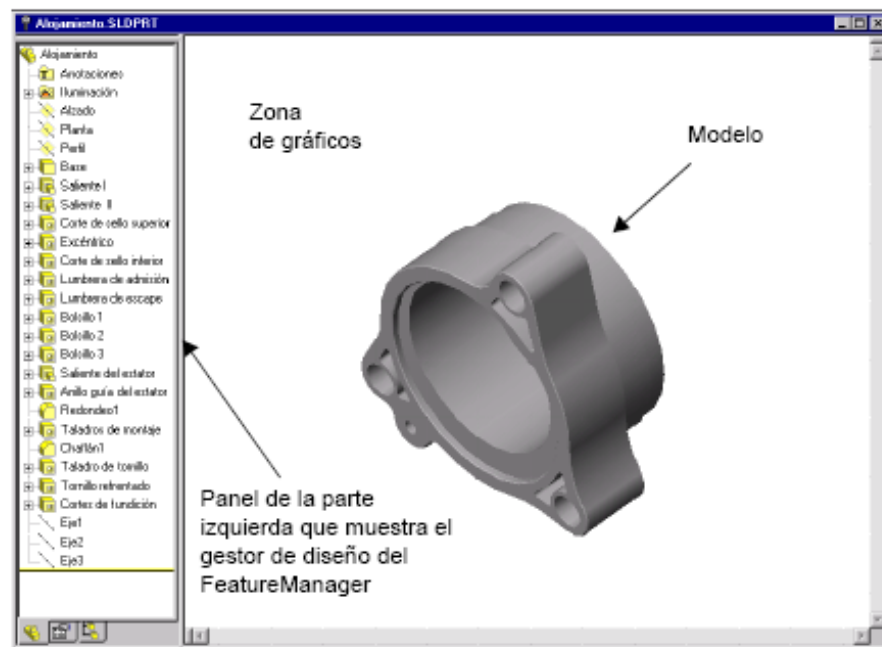
- *Ventanas de documento:* Las ventanas de documentos de SolidWorks tienen dos paneles:

El panel izquierdo de la ventana contiene los elementos siguientes:

- a. El gestor de diseño del FeatureManager® lista la estructura de la pieza, ensamblaje o dibujo.
- b. El ConfigurationManager es un medio para crear, seleccionar y ver múltiples configuraciones de piezas y ensamblajes en un documento.
- c. Paneles de aplicaciones de complemento personalizados.

El panel de la parte derecha es la *zona de gráficos* en la que se puede crear y manipular la pieza, ensamblaje o dibujo.

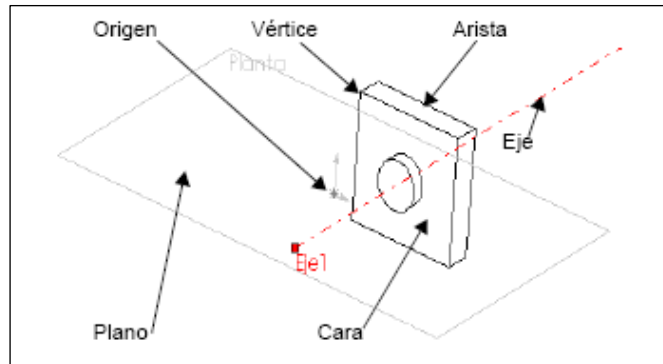
Figura. Ventana de Documento



Cortesía: SolidWorks /Manual Usuario

- *Términos comunes de modelos:* Debe familiarizarse con los términos a continuación, puesto que aparecen a lo largo de toda la documentación de SolidWorks.

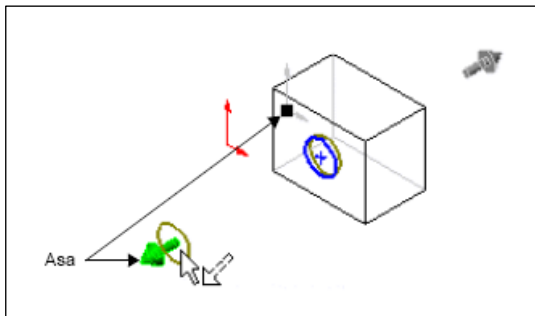
Figura. Términos Comunes



Cortesía: SolidWorks /Manual Usuario

- **Asas:** Las asas le permiten arrastrar y fijar de forma dinámica ciertos parámetros sin necesidad de salir de la zona de gráficos. Las asas activas son verdes, mientras que las inactivas son grises. En cuanto se haya acostumbrado a las opciones en el PropertyManager, podrá experimentar usted mismo las posibilidades de las asas.

Figura. Asas:



Cortesía: SolidWorks /Manual Usuario

- **Barras de herramientas:** Los botones de la barra de herramientas son métodos abreviados de los comandos que se utilizan más a menudo. Algunas barras de herramientas siempre se visualizan; otras aparecen automáticamente al abrir un documento del tipo relacionado con éstas. Por

ejemplo, al abrir un documento de ensamblaje, aparece la barra de herramientas Ensamblaje.

Figura. Barra de herramientas.



Cortesía: SolidWorks /Manual Usuario

Para visualizar u ocultar barras de herramientas individuales:

Haga clic en Ver, Barras de herramientas o haga clic con el botón secundario del ratón en el marco de la ventana de SolidWorks. Aparecerá una lista de todas las barras de herramientas. Las barras de herramientas con una marca de verificación junto a su nombre son las que están visibles; las barras de herramientas sin marca de verificación están ocultas. Haga clic en el nombre de la barra de herramientas para activar o desactivar su visualización.

ANEXO B. MANUAL DE USUARIO HANDBOOK DE RESORTES

El handbook para diseño se concibió como una herramienta que permite el diseño, ágil y ordenado de los siguientes tipos de resortes:

- Resortes Helicoidales a Compresión
- Resortes Helicoidales a Tensión
- Resortes Helicoidales a Torsión
- Selección Resortes Tipo Belleville
- Selección Resortes Tipo Automotriz (Resortes de ballestas y Resortes de compresión)

Este handbook es una aplicación desarrollada bajo ambiente Windows, de fácil manejo para el usuario, bajo la plataforma de programación visual Basic, Versión 6.0, con acceso a bases datos desarrolladas en Acces 97, con enlaces al CAD SolidWorks, fundamental para el modelamiento a partir de los datos de diseño obtenidos por el handbook.

Ingreso Al Handbook

Haciendo click en el archivo ejecutable del handbook de resortes se visualiza la presentación del programa como la siguiente pantalla:



Figura. Ingreso al handbook



Luego de unos segundos aparece la siguiente ventana:

Figura. Menú de entrada.



Como se aprecia en la figura anterior, el usuario encuentra los ítems de los diferentes tipos de resortes:

- Resorte helicoidal a compresión
- Resorte helicoidal a torsión
- Barra de torsión
- Resorte Helicoidal a tensión
- Arandela Belleville
- Resortes automotrices

El usuario se puede ubicar sobre cada ítem hacer click y directamente se muestra el formato de entrada de datos del modulo correspondiente a cada resorte.

Al lado derecho se encuentra la información acerca de los autores del proyecto.



FORMATO DE ENTRADA DE DATOS DEL USUARIO

Módulo Diseño de Resortes Helicoidales a Compresión:

Los 5 módulos presentan un formato similar, sin embargo se explicara los tipos de datos que el usuario puede introducir, y los datos que el programa genera a partir de estos.

Figura. Módulo Diseño de Resortes Helicoidales a Compresión

HandBook 2005 - Resortes a compresión V2.0

HandBook Resortes - Compresión

Sistema :: ANSI Acero al carbono ASTM A230 :: E: 29736900 [psi]; G: 11399850 [psi]

Estático Fatiga (vida infinita) Fatiga (vida finita)

Condiciones de carga

Carga máxima (p1) 100 [Lbf]

Carga mínima (p2) 50 [Lbf]

Deflexión (dw) 1 [pul]

Deflexión (dw)

Cte. resorte (k)

Restricciones geométricas

Diámetro del alojamiento (Ø5) [pul]

Altura máxima (hf) [pul]

Diámetro del eje (guía) (Ø6) [pul]

Tipo de extremo

Abiertos no rectificadados

Resultados de diseño ::

No. galga 7

Ø esp. (Ø0) 0,177 [pul]

Ø int. (Ø1) 1,1505 [pul]

Ø med. (Ø2) 1,3275 [pul]

Ø ext. (Ø3) 1,5045 [pul]

Esp. act. (Na) 12

Esp. tot. (Nt) 12

Paso (p) 0,2606317 [pul]

Ang. hélice (L) 3,5760301 [°]

Alt. libre (hf) 3,3045814 [pul]

Ø ext. max (Ø4) 1,5058960 [pul]

Long. alm. (Lt) 58,484132 [pul]

Cte. resorte (k) 49,821566 [Lbf/pul]

Índice (C) 7,5

F. seg. (Nc) 1,2353052

F. pandeo (np) N.A.

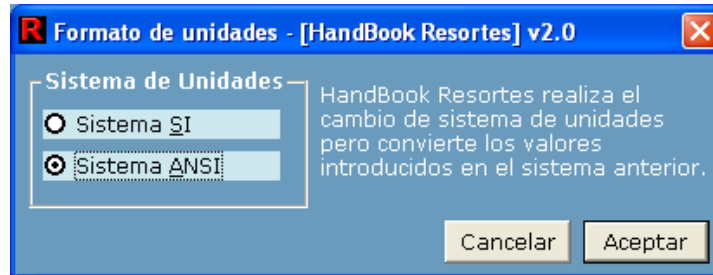
Material ANSYS Igual hf Exportación CAE Export CAD Reporte Calcular

El modulo de resortes a compresión tiene 3 pestañas: Diseño Estático, Diseño Vida infinita y Diseño a Vida Finita.

Como muestra la figura anterior el formato consta de las siguientes secciones:

- **Numeral 1 Selección Sistema de Unidades:** El usuario puede seleccionar entre sistema ANSI (pulgadas) o sistema ISO (milímetros)

Figura. Selección Sistema de Unidades.



- **Numeral 2 Selección del Material:** Brinda una base de datos con los principales materiales usados para la manufactura de resortes. Si el usuario no selecciona ningún material, no se puede realizar la introducción de datos.

Figura. Selección del material.



- **Numeral 3 Condiciones de Carga:** El usuario debe especificar una carga máxima, una carga mínima y un dato final donde se puede seleccionar entre Deflexión de trabajo o Constante del resorte. Si el usuario ha

seleccionado la pestaña de diseño a vida infinita, además de los datos anteriores se incluye un una pestaña para la inclusión de la vida deseada para el resorte.

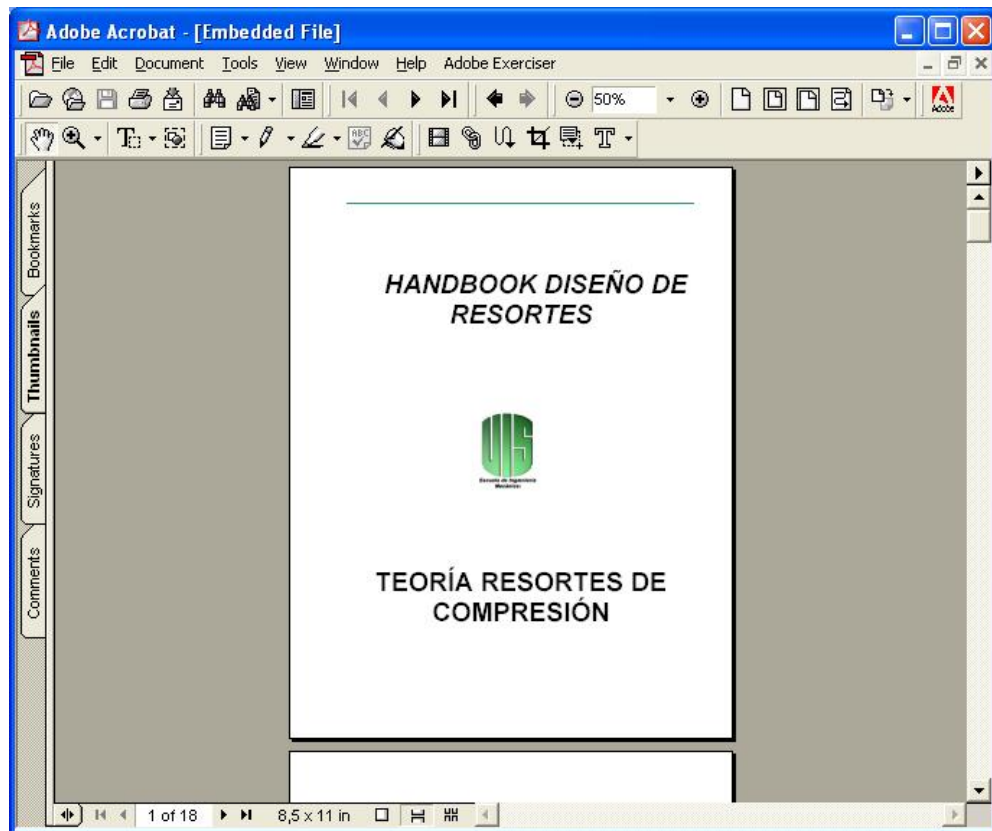
Figura. Condiciones de carga vida finita

Condiciones de carga		
Carga máxima (p1)	500	[Lbf]
Carga mínima (p2)	200	[Lbf]
Deflexión (dw)	5	[pul]
Vida esperada (ciclos)	200000	

- **Numeral 4. Restricciones geométricas:** El usuario puede seleccionar el tipo de restricción geométrica para su diseño. La primera restricción se refiere al diámetro del alojamiento donde el resorte va a trabajar, la segunda restricción indica la longitud máxima que puede tener el resorte , esta longitud para el caso de resortes a compresión se refiere a la altura libre del resorte (altura sin carga), y por último el diámetro del eje guía sobre el cual trabajará el resorte.
- **Numeral 5. Selección del tipo de extremo del resorte:** Se puede seleccionar entre los 4 tipos de extremos, se puede realizar esta acción con los botones marcados con el numeral 6.
- **Numeral 7. Resultados de diseño:** Incluye los datos geométricos generados, necesarios para la manufactura del resorte, además de los factores de seguridad estático, vida infinita, vida finita, correspondientemente y del factor de pandeo si la geometría generada encuentra esta restricción.

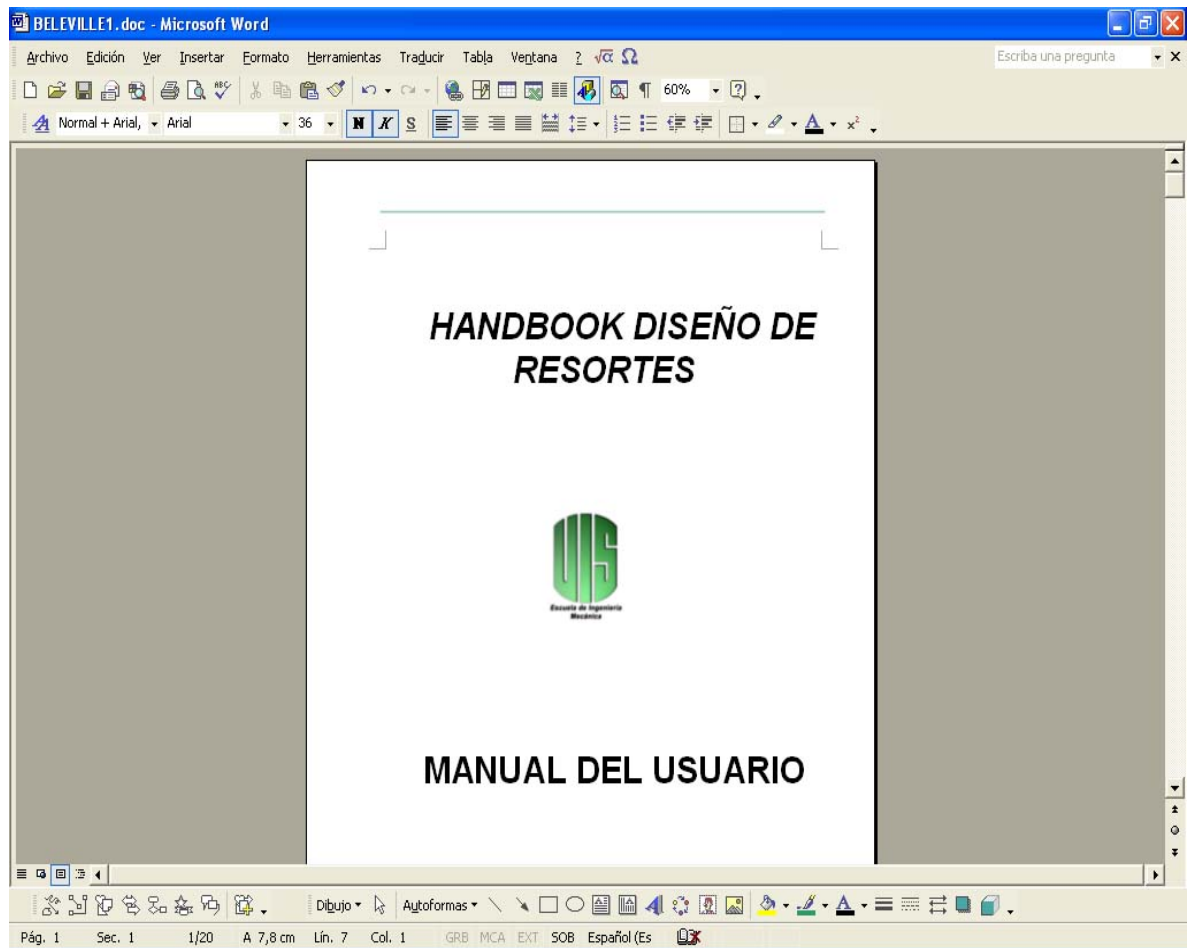
- **Numeral 8. Teoría:** al hacer clic sobre este botón se despliega un documento en formato pdf con la teoría general del tipo de resorte

Figura. Manual Teoría Resortes Helicoidales Compresión



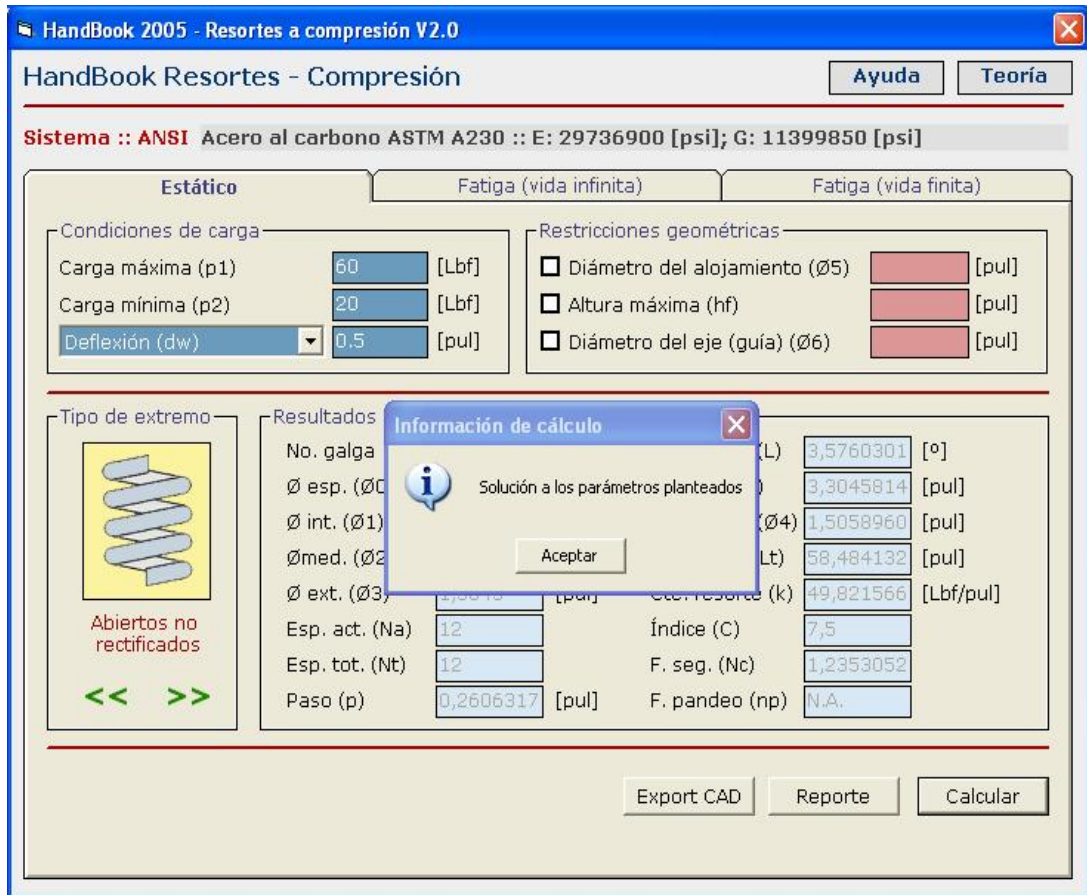
- **Numeral 9. Ayuda.** Si se hace clic sobre este botón se despliega un documento en formato pdf con la ayuda para la utilización del software.

Figura. Manual del Usuario



- **Numeral 10. Calcular:** permite que después de que el usuario ha introducido sus datos, el programa se ejecute muestre los resultados de diseño. Cuando se generan resultados se despliega el avios de solución a los parámetros planteados.

Figura. Cálculos Resortes Helicoidales Compresión



- **Numeral 11. Reporte:** botón de imprimir reporte que genera un documento en formato pdf que contiene los datos de entrada del usuario, datos generados por el programa, gráfica con dimensiones del resorte, y el modelamiento 3D del resorte mediante CAD.

Figura. Reporte Resortes Helicoidales a compresión

HandBook :: Resortes

Reporte HandBook :: Resorte de compresión (estático)

Descripción de Geometría

Dimensión	Valor	[]
No. galga	10	-
Ø alm. (Ø0)	0,135	[pul]
Ø interior (Ø1)	0,662	[pul]
Ø medio (Ø2)	0,796	[pul]
Ø exterior (Ø3)	0,932	[pul]
Esp. activas (Na)	11,75	-
Esp. totales (Nt)	11,75	-
Paso (p)	0,178	[pul]
Angulo hélice (L)	4,062	[°]
Altura (hf)	2,223	[pul]
Ø ext. máximo (Ø4)	0,932	[pul]
Long. alambre (La)	34,48	[pul]

Datos de entrada

Parámetro	Valor	[]
Carga máxima (p1)	60	[Lbf]
Carga mínima (p2)	20	[Lbf]
Deflexión (dw)	0,5	[pul]
Ø alojamiento (Ø6)	-	[pul]

- **Numeral 12. Exportar a CAD:** un botón de exportación a CAD que realiza el modelamiento del resorte con la geometría generada por el programa, solo puede ser utilizado luego de que el programa ha generado resultados satisfactorios de diseño, de lo contrario el botón se encuentra bloqueado

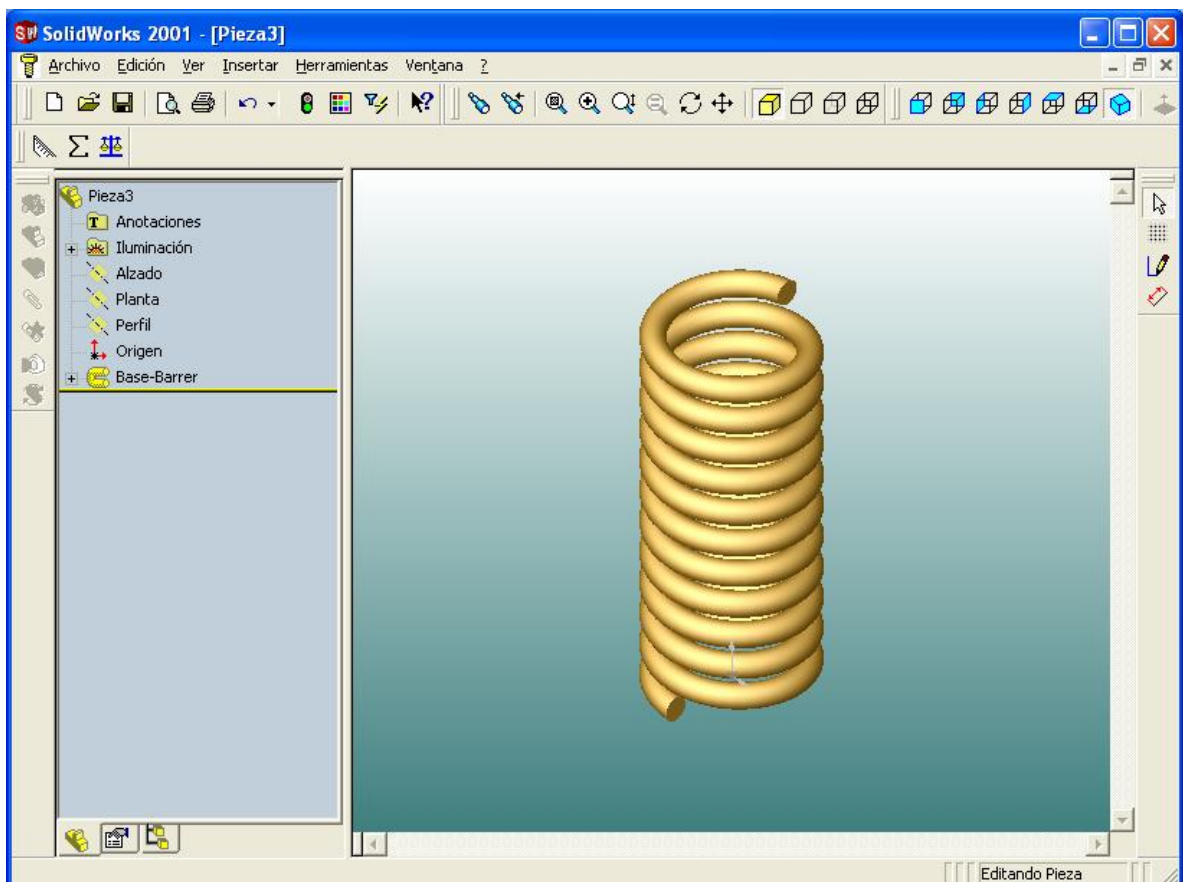
Cuando se ha terminado el modelamiento aparecerá el siguiente mensaje:

Figura. Modelamiento



A continuación aparecerá el sólido dibujado en solidwork.

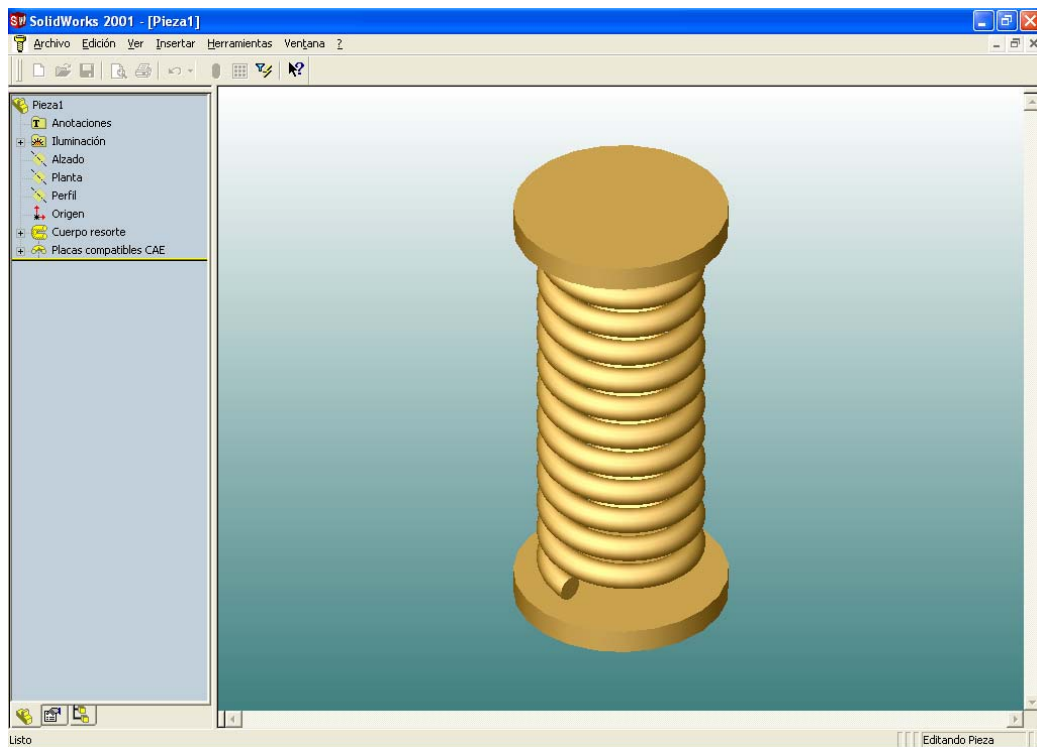
Figura. Modelamiento CAD.



Cortesía: SolidWorks

- **Numeral 13. Exportación a CAE:** Si el usuario selecciona esta opción el modelamiento en el CAD para el caso de los resortes de compresión genera el resorte junto con unas placas horizontales en sus dos extremos, que facilitan el análisis en ANSYS

Figura. Modelamiento CAE.



Cortesía: SolidWorks

- **Numeral 14. Igual Hf:** El usuario puede seleccionar esta opción cuando se desee que la restricción geométrica de altura máxima sea igual a la altura de diseño del resorte.
- **Numeral 15. Material ANSYS:** Este botón genera un archivo de extensión xml con las propiedades mecánicas del material seleccionado para el diseño del resorte. Este resorte puede ser utilizado posteriormente para el análisis del resorte en ANSYS.

MODULO DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES A TENSION

El formato de entrada de datos de este tipo de resortes es similar al de resortes helicoidales a compresión. Solo existen 2 diferencias:

- Existe solo una restricción geométrica que es la longitud máxima disponible, que es el momento cuando el resorte recibe la carga máxima
- Solo se diseña el resorte con un tipo de extremo

Figura. Modulo de diseño de resortes helicoidales a tensión.

HandBook 2005 - Resortes a tensión V2.0

HandBook Resortes - Tensión

Ayuda Teoría

Sistema :: ANSI Alambre cuerda de Piano ASTM A228 :: E: 29736900 [psi]; G: 11896170 [psi]

Estático Fatiga (vida infinita) Fatiga (vida finita)

Condiciones de carga

Carga máxima (p1) 60 [Lbf]

Carga mínima (p2) 20 [Lbf]

Deflexión (dw) 0.5 [pul]

Aplicar restricciones geométricas

Restricciones geométricas

Longitud disponible (L) [pul]

Esquema resorte

Resultados de diseño ::

No. galga	37	Ang. hélice (L)	3,6426468 [°]
Ø esp. (Ø0)	0,118 [pul]	Alt. libre (hf)	2,773 [pul]
Ø int. (Ø1)	0,472 [pul]	Long. alm. (Lt)	36,209688 [pul]
Ø med. (Ø2)	0,59 [pul]	Cte. resorte (k)	80,214174 [Lbf/pul]
Ø ext. (Ø3)	0,708 [pul]	Índice (C)	5
Esp. act. (Na)	17,5	Fs. cuerpo (ntc)	1,8361975
Esp. tot. (Nt)	18,5	Fs. gancho (nfg)	1,2768317
Paso (p)	0,118 [pul]	Fs. gancho (ntg)	1,9250694

Material ANSYS Export CAD Reporte Calcular

Figura. Reporte Resortes Helicoidales a Tensión.

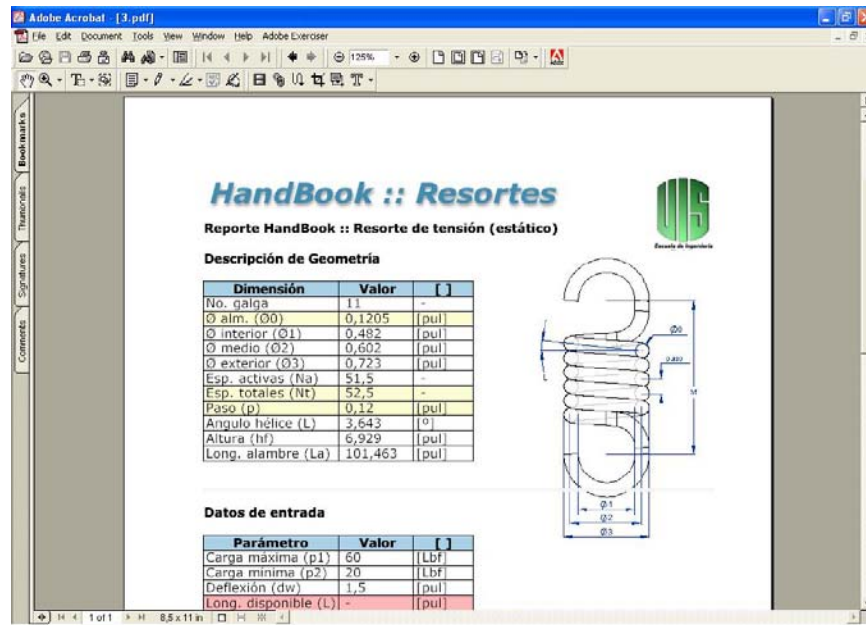


Figura. Teoría Resortes Helicoidales a Tensión.

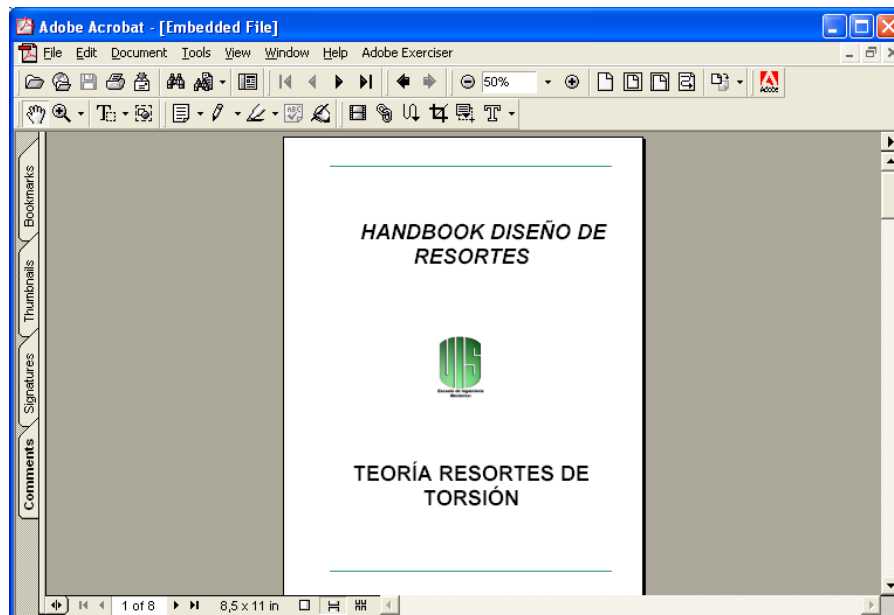
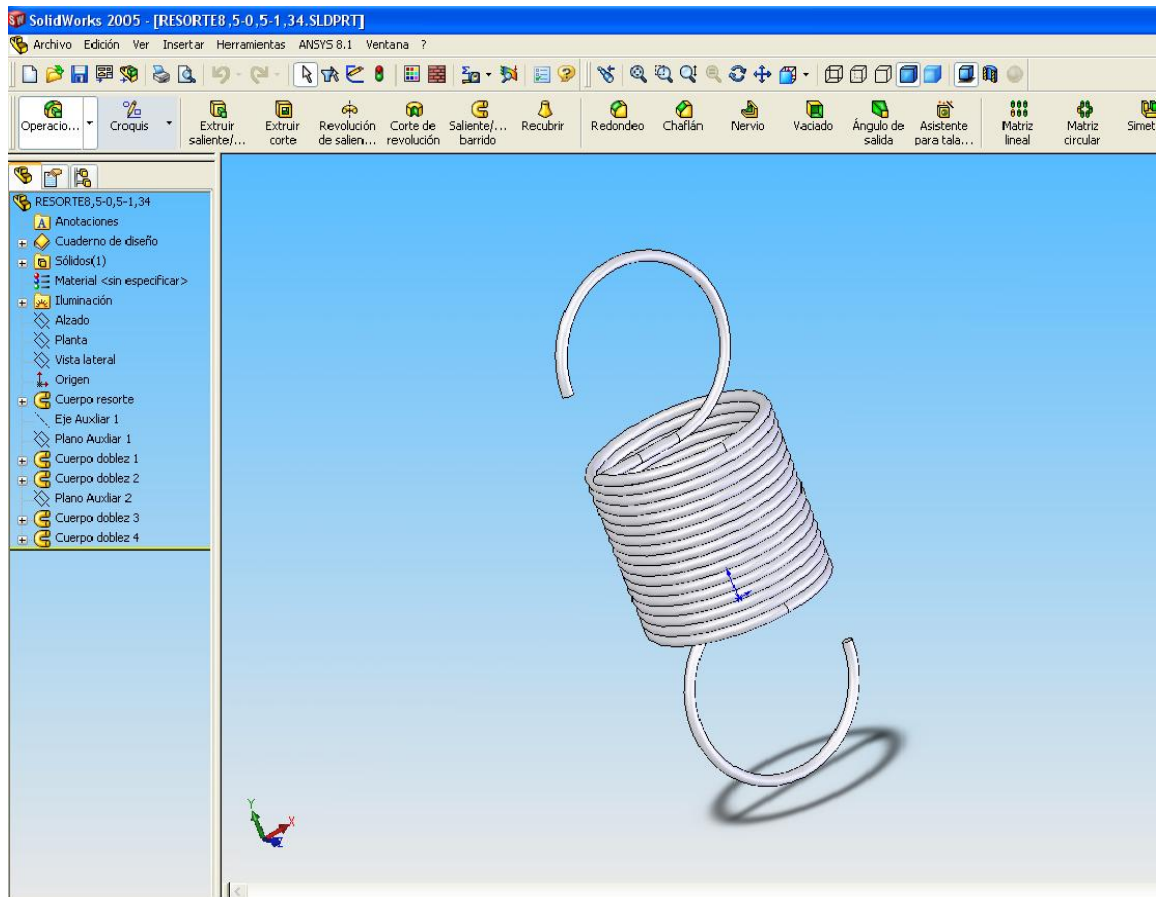


Figura. Modelamiento Resortes Helicoidales a Tensión.



Cortesía: SolidWorks

MODULO DISEÑO DE RESORTES HELICOIDALES A TORSIÓN

El formato de entrada de datos de este tipo de resortes es similar al de resortes helicoidales a compresión. Solo existen 2 diferencias:

- Existen 2 restricciones geométrica que es la longitud máxima disponible, y el diámetro del eje guía
- Solo se diseña el resorte con un tipo de extremo.

Figura. Modulo Diseño de Resortes Helicoidales a Torsión.

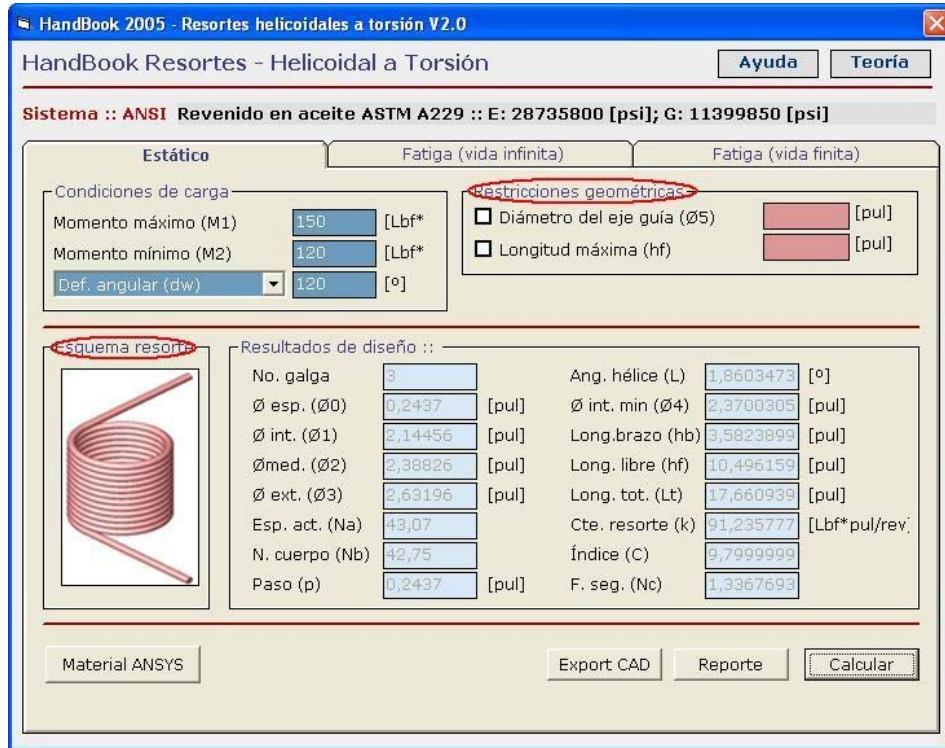


Figura. Teoría Resortes Helicoidales a Torsión

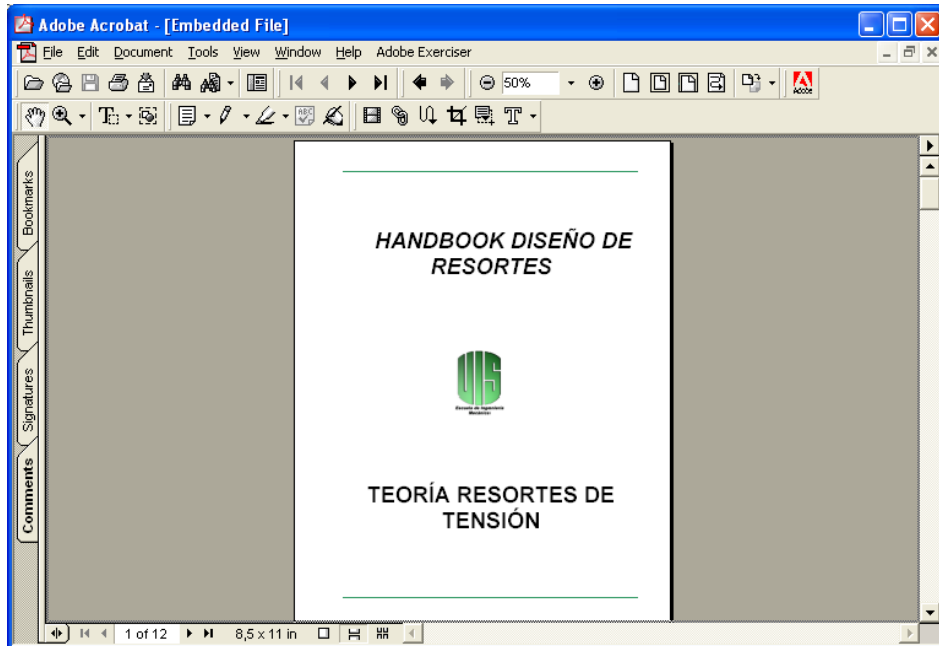


Figura. Teoría Reporte Resortes Helicoidales a Torsión

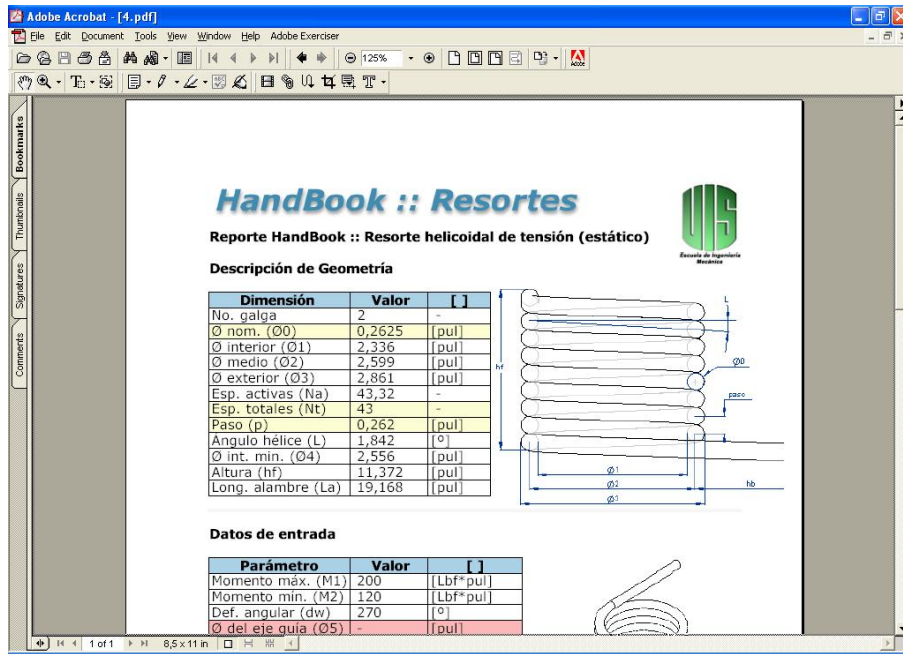
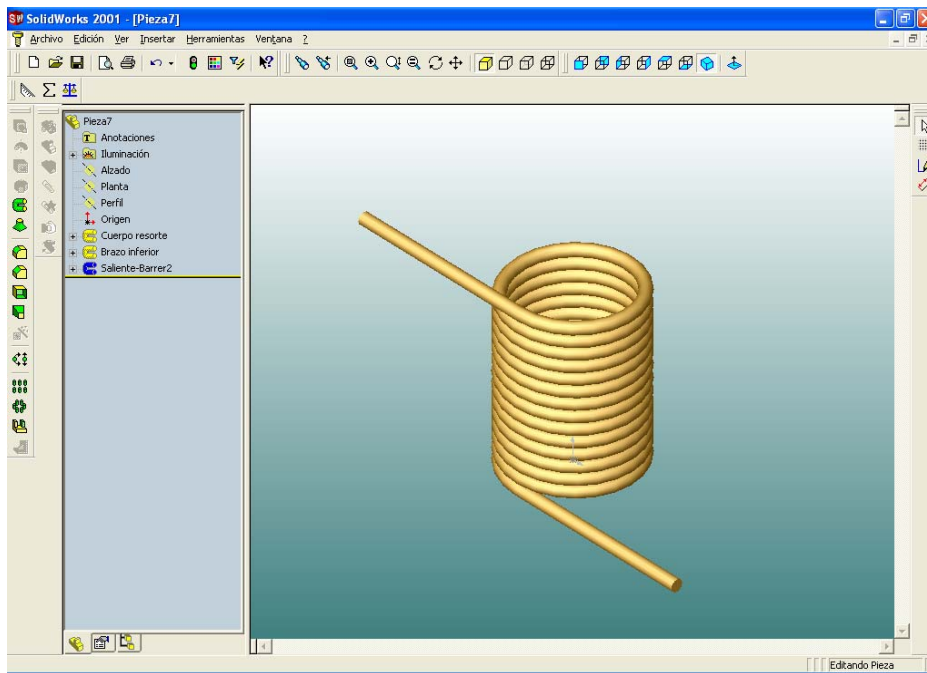


Figura. Modelamiento Resortes Helicoidales a Torsión.

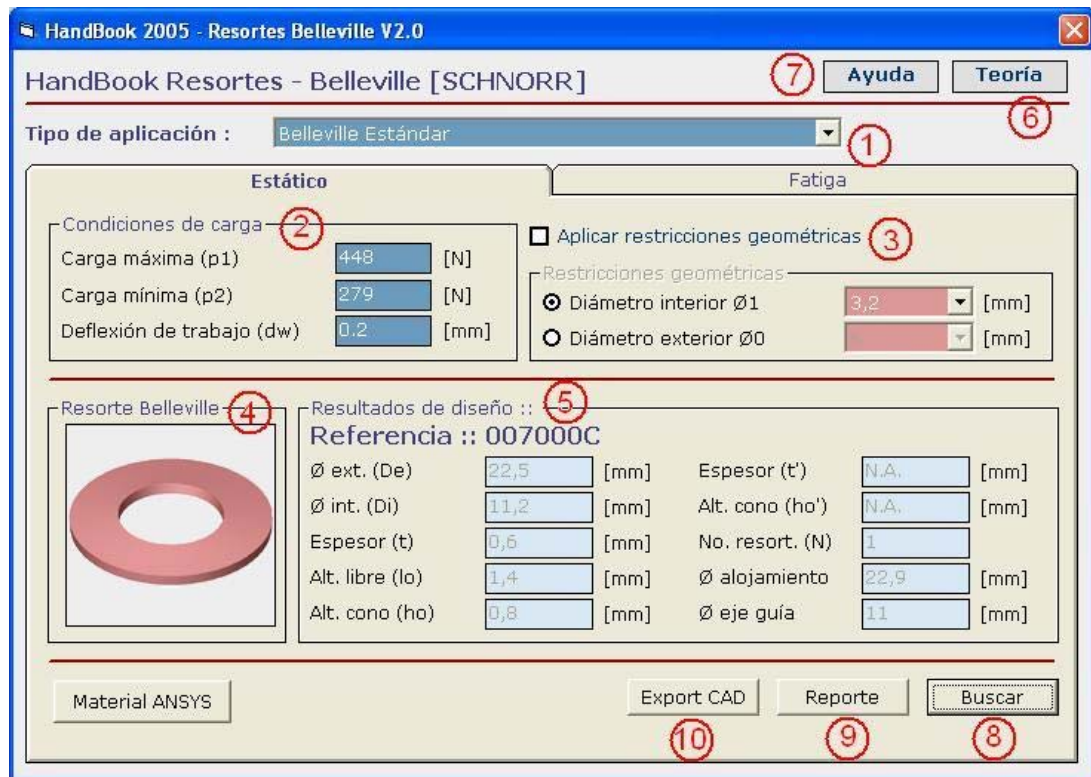


Cortesía: SolidWorks

MODULO SELECCIÓN DE RESORTES TIPO BELLEVILLE

Este módulo incluye los resortes manufacturados por la casa Schnorr.

Figura. Modulo Selección de Resortes Tipo Belleville.



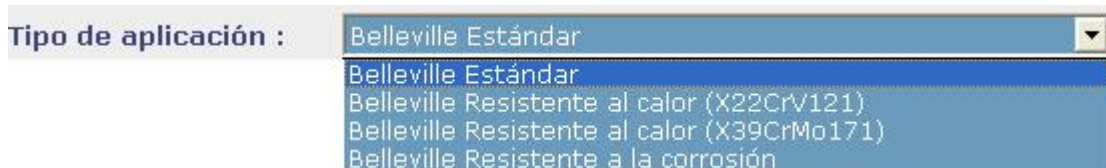
El módulo de resortes a compresión tiene 2 pestañas: Diseño Estático, Diseño Carga Dinámica.

Como muestra la figura anterior el formato consta de las siguientes secciones:

- **Selección Sistema de Unidades:** Las unidades utilizadas en este tipo de resortes es para Cargas en Newtons y Longitud en milímetros.

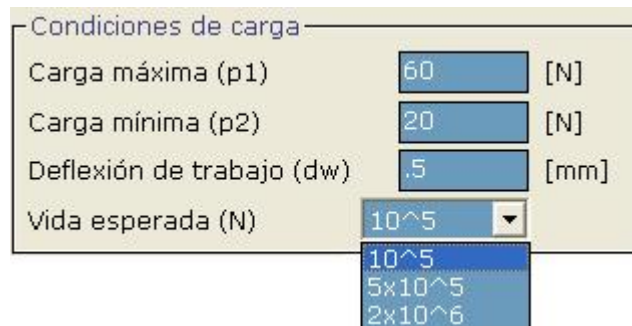
- **Numeral 1 Selección del Material:** Ubicándose en el tipo de aplicación el usuario puede seleccionar entre 4 tipos de materiales según el tipo de aplicación:

Figura. Materiales Resorte Tipo Belleville.



- **Numeral 2 Condiciones de Carga:** El usuario debe especificar una carga máxima, una carga mínima y un dato final Deflexión de trabajo. Si el usuario ha seleccionado la pestaña de Fatiga, además de los datos anteriores se incluye un una pestaña para la inclusión de la vida deseada para el resorte.

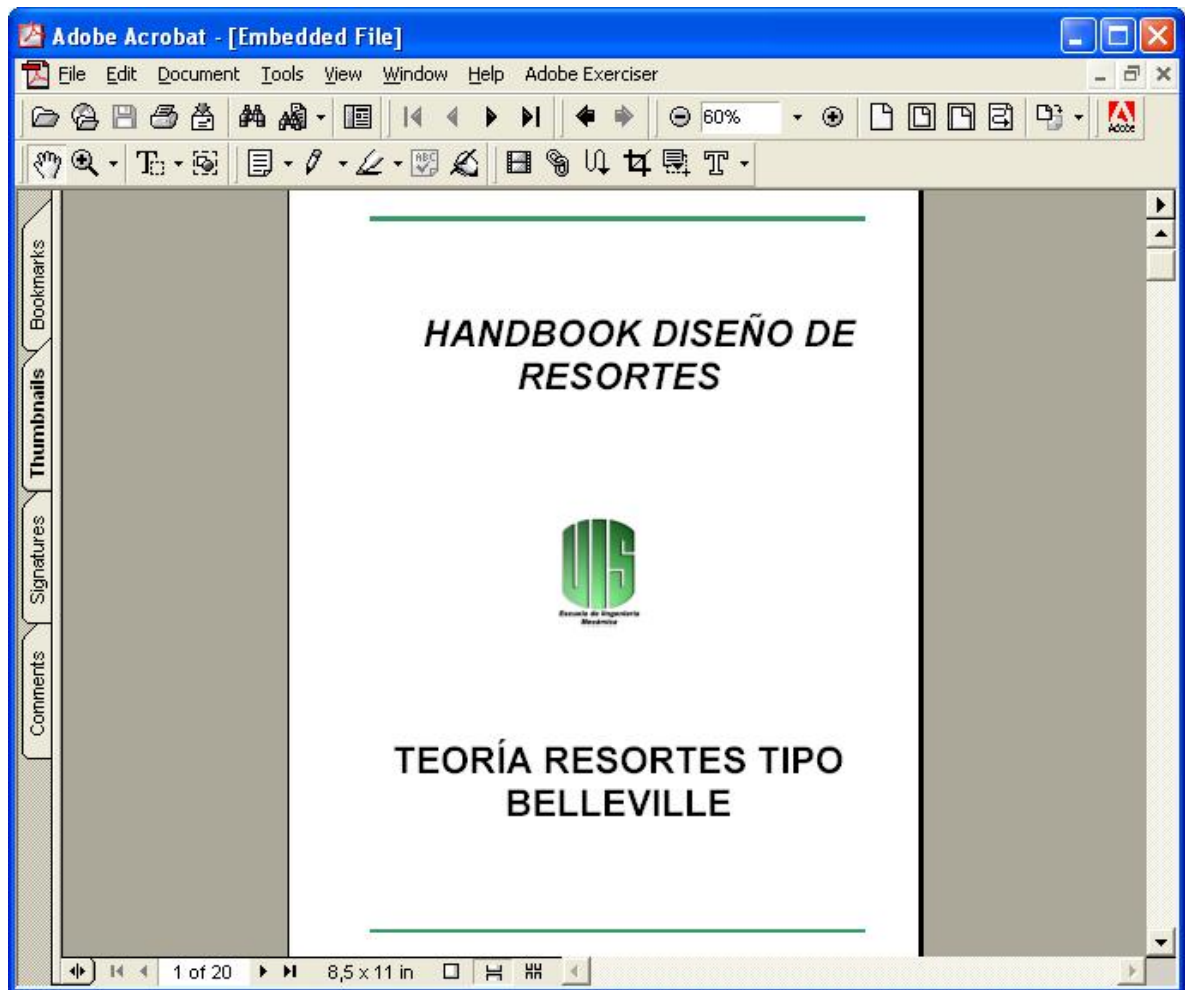
Figura. Condiciones de carga.



- **Numeral 3 Restricciones geométricas:** El usuario puede seleccionar el tipo de restricción geométrica para su diseño. La primera restricción se refiere al diámetro del alojamiento donde el resorte va a trabajar, la segunda restricción el diámetro del eje guía sobre el cual trabajará el resorte.
- **Numeral 4.** la forma del resorte Belleville es la mostrada en la figura numeral 4.

- **Numeral 5 Resultados de diseño:** Incluye el numero de referencia comercial del resorte, además de la medidas comerciales del tipo de Resorte Belleville.
- **Numeral 6 Teoría:** al hacer clic sobre este botón se despliega un documento en formato pdf con la teoría general del tipo de resorte.

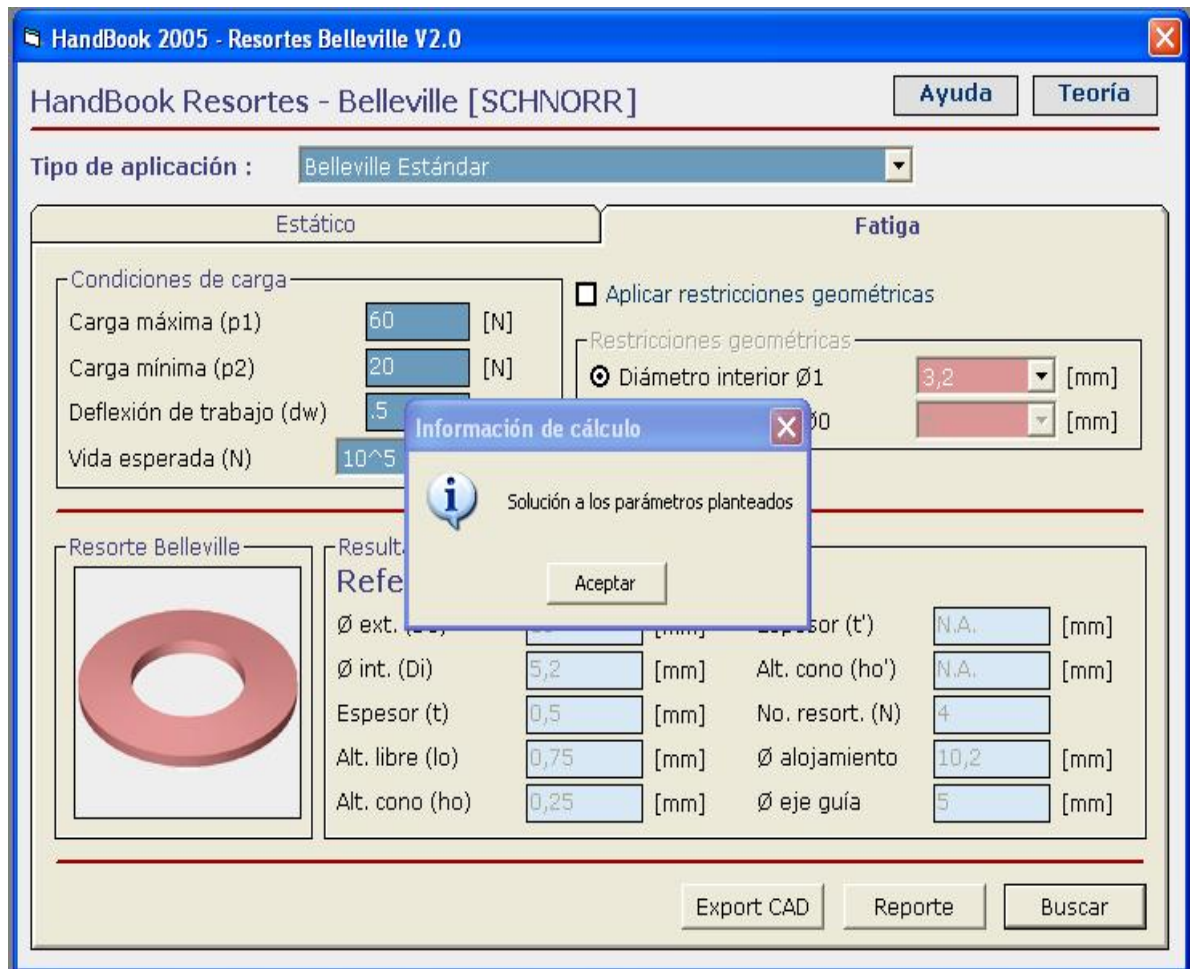
Figura. Manual Teoría Resortes Tipo Belleville



- **Numeral 7. Ayuda.** Si se hace clic sobre este botón se despliega un documento en formato pdf con la ayuda para la utilización del software.
- **Numeral 8. Calcular:** permite que después de que el usuario ha introducido sus datos, el programa se ejecute muestre los resultados de diseño.

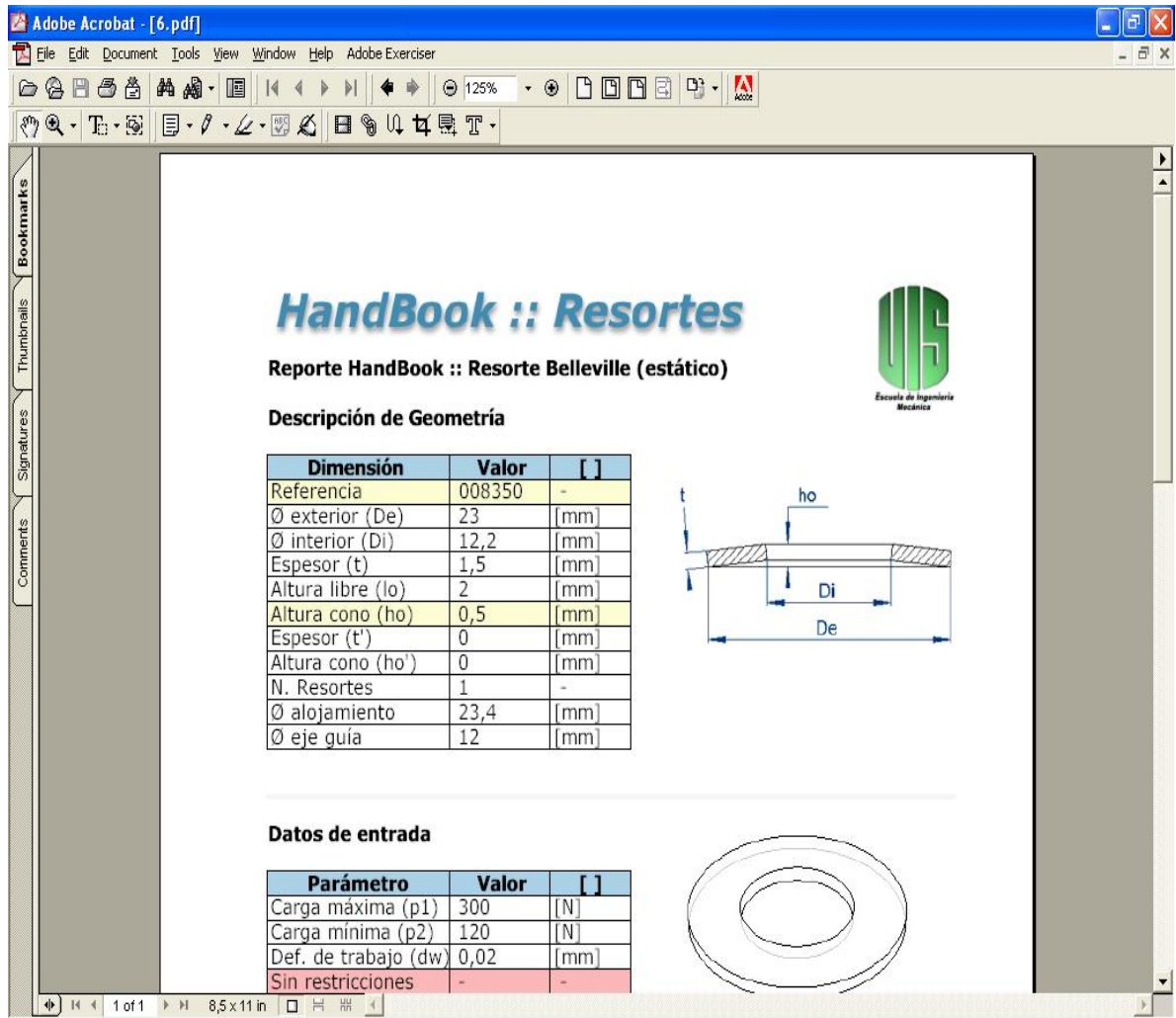
Cuando se generan resultados se despliega el avios de solución a los parámetros planteados.

Figura. Cálculos Resortes Tipo Belleville.



- **Numeral 9. Reporte:** botón de imprimir reporte que genera un documento en formato pdf que contiene los datos de entrada del usuario, datos generados por el programa, gráfica con dimensiones del resorte, y el modelamiento 3D del resorte mediante CAD.

Figura. Reporte Resortes Tipo Belleville.



- **Numeral 10. Exportar a CAD:** un botón de exportación a CAD que realiza el modelamiento del resorte con la geometría generada por el programa, solo puede ser utilizado luego de que el programa ha generado resultados satisfactorios de diseño, de lo contrario el botón se encuentra bloqueado.

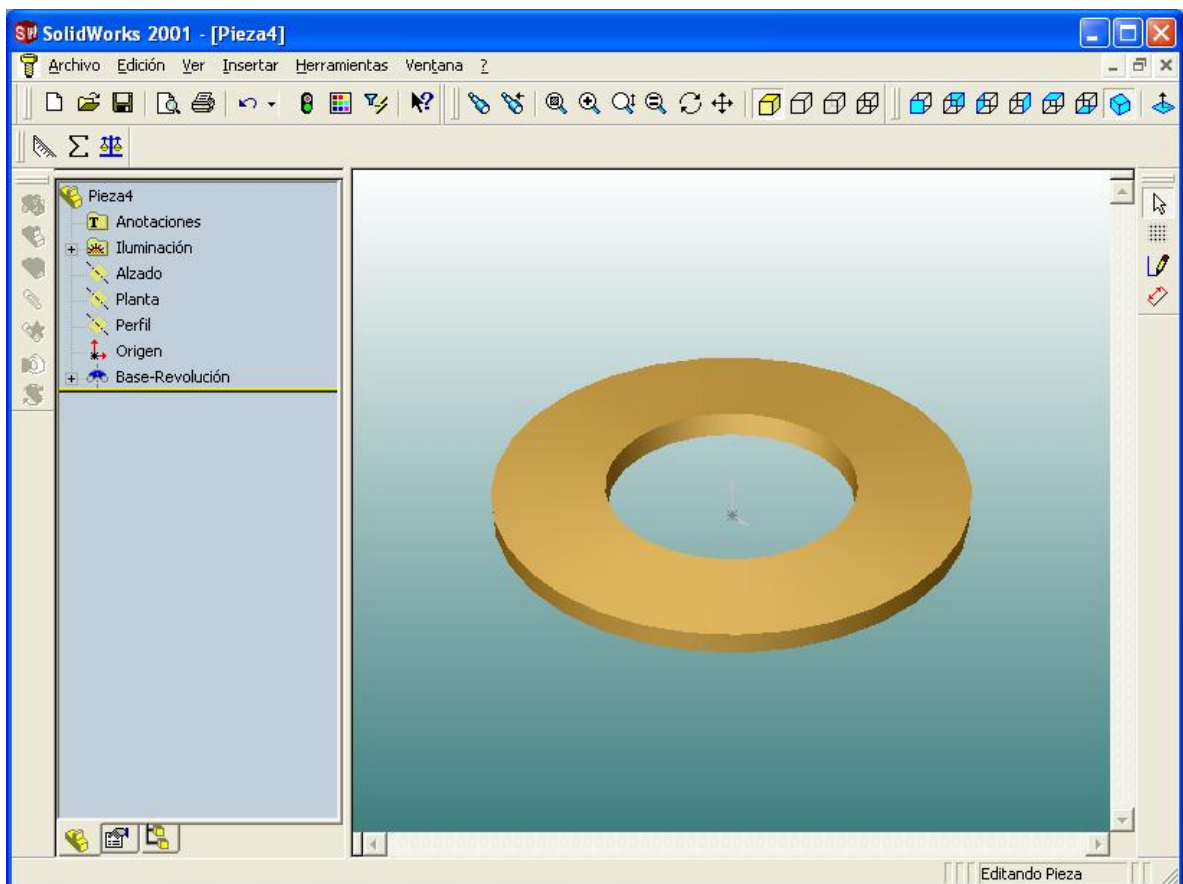
Cuando se ha terminado el modelamiento aparecerá el siguiente mensaje:

Figura. Modelamiento



Y seguidamente:

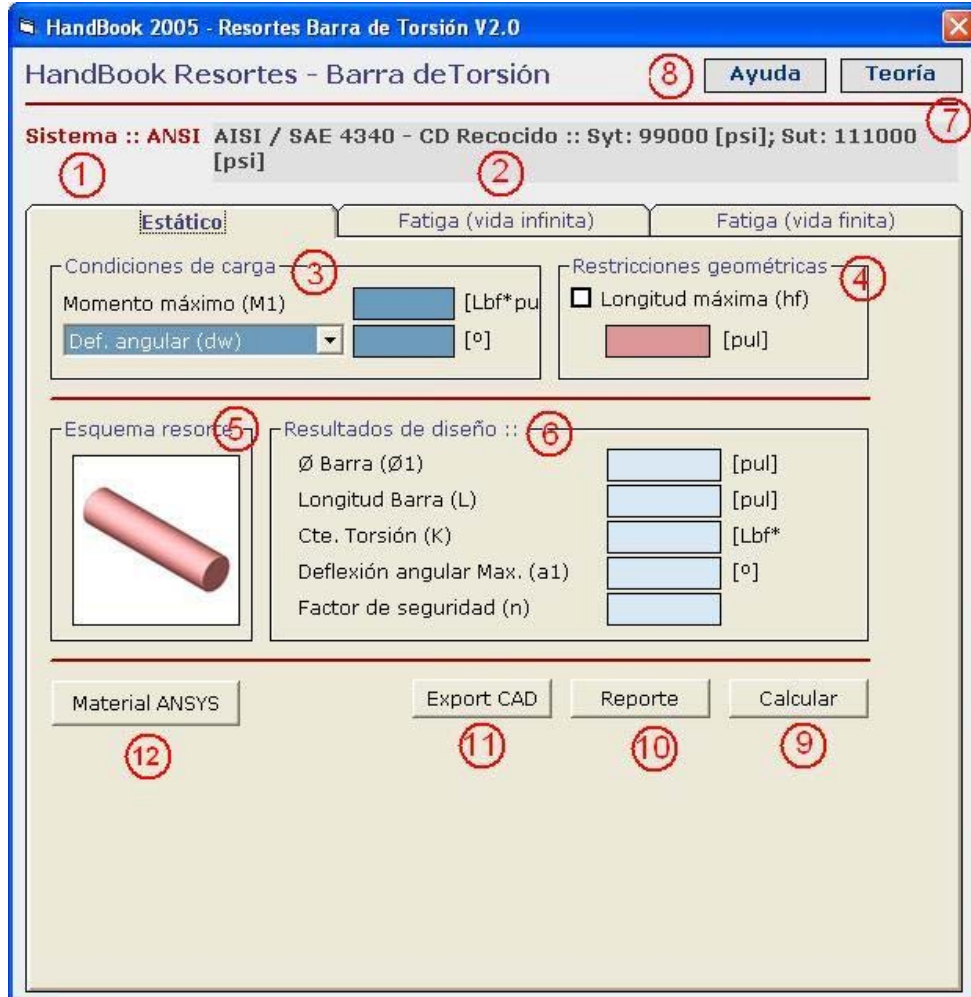
Figura. Modelamiento CAD.



Cortesía: SolidWorks

MODULO DISEÑO BARRAS DE TORSIÓN

Figura. Módulo Diseño de Barras de Torsión.



Como muestra la figura anterior el formato consta de las siguientes secciones:

- **Numeral 1 Selección Sistema de Unidades:** El usuario puede seleccionar entre sistema ANSI (pulgadas) o sistema ISO (milímetros).
- **Numeral 2 Selección del Material:** Brinda una base de datos con los principales materiales usados para la manufactura de resortes. Si el usuario

no selecciona ningún material, no se puede realizar la introducción de datos.

- **Numeral 3 Condiciones de Carga:** El usuario debe especificar una carga máxima, una carga mínima y un dato final donde se puede seleccionar entre Deflexión de trabajo o Constante del resorte. Si el usuario ha seleccionado la pestaña de diseño a vida infinita, además de los datos anteriores se incluye un una pestaña para la inclusión de la vida deseada para el resorte.

Figura 78. Vida en Ciclos Barra torsión.

-Condiciones de carga-		
Momento máximo (M1)	12000	[Lbf*pu]
Momento mínimo (M2)	11500	[Lbf*pu]
Def. angular (dw)	2	[°]
Vida en ciclos (Nc)	200000	

Si se ha seleccionado Vida Finita o Vida Infinita se debe agregar unas condiciones de trabajo, como son Temperatura, Acabado superficial, tipo de endurecimiento y tipo de recubrimiento Metálico.

Figura. Condiciones de Trabajo. Acabado superficial

-Condiciones-				
Temp. trabajo (T)	50	[°C]	Endurecimiento	Ninguno
Acabado sup.	Ninguno		Recub. metálico	Ninguno

- Ninguno
- Torneado basto
- Torneado fino
- Pulido dirección esfuerzos
- Pulido transversal esfuerzos
- Esmerilado común

Figura. Condiciones de Trabajo. Endurecimiento.

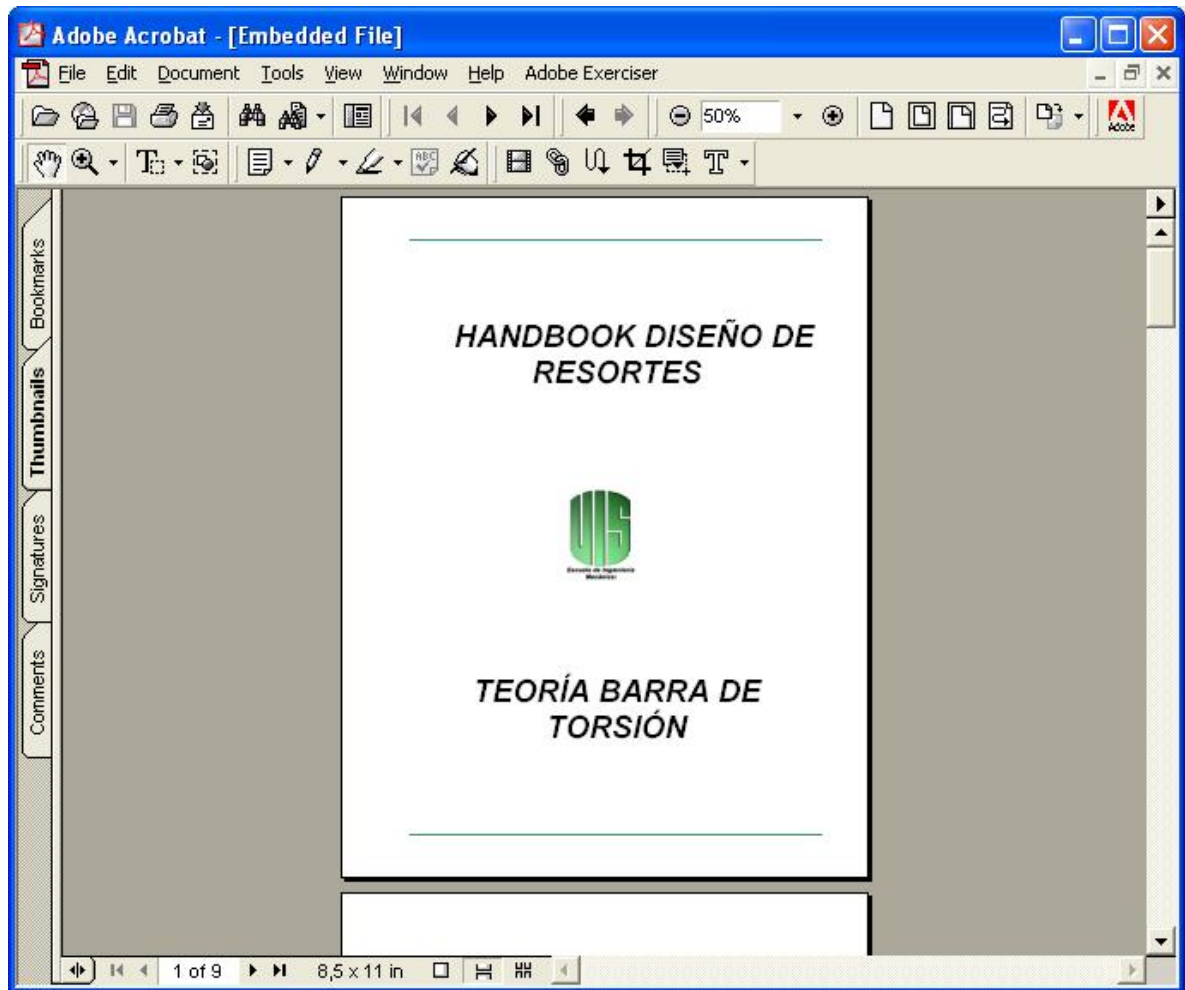
The screenshot shows a software interface titled 'Condiciones'. It contains four input fields: 'Temp. trabajo (T)' with a text box containing '50' and a unit label '[°C]'; 'Acabado sup.' with a dropdown menu showing 'Ninguno'; 'Endurecimiento' with a dropdown menu showing 'Ninguno'; and 'Recub. metálico' with a dropdown menu showing 'Ninguno'. The 'Recub. metálico' dropdown is open, displaying a list of options: 'Ninguno', 'Llama y por inducción', 'Carburación', and 'Nitruración'.

Figura. Condiciones de Trabajo. Recubrimiento Metálico.

The screenshot shows a software interface titled 'Condiciones'. It contains four input fields: 'Temp. trabajo (T)' with a text box containing '50' and a unit label '[°C]'; 'Acabado sup.' with a dropdown menu showing 'Ninguno'; 'Endurecimiento' with a dropdown menu showing 'Ninguno'; and 'Recub. metálico' with a dropdown menu showing 'Ninguno'. The 'Recub. metálico' dropdown is open, displaying a list of options: 'Ninguno', 'Niquelado', and 'Cromado'.

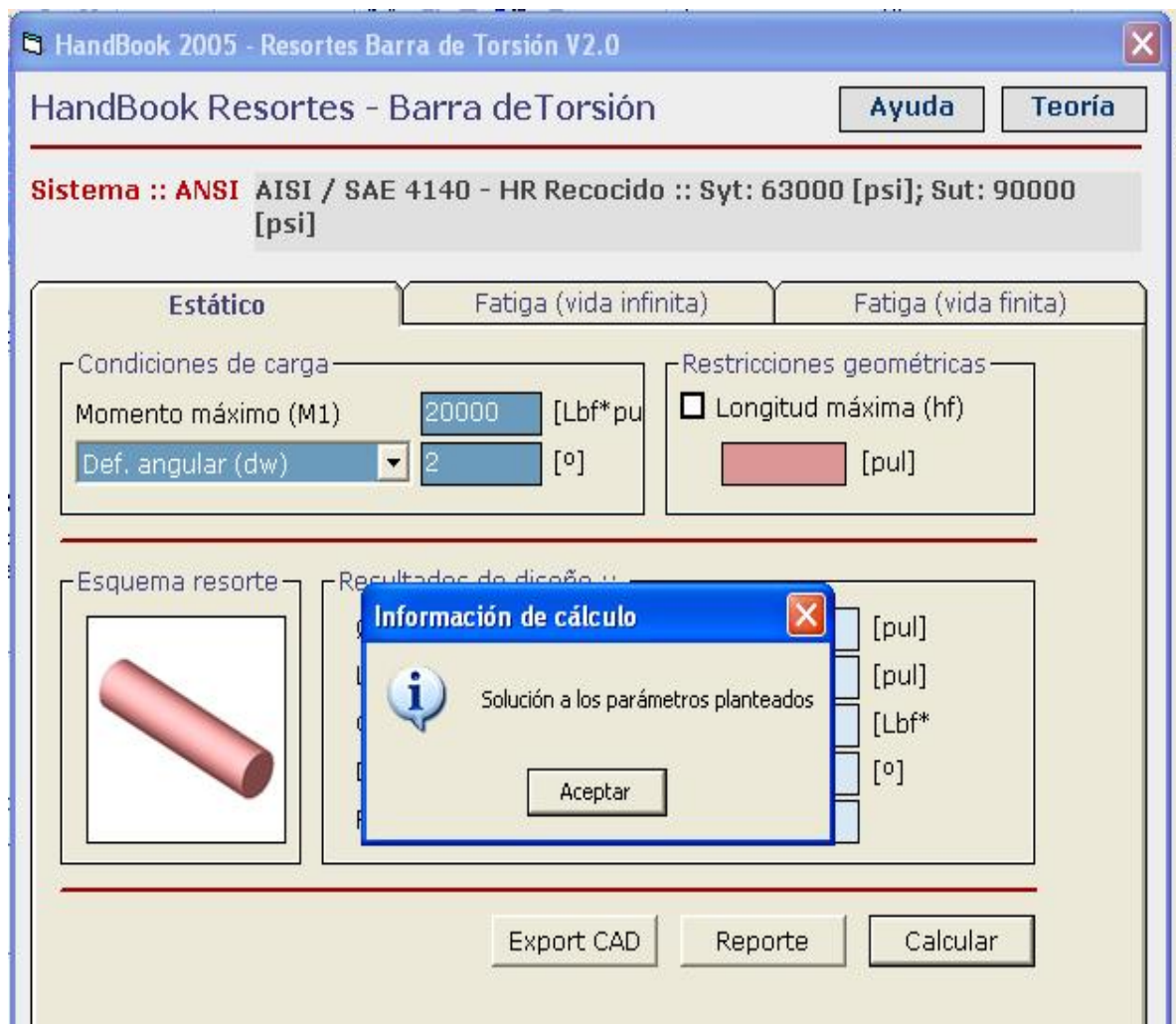
- **Numeral 4. Restricciones geométricas:** indica la longitud máxima que puede tener el resorte.
- **Numeral 5. Esquema del resorte:** Configuración Geométrica.
- **Numeral 6. Resultados de diseño:** Incluye los datos geométricos generados, necesarios para la manufactura del resorte, además de los factores de seguridad estático, vida infinita, vida finita, correspondientemente.
- **Numeral 7. Teoría:** al hacer clic sobre este botón se despliega un documento en formato pdf con la teoría general del tipo de resorte.

Figura. Manual Teoría Resortes Barra de Torsión.



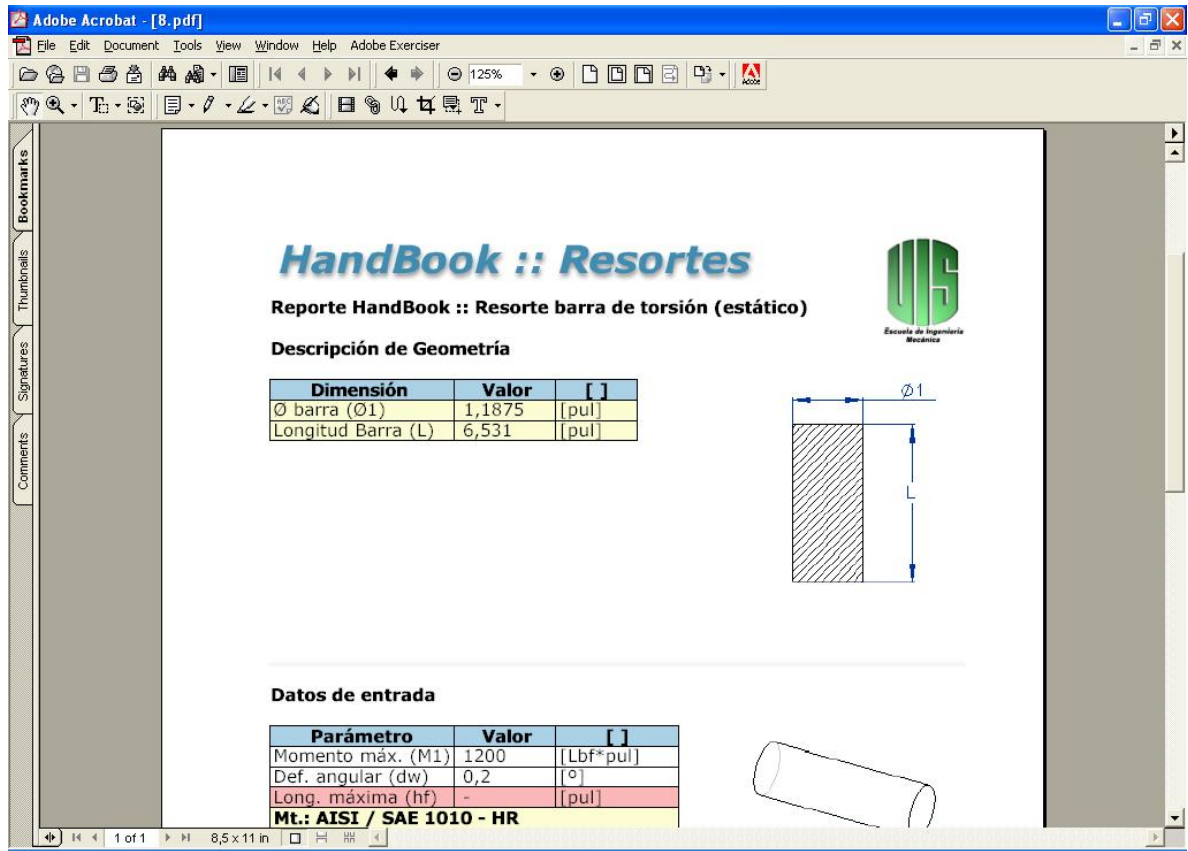
- **Numeral 8. Ayuda.** Si se hace clic sobre este botón se despliega un documento en formato pdf con la ayuda para la utilización del software.
-
- **Numeral 9. Calcular:** permite que después de que el usuario ha introducido sus datos, el programa se ejecute muestre los resultados de diseño. Cuando se generan resultados se despliega el aviso de solución a los parámetros planteados.

Figura. Cálculos Resortes Barra de torsión.



- **Numeral 10. Reporte:** botón de imprimir reporte que genera un documento en formato pdf que contiene los datos de entrada del usuario, datos generados por el programa, gráfica con dimensiones del resorte, y el modelamiento 3D del resorte mediante CAD.

Figura. Reporte Resortes Barra de torsión.



- **Numeral 11. Exportar a CAD:** un botón de exportación a CAD que realiza el modelamiento del resorte con la geometría generada por el programa, solo puede ser utilizado luego de que el programa ha generado resultados satisfactorios de diseño, de lo contrario el botón se encuentra bloqueado.
- **Numeral 12. Material ANSYS:** Este botón genera un archivo de extensión xml con las propiedades mecánicas del material seleccionado para el diseño del resorte. Este resorte puede ser utilizado posteriormente para el análisis del resorte en ANSYS.

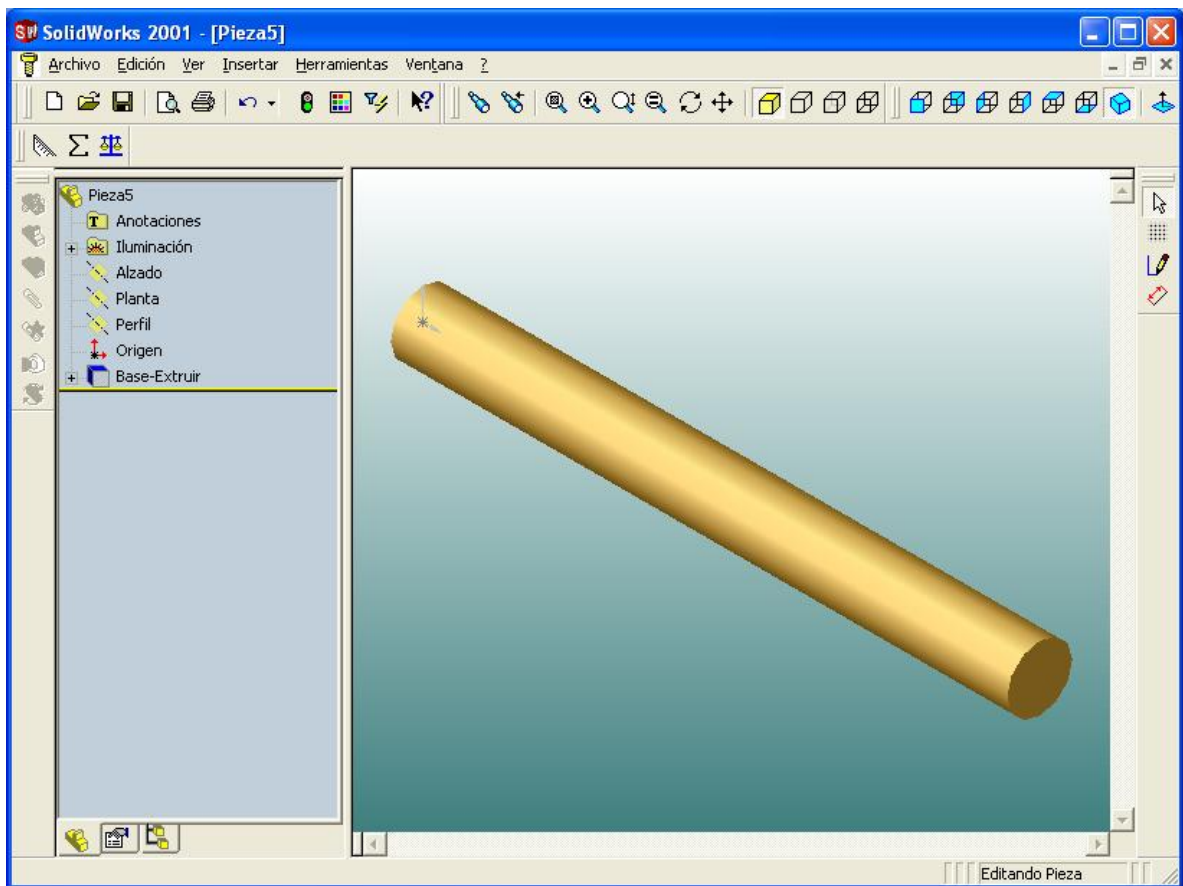
Cuando se ha terminado el modelamiento aparecerá el siguiente mensaje:

Figura. Modelamiento Barra de Torsión.



Y seguidamente:

Figura. Modelamiento CAD.



Cortesía: SolidWorks

MODULO SELECCIÓN DE RESORTES TIPO AUTOMOTRIZ

Este modulo incluye los resortes manufacturados por la casa

Figura. Modulo Selección de Resortes tipo Automotriz

Altura Estándar	Altura Estándar (trabajo pesado)	Altura Modificada	Altura Modificada (trabajo pesado)

Altura Estándar	Altura Estándar (trabajo pesado)	Altura Modificada	Altura Modificada (trabajo pesado)

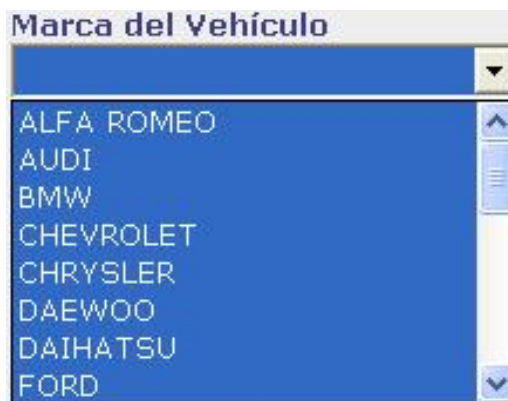
- **Numeral 1. Selección Tipo de Vehículo:** el usuario puede escoger entre Automóviles y Camionetas.

Figura. Clase de Vehículo

Clase de Vehículo
Automóviles
Camionetas

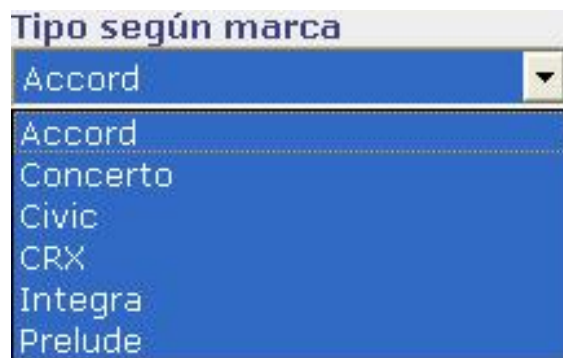
- **Numeral 2. Marca del Vehículo:** Según el usuario haya seleccionado automóviles o camionetas, se desplegarán las marcas correspondientes.

Figura. Marca del Vehículo o Camioneta.



- **Numeral 3. Tipo según Marca.** Se encuentran los diferentes tipos según marca del vehículo o camioneta.

Figura. Tipo según Marca.



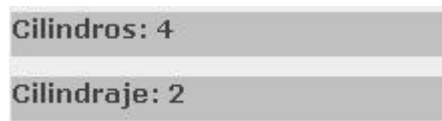
- **Numeral 4. Serie Según Marca:** dentro de esta serie se encuentra el año del modelo, en el caso de la figura, por ejemplo, indica mes 6 del año 85 hasta los modelos del año 89 serie sedan.

Figura. Serie según Marca.



- **Numeral 5.** Indica el cilindraje y el número de cilindros del auto o camioneta seleccionado.

Figura. Cilindraje automóviles o camionetas.



- **Numeral 6 y 7.** Muestra las referencias comerciales que aplican para el tipo de automóvil o camioneta seleccionado.

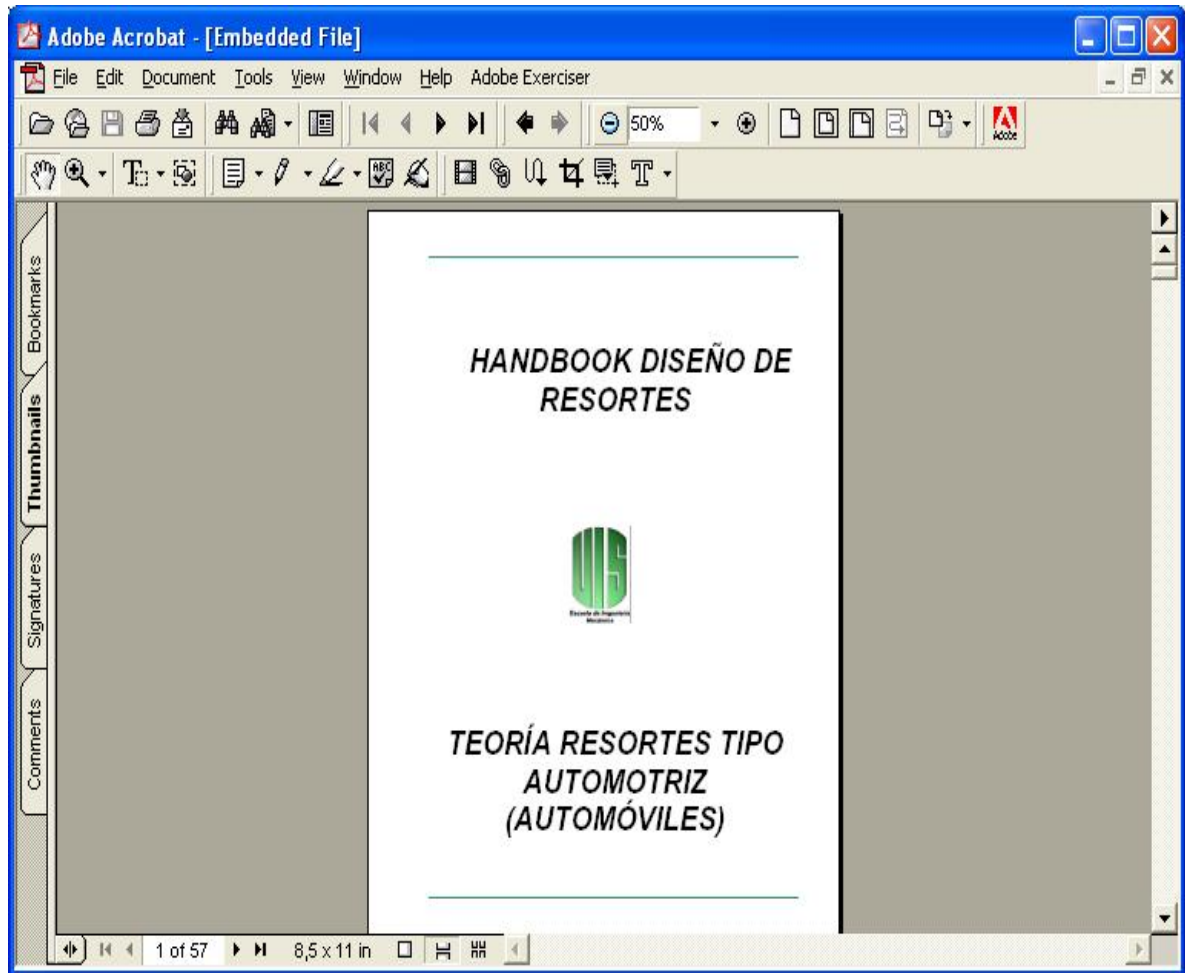
Figura. Referencias suspensión

Suspensión Delantera			
Altura Estándar	Altura Estándar (trabajo pesado)	Altura Modificada	Altura Modificada (trabajo pesado)
N.A	FFL-11NZ	MFL-6	MFS-10

Suspensión Trasera			
Altura Estándar	Altura Estándar (trabajo pesado)	Altura Modificada	Altura Modificada (trabajo pesado)
N.A	MRL-3	MRS-3	MRR-3

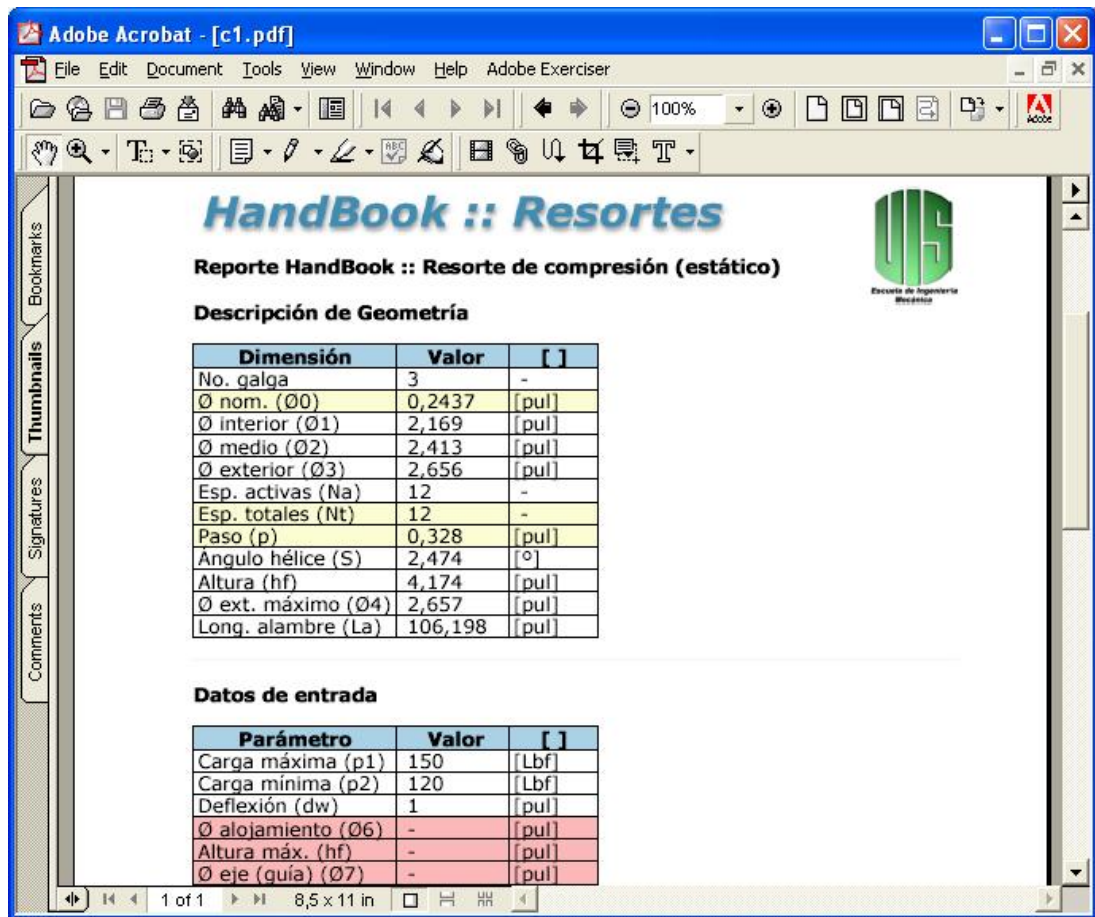
- **Numeral 8. Teoría:** al hacer clic sobre este botón se despliega un documento en formato pdf con la teoría general del tipo de resorte

Figura. Teoría Resortes tipo Automotriz



- **Numeral 9.** Documento en formato pdf con la ayuda necesaria para la utilización del software.
- **Numeral 10. Reporte:** botón de imprimir reporte que genera un documento en formato pdf que contiene los datos de entrada del usuario, datos generados por el programa.

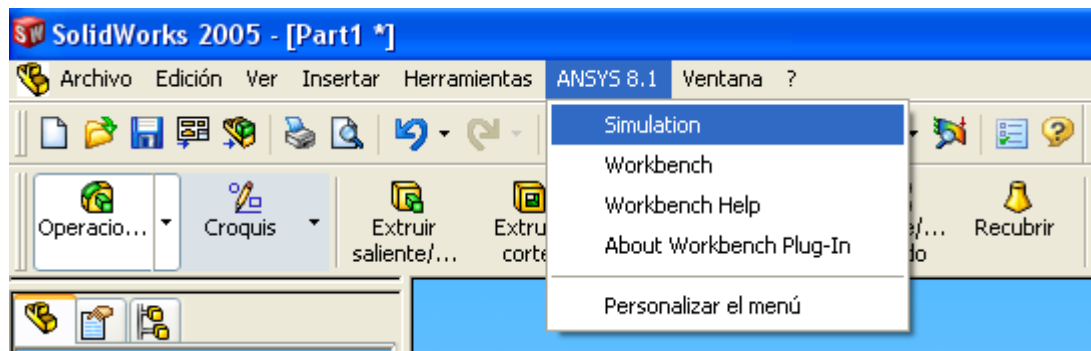
Figura. Reporte Resortes tipo Automotriz



ANEXO C. CONSIDERACIONES PARA ANSYS WORKBENCH

Lo primero que debemos hacer cuando vamos a hacer el enlace es abrir el software solidworks para que la ventana de enlace con ANSYS WORKBENCH quede activada, de lo contrario no aparecerá este enlace, luego debemos modelar el resorte en Solidworks si lo que desea es un resorte a compresión deberá escoger la opción marcada en este enlace como se menciona anteriormente si solo desea en Solidworks modelar normalmente. Cuando este el modelo terminado debemos guardar con un nombre en archivo, guardar como, nombre y guardar, después de esto abrimos el enlace ANSYS ASI:

Figura. Opciones Solidworks.



Cortesía: SolidWorks

Después de esto debemos cargar el material de ANSYS que se encuentra en el software de resortes y guardarlo en una carpeta, mas adelante el la sección de material ANSYS lo requerirá.

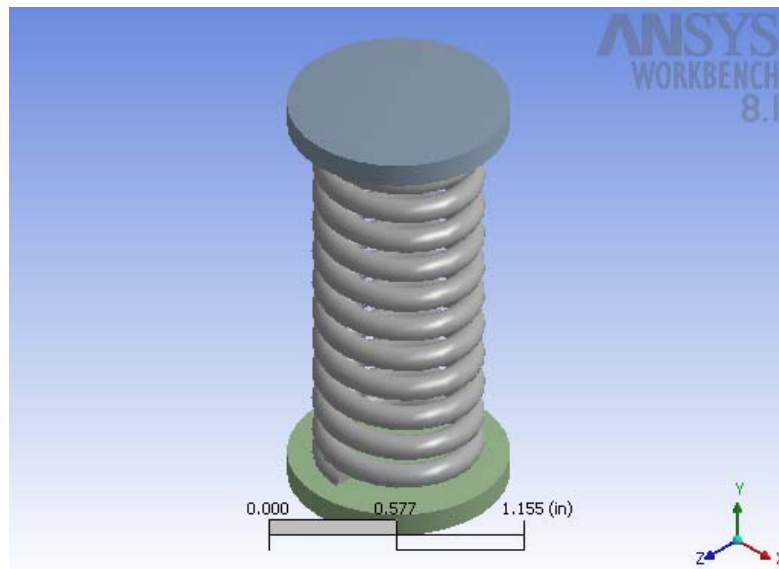
Otra forma de realizar esta operación es simplemente abriendo ANSYS WORKBENCH e importar la figura modelada y guardada anteriormente.

Una vez nos encontremos en ANSYS debemos seleccionar varios factores como tipo de fuerza y cantidad de la misma como sus unidades, tipo de análisis, tipo de

material (en este caso es el que hemos guardado anteriormente), las restricciones necesarias, realizar el enmallado y pedirle al software que realice la simulación. Dentro del Cd del software de Diseño para resortes se encuentra un instructivo paso a paso de cómo realizar el proceso de análisis por medio de elementos finitos fácil de usar y de entender para que pueda realizar la comparación. Sin embargo vamos a presentar un breve ejemplo con los resortes a compresión empezando del entorno ANSYS.

Al importar el modelo en ANSYS nos debe aparecer un dibujo así (ejemplo resorte a compresión):

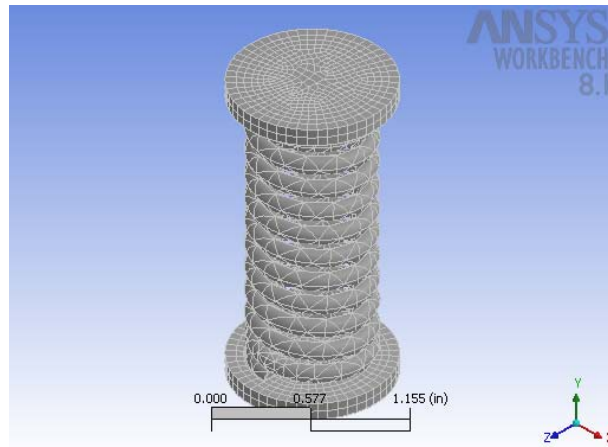
Figura. Solido importadazo a Ansys Workbench.



Cortesía Ansys Workbench.

Después debemos pedirle al software que realice el enmallado de la pieza y nos debe aparecer de la siguiente forma:

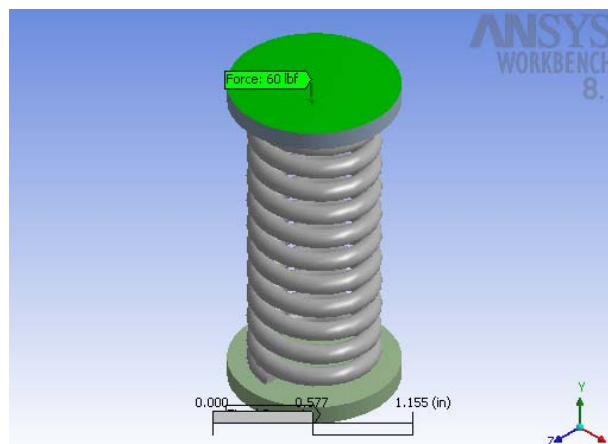
Figura. Enmallado de pieza.



Cortesía Ansys Workbench.

Ahora Tenemos que montar las respectivas fuerzas con las cuales vamos hacer el análisis así:

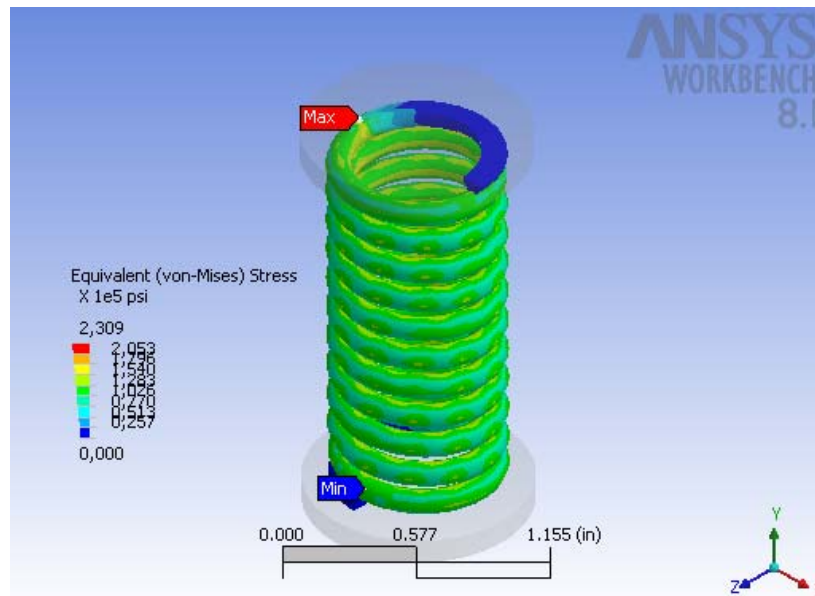
Figura. Fuerzas sobre la pieza.



Cortesía Ansys Workbench.

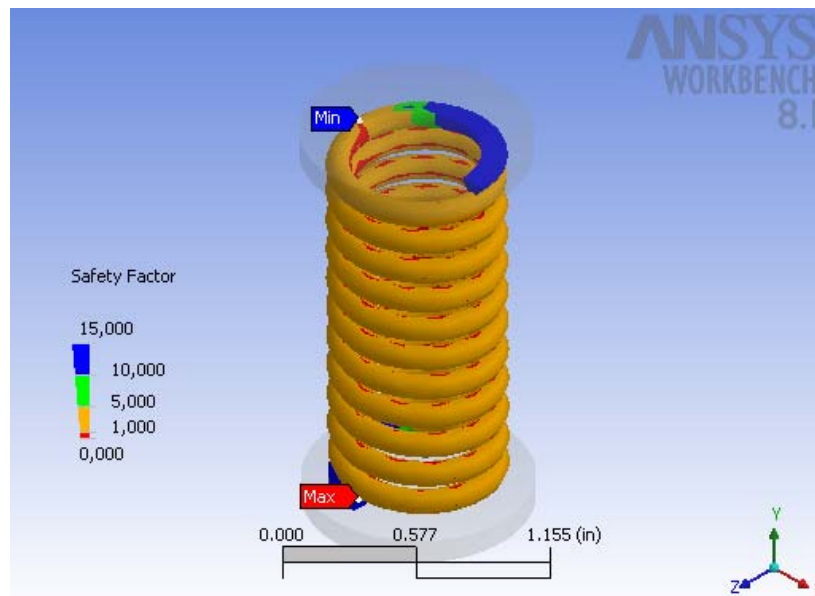
Después le ordenamos al software que realice la solución para los parámetros hechos en el entorno, nos puede dar la solución por medio de:

Figura. Esfuerzos en el modelo.



Cortesía Ansys Workbench.

Figura. Factor de seguridad.

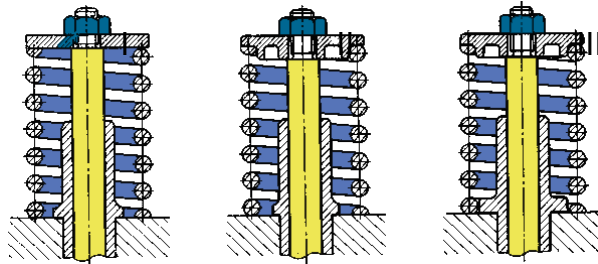


Cortesía Ansys Workbench.

ANEXO D. MONTAJE DE RESORTES

Al colocar los muelles, éstos deben centrarse con seguridad por ambos topes:

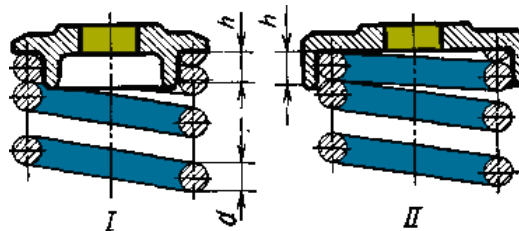
Figura. Centrado de los muelles: (I y II) incorrecto; (III) correcto



Normalmente el centrado se efectúa por la superficie interior de las espiras. El centrado por la superficie exterior se usa sólo cuando los muelles se sitúan en piezas que los abrazan: camisas, cilindros huecos. La altura h del torneado centrador debe ser igual a d , como mínimo, para asegurar el centrado por la circunferencia total del muelle.

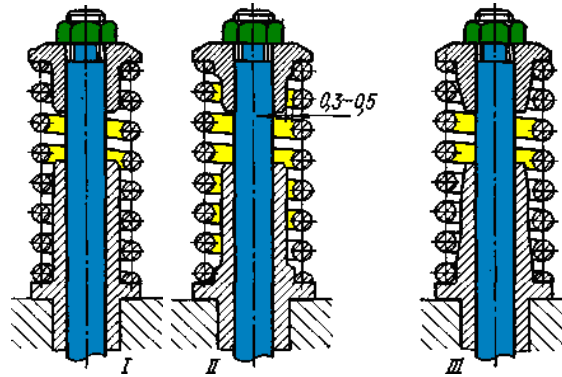
Debido a los errores que se cometen al enrollar el muelle, el centrado se hace con mucha holgura: entre los torneados centradores y las espiras del muelle se prevé una holgura igual a $0,02 \dots 0,25$ del diámetro centrador.

Figura. Centrado interior y exterior de los muelles.



No se recomienda hacer los torneados centradores con altura mayor que $h = 1,5 d$ para evitar el rozamiento excesivo entre las espiras y las superficies centradoras.

Figura. Procedimientos para centrar los muelles: (I) incorrecto; (II – III) correctos



Entre las superficies adyacentes de las piezas con los torneados centradores, y las espiras del muelle debe haber una holgura no menos de 0,3 0,5 mm.

Esto tiene una importancia especial cuando los muelles se sitúan en el interior de las piezas, puesto que el diámetro del muelle aumenta cuando éste se comprime.

Los topes de las piezas centradoras deben tener conos de entrada para el caso cuando las espiras se comban o surjan vibraciones transversales de éstas.

El acabado correcto de las espiras frontales del muelle incluye el achaflanado de la superficie interior de las espiras, al centrar el muelle por su diámetro interior, o de la superficie exterior (fig. 5, II), al centrarlo por su diámetro exterior.

Figura. Centrado de los muelles en piezas que los abarcan. (I) incorrecto; (II) correcto.

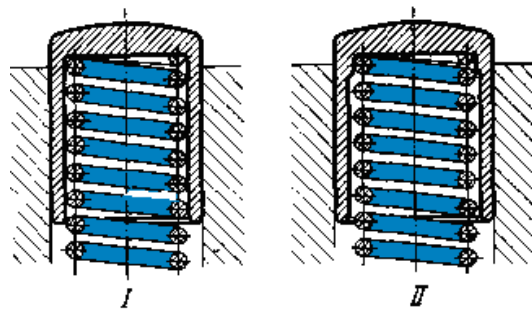
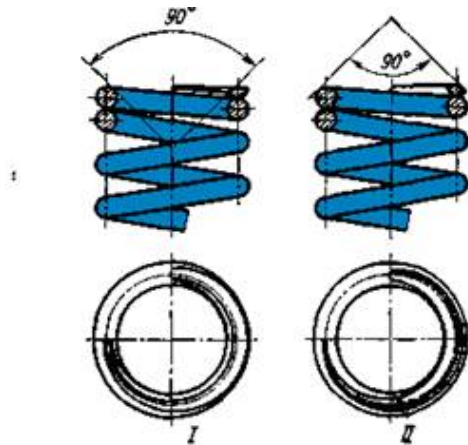
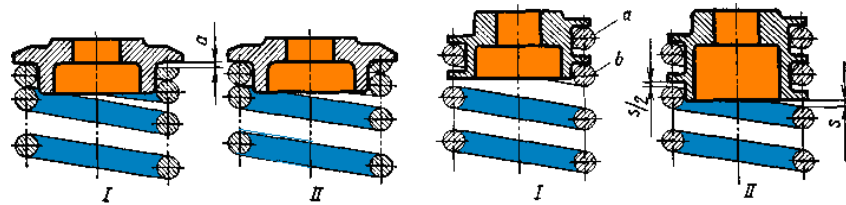


Figura. Casos de chaflanado de las espiras finales del muelle.



Por lo general se cortan los ángulos vivos que se forman después de rectificar la espira final, y que se apoyan en la curva de apoyo formada entre la superficie cilíndrica centradora de la pieza de apoyo y su tope. El cateto del chaflán debe ser mayor que el radio de la curva de acuerdo

Figura. Fijación del muelle en el plato.



En caso contrario el muelle no entrará en contacto por toda su superficie de apoyo con la pieza centradora puesto que quedará la holgura. A su vez, el radio de la curva de acuerdo en la superficie de apoyo debe ser menor que el radio del alambre para asegurar el asiento en el tope de los sectores de la espira con sección circular total.

El chaflán se corta con una herramienta abrasiva cónica. Para excluir la desviación del chaflán hacia un lado, esta última se centra por la superficie interior (en caso del centrado interior del muelle) o por la exterior de las espiras (en caso del centrado exterior).

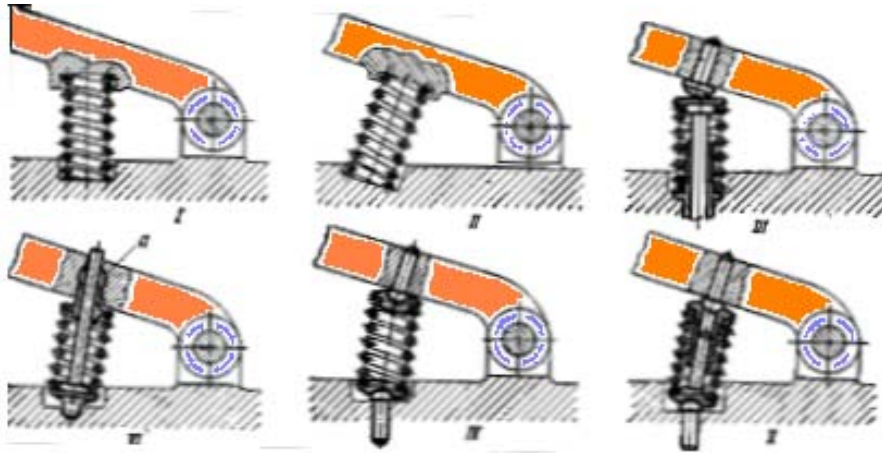
En la figura se expone una sujeción que asegura la sollicitación central del muelle sin asentar y acabar las espiras extremas. La primera espira a del muelle se enrosca en la ranura espiral de la arandela de apoyo cuyo paso es igual al paso del muelle. De tal modo la primera espira se apoya sobre la arandela según la línea helicoidal de 360° (en el plano) y se desplaza, al comprimir el muelle, junto con la arandela de apoyo, es decir, adquiere las propiedades de la espira de apoyo. La espira más próxima b es de trabajo; se deforma libremente al comprimir el muelle con los correspondientes cambios del paso y el ángulo de inclinación.

En la figura II se expone una estructura que asegura la sollicitación aún más uniforme de las espiras. Igual que en el caso anterior, la primera espira se sitúa en la ranura espiral con paso igual al de las espiras del muelle en estado libre. Partiendo del último punto de apoyo de la primera espira, el paso de la ranura espiral aumenta de tal modo que la holgura s entre la última espira de la ranura espiral y el extremo de la segunda espira del muelle sea igual a la compresión de la espira bajo la carga total. De este modo, al comienzo de la sollicitación, el esfuerzo lo recibe la primera espira; a medida que el muelle se comprime se carga paulatinamente la segunda espira y al final de la sollicitación el esfuerzo se percibe por dos espiras.

INSTALACIÓN ARTICULADA DE LOS RESORTES

Para que los muelles de compresión trabajen correctamente tiene importancia eliminar las posibilidades de ladeo y desplazamiento lateral de los topes del muelle.

Figura. Procedimientos para colocar los muelles descompresión en una palanca de balancín.



Como ejemplo puede servir el empleo de un muelle de compresión en calidad de muelle de retorno para una palanca de balancín.

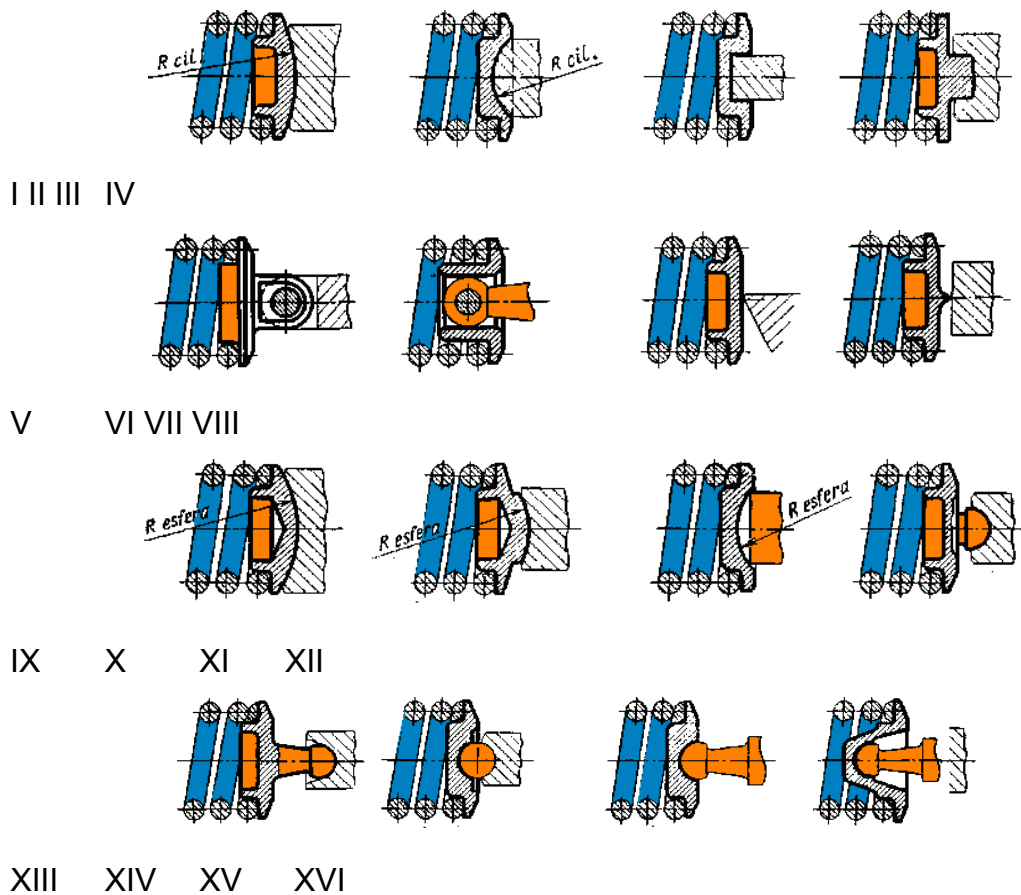
La estructura de la figura I es errónea. Como resultado del ladeo y desplazamiento relativo en las superficies de apoyo durante el balanceo de la palanca, el muelle sufre cargas transversales que generan tensiones adicionales de flexión; la curvatura de la línea axial del muelle que ocupa una posición inclinada (figura II) sólo disminuye algo la flexión del muelle.

En la estructura de la figura III las superficies de apoyo del muelle están originadas rígidamente una respecto a otra; las fuerzas transversales las percibe la guía; el muelle trabaja a compresión pura; en la estructura de la figura IV se evita la flexión del muelle mediante la instalación articulada de los platos de apoyo; en la estructura de la figura V los platos se orientan uno respecto al otro, lo que aumenta la estabilidad del muelle; en la estructura de la figura VI el muelle está colocado entre platos guiados. El plato superior se apoya en el eje giratorio a de la palanca, y el plato inferior, con su articulación esférica en el cuerpo.

En las estructuras de la figuras IV a VI los desplazamientos relativos de los puntos de apoyo en el proceso de balanceo de la palanca se compensan con el cambio del ángulo de inclinación del eje del muelle. Los indicados procedimientos de instalación de los muelles, corresponden más a los

Muelles de tracción que tienen la propiedad de auto instalarse respecto a los puntos de apoyo.

Figura. Colocación de los muelles en articulaciones planas y tridimensionales.



En la figura I a VIII se muestran articulaciones planas que se emplean cuando el muelle puede sufrir flexión sólo en una dirección; en la figura. IX a XVI se exponen

articulaciones esféricas (tridimensionales) que previenen la flexión del muelle en todas las direcciones transversales.

En la estructura de la figura I la superficie exterior cilíndrica del plato se apoya sobre la superficie cilíndrica cóncava de la pieza que transmite la carga; el muelle en este caso necesita una fijación transversal en la dirección del eje del cilindro, lo que puede realizarse, por ejemplo, al situar el muelle entre mordazas cuyos planos sean perpendiculares al eje de los cilindros de apoyo.

En las estructuras de la figura II a IV las superficies cilíndricas de apoyo penetran una en otra, lo que asegura la fijación transversal del muelle en todas las direcciones (a condición de que las superficies de apoyo se encuentren apretadas una a otra permanentemente por la tensión del muelle). En la figura V a VI se muestra la instalación de los platos sobre ejes cilíndricos. La estructura de la figura VI se recomienda para muelles largos por asegurar mayor estabilidad del muelle.

En la figura VII y VIII se expone cómo se instalan los platos sobre soportes de cuchilla. La estructura requiere una fijación transversal de los muelles en todas las direcciones.

Las direcciones tridimensionales (figura IX a XVI) se realizan en forma de esferas. La estructura de la figura XVI con articulación esférica en el interior del muelle asegura la máxima estabilidad longitudinal del muelle. Sin embargo, esta estructura no se recomienda para los casos en los que los puntos de apoyo se desplazan en el proceso de trabajo unos respecto a otros en dirección transversal: entonces el ángulo de inclinación del eje del muelle, será mayor que con los puntos de apoyo distanciados entre sí (como, por ejemplo, en la estructura de la figura XIII).

La instalación sobre apoyos esféricos se usa frecuentemente para los muelles de precisión, por ejemplo, los muelles de aparatos cuando es necesario eliminar

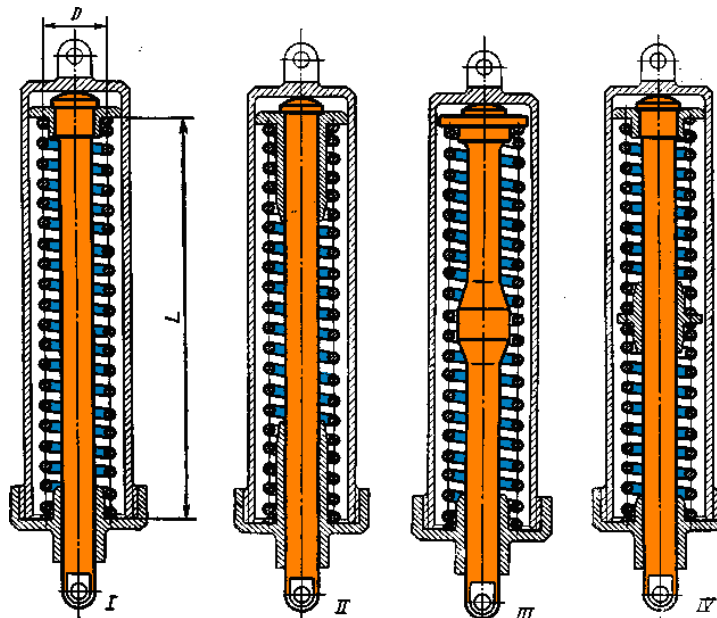
factores suplementarios que se manifiestan en forma de fuerzas transversales que pueden provocar la alteración de la característica del muelle.

ESTABILIDAD DE LOS RESORTES

Cuando la longitud del muelle es grande surge el peligro de que éste pierda la estabilidad longitudinal, o sea, su pandeo lateral. Para los muelles con carga axial con elementos centradores bien orientados que aseguran el paralelismo entre los topes del muelle durante la carrera de trabajo, la relación límite entre la altura L del muelle en estado libre y el diámetro medio D de éste (fig. 10, I), con la que el muelle todavía conserva la estabilidad, es igual ≈ 5 ; para los muelles que tienen elementos centradores articulados $L/D = 2,5$.

Teniendo en cuenta la posibilidad de la aplicación excéntrica de la carga, la curvatura de las espiras, etc., es conveniente disminuir la relación L/D 1,5 ... 2 veces en comparación con los valores indicados anteriormente.

Figura. Procedimientos para prevenir la pérdida de la estabilidad longitudinal de los muelles.



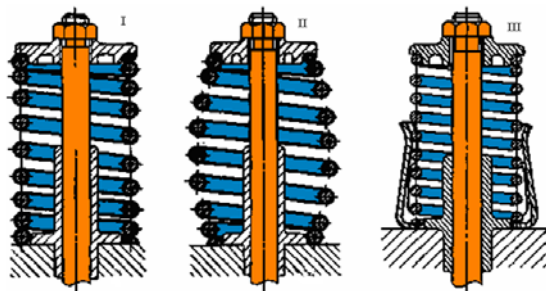
Cuando los muelles ocupan posición horizontal o inclinada y surgen cargas transversales provocadas por el peso de las espiras, la relación L/D es conveniente disminuirla aun más.

Si las condiciones de la estructura son tales que resulta imposible evitar el uso de muelles largos, es necesario prever especiales medidas que imposibiliten la pérdida de la estabilidad. Tales medidas como alargar los torneados centradores para reducir el tramo libre del muelle (fig. II), introducir un torneado centrador adicional en la parte media del muelle (fig. III) están vinculadas con el aumento del rozamiento y con el peligro de que las espiras del muelle se desgasten. Lo mejor de todo es dividir los muelles largos en varios cortos, estables que deben apoyarse sobre elementos centradores flotantes, bien orientados a lo largo del eje de muelle (fig. IV). Sin embargo, este procedimiento está vinculado con el aumento de la longitud del dispositivo debido a la introducción de espiras adicionales de apoyo en los tramos donde se sitúan los elementos centradores flotantes.

VIBRACIONES DE RESONANCIA

Los muelles que trabajan bajo cargas cíclicas están sujetos a vibraciones de resonancia que provocan el aumento de la tensión en las espiras y alteran las características elásticas del sistema.

Figura. Respecto de las vibraciones de un muelle resonancia de compresión.

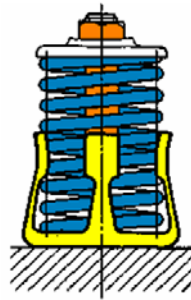


Las vibraciones de resonancia son la causa más frecuente de que los muelles sometidos a sollicitación cíclica de alta frecuencia, se rompan.

Los muelles de esta índole es preciso calcularlos teniendo en cuenta la posible resonancia, para atribuirles tales parámetros (D, d, L, i) que excluyan la aparición de vibraciones de resonancia en los regímenes de funcionamiento. La metodología de cálculo se expone *en* manuales especiales.

Para evitar las vibraciones se usan frecuentemente los muelles con paso variable de enrollamiento (fig. I) y los muelles de configuración especial, por ejemplo, acubados (fig. II).

Figura. Colocación de amortiguadores en los muelles.

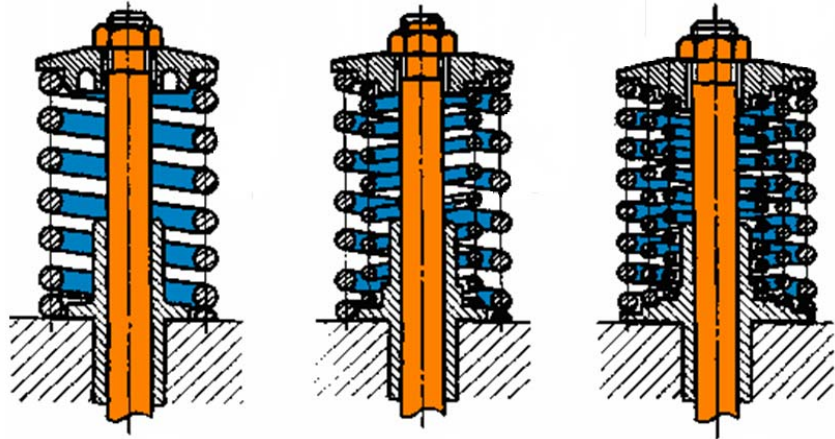


Un método eficaz de combatir las vibraciones de resonancia consiste en instalar amortiguadores, por ejemplo, en forma de muelles ligeros de láminas que entran en contacto con las espiras en los sectores donde la amplitud de las vibraciones es mayor.

MUELLES COMPUESTOS

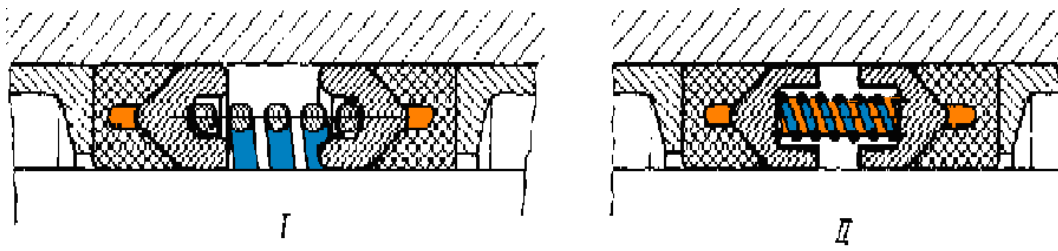
La instalación concéntrica de los muelles de la figura, persigue dos objetivos: 1) para aumentar la flexibilidad del sistema (para el valor prefijado de la carga P y dimensiones radiales prefijadas); 2) para aumentar la carga posible del sistema.

Figura. Muelles compuestos.



Es provechoso que las tensiones máximas en los muelles concéntricos sean iguales y que los muelles tengan igual carrera de trabajo. La última condición conduce a la correlación

Figura. Empaquetaduras de manguito de un muelle (I) y de muelles múltiples (II).



Los sistemas de este tipo frecuentemente se usan en instalaciones de grandes dimensiones radiales para los cuales el sistema de un solo muelle resulta demasiado blando. Además, en tales casos los dispositivos de muelles múltiples aseguran una aplicación más uniforme de la carga por la periferia de las piezas cargadas.

ANEXO E. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Restricciones Generales

- Factor de Seguridad Estático: 1.2
- Factor de Seguridad Vida Infinita: 1.2
- Factor de Seguridad Vida Finita: 1.2
- Número de espiras mínimo: 1
- Valor de relación C (D/d): 5-30

Restricciones geométricas resortes compresión

- Altura: Altura introducida por el usuario sea mayor que la calculada y Que la altura calculada sea mayor que 0.85 veces la altura de usuario ($H_{total} > h_f$ And $h_f > (H_{total} * 0.85)$)
- Diámetro medio: Mayor que 0.6 veces el diámetro interno introducido por el usuario $d_m > (0.6 * DiaMax)$
- Diámetro medio, menos diámetro alambre, mayor que 1.05 veces el diámetro mínimo introducido por el usuario $(d_m - d_{nom}) > (1.05 * DiaMin)$
- Pandeo: $(P_{cr} / P_{max}) < 1.5$
- Angulo de hélice menor que 12° . ($\lambda < 12^\circ$)

- La deformación sólida es mayor o igual a 1.2 δ_w . ($\delta_s = 1.2 * \delta_w$)

Restricciones geométricas para resortes a tracción:

Restricciones geométricas resortes torsión

- Diámetro eje: Diámetro eje introducido por el usuario menor que 0.9 veces el diámetro interior del resorte