



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Maestría

Análisis numérico de posible aplicación de los elementos
deformables tipo ondulado en las uniones mecánicas

presentada por

Ing. Ulises Augusto Jaen Rendon

como requisito para la obtención del grado de
Maestro en Ciencias de Ingeniería Mecánica

Director de tesis

Dr. Dariusz S. Szwedowicz Wasik

Cuernavaca, Morelos, México. Marzo de 2021.



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca, Mor.,

24/febrero/2021

No. de Oficio:

SAC/43/2021

Asunto:

Autorización de
impresión de tesis

**ULISES AUGUSTO JAEN RENDÓN
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E**

Por este conducto tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado *“Análisis numérico de posible aplicación de los elementos deformables tipo ondulado en las uniones mecánicas”*, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

A T E N T A M E N T E

*“Excelencia en Educación Tecnológica”
“Educación Tecnológica al Servicio de México”*

**DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO**



**CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA**

C.c.p. M.E. Guadalupe Garrido Rivera. Jefa del Departamento de Servicios Escolares
Expediente

CMAZ/ CHG





Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., 16/febrero/2021

OFICIO No. DIM/063/2021

Asunto: Aceptación de documento de tesis
CENIDET-AC-004-M14-OFFICIO

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del Ing. Ulises Augusto Jaen Rendon , con número de control M19CE005, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado tesis "Análisis numérico de posible aplicación de los elementos deformables tipo ondulado en las uniones mecánicas"., hemos encontrado que se han realizado todas las correcciones y observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

Dr. Dariusz Sławomir Szwedowicz Wasik
Director de tesis

Dra. Claudia Cortés García
Codirector de Tesis

Dr. Eladio Martínez Rayón
Revisor 1

Dr. Jorge Colín Ocampo
Revisor 2

Dr. Wilberth Melchor Alcocer
Rosado
Revisor 3

C.c.p. Depto. Servicios Escolares.
Expediente / Estudiante
ABO/mrsr



Dedicatoria

A mis padres Gerardo y María de la Paz, mis padres, mis consejeros, a quienes admiro.

A mi esposa Diana Laura, su apoyo incondicional y sincero que me da cada día, llenándome de amor y cariño.

A mi pequeña Susana, mi hija por alegrar cada uno de mis días dándome una gran motivación para seguir adelante.

A mis hermanos, siempre apoyando mis decisiones estando ahí en todo momento.

Agradecimientos

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por las facilidades para el desarrollo de este proyecto de tesis.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por el apoyo financiero durante la realización de mis estudios.

A mi director de tesis Dr. Dariusz Szwedowicz por sus consejos y paciencia ante todos los problemas durante el desarrollo de este trabajo, que pese a todo siempre había una sonrisa.

A mi codirectora Dra. Claudia Cortés y a los miembros de mi comité doctoral, Dr. Eladio Martínez Rayón, Dr. Jorge Colín Ocampo, Dr. Wilbert Melchor Alcocer Rosado, por sus valiosísimas aportaciones en el desarrollo de este trabajo de investigación.

A toda la planta de investigadores del área de diseño mecánico de este centro de investigación, que de alguna u otra manera contribuyeron a mi formación profesional en esta etapa, compartiendo todo su conocimiento.

A los compañeros y amigos de maestría Agustín, Raymundo y German, por los momentos compartidos y el apoyo otorgado.

A mis amigos Miguel Domínguez, Julio Vergara y Javier Cortes, por todos los consejos durante toda esta etapa, que sin duda me apoyaban ante cualquier situación.

A mi familia que sin su apoyo incondicional no habría sido posible realizar tanto.

Especialmente a mi compañera de vida Diana que siempre está ahí no importando las circunstancias, los buenos y los malos momentos soportando mi mal genio. Que junto a mi pequeña Susana siempre me llenan de luz y esperanza para continuar, apoyándome en cada momento.

Resumen

Se presenta el estudio por el método del elemento finito, de un sistema limitador de la potencia con un elemento ondulatorio de neopreno como disyuntor mecánico del torque. El trabajo está organizado en tres etapas principales, la primera corresponde al análisis paramétrico del sistema limitador de la potencia, los parámetros analizados son el espesor, los tamaños de los radios y la cantidad de lóbulos, dando como resultado el uso de 5 lóbulos con tamaño 7 y 5.5 mm de radio aunado a ello la caracterización del neopreno con valores del polinomial reducido de 2do orden de C10: 0.56 y C20: 3.44. Una segunda está dirigida a la parte experimental, desde el diseño hasta la construcción del banco de pruebas. La tercera etapa se centra en el modelado numérico del dispositivo limitador de potencia, con modelos cuasi estáticos y dinámicos. Con los resultados obtenidos fue posible observar la distribución de esfuerzos que se encuentran en el elemento ondulatorio, así como la comparación de los resultados experimentales y numéricos teniendo menos del 10% de diferencia entre ambos resultados.

Abstract

The study, by the finite element method, of a power limiting system with a neoprene wave element as a mechanical torque breaker is presented. The work is organized in three main stages, the first corresponds to the parametric analysis of the power limiting system, the parameters analyzed are the thickness, the sizes of the spokes and the number of lobes, resulting in the use of 5 lobes with size 7 and 5.5 mm radius, together with the characterization of the neoprene with values of the reduced polynomial of the 2nd order of C10: 0.56 and C20: 3.44. A second is aimed at the experimental part, from design to construction of the test bench. The third stage focuses on the numerical modeling of the power limiting device, with quasi-static and dynamic models. With the results obtained, it was possible to observe the distribution of efforts found in the wave element, as well as the comparison of the experimental and numerical results, having less than 10% difference between both results.

Contenido

Introducción.....	1
Capítulo 1 Revisión Bibliográfica.....	3
1.1 Caracterización de los materiales.....	4
1.2 Delimitadores de torque.....	8
1.3 Conclusiones del estado del arte.....	13
1.4 Descripción del problema.....	14
1.5 Complejidad del problema.....	15
1.6 Objetivo General.....	15
1.6.1 Objetivos Específicos.....	15
Capítulo 2 Marco Teórico.....	16
2.1 Fricción.....	16
2.2 Sistema de acoplamiento mecánico.....	19
2.3 Precarga en sistemas mecánicos.....	21
2.4 Tolerancias.....	22
2.5 Propiedades mecánicas.....	23
2.5.1 Módulo de elasticidad.....	24
2.5.2 Hiperelasticidad.....	26
2.5.3 Viscoelasticidad.....	27
2.6 Modelos Reológicos.....	29
2.6.1 Forma Polinomial.....	30
2.6.2 Modelo de Ogden.....	30
2.6.3 Efecto Mullins.....	31
Capítulo 3 Estudio paramétrico.....	32
3.1 Descripción del dispositivo.....	32
3.2 Análisis de parámetros.....	33
3.2.1 Espesor.....	34
3.2.2 Tamaños de los radios.....	37
3.2.3 Cantidad de lóbulos.....	39

3.3 Material Caracterización del neopreno	48
3.4 Obtención de coeficientes reológicos	50
3.5 Conclusiones	53
Capítulo 4 Pruebas experimentales	54
4.1 Coeficiente de fricción experimental	54
4.2 Prueba a compresión.....	55
4.3 Banco experimental	60
Capítulo 5 Modelado Numérico.....	68
5.1 Descripción del modelo.....	68
5.2 Condiciones de frontera.....	69
5.3 Calibración de la malla.....	70
5.4 Modelo 1: Compresión radial con y sin cilindro interno.....	71
5.5 Modelo 2: Compresión axial	74
5.6 Modelo 3: Precarga-giro y deslizamiento.....	76
Capítulo 6 Conclusiones.....	89
6.1 Trabajos futuros.....	90
Referencias	91
Anexo 1	95
Anexo 2	106

Simbología

<i>Símbolo</i>	<i>Unidades</i>	<i>Descripción</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Unidades</i>	<i>Descripción</i>
F_N	N	Fuerza normal	W	-	Parámetro del material
F_F	N	Fuerza de fricción	C_i	-	Parámetro del material
F_{max}	N	Fuerza máxima	\bar{I}_1	-	Primer invariante
F_R	N	Fuerza de reacción	\bar{I}_2	-	Segundo invariante
μ_s	N	Fricción estática	D_i	-	Parámetro del material
μ_k	N	Fricción dinámica	J_{el}	-	Radio de volumen elástico
m	kg	Masa	N	-	Parámetro del material
φ	$^\circ$	Ángulo de inclinación	δ	%	Deformación
g	m/s^2	Gravedad	F	N	Fuerza
T_i	Nm	Torque de entrada	k	$N \cdot m^2$	Rigidez
ω_i	rad/s	Velocidad angular de entrada	x	m	Desplazamiento
T_o	Nm	Torque de salida	η	$N \cdot s/m^2$	Constante viscosa
ω_o	rad/s	Velocidad angular de salida	$d\varepsilon/dt$	m/s	Velocidad de deformación
e	-	Relación de engranes/valor del tren	V	m/s	Velocidad
P	N	Carga	h	m	Altura
F_i	N	Precarga	D	m	Distancia
σ	N	Tensión aplicada	ρ	Kg/m^3	Densidad

Tabla de Figuras

Figura 1.1 Geometría con ondulaciones (Tobajas, et al., en 2016).....	4
Figura 1.2 Valores de módulo de compresión (Fediuc et al., 2013).	5
Figura 1.3 Curva esfuerzo deformación de CR (Fediuc et al., 2013).	5
Figura 1.4 Relación tensión- deformación (Boyce & Bergström, 2000).....	6
Figura 1.5 Modelo axisimétrico de elementos finitos (Hyun et al., 2012).	7
Figura 1.6 Coeficiente de Yeoh de tres tipos de materiales de caucho, obtenidos de pruebas a tensión (Hyun et al., 2012).....	7
Figura 1.7 Principio de funcionamiento del delimitador magnético (TEKMATIC,2019).....	9
Figura 1.8 Ejemplo de montaje acoplamiento flexible a cadena (Rexnord, 2019). 10	
Figura 1.9 Diagrama de flujo para la solución de sistemas multicontacto (Atanasovska, 2017).....	12
Figura 2.10 Tipos de fricción.	16
Figura 2.11 Diagrama de cuerpo libre donde: a) objeto en plano inclinado; b) fuerzas que interactúan en el plano inclinado (L. Popov, 2010).....	18
Figura 2.12 Rueda libre de rodillos (Domínguez Soriano & Ferrer Ruiz, 2018).....	19
Figura 2.13 Clasificación de acopladores.....	20
Figura 2.14 Precarga de un tornillo, donde a) sistema precargado, b) F_i mayor que P, c) P mayor que f_i (Estrada, 2009).....	21
Figura 2.15 Precarga axial de un rodamiento. (Estrada, 2009).	22
Figura 2.16 Campos de aplicación de las tolerancias según la norma ISO 286 (GPS, 2010).	22
Figura 2.17 Tolerancias (GPS, 2010).....	23
Figura 2.18 Grafica esfuerzo deformación tipo de diversos materiales (Goleman et al., 2019).	24
Figura 2.19 Principales uso de los cauchos y su clasificación (Artibai & Coop, 2016).	25
Figura 2.20 Relación de propiedades de varios elastómeros (Schaefer, n.d.).	26
Figura 2.21 Deformación de un elemento en un flujo de Couette. (Pérez-Trejo et al., 2010).	28
Figura 2.22 Tipos de pruebas (Smith, M., 2009).	29
Figura 2.23 Comportamiento del Efecto Mullins (Schaefer, n.d.)	31
Figura 3.24 Esquema del dispositivo limitador de potencia.....	32
Figura 3.25 Principio de funcionamiento del dispositivo, donde: a) es el dispositivo precargado, b) fuerza de trabajo sin superar rango de trabajo, c) fuerza de trabajo superando rango de trabajo.	33

Figura 3.26 Elemento ondulatorio donde: 1 eje, 2 elemento ondulatorio, 3 tubo, a) Compresión axial, b) Compresión radial.	34
Figura 3.27 Variación del elemento ondulatorio, a) espesor delgado, b) espesor grueso, c) espesor medio.	35
Figura 3.28 Grafica fuerza normal entre el elemento y el tubo para cada uno de los casos.	36
Figura 3.29 Variación paramétrica tamaño de lóbulos donde: a) modelo base, b) modelo con radio interno pequeño, c) modelo con radio interno grande, d) modelo con radios grandes.	37
Figura 3.30 Fuerza de precarga radial.	38
Figura 3.31 Área de contacto en modelo radial.	38
Figura 3.32 Fuerza normal compresión radial.	39
Figura 3.33 Nomenclatura del elemento ondulatorio.	40
Figura 3.34 Gráfica de fuerza normal entre eje – elemento.	41
Figura 3.35 Comparación de compresión radial entre lóbulos.	42
Figura 3.36 Análisis paramétrico número de lóbulos.	43
Figura 3.37 Tipos de precarga axial.	43
Figura 3.38 Desplazamiento generado por $F=250$ N.	44
Figura 3.39 Fuerza normal con carga axial generado $F=250$ N.	44
Figura 3.40 Diferencia entre los elementos a precarga igual.	45
Figura 3.41 Comparación de fuerza de precarga axial.	46
Figura 3.42 Fuerza normal resultante de la precarga axial.	47
Figura 3.43 Porcentaje de diferencia fuerza normal con precarga del 10% de longitud.	47
Figura 3.44 Elemento ondulatorio seleccionado del análisis paramétrico.	48
Figura 3.45 Metodología de caracterización del neopreno.	48
Figura 3.46 Probeta cilíndrica normalizada (ASTM D395-03).	49
Figura 3.47 Compresión de la probeta entre platos de la máquina universal.	49
Figura 3.48 Grafica Esfuerzo-Deformación.	50
Figura 3.49 Fase de compresión del elemento de neopreno.	50
Figura 3.50 Comparación de los modelos.	51
Figura 3.51 Comparación de modelos próximos al valor experimental.	52
Figura 4.52 Objeto en plano inclinado.	54
Figura 4.53 Prueba para obtención del coeficiente de fricción.	55
Figura 4.54 Montaje del elemento ondulatorio entre los platos de la máquina universal.	56
Figura 4.55 Fuerza de compresión del elemento ondulatorio.	56
Figura 4.56 Prueba experimental con carga radial en la máquina universal.	57
Figura 4.57 Fuerza de compresión obtenida de la prueba experimental de forma radial.	57

Figura 4.58 Comparación del elemento ondulatorio a compresión donde: a) elemento sin eje interno, b) elemento con eje interno.	58
Figura 4.59 Diferencia entre fuerzas con y sin eje.	59
Figura 4.60 Contacto con carcasas de acrílico donde: a) compresión axial, b) compresión radial.	59
Figura 4.61 Vista isométrica del banco experimental.	60
Figura 4.62 Configuración de manera lateral.	61
Figura 4.63 Piezas para montaje del banco experimental.....	61
Figura 4.64 Montaje del banco experimental.....	62
Figura 4.65 Claro para la precarga.....	63
Figura 4.66 Montaje del banco experimental en la máquina universal.....	63
Figura 4.67 Banco experimental al finalizar la prueba.....	64
Figura 4.68 Gráfica fuerza desplazamiento del banco experimental.....	64
Figura 4.69 Diferentes velocidades de carga.	65
Figura 4.70 Prueba de repetibilidad a 100 mm por segundo.....	66
Figura 4.71 Montaje del banco experimental con palanca.	67
Figura 4.72 Huella de contacto.....	67
Figura 5.73 Medidas del elemento ondulatorio.....	69
Figura 5.74 Condiciones de frontera para el modelado.....	69
Figura 5.75 Zonas de contacto.....	70
Figura 5.76 Modelo del elemento ondulatorio a compresión radial sin eje interno.....	72
Figura 5.77 Comparación de datos experimentales y numéricos a compresión radial.	72
Figura 5.78 Modelo numérico elemento ondulatorio a compresión donde: a) condiciones de frontera, b) Distribucion de esfuerzos.	73
Figura 5.79 Comparación de datos experimentales y numéricos a compresión radial con eje interno.....	74
Figura 5.80 Compresión del elemento ondulatorio donde: a) Condiciones de frontera, b) distribución de esfuerzos de Von Mises.....	75
Figura 5.81 Comparación de resultados numéricos y experimentales a compresión axial.....	75
Figura 5.82 Análisis paramétrico de precarga, donde el desplazamiento de la carcasa es de: a) 1mm, b) 1.7 mm, c) 2.5mm.	76
Figura 5.83 Pasos del modelo dinámico donde: a) precarga, b) giro del todo el ensamble, c) deslizamiento interno.	77
Figura 5.84 Condiciones de frontera del modelo dinámico.....	78
Figura 5.85 Grafica de fuerza de fricción del modelo dinámico.....	79
Figura 5.86 Localización de nodos del modelo dinámico.	79
Figura 5.87 Gráfica de desplazamiento de los nodos seleccionados.....	80
Figura 5.88 Detalle A de la gráfica de desplazamiento de los nodos.	81

Figura 5.89 Distribución de esfuerzos de Von Mises, donde: a) modelo con ambas carcasas, b) carcasa superior oculta.....	82
Figura 5.90 Distribución de desplazamientos, donde: a) modelo con ambas carcasas, b) carcasa superior oculta.....	82
Figura 5.91 Seguimiento de deslizamiento, donde: a) posición después de la precarga, b) posición al ocurrir deslizamiento.	83
Figura 5.92 Deslizamiento del elemento ondulatorio.....	83
Figura 5.93 Distribución de esfuerzos de Von Mises.....	84
Figura 5.94 Pasos del modelo dinámico donde: a) precarga, b) giro de todo el ensamble, c) deslizamiento interno.	85
Figura 5.95 Comparación entre los datos experimentales y numéricos.	86
Figura 5.96 Presión de contacto de la precarga en las carcasas, donde a) al inicio de la precarga, b) al final de la precarga.	86
Figura 5.97 Distribución de presión de contacto donde: a) inicio de la precarga, b) mitad de la precarga, c) final de la precarga.	87
Figura 5.98 Presión de contacto en el eje donde: a) inicio de la precarga, b) mitad de la precarga, c) final de la precarga	88

Lista de Tablas

Tabla 1.1 Coeficientes de modelo constitutivo (Mesa-Múnera et al., 2012).....	8
Tabla 3.2 Propiedad de materiales (Pahonie et al., 2017).....	34
Tabla 3.3 Tamaños de diversas cantidades de lóbulos.....	45
Tabla 3.4 Coeficientes de modelos constitutivos.....	52
Tabla 5.6 Calibración de malla	71

Introducción

En el sector industrial, contar con protocolos de seguridad es indispensable. Los sistemas de seguridad de las maquinarias son creados para la prevención de accidentes. Con estos se busca evitar que los usuarios sufran cualquier daño físico, así como evitar que una falla en la maquinaria escale a mayores proporciones, como cuellos de botella por paros en una línea de producción. Todo esto puede traducirse en daños estructurales y pérdidas económicas.

Los sistemas de transmisión de la potencia son altamente utilizados en el sector industrial, estos sistemas son utilizados para mover: objetos, bandas transportadoras, mecanismos, fluidos, sistemas de engranaje. Por ello es evidente la necesidad de tener un subsistema para la protección de estos componentes.

En la actualidad existen empresas dedicadas a crear y diseñar elementos de seguridad, para los usuarios principalmente, así como para las maquinarias. Sin embargo, hay una tendencia en el uso de sensores y actuadores para la acción del sistema de seguridad. Los sensores y actuadores, además de elevar el costo de compra y capacitación de personal, pueden resultar estorbosos en algunos lugares de su instalación.

Un acoplador es un elemento de la maquinaria que sirve para prolongar las líneas de transmisión entre elementos por lo que es ampliamente utilizado, es posible colocar un dispositivo mecánico limitador de potencia en los acopladores, para restringir el movimiento de un sistema a otro. El uso de materiales elastoméricos día con día es mayor, debido a que sus propiedades mecánicas se pueden aprovechar para las actividades a desempeñar.

En esta investigación se analizará un dispositivo delimitador del torque, que mediante la deformación generada por una precarga a un elemento elastomérico crea fuerzas normales y de fricción, que al ser sobrepasada por una carga externa ocurrirán deslizamientos por lo tanto el dispositivo dejara de transmitir potencia entre los elementos.

Con el uso de un elemento ondulatorio como limitador del toque, los problemas que los sensores y actuadores ocasionan en las maquinas son mitigados, debido a que el elemento ondulatorio es un sistema pasivo no requiere la instalación de algún componte electrónico para controlarlo o restituirlo, como pasa con los sistemas en el mercado.

En este trabajo de investigación se analizará un prototipo de limitador de torque que funcionará como un fusible mecánico limitando la trasmisión de la

potencia entre la parte motriz y secundaria de un sistema. El rango de trabajo está en función de la precarga que tenga el elemento ondulatorio una vez ensamblado. La investigación se enfoca en el análisis del comportamiento del elemento ondulatorio cuando es sometido a diversas cargas.

En el capítulo 1 se presenta el estado del arte referente a los materiales elastoméricos, la transmisión de la potencia, los delimitadores del torque, la caracterización de los materiales elastoméricos. Con base a este estudio, se enumeran los objetivos y metas de la presente investigación.

En el capítulo 2 se presentan los conceptos teóricos involucrados en el funcionamiento del prototipo delimitador de torque.

En el capítulo 3 se presenta la descripción del prototipo, así como la descripción del funcionamiento de cada uno de sus elementos.

En el capítulo 4 se profundiza en el diseño y construcción del banco experimental, así como en los experimentos realizados.

En el capítulo 5 se propone el modelo numérico representativo del problema. Este modelo es una representación global del prototipo, que toma en cuenta los factores de diseño reales que representan el funcionamiento del prototipo, tanto dinámico como estático.

Finalmente, las conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros, así como anexos de los planos técnicos utilizados en la elaboración de las piezas del banco experimental, así como los pasos principales para el modelado dinámico en el software Abaqus.

Capítulo 1 Revisión Bibliográfica

En este capítulo podremos encontrar diversas formas en los que los autores han trabajado con elastómeros y modelos hiperelásticos, así como con desacopladores del torque.

Un elastómero es capaz de asumir grandes deformaciones y regresar a su estado inicial al retirar la fuerza de deformación, lo cual se denomina *hiperelasticidad*, el ejemplo más común de esta propiedad sería al estirar una liga y ver como vuelve a su forma inicial, lo cual en la industria es de utilidad en una variedad de aplicaciones (Alcuri, 2018). Los materiales cuyo comportamiento mecánico puede ser descrito a partir de constantes elásticas del material como el módulo de Young y el coeficiente de Poisson se consideran con características lineales, a diferencia de las gomas que presentan características no lineales como viscoelasticidad y ablandamiento del material (Austrell, 1997).

Por ello, Estrada, *et al.*, en 2013 elaboraron un procedimiento y un desarrollo de una metodología para el modelado numérico con propiedades hiperelásticas. Con base en el estudio encontraron que el modelo de Marlow presenta una mejor aproximación del comportamiento hiperelástico en gomas cuando se someten a cargas de tensión. En el desarrollo del procedimiento las consideraciones que se deben hacer para realizar la modelación numérica de los materiales hiperelásticos, indican que se requiere la obtención de datos preliminares de un análisis previo, con las condiciones que están sometidas el modelo real, definiendo para una deformación menor o igual al 50% se obtiene una aproximación correcta por parte de los modelos evaluados, y para deformaciones entre el 50% y el 75% los modelos empiezan a diferir del porcentaje experimental. Por lo que para un modelado de elementos con propiedades hiperelásticas el modelo de Marlow presenta una mayor exactitud con respecto a los datos experimentales obtenidos a pruebas de tensión.

Tobajas, *et al.*, en 2016 modelan un elemento elastómero termoplástico con geometría ondulada, basado en 5 modelos constitutivos diferentes, generando la comparación de los resultados correspondientes. Para la investigación utilizan un material nombrado como Santoprene 101-73, describiendo su comportamiento no lineal por ensayos de tracción uniaxial. La Figura 1.1 muestra la geometría del componente el cual está conformado por 5 fuelles con un diámetro mínimo y un diámetro máximo.

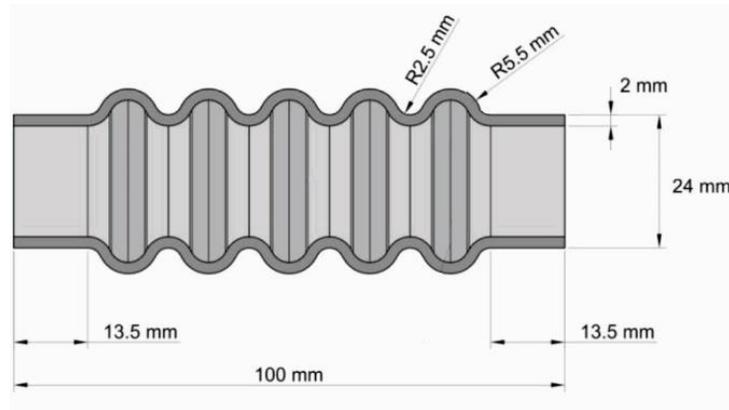


Figura 1.1 Geometría con ondulaciones (Tobajas, et al., en 2016).

La simulación generada por Tobajas consiste en una compresión del componente, generada por un desplazamiento de 15 mm en dirección del eje. Con el fin de comprobar el comportamiento mecánico del componente con referencia al modelo constitutivo, donde se hace énfasis en los resultados de la deformación máxima, la densidad de energía de deformación, así como las tensiones de Von Mises. Determinando que en este caso el modelo de Marlow es el que mejor se adecua al comportamiento mecánico del material.

Alcuri en 2018, presenta un resumen sobre las características fundamentales de los elastómeros y sus propiedades físicas las cuales aportan a la solución de un gran número de problemas de la industria. Los elastómeros pueden definirse como polímeros naturales o sintéticos presentando un bajo módulo de elasticidad a temperatura ambiente siendo capaces de soportar, sin alteración, elongaciones reversibles luego de estar sometidos a un proceso de reticulación. Se hace hincapié en la necesidad de comprensión profundizada de los elastómeros y sus aplicaciones por parte de los responsables de proyectos en la construcción dado que la complejidad estructural y de comportamiento de la materia y de los productos derivados puede estar en la base de aplicaciones no optimizadas o inclusive disfuncionantes.

1.1 Caracterización de los materiales

Fediuc, Budescu, Fediuc, & Venghiac en 2013 mediante una máquina de prueba universal, probaron a compresión muestras de diversos elastómeros, presenta también las características generales de los elastómeros tras las mediciones obtenidas con un probador de dureza Zwick, así las relaciones para determinar el

módulo de compresión de las muestras de elastómeros. De acuerdo con las pruebas estandarizadas de elastómeros a compresión, ASTM D 395-03, las dimensiones estándar para la probeta son de 12.5 ± 0.5 mm con un diámetro de 29.0 ± 0.5 mm, la velocidad de la prueba se realiza con un progreso de 0.05 kN/s hasta tener un máximo de 0.2 kN.

Los resultados mostrados en la Figura 1.2 son los módulos secantes a compresión de los cuatro elastómeros analizados por (Fediuc et al., 2013), los resultados obtenidos tienen diferentes expresiones de módulo de compresión “ E_{c1} , E_{c2} , E_{c4} ” mientras que el valor del módulo experimental se muestra como “ E_{cs} ”.

	E_{c1} , [MPa]	E_{c2} , [MPa]	E_{c4} , [MPa]	E_{cs} , [MPa]
CR	6.82	7.4	6.35	7.55
NR	7.03	7.75	6.54	7.72
NR/BR	6.60	7.04	6.16	6.53
NR/BR/SBR+ PA/FIBRES	7.03	7.75	6.54	7.72

Figura 1.2 Valores de módulo de compresión (Fediuc et al., 2013).

Figura 1.3 se muestra la gráfica obtenida por Fediuc et al., tras 10 ciclos de carga y descarga, esto con la finalidad de estabilizar la gráfica de histéresis. Concluyen con que se desarrollaron muchas relaciones para determinar el módulo de compresión, sin embargo, es necesario realizar pruebas experimentales de acuerdo con los estándares de prueba para verificar las características de los elastómeros.

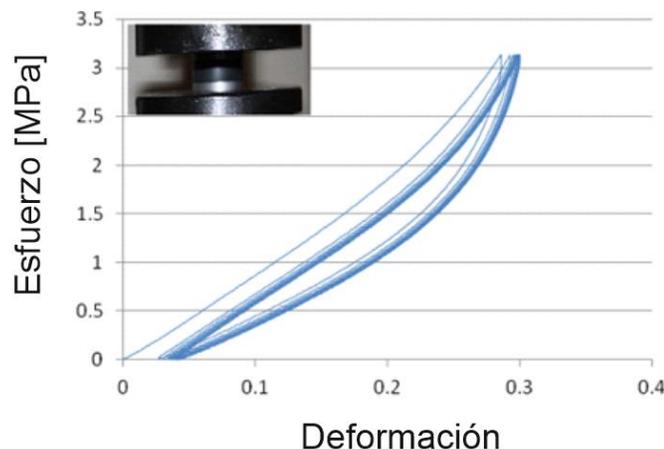


Figura 1.3 Curva esfuerzo deformación de CR (Fediuc et al., 2013).

Riera *et al.*, 2006, presentan un análisis del modelo de histéresis de Bergström y Boyce, mostrando la predicción del comportamiento a ciclos de materiales elastoméricos, que incorpora el estado del material, un modelo de histéresis, que tiene cuenta el efecto del tiempo. El material utilizado fue un copolímero de etileno y propileno al que se añadió un 3-8% de un diseño para la reticulación parcial del elastómero, con una densidad es de 0.97 Mg/m³ y dureza de 55 Shore A. El comportamiento dependiente del tiempo es estudiado por Bergström (Boyce & Bergström, 2000) mediante ensayos experimentales, en los que una probeta del material a caracterizar es sometida a un ciclo de carga y descarga, a velocidad de deformación constante; además, durante el ensayo, se insertan varios períodos en los que se mantiene la deformación constante, dejando que actúe un mecanismo de relajación de tensiones. Como se muestra en la Figura 1.4.

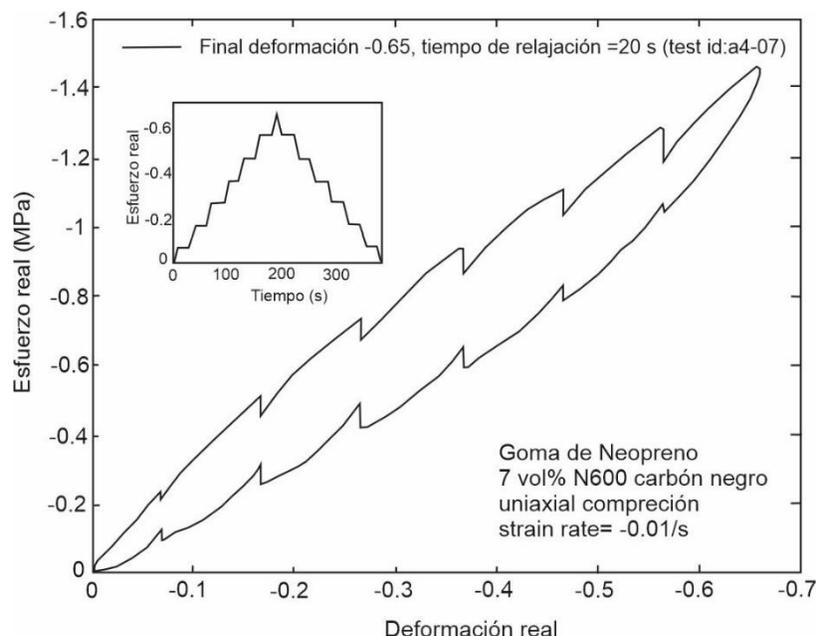


Figura 1.4 Relación tensión- deformación (Boyce & Bergström, 2000).

Hyun *et al.*, 2012 determinaron el coeficiente de fricción entre una muestra de goma y un penetrador esférico, así como realizaron simulaciones por elementos finitos para la sangría más profunda. Mejoraron dos funciones normalizadas que mapean la curva de carga desplazamiento en una curva de densidad de energía de tensión invariable, con la evaluación en tres tipos de materiales de caucho.

Con el uso del software ABAQUS, la geometría fue axisimétrica con el uso de una malla de cuatro nodos axisimétrica de elementos híbridos (CAX4H) de 12500 nodos. Con una geometría de 1 mm de diámetro como se muestra en la Figura 1.5.

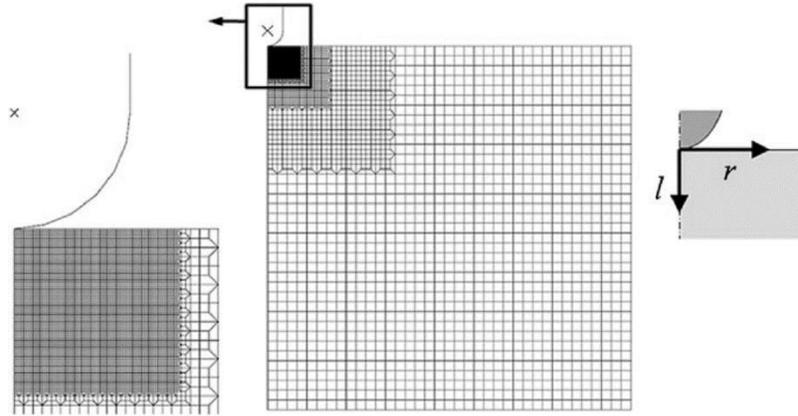


Figura 1.5 Modelo axisimétrico de elementos finitos (Hyun et al., 2012).

En la Figura 1.6 se muestran los coeficientes del modelo de Yeoh, obtenidos a partir del modelo numérico.

	C_1	NBR	CR	SIU
PRUEBA DE TENSIÓN	C_1	2.05	1.08	0.68
	C_2	-1.01	-0.63	-0.39
	C_3	0.43	0.26	0.17

Figura 1.6 Coeficiente de Yeoh de tres tipos de materiales de caucho, obtenidos de pruebas a tensión (Hyun et al., 2012).

Wu & Chiou en 2019 de manera experimental obtuvieron los coeficientes del modelo polinomial con pruebas a compresión de diversos materiales de caucho, la velocidad de prueba que usaron fue de 0.1 mm/s, en un cilindro de 80.0 mm de diámetro por 55.5 mm de espesor. Concluyendo que en los ciclos la histéresis esfuerzo deformación son de manera cerrada a excepción del primer ciclo, al igual que el efecto Mullins es observado durante los 10 primeros ciclos, después de ello el material se estabiliza.

Ju et al. en 2014 vieron las diferencias de carga y descarga a compresión de las pruebas uniaxial, propusieron modelos visco-hiperelásticos e identificaron los parámetros basados en los resultados experimentales. Las dimensiones de su espécimen fueron un bloque de 2000mm x 1200 mm x 75 mm, tras los numerosos experimentos de espuma de poliuretano en tres diversos esfuerzos en carga y descarga a compresión. Los resultados muestran que el modelo viscoelástico de Ogden con expresión de tres términos, el modelo polinomial viscoelástico con $N=2$

y la reducción polinomial viscoelástico de $N=3$, dando que el modelo de Ogden proporciona la mejor comparación entre los errores y la cantidad de parámetros.

Sikora et al. en 2016 propusieron un modelo de cálculo para determinar el valor de la fuerza de precarga que actúa sobre el cilindro elastómero, aplicando elementos de tipo suspensión de unidad. Concluyendo que las pruebas realizadas de compresión axial para muestras de gomas cilíndricas permiten que las constantes del material con el modelo Mooney Rivlin sea utilizado para los trabajos. La precarga depende principalmente de la geometría de las piezas y del tipo de material con el que esté construido.

Mesa et al en 2012 realizó una caracterización de una goma de silicón de forma experimental y numérica, así como la comprobación de las propiedades mediante un análisis de elementos finitos de esta manera de la goma de Silicón se muestran en la Tabla 1.1, éstas fueron obtenidas a partir de pruebas numéricas y experimentales con una probeta de 70 mm de longitud y 80 mm de diámetro.

Tabla 1.1 Coeficientes de modelo constitutivo (Mesa-Múnera et al., 2012).

Modelo constitutivo	C10 (Pa)	C20 (Pa)
Polinomial de 2do orden	1420.662	598.436

Los valores reportados por Mesa *et al* (2012), fueron corroborados replicando sus análisis numéricos, mediante el software Abaqus.

1.2 Delimitadores de torque

La empresa (iNDARBELT, 2019) tiene en el mercado un buje de sujeción con el cual mediante el principio hidráulico una camisa se expande uniformemente creando una unión rígida entre el cubo y la flecha.

Los limitadores de torque tienen como función evitar la sobrecarga cinemática de los elementos a los que se les montan, las sobrecargas son derivadas por detenciones accidentales o picos de potencia elevados por la carga excesiva de los elementos. El desarrollo de las nuevas tecnologías se centra en la optimización de los equipos existentes, mejorando la eficiencia y la mayor cantidad de aspectos del sistema, desde una base económica hasta la mejora de sus resultados, por lo que el que se disminuya la cantidad de piezas manteniendo en armonía lo demás

es una solución práctica a los sistemas., por ello hay empresas dedicadas a la realización de nuevas tecnologías para sistemas de seguridad. Hay distintos tipos de delimitadores del torque, unos son de manera mecánica y de forma magnética.

Los limitadores magnéticos utilizan imanes permanentes del lado del motor y un conductor del lado del sistema cuando hay movimientos relativos se genera un campo magnético lo que deja transmitir la potencia. Una forma de proteger un motor eléctrico es medir de forma activa la intensidad de corriente eléctrica y cuando se sobre pase la cantidad configurada el motor se apagará, empresas como TEKMATIC tienen dispositivos para delimitar el torque usando este principio como se muestra en Figura 1.7.

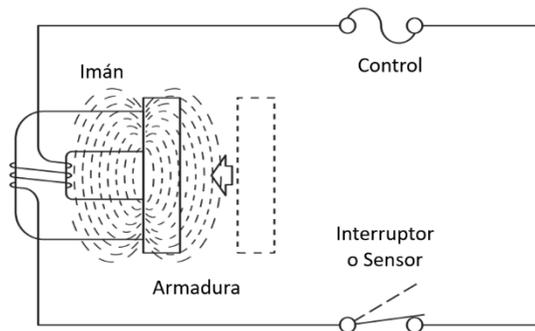


Figura 1.7 Principio de funcionamiento del delimitador magnético (TEKMATIC,2019).

El principio de funcionamiento de los limitadores de torque mecánicos es: mediante una configuración de torque máximo al que transmitirá la potencia y al sobrepasarlo ocurrirán deslizamientos entre los elementos. Un ejemplo de ello es la empresa (Rexnord, 2019) cuenta con algunos productos delimitadores del torque, los que funcionan por el mismo principio: el cual se efectúa mediante un disyuntor mecánico protege la pieza más frágil del grupo de engranes al que esté montado. Cuando la transmisión se atasca u ocurre una sobrecarga superior al torque configurado, las esferas de transmisión se salen de sus superficies, lo que separa dos placas llamadas de transmisión y deslizante. Así quedan atrapadas y ruedan libremente en una placa deslizante, sin seguir transmitiendo el torque. Para el reensamble de sus engranes, las esferas deben volver a su posición original para restablecerse, lo que ocurrirá después de dos o menos revoluciones en cualquier dirección. Debe realizarse con la máquina apagada para evitar desgastes en los componentes.

Los delimitadores de torque con acoplamiento flexible a cadena son utilizados para desconectar la transmisión de la potencia quitando un eslabón de la cadena, sin necesidad de desmontar las máquinas acopladas. Es conveniente su

utilización en ejes de entrada de reductores, o cualquier vinculación de un motor eléctrico, cuya carga tenga que ser protegida. En la Figura 1.8 se muestra un ejemplo de montaje de este dispositivo donde se vincula un motor eléctrico con un reductor de velocidad.

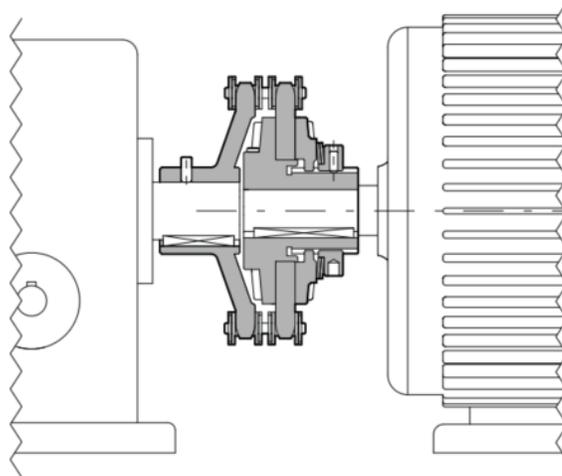


Figura 1.8 Ejemplo de montaje acoplamiento flexible a cadena (Rexnord, 2019).

Otro tipo de limitador de torque es a través de un asiento se coloca en mitades o secciones, de tal manera que se transmita a un vástago cónico, produciendo una fuerza axial del vástago contra el asiento de forma proporcional al torque aplicado. Cuando la fuerza axial alcanza un valor mayor a la fuerza de reacción a través del mecanismo de muelles, el vástago cónico se contrae forzando a los segmentos a deslizarse radialmente permitiendo que se desconecte del asiento. Por lo que el limitador de torque gira libremente.

Bedolla Hernandez, et al. en 2013 analizaron tres tipos de discretización en perfiles de superficie de contacto de un ensamble de flecha cubo, donde simulaban la geometría nominal ideal sin claros en la región de contacto, también obtuvieron la convergencia de esfuerzos de contacto para la geometría nominal en la interfaz flecha-aro. Las variaciones del perfil las obtuvieron tras la medición del diámetro de los elementos de unión en donde se presentan las regiones de interés. Concluyeron que la aproximación de los perfiles de contacto mediante curvas de Bezier tienen mejores características. La aproximación con Bezier suaviza la región, sin eliminar las fluctuaciones de esfuerzos que ocurren cuando se presentan variaciones de diámetros.

Martinez Cosgalla, Villarreal Reyes, & Donis Sánchez, 2017 efectuaron un cálculo de esfuerzos y deformaciones de un ensamble mecánico, tratado como un recipiente de pared gruesa mediante el método de LAMe y su confirmación con el método de elemento finito. Cuando se presenta un ajuste de apriete en los ensambles mecánicos, se realizan dos tipos de presiones la interna y la externa, donde la primera es ejercida en el agujero por el eje sobre este, la exterior es sobre el eje ejercida por el diámetro interno de agujero. Para determinar los esfuerzos mencionados se considera el conjunto de como cilindros de pared gruesa, donde los problemas de esfuerzos tangenciales y radiales en cualquier punto fue resuelto por Gabriel LAMe en 1833. De los resultados obtenidos tras los cálculos y tras su confirmación con elemento finito, muestran que los esfuerzos radiales, tangenciales, y cortantes son los esfuerzos más críticos en un ensamble y al rebasar la capacidad mecánica del material se presentarían fallos reflejados esto en el ensamble, también toma en cuenta que una deformación radial influye en las geometrías de los elementos y si no se considera esto podría originar una inadecuada operación del ensamble.

T. Karttunen, Von Herzen, Reddy, & Romanoff en 2017 generaron una solución general para la flexión asimétrica de una placa circular linealmente elástica, lo cual utilizaron para generar una simulación por elemento finito, para esto los autores del artículo presentaron el modelo en términos de superficie media y así poder representar el modo similar a placas de ingeniería convencional. Mediante las variables de superficie media el modelado de elemento finito lo enfocan con base en fuerza y la energía. Así generando una solución por elasticidad general, siendo linealmente elástica. Se obtuvo que en la zona interior se encontró una flexión sin considerar los efectos del borde, mediante la representación de las placas circulares que desarrollaron proporcionan una manera sencilla de obtener soluciones de elasticidad interior asimétrica, para más elementos, así como para validar elementos finitos más involucrados como elementos de placa cuadriláteros.

Los sistemas mecánicos para la transmisión de potencia tienen como formas de interconexión el contacto con o sin lubricantes. Las características de contacto básicas en los tipos de contactos son: coeficiente de fricción, deformabilidad del material, así como su geometría de superficie de contacto. En un análisis de dinámica no lineal de sistemas mecánicos complejos con contacto en varios cuerpos no se puede definir, pero las postulaciones y los objetivos se hacen para el análisis futuro, (Atanasovska, 2017) propone el algoritmo de solución de un enfoque para la dinámica no lineal de contacto de varios cuerpos como se muestra en la Figura 1.9.

El paso importante es desarrollar un modelo apropiado de elementos finitos con contactos de varios cuerpos como principal característica. Los pares de contactos deben crearse entre los cuerpos en contacto, especialmente teniendo en

cuenta: Geometría de las superficies de contacto, características del material, fricción, así como posible existencia de defectos en el material y geometría de cuerpos de contacto modelados. En este paso del procedimiento, el nivel de especialización de los expertos en FEA (análisis de elementos finitos) es crucial. La salida de FEA en general es una función que varía con el tiempo de las deformaciones totales, rigidez y distribución de carga para un sistema mecánico investigado en particular.

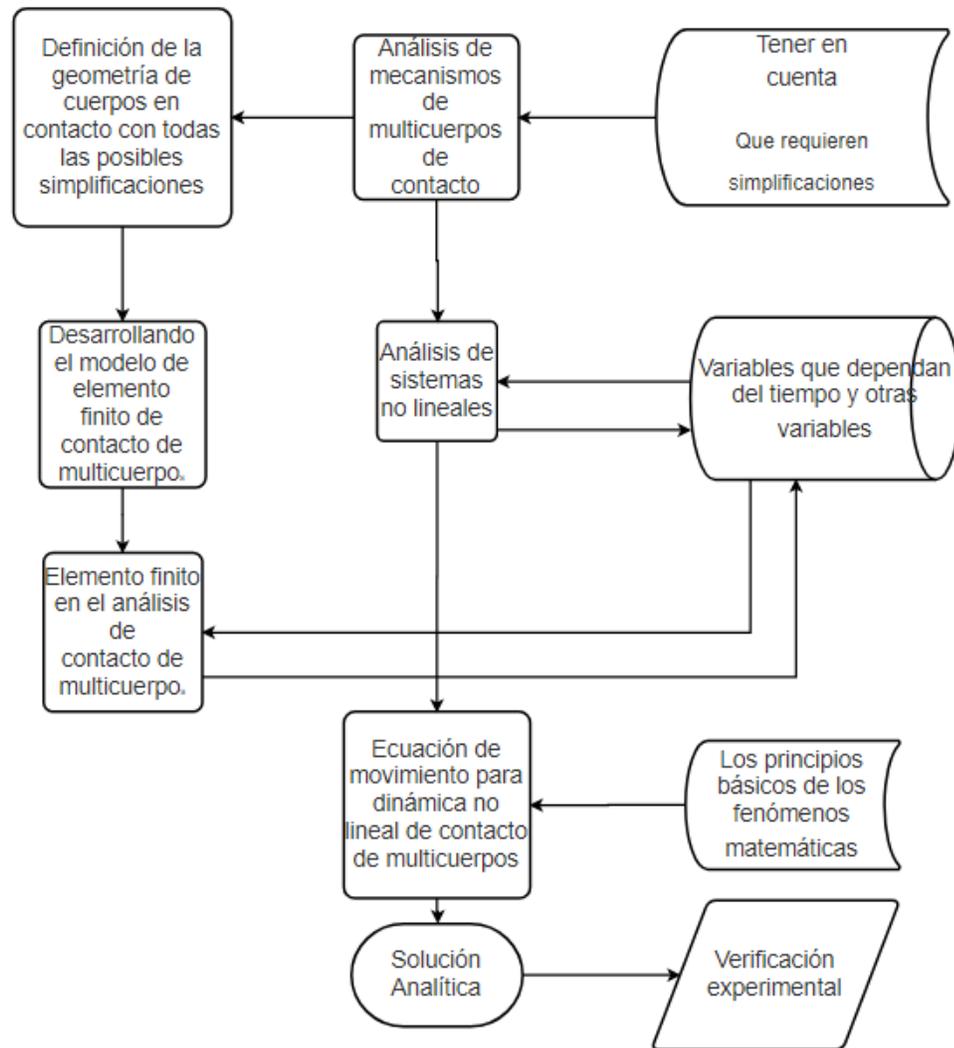


Figura 1.9 Diagrama de flujo para la solución de sistemas multicontacto (Atanasovska, 2017).

1.3 Conclusiones del estado del arte

Al igual que Estrada et al., 2013, Tobajas et al., 2016 los modelos considerados en el análisis se ajustan al comportamiento real del material, sin embargo, el modelo de Marlow es el más preciso para reproducir después del 75% de deformación, en este caso con las ondulaciones, considerando el esfuerzo, deformación uniaxial de la curva.

Con los enfoques existentes desarrollando un algoritmo con la mayor cantidad posible con simplificaciones, que no disminuirán la confiabilidad de los resultados obtenidos como resultado. Para ser utilizado como guía general para el análisis no lineal.

Concluyen que, para los datos experimentales para la caracterización mecánica del elastómero, se debe comprender un ciclado previo (4 ó 5 ciclos) al máximo nivel de deformación deseada, con el fin de estabilizar el material. En modelo de histéresis debe definirse el comportamiento de equilibrio mediante algunos modelos hiperelásticos (reológicos), así como el efecto de la velocidad de deformación se debe incorporar a través de los parámetros del modelo de Bergström y Boyce.

Como podemos corroborar en los trabajos realizados por Ju et al., 2014; Verlag, n.d.; Wu & Chiou, 2019 hay diversas pruebas y métodos por los cuales se puede caracterizar un elemento polimérico, por lo que la respuesta depende de la aplicación y del uso del material, mostrando un comportamiento distinto en compresión que a tensión Bergström & Boyce, 1999; Hyun et al., 2012, teniendo en cuenta que nuestro modelo será usado con una precarga a compresión, es importante la caracterización de elemento bajo normas ASTM D 395-03,(Fediuc et al., 2013), dando características geométricas de la probeta y datos de entrada como velocidad y cantidad de ciclos.

Existen diversos métodos de aproximación de comportamiento de los modelos reológicos, teniendo en cuenta que algunos son más aproximados a tensión que a compresión y viceversa. Por lo que los más usados son Mooney Rivlin, Yeoh, Mullins y polinomial. Con base a lo anterior podemos determinar los tipos de modelos utilizados para una simulación numérica mediante algún software de elemento finito.

Las pruebas hechas a los materiales presentan un comportamiento descrito como el efecto Mullins que mientras más ciclos tenga el material menor será el esfuerzo necesario para la deformación del elemento, por lo que según el uso del

material será necesario o el esperar que se estabilice el material después ciclos a carga y descarga.

En resumen, los autores se centran en como caracterizar distintos tipos de materiales elastómericos para el uso en diversas aplicaciones industriales, así como en la forma que limitan el torque entre sistemas. Por ello es necesario implementar un sistema con elementos elastómeros para limitar la transmisión del torque. Esto reduciría el costo del sistema de seguridad, así como un mantenimiento menor.

1.4 Descripción del problema

En la mayoría de los sistemas mecánicos, se pueden localizar una o más uniones mecánicas para la transmisión de potencia, lo cual justifica en gran medida el estudio.

En ocasiones en estos sistemas mecánicos por diversas formas, directa o indirectamente, se genera una carga fuera de lo diseñado, lo que ocasiona fallas consecuentes, ya sea en la parte motriz del sistema o daño en algunos de los siguientes componentes en la línea de transmisión. Un ejemplo de esto es un sistema de bandas transportadoras diseñada para soportar un máximo de 50 kg., al ser sometidas por algún accidente a un peso del doble o triple de su diseño, generan esfuerzos mayores en las piezas mecánicas, así como en la carga del motor, ocasionándole algún daño. Otro ejemplo, en un sistema de engranajes, si se ingresa algún tipo de pieza lo suficientemente rígida para dañar los engranes. Estos son casos que el sistema con el elemento ondulatorio evitaría al limitar el torque máximo de trabajo.

En el mercado industrial si bien existen sistemas de seguridad bajo estas mismas aplicaciones son de altos costos y requieren sistemas auxiliares electrónicos, así como sensores y sistemas de restitución automatizado. Esto crea tiempos muertos en una línea de producción, debido a que se requiere del paro total del eje motriz para poder reacoplar el sistema. Por la parte del espacio que ocupa y por los acoplamientos especiales que necesitan, es común que requieran un espacio extra para su montaje, pero esto no siempre es posible debido a que los espacios en las maquinarias o en los puntos de acoplamiento son reducidos.

1.5 Complejidad del problema

Dado que no hay precedentes de una aplicación como ésta para un sistema de seguridad, se complica al carecer de una referencia clara para el desarrollo del modelo numérico.

Por la cantidad de variables que se presentan en un modelado con elastómeros, debido a las propiedades del material, se crea incertidumbre por los limitados datos técnicos ofrecidos por los proveedores. Es complejo de un inicio la corroboración de los modelados sin pruebas experimentales.

1.6 Objetivo General

Diseñar y construir un sistema de seguridad con elementos deformables tipo ondulatorios para su uso en uniones mecánicas.

1.6.1 Objetivos Específicos

- Estudiar el comportamiento del elemento ondulatorio.
- Elaborar un modelo discreto de un acoplador de elementos ondulatorios
- Diseñar y elaborar un banco experimental.
- Desarrollar pruebas experimentales
- Comparar resultados de los modelos discretos y las pruebas experimentales

Capítulo 2 Marco Teórico

En el presente capítulo se explicarán los principales conceptos que servirán de base para el desarrollo de la presente propuesta, tales como la fricción, sistemas de acoplamiento, hiperelasticidad y precarga. Estos serán de gran importancia para la comprensión de los fenómenos mecánicos que actúan en el dispositivo de seguridad.

2.1 Fricción

La fricción se define como la fuerza de oposición que se produce cuando se genera un movimiento relativo entre dos elementos. Meriam (2001) define a la fricción en tres tipos, como se muestra en la Figura 2.10.

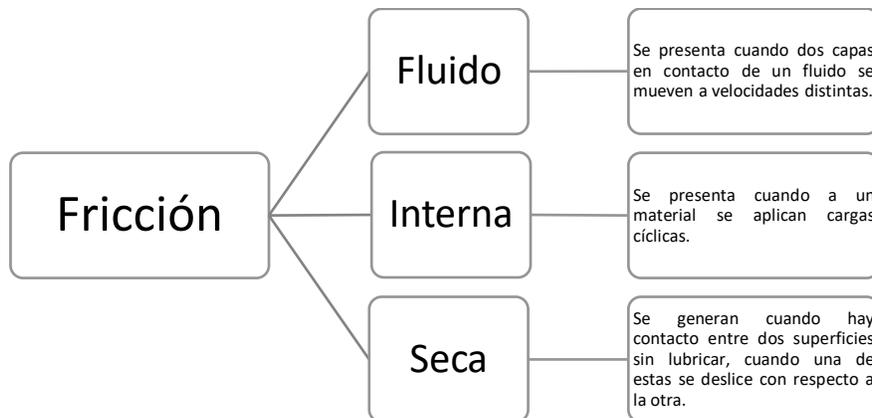


Figura 2.10 Tipos de fricción.

Existen cuatro principales temas de estudio sobre la fricción (Rabinowicz, 1965):

1. Reducir el coeficiente de fricción; por ejemplo, el contacto entre los bujes y los ejes o entre rodamientos.
2. Aumentar el coeficiente de fricción; un ejemplo de esto es el contacto que existe entre las ruedas de un coche y el pavimento, mientras mayor sea el coeficiente de fricción mayor será el agarre entre estos elementos, así como en cuñas, tornillos o sujetadores.
3. Mantener el límite bajo las condiciones requeridas; se puede observar en el frenado de los automóviles o en los procesos de laminación en la industria.

4. La modificación de las oscilaciones producidas por la fricción; enfocándose principalmente en los instrumentos musicales como una guitarra, o en casos innecesarios de este caso de fricción sería unos chillidos o rechinos de algunas piezas.

La fricción seca o *Fricción de Coulomb*, se considera cuando dos cuerpos están en contacto entre sí, de manera que la fuerza normal F_N es perpendicular al plano de contacto y la fuerza de fricción F_F se encuentra en el plano de contacto.

Si se trata en primera instancia el caso estático, no hay movimiento relativo entre las superficies de contacto entonces se puede obtener la siguiente relación ecuación 2.1. (Pytel & Kiysalaas, 2012)

$$F_F \leq F_{max} = \mu_s F_N \quad ec. 2.1$$

Cuando las superficies pasan a estar en movimiento relativo entre ellas la F_{max} o fuerza máxima es la necesaria para oponerse al movimiento siendo igual a la fuerza normal F_N por un coeficiente de fricción μ_s denotándose en la ecuación 2.2.

$$F_F = F_{max} = \mu_s F_N \quad ec. 2.2$$

Si se considera un caso dinámico, las dos superficies están deslizándose entre sí, la fuerza de fricción F_F es igual a la fuerza de la normal por un coeficiente de fricción cinético μ_k , ecuación 2.3 el coeficiente de fricción cinemático F_k es menor que el coeficiente estático, por lo tanto, se requiere una fuerza mayor para empezar un movimiento que es requerido para mantenerlo en movimiento (Pytel & Kiysalaas, 2012).

$$F_F = F_k = \mu_k F_N \quad ec. 2.3$$

La fuerza de fricción no depende del área de contacto aparente, debido a que el coeficiente de fricción es el mismo entre objetos grandes y pequeños (Rosu et al., 2016). Por igual, la fuerza de fricción es independiente de la velocidad de desplazamiento, por lo que la fuerza necesaria para iniciar un movimiento es la misma para cualquier velocidad específica que se maneje. Tomando en cuenta que la velocidad es suficientemente baja para no afectar la temperatura de la superficie, pero a bajas velocidades el coeficiente de fricción puede aumentar dependiendo del sistema que se analiza (Rabinowicz, 1965).

En la *Figura 2.11* se muestra el diagrama de cuerpo libre de un objeto en el plano inclinado en la cual se aprecian las fuerzas que interactúan sobre un objeto.

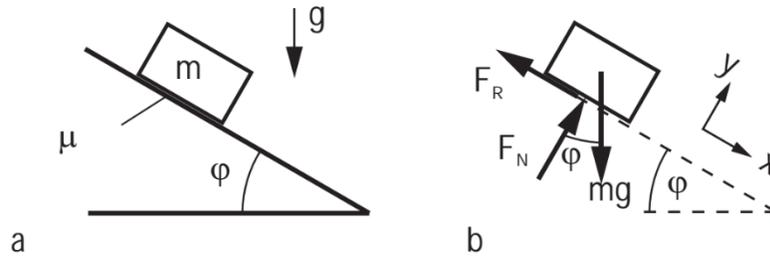


Figura 2.11 Diagrama de cuerpo libre donde: a) objeto en plano inclinado; b) fuerzas que interactúan en el plano inclinado (L. Popov, 2010).

La fricción rodante es la condición donde fuerzas combinadas se oponen al movimiento de un cuerpo que rueda sobre otro. La fuerza total de fricción rodante está compuesta por los siguientes factores (National Aeronautics and Space Administration, 1971):

- Deslizamiento en el área de contacto. Se atribuye a la deformación elástica de los cuerpos en contacto, todos los puntos en la zona de contacto no se encuentran en el mismo plano. El deslizamiento es una forma de fricción deslizante entre elementos rodantes y la superficie opuesta.
- Pérdidas por histéresis elástica. La energía absorbida por los cuerpos elásticos no se libera totalmente al sistema cuando se libera el esfuerzo.
- Factores misceláneos. Tales como:
 1. Fallas en la geometría.
 2. Presencia de contaminantes.
 3. Deformación plástica de asperezas superficiales.
 4. El trabajo realizado para crear una superficie libre durante el rodado.

2.2 Sistema de acoplamiento mecánico

Los acoplamientos mecánicos son elementos de una máquina, son utilizados para alargar líneas de transmisión o conectar diferentes ejes en planos distintos o paralelos y así transmitir energía.

Por sí solo un acoplamiento permite un cierto movimiento final, desalineamiento para flexibilidad y una fácil desconexión de los dispositivos, para poder hacer reparaciones o modificaciones

Se considera que los acoplamientos de rueda libre se encargan de transmitir el momento de giro en una dirección y cuando el momento va en dirección contraria se permite el giro libre, como se muestra en la Figura 2.12. Este principio de trabajo se conoce como de *trinquete y fricción* (N. Beliaev, et al., 1971)



Figura 2.12 Rueda libre de rodillos (Domínguez Soriano & Ferrer Ruiz, 2018).

Existen una gran variedad de acopladores por lo que se pueden clasificar según su uso o su forma. En la Figura 2.13 se muestra una clasificación de los tipos de acoples algunas de las ventajas de los acoples rígidos son: económicos, gran capacidad de par de torsión, no permiten desalineaciones/transmiten cargas flectoras, axiales, cortantes y de torsión, usados para árboles largos y flexibles girando a baja velocidad; mientras que para los acoples flexibles son: permiten

desalineaciones transmiten sólo torsión, son usados en la mayoría de aplicaciones (ITEA, 2010).

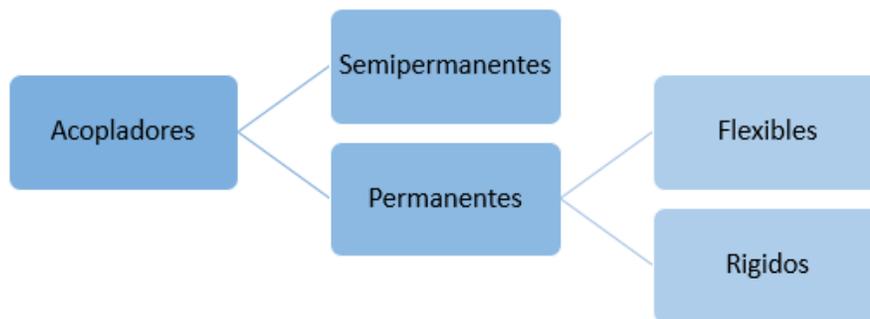


Figura 2.13 Clasificación de acopladores.

Una de las actividades más comunes en las maquinarias es la transmisión de la potencia, ya sea desde un motor o un mecanismo hasta tener un elemento de salida. En un eje rotatorio (motriz), soportado por cojinetes, se puede incorporar elementos a los cuales se les transmitirá la potencia (de salida), los engranes, bandas, poleas, catarinas, son ejemplo de estos elementos con los que se puede proporcionar cambios de velocidad y par de torsión entre ejes. Por lo general los ejes son de forma cilíndrica, ya sean sólidos o huecos, donde se incluyen diferentes diámetros (de paso) con la finalidad de colocar cojinetes o elementos de transmisión de potencia (Maschinen et al., 2012).

De forma ideal, la potencia de entrada es igual a la potencia de salida. Lo que se puede representar por la ecuación 2.4.

$$e = \omega_i T_i - \omega_o T_o \quad ec. 2.4$$

No obstante, el par de torsión no siempre es constante a lo largo del sistema, esto se debe a la posibilidad de su variación con las relaciones de engranes, donde se puede disminuir la velocidad angular provocando el aumento del par de torsión. Lo que se puede expresar con la ecuación 2.5 generando la relación de engranes/valor del tren de engranes (Maschinen et al., 2012) .

$$e = \frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{T_i}{T_o} \quad ec. 2.5$$

2.3 Precarga en sistemas mecánicos

Una fuerza de precarga consiste en una fuerza axial o radial aplicada en elementos mecánicos como resortes, rodamientos o tornillos, con el objetivo de prevenir aflojamiento entre las uniones, así como agregar mayor rigidez al sistema donde se encuentra el elemento.

La precarga en tornillos es una de las maneras más utilizadas para contrarrestar el aflojamiento de una unión atornillada ante cargas variantes y vibraciones, al igual para eliminar o reducir efectos de fatiga sobre tornillos. Esto se justifica, por ejemplo: cuando existe una carga variable actuando sobre un sistema al cual fue precargado con un valor constante, mayor al de la carga variable, entonces la carga interna a tensión en el tornillo siempre será constante, por lo tanto, no ocurrirá ciclos de carga y descarga por consiguiente no ocurrirá la fatiga, de lo contrario si la carga variable entra en ciclos de mayor y menor que la precarga producirá fatiga en el tornillo y ocurrirá una falla. En la Figura 2.14 se muestra la unión precargada con carga variable donde P es la carga variable y F_i la precarga constante (Estrada, 2009).

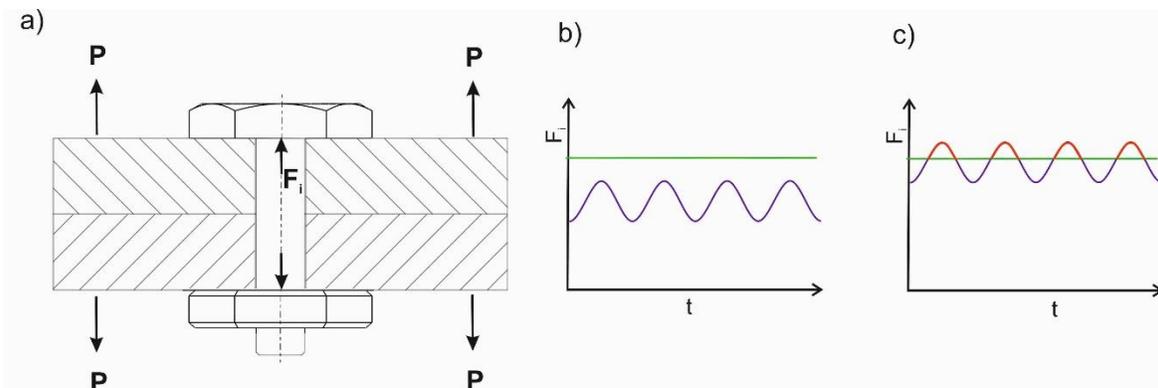


Figura 2.14 Precarga de un tornillo, donde a) sistema precargado, b) F_i mayor que P , c) P mayor que f_i ; (Estrada, 2009).

La precarga en rodamientos se aplica con la finalidad de eliminar holguras internas, de esta forma se asegura el funcionamiento correcto del dispositivo. También para aumentar la rigidez, así como reducir el ruido durante su funcionamiento. Como se muestra en Figura 2.15 donde se utilizan arandelas Belleville para aplicar la precarga.

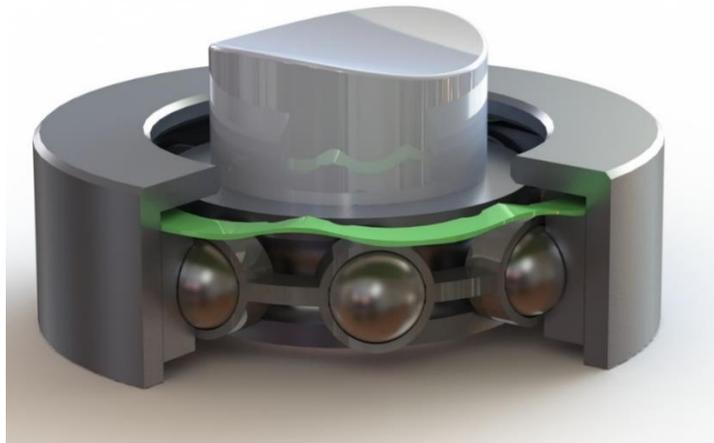


Figura 2.15 Precarga axial de un rodamiento. (Estrada, 2009).

2.4 Tolerancias

La tolerancia es la diferencia que existe entre los tamaños máximos y mínimos de una pieza, se cuenta con una medida base a la cual se sigan las tolerancias o límites del elemento. Los grados de tolerancias están dados mediante la normativa ISO 286 (GPS, 2010) de tolerancias internacionales.

En la norma se emplean letras de posición de tolerancia, donde las letras minúsculas denotan dimensiones externas y las letras mayúsculas representa las dimensiones internas (agujeros). Los números de menor grado especifican una zona de menor tolerancia. En la Figura 2.16 se muestra los campos de aplicación de las tolerancias y cómo se clasifica.

Campos de aplicación de las tolerancias ISO																
	Tolerancias pequeñas				Tolerancias medias							Tolerancias grandes				
Calidades	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Campos de aplicación	Calibres				Para ajuste							Tolerancia de acabado				
					Piezas mecanizadas											
	Calibres de trabajo											Piezas forjadas, laminadas o fundidas				

Figura 2.16 Campos de aplicación de las tolerancias según la norma ISO 286 (GPS, 2010).

En la Figura 2.17 se muestra una representación gráfica de la clasificación de las tolerancias.

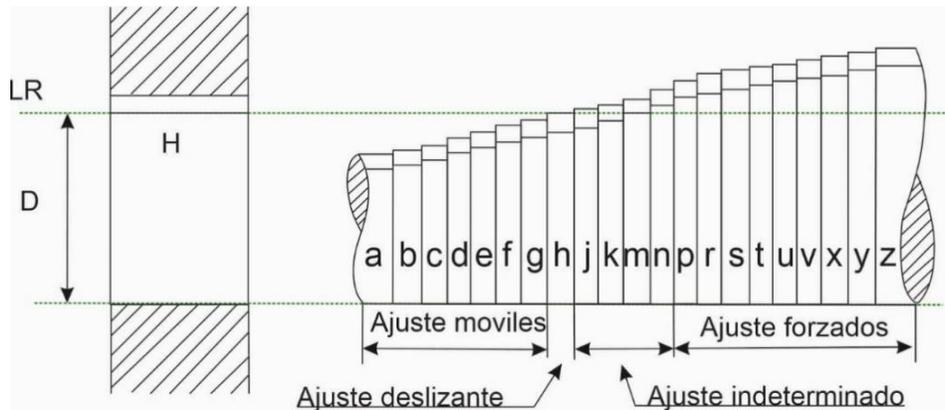


Figura 2.17 Tolerancias (GPS, 2010).

Es importante reconocer la diferencia entre un claro y una tolerancia, mientras un claro es una distancia entre dos elementos de un ensamble dejada intencionalmente por el diseñador, las tolerancias son las recomendaciones que el diseñador deja como distancias máximas o mínimas para facilitar la manufactura, otra manera de ver las tolerancias es como el margen de error que se tiene a la hora de maquilar una pieza, mas no es una distancia entre dos piezas o más.

2.5 Propiedades mecánicas

Las propiedades mecánicas son importantes para un análisis correcto de los elementos mecánicos ya sea en forma analítica o por método de elementos finitos, debido a que sin las propiedades mecánicas correctas los resultados no sean confiables. En los metales se contempla un diagrama de esfuerzo deformación donde existe un comportamiento lineal conocido como módulo de Young (Austrell, 1997) para después pasar a la parte plástica donde deja de tener ese comportamiento, pero en los elastómeros su comportamiento es distinto, debido a que no tienen un comportamiento lineal.

2.5.1 Módulo de elasticidad

La relación entre el estado de esfuerzos, inducido en un material por la aplicación de una fuerza, y la deformación que produce. Esta relación es la “Ley de Hooke” y se cumple para materiales elásticos, homogéneos e isotrópicos, en los que la deformación es pequeña con respecto a las dimensiones originales del cuerpo (Popov, 2010).

Físicamente, un módulo de elasticidad nos informa de cómo va a responder un cuerpo (deformación) ante una fuerza (esfuerzo) que está actuando sobre él. Según el tipo de deformación, tendremos diferentes módulos de elasticidad. En este caso es importante considerar el área sobre la que actúa la fuerza aplicada y que corresponde a la sección transversal A del cuerpo. Así mismo, el alargamiento (o acortamiento) del cuerpo va a venir descrito por la deformación unitaria.

La constante de proporcionalidad entre el esfuerzo aplicado y la deformación unitaria producida es el “módulo de Young”, un módulo de elasticidad que nos informa de la respuesta del material ante la aplicación de esfuerzos normales (de tensión o de compresión). En la Figura 2.18 se muestra una gráfica del comportamiento que tienen los materiales.

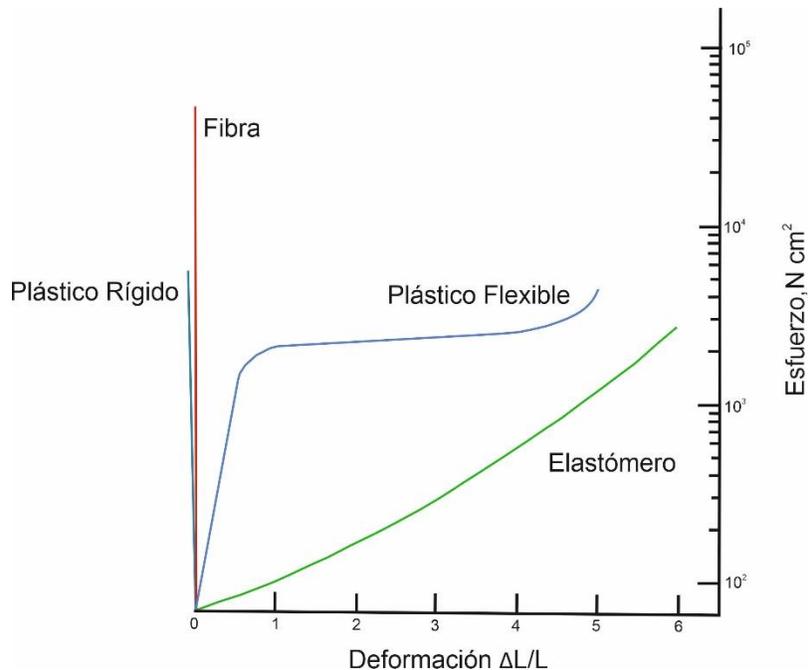


Figura 2.18 Gráfica esfuerzo deformación tipo de diversos materiales (Goleman et al., 2019).

Los elastómeros cuentan con una clasificación como se muestra en la Figura 2.19 donde muestra diversos tipos de elastómeros según como corresponda a su grupo contando con su abreviación del inglés. El grupo M son los cauchos que tienen una cadena de carbono saturada de los cauchos tipo polietileno tiene carbono y nitrógeno en la cadena del polímero. En grupo O están los cauchos que tienen carbono y oxígeno en la cadena del polímero. En el grupo Q se encuentran los cauchos que tienen silicio y oxígeno en la cadena polimérica. Mientras que los cauchos del grupo R que tienen una cadena de carbono insaturado, caucho natural y cauchos sintéticos derivados al menos en parte de dienos (alquenos que contienen dos dobles enlaces carbono-carbono) conjugados, y los cauchos del grupo U que tienen carbono, oxígeno y nitrógeno en la cadena del polímero (Artibai & Coop, 2016).

Grupo R		Grupo M	
Caucho	Símbolo	Caucho	Símbolo
Acrilato-butadieno	ABR	Copolímero de acrilato de etilo	ACM
Butadieno	BR	Copolímero de acrilato de etilo y etileno.	AEM
Cloropreno	CR	Copolímero de acrilato de etilo y acrilonitrilo.	ANM
Caucho natural epoxidado	ENR	Cloropolietileno	CM
NBR hidrogenado	HNBR	Clorosulfonil Polietileno	CSM
Isobuteno-isopreno	IIR	Terpolímero de etileno, propileno y dieno.	EPDM
Isopreno	IR	Copolímero de etileno-propileno	EPM
α -metilestireno-butadieno	MSBR	Copolímero de etileno-acetato de vinilo	EVM
Acrilonitrilo-butadieno	NBR	Copolímero de tetrafluoroetileno y propileno.	FEPM
Acrilonitrilo-isopreno	NIR	Caucho perfluoro	FFKM
Caucho natural	NR	Goma fluorada	FKM
Vinilpiridina-butadieno	PBR	Poliisobuteno	IM
Vinilpiridina-estireno	PSBR	Copolímero de acrilonitrilo-butadieno completamente hidrogenado	NBM
Estireno-butadieno	SBR		
Estireno-isopreno-butadieno	SIBR		
Grupo O		Grupo Q	
Caucho	Símbolo	Caucho	Símbolo
Policlorometiloxirano	CO	Caucho de silicona que tiene sustituyente metilo y flúor	FMQ
Copolímero de epiclorhidrina	ECO	Caucho de silicona con metilo, vinilo y flúor	FVMQ
Óxido de polipropileno	GPO	Caucho de silicona que tiene solo grupos sustituyentes metilo	MQ
Grupo U		Caucho de silicona que tiene sustituyente metilo y fenilo	PMQ
Caucho	Símbolo	Caucho de silicona que tiene metilo, vinilo y fenilo.	PVMQ
Poliéster uretano	AU	Caucho de silicona que tiene sustituyente metilo y vinilo	VMQ
Poliéter uretano	EU		

A= Excelente, B=Bueno, C= Aceptable, D= Use con Precaución, NR= No Recomendable

Figura 2.19 Principales uso de los cauchos y su clasificación (Artibai & Coop, 2016).

Principales propiedades de diversos cauchos por designación de la ATMS son los mostrados en la Figura 2.20.

Designación ASTM	NR	BR	SBR	IIR CIIR	EPM EPDM	CSM	CR	NBR	HNBR	ACM ANM	T	FKM	FVMQ
Rango de Dureza	30-90	40-90	40-80	40-90	40-90	45-100	30-95	10-95	35-95	40-90	40-85	60-90	40-80
Tensión máx., Psi	4500	3000	3500	300	2500	4000	4000	4000	4500	2500	1500	3000	1500
Elongación máx., %	650	650	600	850	600	500	600	650	650	450	450	300	400
Set de compresión	A	B	B	B	B-A	C-B	B	B	B-A	B	D	B-A	C-B
Deformación por fluencia	A	B	B	B	C-B	C	B	B	B	C	D	B	B
Resiliencia	Alta	Alta	Media	Baja	Media	Baja	Alta	Media- Baja	Media	Media	Baja	Baja	Baja
Resistencia a la abrasión	A	A	A	C	B	A	A	A	A	C-B	A	A	A
Resistencia al desgarre	A	B	C	B	C	B	B	B	B	D-C	D	B	D
Resistencia Envejecimiento térmico a 212 F	C-B	C	B	A	B-A	B-A	B	B	A	A	C-B	A	A
T °C	-73	-102	-62	-73	-65	-17	-43	-26	-32	-24,-54	-59	-23	-69
Resistencia al clima	D-B	D	D	A	A	A	B	D	A	A	B	A	A
Resistencia a la oxidación	B	B	C	A	A	A	A	B	A	A	B	A	A
Resistencia a ozono	NR-C	NR	NR	A	A	A	A	C	A	B	A	A	A
Resistencia a solventes													
Agua	A	A	B-A	A	A	B	B	B-A	A	D	B	A	A
Cetonas	B	B	B	A	B-A	B	C	D	D	A	NR	D	B-C
Clorohidrocarburos	NR	NR	NR	NR	NR	D	D	C	C	B	C-A	A	B-A
Queroseno	NR	NR	NR	NR	NR	B	B	A	A	A	A	A	A
Benzol	NR	NR	NR	NR	NR	C-D	C-D	B	B	C-B	C-B	A	B-A
Alcoholes	B-A	B	B	B-A	B-A	A	A	C-B	C-B	D	B	C-A	C-B
Agua Glicol	B-A	B-A	B	B-A	A	B	B	B	A	C-B	A	A	A
Aceites lubricantes	NR	NR	NR	NR	NR	A-B	B-C	A	A	A	A	A	A

Figura 2.20 Relación de propiedades de varios elastómeros (Schaefer, n.d.).

2.5.2 Hiperelasticidad

Un *elastómero* es capaz de asumir grandes deformaciones y regresar a su estado inicial al retirar la fuerza de deformación, lo cual se denomina *hiperelasticidad*, el ejemplo más común de esta propiedad sería al estirar una liga y ver como vuelve a su forma inicial, lo cual en la industria es de utilidad en una variedad de aplicaciones. Los materiales cuyo comportamiento mecánico puede ser descrito a partir de constantes elásticas del material como el módulo de Young y el coeficiente de Poisson se consideran con características lineales, a diferencia de las gomas que presentan características no lineales como viscoelasticidad y ablandamiento del material (Austrell, 1997).

2.5.3 Viscoelasticidad

La viscoelasticidad es un tipo de comportamiento reológico que presentan ciertos materiales que exhiben tanto propiedades viscosas como propiedades elásticas cuando se deforman.

Una propiedad que poseen algunos materiales poliméricos, es una combinación de elasticidad y viscosidad. Esto se ve reflejado cuando se aplica una carga sobre el material y genera una deformación inmediata, y una deformación que dependerá del tiempo, generando una respuesta a la carga constante al tiempo. La fluencia viscoelástica es conocida como la deformación creciente con el tiempo que es igualmente afectada por la temperatura ambiente (V. Fombuena, T. Boronat & D. García-Sanoguera, 2017).

Los materiales elásticos son regidos mediante la ley de Hooke, lo cual dice que cuando es aplicada una carga y se mantiene constante la deformación es instantánea y proporcional a la carga aplicada.

Para un material puramente viscoso (Fluido Newtoniano), la respuesta de deformación existente depende del tiempo, teniendo en cuenta que la deformación no es reversible. Este tipo de comportamiento es representado por un émbolo con un fluido en su interior cuyo comportamiento se rige por la segunda ley de Newton como se muestra en la ecuación 2.6.

$$\sigma = \eta \frac{d\varepsilon}{dt} \quad \text{ec. 2.6}$$

Donde la tensión aplicada σ es proporcional a la velocidad de deformación ($d\varepsilon/dt$) y la constante de proporcionalidad se representa por la constante viscosa del fluido interno en el embolo (η).

Cuando un elemento viscoelástico es sometido a fuerzas que originan tensiones cortantes, experimenta una deformación continua mientras sigan actuando las cargas que originan dichas tensiones. Si consideramos un elemento viscoelástico entre dos placas paralelas (ver Figura 2.21) La placa superior se mueve a una velocidad constante “V” y la inferior es fija. Entonces la distribución de la velocidad que hay entre las placas es de manera decreciente a medida que se aleja de la placa superior hasta llegar a 0 en la inferior, esto es debido a las condiciones de la placa (como porosidad o rugosidad) (Pérez-Trejo et al., 2010).

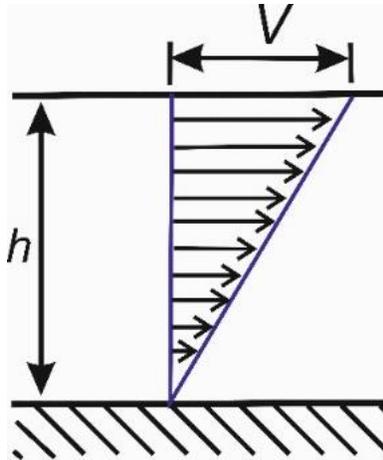


Figura 2.21 Deformación de un elemento en un flujo de Couette. (Pérez-Trejo et al., 2010).

Todos los comportamientos antes mencionados son vitales al realizar un análisis de elementos finitos, se deben tomar muchas decisiones de modelado. Una de ellas es la elección de las propiedades del material. Esto puede tener una gran influencia en el resultado de la simulación. En muchos casos se conocen algunas propiedades del material, por ejemplo, en una hoja de datos principalmente para el comportamiento de los metales. Normalmente no se correlacionan directamente con los parámetros requeridos por Abaqus. Cuando no se conocen todas las propiedades del material requerido principalmente en el caso de los elastómeros, se deben obtener datos mediante la experimentación. Con base a estos datos, se debe definir un modelo reológico en los softwares especializados en el elemento finito para que, mediante las ecuaciones, se aproxime al comportamiento real.

Para la obtención de los datos experimentales es necesario la realización de pruebas estandarizadas con base a las normas, estas dependerán principalmente del material del cual se realicen los ensayos y el tipo de prueba que se requiera, en la Figura 2.22 se muestran los diferentes tipos que se realizan a materiales de elastómeros.

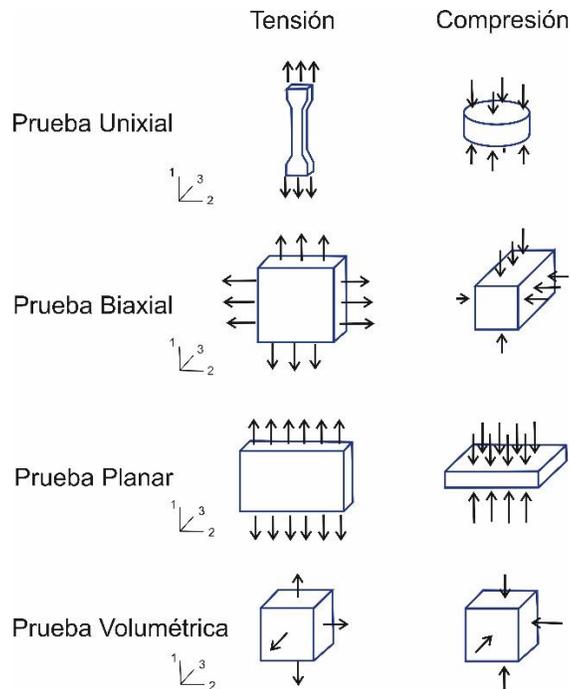


Figura 2.22 Tipos de pruebas (Smith, M., 2009).

2.6 Modelos Reológicos

Los modelos constitutivos permiten describir el comportamiento elástico no lineal de los elastómeros. En el desarrollo de tales modelos se supone un comportamiento elástico, isotrópico además de incompresibilidad del material. La hipérelasticidad se puede expresar en términos de la energía potencial de deformación W (E), la cual describe la cantidad de energía de deformación almacenada por unidad de volumen bajo un estado de deformación (Jaroslaw, 2010).

El modelo de Mooney-Rivlin es un modelo reológico de dos parámetros que funciona correctamente para alargamientos uniaxiales moderadamente grandes y deformaciones cortantes (Shahzad et al., 2015). Cuando se requiere el uso de gomas a compresión, el modelo tiene una forma como la que se muestra en la ecuación 2.7:

$$W = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{10}(\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J_{el} - 1)^2 \quad ec. 2.7$$

2.6.1 Forma Polinomial

La forma polinomial es un modelo basado en la primera y segunda invariante del tensor deviatorico de Cauchy-Green, y ha servido de base para el desarrollo de nuevos modelos constitutivos. Se define a partir de la ecuación 2.8 (Minglei, 2014):

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (\bar{I}_1 - 3)^i (\bar{I}_2 - 3)^j + \sum_{i+j=1}^N \frac{1}{D_i} (J^{el} - 3)^{2i} \quad ec. 2.8$$

La ecuación 2.8 es aplicable para pequeñas deformaciones y deformaciones nominales menores al 300%. No obstante, el software Abaqus cuenta con el modelo polinomial reducido que son los mismos parámetros del modelo polinomial solo que para este caso se deja de tomar en cuenta la parte volumétrica como se muestra en la ecuación 2.9.

$$W = \sum_{i=1}^N C_i (\bar{I}_1 - 3)^i + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J^{el} - 3)^{2i} \quad ec. 2.9$$

2.6.2 Modelo de Ogden

El modelo de Ogden utiliza los alargamientos principales en lugar de las invariantes de deformación (Ogden 1972), Mediante la ecuación 2.10:

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{2\mu_i}{\alpha_i^2} (\bar{\lambda}_1^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_2^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_3^{\alpha_i} - 3) + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J^{el} - 1)^{2i} \quad ec. 2.10$$

Este modelo presenta una correcta respuesta en casos de grandes deformaciones. Una de sus restricciones es que no se debe utilizar cuando existen datos experimentales limitados (Minglei, 2014).

2.6.3 Efecto Mullins

Es la reducción cíclica de la rigidez de los aisladores para deformaciones al corte moderadas a altas. Mullins mostró que la mayor parte de la reducción (ablandamiento) ocurre luego del primer ciclo de deformación y que el ciclo subsiguiente a ese mismo nivel de deformación produce reducciones de rigidez gradualmente menores. (Schaefer, n.d.)

El efecto Mullins se produce en la deformación cíclica, en la Figura 2.23 se pueden observar tres ciclos de carga y descarga con una carga máxima más alta entre cada ciclo. Por lo que destaca que el punto de carga máxima del primer ciclo es el punto de inicio del siguiente.

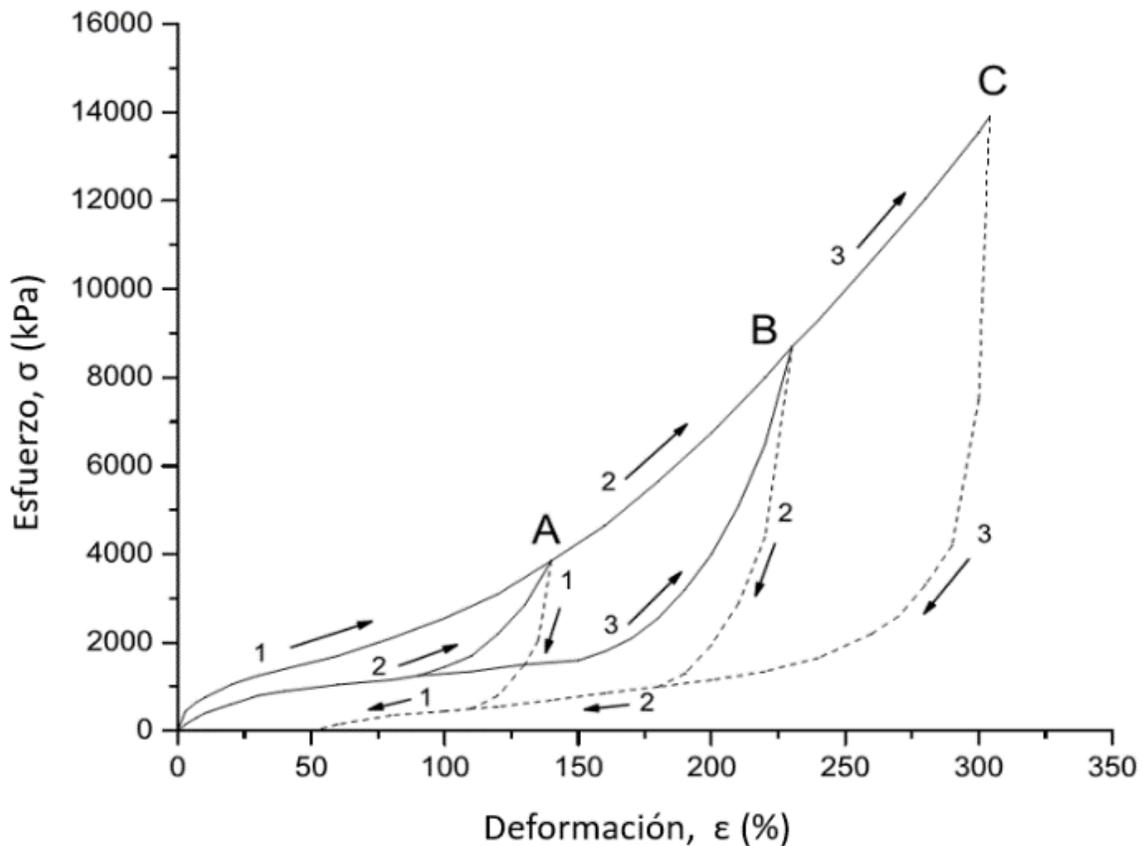


Figura 2.23 Comportamiento del Efecto Mullins (Schaefer, n.d.)

Capítulo 3 Estudio paramétrico

En este capítulo se verá a profundidad la descripción del prototipo limitador de la potencia teniendo enfoque en su análisis paramétrico necesario para su diseño, este análisis cubre los aspectos importantes como la geometría, el espesor, las cargas, así como las experimentaciones realizadas para la caracterización del material, mostrando la metodología que se sigue para obtener las constantes de los modelos reológicos.

3.1 Descripción del dispositivo

El dispositivo tiene la función de limitar la potencia cuanto ocurran cargas fuera del límite dado, como un fusible mecánico permitiendo el paso del torque de la parte motriz a la parte secundaria.

El dispositivo está conformado de 3 elementos fundamentales como se muestra en la Figura 3.24 donde el elemento ondulatorio (2), se encuentra entre el eje (1) y la carcasa (3), teniendo dos opciones de precarga una radial y otra axial. Al realizar la precarga en el dispositivo aumenta las áreas de contacto, debido a la deformación que se genera aumenta las fuerzas normales por lo tanto los rangos de trabajo.

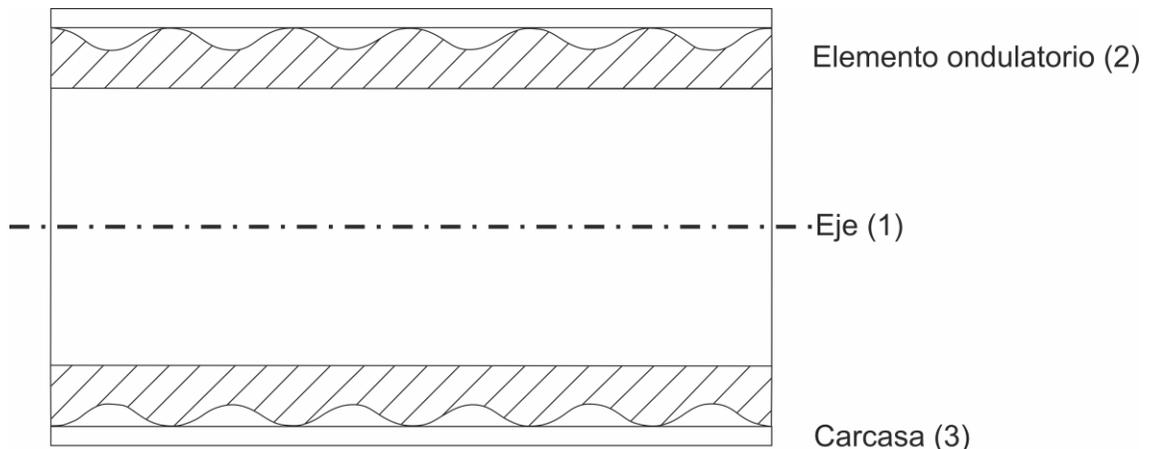


Figura 3.24 Esquema del dispositivo limitador de potencia.

Al realizar la precarga las fuerzas normales y friccionantes son incrementadas, en la Figura 3.25 se muestra como es el comportamiento general del fusible lo cual

dependerá de la precarga con la que se tenga en el sistema. La fuerza de precarga define la fuerza normal (F_i) o el torque de trabajo bajo el cual se ajustó el sistema, si el sistema sufre una sobrecarga este generara picos de carga (Figura 3.25 b)), por lo que esos picos que sobrepasan el torque de trabajo ocasionan deslizamientos, en consecuencia, el dejar de transmitir el torque de un sistema motriz al sistema secundario (Figura 3.25 c)).

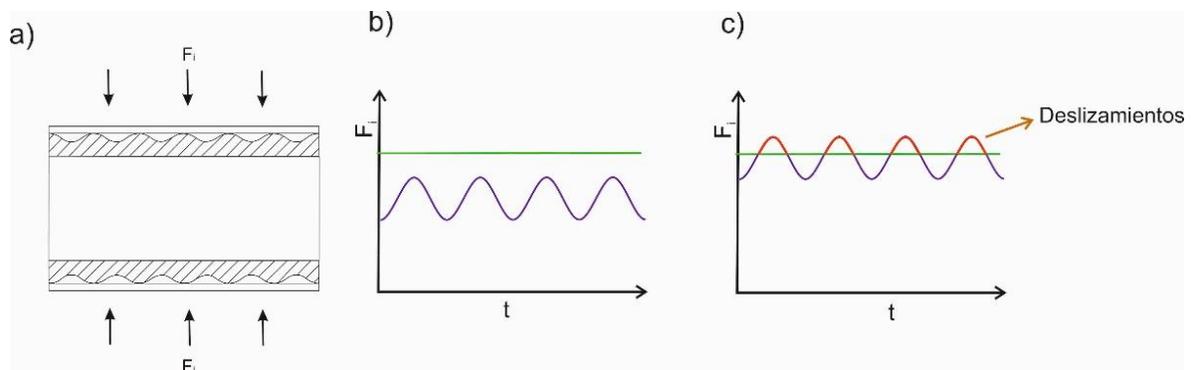


Figura 3.25 Principio de funcionamiento del dispositivo, donde: a) es el dispositivo precargado, b) fuerza de trabajo sin superar rango de trabajo, c) fuerza de trabajo superando rango de trabajo.

3.2 Análisis de parámetros

Se realizó un análisis paramétrico con respecto a la geometría del cilindro ondulatorio para tener una configuración equilibrada, los parámetros analizados fueron: el espesor del cilindro, el tamaño de los radios en las ondulaciones y la cantidad de lóbulos (longitud del cilindro).

Los modelos realizados en este apartado se sometieron bajo las mismas condiciones del modelo. Los modelos se sometieron a un confinamiento mediante un tubo externo y un eje en la parte interna. En la Figura 3.26 se muestra las condiciones de frontera a las que se somete el elemento ondulatorio con cargas axiales y radiales, en un extremo se encuentra limitado el movimiento en todas las direcciones y giros (encastre) y al otro lado sometido a una carga.

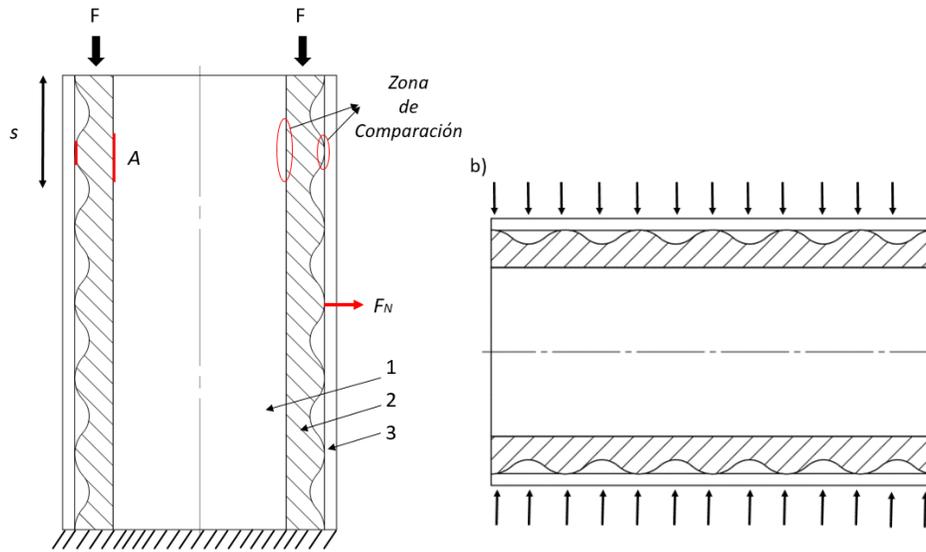


Figura 3.26 Elemento ondulatorio donde: 1 eje, 2 elemento ondulatorio, 3 tubo, a) Compresión axial, b) Compresión radial.

Con las condiciones de frontera anteriormente mencionadas para estos estudios, se consideraron las siguientes propiedades mecánicas del poliuretano y el acero, para los análisis numéricos (ver Tabla 3.2).

Tabla 3.2 Propiedad de materiales (Pahonie et al., 2017).

Propiedad	Poliuretano	Acero
Módulo de Young (N/Mm ²)	1070	200000
Coefficiente de Poisson	0.4101	0.3
Densidad (Ton/Mm ³)	1.0494 e-9	8.65314e-9
Coefficiente de fricción Poliuretano/Acero	0.6	

3.2.1 Espesor

El procedimiento para la elección de los tamaños del elemento ondulatorio se basó como primera instancia en las dimensiones que tienen los materiales comerciales, de esta manera se puede tener un rango de unidades en las cuales trabajar las variables. El tamaño máximo para el elemento ondulatorio es de 55 mm, cual está dado por el tubo secundario que tiene un tamaño comercial de 2 in de cedula 30 por lo que el diámetro interno del tubo es 55 mm. (Mipsa, 2019) El largo del elemento

es de 100 mm, es aproximadamente el doble del diámetro máximo del elemento con la finalidad de tener esa relación de distancias.

El diámetro interno y externo definen el espesor del elemento ondulatorio, por lo que se hizo un análisis para la elección de un espesor que tenga mejor respuesta, dando un equilibrio entre la deformación y la carga ejercida. Por ello se eligieron tres variables de espesor como se muestra en la Figura 3.27.

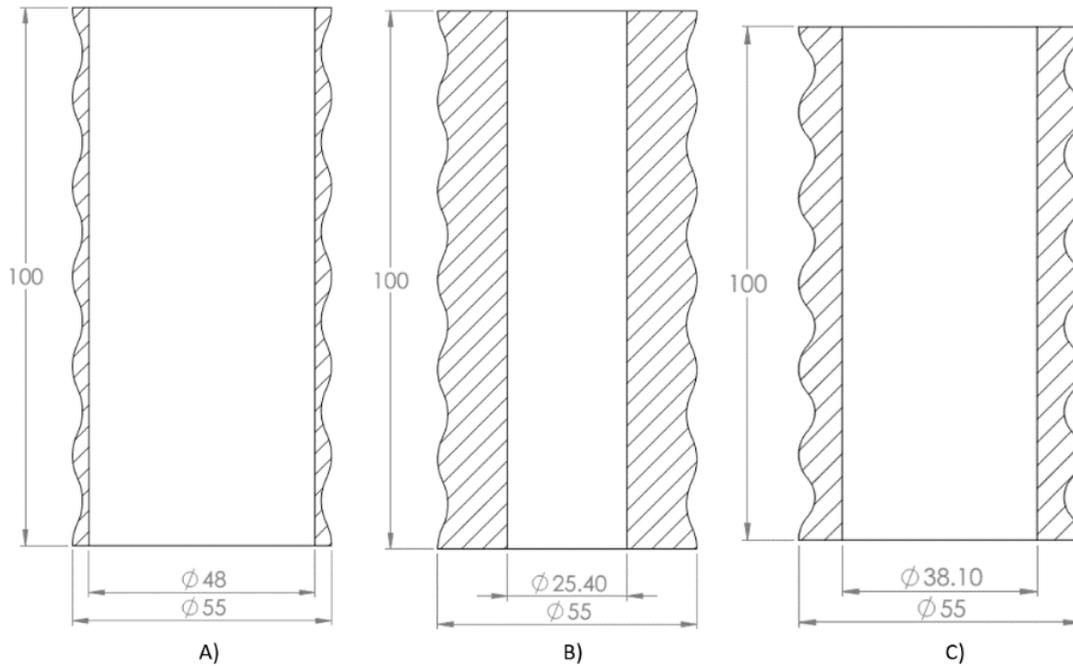


Figura 3.27 Variación del elemento ondulatorio, a) espesor delgado, b) espesor grueso, c) espesor medio.

Teniendo en cuenta las condiciones de frontera se analiza la fuerza normal que se presenta en la configuración, con respecto a la deformación generada por la carga en el sistema. En la Figura 3.28 se muestra la comparación de las fuerzas normales que se producen entre el elemento ondulatorio y el tubo exterior en cada uno de los casos para una carga axial.

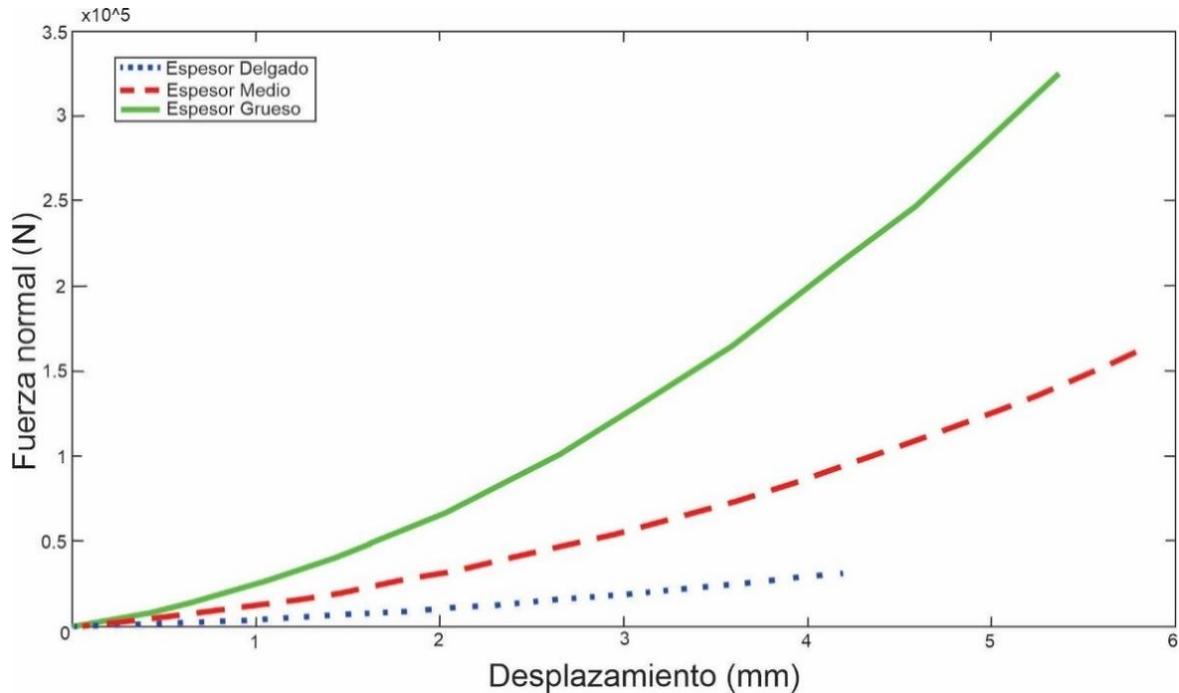


Figura 3.28 Grafica fuerza normal entre el elemento y el tubo para cada uno de los casos.

Podemos observar en Figura 3.28 que la fuerza normal tiene el mismo tipo de comportamiento en las tres variaciones variando solamente en el tamaño de éste, al ser sometidos a la misma carga los elementos se aprecia la diferencia de en el desplazamiento total del elemento siendo el de espesor medio el que presentó un mayor desplazamiento, aunque el valor de la fuerza normal en el espesor grueso es mayor. En la parte interna el comportamiento del área de contacto para los elementos de espesor delgado y grueso es similar, el cual después de cierta cantidad de desplazamiento se vuelve casi constante, mientras que el espesor medio tiene un comportamiento de crecimiento constante durante la deformación del elemento.

Mientras que el comportamiento de la parte externa es similar entre los espesores grueso y medio, el espesor menor es más escalonado a diferencia de los anteriores que es continuo. Aun cuando las fuerzas normales no tienen el mayor valor numérico, el espesor medio tiene una mejor respuesta en general, tiene una mayor deformación con respecto a las otras variaciones.

3.2.2 Tamaños de los radios

Este análisis paramétrico tiene como objetivo observar cual es el comportamiento del elemento ondulatorio con respecto al cambio de los radios de curvatura de los lóbulos que se encuentran en el elemento. Los tamaños de los lóbulos analizados se muestran en la Figura 3.29, los radios fueron elegidos de forma arbitraria, teniendo cuatro casos distintos de tamaños: uno donde los radios del elemento tienen curvatura suave, otro donde el radio interno es pequeño con respecto al externo, uno más donde el radio interno es más grande que el externo y un último donde ambos radios son grandes acercándose al tamaño del cilindro sin lóbulos. Los cuatro casos tienen los mismos tamaños de diámetros, así como de la longitud.

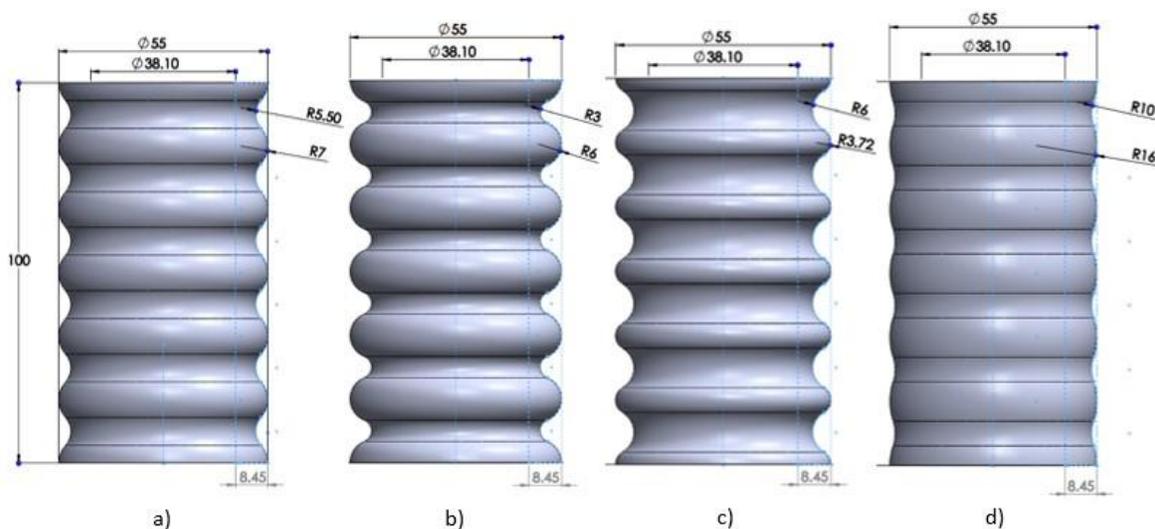


Figura 3.29 Variación paramétrica tamaño de lóbulos donde: a) modelo base, b) modelo con radio interno pequeño, c) modelo con radio interno grande, d) modelo con radios grandes.

La variación paramétrica se realizó para precarga axial y precarga radial, y se analizaron 3 aspectos de cada variación: el área de contacto entre el lóbulo y la carcasa, la fuerza que se requiere para la precarga y la fuerza normal. En la Figura 3.30 se muestra la fuerza requerida para lograr una compresión de aproximadamente 4 mm de forma radial. Se puede observar que la propuesta 3 requiere una mayor fuerza para lograr ese desplazamiento, esto se le puede atribuir a que tiene un mayor volumen al tener los radios de curvatura de mayor tamaño, por lo que su geometría se asemeja más a un cilindro. Esto a su vez limita y

disminuye en los espacios a los que los lóbulos se puedan deformar, fenómeno que no ocurre en las demás propuestas debido a que por los radios se obtienen espacios para su deformación.

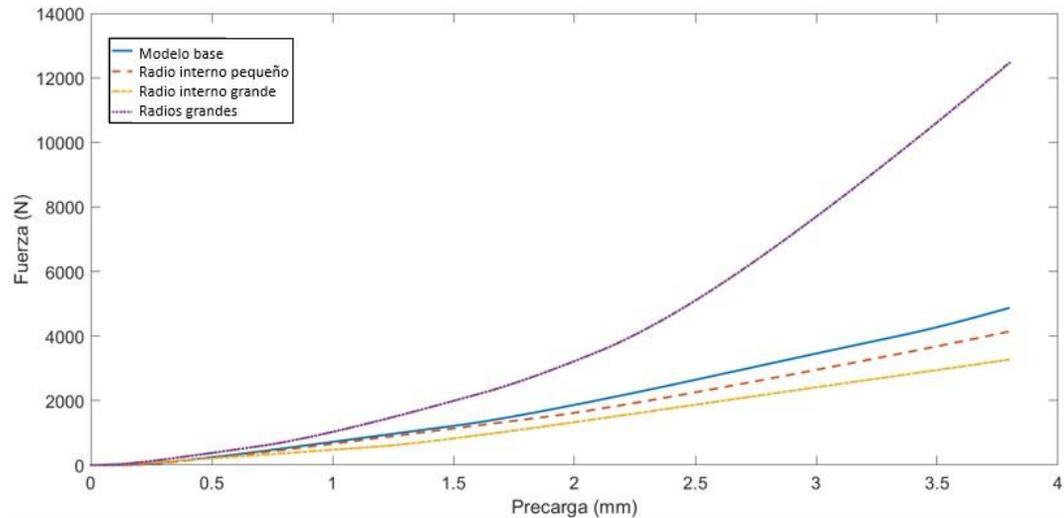


Figura 3.30 Fuerza de precarga radial.

En la Figura 3.31, al contrario de la figura anterior, la propuesta que tiene menor área de contacto es la propuesta 2, esto es debido a que el radio exterior del lóbulo es pequeño con respecto a los demás, mientras que las otras propuestas presentan un área de contacto similar.

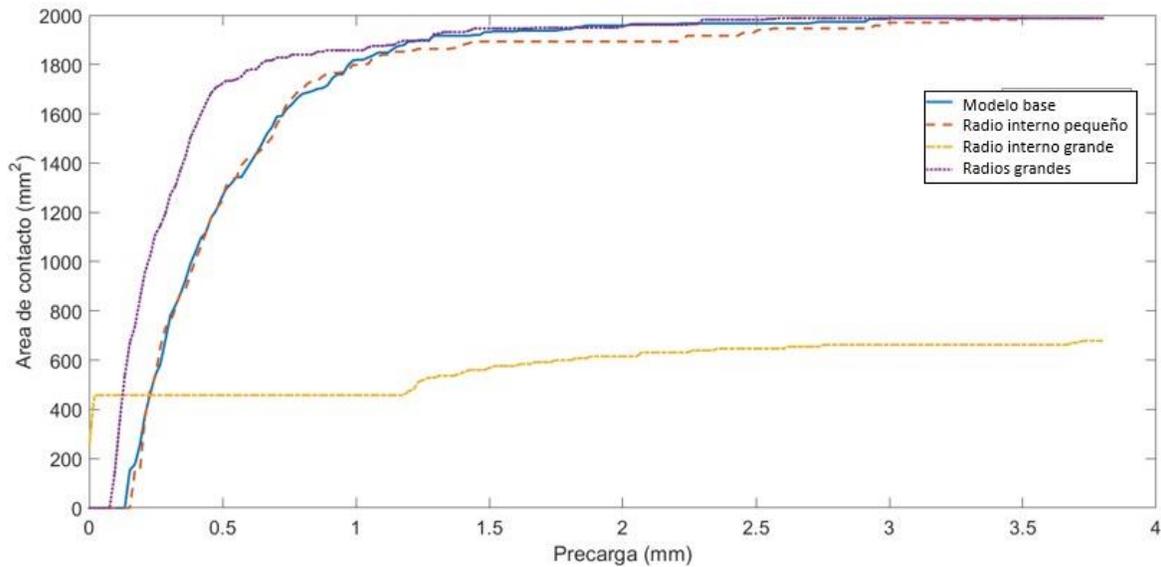


Figura 3.31 Área de contacto en modelo radial.

En la Figura 3.32 se observa la fuerza normal generada por la compresión radial, donde se aprecia que la propuesta 3 es la que presenta una mayor fuerza normal. Sin embargo, ésta no sería la mejor opción, puesto que también es la que presenta una mayor fuerza para la compresión de 4 mm.

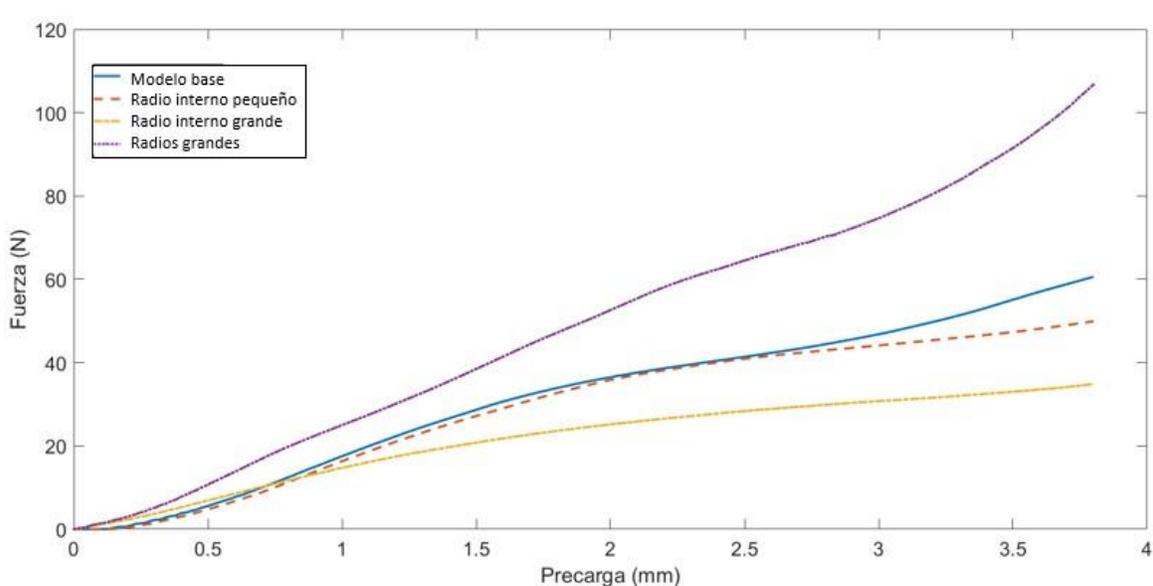


Figura 3.32 Fuerza normal compresión radial.

La modificación de los radios en los lóbulos, así como su forma geométrica están estrechamente relacionados a la forma de contacto, entre el elemento ondulatorio con los demás componentes. Para este estudio es utilizado un cilindro con ondulaciones como el que se muestra en la Figura 3.29 a) la elección de las dimensiones del prototipo es a partir de dimensiones comerciales.

3.2.3 Cantidad de lóbulos

El análisis paramétrico de la cantidad de lóbulos tiene como objetivo saber cuál es el comportamiento del elemento ondulatorio en cada uno de los lóbulos que lo conforman, con la finalidad de saber la cantidad máxima y mínima de lóbulos necesarios para el funcionamiento del elemento, así como su comportamiento con las cargas.

La cantidad mínima de lóbulos que necesita el elemento ondulatorio se considera como: cuantos lóbulos como mínimo requiere el elemento ondulatorio para que tenga un buen comportamiento y que no falle ante las cargas que se ajuste. La cantidad máxima se toma como la mayor cantidad de lóbulos que pudiese tener el elemento ondulatorio aportando al sistema, puesto que después de cierta cantidad de lóbulos dejaran de aportar al sistema, debido al comportamiento del material con el que están contruidos. En la Figura 3.33 se muestra la nomenclatura que se tomó para las pruebas del elemento.

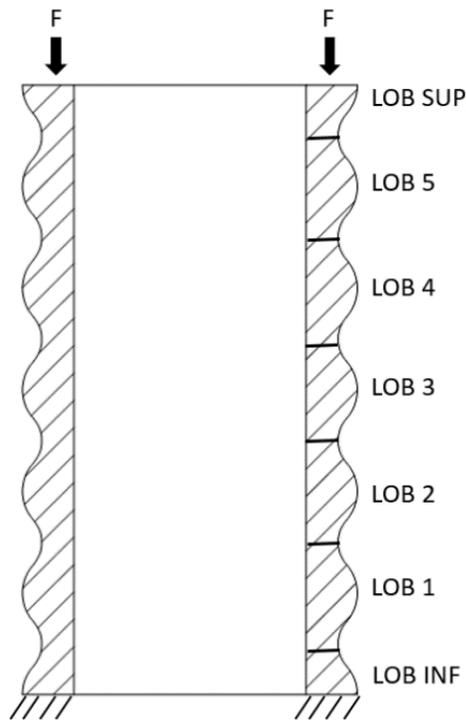


Figura 3.33 Nomenclatura del elemento ondulatorio.

El análisis realizado al elemento en condiciones de confinamiento dio como resultado las siguientes gráficas donde se aprecia los resultados del área de contacto entre el eje y el elemento, así como la fuerza normal. En la Figura 3.34 se muestra la fuerza normal que hay entre el eje y el elemento donde se aprecia que los lóbulos 2 y 3 a la fuerza normal es considerablemente menor a diferencia del lóbulo 5, en estos dos lóbulos se puede considerar el comportamiento constante.

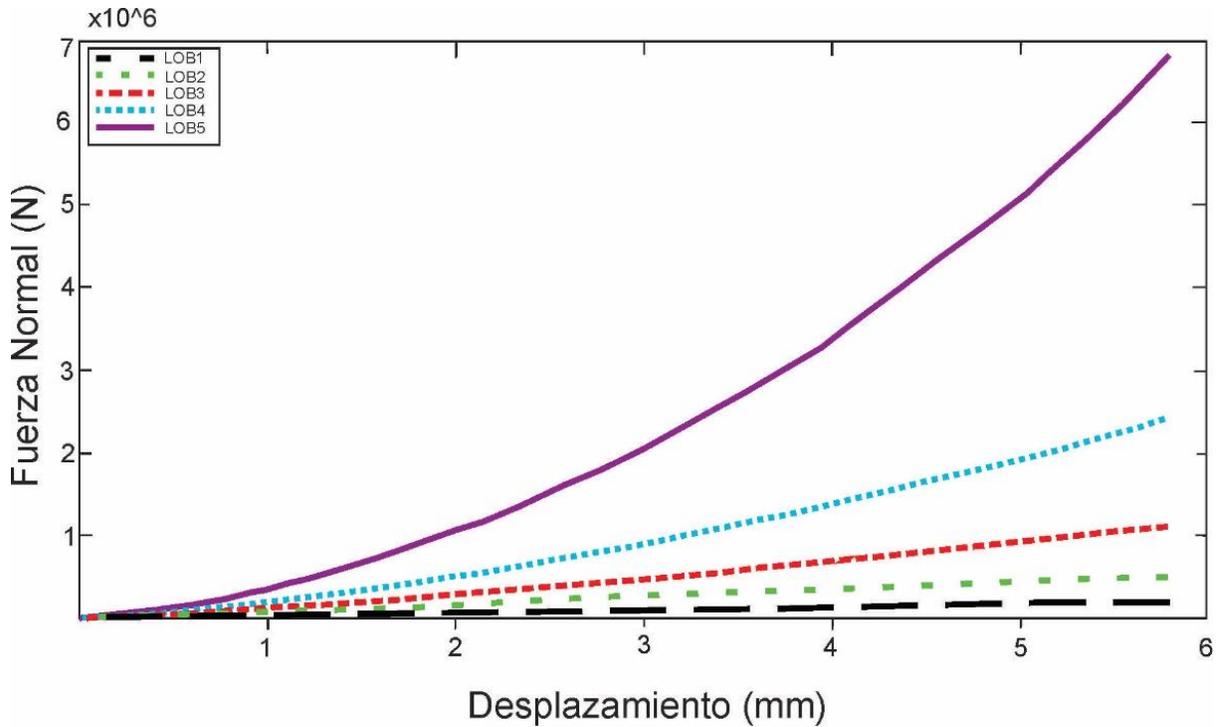


Figura 3.34 Gráfica de fuerza normal entre eje – elemento.

Con respecto al elemento a los resultados de la fuerza normal podemos observar que es aproximadamente un 50% de diferencia entre lóbulo y lóbulo; por lo que entre el lóbulo 5 y el lóbulo 1 la diferencia es de aproximadamente un 95%, así como con un 90% entre el lóbulo 5 y 2. Con lo que se puede concluir los lóbulos 1 y 2 pueden ser eliminados del elemento ondulatorio sin que afecte en el sistema. El área de contacto tiene un 25% aproximadamente de diferencia entre cada lóbulo por lo que reafirma la conclusión con respecto al lóbulo 1 y 2.

Con cargas radiales la carcasa es separada en dos piezas a una distancia de 4 mm. Entre ella se encuentra el elemento ondulatorio y el eje, lo que permitirá que el elemento sea precargado de manera uniforme por toda su longitud. En la Figura 3.35 se muestra los resultados de la fuerza normal que hay entre elemento ondulatorio y la carcasa, en el caso de la carga radial, por lo que la fuerza que se presenta en cada uno de los lóbulos es la misma, por lo que no existen diferencias entre los lóbulos.

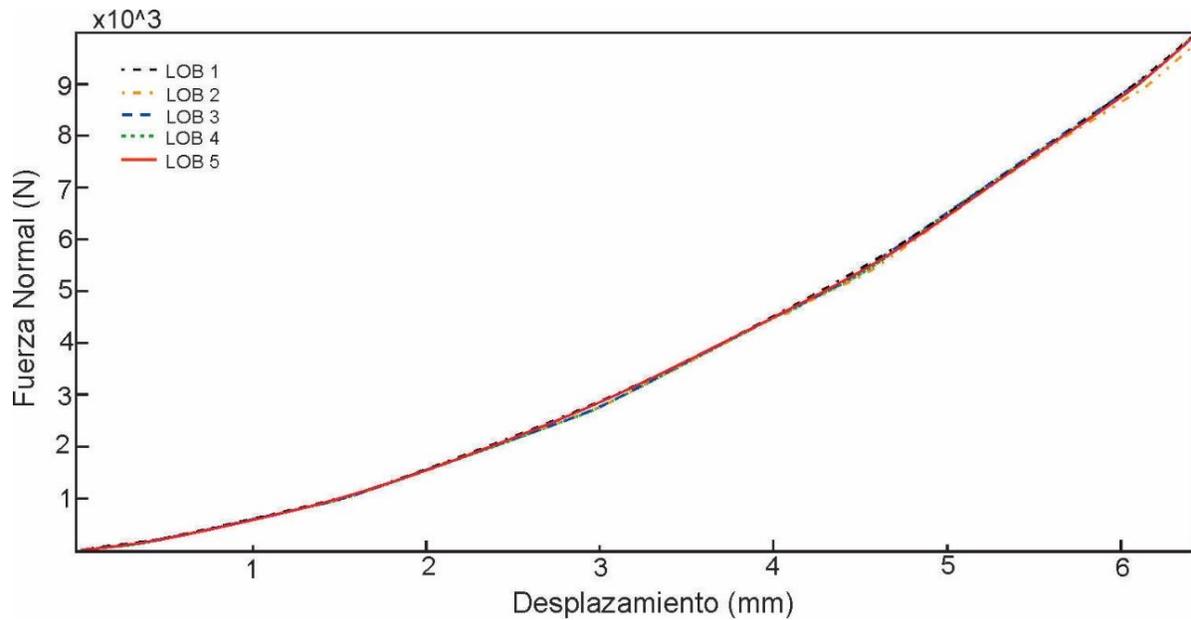


Figura 3.35 Comparación de compresión radial entre lóbulos.

Aunque la forma de carga radial y axial tienen diversas distribuciones de fuerza en cada uno de los lóbulos. La utilización entre uno u otra dependerá directamente de la aplicación que se requiera, colocándolo por ejemplo de forma radial en un acoplamiento entre un eje motriz y uno secundario y de forma axial en un colchón de seguridad.

Con el comportamiento que tienen los lóbulos a lo largo del ensamble se realizó un análisis con la cantidad de lóbulos que se encuentran en el elemento ondulatorio; de igual forma se realizó con los tipos de precarga presentado con anterioridad. En la Figura 3.36 se muestran las diferentes cantidades de lóbulos consideradas en el análisis paramétrico. Los datos analizados son el área de contacto, fuerza de precarga y fuerza de fricción.

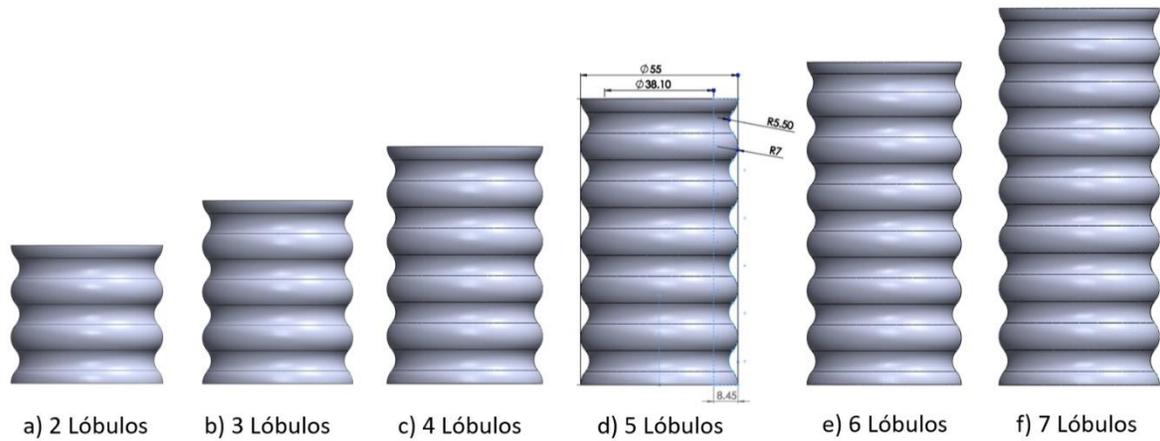


Figura 3.36 Análisis paramétrico número de lóbulos.

La precarga axial se dividió a su vez en dos configuraciones, una es la carga axial de 250 N a cada una de las variaciones, y otra con una compresión del 10% de su longitud total, como se muestra en la Figura 3.37. El modelo numérico consta de los elementos mostrados en la figura.

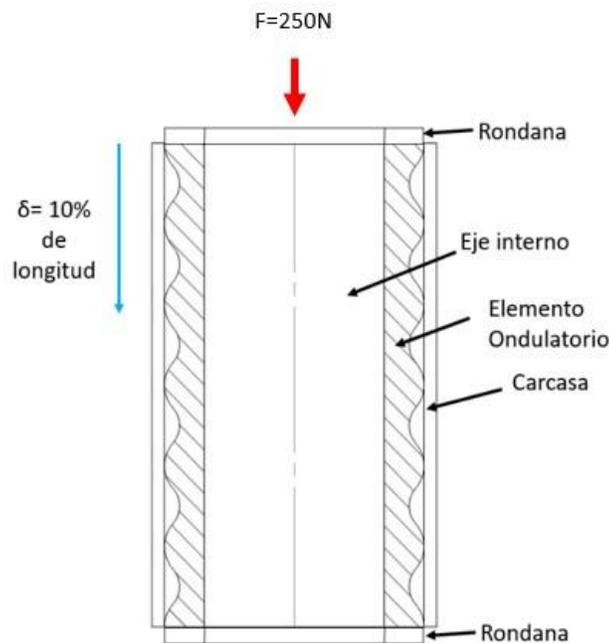


Figura 3.37 Tipos de precarga axial.

En la Figura 3.38 se muestra el comportamiento de los elementos ondulatorios con diferentes lóbulos a una precarga de 250 N, donde se puede observar que mientras menos lóbulos tenga el elemento, éste se comprime en menor cantidad. Como se observa en la figura, el elemento con dos lóbulos se comprime aproximadamente 1.3 mm, mientras que el de siete lóbulos se comprime alrededor de los 2 mm.

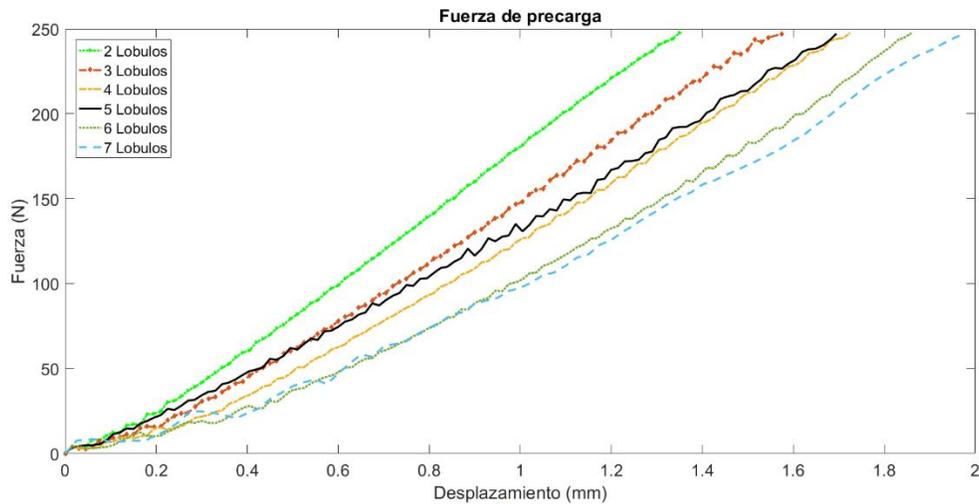


Figura 3.38 Desplazamiento generado por $F=250$ N.

En la Figura 3.39 se muestra la fuerza normal que se produce a consecuencia de la precarga de 250 N. Esta fuerza varía debido a que la rigidez es distinta entre cada uno de los casos, lo que ocasiona que se deforme más o menos según sea el caso por lo que cambia el área de contacto y por ende la fuerza de contacto.

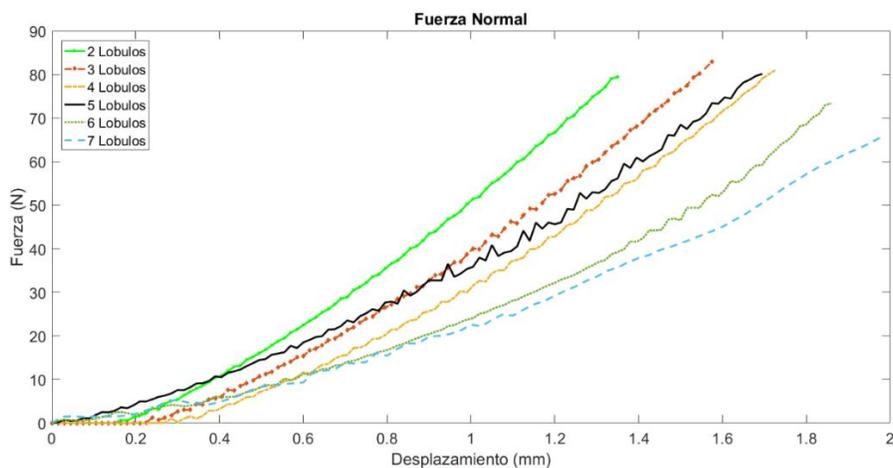


Figura 3.39 Fuerza normal con carga axial generado $F=250$ N.

Se compararon las fuerzas normales de la Figura 3.39 para saber la diferencia porcentual entre los diversos elementos. En la Figura 3.40 se aprecia que la diferencia entre cada caso es menor al 10%, a excepción de los casos con 6 y 7 lóbulos que es de aproximadamente 12%. Al no ser una diferencia muy marcada se realizó otro modelo, pero con una precarga del 10 % de su longitud.

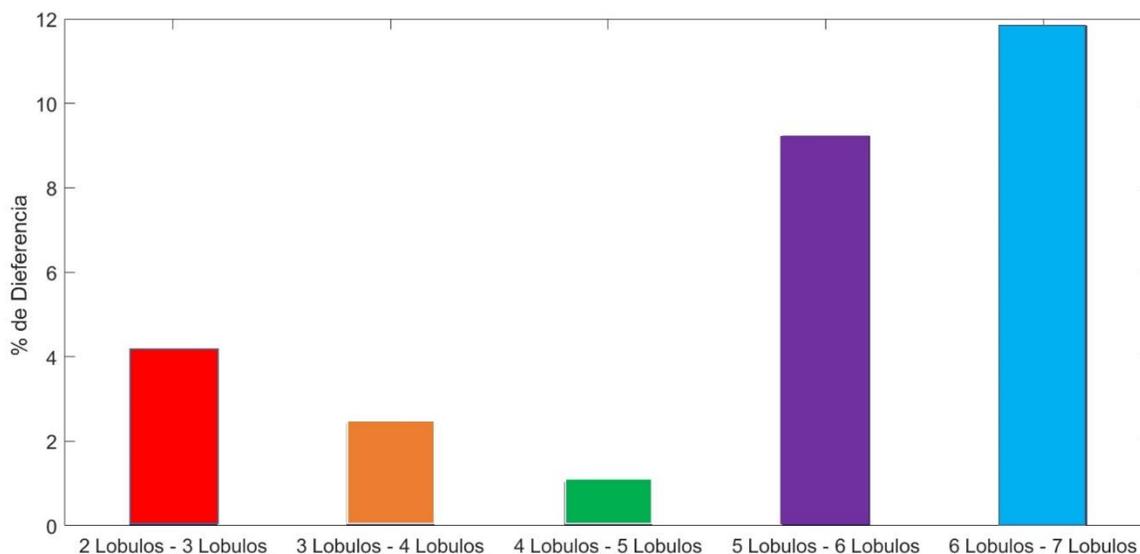


Figura 3.40 Diferencia entre los elementos a precarga igual.

En la Tabla 3.3 se muestra la longitud total en todos los casos, así como la compresión de precarga que estos tendrían considerando un 10% de su longitud. Esto para conocer si las diferencias entre los casos de cantidades de lóbulos permanecían o había una variación; se consideró el mismo modelo anterior, sólo cambiando las condiciones de carga.

Tabla 3.3 Tamaños de diversas cantidades de lóbulos.

Elemento ondulatorio	2 lóbulos	3 lóbulos	4 lóbulos	5 lóbulos	6 lóbulos	7 lóbulos
Longitud total (mm)	50	66.7	83.33	100	116.7	133
Compresión (mm)	5	6.6	8.3	10	11.67	13.3

En la Figura 3.41 se muestran los casos bajo las condiciones antes mencionadas, donde se puede observar que el comportamiento entre las cantidades de lóbulos es muy similar, por ejemplo, los casos de 2 a 6 lóbulos son muy próximos hasta los 5 mm de precarga y uno a uno se van quedando por la precarga. Esto demuestra que es progresivo según la cantidad de lóbulos presentados.

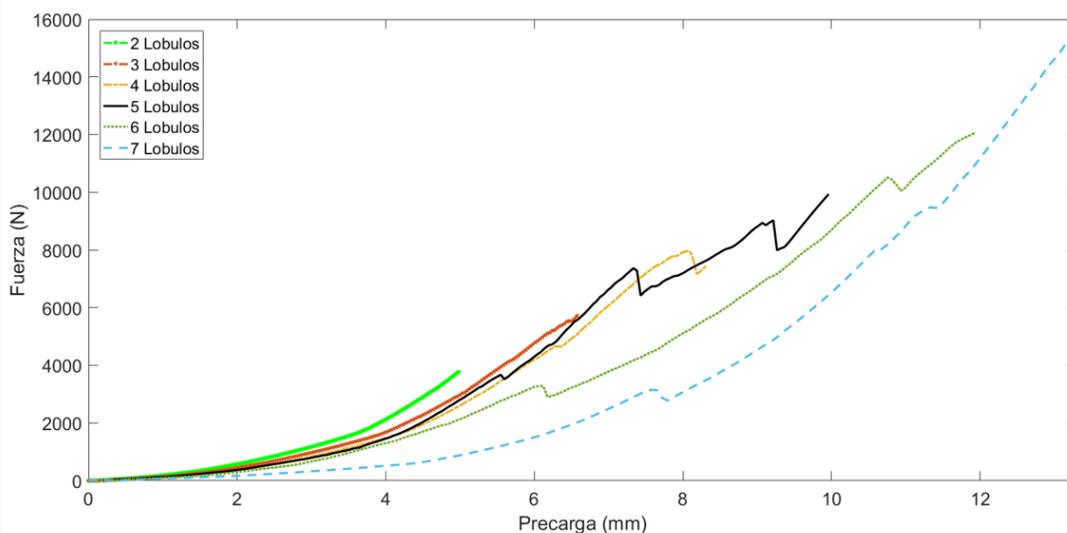


Figura 3.41 Comparación de fuerza de precarga axial.

De igual manera, la fuerza normal tiene el mismo comportamiento en cada uno de los casos, como se puede ver en la Figura 3.42. Se observa que el caso con 7 lóbulos presenta una menor fuerza normal, al igual al de 6 lóbulos; esto se puede deber a que al ser más largo y la compresión no haber sido tan significativa con respecto a su longitud, puede presentar pérdida de contacto en algunas zonas por el espacio de la deformación.

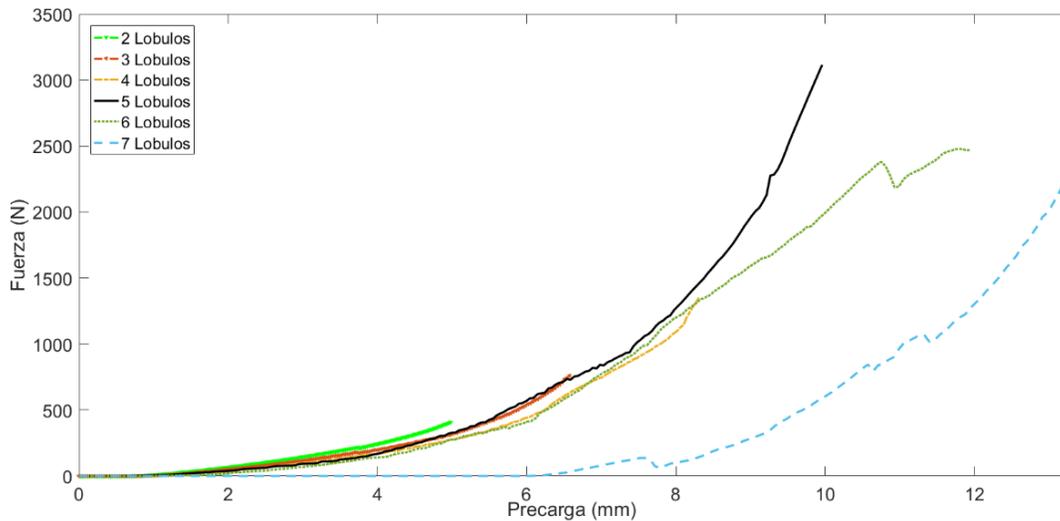


Figura 3.42 Fuerza normal resultante de la precarga axial.

La diferencia entre uno y otro caso es de un 50% aproximadamente (Figura 3.43) en los primeros casos. Como en los casos anteriores, la elección de la configuración correcta depende directamente de la aplicación. Sin embargo, estos análisis funcionan para la comprensión del fenómeno como primera instancia.

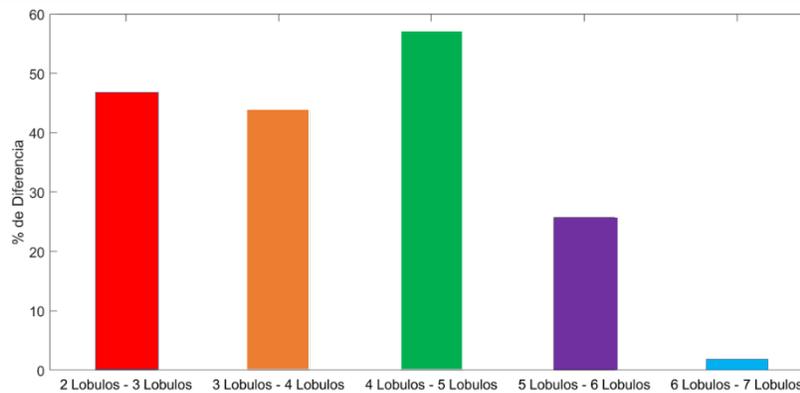


Figura 3.43 Porcentaje de diferencia fuerza normal con precarga del 10% de longitud.

Con base a las variaciones paramétricas del cilindro con ondulaciones, las configuraciones que cuenta con características equilibradas es la de 5 lóbulos con diámetro medio y radios de 5.5 y 7 mm como se muestra en la Figura 3.44, no obstante, con esta configuración los modelos próximos se comparan entre sí de manera experimental y numérica con cargas axiales y radiales.

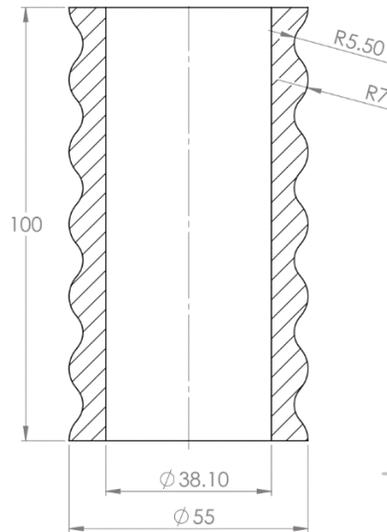


Figura 3.44 Elemento ondulatorio seleccionado del análisis paramétrico.

3.3 Material Caracterización del neopreno

La metodología para realizar la caracterización que se realizó en esta investigación se muestra en la Figura 3.45. La metodología es utilizable para ensayos uniaxiales a tensión y a compresión.

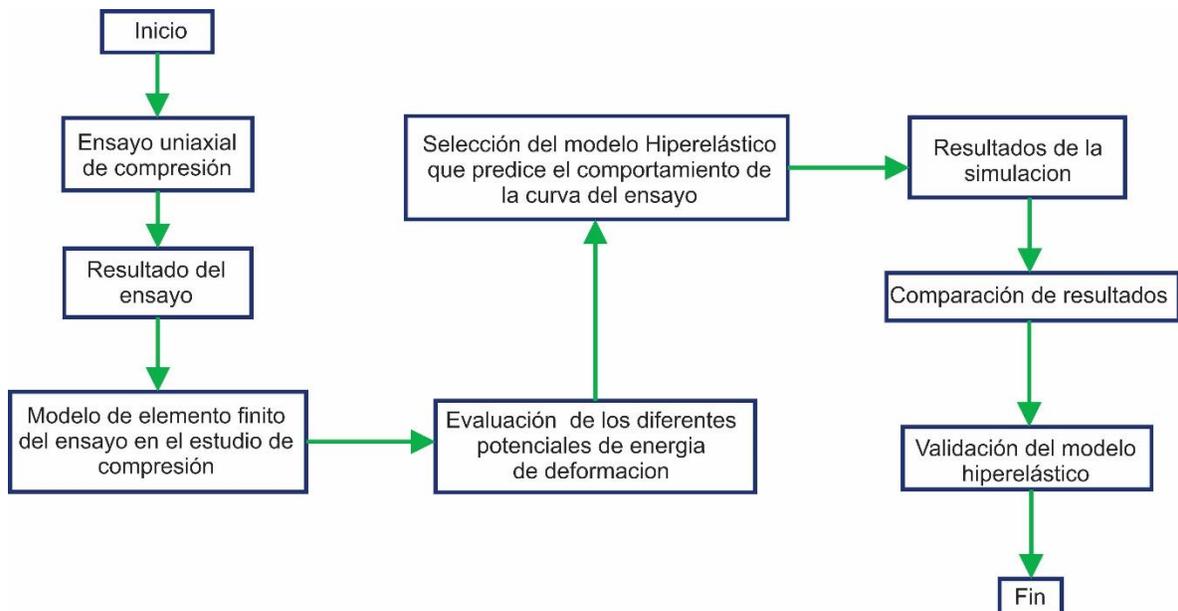


Figura 3.45 Metodología de caracterización del neopreno.

Para conocer las propiedades reales del Neopreno que será analizado, es necesario obtener las gráficas de esfuerzo contra deformación. Con esta información se realizará el modelado discreto, para ello se usaron probetas estandarizadas con base en la especificación de la norma ASTM D395-03, la cual requiere un cilindro de 29.0 ± 0.5 mm de diámetro y una altura de 12.5 ± 0.5 mm (ver Figura 3.46) a una velocidad de carga 0.05 kN/s hasta una deformación del 30%.

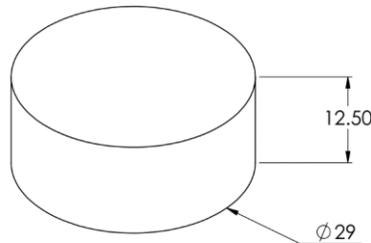


Figura 3.46 Probeta cilíndrica normalizada (ASTM D395-03).

Las pruebas se llevaron a cabo en compresión en una máquina de ensayos universal Shimadzu AGX plus 100 kN, 5 kN, con una precisión de tensión de $\pm 1\%$ con una resolución de $1/48 \mu\text{m}$ y una velocidad de 0.0005 a 10000 mm/min. La prueba consistió en colocar una probeta cilíndrica entre dos placas rígidas como se presenta en la Figura 3.47. Se realizó a una velocidad de carga constante de 50 N/s hasta una deformación del 30% (Fediuc et al., 2013).

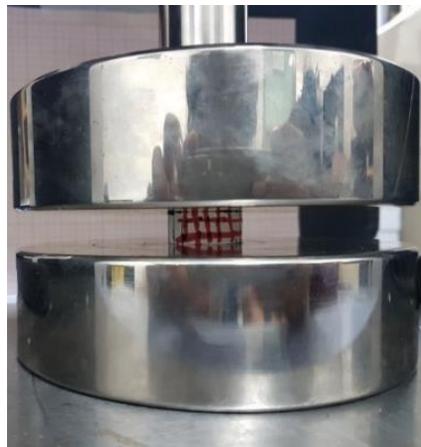


Figura 3.47 Compresión de la probeta entre platos de la máquina universal.

La Figura 3.48 muestra la curva esfuerzo-deformación obtenida de la prueba cíclica a compresión a la probeta de material neopreno. Se puede observar el comportamiento del elastómero a la prueba de 10 ciclos.

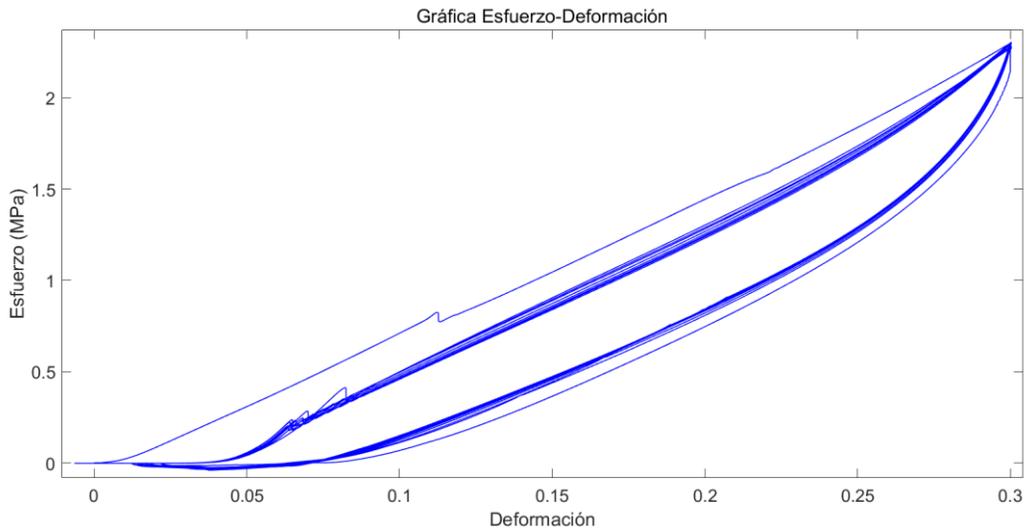


Figura 3.48 Grafica Esfuerzo-Deformación.

3.4 Obtención de coeficientes reológicos

Los datos obtenidos de la máquina universal Shimakzu, fueron procesados obteniendo el esfuerzo contra la deformación. La Figura 3.49 muestra la gráfica de la mitad del primer ciclo que es la fase de compresión del elemento, esto debido a que todas las pruebas que se hacen son solo a compresión y no de forma cíclica, por lo que no es necesario tomar los datos cuando la fuerza es estable debido al efecto Mullins.

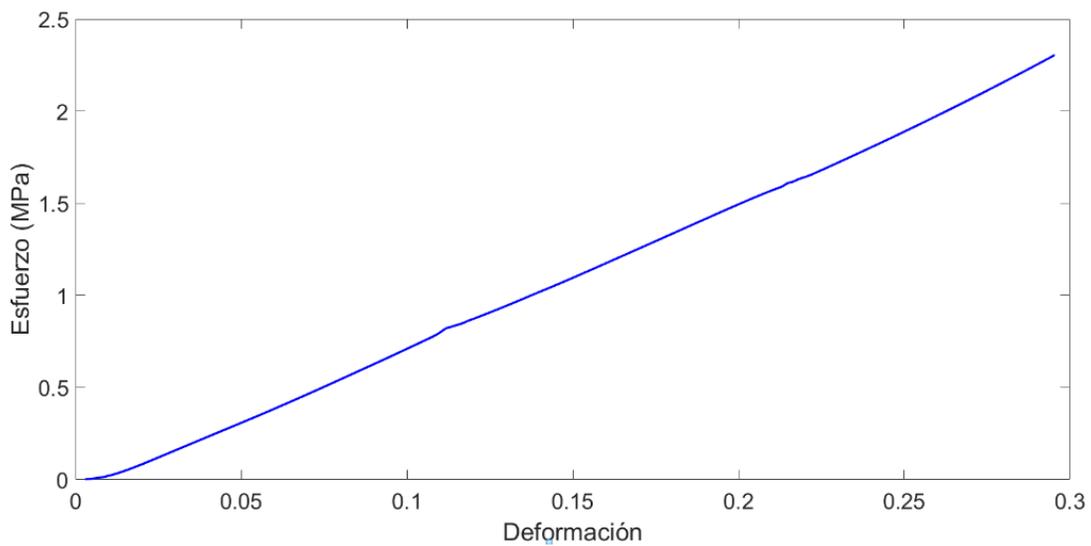


Figura 3.49 Fase de compresión del elemento de neopreno.

Los valores de esfuerzo - deformación fueron introducidos en el software Abaqus para ser evaluados y obtener los modelos constitutivos que se adecuan mejor al comportamiento de los datos de entrada. En la Figura 3.50 se muestran las gráficas comparativas con los modelos constitutivos y los valores de entrada (experimentales). En los detalles A, B y C se, aprecia cómo los modelos se comportan a lo largo de la prueba, haciendo de forma más notoria las diferencias que existen entre los modelos y los valores de entrada.

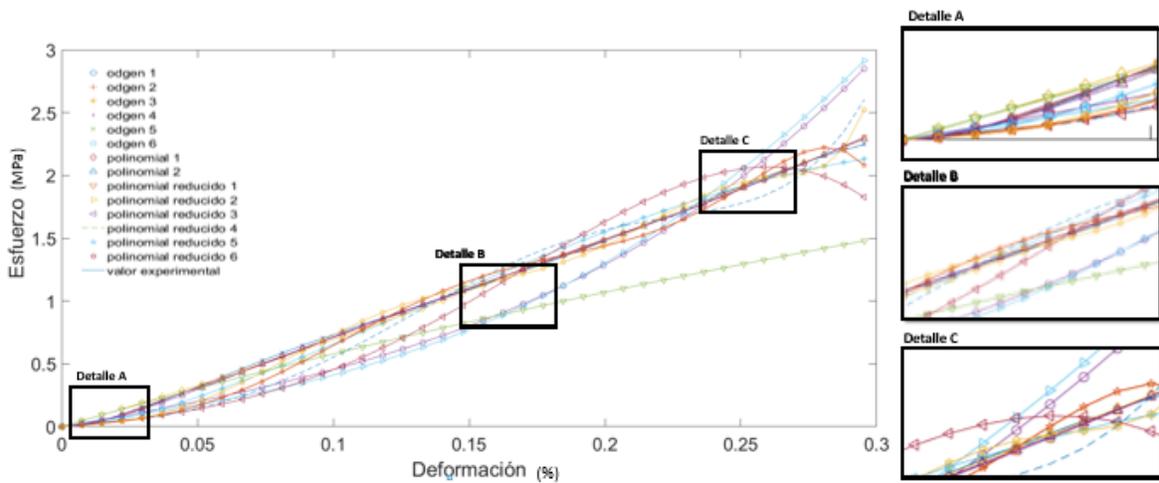


Figura 3.50 Comparación de los modelos.

Debido a que no todos los modelos constitutivos se adecuan al comportamiento de los materiales elastómericos, se seleccionaron los modelos que para el material de neopreno encajaran con el comportamiento, dejando el modelo de Odgen de 6to orden y el polinomial de 2do grado como se muestra en la Figura 3.51.

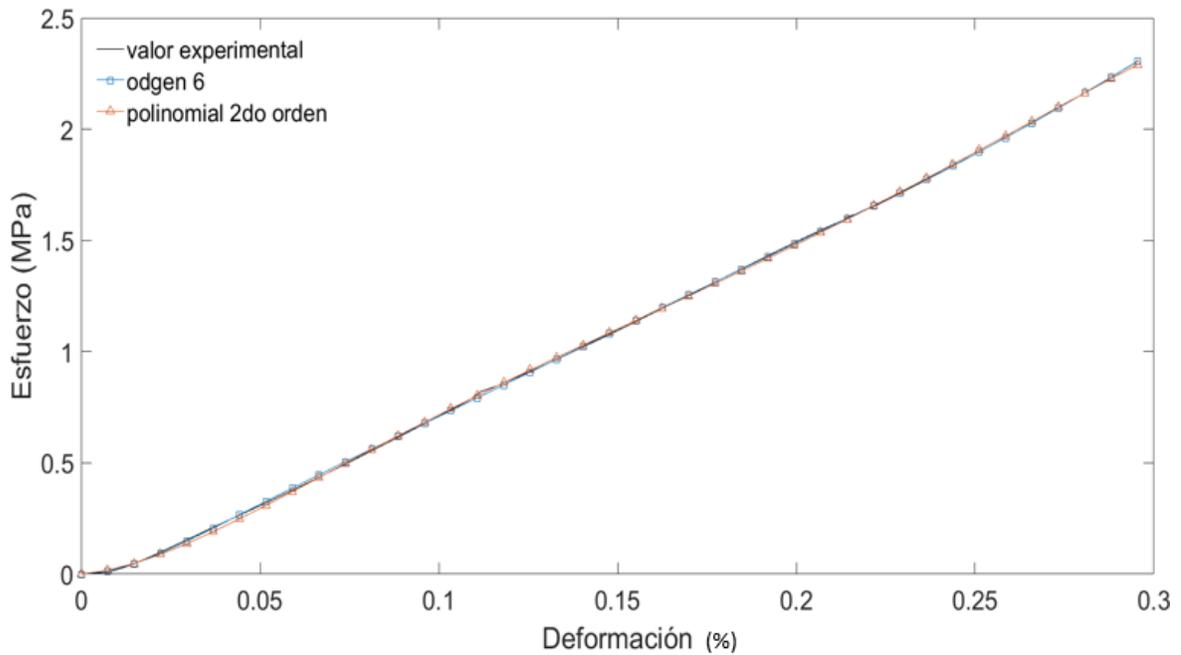


Figura 3.51 Comparación de modelos próximos al valor experimental.

Con la selección de los modelos se mostraron las constantes del comportamiento para en modelos futuros no tener que contar con los datos experimentales. Con solo ingresar las constantes se obtendrán los mismos resultados, esto facilita la replicación de los modelos debido a que no sería necesario todos los valores experimentales. En la Tabla 3.4 se muestran las constantes para los modelos de Ogden y polinomial seleccionados.

Tabla 3.4 Coeficientes de modelos constitutivos.

MODELO	POLINOMIAL 2DO ORDEN		
D1=0.00	C10= 25.13	C01= -24.90	
D2=0.00	C20=-180.36	C11=478.16	C02=-330.99
MODELO	Ogden 6to orden		
I	MU_I	ALPHA_I	D_I
1	19980.06	-1.53	0.00

2	-12463.33	1.25	0.00
3	2490.09	4.27	0.00
4	-33413.13	-6.65	0.00
5	34466.69	-9.07	0.00
6	11060.50	-11.42	0.00
MODELO	Polinomial reducido 2do orden		
D1=0.00	C10=0.56	C01= -0.00	
D2=0.00	C20=3.44	C11=0.00	C02=0.00

3.5 Conclusiones

Con los análisis realizados a lo largo de este capítulo se obtuvieron las siguientes conclusiones. Mediante las pruebas experimentales de una probeta estandarizada bajo la norma ASTM D395-03 y los modelos numéricos resultantes de los datos experimentales se obtuvieron las propiedades del neopreno bajo tres modelos constitutivos, no obstante, las propiedades que se utilizarán en los modelos de los siguientes capítulos son las del Polinomial Reducido de 2do orden con coeficientes: C10=0.56 y C20=3.44 para elementos en milímetros.

Del análisis paramétrico se obtuvo la geometría mostrada en la Figura 3.44 dando la cantidad de lóbulos, las dimensiones de los lóbulos y diámetros necesarios para maquinar un molde. Así, hacer un prototipo del elemento ondulatorio, posteriormente comprobar el comportamiento cuando se somete a cargas radiales y axiales, cuando se monta en la máquina universal Shimadzu.

Capítulo 4 Pruebas experimentales

Con las conclusiones obtenidas del capítulo anterior, se determinaron las medidas del elemento ondulatorio para la fabricación de su molde. En este capítulo se profundizará en la construcción del banco experimental, así como pruebas experimentales en la máquina universal shimadzu realizadas con elemento ondulatorio.

4.1 Coeficiente de fricción experimental

El coeficiente de fricción es un dato fundamental para un correcto modelado numérico. El coeficiente de fricción es posible obtenerlo de manera experimental, así como a través de la literatura (Deladi, 2006).

La fuerza de fricción no depende del área de contacto aparente, debido a que el coeficiente de fricción es el mismo entre objetos grandes y pequeños. Por igual, la fuerza de fricción es independiente de la velocidad de desplazamiento, por lo que la fuerza necesaria para iniciar un movimiento es la misma para cualquier velocidad específica que se maneje. Tomando en cuenta que la velocidad es suficientemente baja para no afectar la temperatura de la superficie, pero a bajas velocidades el coeficiente de fricción puede aumentar dependiendo del sistema que se analiza (Rabinowicz, 1965). En la Figura 2.11 se muestra el diagrama de cuerpo libre de un objeto en el plano inclinado por lo que se obtiene el ángulo de inclinación.

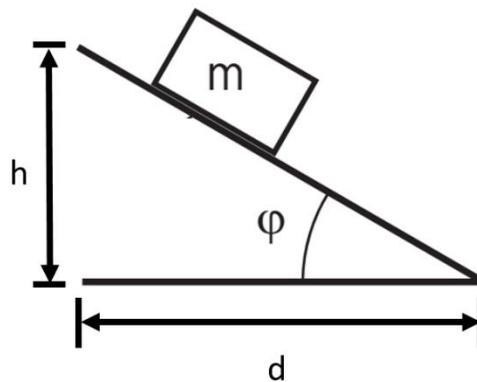


Figura 4.52 Objeto en plano inclinado.

El coeficiente de fricción estático del neopreno se obtuvo mediante una prueba experimental (ver la Figura 4.53), poniendo una probeta de neopreno sobre un plano de acero, aumentando la inclinación gradualmente hasta que ocurrieran deslizamientos. Este proceso se realizó en varias ocasiones para comprobar la repetibilidad de los resultados. Con el ángulo de inclinación se sustituyó en la ecuación. 4.1, obteniendo un coeficiente de fricción entre el neopreno y el acero de $\mu=0.7$.

$$\mu = \tan \varphi = \frac{h}{d} \quad \text{ec. 4.1}$$



Figura 4.53 Prueba para obtención del coeficiente de fricción.

4.2 Prueba a compresión

Con las medidas obtenidas del análisis paramétrico se realizaron los planos técnicos (Ver anexo 1) para la construcción del elemento ondulatorio. Teniendo los moldes se realizaron las probetas del elemento ondulatorio, para posteriormente realizar pruebas cuasi estáticas sobre el comportamiento que tiene bajo compresión y mediante cargas montadas en el banco experimental.

De primera instancia las probetas fueron sometidas a compresiones entre los platos rígidos de la máquina universal. La prueba cual consistió en comprimir el elemento de forma cíclica a una velocidad de carga de 50 N/s por 10 mm durante 10 ciclos, esto con la finalidad de conocer el comportamiento del elemento a compresión, así

como la fuerza necesaria para comprimirlo. En la Figura 4.54 se muestra la manera en que fue montada la prueba en la máquina universal Shimadzu.



Figura 4.54 Montaje del elemento ondulatorio entre los platos de la máquina universal.

En la Figura 4.55 se muestra la gráfica Fuerza- Desplazamiento obtenida de la prueba a compresión, donde se puede observar el efecto Mullins. En el primer ciclo la fuerza de compresión es mayor y cada ciclo se reduce hasta estabilizarse después de 5 ciclos.

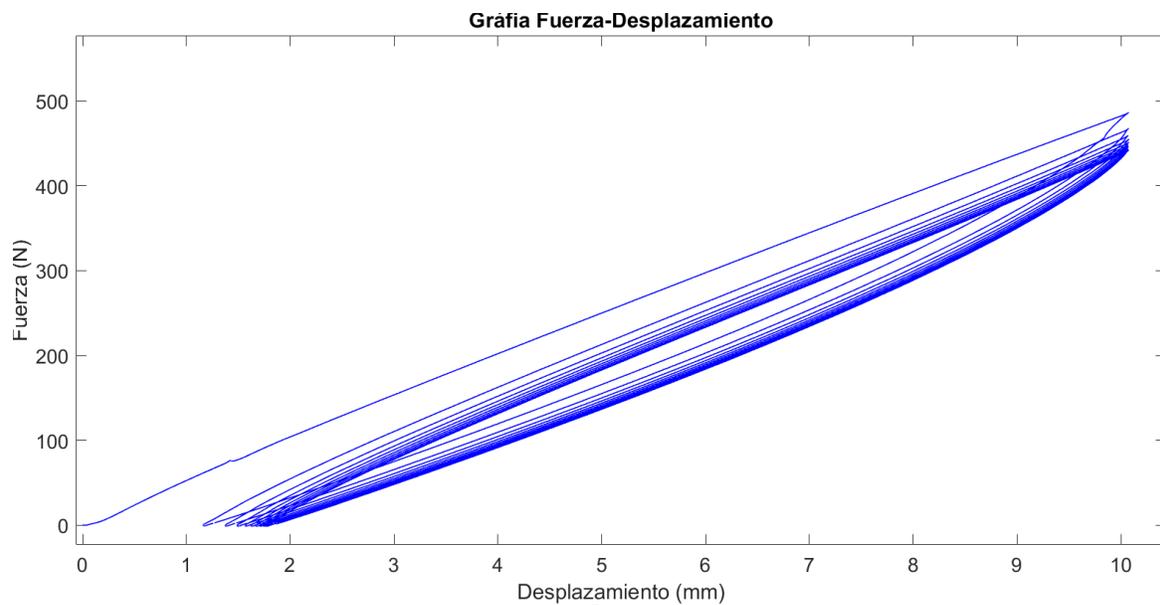


Figura 4.55 Fuerza de compresión del elemento ondulatorio.

Al contar con el elemento ondulatorio y la caracterización del material a compresión, se realizaron pruebas experimentales en la máquina universal con la configuración de un eje interno y el elemento ondulatorio entre los dos platos de compresión, como se muestra en la Figura 4.56. La prueba consistió en comprimir por 3 mm de forma radial el elemento ondulatorio a una velocidad de 0.248 mm/s (Mesa-Múnera et al., 2012) con la finalidad de obtener la fuerza necesaria para obtener dicha compresión.

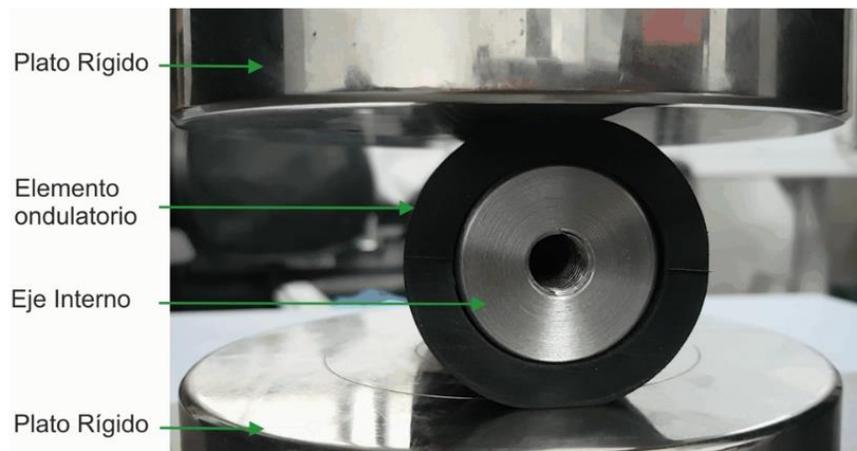


Figura 4.56 Prueba experimental con carga radial en la máquina universal.

El comportamiento de la fuerza a compresión es la que se muestra en la Figura 4.57 dando una fuerza máxima de 610 N para comprimir 3 mm el elemento ondulatorio.

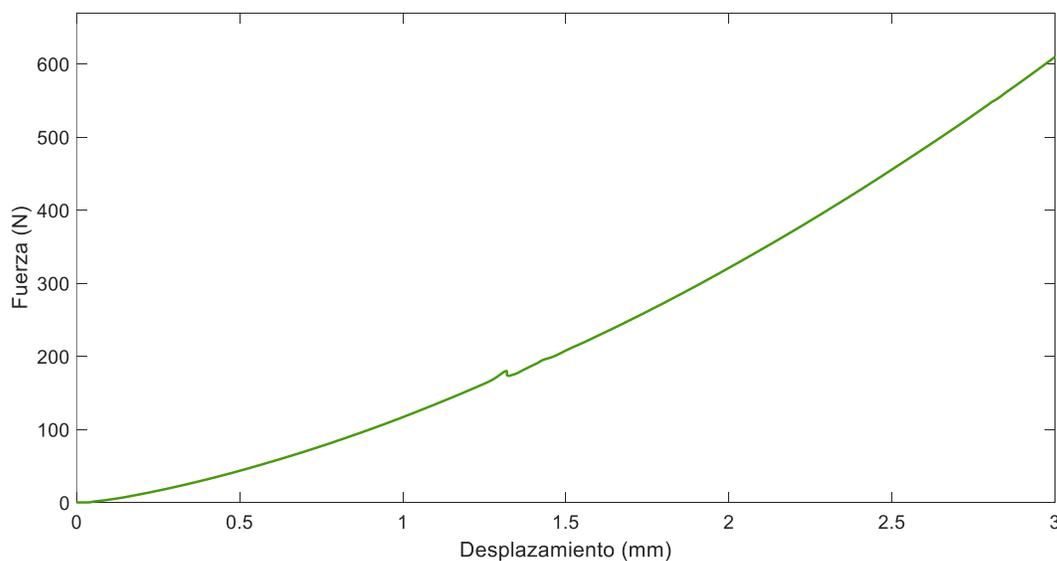


Figura 4.57 Fuerza de compresión obtenida de la prueba experimental de forma radial.

En la Figura 4.58 se muestra la comparación del elemento ondulatorio a compresión con y sin eje interno. Se observa cómo la deformación en el elemento sin el eje interno es hacia la parte interna y ligeramente hacia la parte externa, mientras que con eje se limita la deformación interna generando lóbulos más grandes y más cerca.

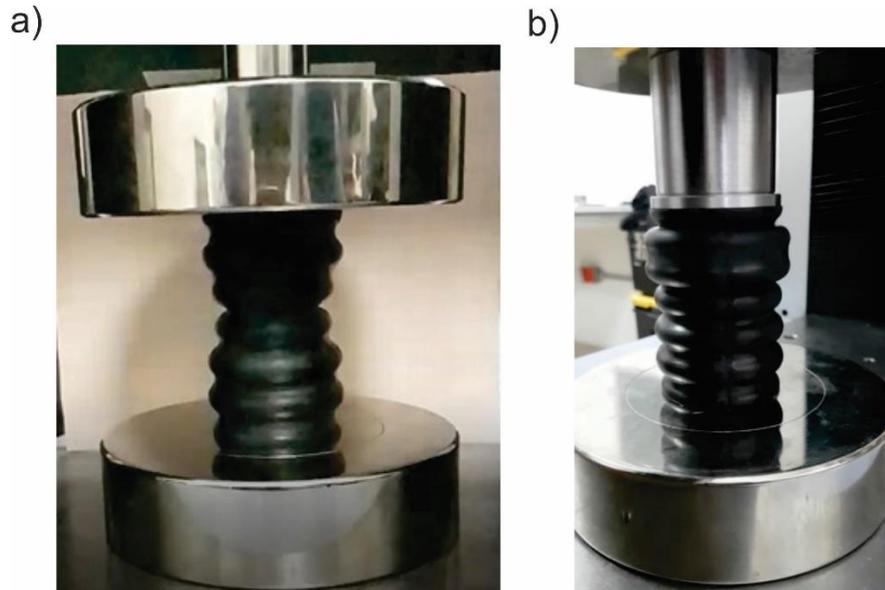


Figura 4.58 Comparación del elemento ondulatorio a compresión donde: a) elemento sin eje interno, b) elemento con eje interno.

Esta diferencia en las deformaciones se ve reflejado en las fuerzas necesarias para realizar los desplazamientos, como se observa en la Figura 4.59. en la zona inicial de las pruebas el comportamiento es similar, no obstante, a partir de los 3 mm se aprecia con notoriedad las diferencias entre las pruebas, mientras que al final de la prueba a los 10 mm el elemento ondulatorio con el eje presenta una fuerza mayor. Se aprecia como el efecto de la fricción por el contacto del elemento y el eje afecta debido a que además del incremento de la fuerza se aprecia un efecto denominado como *Stick-slip*, generando picos y decaídas ligeras ocasionadas por la posición del movimiento y después ceder ante esta fuerza.

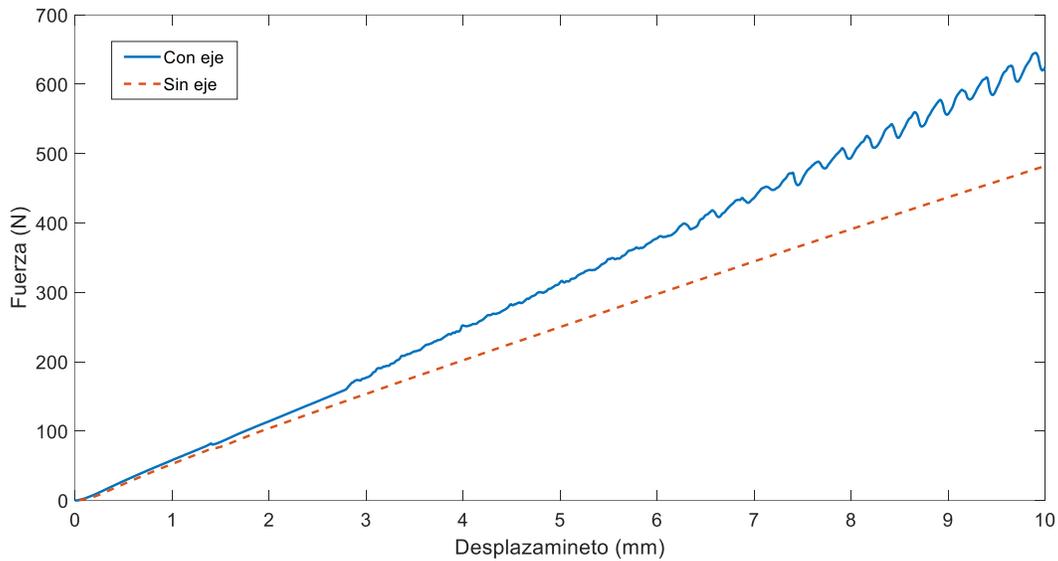


Figura 4.59 Diferencia entre fuerzas con y sin eje.

La Figura 4.60 se muestra el comportamiento del elemento ondulatorio ante la compresión radial y axial con una carcasa de acrílico. Con esto se puede observar el comportamiento del elemento ante la precarga, así como el tipo de contacto que genera. En la Figura 4.60 a) se muestra el área contacto de los lóbulos originada por una carga axial, ésta área decrece entre cada uno de los lóbulos, mientras que de forma radial el área de contacto es de manera proporcional en cada lóbulo como se muestra en la Figura 4.60 b). Mostrando de forma visual parte del análisis paramétrico mostrado con anterioridad donde las gráficas representa los mostrado en la figura.

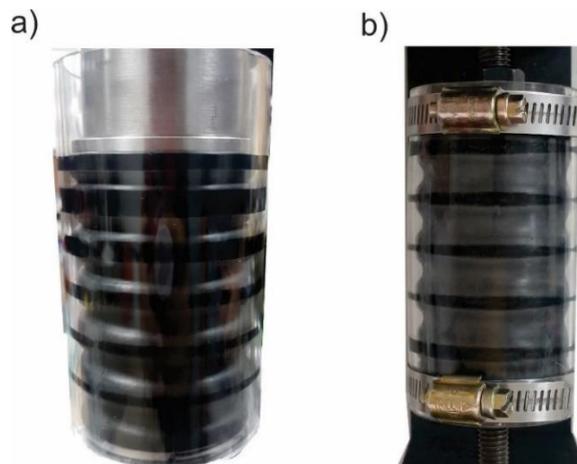


Figura 4.60 Contacto con carcasas de acrílico donde: a) compresión axial, b) compresión radial.

4.3 Banco experimental

El banco experimental tiene como propósito realizar diferentes pruebas en la máquina universal Shimadzu bajo diferentes condiciones. Con la facilidad de hacer un cambio de precarga y cargas. En la Figura 4.61 se muestra el banco experimental en una vista isométrica.

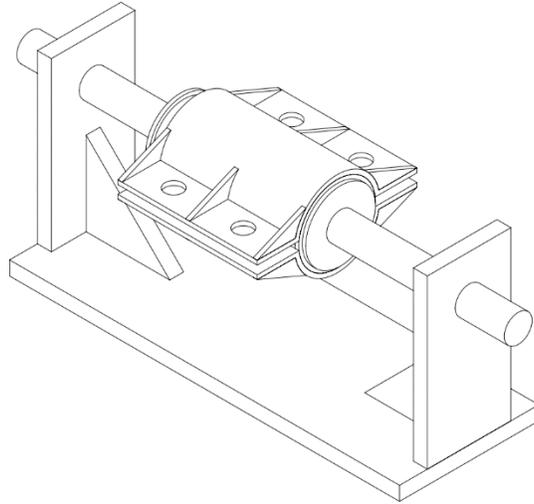


Figura 4.61 Vista isométrica del banco experimental.

El banco experimental es capaz de interactuar con dos diversas formas de precargar el sistema: la primera es de forma axial, en la cual mediante rondanas se aplicará la fuerza comprimiendo el elemento por lo que entre lóbulo y lóbulo disminuirá la carga; la segunda es de forma lateral, donde la carcasa es dividida en dos partes y por medio de una tolerancia se podrá aplicar una precarga acercando las dos partes de la carcasa, como se muestra en la Figura 4.62.

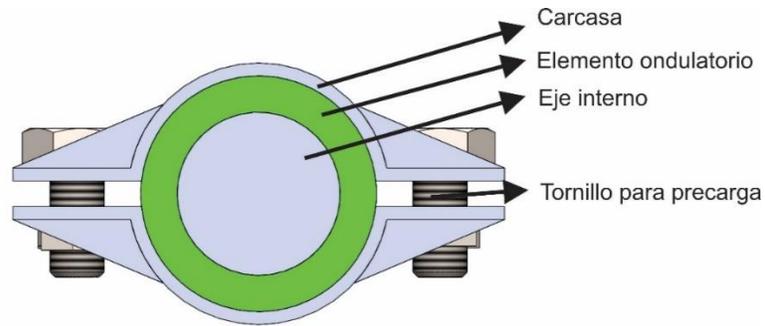


Figura 4.62 Configuración de manera lateral.

Las dos formas de precarga permiten hacer pruebas en la máquina universal Shimadzu. Las pruebas pretenden saber cuál es el valor máximo de la fuerza de fricción según la precarga dada. En la Figura 4.63 se muestra las piezas necesarias para el montaje del banco experimental para cargas radiales.

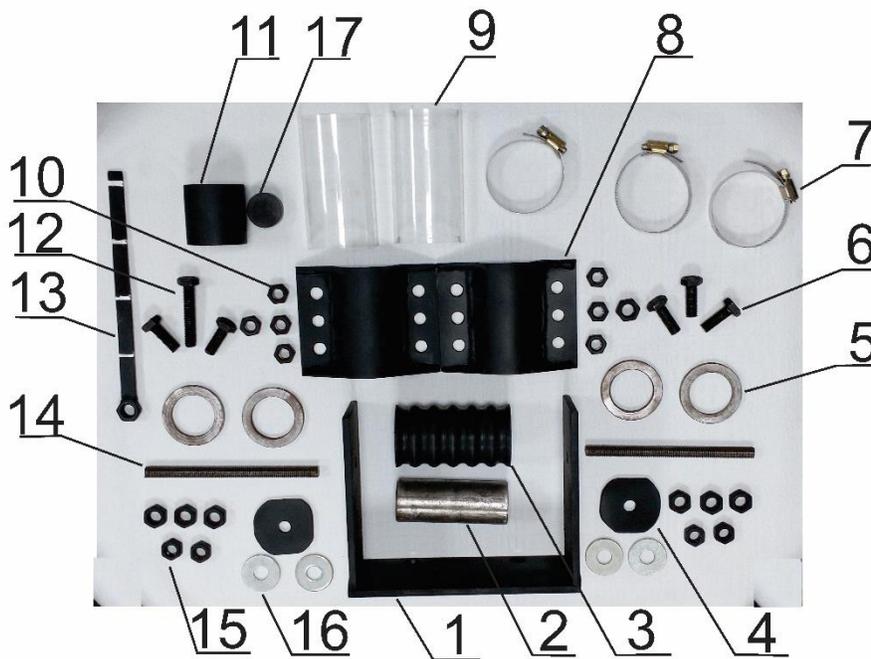


Figura 4.63 Piezas para montaje del banco experimental.

De la numeración que se encuentra en la Figura 4.63, es con la configuración:

- | | |
|-------------------------|------|
| 1. Base para montaje | (x1) |
| 2. Eje interno | (x1) |
| 3. Elemento ondulatorio | (x1) |

- | | |
|--------------------------------|-------|
| 4. Rondanas de ajuste completo | (x2) |
| 5. Rondanas de ajuste | (x4) |
| 6. Tornillos para precarga | (x5) |
| 7. Anillos para precarga | (x3) |
| 8. Carcasa de acero | (x2) |
| 9. Carcasa de acrílico | (x2) |
| 10. Tuercas para precarga | (x7) |
| 11. Separador | (x1) |
| 12. Tornillo de carga | (x1) |
| 13. Palanca | (x1) |
| 14. Eje para montaje | (x2) |
| 15. Tuercas para montaje | (x10) |
| 16. Rondanas | (x4) |
| 17. Probeta | (x3) |

Los planos de las piezas, así como el desensamble se encuentran en el anexo 1. Una vez montado el banco experimental, se ajusta en los extremos como se muestra en la Figura 4.64, el empotre permite sujetar el eje interno (2), mediante los ejes (14), limitando el giro de estas piezas mediante las tuercas (15). Permitiendo el giro del elemento ondulatorio (3) y las carcasas (8).

Al aplicar una fuerza en el tornillo (12), las fuerzas que se opongan al movimiento serán las fuerzas friccionantes, generadas por la precarga del sistema. Por lo que después de vencer las fuerzas de fricción se producen deslizamientos (giros).

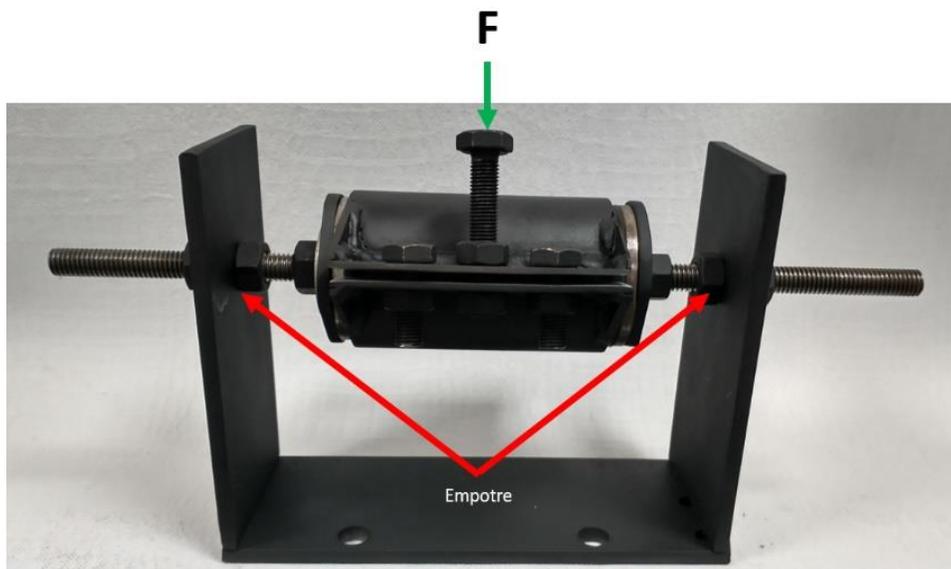


Figura 4.64 Montaje del banco experimental.

En la Figura 4.65 se muestra la distancia de claro que hay entre las carcasas (8), por lo que esa es la precarga que se dará para esta prueba.

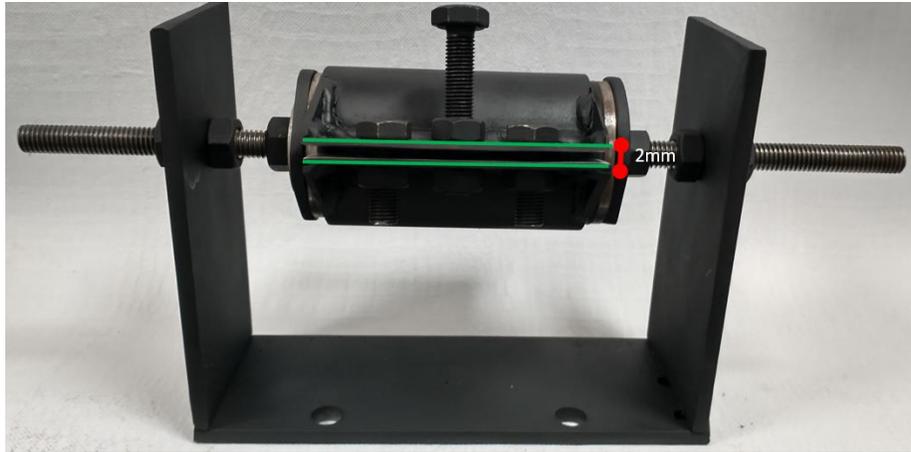


Figura 4.65 Claro para la precarga.

Una vez ensamblado el banco experimental, se montó en la máquina universal Shimadzu AGX plus 100 kN, 5 kN, con una precisión de tensión de $\pm 1\%$ con una resolución de $1/48 \mu\text{m}$ y una velocidad de 0.0005 a 10000 mm/min. Se realizó una prueba uniaxial de compresión de 10 mm a una velocidad de 5 mm por minuto. En la Figura 4.66 se muestra el banco experimental montado en posición para iniciar la prueba.



Figura 4.66 Montaje del banco experimental en la máquina universal.

En la *Figura 4.67* se muestra el banco experimental al final de la compresión de 10 mm de la prueba dada.

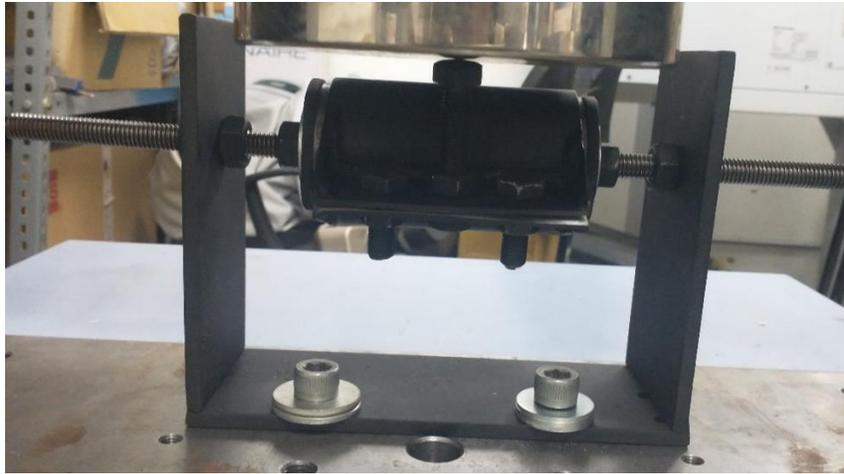


Figura 4.67 Banco experimental al finalizar la prueba.

De las pruebas experimentales se obtuvieron la gráfica de fuerza desplazamiento como se muestra en la *Figura 4.68*, se observa que el pico de la fuerza es de 240 N y se mantiene aproximadamente constante por la duración de la prueba. Los primeros dos milímetros de desplazamientos son en los que el elemento ondulatorio (3) y el eje interno (2) aún están en contacto sin sufrir deslizamientos, a partir de los 3 mm se está en deslizamientos y es necesaria una menor fuerza.

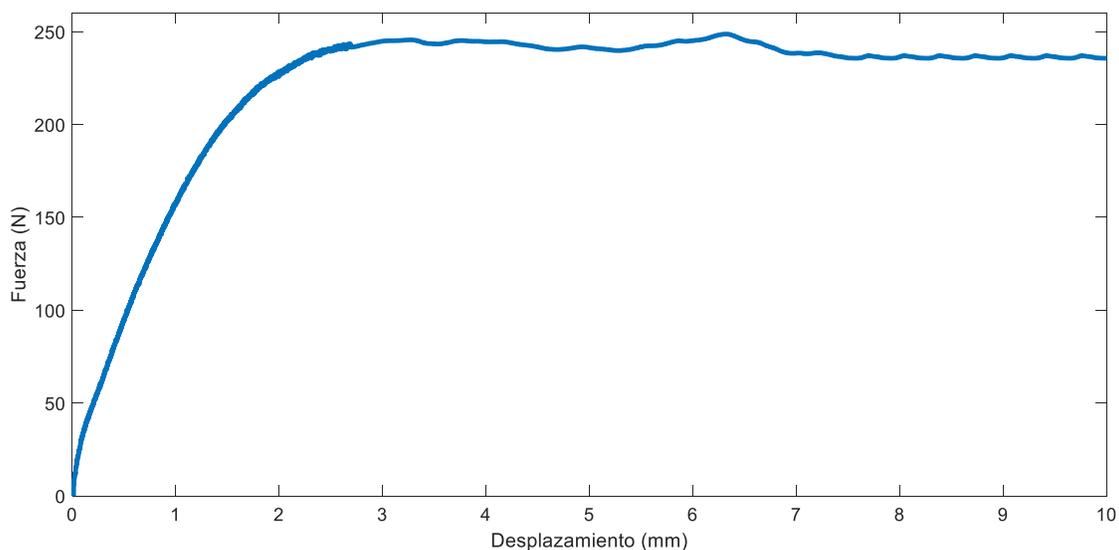


Figura 4.68 Gráfica fuerza desplazamiento del banco experimental.

Realizando pruebas a diferentes velocidades se puede observar en la Figura 4.69 el comportamiento del elemento ondulatorio. La diferencia entre las corridas es de menor al 10%, siendo solo un 16% entre 100 mm por segundo y 150 mm por segundo.

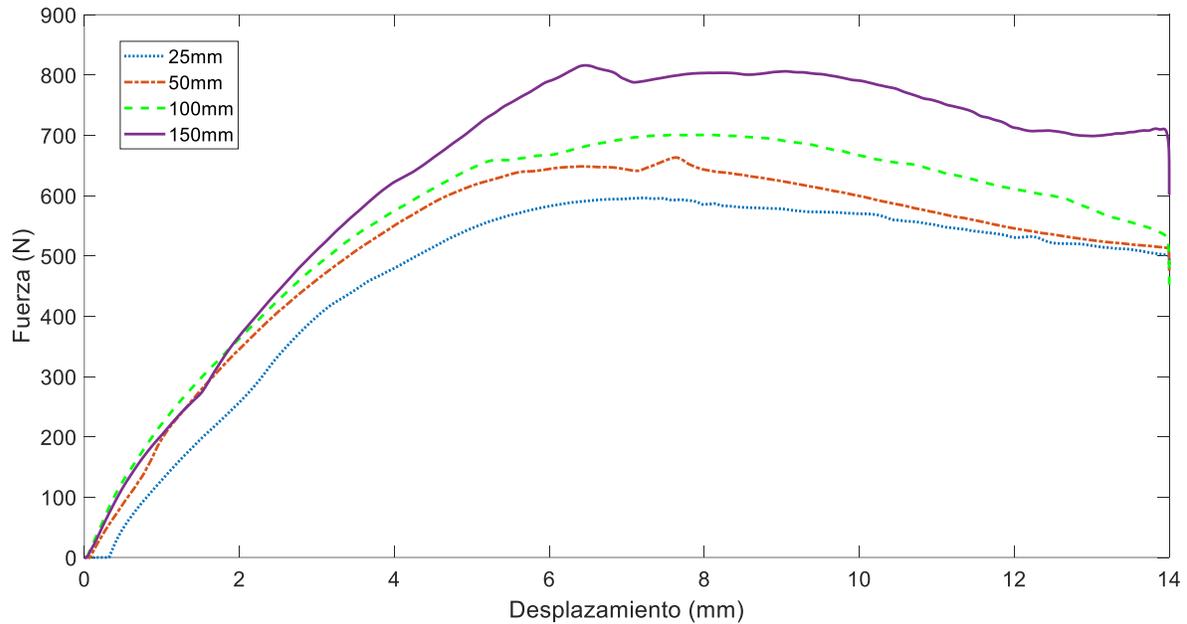


Figura 4.69 Diferentes velocidades de carga.

En la Figura 4.70 se muestra una prueba de carga a 100 mm por segundo, donde entre cada una de las pruebas es una diferencia menor al 5%, al igual que esta prueba en cada una de las diferentes velocidades la repetibilidad es congruente. La prueba se realizó reacomodando el dispositivo en dirección contraria a la carga, sin desmontar el dispositivo.

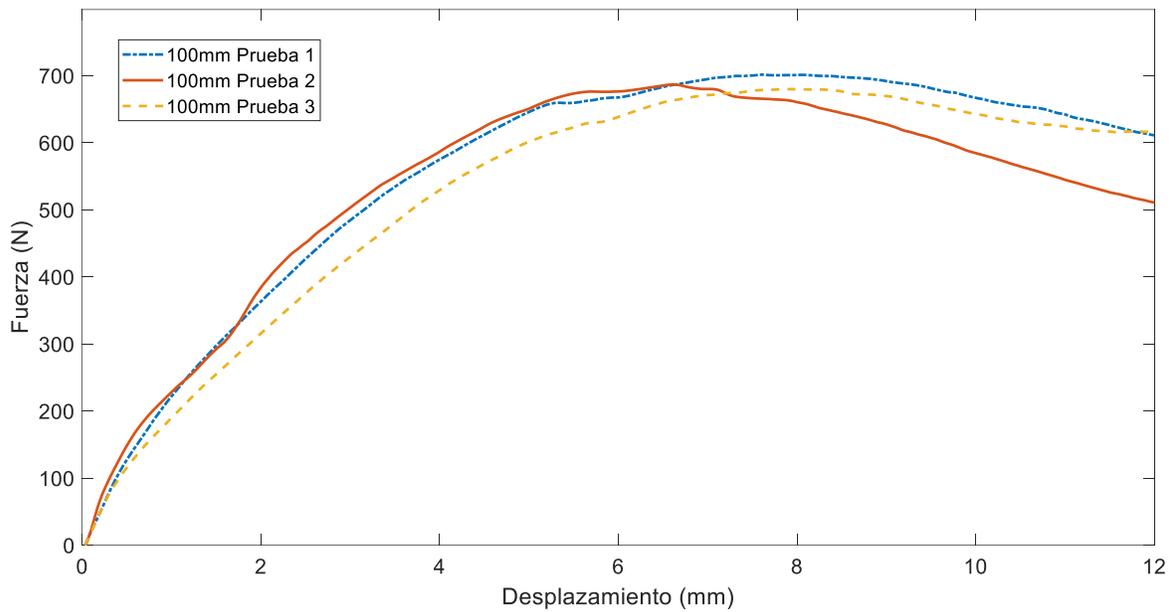


Figura 4.70 Prueba de repetibilidad a 100 mm por segundo.

Otra opción de hacer la prueba es mediante una palanca (13), donde la distancia entre las marcas es de 5 cm, la prueba consiste en empotrar las carcasas (8) con tornillos para restringir el giro de las carcasas y liberar los ejes (14) para permitir un libre giro, así quedando como en la prueba anterior, solo la oposición del movimiento se da por las fuerzas de fricción, esta configuración se muestra en la Figura 4.71. Calculando el momento, multiplicando la fuerza por la distancia se pueden obtener resultados similares a los de la máquina universal, esto sirve como dato de comprobación, sin embargo, por el momento no se cuentan con los sensores necesarios para ese tipo de instrumentación.



Figura 4.71 Montaje del banco experimental con palanca.

Al desmontar las piezas del banco experimental, las carcasas (8) y el elemento ondulatorio (3), al estar en contacto directo se quedó la huella de contacto como se muestra en la *Figura 4.72*. Se puede observar que el ancho de huella es relativamente similar entre cada uno de los lóbulos.



Figura 4.72 Huella de contacto.

Capítulo 5 Modelado Numérico

En este capítulo se presenta el modelado numérico del problema que se aborda mediante el método elementos finitos mediante el software comercial de Abaqus. Los modelos fueron desarrollados a partir de los experimentos realizados en el cilindro con lóbulos de material Neopreno y las piezas de acero AISI 1020. Las condiciones detalladas de cómo se realizó el modelo se encuentra en el anexo 1. Se realizaron diversos modelos representando: el comportamiento del cilindro con ondulaciones a pruebas de compresión radial y axial, con y sin eje interno; también el modelado del sistema donde el cilindro con ondulaciones es precargado entre dos carcasas y puesto a girar, siendo limitado el movimiento emulando un fallo. Los demás elementos del banco experimento fueron modelados mediante cargas y condiciones de frontera. Las validaciones de los modelos fueron validadas mediante las pruebas experimentales con una diferencia menor al 10%. A partir de la validación del modelo se realizó las pruebas paramétricas de las condiciones que influyen en el comportamiento del sistema.

5.1 Descripción del modelo

Se desarrollaron los modelos numéricos en el software comercial Abaqus, los cuales fueron validados a partir de la comparación de los resultados experimentales. Los modelos se conforman de un cilindro con ondulaciones con las medidas mostradas en la Figura 5.73 de material Neopreno con coeficientes $C_{10}=0.56$ y $C_{20}=3.44$ del modelo hiperelástico Polinomial Reducido de 2do orden con una densidad $\rho=1500 \text{ kg/m}^3$ y como modelo deformable. Las carcasas y el eje interno fueron modelos como elementos rígidos, mientras que las demás piezas fueron consideradas en las cargas y en las condiciones de frontera.

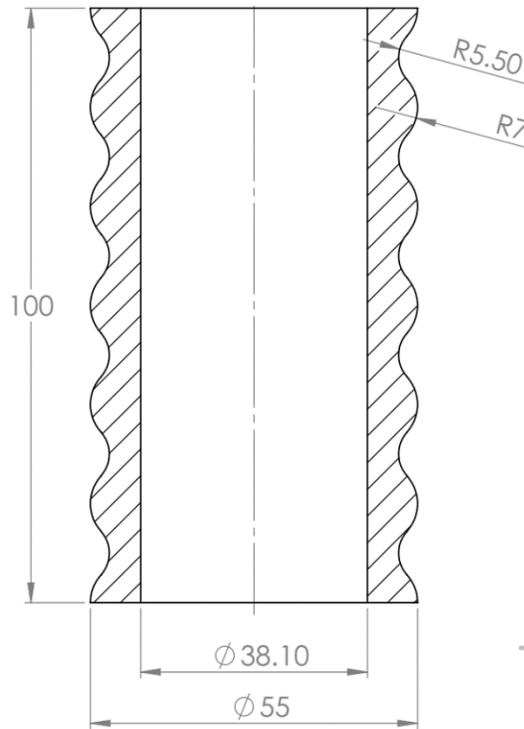


Figura 5.73 Medidas del elemento ondulatorio.

5.2 Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera se pueden describir como las condiciones en las que las piezas se comportan de manera física, estas condiciones pueden ser desplazamientos, velocidades y diversos tipos de cargas. Las condiciones de frontera que se encuentran en el modelo se describen en la Figura 5.74, al realizarse diversos modelos numéricos las condiciones de frontera cambian, sin embargo, las que se comparten son todos los modelos, son los tipos de contacto, ensamble, así como el coeficiente de fricción.

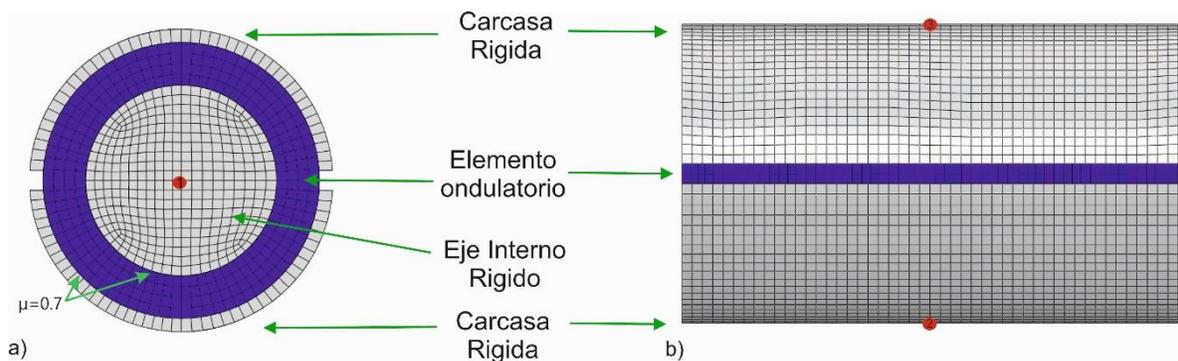


Figura 5.74 Condiciones de frontera para el modelado.

Para los modelos se realiza una partición de las piezas para generar zonas de donde se tomarán los datos sea concreta y unificada entre cada uno de los modelos. Como se observó en el capítulo 3 los modelos de compresión radial tienen la misma distribución y fuerza en cada uno de los lóbulos del sistema. En la Figura 5.75 se muestra como las particiones el elemento ondulatorio, así como la sección donde se toman los datos.

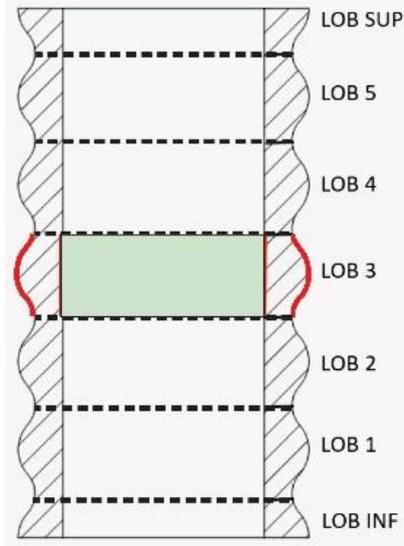


Figura 5.75 Zonas de contacto.

Las interacciones son realizadas mediante el método de contacto denominado por el software Abaqus “Penalty Contact method” (Smith, M., 2009.) mediante formulación deslizante “Finite Sliding”. Considerando un coeficiente de fricción $\mu=0.7$.

5.3 Calibración de la malla

La calibración de la malla se realiza aumentando o disminuyendo el tamaño de la malla colocada en elementos de un modelo numérico. El refinamiento de la malla se refiere a colocar elementos de menor tamaño lo que se refleja en un número mayor de nodos, por otro lado, mientras más grandes sea la malla menor cantidad de nodos tendrá. La calibración se hace variando el tamaño de la malla para comparar los resultados, con los obtenidos de una parte experimental o matemática, para calcular el porcentaje de diferencia.

Se debe tener en cuenta que mientras más nodos se deban procesar en un modelo numérico, mayor será el tiempo de cómputo. Por lo que es recomendable calibrar la malla para que tenga un resultado con porcentaje de diferencia menor al 15-10 % y tenga un tiempo de cómputo aceptable. En la Tabla 5.5 se muestran los resultados obtenidos con diversas mallas, así como su porcentaje de diferencia con respecto al valor experimental.

Tabla 5.5 Calibración de malla.

	Tamaño de malla (mm)	Fuerza de compresión (n)	Porcentaje de diferencia (%)
Experimental	-	489.3	0
Numérico	1	502.2	2.63
Numérico	1.5	514.6	5.17
Numérico	2	522.5	6.78
Numérico	2.5	527.6	7.82
Numérico	3	536.2	9.58
Numérico	4	538.5	10.05

Debido a que el porcentaje de diferencia entre la malla de 1 y 1.5 mm no presenta una variación significativa, se tomó la malla de 1.5 mm debido a que el tiempo de cómputo es de aproximadamente 25 minutos de diferencia entre cada tipo de malla.

5.4 Modelo 1: Compresión radial con y sin cilindro interno.

El modelo de compresión del elemento ondulado es un modelo con el cual se usa como punto de comparación con la parte experimental. Por lo que la compresión realizada con la máquina universal es comparada con los resultados numéricos. El modelo consiste en colocar el elemento ondulatorio entre dos platos rígidos, uno de ellos estar en encastrado (impidiendo el movimiento en todas las direcciones), mientras que el otro es condicionado a comprimir al elemento ondulatorio por 5mm. En la Figura 5.76 a) se muestra las condiciones de frontera, tomando en cuenta una malla global de 2 mm con elementos C3D8 y R3D4 para los platos rígidos, teniendo en cuenta que las condiciones se presentan únicamente en los puntos de referencia de los platos rígidos. En la Figura 5.76 b) se muestra el

modelo al final de la simulación se observan los puntos de concentración de esfuerzos.

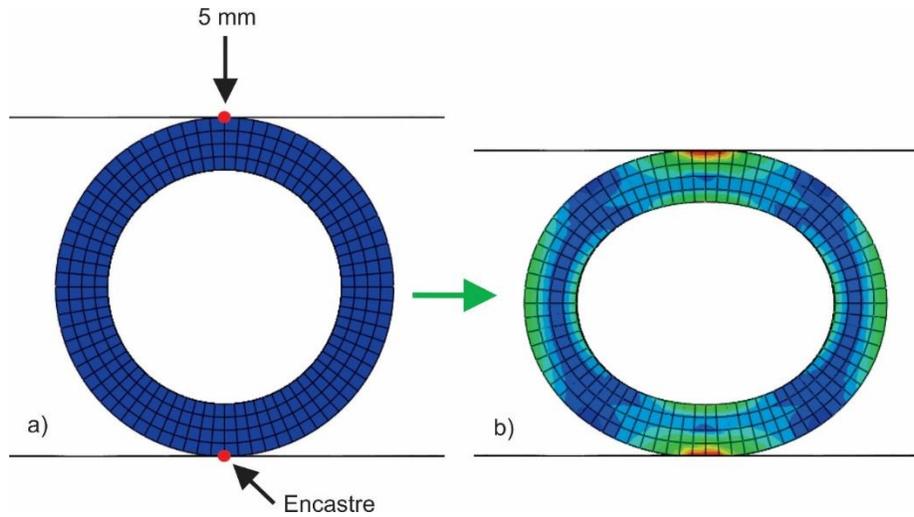


Figura 5.76 Modelo del elemento ondulatorio a compresión radial sin eje interno.

En la Figura 5.77 se muestra la gráfica de comparación de fuerza desplazamiento de los datos experimentales y los datos numéricos. Se observa que el comportamiento a lo largo de de la compresion es parecida entre ambos datos, teniendo una fuerza pico experimental de 44 N mientras que los datos numéricos dan un pico de 48 N por lo que la diferencia porcentual es del 8%.

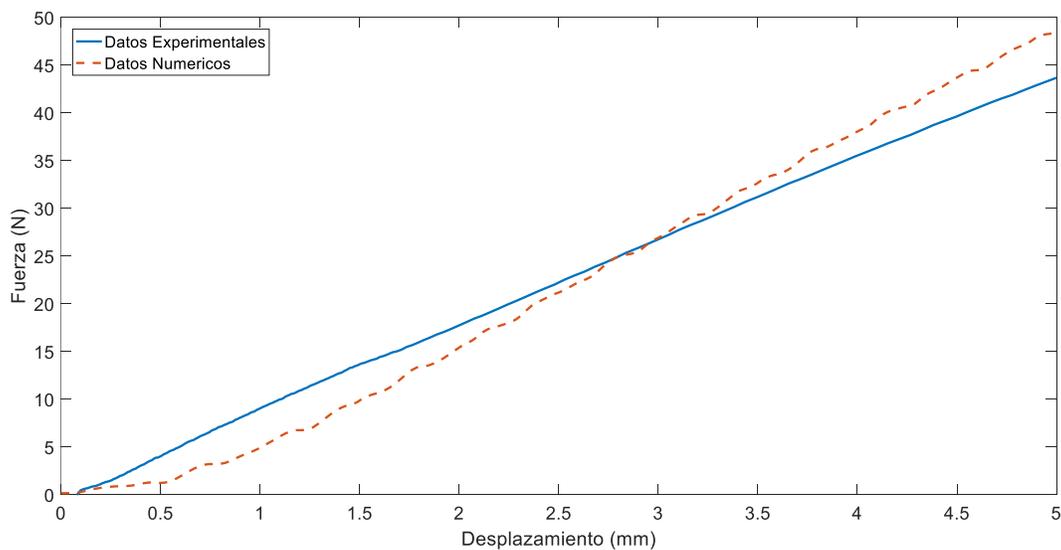


Figura 5.77 Comparación de datos experimentales y numéricos a compresión radial.

De igual manera que el modelo anterior se generó el nuevo modelo, pero contando con eje interno, así compararlo con los datos experimentales, en la prueba fue posible observar cómo el elemento ondulatorio al ejercer una compresión de forma radial con un eje interno, se deforma y pierde ligeramente el contacto en los costados (entre el elemento ondulatorio y el eje); esto debido a que no se limita la deformación como se muestra en la Figura 5.78 b).

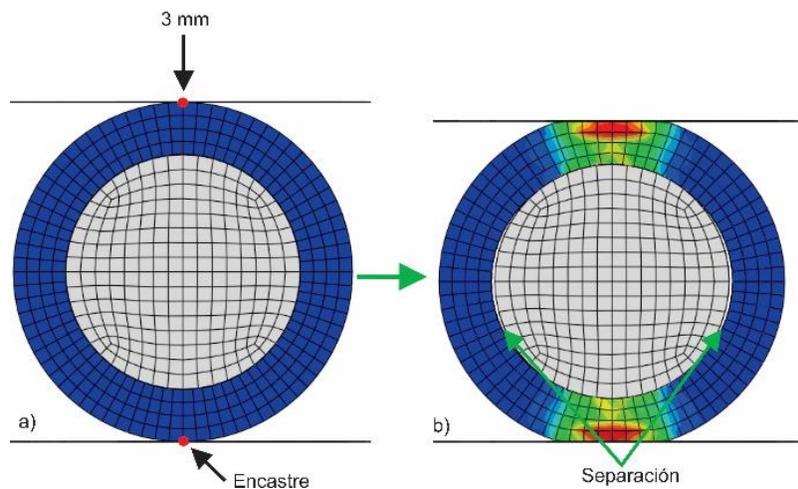


Figura 5.78 Modelo numérico elemento ondulatorio a compresión donde: a) condiciones de frontera, b) Distribución de esfuerzos.

El modelo numérico consiste, de igual forma que la prueba experimental, en dos platos rígidos comprimiendo 3 mm el elemento ondulatorio con eje interno. En la Figura 5.79 se muestra la comparación de los resultados obtenidos por el modelo numérico y los datos experimentales. La diferencia porcentual entre los datos experimentales y numéricos son menores al 10%, por lo que se puede decir que el comportamiento del modelo numérico corresponde con la experimentación realizada.

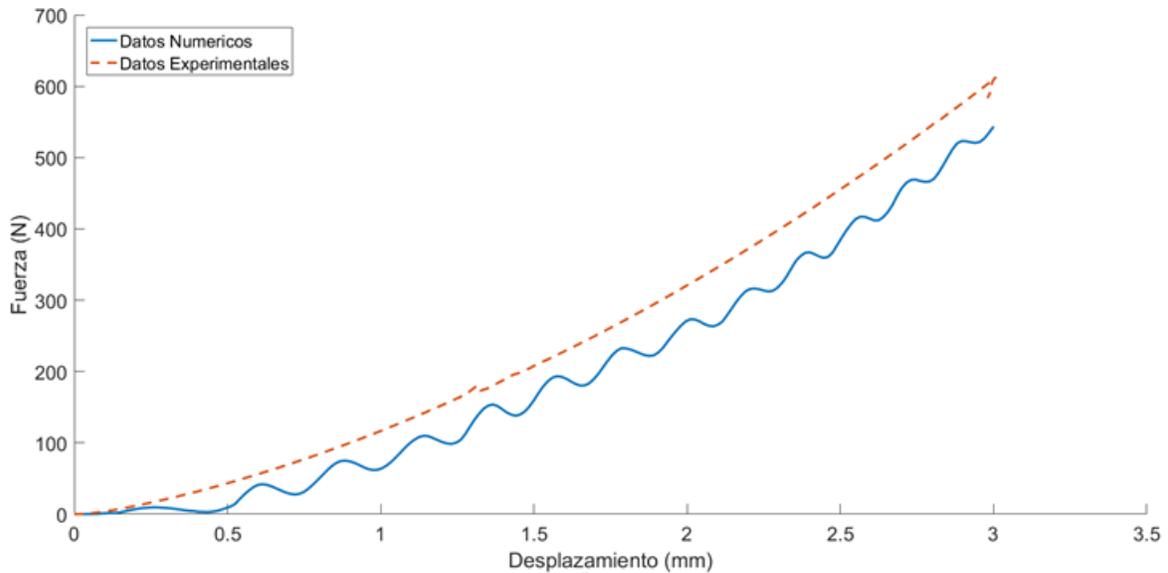


Figura 5.79 Comparación de datos experimentales y numéricos a compresión radial con eje interno.

De las gráficas obtenidas de la comparación de los elementos ondulatorios con y sin eje interno se observa que la diferencia entre las fuerzas necesarias para la compresión es 10 veces mayor cuando se cuenta con el eje interno debido a que este elemento limita la deformación, por lo que se requiere de mayor fuerza de compresión.

5.5 Modelo 2: Compresión axial

Los datos experimentales de compresión del elemento ondulatorio, fueron comparados con los resultados del modelo que se muestra en la Figura 5.80 a), mientras que en la Figura 5.80 b), se muestran los esfuerzos de Von Mises resultantes de la compresión.

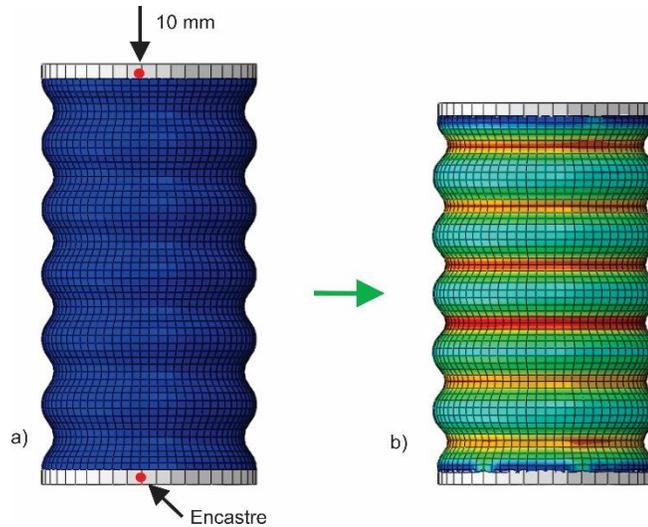


Figura 5.80 Compresión del elemento ondulatorio donde: a) Condiciones de frontera, b) distribución de esfuerzos de Von Mises.

En Figura 5.81 se muestra una comparación dando como resultado un 5.8% de diferencia entre los modelos numéricos y experimentales. El comportamiento de las gráficas tiene el comportamiento elástico del material, debido a que la deformación no fue la suficiente para entrar a la zona hiperelástica.

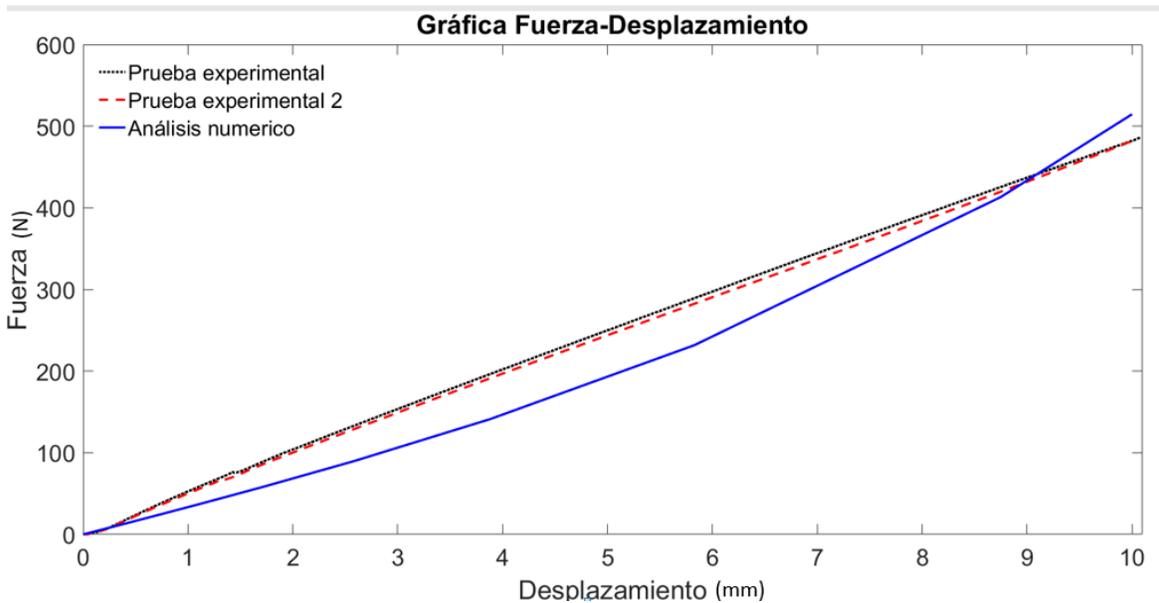


Figura 5.81 Comparación de resultados numéricos y experimentales a compresión axial.

5.6 Modelo 3: Precarga-giro y deslizamiento

Para el modelo dinámico (ver anexo 2), es necesario tener un primer paso (*Step 1*) el cual es utilizado para realizar la precarga, ésta se realiza a través de la compresión del elemento ondulatorio ocasionado por el desplazamiento de las carcasas acercándose entre sí. En la Figura 5.82 se muestra un análisis paramétrico de diferentes precargas, donde se observa el comportamiento y la posición final de los nodos después de ocurrir la precarga, la localización de los nodos se puede observar en la Figura 5.86. El análisis de la precarga nos da el comportamiento de la deformación del elemento ondulatorio, así como su distribución por lo que podemos observar que el nodo 4 (N4) se deforma de forma similar a la carcasa debido a que es el nodo que está en contacto con la carcasa, mientras que los nodos 2 y 3 (N2, N3) sufren menor deformación.

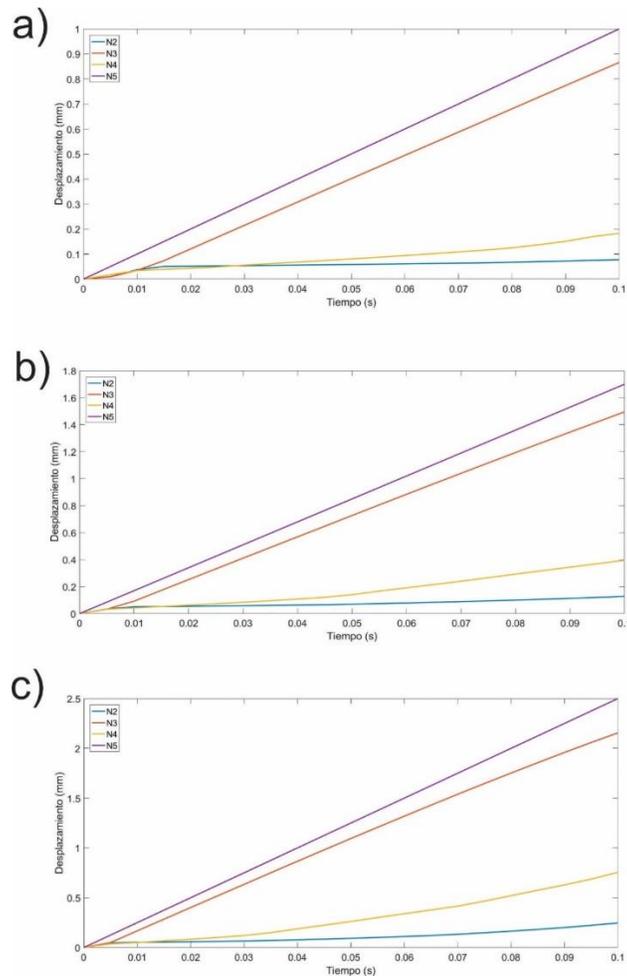


Figura 5.82 Análisis paramétrico de precarga, donde el desplazamiento de la carcasa es de: a) 1 mm, b) 1.7 mm, c) 2.5 mm.

Después de los de precarga, se realizó un modelo dinámico para la obtención de la fuerza de fricción a partir del deslizamiento ocurrido entre el eje interno y el elemento ondulatorio. En la Figura 5.83 se muestran los pasos del modelo. a) Es el primer paso (*Step 1*) correspondiente a la precarga del elemento ondulatorio; b) es el segundo paso (*Step 2*), en el cual se genera el giro en el eje interno, como la precarga del *Step 1* continúa, el giro se transmite entre los elementos en contacto. c) En el paso 3 (*Step 3*) se condiciona a que la carcasa no permita el giro, lo que ocasiona que por medio de la fricción el elemento ondulatorio se detenga de igual forma, entre el eje y el elemento ondulatorio existan deslizamientos.

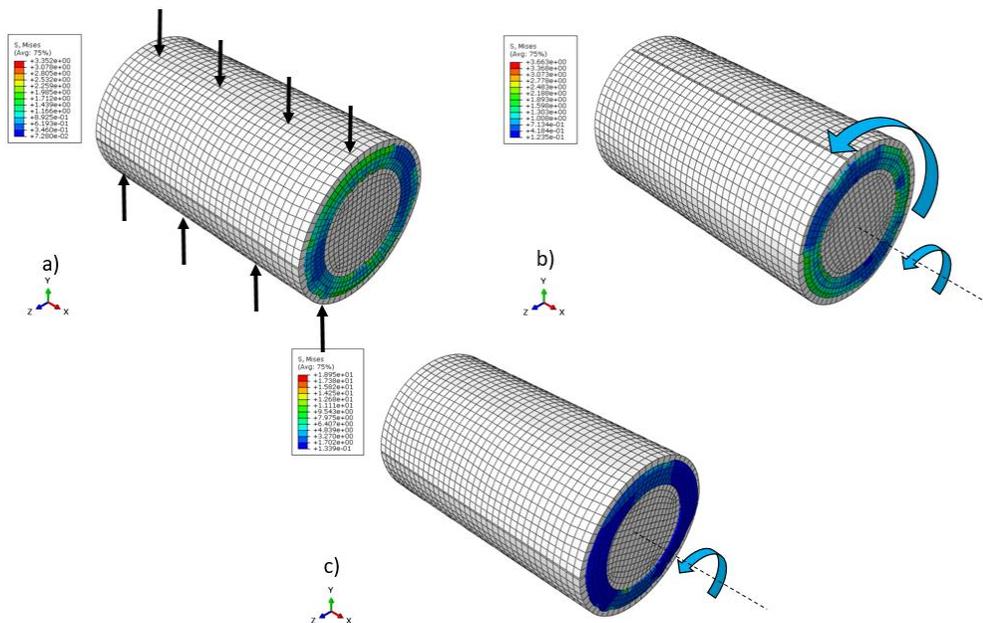


Figura 5.83 Pasos del modelo dinámico donde: a) precarga, b) giro del todo el ensamble, c) deslizamiento interno.

En la Figura 5.84 se muestran las condiciones de frontera necesarias para lograr que el modelo se comporte según lo antes mencionado. Se debe tener en cuenta que al igual que en los primeros modelos, donde solo se analizaba la precarga, existen condiciones de contacto entre las carcasas, el eje interno y el elemento ondulatorio, considerando un coeficiente de fricción de 0.7 según lo reportado en semestres pasados, obtenido y corroborado por diversos autores. Los elementos son considerados como discretamente rígidos, mientras que al elemento ondulatorio se contempla con el material de estudio (CR).

En el *Step* 1 solo se permite un desplazamiento de 1.9 mm de las carcasas hacia el eje interno (según lo reportado con anterioridad), restringiendo los demás grados de libertad del eje y la carcasa. Es importante tener en cuenta que al elemento ondulatorio no se aplican condiciones de frontera, solo condiciones de contacto entre los elementos.

En el *Step* 2 las carcasas ya no se desplazan, por lo que se mantienen en su posición tras el *Step* 1. En este paso se le permite un libre giro con respecto a la coordenada X, al eje interno también se le permite el giro con respecto de X y se agrega una velocidad de giro de 18.3 rad/s por 0.34 s lo que genera un giro de 360 grados. Esta velocidad es equivalente a un motor de 1 hp a 1750 RPM (*García-Villalba et al., 2015*).

Por último, en el *Step* 3 se mantiene el giro del eje interno. Sin embargo, en este paso se condiciona que las carcasas se detengan impidiendo el movimiento en todos los grados de libertad, generando deslizamientos entre los elementos, debido los pasos anteriores.

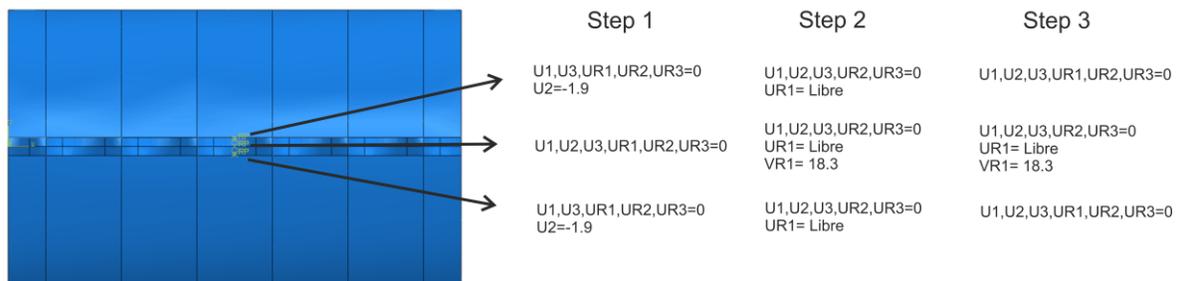


Figura 5.84 Condiciones de frontera del modelo dinámico.

En la Figura 5.85 se presenta una gráfica resultante de este modelo, la parte monitoreada es entre el eje interno y el evento ondulatorio, y representa la fuerza de fricción con respecto al tiempo (*Steps*). En el *Step* 1 la fuerza es mínima debido a que no hay movimientos relativos en esa zona. En el *Step* 3 se presentan los deslizamientos entre las dos piezas, se crea una pendiente y después se mantiene. Este valor constante se podría referir a la fuerza de trabajo de la configuración. Al ser un trabajo preliminar, es necesario un monitoreo en más zonas del ensamble para saber cómo es el comportamiento del modelo.

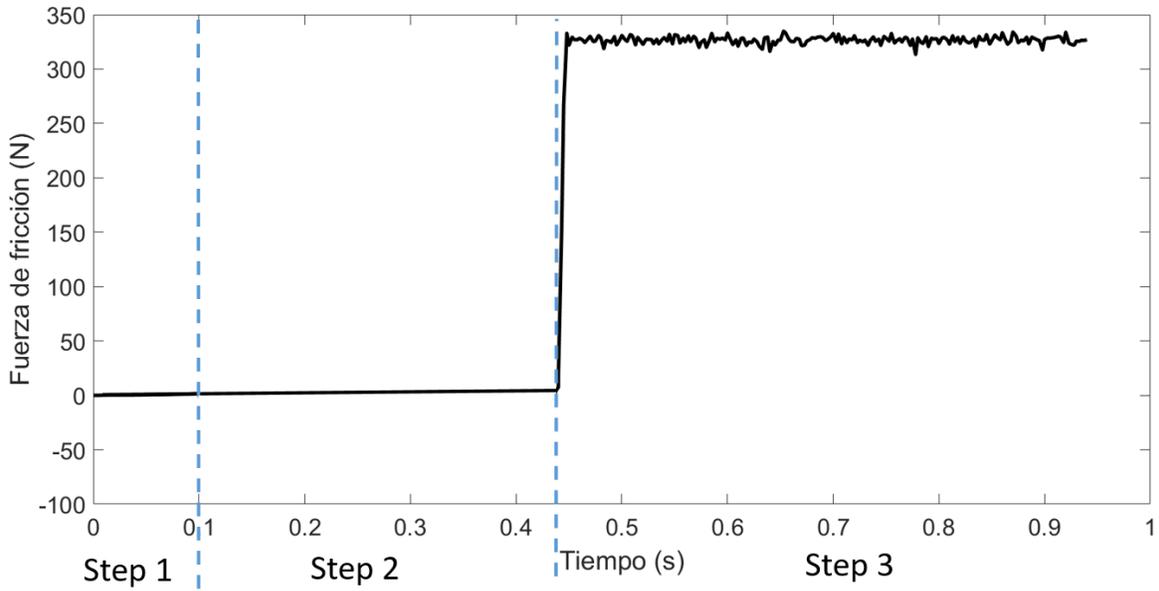


Figura 5.85 Gráfica de fuerza de fricción del modelo dinámico.

En la Figura 5.86 se muestra la localización de los nodos seleccionados para monitorear el desplazamiento durante el análisis del modelo dinámico, los nodos están localizados de forma colineal entre ellos, en puntos de interés, el primer nodo (N1) se localiza en el radio del eje interno a 19.05 mm del centro, el nodo 2 (N2) se localiza en el radio interno del elemento ondulatorio que justo se encuentra en contacto con el eje, mientras que el nodo 3 (N3) se encuentra en medio del espesor del elemento ondulado teniendo una distancia de 23.2 mm del centro. Los nodos 4 y 5 (N4, N5) se encuentran a 27.5 mm del centro estando uno localizado en el elemento ondulatorio y en la carcasa respectivamente. Por último, se encuentra el nodo 6 (N6) al extremo de la carcasa teniendo una distancia de 30 mm del centro.

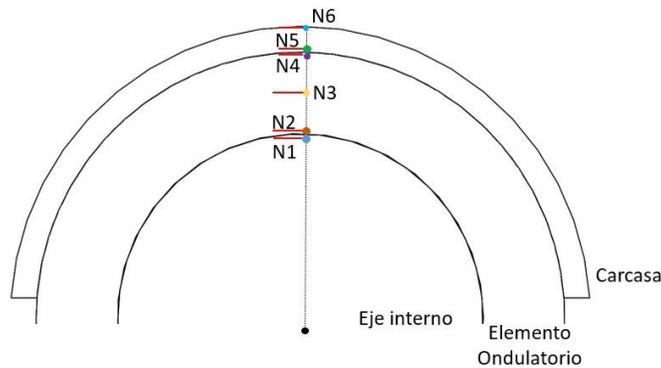


Figura 5.86 Localización de nodos del modelo dinámico.

Como resultado del monitoreo de los nodos en el modelo dinámico se puede observar en la

Figura 5.87 el desplazamiento total de estos nodos. En el *Step 1* (de 0 hasta 0.1s) se trata de la precarga, los nodos se desplazan de forma lineal moviéndose por lo generado tras la compresión, en el *Step 2* (de 0.1 a .44s) se crea una onda debido a que todos los nodos giran 360° , al tener diversas distancias con respecto del centro los valores son distintos, con excepción de los que están en contacto debido a que tienen radios similares. Al dar un giro completo los nodos quedan en su posición generada por la precarga.

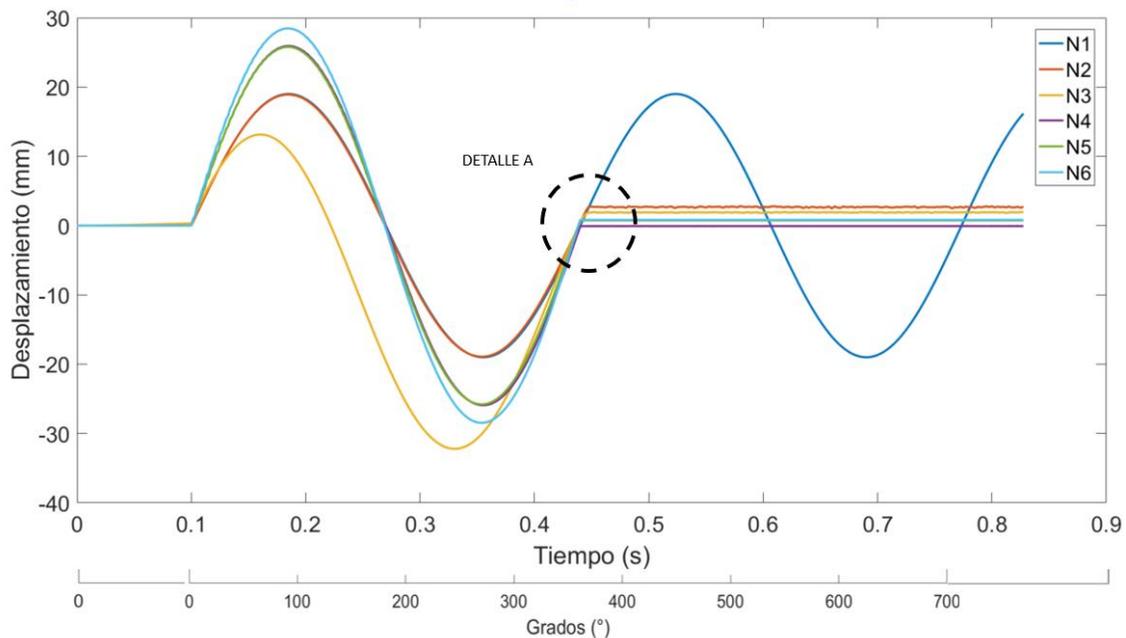


Figura 5.87 Gráfica de desplazamiento de los nodos seleccionados.

En el *Step 3* (de 0.44 a 0.94s), el elemento ondulatorio sigue girando por lo que el nodo 1 (N1) sigue llegando a picos de 38.10 mm, mientras que al nodo 5 y 6 se les dio la condición de detenerse, en la

Figura 5.88 se muestra el detalle A de la

Figura 5.87, en donde se puede observar la distribución de los nodos en la zona que pasa del *Step 2* al *Step 3*, al existir deslizamientos entre el eje interno y el elemento ondulatorio provocados por el encastre de la carcasa, los nodos 2,3,4 que se encuentra en el elemento ondulatorio se mantienen constantes debido a estos deslizamientos, no obstante el nodo 2 (N2) tiene una oscilación de 0.5 mm

aproximadamente debido a que el eje interno trata de hacer girar al elemento ondulatorio pero este pone resistencia por la precarga de las carcasas

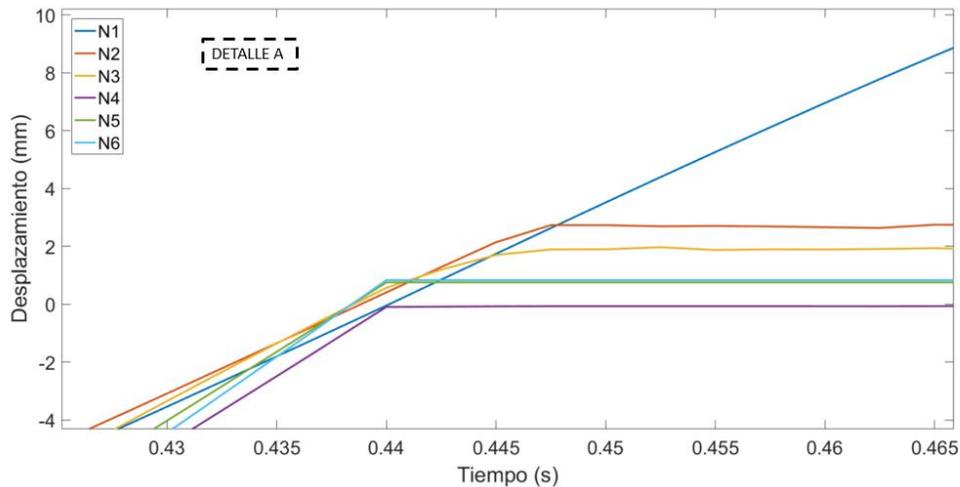


Figura 5.88 Detalle A de la gráfica de desplazamiento de los nodos.

En la Figura 5.89 se muestra la distribución de los esfuerzos obtenidos de la precarga del modelo numérico. a) muestra la distribución de esfuerzos con las carcasas de precarga donde se aprecia la separación entre las carcasas, esta distancia es la que da la posibilidad de la precarga al acercarse. b) se muestra el modelo ocultado una carcasa donde se puede observar la distribución de los esfuerzos, dando a notar la simetría de éstos entre los lóbulos de contacto, en un costado del ensamble se puede observar una concentración de esfuerzos, esto es generado por la separación de las carcasas debido a que no hay restricción de movimiento en esa zona generando una deformación mayor.

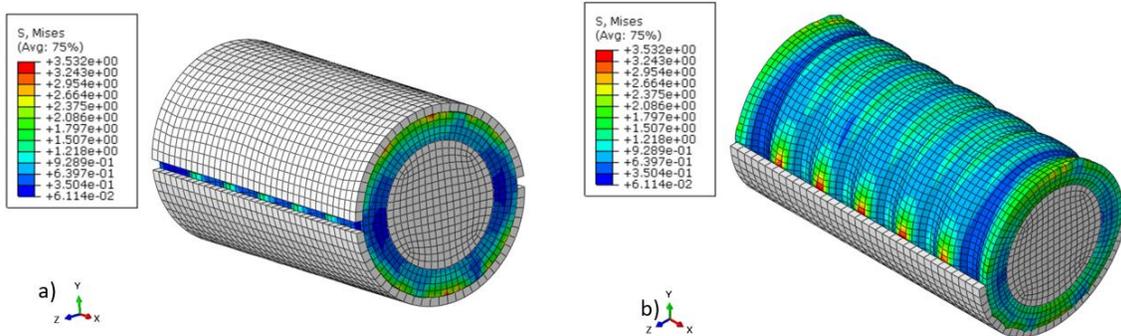


Figura 5.89 Distribución de esfuerzos de Von Mises, donde: a) modelo con ambas carcasas, b) carcasa superior oculta.

En la Figura 5.90 se muestra los desplazamientos obtenidos en la parte de la precarga y después del giro del eje interno, es importante tener en cuenta que los desplazamientos son totales, por lo que es en todos los planos. a) se muestra cómo las carcasas se desplazan la condición inicial (1.9 mm) y el eje interno se mantiene sin desplazamientos. b) se muestran los desplazamientos generados por el deslizamiento ocurrido por eje interno y el elemento ondulatorio.

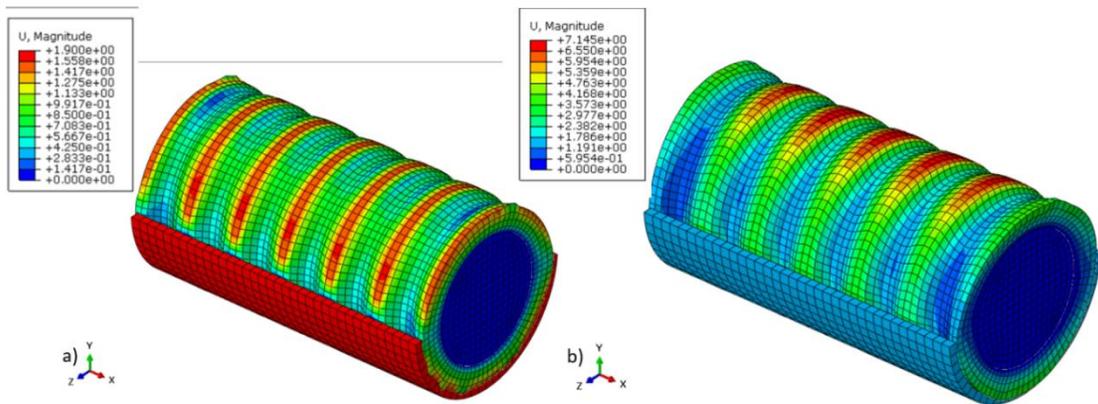


Figura 5.90 Distribución de desplazamientos, donde: a) modelo con ambas carcasas, b) carcasa superior oculta.

En la Figura 5.91 se muestra el modelo de forma frontal en los planos “y-z” dónde: a) se muestra el elemento antes del que se rompa la fuerza de fricción y b) cuando la fuerza de fricción fue superada provocando deslizamiento entre los elementos. En ambas imágenes se muestra la selección de dos nodos colineales, por lo que se toman de manera de referencia visual.

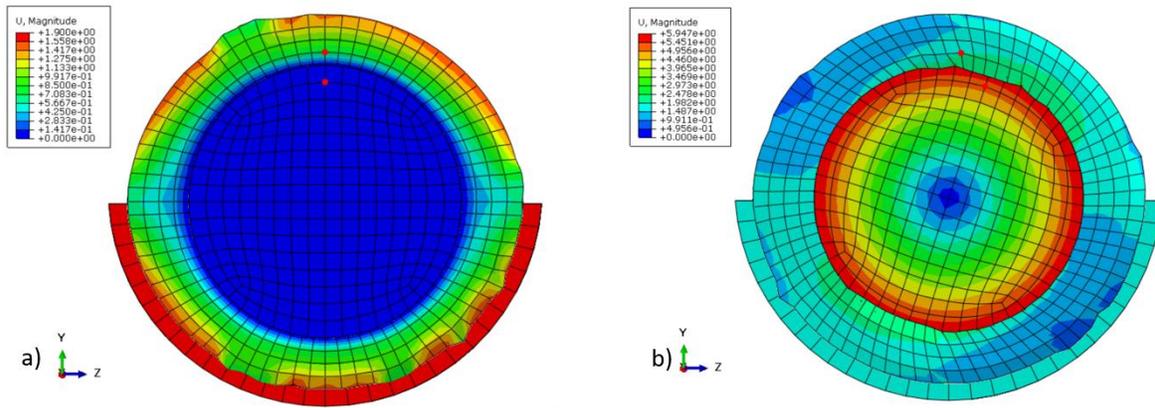


Figura 5.91 Seguimiento de deslizamiento, donde: a) posición después de la precarga, b) posición al ocurrir deslizamiento.

En la Figura 5.92 se muestra la gráfica donde se realiza el deslizamiento en el nodo 2 (N2), debido a que después del punto mostrado en la figura su desplazamiento queda constante, instantes antes se muestra una rampa donde el contacto no se perdía siendo hasta el tiempo mostrado. A su vez los nodos 3-6 se mantienen constantes y el nodo 1 se encuentra girando debido a la condición inicial.

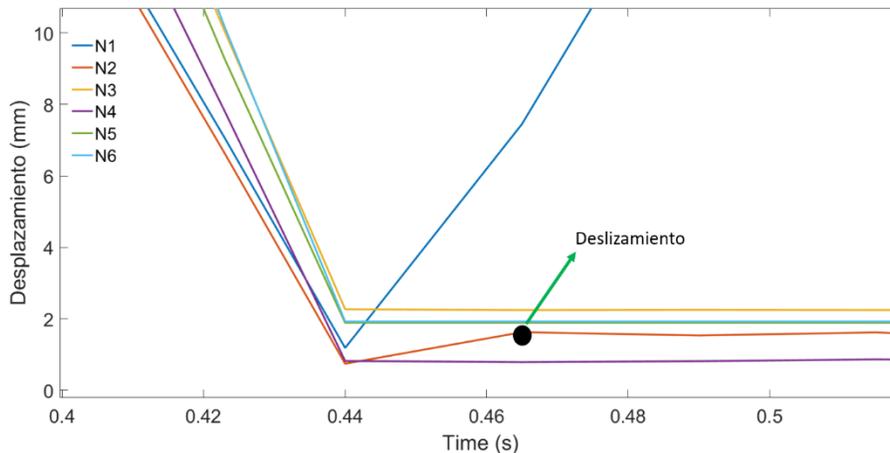


Figura 5.92 Deslizamiento del elemento ondulatorio

En la Figura 5.93 se muestra la distribución de esfuerzos en la sección del elemento, el modelo se realizó con carga radial en un modelo axisimetrico con las mismas condiciones de frontera que un modelo en 3D.

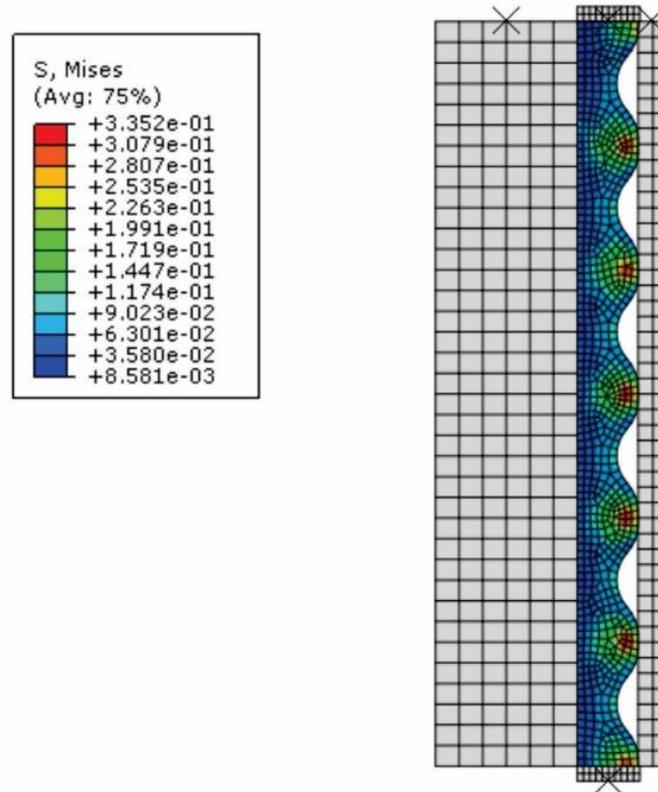


Figura 5.93 Distribución de esfuerzos de Von Mises.

El modelo numérico que utilizo para representar el experimento, se ha descrito en los anteriores reportes por lo que solo se dará una vista previa el modelo y las condiciones de frontera. Este modelo servirá para su validación y corroboración del comportamiento de los datos obtenidos y los datos del banco experimental.

En la Figura 5.94 se muestran los pasos del modelo discreto del método de elementos finitos (FEM) donde: a) Es el primer paso (*Step 1*) correspondiente a la precarga de 2 mm del elemento ondulatorio; b) es el segundo paso (*Step 2*), en el cual se genera el giro en el eje interno, como la precarga del *Step 1* continúa, el giro se trasmite entre los elementos en contacto. c) En el paso 3 (*Step 3*) se condiciona a que la carcasa no permita el giro, lo que ocasiona que por medio de la fricción el elemento ondulatorio se detenga de igual forma, entre el eje y el elemento ondulatorio existan deslizamientos.

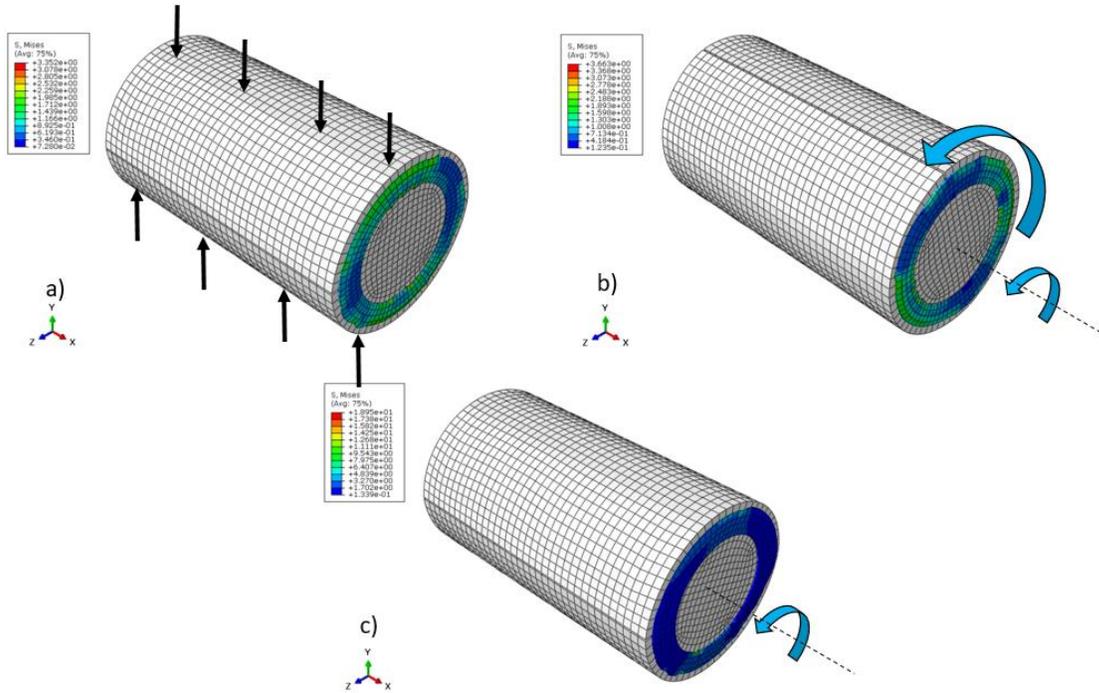


Figura 5.94 Pasos del modelo dinámico donde: a) precarga, b) giro de todo el ensamblaje, c) deslizamiento interno.

En la Figura 5.95 se muestra la comparación de los datos experimentales y los numéricos donde se ve la relación entre ambos, esta gráfica es una corroboración más del modelado discreto. El valor de la fuerza se estabiliza en los 2 mm de desplazamiento aproximadamente, el comportamiento de inicial podría ser el resultado de la diferencia del tiempo en la prueba, aun cuando las dos pruebas se consideran cuasi estáticas.

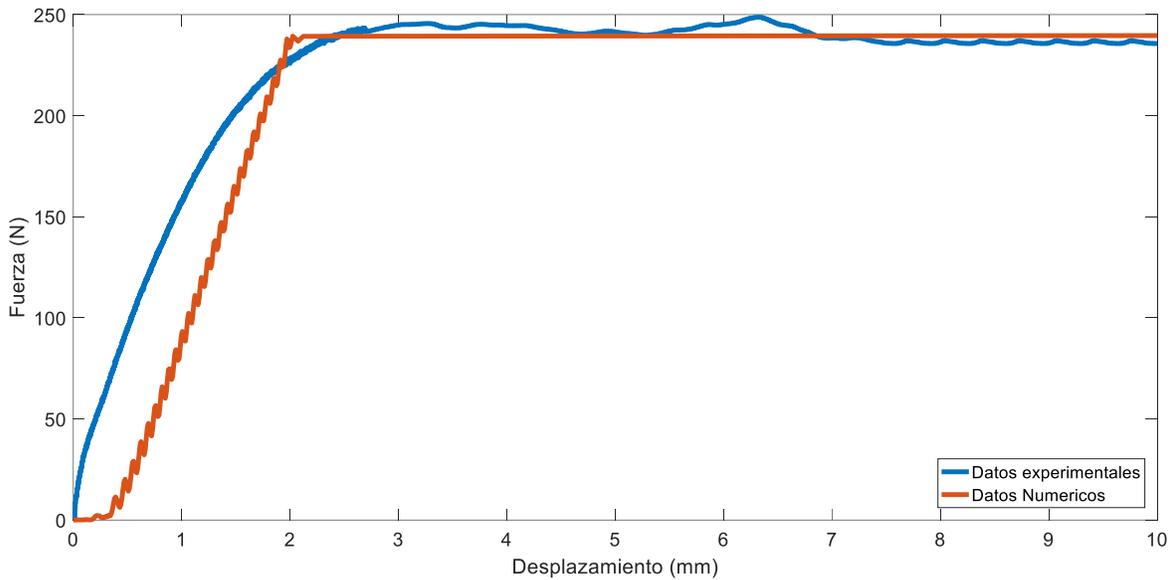


Figura 5.95 Comparación entre los datos experimentales y numéricos.

La presión de contacto se localiza principalmente en la parte superior entre el nodo 6 (N6) y el nodo 5 (N5), así como entre el nodo 1 (N1) y el nodo 2 (N2). En la Figura 5.96 se muestra la distribución de esfuerzos en las carcassas. En la Figura 5.96 a) se muestra la carcassa superior por la parte interna al inicio de la precarga mostrando solo líneas concentradas donde está el contacto con los lóbulos, en la Figura 5.96 b) se muestra la presión de contacto al final de la precarga, se observa como la precarga tiene una mayor distribución dejando espacios cuando la curvatura es hacia dentro.

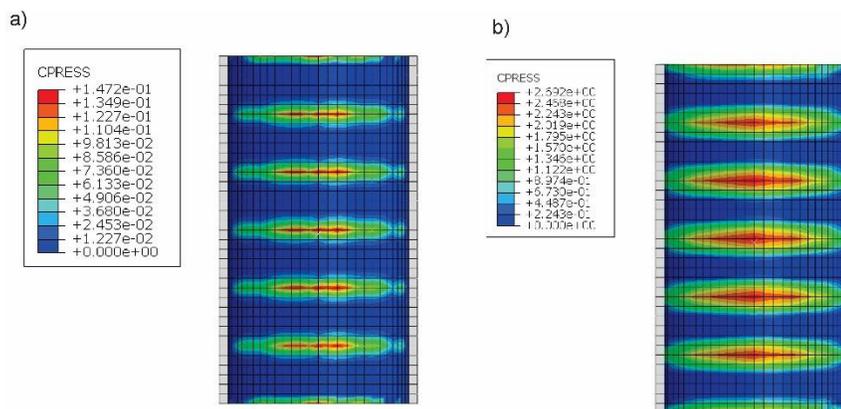


Figura 5.96 Presión de contacto de la precarga en las carcassas, donde a) al inicio de la precarga, b) al final de la precarga.

En la Figura 5.97 se muestra la distribución de la presión de contacto en el elemento ondulatorio, en la Figura 5.97 a) es al inicio de la precarga donde solo el contacto se

centra en la parte superior del elemento, en la Figura 5.97 b) se muestra en la mitad de la precarga mostrando como la presión de contacto se centra en la zona media del lóbulo, en la Figura 5.97 c) se muestra al final de la precarga se aprecia como la distribución es mayor y solo en las orillas la presión de contacto es menor debido a que es la zona donde se unen las carcassas por lo que hasta que esta zona no estaba en contacto desde inicio.

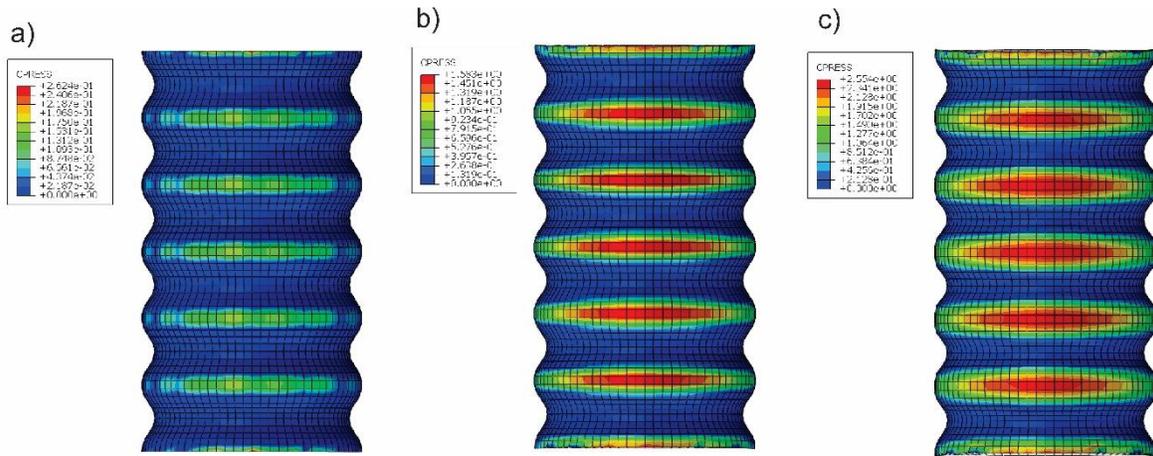


Figura 5.97 Distribución de presión de contacto donde: a) inicio de la precarga, b) mitad de la precarga, c) final de la precarga.

En la Figura 5.98 se muestra la presión de contacto en el eje interno, donde al inicio de la precarga la presión de contacto se concentra donde se ubican los lóbulos (Figura 5.98 a)) a medida que la precarga aumenta (Figura 5.98 b)) la zona de contacto es mayor, al finalizar la precarga la presión de contacto es mayor cubriendo casi por su totalidad la superficie a diferencia de la presión de contacto que se encuentra entre los lóbulos y la carcasa. Aunque el área de contacto en el eje interno, la presión de contacto es menor que en las zonas de contacto de las ondulaciones, por lo que es en el eje interno es donde ocurren los deslizamientos del sistema.

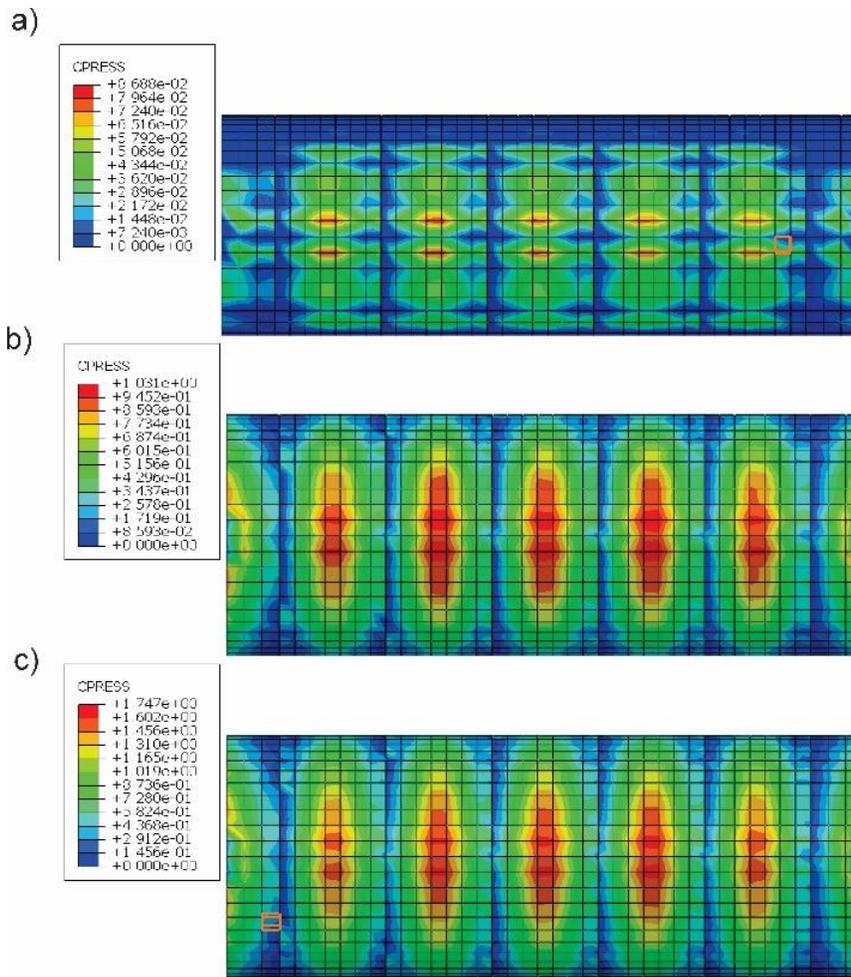


Figura 5.98 Presión de contacto en el eje donde: a) inicio de la precarga, b) mitad de la precarga, c) final de la precarga

Capítulo 6 Conclusiones

El análisis de los problemas de contacto en las piezas mecánicas, son sumamente importantes para investigadores, ingenieros y diseñadores, aunado a ello la preocupación por mejorar los sistemas de seguridad para las uniones mecánicas. En el presente trabajo se estudió el comportamiento de un elemento ondulatorio que permite delimitar la trasmisión de la potencia mediante la precarga de éste, siendo utilizado en cualquier unión mecánica.

Además de la limitación de la potencia en el sistema, este trabajo se enfocó en una metodología para la caracterización de materiales elastómericos. También se presentan pruebas a diversas velocidades para observar el comportamiento del elemento ondulatorio.

La compresión del elemento ondulatorio para la precarga se presenta mediante la experimentación en la máquina universal. Para calibrar el modelo numérico de la precarga se utilizaron los datos experimentales obtenidos. Este proceso permitió evaluar el comportamiento del valor de la fuerza bajo diversos parámetros.

La investigación se orientó al estudio del elemento ondulatorio en diversas condiciones de carga, así como cambios de geometría y espesor. Además, se realizaron simulaciones numéricas del comportamiento del elemento ondulatorio en función del apriete, incluyendo deslizamientos entre las carcasas y el eje interno.

El análisis del contacto se realizó de forma cuasi estática para la primera parte del modelado, correspondiente a la etapa de la precarga del sistema. Esta etapa consiste en deformar el elemento ondulatorio de forma radial mediante el desplazamiento de las carcasas, de modo que ejerzan una fuerza de apriete para dar el torque de trabajo. Se comparan diferentes configuraciones geométricas del elemento ondulatorio y se obtuvo la gráfica de área de contacto contra la fuerza normal para cada una de las configuraciones. Se concluyó que la configuración que da resultados equilibrados es un elemento con 5 lóbulos y un espesor aproximadamente el 8 % de la longitud total del elemento, con radios internos y externos similares dimensiones.

Como parte del modelado y ante la dificultad de establecer las propiedades reales del neopreno que permitiese igualar las condiciones de operación entre el modelo numérico y el experimental. Se procedió a caracterizar el material bajo condiciones de compresión determinado que para el neopreno a un 30% de compresión es idóneo utilizar el modelo constitutivo polinomial reducido de 2do orden, el valor de las constantes es de $C_{10} = 0.56$ y $C_{20} = 3.44$ para piezas en milímetros. De igual forma es necesario hacer una calibración del modelo basado en los resultados obtenidos experimentalmente.

Una vez establecido que el comportamiento del modelo numérico y los datos experimentales tiene una diferencia porcentual menor al 10%. Se procedió al análisis dinámico en la segunda parte del modelo. Este análisis dinámico consistió en someter todo el ensamble en un giro de 175 RPM para posteriormente limitar el movimiento de las carcasas mientras que el eje interno mantuviera el giro. Esto provocaría el deslizamiento del elemento ondulatorio y el eje interno. De manera numérica el tiempo de reacción del sistema es de 0.004 segundos teniendo en cuenta que el modelo tiene un tiempo total de 1 segundo. Después de este tiempo se mantiene el deslizamiento en el sistema hasta liberar el movimiento de las carcasas.

Debido a que la presión de contacto es menor en la zona interna, es decir entre el elemento ondulatorio y el eje. Los deslizamientos ocurren entre estas superficies de contacto. No obstante, el área de contacto es más uniforme en esta zona debido a que ambas superficies son cilíndricas, mientras que, entre los lóbulos el área de contacto incrementa gradualmente según la precarga dada.

De manera experimental se montó el banco con el ensamble del sistema, para comprobar la fuerza necesaria para hacer girar el sistema. Para colocar el sistema en posición inicial se probó girando en sentido contrario a la fuerza y desmontando y recolocando las piezas, obteniendo el mismo comportamiento. Concluyendo que el mantener el sistema montado después del deslizamiento no afecta en la fuerza de precarga.

Finalmente se presenta con base a todos los estudios experimentales, numéricos y paramétricos realizados, un fusible mecánico que como concepto general se encarga de limitar la trasmisión de la potencia, pudiendo ser escalable y adaptable los diferentes tipos de uniones mecánicas donde ocurran variaciones de la potencia.

6.1 Trabajos futuros

La validación y la experimentación plantea diversas configuraciones paramétricas con respecto a los utilizados en ambos casos. Por ello, es altamente recomendable realizar las pruebas que continuación se enlistan:

- a) Cambio de geometría de los lóbulos del elemento ondulatorio.
- b) Cambio de material elastómero.
- c) Cambio de material de contacto del elastómero.
- d) Pruebas experimentales dinámicas.

Referencias

- Alcuri, G. (2018). Los elastómeros en la construcción : aplicaciones y valorización medioambiental. *Memoria Investigaciones En Ingeniería, Núm, 16*, pp. 1–19. ISSN 2301-1092.
- Angélica, L., Villalba, G., Corral, C. P., Janette, E., & López, M. (2015). Diseño y prototipo de una máquina trituradora de PET. *Cultura Científica y Tecnológica, 0(54)*. pp. 63-71, ISSN: 2007-0411.
- Atanasovska, I. (2017). Multi-body contact in non-linear dynamics of real mechanical systems . *Procedia Engineering*, pp. 510-515.
- Austrell, P.-E. (1997). *Modeling of Elasticity and Damping for Filled Elastomers*. Structural Mechanics, Lund University.
- Bedolla Hernandez, J., Szwedowicz Wasik, D., Cortes Garcia, C., Majewski Szymiec, T., Martinez Rayon, E., & Gutierrez Wing, E. S. (2013). Aproximación de perfiles discretos en elementos de. *Ingeniería Investigación y Tecnología*, pp. 99-111, ISSN 1405-7743.
- Bergström, J. S., & Boyce, M. C. (1999). Mechanical behavior of particle filled elastomers. *Rubber Chemistry and Technology, 72(4)*, 633–656. <https://doi.org/10.5254/1.3538823>.
- Boyce, M. C., & Bergström, J. S. (2000). Large strain time-dependent behavior of filled elastomers. *Mechanics of Materials, 32(11)*, 627–644.
- Domínguez Soriano, E. J., & Ferrer Ruiz, J. (2018). Sistemas de transmisión y frenado . Editex.
- Chen, K., Zhang, D., Yang, X., Cui, X., Zhang, X., & Wan, Q. (2016). Research on torsional friction behavior and fluid load. *journal of the mechanical behavior of biomedical materials*, 182-194.
- Estrada, Q., Bedolla Hernandez, J., Szwedowicz Wasik, D., Cortes Garcia, C., Majewski Szymiec, T., & Martinez Rayon, E. (2013). Procedimiento Numerico para el Modelado de Materiales Hiperelásticos Sometidos a Tension. *SOMIM*, 1079-1084.
- Estrada, Q. (2009). *Análisis del Efecto de la Rigidez de Precarga en Topes de Impacto*. Cuernavaca, Morelos: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Tesis de Maestría.
- Fediuc, D. O., Budescu, M., Fediuc, V., & Venghiac, V.-M. (2013). Compression

- Modulus of Elastomers. *The Bulletin of the Polytechnic Institute of Jassy*, 62(Lxiii), 157–166.
- Goleman, D., Boyatzis, R., & Mckee, A. (2019). Principles of Polymerization. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (4th ed., Vol. 53, Issue 9). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>.
- Hyun, H. C., Lee, J. H., Kim, M., & Lee, H. (2012). A spherical indentation technique for property evaluation of hyperelastic rubber. *Journal of Materials Research*, 27(20), 2677–2690. <https://doi.org/10.1557/jmr.2012.241>.
- iNDARBELT. (25 de 03 de 2019). *iNDARBELT*. Obtenido de <http://www.indarbelt.es/html/productos/etp.htm>.
- ISO 286-1:2010(en) Geometrical product specifications (GPS) — ISO code system for tolerances on linear sizes— Part 1: Basis of tolerances, deviations and fits.
- ITEA. (2010). Diseño de uniones (Vol. 13, p. 281).
- Jarosl aw, R., Marlina, R., 2010, “The Methodology of the Analysis of Elastomer Bearings Properties”, Slovakia.
- Ju, M. L., Jmal, H., Dupuis, R., & Aubry, E. (2014). A comparison among polynomial model, reduced polynomial model and ogden model for polyurethane foam. *Advanced Materials Research*, 856(December), 169–173. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.856.169>.
- Martinez Cosgalla, J. J., Villarreal Reyes, J. S., & Donis Sanchez, F. (2017). Analisis de Esfuerzos y Deformaciones en un Emsamble Mecanico, Aplicando el Teorema de Lamé y el Metodo del Elemento Finito. *Humanidades, Tecnologia y Ciencia*, 1-11.
- Maschinen, B., Investition, A., Beschaffungen, G., Ersatzbeschaffungen, B., & Mittelherkunft, S. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (9th ed.). Mc Graw Hill.
- Meriam, J. L. (2001). *Engineering Mechanics*. Reverte S.A.
- Mesa-Múnera, E., Ramírez–Salazar, J. F., Boulanger, P., & Branch, J. W. (2012). Inverse-FEM Characterization of a Brain Tissue Phantom to Simulate Compression and Indentation. *Ingeniería y Ciencia*, 8(16), 11–36. <https://doi.org/10.17230/ingciencia.8.16.1>.
- Minglei Ju, Hamdi Jmal, Rapha el Dupuis, Evelyne Aubry, 2014 “A comparison among Polynomial model, Reduced polynomial model and Ogden model for polyurethane foam”. *Advanced Materials Research*, Trans Tech Publications,

Material Science and Engineering Technology II, p.169.

- Mipsa. (16 de 9 de 2019). *Mipsa*. Obtenido de <https://www.mipsa.com.mx/dotnetnuke/Productos/Tubo-estructura>.
- National Aeronautics and Space Administration. (1971). *Lubrication, Friction and Wear*.
- N. Beliaev, V., S. Bogatirev, I., V. Bulanzhe, A., V. Vinornov, P., L. Gadolin, V., A. Govman, N., & A. Drozdov, N. (1971). *Atlas de Maquinas y Mecanismos*. Barcelona: Construccion de maquinaria.
- Ogden, R.W., 1972. "Large deformation isotropic elasticity-on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids". Proc. R. Soc. Lond. A, United States.
- Pérez-Trejo, L., Méndez Sánchez, A., & Paniagua Mercado, A. (2010). Determinación de la viscosidad de fluidos newtonianos y no newtonianos (una revisión del viscosímetro de Couette). *Latin-American Journal of Physics Education*, 4(1), 36.
- Popov, V. L. (2010). Contact Mechanical and Friction. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (Vol. 1). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>.
- Pytel, A., & Kiysalaas, J. (2012). *Ingeniería Mecánica Estática*. Cengage Learning.
- Rabinowicz, E. (1965). *Friction and wear of materials*. Willey, New York.
- Rexnord. (8 de 04 de 2019). *rexnord*. Obtenido de <https://www.rexnord.com/home>
- Tekmatic (10 de 04 de 2019). *tekmatic*. Obtenido de <http://www.tekmatic.com.ar/limitadortorque.html>.
- Riera, M. D., Soto, M. S., Gordillo, A., & Prado, J. M. (2006). Modelización y simulación del comportamiento mecánico de materiales elastoméricos. *Perspectiva de La Investigación Sobre Materiales En España En El Siglo XXI. Congreso Nacional de Materiales*, 1, 247–250. <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=2339629>.
- Rosu, I., Elias-Birembaux, H. L., Lebon, F., Lind, H., & Wangenheim, M. (2016). Experimental and numerical simulation of the dynamic frictional contact between an aircraft tire rubber and a rough surface. *Lubricants*, 4(3), 1–14. <https://doi.org/10.3390/lubricants4030029>.
- Sikora, W., Michalczyk, K., & Machniewicz, T. (2016). A study of the preload force in metal-elastomer torsion springs. *Acta Mechanica et Automatica*, 10(4), 300–

305. <https://doi.org/10.1515/ama-2016-0047>.

Schaefer, R. J. (n.d.). *MECHANICAL PROPERTIES OF RUBBER*.

Shahzad, M., Kamran, A., Siddiqui, M. Z., & Farhan, M. (2015). Mechanical characterization and FE modelling of a hyperelastic material. *Materials Research*, 18(5), 918–924. <https://doi.org/10.1590/1516-1439.320414>.

Smalley. (07 de 05 de 2019). *Smalley The Engineer's Choice*. Obtenido de <https://www.smalley.com/retaining-rings/waverings>.

Smith, M. (2009). *ABAQUS/Standard User's Manual, Version 6.9*. Dassault Systèmes Simulia Corp.

Tobajas, R., Elduque, D., Javierre, C., Ibarz, E., & Gracia, L. (2016). A Comparative Study of Hyperelastic Constitutive Models for an Automotive Material. *Proceedings of the European Modeling and Simulation Symposium*, 338-347.

T. Karttunen, A., Von Herzen, R., Reddy, J., & Romanoff, J. (2017). Exact elasticity-based finite element for circular plates. *Computers and Structures*, 219-226.

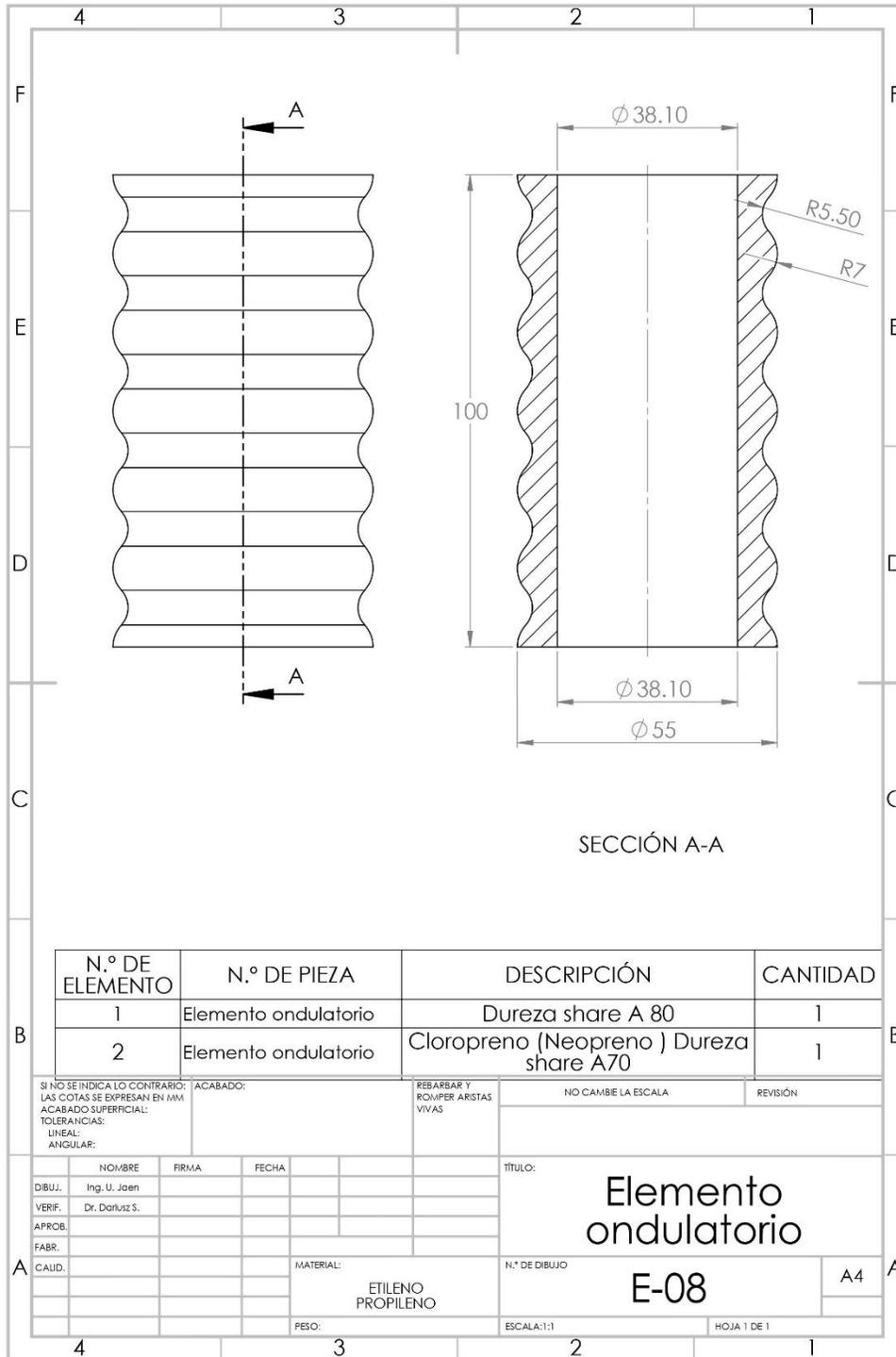
V. Fombuena, T. Boronat, L. S.-N., & D. García-Sanoguera, R. B. (2017). *Utilidad de los modelos de viscoelasticidad en el aprendizaje de la ingeniería de materiales poliméricos*. 10(1), 137–148. <https://doi.org/10.4995/msel.2017.6315>.

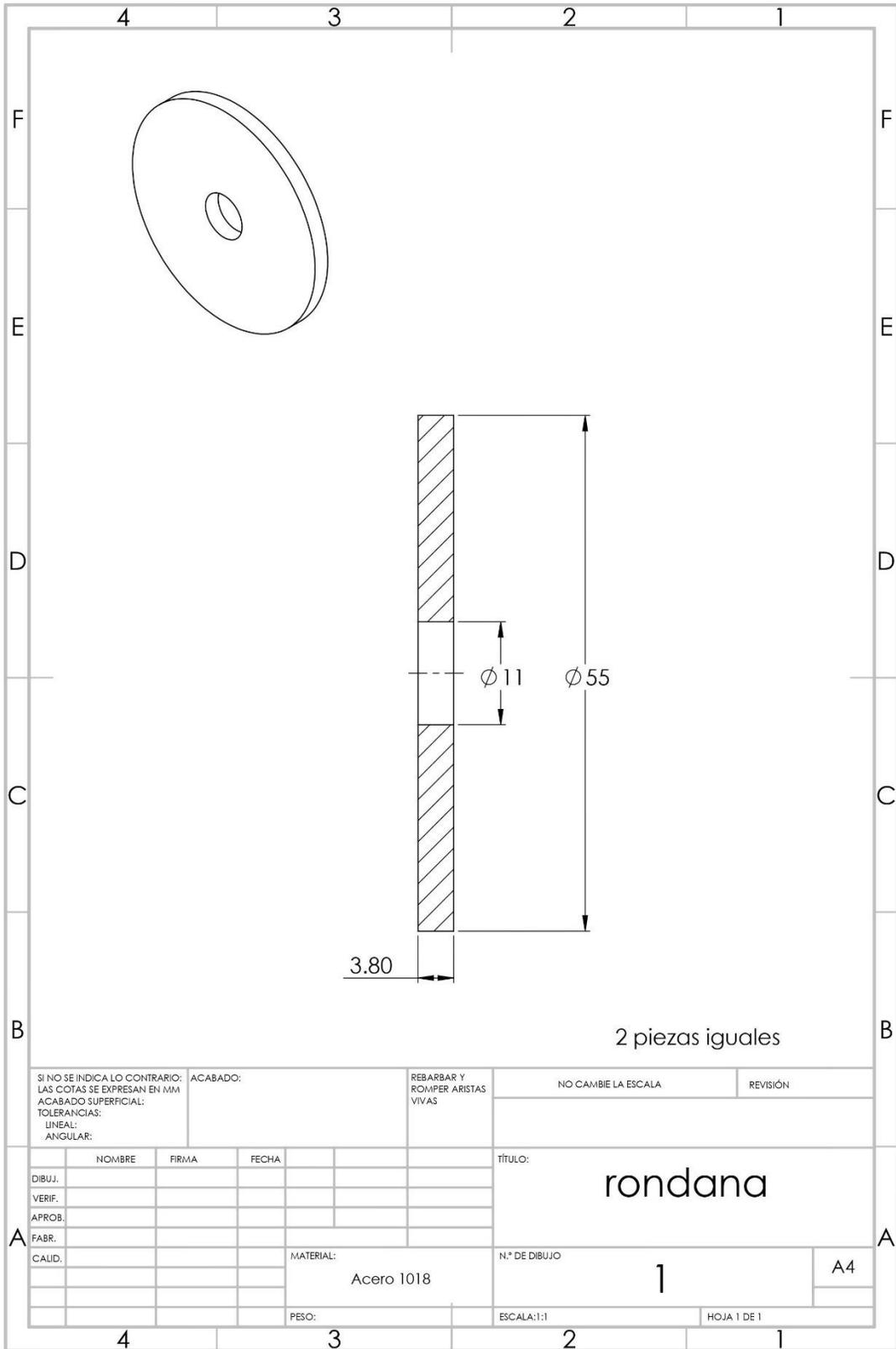
Verlag, C. H. (n.d.). *Fatigue, Stress, and Strain of Rubber Components* ISBN : 978-3-446-41681-9 For further information and order see or contact your bookseller . *Rubber Stress-Strain Behavior Challenges of Rubber Behavior*.

Wu, C., & Chiou, Y. (2019). *Stress-Strain Response of Cylindrical Rubber Fender*. <https://doi.org/10.3390/ma12020282>.

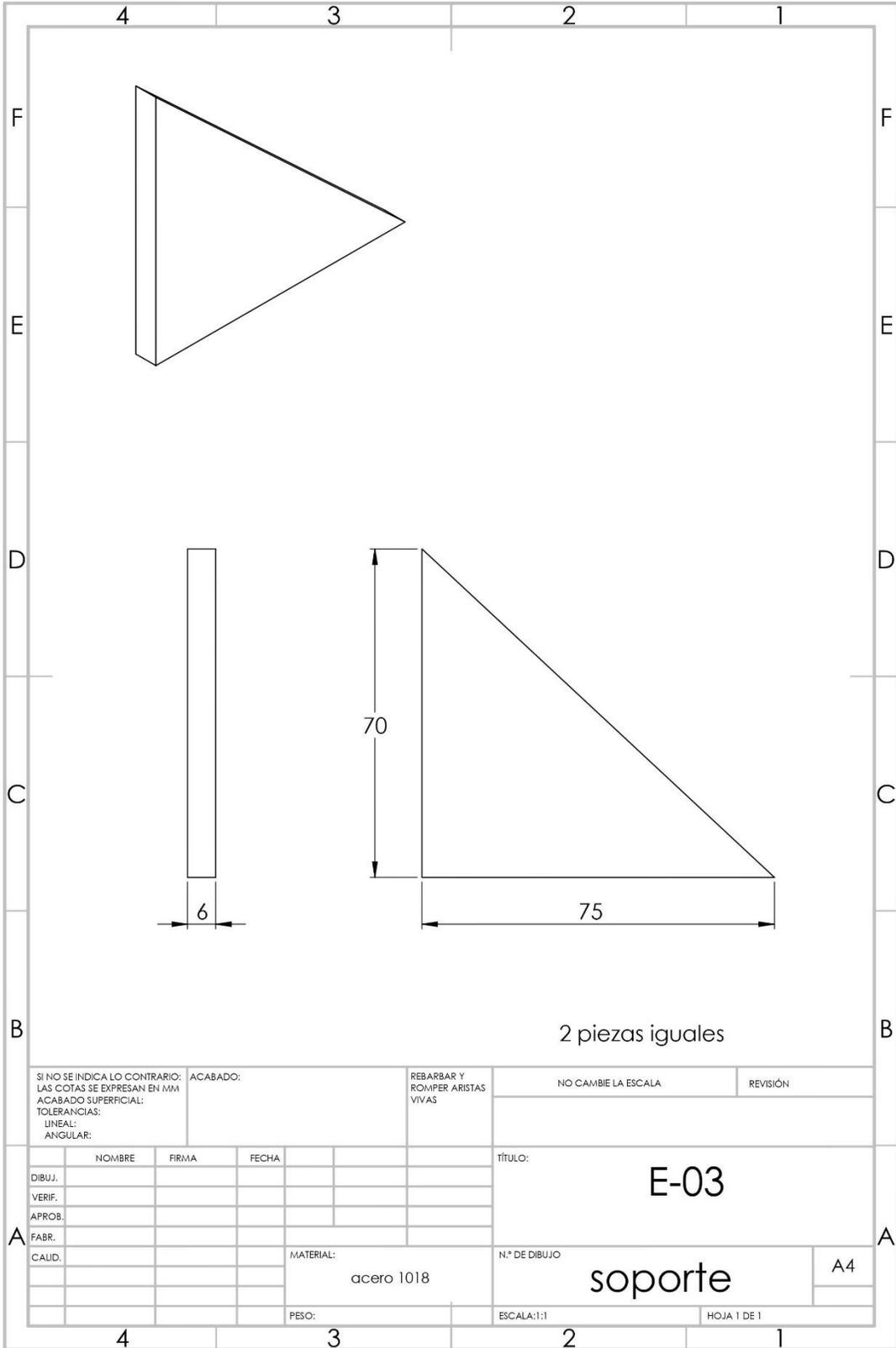
Anexo 1

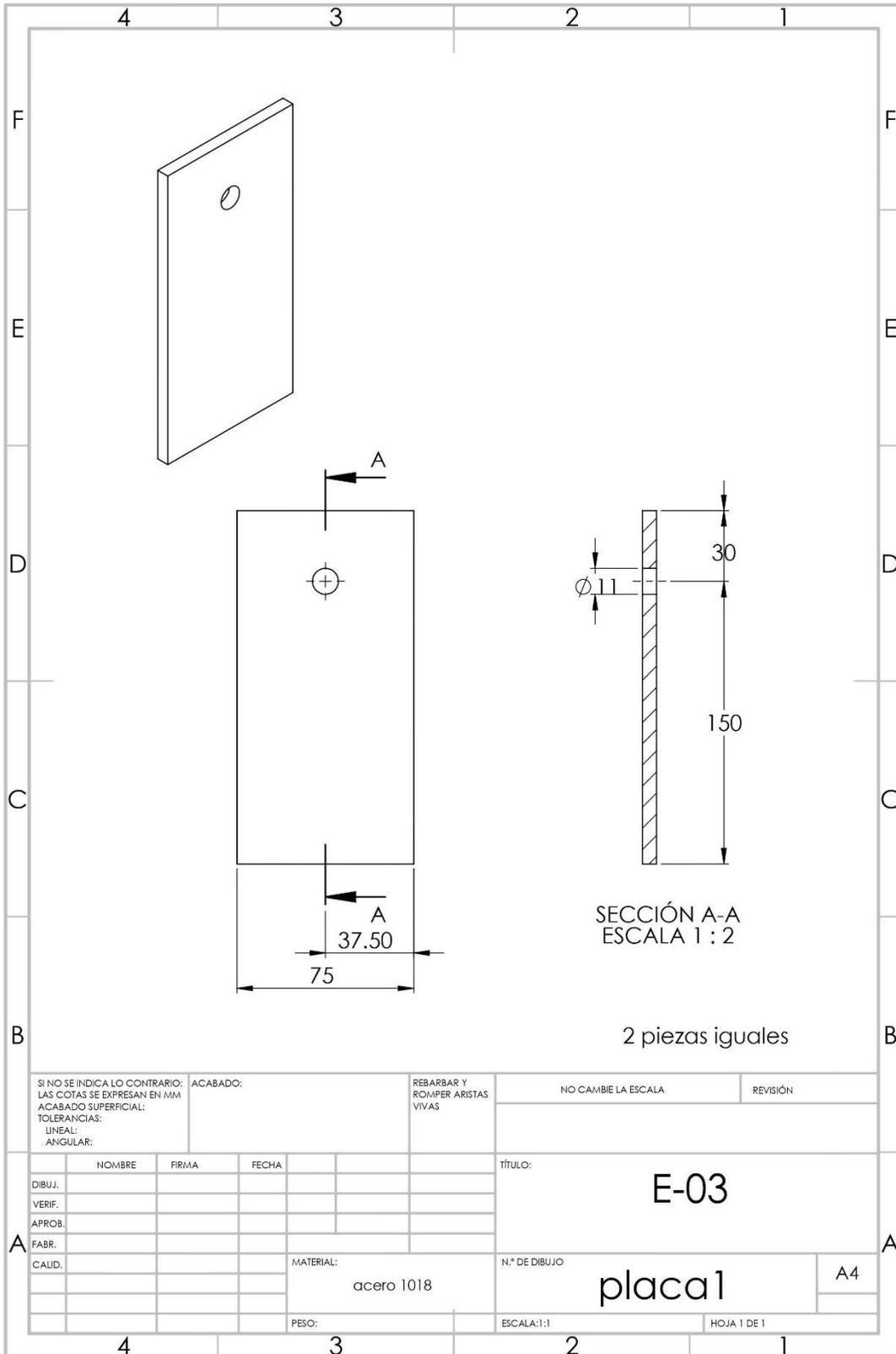
Planos técnicos de las piezas del banco experimental

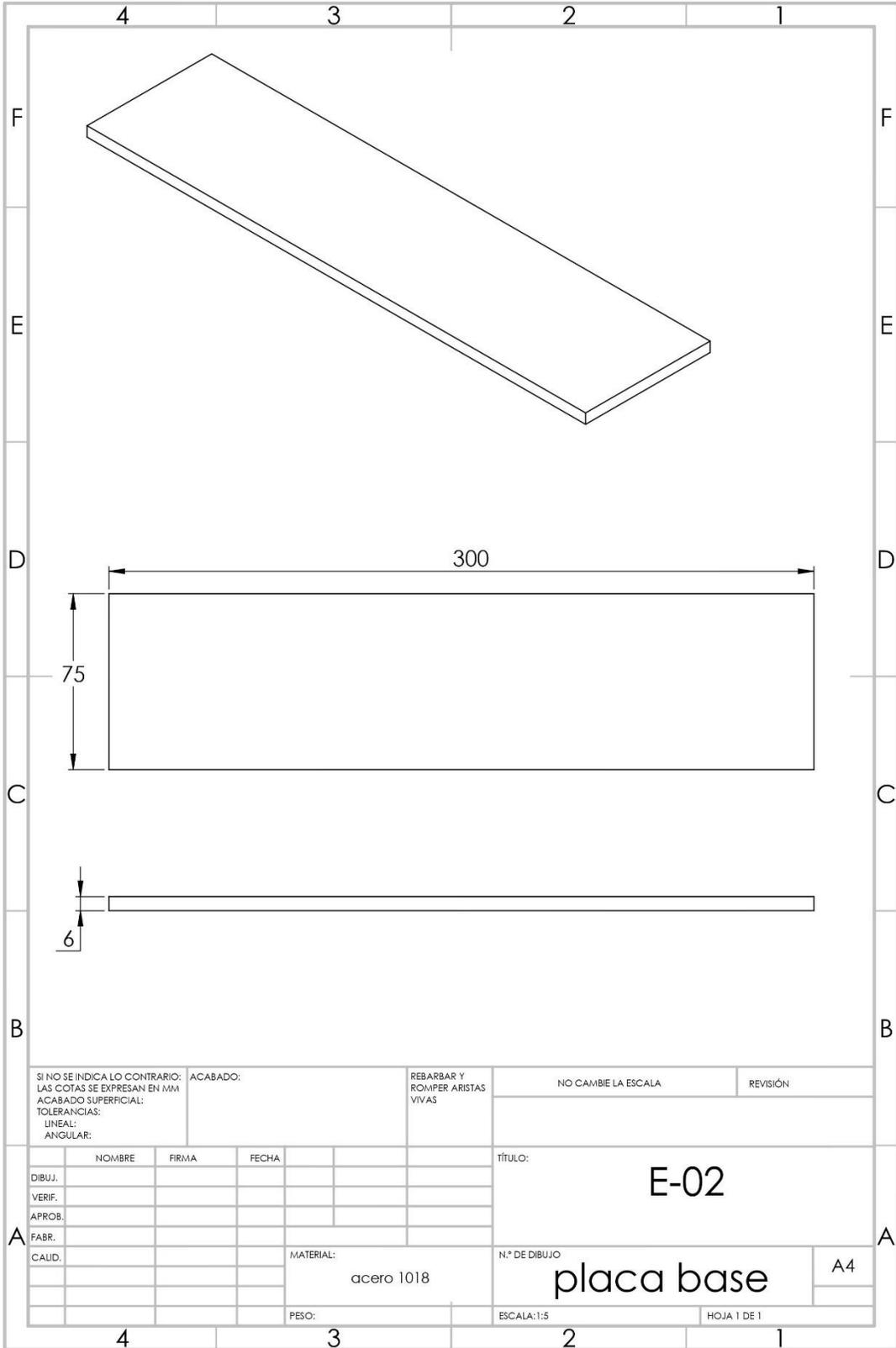




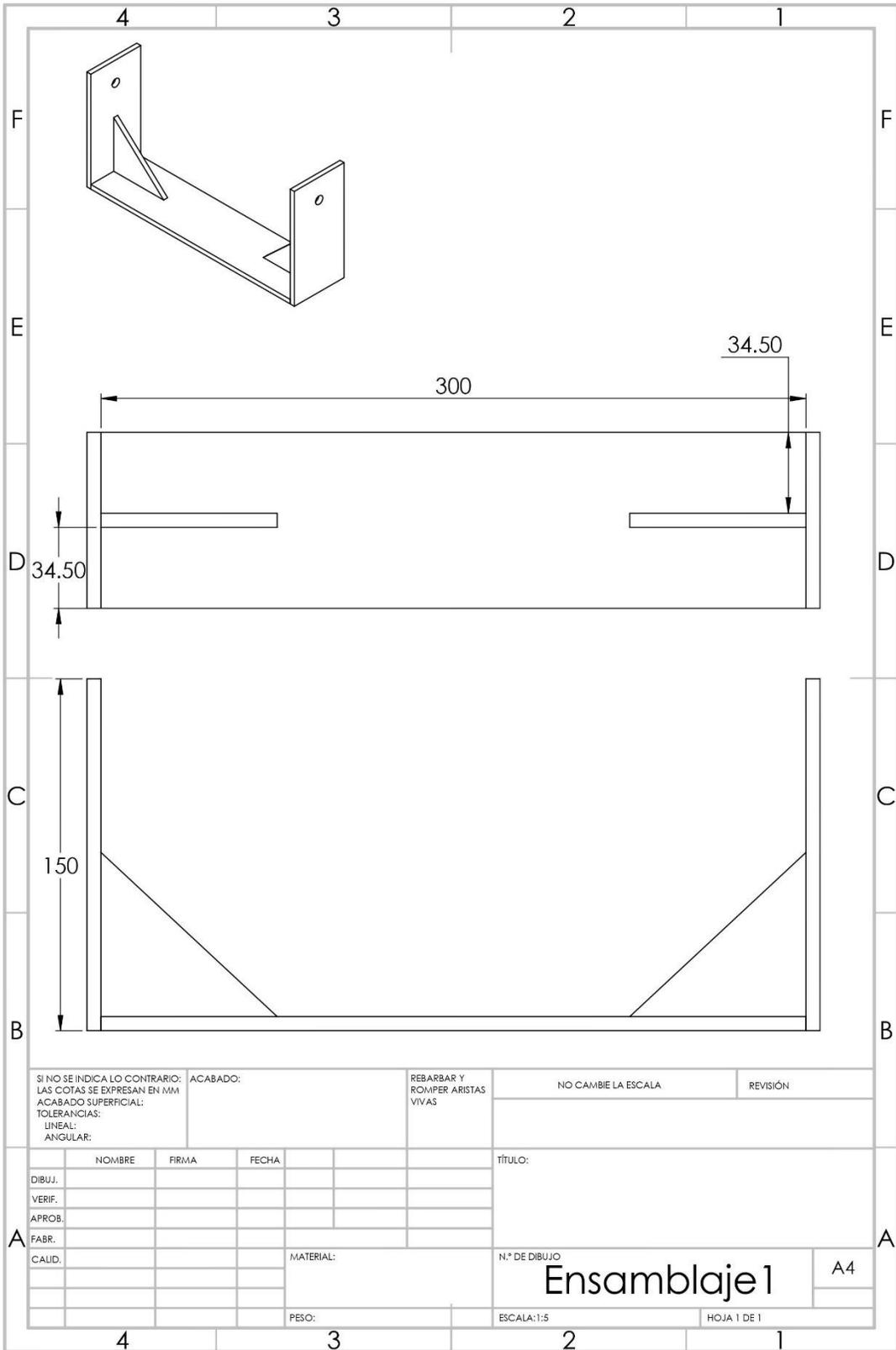
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL:									
TOLERANCIAS:									
LINEAL:									
ANGULAR:									
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ.						rondana			
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CALID.									
		MATERIAL:		Acero 1018		N.º DE DIBUJO		1	
		PESO:				ESCALA:1:1		HOJA 1 DE 1	
								A4	



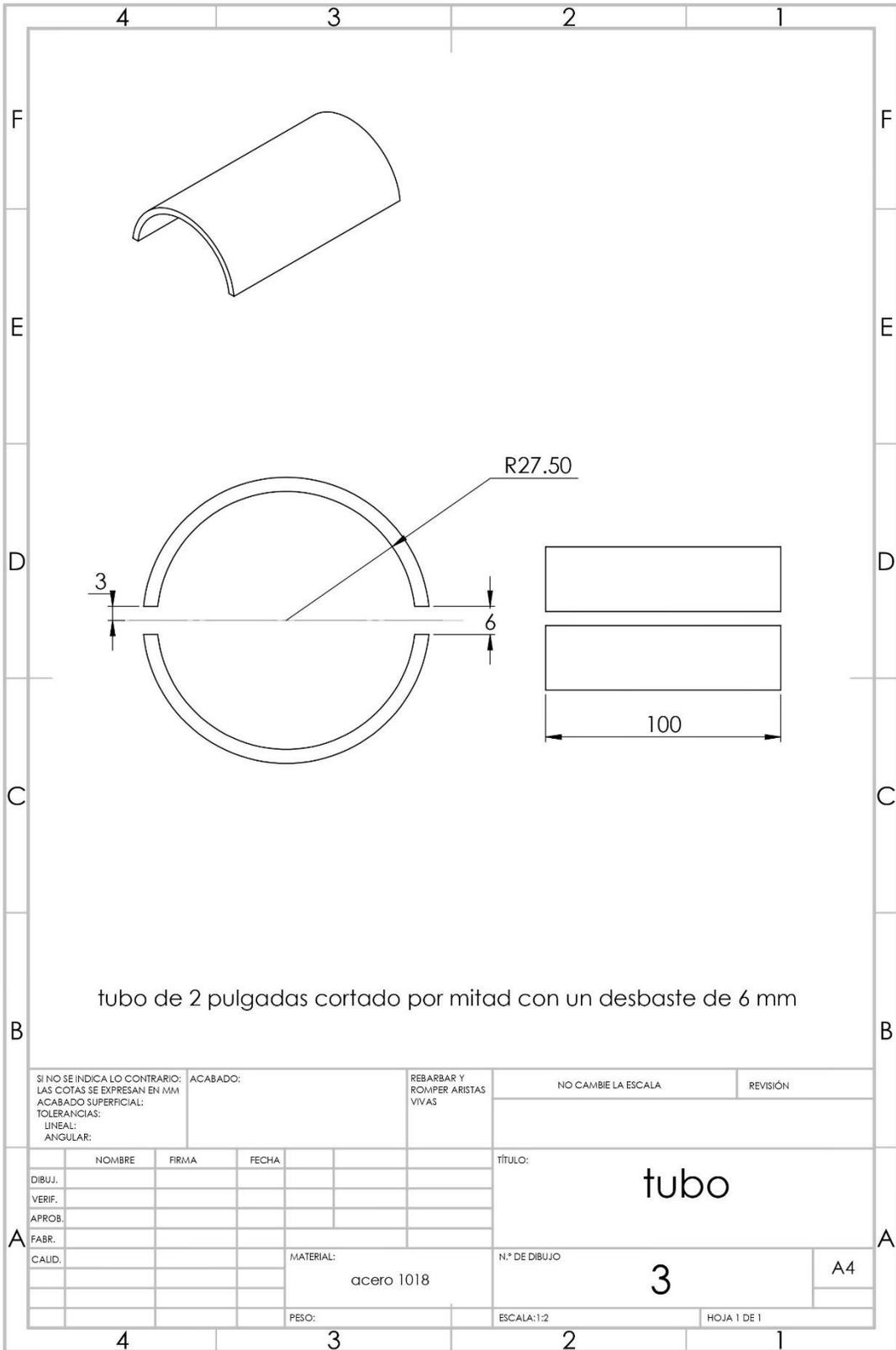


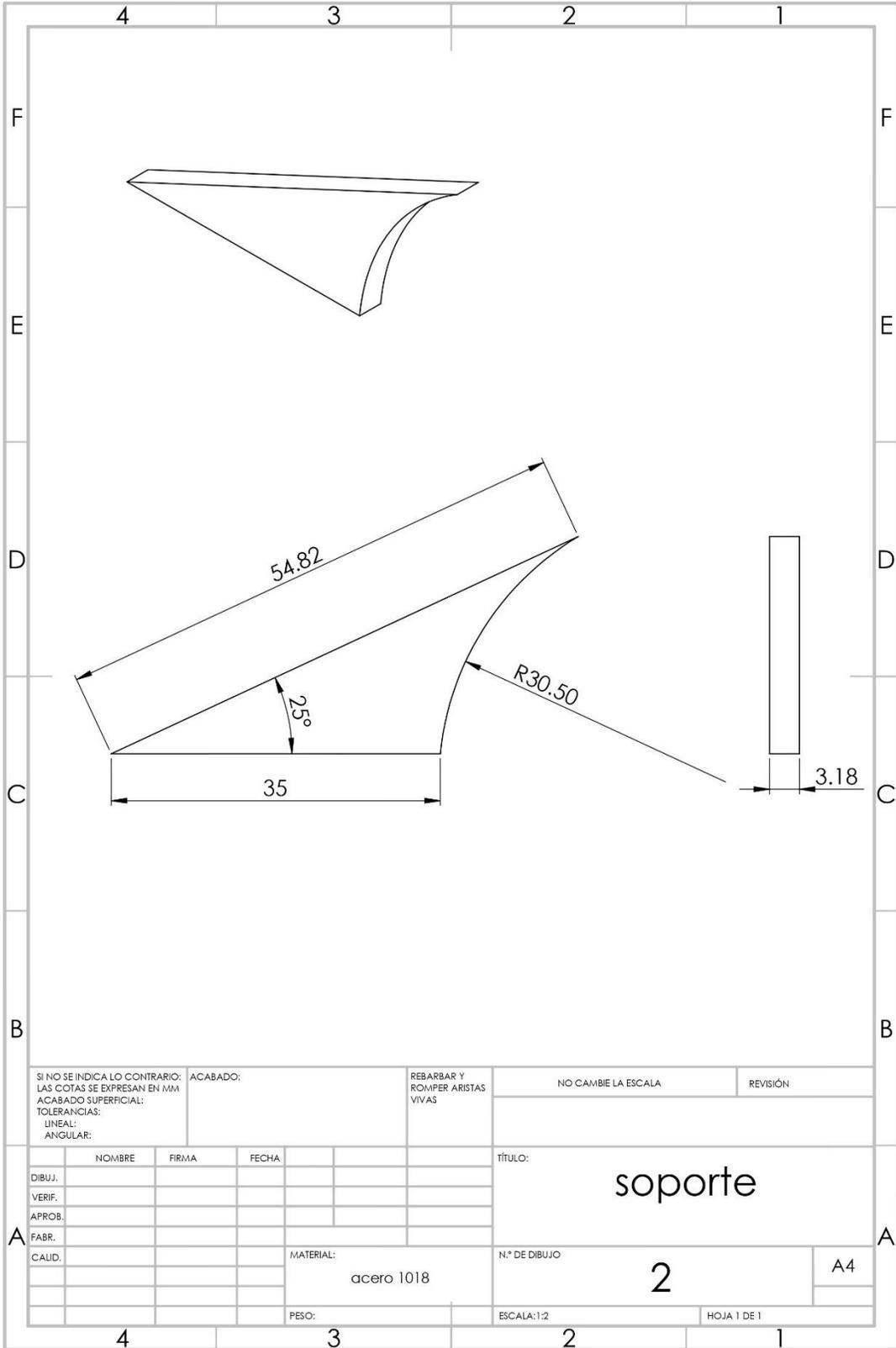


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO: E-02		
DIBUJ.				N.º DE DIBUJO placa base		
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: acero 1018	A4	
PESO:			ESCALA: 1:5		HOJA 1 DE 1	

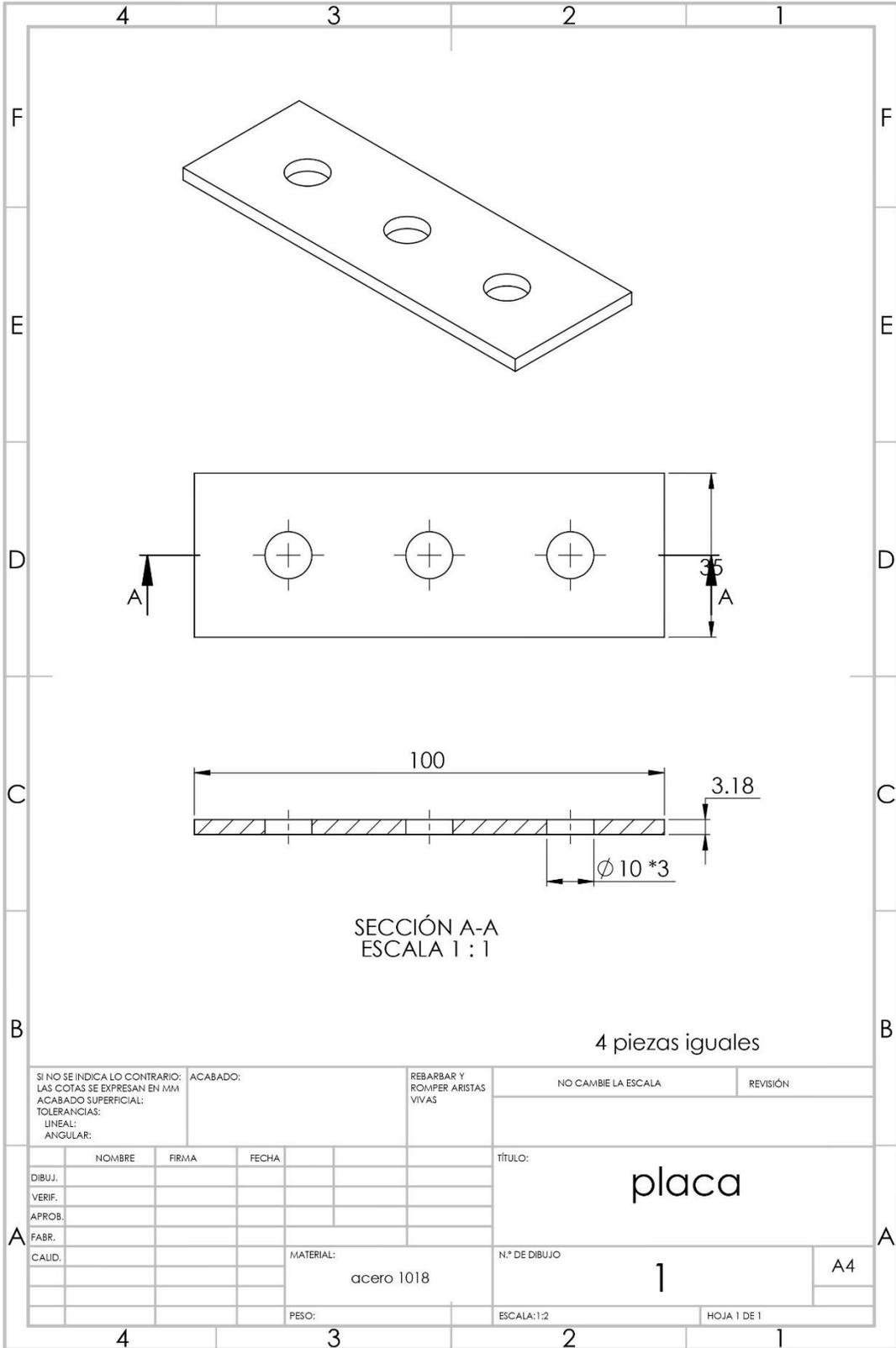


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ.									
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CALID.						MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
								Ensamblaje 1	
						PESO:		ESCALA: 1:5	
								HOJA 1 DE 1	

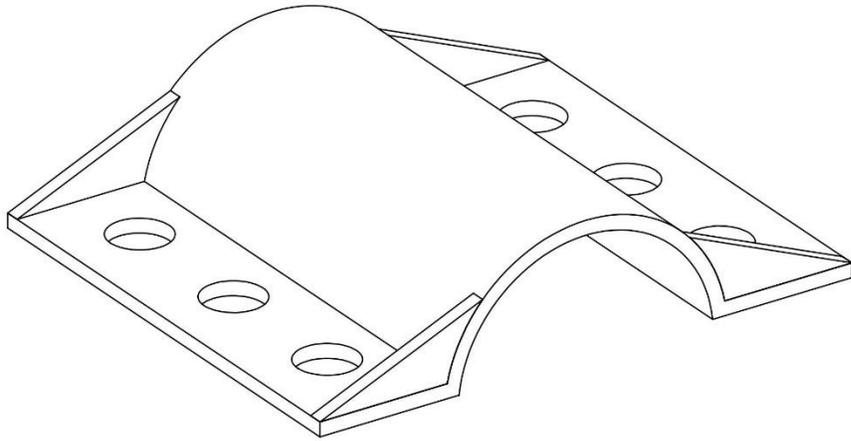


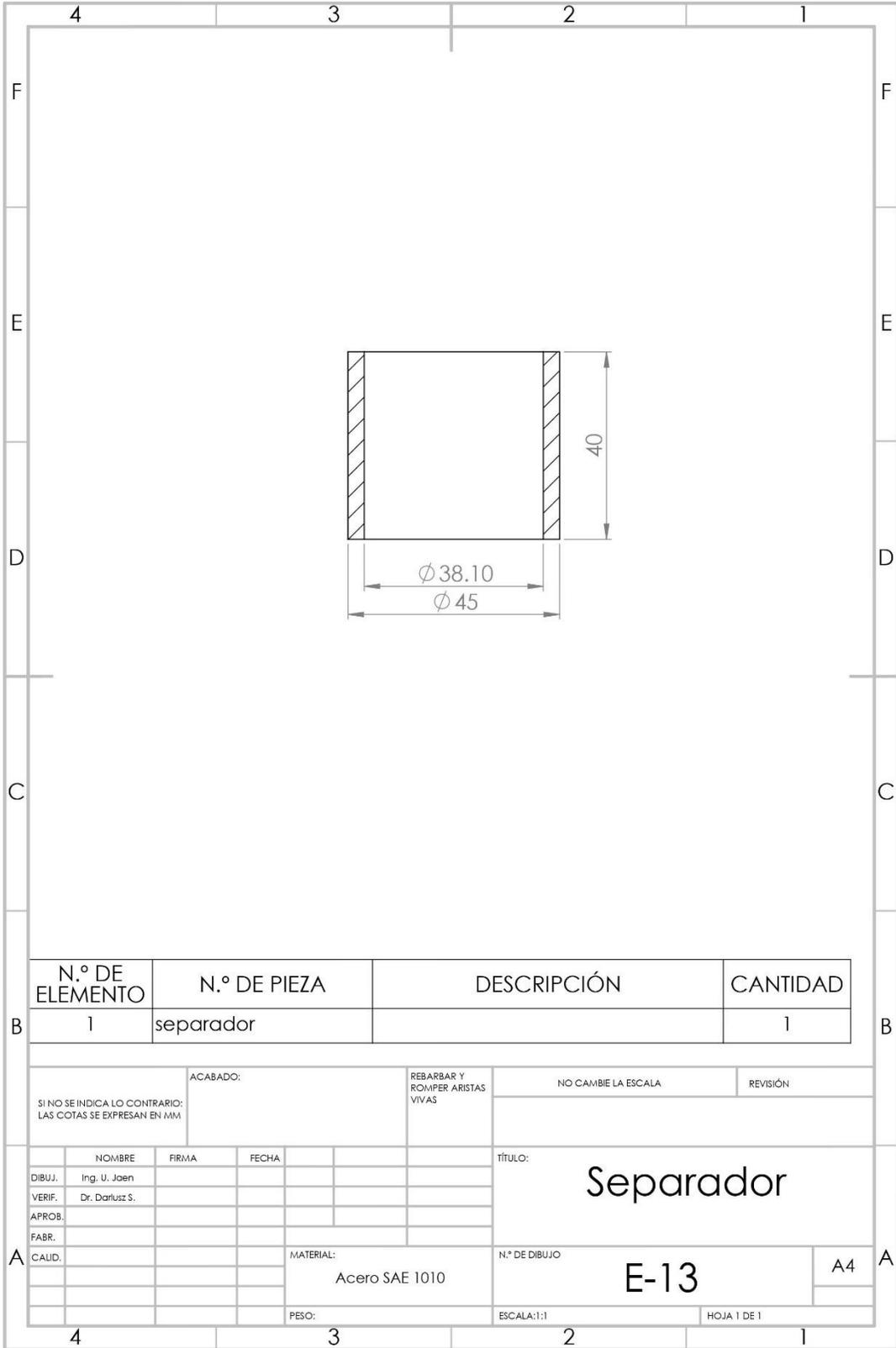


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE				FIRMA	FECHA	TÍTULO: soporte
DIBUJ.						
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: acero 1018	N.º DE DIBUJO 2	A4
PESO:				ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1	



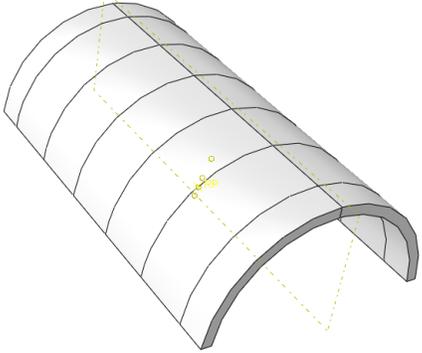
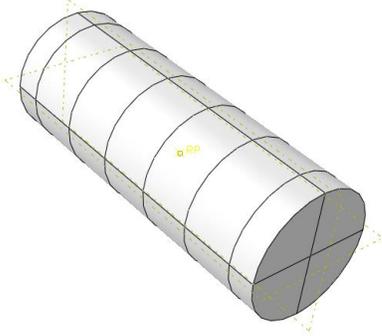
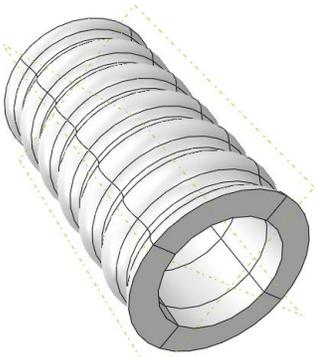
4	3	2	1
F			F
E			E
D			D
C			C
B			B
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			
		MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
		acero 1018	4
		PESO:	ESCALA: 1:2
			A4
			HOJA 1 DE 1
4	3	2	1

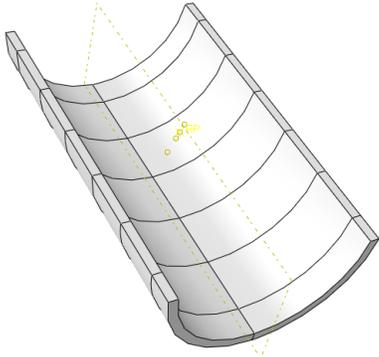


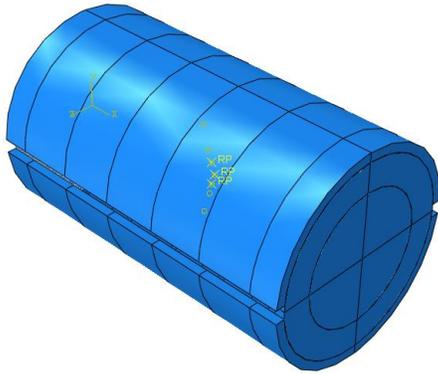


Anexo 2

Pasos para realizar el modelado dinámico en el software Abaqus

	<p>Carcasa Superior</p> <p>Se Particiona en 5 secciones de 14.2 mm y dos a los extremos de 7 mm.</p> <p>Se nombran por la parte interna las superficies particionadas para facilitar las interacciones.</p> <p>Se coloca un punto de referencia (RP) en el centro.</p>
	<p>Eje interno</p> <p>Se Particiona en 5 secciones de 14.2 mm y dos a los extremos de 7 mm.</p> <p>Se nombran por la parte externa las superficies particionadas para facilitar las interacciones.</p> <p>Se coloca un punto de referencia (RP) en el centro.</p>
	<p>Elemento ondulatorio</p> <p>Se Particiona en 5 secciones de 14.2 mm y dos a los extremos de 7 mm.</p> <p>Se nombran por la parte interna y externa las superficies particionadas para facilitar las interacciones.</p>

	<p>Carcasa inferior</p> <p>Se Particiona en 5 secciones de 14.2 mm y dos a los extremos de 7 mm.</p> <p>Se nombran por la parte interna las superficies particionadas para facilitar las interacciones.</p> <p>Se coloca un punto de referencia (RP) en el centro.</p>
<p>Acero en mm</p> <p>Densidad=7.85E-09 Ton/mm³</p> <p>Módulo de Young=200000 MPa</p> <p>Radio de Poisson= 0.29</p> <p>Neopreno en mm</p> <p>Densidad=1.65347E-09 Ton/mm³</p> <p>Polinomial reducido de 2do orden</p> <p>C10=0.56, C20=3.44</p>	<p>Propiedades</p>



Ensamble

Se consideran como piezas rígidas las carcasas y el eje interno

Step Manager

Name	Procedure	Nlgeom	Time
✓ Initial	(Initial)	N/A	N/A
✓ Step-1	Dynamic, Explicit	ON	0.1
✓ Step-2	Dynamic, Explicit	ON	0.5
✓ Step-3	Dynamic, Explicit	ON	0.4

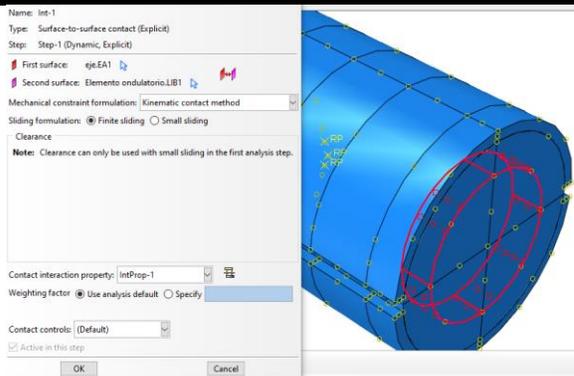
Create... Edit... Replace... Rename... Delete... Nlgeom... Dismiss

Step

En el step 1 se considera la precarga del sistema

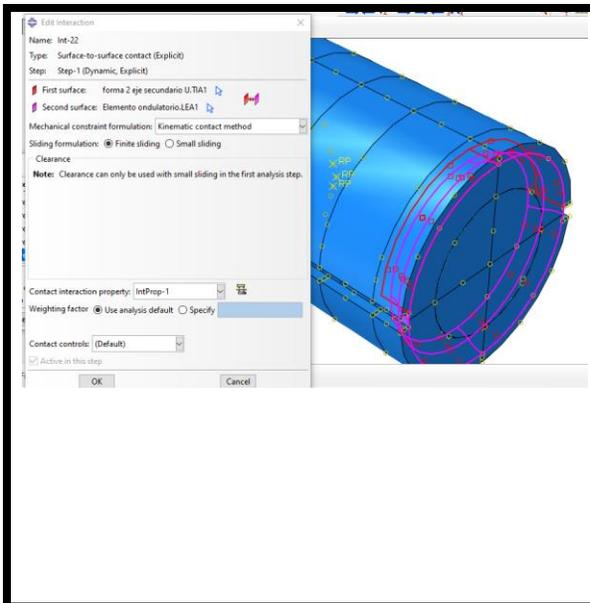
En el step 2 se considera el giro de todo el sistema

En el step 3 se considera el deslizamiento



Interacciones

Se selecciona una sección del eje interno y del elemento ondulatorio, con un tipo de “kinematic contact method” considerando un coeficiente de fricción de 0.7. y se repite el proceso por las 7 particiones internas del eje.

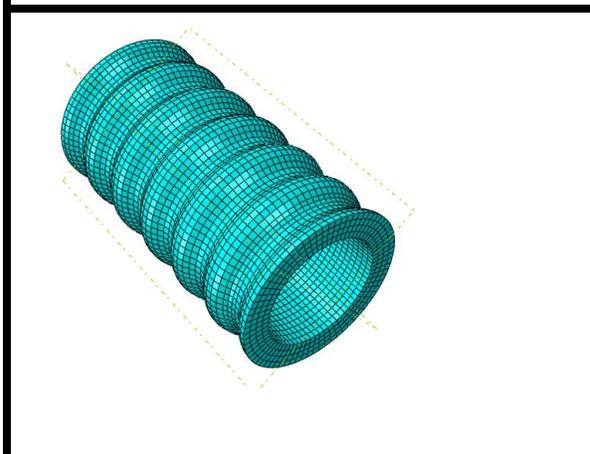


Interacciones

Se selecciona una sección del elemento ondulatorio en la zona externa y una sección de la carcasa superior, con un tipo de “kinematic contac method” considerando un coeficiente de fricción de 0.7. y se repite el proceso por las 7 particiones de la carcasa.

Se aplica la misma metodología con la carcasa inferior

	Step 1	Step 2	Step 3
	U1,U3,UR1,UR2,UR3=0 U2=-1.9	U1,U2,U3,UR2,UR3=0 UR1= Libre	U1,U2,U3,UR1,UR2,UR3=0
	U1,U2,U3,UR1,UR2,UR3=0	U1,U2,U3,UR2,UR3=0 UR1= Libre VR1= 18.3	U1,U2,U3,UR2,UR3=0 UR1= Libre VR1= 18.3
	U1,U3,UR1,UR2,UR3=0 U2=-1.9	U1,U2,U3,UR2,UR3=0 UR1= Libre	U1,U2,U3,UR1,UR2,UR3=0



Malla

Se considera un tipo de malla de 2 mm de forma general para todas las piezas del ensamble

El tipo de elemento es C3D8, 3D Stress, explicit y lineal.