



SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Maestría

Estudio numérico de disipadores pasivos con elementos esféricos
para amortiguar impacto

presentada por

Ing. Angelo Garibaldi Rodríguez

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

Director de tesis

Dr. Dariusz S. Szwedowicz Wasik

Codirector de tesis

Dr. Claudia Cortés García

Cuernavaca, Morelos, México. Octubre de 2018.

Cuernavaca, Mor. 22 de junio de 2018
OFICIO No. SAC/283/2018

Asunto: Autorización de impresión de tesis

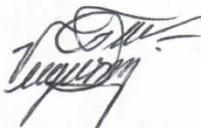
ING. ANGELO GARIBALDI RODRÍGUEZ
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **“Estudio numérico de disipadores pasivo con elementos esféricos para amortiguar impacto”**, 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

ATENTAMENTE

EXCELENCIA EN EDUCACIÓN TECNOLÓGICA®
“CONOCIMIENTO Y TECNOLOGÍA AL SERVICIO DE MÉXICO”



DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



SEP TecNM
CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA

C.p. M.T.I. María Elena Gómez Torres- Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Expediente

GVGR/mcr

SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MEXICO

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Cuernavaca, Mor., 22/junio/2018

OFICIO No. DIM/173/2018

Asunto: Aceptación de documento de tesis

C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO

PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Ing. Angelo Garibaldi Rodríguez, con número de control M16CE062, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado "**Estudio numérico de disipadores pasivo con elementos esféricos para amortiguar impacto**", 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.

DIRECTOR DE TESIS

DR. DARIUSZ SLAWOMIR SZWEDOWICZ WASIK
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
REV. FOLIO B 046004

REVISOR 1

DR. ANDRÉS BLANCO ORTEGA
Doctor en Ciencias en Ingeniería Eléctrica
6559298

REVISOR 2

DR. JORGE COLÍN OCAMPO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
4694783

REVISOR 3

DR. ELADIO MARTÍNEZ RAYÓN
Doctor en Ciencias en Ing. Mecánica
8500740

C.p. Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Estudiante
Expediente

Iniciales AAP/mrsr



Agradecimientos

A Dios por su amor incondicional y por permitirme llegar hasta este momento en mi vida con gente tan especial.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) y al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por el apoyo para estudiar una maestría.

A mi asesor el Dr. Dariusz, por su paciencia y sus consejos en el desarrollo de esta investigación. A mi co-asesora la Dra. Claudia y mi comité revisor por sus aportaciones a esta tesis.

A mis nuevos amigos: Ramsés, Ulises, Javier y especialmente a Miguel por todo su apoyo en el trámite de este documento.

A mis compañeros: Julio, Christian, Madera, Demetrio, Eric, Nohemí y Alcudia.

A mis profesores de la Universidad Autónoma de Baja California, en especial al M.C. Mauricio Paz por alentarme a estudiar este posgrado.

A mis padres Julián Garibaldi y Martha Rodríguez por todo el apoyo incondicional durante tantos años.

A mis hermanos Alejandro y Antonello por darme ánimos en los momentos nostálgicos.

Finalmente, a la mujer más perfecta del mundo y mi esposa Carolina por no tirar la toalla conmigo y ser mi porrista personal.

Resumen

Esta investigación está centrada en el estudio numérico mediante el método de elemento finito de un disipador pasivo de pared delgada con esferas como elementos de fricción seca y su verificación mediante datos experimentales. Este trabajo se desarrolló con la finalidad de conocer la factibilidad de un dispositivo con elementos esféricos para disipar energía de impacto mediante fricción seca. El estudio fue llevado a cabo en tres partes principales: La primera parte fue el desarrollo del modelo discreto en condiciones cuasi-estáticas. La segunda etapa fue la validación del modelo a través de datos experimentales obtenidos de la máquina universal Shimadzu 100KN. Finalmente, se validó el funcionamiento del dispositivo bajo una carga de impacto mediante un modelo de elemento finito, esto demostró que el dispositivo es capaz de absorber un 41% de la energía de entrada.

Abstract

This research is focused on the numerical study by means of the finite element method of a thin wall passive damper with spheres as elements of dry friction and its verification by experimental data. This study was developed in order to know the feasibility of a damper with spherical elements to dissipate impact energy by dry friction. The study was developed in three main parts, the first part was the development of the discrete model in quasi-static conditions which includes the tightening of the spheres against the carcass created a state of preload and the movement at low speed of the shaft. The second part was the validation of the model through experimental data obtained from the Shimadzu 100KN universal machine. Finally, using a finite element model, the percentage of energy absorbed when the device is under an impact load was approximately 41% of the input energy.

Contenido

1	Marco de referencia	1
1.1	Introducción	1
1.2	Estado del arte	2
1.3	Antecedentes	7
1.4	Objetivo General	8
1.5	Alcances	8
1.6	Limitaciones	9
2	Marco teórico	10
2.1	Fricción	10
2.2	Contacto	12
2.2.1	Contacto Hertziano	12
2.2.2	Contacto no Hertziano	14
2.3	Impacto	17
2.4	Control de impacto	17
2.5	Disipadores de energía	18
2.6	Descripción del método de elemento finito	19
3	Prototipo del disipador con esferas como elementos de fricción	21
3.1	Funcionamiento	22
3.2	Cálculo de la fuerza de apriete	22
3.3	Cálculo de la fuerza en el contacto esfera-tubo	24
3.4	Cantidad de esferas	28
3.5	Combinaciones de cuñas	29

4	Modelo discreto del problema	32
5	Calibración del modelo	38
5.1	Modelo del disipador sometido a cargas de impacto	48
6	Conclusiones y trabajos futuros	54
6.1	Conclusiones	54
6.2	Trabajos futuros	56
7	Referencias	57
	Anexo A Planos	62
	Anexo B Descripción del modelo	69
	Anexo C Estudio de fijación del torque	75
	Anexo D Calibración de la celda de carga WMC-3000 para la medición del torque	78

Lista de Figuras

Figura 1.1 Amortiguador Sumitomo [4]	2
Figura 1.2 Sistema EDR [4].....	3
Figura 1.3 Esquema del disipado con partículas [13].....	4
Figura 1.4 Esquema de la malla realizada por Łazarz et al [19]	5
Figura 1.5 Anillo interno de un rodamiento que fallo por exceso de carga [10]	5
Figura 1.6 Diagrama de la patente de Korfund Dynamics Corp.	6
Figura 1.7 Modelo de atenuador Tobishima Corp.	6
Figura 1.8 Prototipo de tope de impacto con aros de Fricción de Romero [23].....	7
Figura 1.9 Prototipo de Amortiguamiento de Estrada [26]	7
Figura 2.1 Tipos de fricción y su descripción general [28]	10
Figura 2.2 Contacto entre dos cuerpos rígidos [29]	11
Figura 2.3 Ejemplos de condiciones de deslizamiento y rotación [30]	12
Figura 2.4 Distribución de presión de contacto puntual [31]	13
Figura 2.5 Identador plano rígido sobre superficie deformable [34].....	15
Figura 2.6 Identador de cuña oblicua sobre plano elástico [34].....	17
Figura 2.7 Diagrama de los métodos de control de vibraciones e impacto [1]	18
Figura 2.8 Clasificación de los disipadores según su consumo de energía [36].....	19
Figura 3.1 Esquema del prototipo de disipador con esferas.....	21
Figura 3.2 Fuerzas en el disipador. a) Efecto de la fuerza de apriete F_{ap} en el contacto esfera-tubo; b) efecto de la fuerza de impacto F_i en el sistema.....	22
Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre y suma vectorial de las fuerzas en la cuña	24
Figura 3.4 Diagrama de cuerpo libre y suma vectorial de las fuerzas en la esfera	25
Figura 3.5 Gráfica de la fuerza normal esfera-tubo en función de la fuerza de apriete	26
Figura 3.6 Gráfica de la fuerza normal esfera-tubo en función del ángulo de la cuña de apriete.....	27
Figura 3.7 Fuerzas en el contacto esfera tubo	28
Figura 3.8 Modelo con cuñas de 20° y 12° donde: a) es la distribución de fuerzas y b) es el comportamiento del modelo	29

Figura 3.9 Modelo con cuña de 20° y plato plano donde: a) es la distribución de fuerzas y b) es el comportamiento del modelo	30
Figura 3.10 Modelo con cuña de 12° y plato plano donde: a) es la distribución de fuerzas y b) es el comportamiento del modelo	30
Figura 4.1 Modelo discreto del disipador de energía.....	32
Figura 4.2 Modelo de elemento finito del disipador de energía.....	33
Figura 4.3 Gráfica de histéresis del modelo numérico utilizando cuñas de 20° para media esfera	36
Figura 5.1 Esquema del montaje del experimento	38
Figura 5.2 Posicion del rodamiento en el disipador	39
Figura 5.3 Angulo de la cuña	40
Figura 5.4 Histéresis experimental con cuñas de 20° a una velocidad de 500mm/min.....	40
Figura 5.5 Histéresis experimental con cuñas de 12° a una velocidad de 500mm/min.....	41
Figura 5.6 Histéresis de media esfera	45
Figura 5.7 Comparacion de histeresis numérica y experimental con cuña de 20°.....	46
Figura 5.8 Comparacion de histeresis numérica y experimental con cuña de 12°.....	47
Figura 5.9 Modelo de impacto donde (1) es la placa de impsecto, (2) tubo, (3) cuñas de apriete y (4) esfera	48
Figura 5.10 Comparación de las energías cinéticas para diferentes velocidades de la masa de impacto.....	51
Figura 5.11 Comparación de las energías cinéticas para diferentes valores de la masa de impacto.....	52
Figura 7.1 Particiones de la esfera.....	70
Figura 7.2 Partición en las cuñas	71
Figura 7.3 Distribución de la malla	74
Figura 7.4 Gráfica de histéresis obtenida de una prueba utilizando pegamento como fijador.....	75
Figura 7.5 Gráfica de histéresis obtenida de una prueba utilizando contratueras como fijador	76

Figura 7.6 Gráfica de histéresis obtenida de una prueba utilizando contratueras y un rodamiento como fijador	76
Figura 7.7 Calibración del transductor comercial WNC-3000	78
Figura 7.8 Calibración de la celda de carga WNC-3000.....	79
Figura 7.9 Montaje del experimento para medir el apriete dado un torque	79

Lista de tablas

Tabla 4-1 Resultados escogidos del modelo cuasi-estático	34
Tabla 4-2 Resultados escogidos del modelo cuasi-estático (continuación A).....	35
Tabla 4-3 Resultados escogidos del modelo cuasi-estático (continuación B).....	36
Tabla 5-1 Resultados del modelo cuasi-estático calibrado	43
Tabla 5-2 Resultados del modelo cuasi-estático calibrado (continuación A)	44
Tabla 5-3 Resultados del modelo cuasi-estático calibrado (continuación B).....	45
Tabla 5-4 Comparación de datos experimentales y numericos	46
Tabla 5-5 Descripción del modelo de impacto	49
Tabla 5-6 Descripción del modelo de impacto (continuación A)	50
Tabla 5-7 Variaciones de la velocidad	50
Tabla 5-8 Variaciones de la masa	50
Tabla 5-9 Variación del porcentaje de energía absorbido en función de la velocidad	52
Tabla 5-10 Variación del porcentaje de energía absorbido en función de la masa	53
Tabla 7-1 Propiedades mecánicas del SS 304.....	69
Tabla 7-2 Propiedades mecánicas del 1018	69
Tabla 7-3 Duración de las etapas (Steps)	70
Tabla 7-4 Propiedades del contacto	70
Tabla 7-5 Condiciones de frontera donde la columna Vistas muestran en color rojo las caras que se condicionan y la columna Condiciones de frontera muestra las condiciones que se aplican a dichas caras.....	71
Tabla 7-6 Rampa de desplazamiento	73
Tabla 7-7 History Output	74

Tabla 7-8 Variación porcentual de cada prueba (P= pegamento, CT= contra tuerca y R= rodamiento)..... 77

Tabla 7-9 Registro del voltaje medido y su equivalencia en Newtons..... 80

Capítulo 1 Marco de referencia

1.1 Introducción

El impacto en el área de la ingeniería mecánica es un problema ampliamente estudiado puesto que se encuentra en prácticamente cualquier máquina y mecanismo. De manera breve se puede definir el impacto como la colisión de dos cuerpos en un periodo muy corto de tiempo.

Otro incentivo para el estudio del impacto es que como efecto de una colisión pueden presentarse deformaciones locales, vibraciones, ruido y calor. Estas consecuencias son en su mayoría indeseables pues afectan el medio de trabajo, los productos y la maquinaria.

Para evitar estos efectos negativos Harrys y Piersol [1] proponen tres principales soluciones: disminución de la fuente de excitación, el aislamiento y reducir la respuesta.

La disipación de energía es una manera conveniente de reducir la respuesta perjudicial, comparada con el aislamiento y la reducción de la fuente, dado que estos últimos requieren generalmente de una mayor inversión para su implementación.

El impacto es un problema no lineal que involucra el contacto mecánico, los primeros estudios del contacto suelen relacionarse con Heinrich Hertz en 1882. Junto con el estudio del contacto mecánico es necesario adentrarse en los conceptos de fricción y fuerza cortante, entre otros. Los problemas que involucran todos estos conceptos son altamente no lineales, lo que se refleja en la complejidad para solucionarlos.

El análisis de elemento finito es un método numérico que permite de manera práctica el estudio de problemas no lineales como es el caso del contacto mecánico, la fricción, y deformación plástica entre otros.

El análisis numérico tiene sus comienzos alrededor de 1940 [2] en el área de ingeniería estructural con el trabajo de Hrennikoff en 1941 [2] y McHenry en 1943 [2], con un

mallado de líneas creando elementos tipo viga para analizar el esfuerzo en un sólido continuo de dos dimensiones.

Con la finalidad de mejorar el rendimiento de los dispositivos disipadores de energía se han realizado múltiples investigaciones dentro de CENIDET como lo son la de Cortés [3], Estrada [4] y Tadeo [5] entre otras. También, se encuentran las realizadas por Zhang [6] y Aghlara [7] entre otros, donde se aprecia la importancia de utilizar distintos elementos para disipar energía.

A partir de lo anterior se propone el estudio de la implementación de esferas como elementos de fricción para disipar energía, esto a través de un análisis numérico con su respectiva validación experimental.

1.2 Estado del arte

En 1988 Sumitomo Metal Industries de Japón desarrolló su amortiguador Sumitomo, el cual funcionaba con unas almohadas de cobre impregnadas con grafito. Éstas tienen contacto con la pared interna de la carcasa disipando así la energía [4], [8]. En la Figura 1.1 se presenta un esquema del amortiguador Sumitomo.

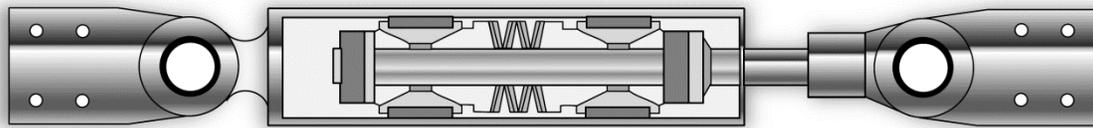


Figura 1.1 Amortiguador Sumitomo [4]

Flour Daniel en 1992 desarrolló un amortiguador para la retención de tuberías en plantas nucleares durante sismos. El mecanismo fue llamado Energy Dissipating Restrains (EDR), cuenta con un tornillo que permite cambiar la fuerza del contacto. Su histéresis depende de la rigidez del resorte, la precarga y las cuñas [4], [8]. En la Figura 1.2 se presenta el esquema del amortiguador EDR.

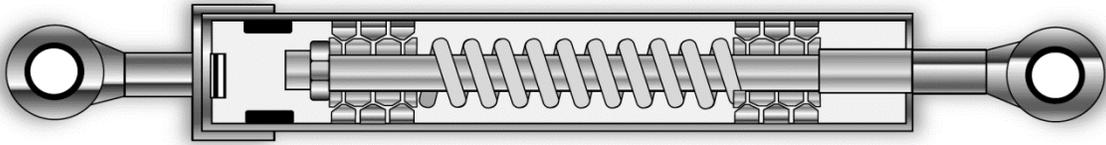


Figura 1.2 Sistema EDR [4]

En los últimos años las investigaciones referentes a la disipación de energía por fricción se enfocan en la optimización de sistemas que reduzcan los efectos negativos de la vibración en estructuras (sismos). Se han desarrollado investigaciones experimentales como las de Aghlara *et al.* [7] donde utiliza pernos como fusibles mecánicos, la de Mirzabagheri *et al.* [9] donde evalúan el desempeño de un disipador rotacional y lo comparan con un modelo numérico, entre otros. También se han desarrollado estudios analíticos como el de Caudana *et al.* [10] donde evalúan el desempeño de una estructura con un disipador basado en fricción, Jinkoo *et al.* [11], [12] estudiaron la respuesta de una armadura en bajo cargas sísmicas así como las mejoras que se pueden obtener al combinar un disipador deformable con uno de fricción rotacional.

Además, existen investigaciones relacionadas con las esferas como parte del mecanismo para disipar energía. En 2009 Saeki M. desarrolló una comparación de un modelo numérico de disipación de energía con partículas y su respectivo experimento; su investigación fue enfocada a la mitigación de la vibración utilizando esferas en un contenedor cerrado. Cuando el sistema vibra mueve las partículas provocando así múltiples impactos en el interior del contenedor; estas colisiones amortiguan la respuesta del sistema. El análisis numérico fue hecho con el método de elemento discreto (DEM), un método utilizado con frecuencia para determinar el comportamiento de partículas en espacios cerrados [13]. En la Figura 1.3 se muestra un esquema del disipador con partículas modelado por Saeki.

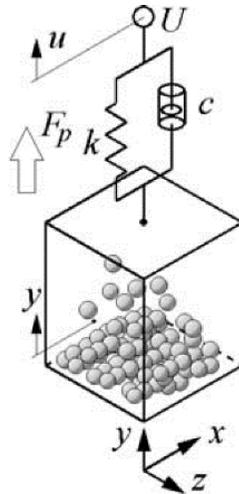


Figura 1.3 Esquema del disipado con partículas [13]

Zheng Lu *et al.* [14], [15], la Universidad de Loughborough [16], Trigui M. *et al.* [17], Zhang *et al.* [6] entre otros, al igual que Saeki han desarrollado investigaciones con partículas granulares en contenedores como disipadores.

Sin embargo, hasta el momento no se ha abordado un estudio con los elementos granulares en un contacto forzado.

Łazarz *et al.* [18] realizaron un análisis de la rigidez de contacto en un rodamiento de esferas 6307 por el método del elemento finito (FEM). Utilizaron para mallar el software HyperMesh, y para realizar el análisis el software Abaqus, con un total de 41 132 elementos y 42 789 nodos, dando como resultado un 98% de coherencia con el modelo analítico de rigidez de la unión. De este estudio obtuvieron el módulo de elasticidad y la relación de Poisson con valores de $2100E9 Pa$ y 0.3 respectivamente. La Figura 1.4 muestra el modelo discreto utilizado, donde se aprecia el tipo de particiones que realizaron para reducir la diferencia del modelo numérico con el analítico.

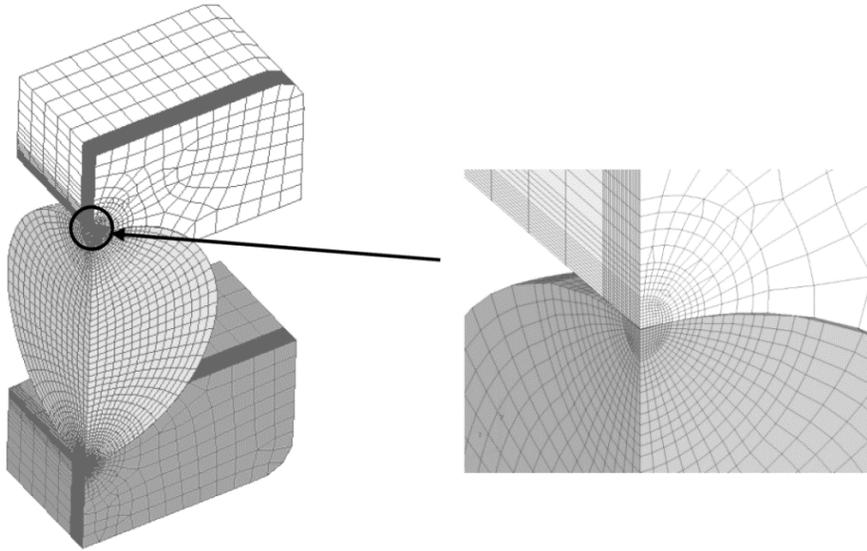


Figura 1.4 Esquema de la malla realizada por Łazarz et al [19]

La compañía de rodamientos NSK en su manual de fallas menciona como una falla en rodamientos de bolas rígidas, el trabamiento de los rodamientos debido a la falta de lubricante y/o el exceso de carga [20]. En la Figura 1.5 se pueden ver las marcas en la pista interna de un rodamiento que se utilizó con una carga excedida.



Figura 1.5 Anillo interno de un rodamiento que fallo por exceso de carga [10]

Korfund Dynamics Corp.[21] desarrolló en octubre de 1965 una patente de un disipador de vibraciones multidireccional basado en fricción seca. Se emplearon esferas de elastómero en una cámara cerrada sin incluir un mecanismo para modificar la precarga de las esferas. En la Figura 1.6 se muestra un diagrama del disipador multidireccional y la zona donde se encuentran las esferas.

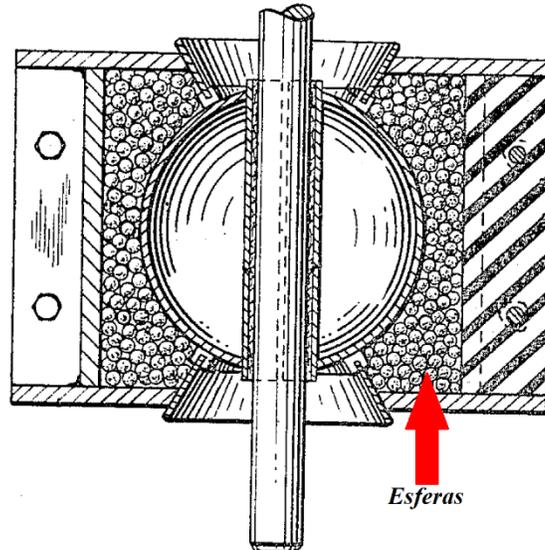


Figura 1.6 Diagrama de la patente de Korfund Dynamics Corp.

Tobishima Corp.[22] desarrolló una patente de un atenuador con una carrera grande, mediante el uso de rodamientos en un eje. Esto en un espacio estrecho sin necesidad de montar un amortiguador separado. El dispositivo funciona disipando la energía del movimiento axial (ver Figura 1.7) al deformar levemente las superficies con las que tiene contacto.

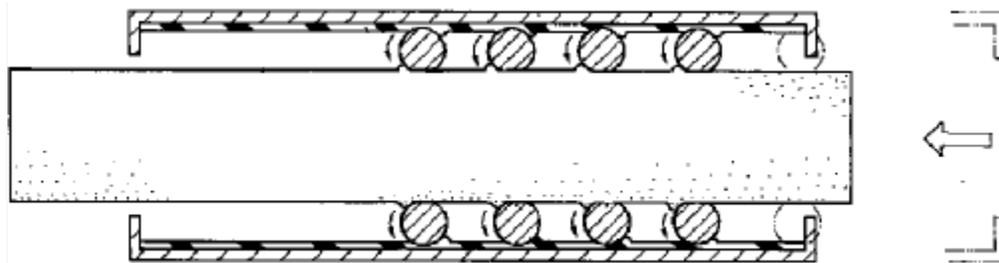


Figura 1.7 Modelo de atenuador Tobishima Corp.

1.3 Antecedentes

Se han desarrollado distintos estudios enfocados a minimizar los efectos negativos de las vibraciones en los sistemas mecánicos. Se diseñaron prototipos de toques de impacto [23], [24], y se realizaron análisis numéricos de su comportamiento tanto estático como dinámico [25].

Romero R. [23] diseñó, construyó y caracterizó un toque de impacto con aros cónicos deformables como elementos de fricción. Los aros se encuentran sujetos a un vástago móvil y tienen contacto con la carcasa. Con estos elementos es posible variar la presión de contacto cambiando la fuerza axial de compresión sobre el aro interno. En la Figura 1.8 se presenta un esquema de prototipo desarrollado por Romero.

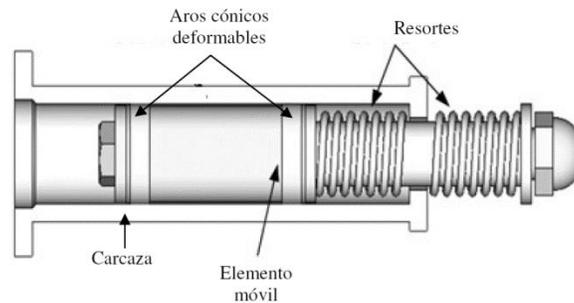


Figura 1.8 Prototipo de toque de impacto con aros de Fricción de Romero [23]

Estrada Q. [26] se basó en la investigación de Romero para desarrollar un análisis experimental del efecto que provoca la precarga del resorte en la respuesta de un toque de impacto. En la Figura 1.9 se muestra el esquema del modelo sometido al análisis.

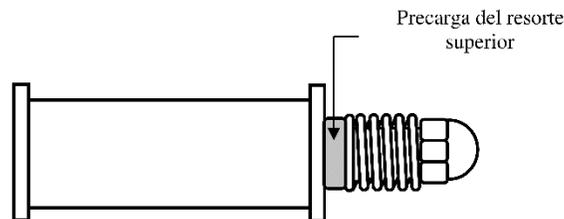


Figura 1.9 Prototipo de Amortiguamiento de Estrada [26]

Cortés [3] desarrolló un estudio numérico a través del método de elemento finito de un prototipo de disipador con aros cónicos deformables como elementos de disipación de

energía. Esto con la finalidad de analizar la influencia de la holgura entre los aros y la carcasa, las imperfecciones superficiales y el análisis del dispositivo bajo cargas de impacto.

Estrada [4] evaluó numérica y experimentalmente el desempeño de un sistema pasivo de disipación de energía por fricción y las propiedades de sus componentes para determinar los principales parámetros que influyen en su funcionamiento.

Castro [27] estudió la disipación de energía de forma numérica y experimental en uniones mecánicas con fricción incluyendo diferentes geometrías y materiales.

Al concluir con el estudio del estado del arte se puede notar que los disipadores pasivos tienen una amplia aplicación en el sector industrial. Se identificó la necesidad de implementar diferentes componentes en el desarrollo de mecanismos para disipar energía. Además, se identificó que no existe una investigación que aborde la aplicación de esferas como elementos de fricción para disipar energía.

1.4 Objetivo General

Realizar un estudio numérico de un disipador pasivo de impacto con múltiples configuraciones, enfocado en la disipación de energía por fricción seca.

Objetivos específicos

- 1) Caracterización el comportamiento de un disipador con esferas de fricción.
- 2) Determinación de parámetros y rangos de aplicación.
- 3) Elaboración el modelo discreto.
- 4) Indicaciones para el diseño de un disipador.
- 5) Comparación resultados numéricos con experimentales.

1.5 Alcances

- Desarrollar una metodología de modelado del problema de contacto carcasa-esfera.
- Estudio del comportamiento del disipador de energía.
- Definir una aplicación para este sistema disipador de energía.

- Desarrollar el modelo discreto del problema para disipación de energía por elementos esféricos.

1.6 Limitaciones

- No hay cambio de material
- Fuerza de apriete constante
- Elementos metálicos
- Solo dos hilos de esferas

Capítulo 2 Marco teórico

2.1 Fricción

Meriam [28] describe la fuerza de fricción como la fuerza tangencial que se genera en la zona de contacto entre cuerpos; esta fuerza se encuentra en cualquier contacto en distinta magnitud dependiendo la fuerza que exista en la unión, el acabado superficial, entre otras condiciones. Los tipos de fricción y una descripción general se muestran en la Figura 2.1.

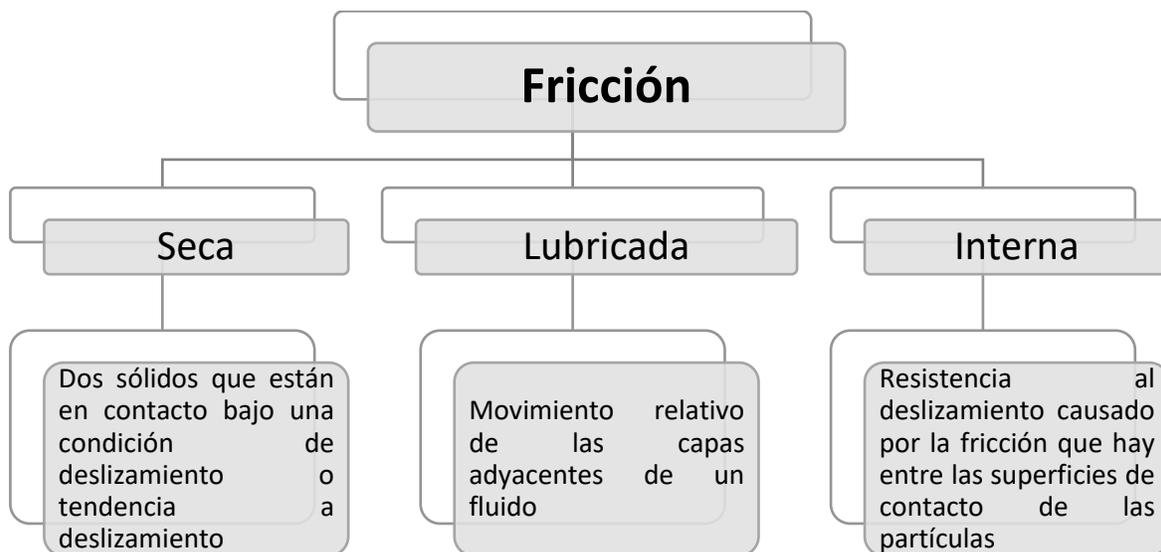


Figura 2.1 Tipos de fricción y su descripción general [28]

La fricción seca es un fenómeno complicado de modelar pues es un fenómeno no lineal; el modelo de Coulomb es el más utilizado dada su simplicidad. La teoría de Coulomb se puede explicar con dos cuerpos rígidos que se tocan; tangente a ambos cuerpos en el punto de contacto se encuentra el plano de contacto. Paralelo a este plano se encuentra la fuerza de fricción (F) y perpendicular al mismo está la fuerza normal (N) como se muestra en la Figura 2.2.

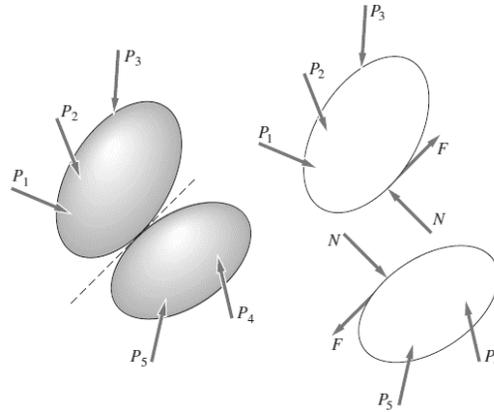


Figura 2.2 Contacto entre dos cuerpos rígidos [29]

La teoría de Coulomb dice que, si no existe un movimiento entre dos superficies en contacto, la fuerza normal (N) y la fuerza de fricción (F) cumple la siguiente relación.

$$F = \mu_s N \quad \text{Ec. 1}$$

Donde:

μ_s – coeficiente de fricción estático

Si el movimiento relativo entre dos cuerpos en contacto existe, la relación entre la fuerza normal y la fuerza de fricción está representada en la ecuación:

$$F_k = \mu_k N \quad \text{Ec. 2}$$

Donde:

μ_k – coeficiente de fricción cinético

Los principales casos en los que aparece la fricción son el deslizamiento y la rotación, aunque en este último en ocasiones ocurren pequeños deslizamientos (ver Figura 2.3).

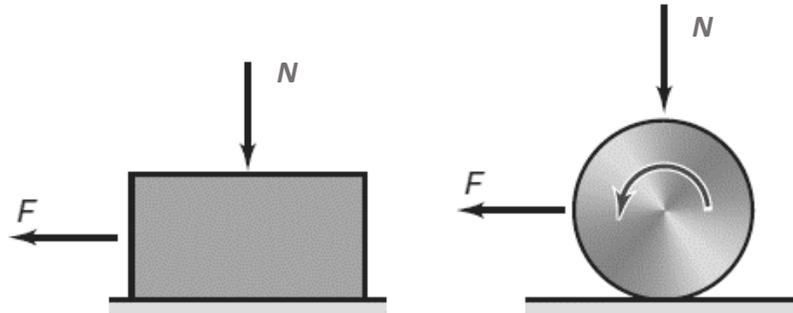


Figura 2.3 Ejemplos de condiciones de deslizamiento y rotación [30]

El coeficiente de fricción en rodamientos y deslizamientos, pueden ir desde 0.001 a bajas cargas y hasta 10 para metales deslizándose en el vacío [30].

2.2 Contacto

El análisis del contacto es un problema altamente complicado dado su comportamiento no lineal. Este comportamiento se debe a que el contacto involucra la fricción, deformación elasto-plástica en las irregularidades de la superficie en contacto, adhesión y deslizamiento. Para facilitar el estudio de este tipo de problemas se han creado múltiples modelos. Los modelos se clasifican de manera general en hertziano o conforme y no hertziano o inconforme.

2.2.1 Contacto Hertziano

Hertz en 1882 desarrolló bases para el estudio del contacto bajo las siguientes condiciones:

1. El material es homogéneo y el esfuerzo de cadencia no se ha sobrepasado en ninguna parte de los cuerpos. El comportamiento de los materiales debe ser linealmente elástico.
2. No existen fuerzas tangenciales entre los cuerpos, esto quiere decir, el contacto no tiene fricción.
3. Los cuerpos son continuos, sin grietas ni discontinuidades en la superficie.
4. El contacto se limita a una porción pequeña de la superficie, de tal manera que el área de contacto se considera pequeña con respecto a la superficie de los cuerpos.

5. Los cuerpos se encuentran en equilibrio [30].

La distribución de presión en un contacto hertziano se muestra en la Figura 2.4. Las ecuaciones que describen la presión máxima y el área de contacto entre dos esferas son las siguientes [31], [32].

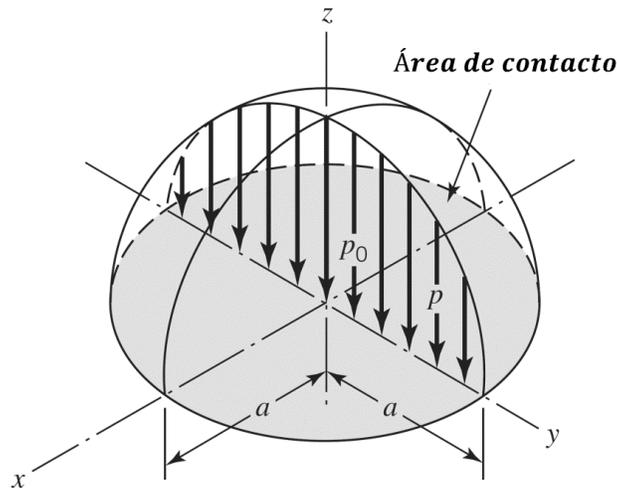


Figura 2.4 Distribución de presión de contacto puntual [31]

El módulo de contacto es una función del módulo de elasticidad y la relación de Poisson; esto se representa en la Ec. 3.

$$\Delta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad \text{Ec. 3}$$

La presión máxima de contacto está dada por:

$$p_o = 0.578 \left(\sqrt[3]{\frac{F_h \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}{\Delta^2}} \right) \quad \text{Ec. 4}$$

El radio de la huella de contacto se expresa:

$$a = 0.908 \left(\sqrt[3]{\frac{F \Delta}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}} \right) \quad \text{Ec. 5}$$

Donde:

a – radio de huella de contacto [m]

F_h – fuerza que propicia el contacto [N]

$R_{1,2}$ – radio de la esfera [m]

$E_{1,2}$ – módulo de elasticidad [Pa]

$\nu_{1,2}$ – razón de Poisson

Δ – módulo de contacto [$\frac{1}{Pa}$]

Niezgodziński [33] describe la presión de contacto entre una esfera y un canal del mismo material como:

$$p = 0.2448\eta \left(\sqrt[3]{F_h E^2 \frac{2r_2 - r_1}{r_1 r_2}} \right) \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

$\eta = 0.9965$ – coeficiente adimensional que relaciona r_1 y r_2

r_1 – radio de la esfera [m]

r_2 – radio del tubo [m]

E – módulo de elasticidad [Pa]

2.2.2 Contacto no Hertziano

A través del modelo de Hertz se obtiene una solución práctica y útil al problema de contacto. Sin embargo, el modelo de Hertz es para una serie de casos muy específicos.

Indentación por un punzón plano rígido

En la Figura 2.5 se muestra se muestra el indentador plano rígido en contacto con un plano elástico. El indentador tiene un ancho de $2a$ y esquinas con ángulos rectos [27], [34].

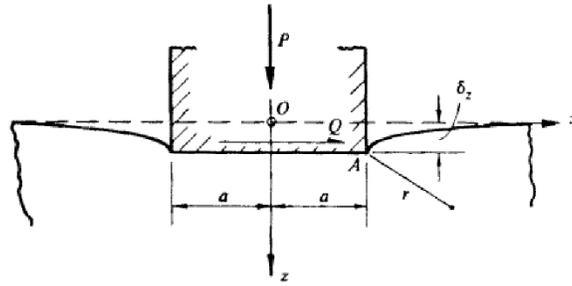


Figura 2.5 Identador plano rígido sobre superficie deformable [34]

Este modelo de contacto se divide en tres casos específicos: indentador sin fricción, indentador sin deslizamiento e indentador en deslizamiento.

a) Identador sin fricción

La presión de contacto está definida por la Ec. 7.

$$p(x) = \frac{P}{\pi\sqrt{a^2 - x^2}} \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

P – carga

x – posición de un punto en la zona de contacto

a – semi-longitud de la zona de contacto

b) Identador sin deslizamiento

En este caso se considera que el indentador se adhiere completamente al plano elástico, debido a esto los desplazamientos verticales son constantes y existen desplazamientos tangenciales en el contacto en la zona de contacto. La presión de contacto en la zona de contacto está dada por la Ec. 8.

$$p(x) + iq(x) = \frac{2(1 - \nu)}{\sqrt{3 - 4\nu}} \frac{P + iQ}{\pi\sqrt{a^2 - x^2}} \left(\frac{a + x}{a - x} \right)^{i\eta} \quad \text{Ec. 8}$$

$$\eta = \left(\frac{1}{2\pi} \right) \ln(3 - 4\nu) \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

$p(x)$ – distribución de presión normal en la zona de contacto

$q(x)$ – tracción tangencial en la zona de contacto

Q – representa una carga cortante que puede aplicarse al indentador

ν – es el módulo de Poisson

c) Identador en deslizamiento

Se considera que el indentador se desliza sobre el plano elástico, a una velocidad tal que pueden despreciarse las fuerzas inerciales, por lo que los desplazamientos verticales son constantes en la zona de contacto y la distribución de fuerza cortante en la zona de contacto es ($q(x) = \mu p(x)$).

$$p(x) = \frac{P \cos(\pi\gamma)}{\pi\sqrt{a^2 - x^2}} \left(\frac{a+x}{a-x}\right)^\gamma \quad \text{Ec. 10}$$

$$\cot(\pi\gamma) = -\frac{2(1-\nu)}{\mu(1-2\nu)} \quad \text{Ec. 11}$$

Donde:

μ – coeficiente de fricción entre las superficies en contacto

Contacto indentador de cuña obtusa sobre un plano elástico

El contacto de una cuña o cono con una superficie plana da lugar a concentraciones de esfuerzos extremadamente grandes. Un indentador en forma de cuña obtusa, con un plano elástico, se muestra en la Figura 2.6 [27], [34].

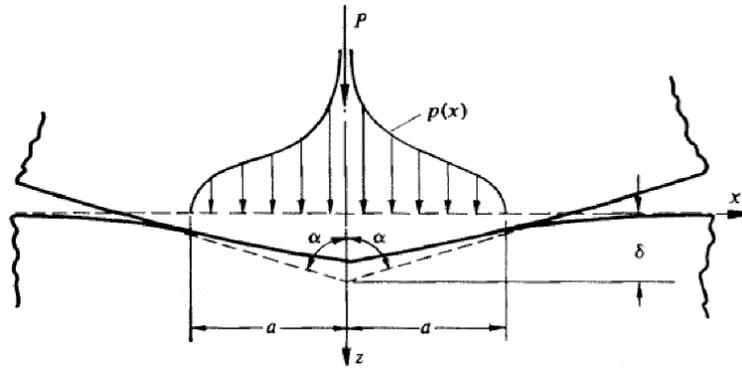


Figura 2.6 Identador de cuña oblicua sobre plano elástico [34]

La distribución del contacto está dada por

$$p(x) = \frac{E * \cot \alpha}{2\pi} \operatorname{csch}^{-1} \left(\frac{a}{x} \right) \quad \text{Ec. 12}$$

2.3 Impacto

Un impacto ocurre cuando dos o más cuerpos colisionan. Según Norton [35] un criterio para definirlo es comparar el tiempo que la carga tarda en llegar de cero a su valor máximo (t_l) con el periodo de la primera frecuencia natural del sistema (T_n). Para considerarse impacto t_l debe ser menor a la mitad de T_n .

2.4 Control de impacto

Harrys y Piersol [1] clasifican los métodos de control de vibraciones e impacto en tres principales ramificaciones que son la reducción de la fuente, aislamiento y reducción de la respuesta, estas a su vez se dividen como se muestra en la Figura 2.7.

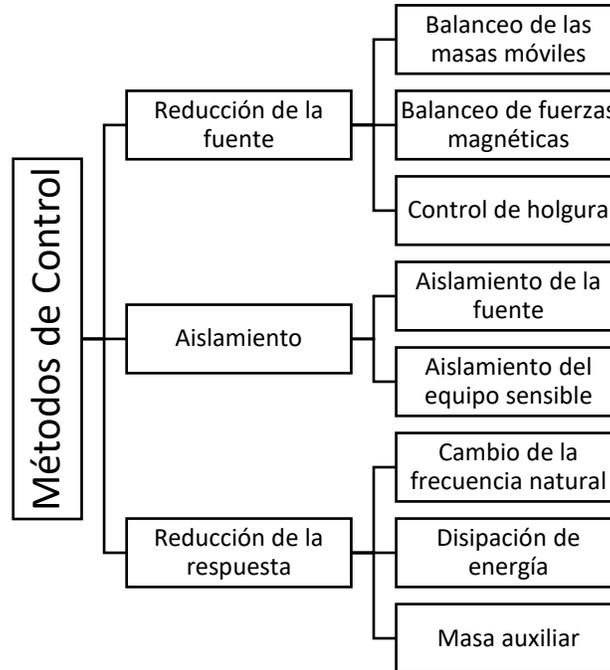


Figura 2.7 Diagrama de los métodos de control de vibraciones e impacto [1]

2.5 Disipadores de energía

La disipación de energía se puede clasificar en tres tipos diferentes: los sistemas pasivos, activos e híbridos o semi-activos. Son activos los dispositivos que cuentan con un sistema que alimente o cense el estado de trabajo del disipador, y debido a esto cambien su rango de operación. Generalmente los sistemas activos son más costosos de fabricar y ensamblar con respecto a los pasivos. Los pasivos funcionan disipando energía con deformaciones plásticas y/o fricción y no cuentan con ninguna sistema de monitoreo (ver Figura 2.8) [36].

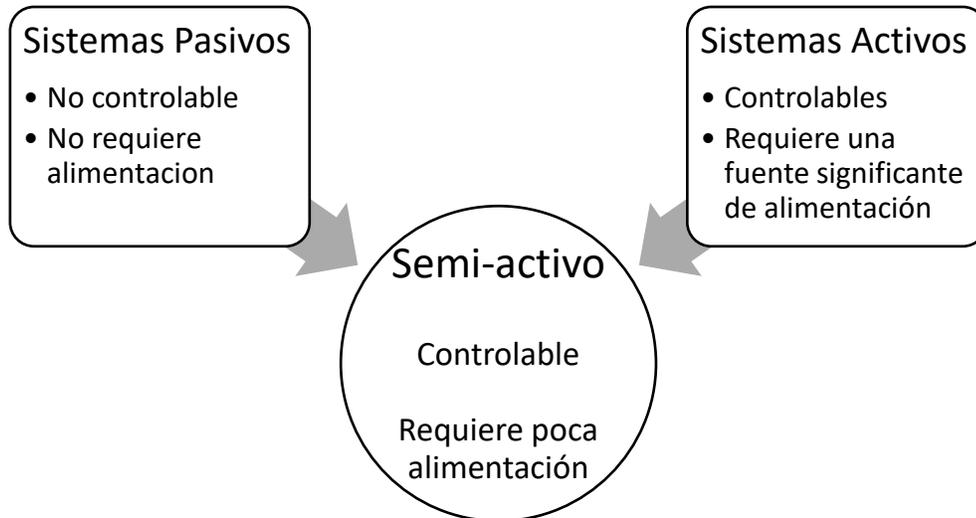


Figura 2.8 Clasificación de los disipadores según su consumo de energía [36]

Los disipadores pasivos pueden ser utilizados en estructuras como puentes o edificios para reducir la respuesta a la excitación debida a los movimientos telúricos, ráfagas de viento u otras cargas dinámicas. Estos sistemas pueden absorber parte de la energía inducida a la estructura reduciendo así la carga a los elementos estructurales de mayor importancia. Además, los sistemas pasivos generalmente tienen una construcción más simple en comparación con los sistemas activos que facilita su reparación y mantenimiento [37].

2.6 Descripción del método de elemento finito

El método de elemento finito, FEM por sus siglas en inglés (Finite Element Method), es un método numérico que resuelve varias ecuaciones diferenciales con ayuda de una computadora. El método consta de discretizar un cuerpo continuo en un número finito de elementos. El método resuelve una aproximación para los elementos discretizados en lugar de resolver para el cuerpo continuo. Los elementos están unidos por nodos [38].

Abaqus/Explicit

Abaqus *explicit* utiliza métodos de integración en función del tiempo. El método *explicit* utiliza el método de diferencia central, el cual integra las ecuaciones de movimiento a

través del tiempo. Usa condiciones cinemáticas de un incremento para calcular las condiciones cinemáticas del próximo incremento [39].

Los fenómenos de impacto o contacto intermitente se resuelven generalmente mediante esquemas explícitos. El método *explicit* no involucra la solución de grandes matrices o técnicas iterativas que requieran gran capacidad de memoria y tiempo de cómputo en cada incremento [40]. Cuando un sistema se encuentra bajo fuerzas de fricción y sujeto a condiciones de impacto, es factible utilizar el método *explicit*.

Para resolver, Abaqus utiliza como predeterminado el incremento automático basado en el elemento de menor longitud (L^e) y la velocidad de propagación de onda c_d , donde

$$\Delta t = \frac{L^e}{c_d} \quad \text{Ec. 13}$$

Entre más pequeño sea el elemento el valor del incremento se reduce, lo que generalmente significa más tiempo computacional. Para materiales lineales elásticos con un coeficiente de Poisson igual a cero la velocidad de onda es

$$c_d = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{Ec. 14}$$

Para reducir el tiempo de cómputo se pueden utilizar distintos métodos; refinamiento de la malla, duración de los eventos modelados, factor escala de tiempo y factor escala de masa. El factor escala de masa es una modificación de la densidad (ρ) del material, lo que cambia la velocidad de la propagación de onda c_d y a su vez el valor del incremento de tiempo.

Capítulo 3 Prototipo del disipador con esferas como elementos de fricción

El prototipo que se estudia disipa energía a través de fricción seca, lo que lo clasifica como un sistema pasivo. Debido a que este estudio se enfoca en validar la factibilidad de la implementación de esferas como elementos de fricción dentro de un disipador, no se utiliza ningún mecanismo de restitución. La Figura 3.1 presenta el diseño propuesto con dos filas de esferas (10 esferas por fila), un sistema de apriete que consta de un tornillo, tres tuercas y cuatro cuñas de apriete con caras inclinadas de 20° y 12° . El sistema de apriete permite de manera práctica adaptar el dispositivo a distintas condiciones de trabajo.

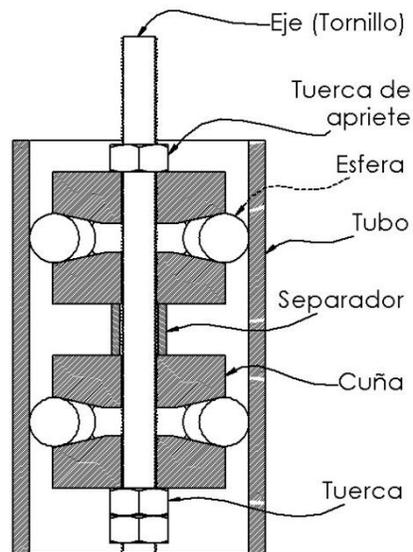


Figura 3.1 Esquema del prototipo de disipador con esferas

Una vez comprobada la funcionalidad de este sistema puede ser aplicado en la protección de vidas humanas, estructuras o sistemas de transporte donde existe o se espera un impacto que pueda causar daño parcial o total de material.

3.1 Funcionamiento

El dispositivo permite reducir los efectos del impacto mediante la disipación de energía por fricción seca. El sistema recibe el impacto en el eje adquiriendo energía cinética que se disipa a través de la fricción en el contacto esfera-tubo. La fuerza de fricción se puede variar cambiando el apriete de la tuerca de ajuste. En la Figura 3.2 se presentan las fuerzas que actúan en el funcionamiento del disipador.

Donde:

N_c – fuerza normal esfera-tubo

F_s – fuerza tangencial esfera-tubo

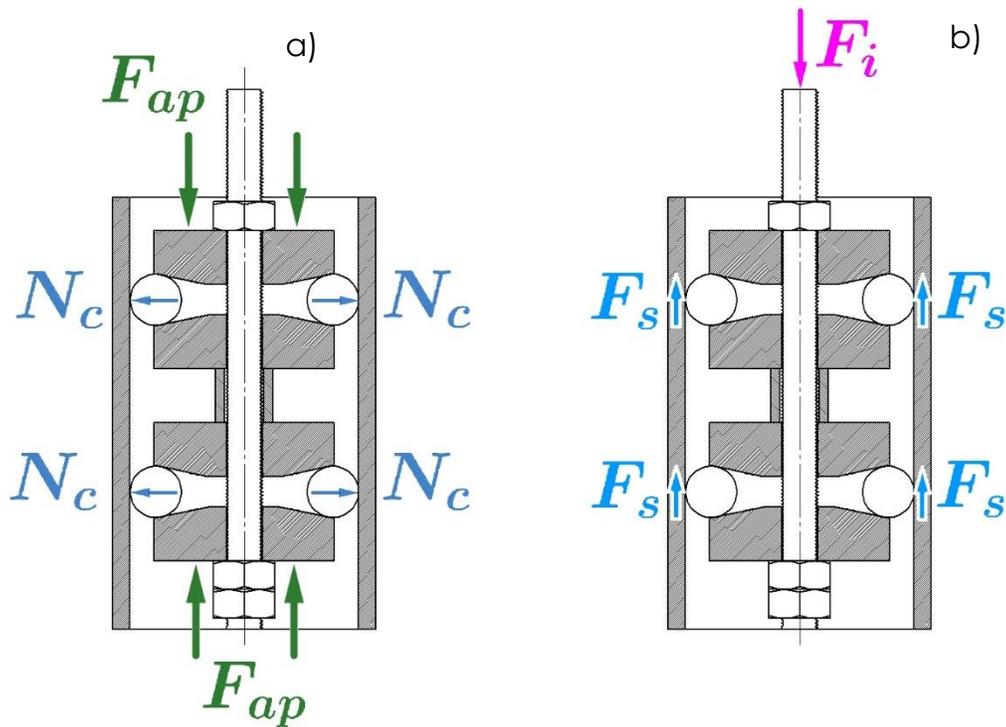


Figura 3.2 Fuerzas en el disipador. a) Efecto de la fuerza de apriete F_{ap} en el contacto esfera-tubo; b) efecto de la fuerza de impacto F_i en el sistema

3.2 Cálculo de la fuerza de apriete

La fuerza de apriete en las cuñas se calcula a partir del torque aplicado a la tuerca de ajuste a través de la siguiente ecuación [30]:

Prototipo del disipador con esferas como elementos de fricción

$$F_{ap} = \frac{2T(\cos \lambda + \mu_{tt} \operatorname{tg} \beta)}{d_p(\mu_{tt} - \cos \lambda \operatorname{tg} \beta)} \quad \text{Ec. 15}$$

β es el ángulo de avance de la rosca del tornillo o *pitch* y se define como:

$$\beta = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{p_r}{\pi d_p} \right) \quad \text{Ec. 16}$$

El ángulo de inclinación del plano de acción se conoce como λ y está definido como:

$$\lambda = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\cos \beta \operatorname{tg} \left(\frac{\varpi}{2} \right) \right] \quad \text{Ec. 17}$$

Donde:

T – torque aplicado al tornillo [Nm]

d_p – diámetro medio de la rosca [m]

p_r – paso de la rosca [m]

ϖ – ángulo de la rosca [$^\circ$]

β – ángulo de paso de la rosca [$^\circ$]

μ_{tt} – coeficiente de fricción tuerca tornillo 0.16 [35]

λ – ángulo de carga [$^\circ$]

3.3 Cálculo de la fuerza en el contacto esfera-tubo

Basado en el análisis de cuñas [28] se analizaron las fuerzas que existen en los contactos esfera-cuña y esfera-tubo, siendo este último el de mayor importancia pues es el que se relaciona directamente con la fuerza de fricción. En la Figura 3.3 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la cuña donde:

R_a – fuerza de reacción provocada por el eje [N]

f_{ra} – fuerza resultante de fricción [N]

φ – ángulo de la cuña [°]

θ – ángulo de fricción [°]

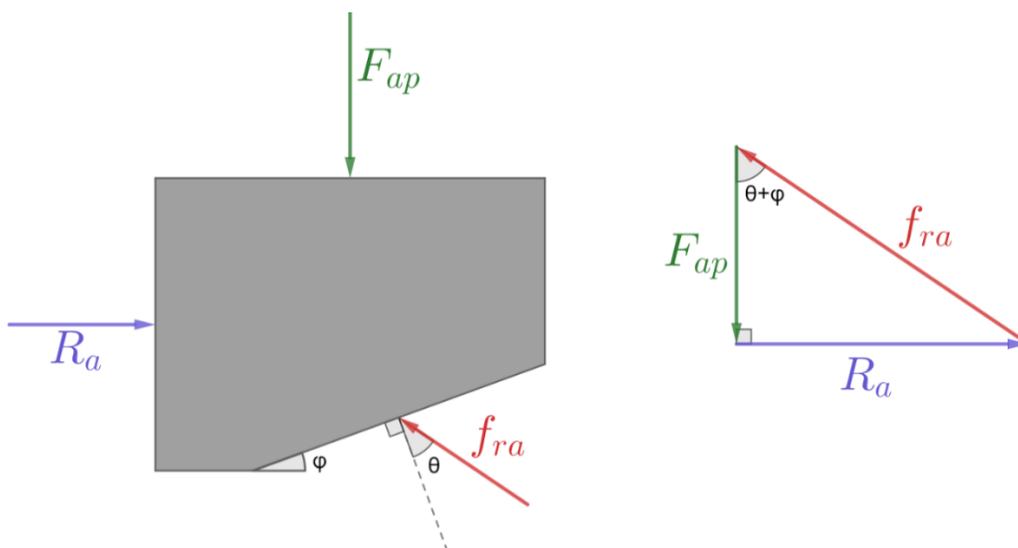


Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre y suma vectorial de las fuerzas en la cuña

El ángulo de fricción se utiliza como artificio para facilitar la solución del sistema de ecuaciones y se define:

$$\theta = \text{arc tg}(\mu_{ec}) \quad \text{Ec. 18}$$

Donde:

μ_{ec} → coeficiente de fricción esfera-cuña

Basado en la suma vectorial de la Figura 3.3 se obtiene la siguiente ecuación:

$$R_a = F_{ap} * tg(\varphi + \theta) \quad \text{Ec. 19}$$

Donde R_a es la proyección horizontal de f_{ra}

En la Figura 3.4 se presentan las fuerzas que actúan en la esfera donde

f_{rb} – fuerza resultante de fricción de la otra cuña [N]

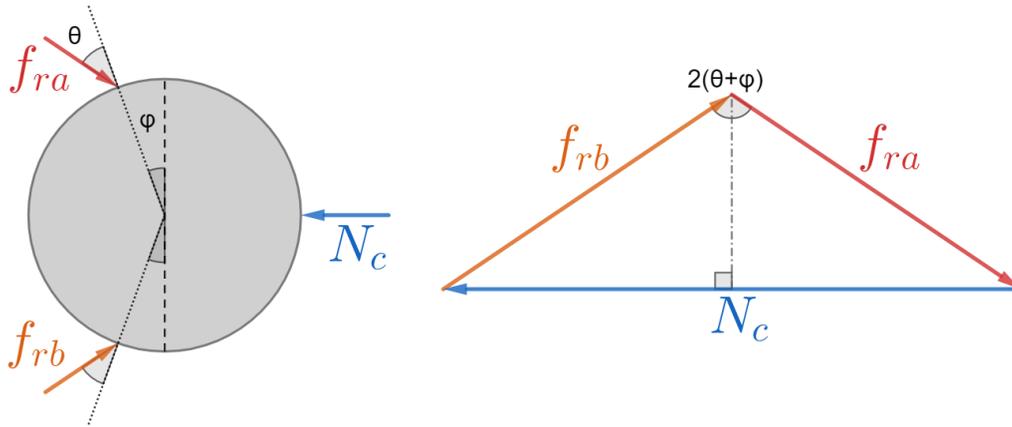


Figura 3.4 Diagrama de cuerpo libre y suma vectorial de las fuerzas en la esfera

Basado en la suma vectorial de la Figura 3.4 se determina que:

$$N_c = 2R_a \quad \text{Ec. 20}$$

La fuerza tangencia que disipa energía está definida por un coeficiente de fricción y una normal como se vio en la sección 1 Ec. 1 de la siguiente forma:

$$F_s = \mu_{et} * N_c \quad \text{Ec. 21}$$

Donde:

μ_{et} → coeficiente de fricción esfera-tubo

La fuerza normal en función del apriete se expresa como:

$$N_c = 2F_{ap} * tg(\varphi + \theta) \quad \text{Ec. 22}$$

Prototipo del disipador con esferas como elementos de fricción

Asumiendo que al existir el movimiento relativo entre el tubo y la esfera esta última no rota, se define la fuerza tangencial del contacto esfera-tubo en función del apriete como:

$$F_s = \mu_{et} * 2F_{ap} * tg(\varphi + \theta) \quad Ec. 23$$

En la Figura 3.5 se presenta la gráfica de la Ec. 22 considerando un ángulo de cuña constante de 20° y variando la fuerza de apriete. Se puede observar en esta figura que la relación entre la fuerza normal esfera-tubo y la fuerza de apriete es lineal con una pendiente aproximada de 0.875.

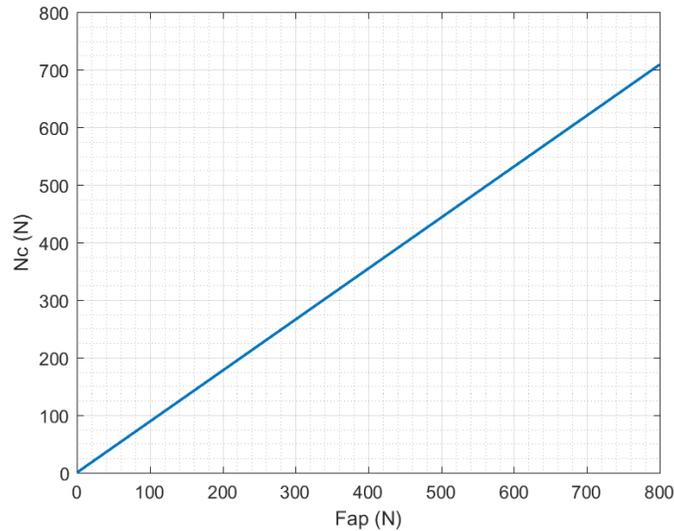


Figura 3.5 Gráfica de la fuerza normal esfera-tubo en función de la fuerza de apriete

Prototipo del disipador con esferas como elementos de fricción

En la Figura 3.6 se presenta la gráfica de la Ec. 22 considerando una fuerza de apriete constante de 404 N y variando el ángulo de la cuña. Se puede apreciar que la relación que existe no es lineal. Además, se aprecia que la variación del ángulo en la cuña afecta de manera drástica el valor de la fuerza normal esfera-cuña.

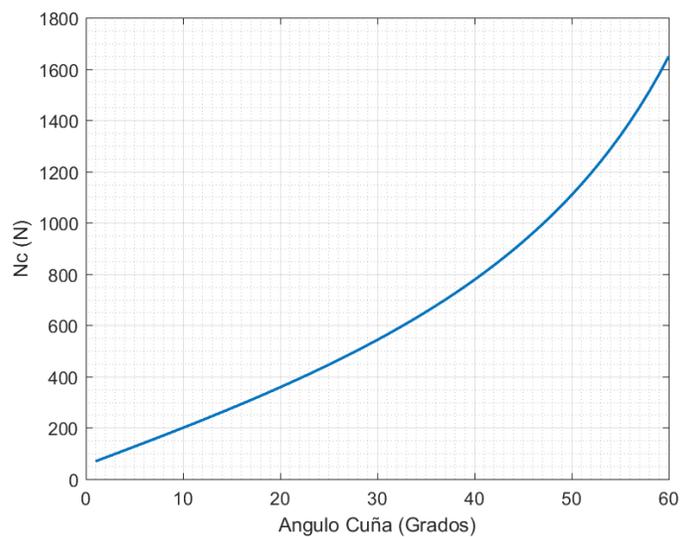


Figura 3.6 Gráfica de la fuerza normal esfera-tubo en función del ángulo de la cuña de apriete

3.4 Cantidad de esferas

El diseño propuesto consta de dos hileras de diez esferas cada una, al aplicar la fuerza de apriete F_{ap} esta se divide entre la cantidad de esferas. De esta forma, al reducir la cantidad de esferas se puede asumir que la fuerza de apriete para cada elemento es mayor. Esto se puede apreciar en la Figura 3.7 donde se comparan las fuerzas del conato N_C para el caso de diez y siete esferas por hilera obtenido de un modelo numérico como el descrito en el capítulo 4. La ondulación que se aprecian la Figura 3.7 se debe a que con la finalidad de acelerar el cálculo se utilizó un factor de masa (ver capítulo 2) lo que provoca que la fuerza oscile. Sin embargo, se aprecia que para el caso de diez esferas la fuerza normal tiende a estabilizarse alrededor de los $7.5 N$ a diferencia de la de siete que se estabiliza cerca de los $13 N$.

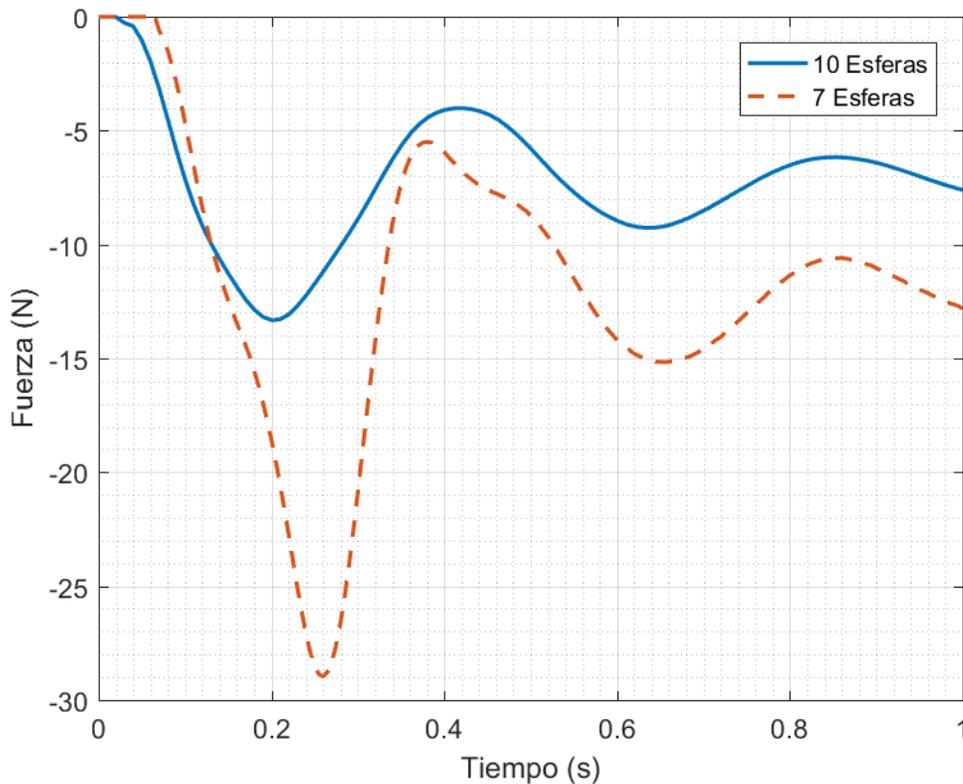


Figura 3.7 Fuerzas en el contacto esfera tubo

Con base en los datos de la Figura 3.7 y la Ec. 6 se deduce que al aumenta la cantidad de esferas los esfuerzos de contacto se reducen. Debido a que la energía que se disipa está

en función de la fuerza tangencial y el desplazamiento. se concluye que la cantidad de esferas no afecta la capacidad de disipación de energía siempre y cuando no exista una deformación plástica en el tubo a causa del esfuerzo de contacto.

3.5 Combinaciones de cuñas

El dispositivo ensamblado permite variar los pares de cuñas para formar distintas configuraciones. Con la finalidad de evaluar dichas configuraciones se realizaron tres modelos a través del software Abaqus sin considerar la fricción en los contactos. Este análisis constó de aplicar cuatro aprietes distintos al sistema de cuñas y comparar la tendencia de los datos contra una gráfica de la variación de la fuerza normal en función del apriete.

El primer modelo consta de una esfera entre cuñas de 20° y 12° , se obtuvo una fuerza máxima normal en el contacto de 9 N con un apriete de 20 N . La distribución de la fuerza de contacto se aprecia en la Figura 3.8a y en la Figura 3.8b se observa que el comportamiento del sistema en esta configuración tiene una tendencia lineal. También se aprecia que al aumentar la fuerza de apriete existe una mayor diferencia entre los resultados numéricos y los teóricos, esto debido a que el modelo teórico considera cuerpos rígidos a diferencia del numérico que los considera deformables.

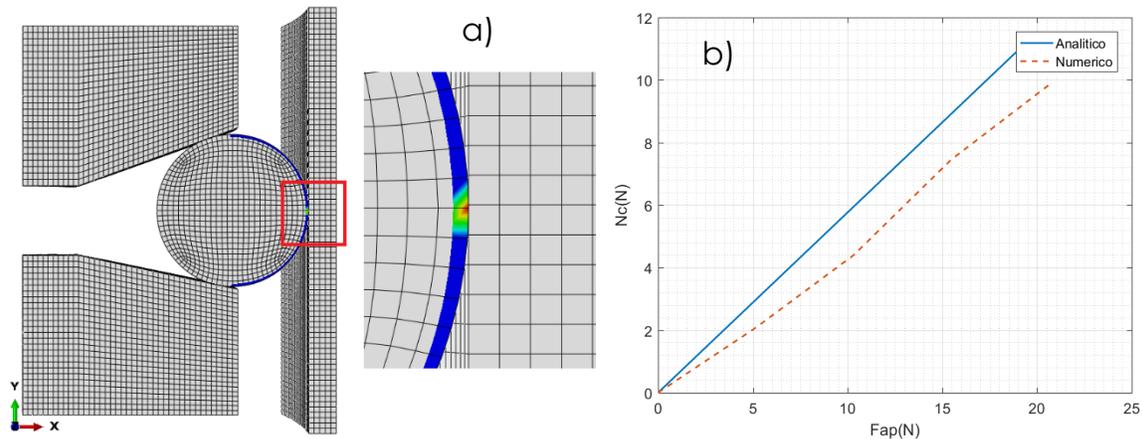


Figura 3.8 Modelo con cuñas de 20° y 12° donde: a) es la distribución de fuerzas y b) es el comportamiento del modelo

Prototipo del disipador con esferas como elementos de fricción

El segundo modelo consta de una esfera, una cuña de 20° y un plato plano, en esta configuración se obtuvo una reducción de la fuerza en el contacto esfera-tubo comparado con el modelo de dos cuñas anguladas. En la Figura 3.9a se presenta la distribución de fuerzas en el contacto debido a un apriete de 20 N , la fuerza máxima ascendió hasta los 6.3 N . Esta configuración mantiene una tendencia lineal como se aprecia en la Figura 3.9b.

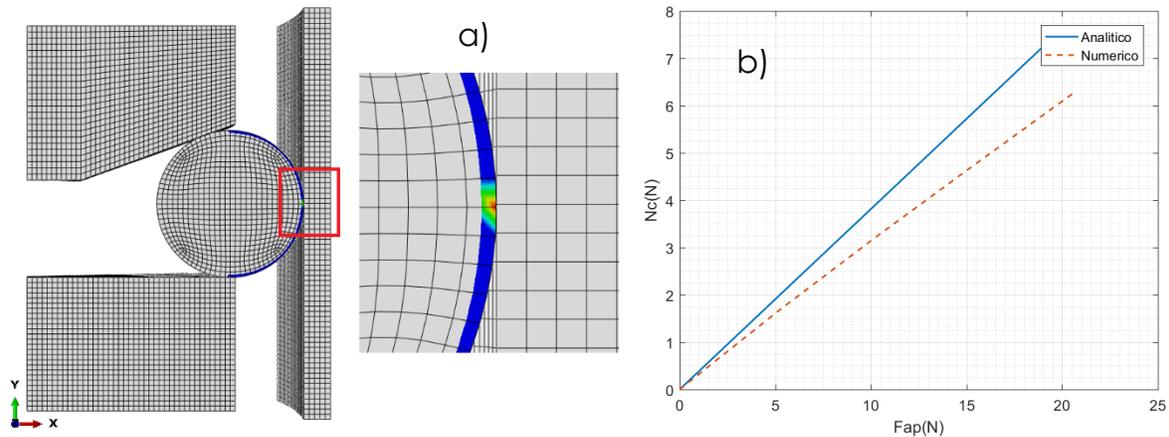


Figura 3.9 Modelo con cuña de 20° y plato plano donde: a) es la distribución de fuerzas y b) es el comportamiento del modelo

El tercer modelo consta de igualmente con una esfera, una cuña de 12° y un plato plano, Esta configuración al igual que las anteriores mostró un comportamiento lineal como se aprecia en la Figura 3.10b. También se aprecia una reducción de la fuerza normal en contacto esfera-tubo (ver Figura 3.10a), para un apriete de 20 N se obtuvo una normal de 4.3 N .

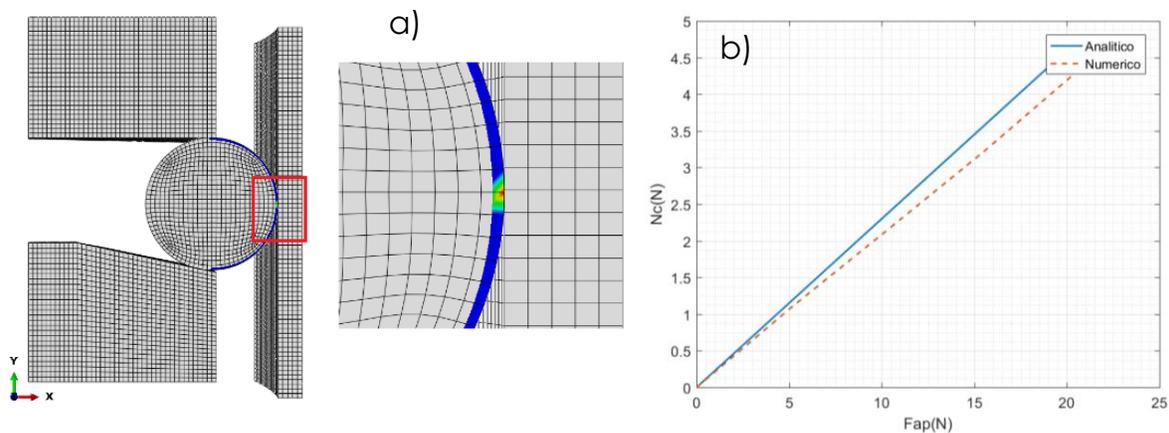


Figura 3.10 Modelo con cuña de 12° y plato plano donde: a) es la distribución de fuerzas y b) es el comportamiento del modelo

Prototipo del disipador con esferas como elementos de fricción

Esto finaliza el análisis de fuerzas en las esferas, la influencia de la fuerza de apriete en la fuerza tangencial del contacto esfera-tubo. Además, el análisis de la influencia del ángulo de la cuña en la fuerza normal del contacto esfera-tubo. Así como el análisis de la variación de la fuerza normal en función de la configuración de las cuñas en sistema de apriete.

Capítulo 4 Modelo discreto del problema

El modelo discreto consta de dos cuñas (verde y crema) de 18° de revolución, un tubo (azul) de 18° de revolución y la mitad de una esfera. El modelo numérico corresponde a una fracción (1/40) del prototipo experimental. Los planos de las piezas se muestran en el [Anexo A](#).

Se restringieron las direcciones perpendiculares a las caras de las revoluciones y se aplicó una carga de apriete (presión) en la cara roja que se aprecia en la Figura 4.1. Se limitó el desplazamiento vertical de la cuña inferior (verde) y se aplicó un desplazamiento de 1 mm en la dirección Y al tubo.

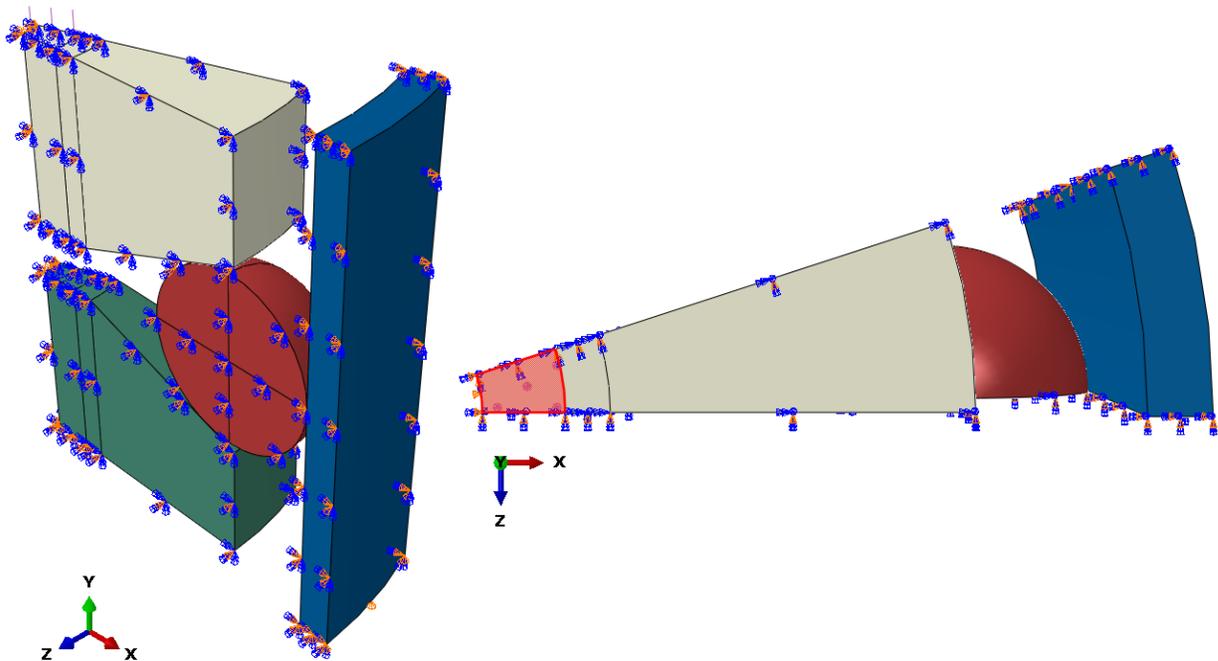


Figura 4.1 Modelo discreto del disipador de energía

La precarga tiene un valor de 1.4 MPa , equivalente a la fuerza generada por el apriete de 1 Nm de torque. Se utilizó este torque debido a que es el más bajo que se puede aplicar

con el torquímetro al que se tuvo acceso, este valor de apriete se mantuvo constante en los modelos numéricos y en la parte experimental de esta investigación. El módulo de Young y coeficiente de Poisson son 200 GPa y 0.29 respectivamente para la esfera y el tubo, propiedades correspondientes a un acero general (1018). Para las cuñas el módulo es de Young 203 GPa y el coeficiente de Poisson es de 0.275 , correspondientes al acero inoxidable 304.

Los coeficientes de fricción utilizados fueron 0.5 para la interacción acero general - acero general y 0.3 para el contacto acero inoxidable-acero general. Esto basado en los coeficientes reportados en la literatura [41] [42].

La simulación se llevó a cabo con un procesador Intel i7 (6700HQ) a una frecuencia de 2.6 GHz . Basado en el trabajo realizado por Castro [27] se optó por utilizar elementos con una longitud de 0.5 mm por lado (L^e), dando como resultado 37407 nodos y 30872 elementos de tipo lineal hexaédricos C3D8R. En la Figura 4.2 se muestra el modelo ya discretizado en los elementos finitos.

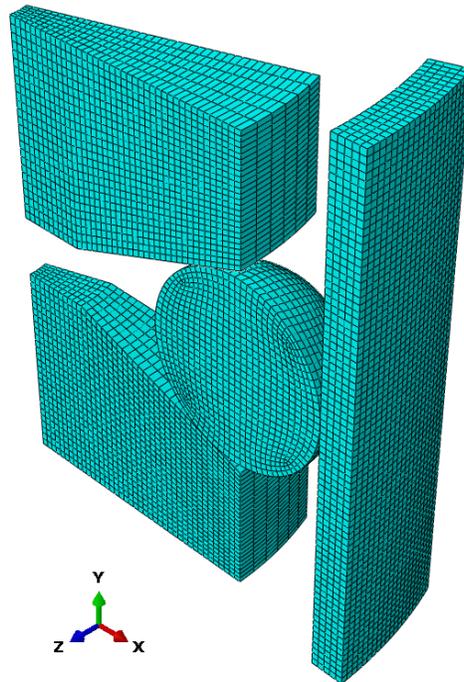
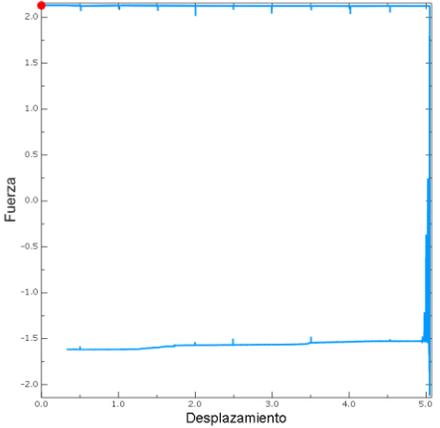
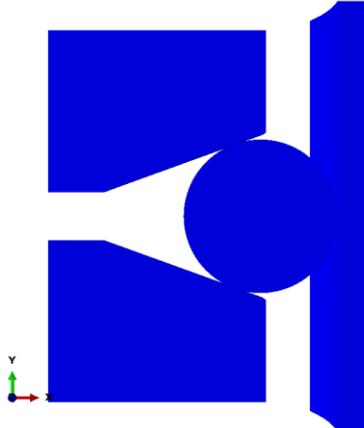
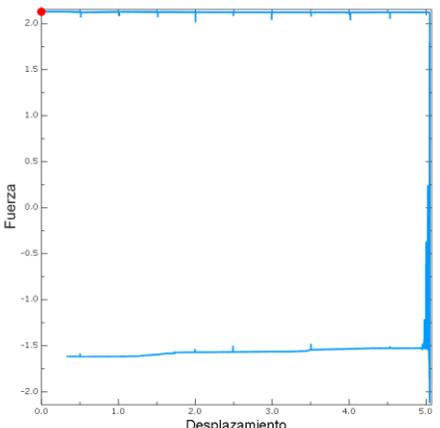
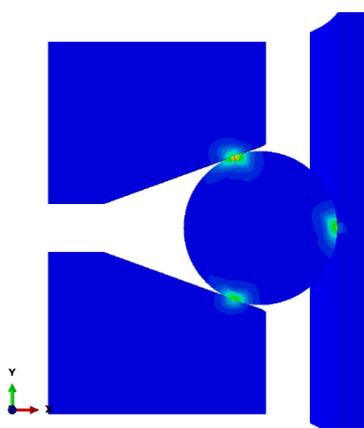


Figura 4.2 Modelo de elemento finito del disipador de energía

Se modeló el problema con el software Abaqus. El modelo consta de dos etapas, la primera etapa es el apriete del sistema y la segunda es un desplazamiento de $\pm 1 \text{ mm}$ del tubo en dirección Y a una velocidad de $500 \text{ mm}/\text{min}$. Para facilitar la reproducción de esta simulación, una descripción profunda del modelo se presenta en el [Anexo B](#).

Los resultados del modelo se muestran en la Tabla 4-1 en donde se pueden apreciar algunas peculiaridades en la curva de histéresis que se discuten en el transcurso de este capítulo. En la primera columna (Histéresis) se presenta la curva de histéresis obtenida del modelo numérico con un punto rojo que representa el desplazamiento en el instante descrito.

Tabla 4-1 Resultados escogidos del modelo cuasi-estático

Histéresis	Von Mises	Descripción
		<p>Estado inicial del modelo, en este instante no existe ningún tipo de carga en el modelo.</p>
		<p>Precarga del sistema, en este instante se aplicó una precarga generando un esfuerzo máximo de Von Mises 71.21 MPa.</p>

Modelo discreto del problema

Tabla 4-2 Resultados escogidos del modelo cuasi-estático (continuación A)

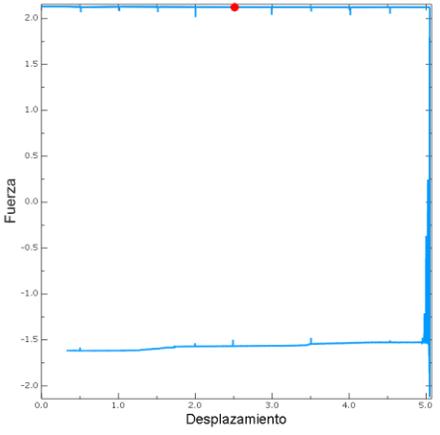
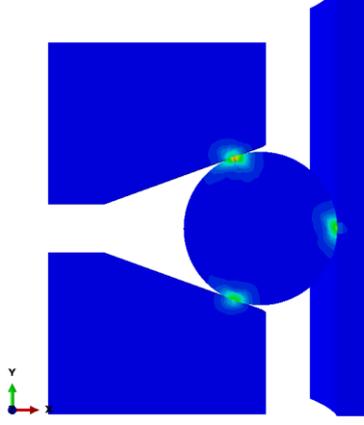
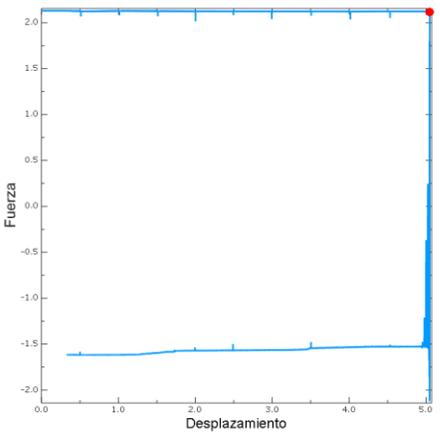
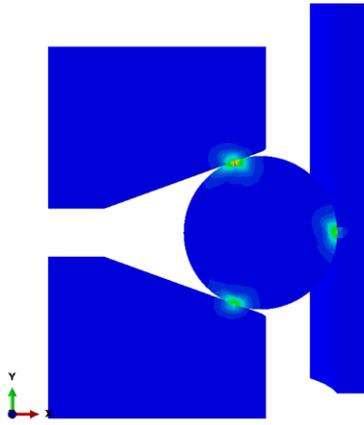
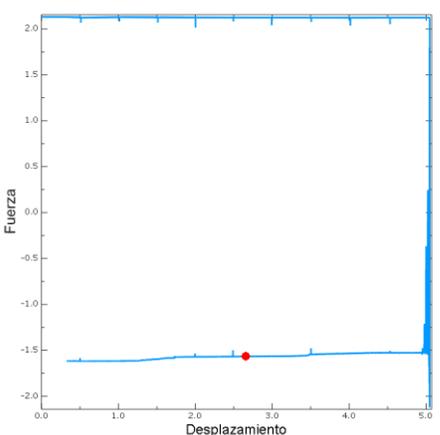
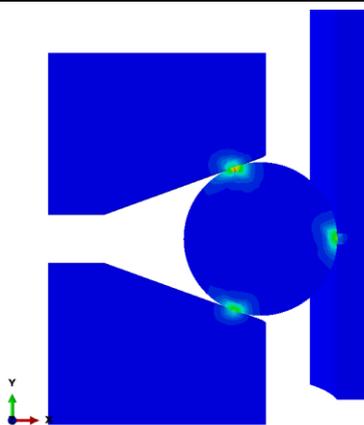
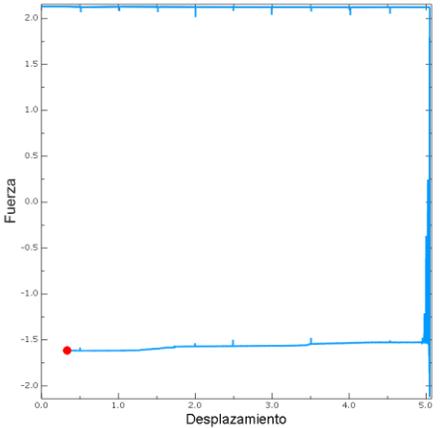
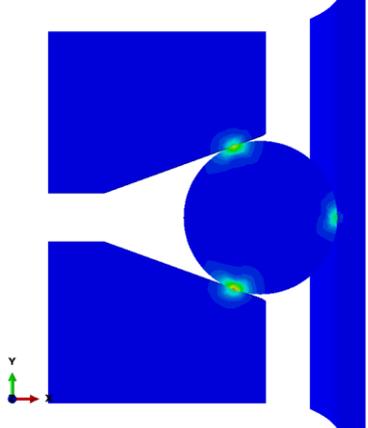
Histéresis	Von Mises	Descripción
		<p>En este momento del modelo el tubo se ha desplazado 2.5 mm y el esfuerzo máximo de Von Mises es de 71.1 MPa.</p>
		<p>En este momento del modelo el tubo llego a su desplazamiento máximo de 5 mm y el esfuerzo máximo de Von Mises es de 70.74 MPa.</p>
		<p>En este punto el tubo está regresando a su posición original, su esfuerzo máximo de Von Mises es de 72.78 MPa.</p>

Tabla 4-3 Resultados escogidos del modelo cuasi-estático (continuación B)

Histéresis	Von Mises	Descripción
		<p>Estado final del modelo en este punto se ha concluido un ciclo de histéresis y el esfuerzo máximo de Von Mises es de 74.88 MPa.</p>

La Figura 4.3 presenta la gráfica de histéresis (fuerza contra desplazamiento). La fuerza representada es la tangencial del contacto esfera-tubo y tiene una magnitud aproximada de 2.13 N. Esto representa la fuerza tangencial de media esfera, para que la fuerza sea equivalente al modelo real debe multiplicarse por un factor de 40. El área dentro de la curva representa la energía disipada por el dispositivo.

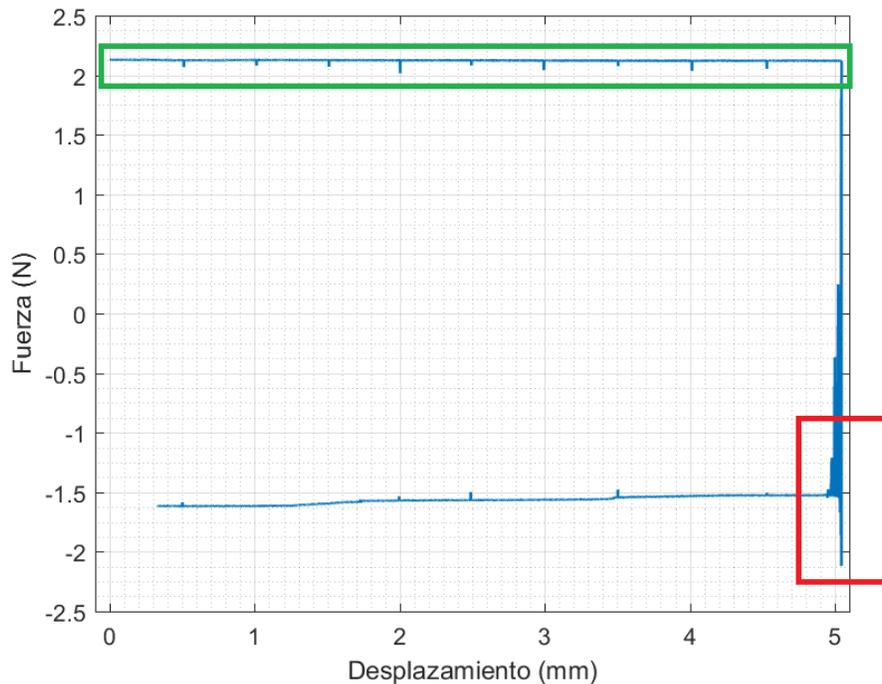


Figura 4.3 Gráfica de histéresis del modelo numérico utilizando cuñas de 20° para media esfera

Además, en la Figura 4.3 se presenta en un recuadro verde donde se aprecian pequeños decrementos en la fuerza uniformemente distribuidos. Estos decrementos se generan al momento de alinearse un nodo en la malla de la esfera con otro en el tubo. Es por ello que las variaciones están cada 0.5 mm que es la longitud de los elementos en la malla. También se muestra un recuadro rojo que indica la zona de estabilización del modelo numérico. La línea de la gráfica no cierra debido a que solo se está graficando un ciclo de carga.

Con esto se concluye el modelo discreto y se procede a la comprobación de los resultados. Esto se hace a través de la calibración mediante experimentos de los cuales se habla en el capítulo siguiente.

Capítulo 5 Calibración del modelo

Con el fin de validar los resultados numéricos es necesario calibrar el modelo de elemento finito, para esto se realizaron múltiples pruebas.

Las pruebas fueron realizadas en una máquina universal Shimadzu UH-100KN, utilizando una celda de carga de 5 kN y un montaje como se muestra en la Figura 5.1. Se utilizó un torquímetro mini de la marca Torque-Tech para aplicar un torque de 1 Nm de apriete al disipador.

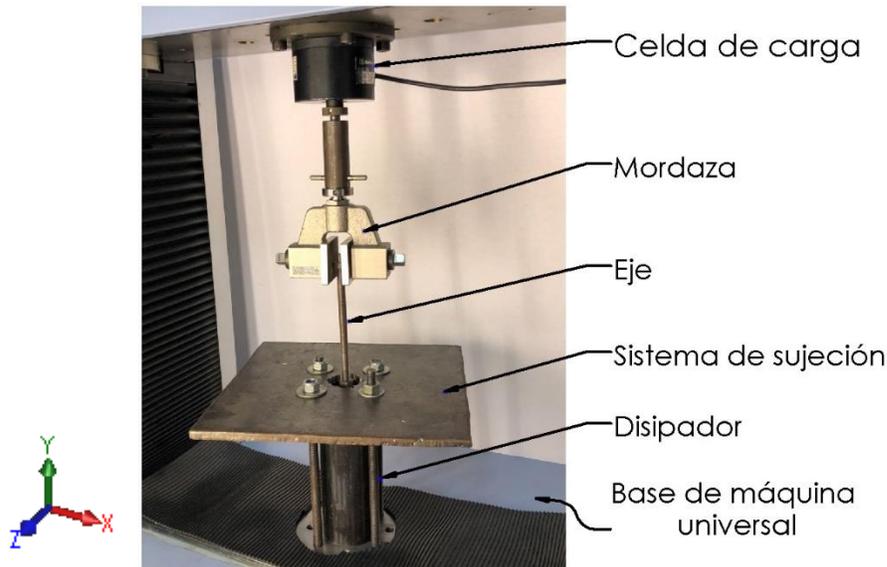


Figura 5.1 Esquema del montaje del experimento

La prueba consiste en 15 ciclos de desplazamiento del mecanismo de 0 a 85 mm en la dirección $-Y$ a una velocidad de 500 mm/min ($8.33 * 10^{-3} m/s$) con una velocidad de muestreo de 10 ms .

Se estandarizó el proceso de la prueba de la siguiente manera:

1. Montar la celda de carga (5 kN)
2. Calibrar la máquina

3. Poner las mordazas
4. Ajustar a cero la celda de carga
5. Montar el sistema
6. Alinear y apretar las mordazas
7. Mandar a cero el sensor de desplazamiento e iniciar la prueba

Basado en un estudio experimental se determinó que es necesario utilizar alguna estrategia para asegurar el torque de apriete; como criterio de evaluación de este estudio se consideró la variación en la forma de las gráficas de histéresis. Los métodos evaluados fueron un pegamento para roscas [43], el uso de contratuerca, además de la combinación de un rodamiento y una contratuerca (Figura 5.2). El mejor resultado se obtuvo del pegamento con una variación máxima de aproximadamente 8%, los resultados de este estudio se muestran en el [Anexo C](#).



Figura 5.2 Posición del rodamiento en el dissipador

Se sometieron a prueba cuñas con un ángulo de 20° y 12° (ver Figura 5.3). Esto con la finalidad de conocer de manera experimental la influencia del ángulo en la fuerza tangencial del contacto esfera-tubo.

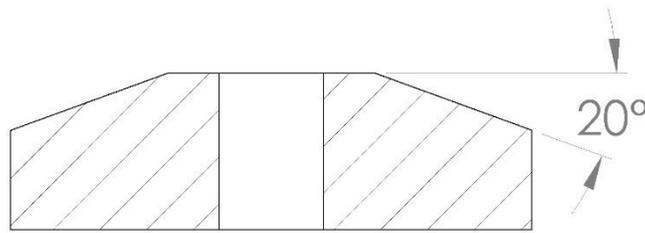


Figura 5.3 Angulo de la cuña

De la prueba con la cuña de 20° se puede ver en la Figura 5.4 la curva de histéresis. En esta figura la fuerza tangencial promedio se encuentra alrededor de los 120 N y su absorción de energía aproximada es de 20 J . Se aprecia ruido ocasionado por el movimiento de los elementos esféricos, también se observa que la fuerza varía de forma ondulada esto se atribuye a las irregularidades internas del tubo.

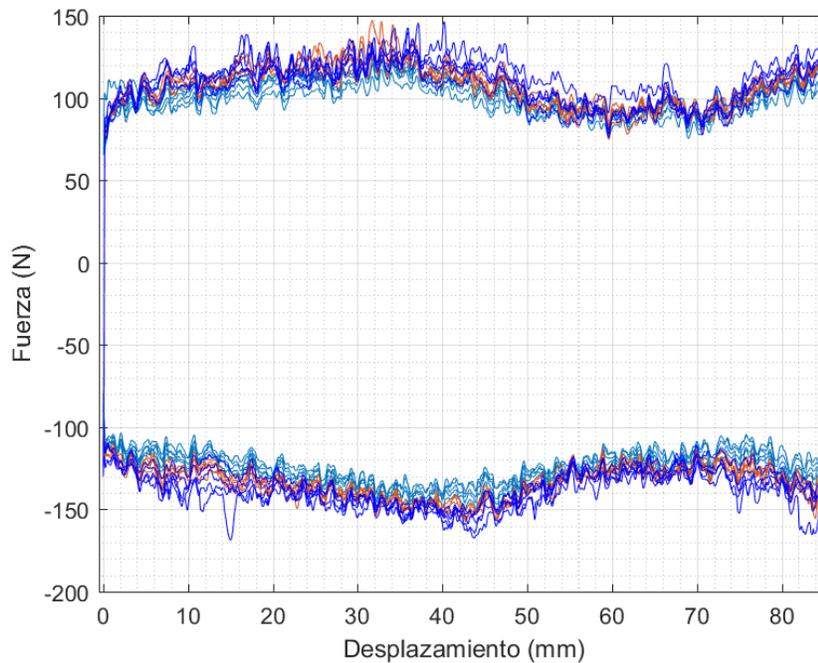


Figura 5.4 Histéresis experimental con cuñas de 20° a una velocidad de 500 mm/min

De la prueba con las cuñas de 12° (Figura 5.5) se obtuvo una fuerza tangente promedio de alrededor de 40 N y su absorción de energía fue de aproximadamente 6 J . Se aprecia cierta similitud con la forma de la gráfica de la Figura 5.4, la variación en la forma se

atribuye a que el recorrido de los elementos fue en otra sección del tubo. De igual manera se asocia el ruido de la gráfica al movimiento y constante reacomodo de los elementos esféricos.

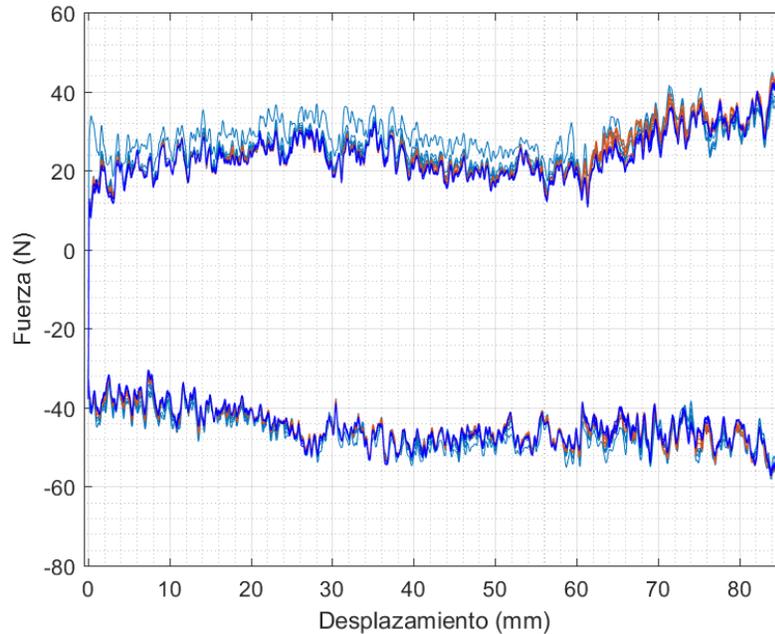


Figura 5.5 Histéresis experimental con cuñas de 12° a una velocidad de 500mm/min

Los resultados obtenidos de los modelos numéricos presentaron valores de 85.2 N y 10.4 N para las cuñas de 20° y 12° respectivamente, estos valores están por debajo de los obtenidos a través del experimento. Las diferencias en los resultados se atribuyen a los coeficientes de fricción y a la incertidumbre del apriete aplicado por el torquímetro, ya que los coeficientes utilizados en la simulación son obtenidos de la literatura y no de las piezas que se utilizan en las pruebas dichos coeficientes pueden variar. Además, la Ec. 15 del capítulo 3 utilizada para calcular el torque necesario para mover una carga, considera un coeficiente de fricción en la junta tornillo-tuerca.

Para comprobar la carga dada por un torque de 1 Nm se utilizó la celda de carga WMC-3000 de la marca Interface Inc. junto con el amplificador de señales modelo 2300 de la marca Vishay; la fuerza medida fue de 404 N . La calibración de la celda y el proceso de medición se muestran en el [Anexo D](#).

Despejando μ de la Ec. 15

$$\mu = \cos \lambda \frac{2T + F_{ap} d_p \operatorname{tg} \beta}{F_{ap} d_p - 2T \operatorname{tg} \beta} \quad \text{Ec. 24}$$

Se obtiene un valor aproximado de 0.497 como coeficiente de fricción en la junta tornillo-tuerca. Este coeficiente es útil para calcular el apriete dado por un torque utilizando estas piezas, en este estudio no se varió el torque.

Ya que el proceso experimental para medir el coeficiente de fricción es muy complicado [44], se optó por implementar una aproximación analítica a los coeficientes de fricción esfera-tubo y esfera-cuña.

Para ello se sustituyeron los resultados experimentales de las fuerzas promedio 120 N y 40 N para las cuñas de 20° y 12° respectivamente en la Ec. 23 del capítulo 3. De esta manera se crean las ecuaciones Ec. 25 y Ec. 26 donde las incógnitas son μ_{et} y θ .

$$W = 2 F_{ap} * \mu_{et} * \operatorname{tg}(\gamma + \theta) \quad \text{Ec. 25}$$

$$U = 2 F_{ap} * \mu_{et} * \operatorname{tg}(\omega + \theta) \quad \text{Ec. 26}$$

Donde

W → fuerza promedio a tracción obtenida por las pruebas en la máquina universal utilizando la cuña de 20°

γ → representa los 20° de la cuña

U → fuerza promedio a tracción obtenida por las pruebas en la máquina universal utilizando la cuña de 12°

ω → representa los 12° de la cuña

Al resolver el sistema de ecuaciones se obtiene que $\mu_{et} = 0.316$ y $\theta = 3.9^\circ$ sabiendo que

$$\mu_{ec} = \operatorname{tg} \theta \quad \text{Ec. 27}$$

Se obtiene el coeficiente esfera-cuña $\mu_{ec} = 0.0681$. Cambiando los coeficientes de fricción en el contacto esfera-tubo (μ_{et}) y esfera-cuña (μ_{ec}) en el modelo numérico, se obtienen los resultados que se presentan en la Tabla 5-1. En la primera columna (Histéresis) se presenta la curva de histéresis obtenida del modelo numérico con un punto rojo que representa el desplazamiento en el instante descrito.

Tabla 5-1 Resultados del modelo cuasi-estático calibrado

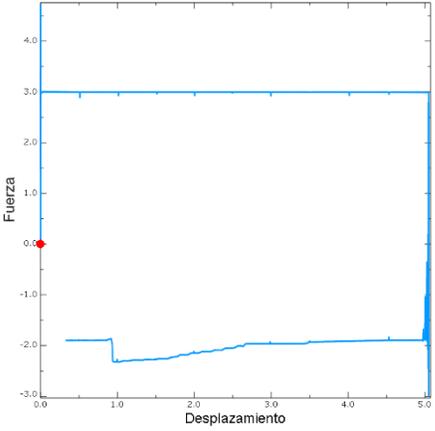
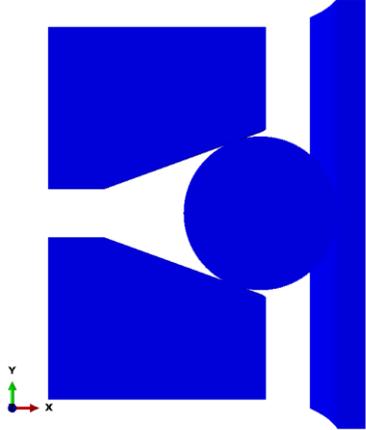
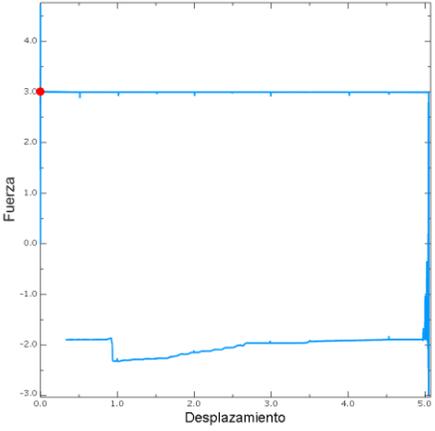
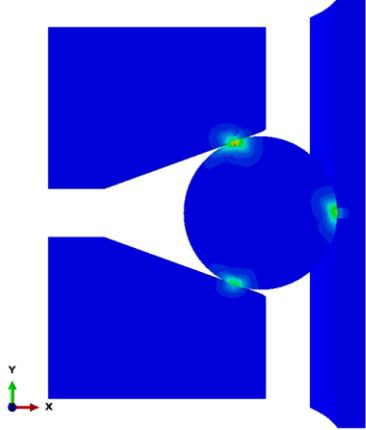
Histéresis	Von Mises	Descripción
		<p>Estado inicial del modelo, en este instante no existe ningún tipo de carga en el modelo.</p>
		<p>Precarga del sistema, en este instante se aplicó una precarga generando un esfuerzo máximo de Von Mises 75.76 MPa.</p>

Tabla 5-2 Resultados del modelo cuasi-estático calibrado (continuación A)

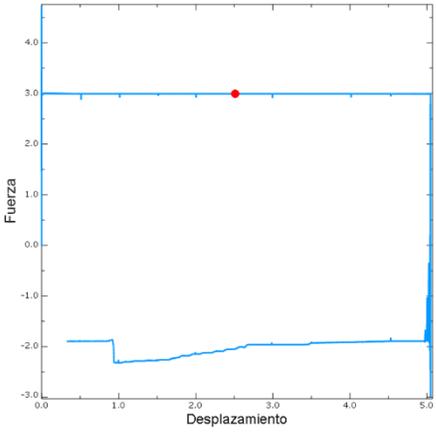
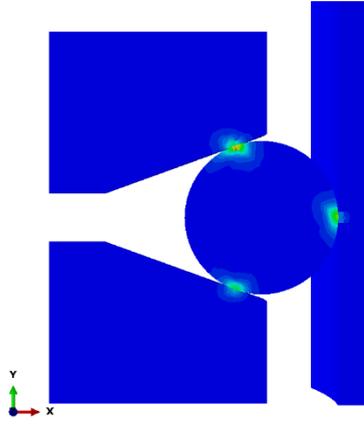
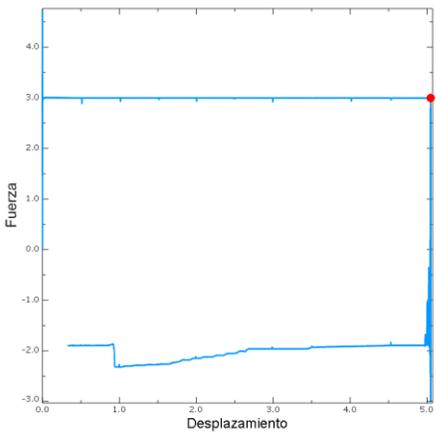
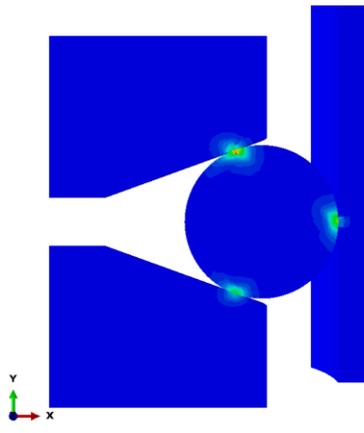
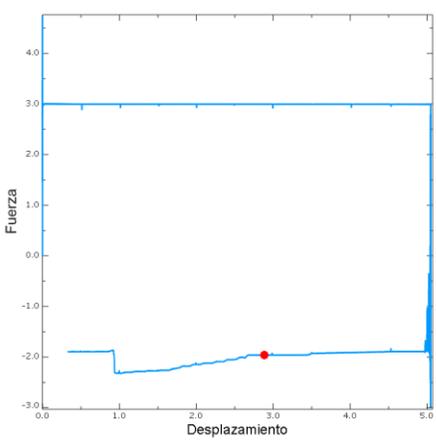
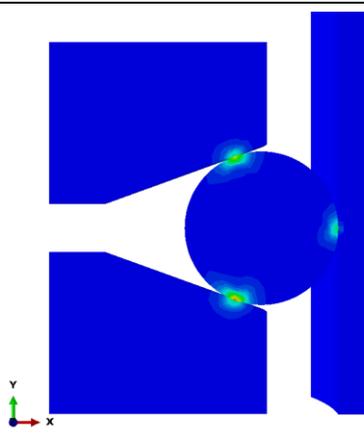
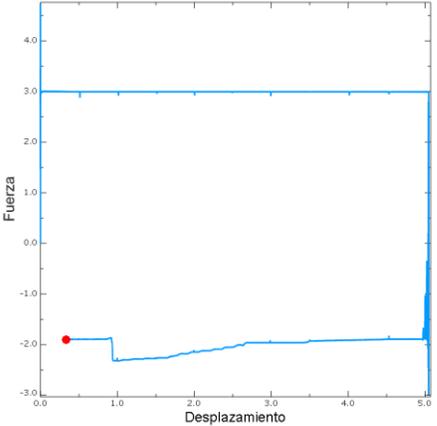
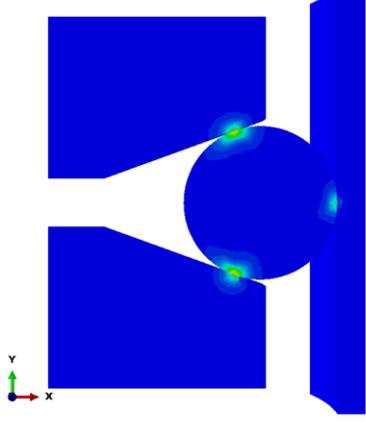
Histéresis	Von Mises	Descripción
		<p>En este momento del modelo el tubo se ha desplazado 2.5 mm y el esfuerzo máximo de Von Mises es de 75.67 MPa.</p>
		<p>En este momento del modelo el tubo llego a su desplazamiento máximo de 5 mm y el esfuerzo máximo de Von Mises es de 75.31 MPa.</p>
		<p>En este punto el tubo esta regresando a su posición original, su esfuerzo máximo de Von Mises es de 75.22 MPa.</p>

Tabla 5-3 Resultados del modelo cuasi-estático calibrado (continuación B)

Histéresis	Von Mises	Descripción
		<p>Estado final del modelo en este punto se ha concluido un ciclo de histéresis y el esfuerzo máximo de Von Mises es de 83.22 MPa.</p>

La histéresis generada a partir de este modelo (ver Figura 5.6) representa una cuadragésima parte de la obtenida por disipador real a través de las pruebas experimentales en la máquina universal.

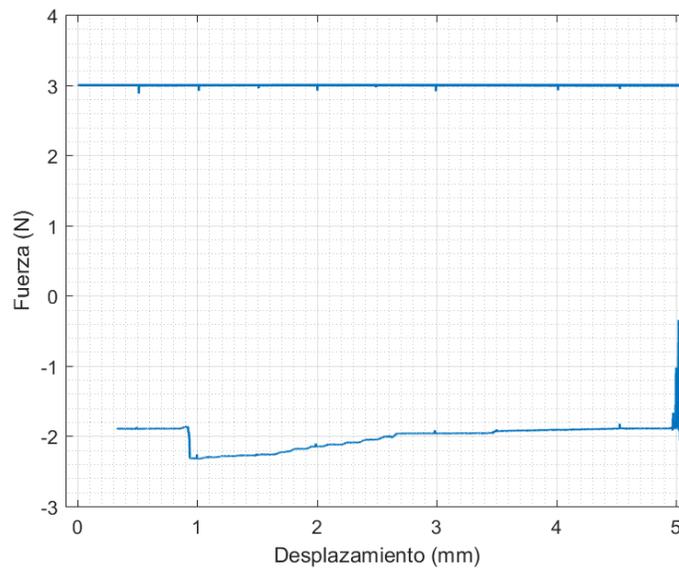


Figura 5.6 Histéresis de media esfera

Se multiplicaron los datos numéricos de la curva de histéresis por un factor de 40 y se compararon con los obtenidos por la máquina universal durante una prueba con las cuñas de 20°. En la Figura 5.7 se muestran las gráficas de histéresis comparadas.

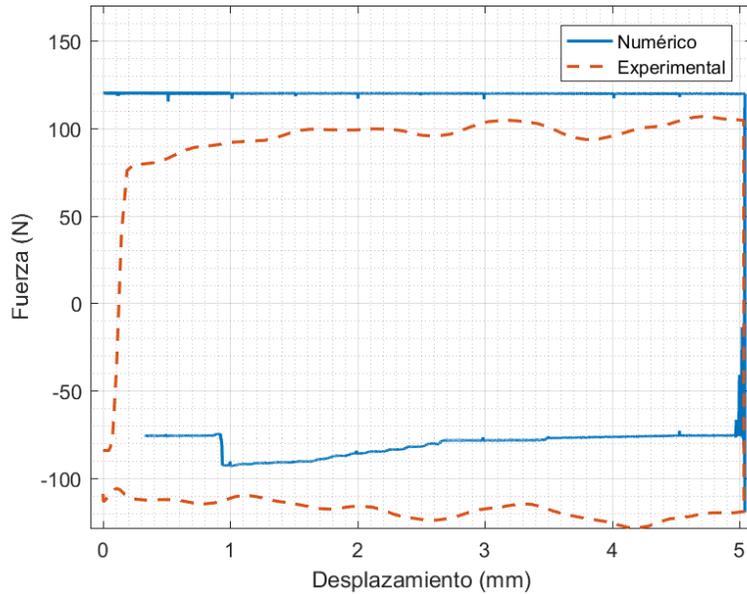


Figura 5.7 Comparación de histéresis numérica y experimental con cuña de 20°

Se calculó la energía absorbida según los datos numéricos y experimentales. Estos datos se comparan en la Tabla 5-4.

Tabla 5-4 Comparación de datos experimentales y numéricos con cuña de 20°

	Energía (J)	Fuerza tangente promedio (N)
<i>Numérico</i>	1.57	120
<i>Experimental</i>	1.6	118
<i>Diferencia %</i>	1.8%	1.67%

En la Figura 5.8 se presenta la comparación del modelo numérico con las cuñas de 12° con su respectivo experimento.

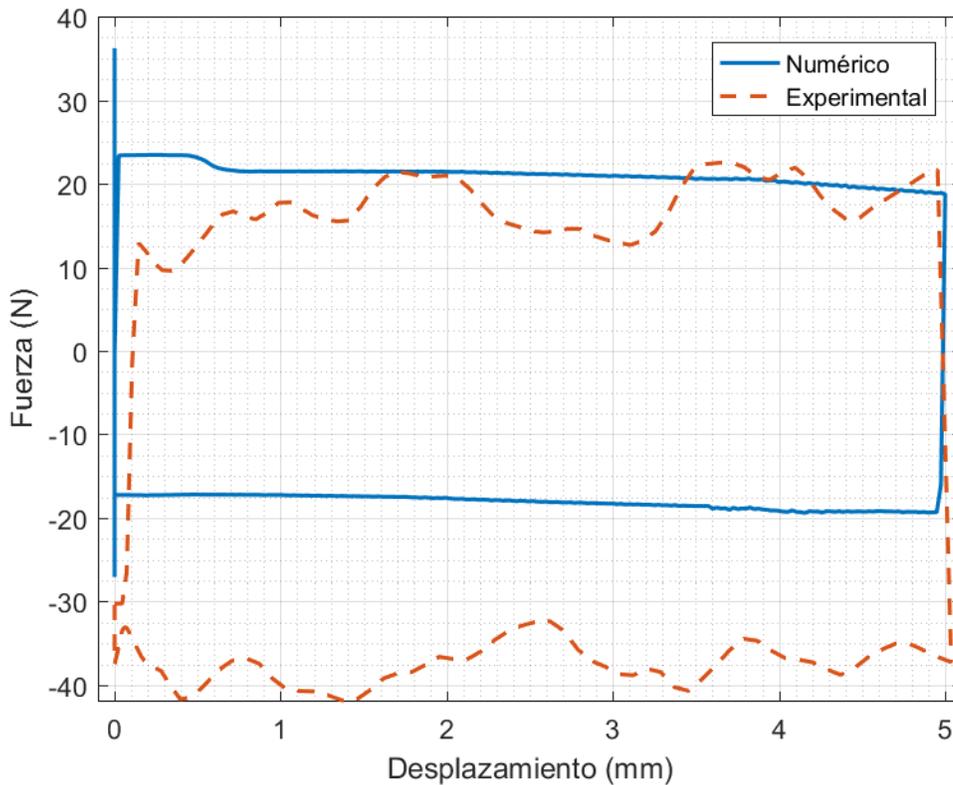


Figura 5.8 Comparacion de histeresis numérica y experimental con cuña de 12°

En la Tabla 5-5 se comparan la energía según los datos numéricos y experimentales, así como la fuerza promedio del funcionamiento.

Tabla 5-5 Comparacion de datos experimentales y numericos con cuña de 12°

	Energía (J)	Fuerza tangente promedio (N)
<i>Numérico</i>	0.2	20
<i>Experimental</i>	0.27	30
<i>Diferencia %</i>	25%	30%

Se calculó la energía absorbida según los datos numéricos y experimentales. Estos datos se comparan en la Tabla 5-4.

Debido a que la diferencia porcentual entre los datos numéricos y experimentales para el caso de las cuñas de 20° es menor al 2%, se considera que este modelo numérico representa correctamente el comportamiento del disipador.

5.1 Modelo del disipador sometido a cargas de impacto

Con la finalidad de conocer el comportamiento del disipador bajo una carga de impacto se optó por realizar un modelo numérico con una masa de impacto. Se modificó el modelo agregando una masa en forma de una placa rígida, que se moverá a una velocidad específica para impactar con el tubo en la dirección $-Y$ como se muestra en la Figura 5.9. Para este modelo se utilizó una masa de 62.5 g y una velocidad de 0.7 m/s , elegidos de basado en el modelo realizado por Cortés [3].

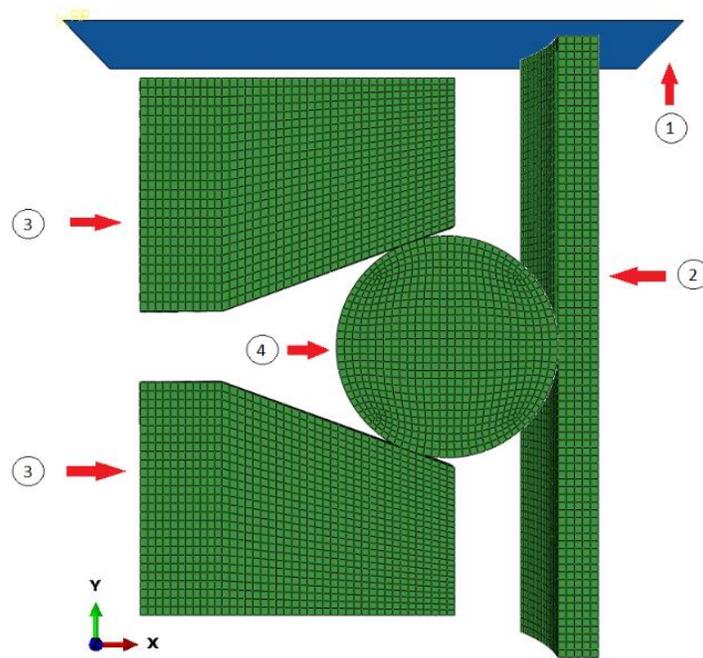


Figura 5.9 Modelo de impacto donde (1) es la placa de impacto, (2) tubo, (3) cuñas de apriete y (4) esfera

En la Tabla 5-6 se presenta la descripción del cambio de la velocidad del tubo y la variación de los esfuerzos de Von Mises en los elementos a través de la simulación. Se puede apreciar que existen dos impactos en el modelo. Esto es debido a que la fricción generada en el contacto esfera-tubo disipa la energía impresa por la masa de impacto al tubo, sin embargo, la placa de impacto no pierde toda su velocidad y es debido a esto que existe una segunda colisión. En la columna de la gráfica se presenta la curva de velocidad obtenida del modelo numérico con una línea azul se marca el instante de tiempo descrito.

Tabla 5-6 Descripción del modelo de impacto

Gráfica de la velocidad del tubo	Von Mises	Descripción
		<p>Estado inicial del modelo, en este instante el esfuerzo de Von Mises es de 56.43 MPa y la velocidad es cero.</p>
		<p>Estado del modelo en el instante 8.33 ms, en este momento el tubo tiene una velocidad de 0.6 m/s y el esfuerzo máximo de Von Mises es de 47.43 MPa</p>
		<p>Estado del modelo en el instante 15.83 ms, en este momento el tubo tiene una velocidad de 0.3 m/s y el esfuerzo máximo de Von Mises es de 29.26 MPa</p>

Tabla 5-7 Descripción del modelo de impacto (continuación A)

Gráfica de la velocidad del tubo	Von Mises	Descripción
		<p>Estado final del modelo en este instante el esfuerzo máximo de Von Mises es de 33.46 MPa y el tubo tiene una velocidad de 0.16 m/s.</p>

Se analizó la influencia de la velocidad de la masa de impacto en la capacidad del dispositivo para disipar energía, esto se realizó manteniendo un valor de masa y variando la velocidad (ver Tabla 5-8).

Tabla 5-8 Variaciones de la velocidad

m	62.5 g
v_1	0.35 m/s
v_2	0.7 m/s
v_3	1 m/s

También, se analizó la influencia de la masa, manteniendo una velocidad de impacto y variando la masa (ver Tabla 5-9).

Tabla 5-9 Variaciones de la masa

v	0.7 m/s
m_1	31.25 g
m_2	62.5 g
m_3	93 g

Con la finalidad de calcular la energía absorbida por el dispositivo se utilizó la variación de la energía cinética en la placa. Esto comparando la diferencia entre la energía cinética de la masa antes y después del impacto. La energía cinética es definida como:

$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 \quad \text{Ec. 28}$$

Donde:

E_k – energía cinética [J]

m – masa [kg]

v – velocidad [m/s]

En la Figura 5.10 se muestra la comparación del cambio de energía en la masa de impacto obtenida del modelo numérico cuando se utilizan velocidades diferentes y una misma masa.

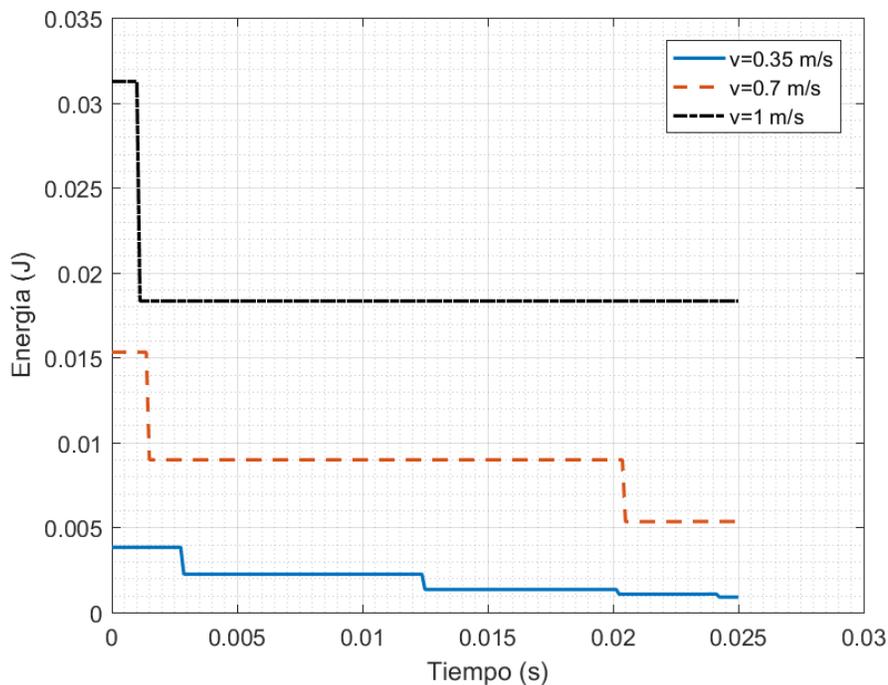


Figura 5.10 Comparación de las energías cinéticas para diferentes velocidades de la masa de impacto

En la Tabla 5-10 se presenta el porcentaje de energía disipado después del primer impacto para cada valor de velocidad. Donde se aprecia que al variar la velocidad el porcentaje de energía disipado no cambia.

Tabla 5-10 Variación del porcentaje de energía absorbido en función de la velocidad

	Diferencia [%]
v_1	41.4
v_2	41.35
v_3	41.34

En la Figura 5.11 se muestra la comparación del cambio de energía en la masa de impacto obtenida del modelo numérico cuando se utilizan diferentes valores de masa y una misma velocidad.

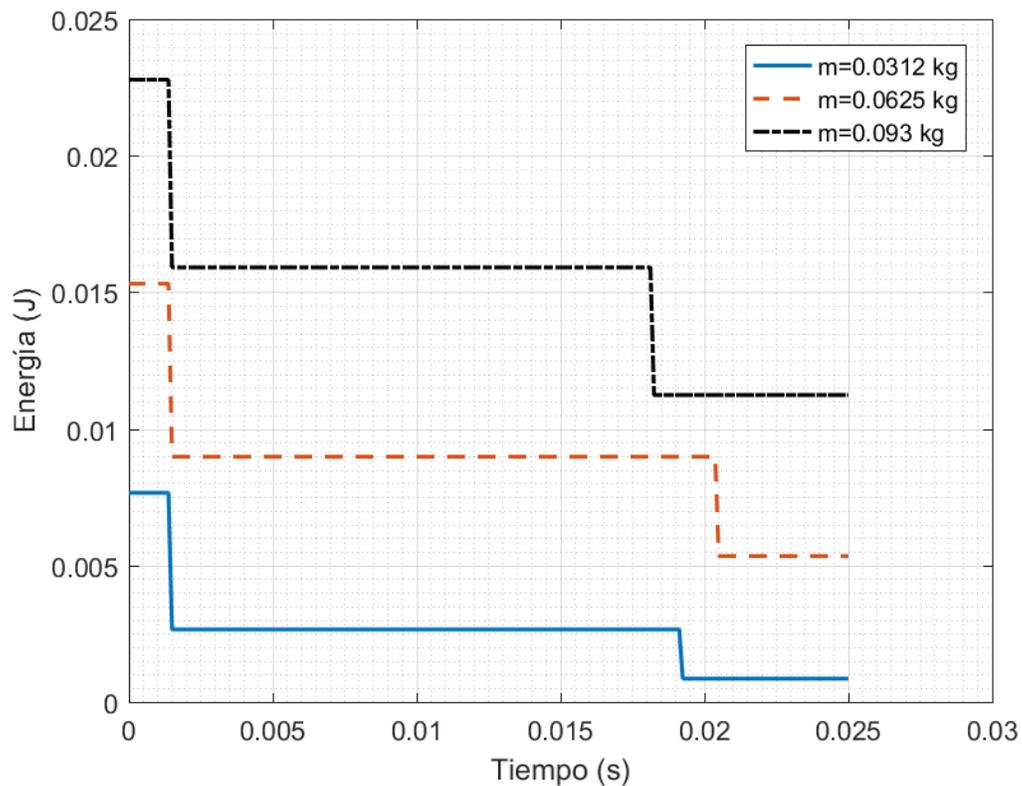


Figura 5.11 Comparación de las energías cinéticas para diferentes valores de la masa de impacto

En la Tabla 5-11 se presenta el porcentaje de energía disipado después del primer impacto para cada valor de masa. Donde se observa que a mayor masa el porcentaje de energía disipada se reduce.

Tabla 5-11 Variación del porcentaje de energía absorbido en función de la masa

	Diferencia [%]
v_1	65.38
v_2	41.35
v_3	30.18

Con base en lo anterior se comprueba el funcionamiento del dispositivo disipador bajo cargas de impacto en estas condiciones.

Capítulo 6 Conclusiones y trabajos futuros

6.1 Conclusiones

En este trabajo de investigación se estudió la viabilidad de la implementación de esferas como elementos de fricción seca. El presente estudio fue desarrollado principalmente de manera numérica mediante el software Abaqus y validado en forma cuasi-estática mediante experimentación utilizando la máquina universal Shimadzu UH-100KN. Se realizaron simulaciones numéricas cuasi-estáticas y dinámicas (impacto) del dissipador propuesto. Para validar los resultados numéricos se construyó el prototipo que representa el modelo numérico del problema.

- Al someter el dispositivo a una carga de impacto se determinó que es capaz de disipar el 41% de la energía de entrada, a través de la fricción seca en el contacto esfera-tubo.
- Se determinó que existe una relación no lineal entre el ángulo de la cuña y la fuerza normal del contacto esfera-tubo como se ve en la Figura 3.6 del capítulo 3. También se obtuvo una relación lineal entre la fuerza de apriete y la normal del contacto esfera-tubo con una pendiente aproximada de 0.875. Basado en esta relación se puede determinar de manera práctica la fuerza de apriete necesaria para conseguir una normal deseada. La normal es de gran importancia puesto que la fuerza tangencial que disipa la energía está directamente relacionada con ella.
- Al aumentar el número de esferas se reducen los esfuerzos locales de contacto, pero no se modifica la fuerza tangencial que disipa la energía. Por otro lado, al reducir la cantidad de esferas los esfuerzos locales del contacto aumentan propiciado así el desgaste superficial de los componentes (Capítulo 3).

- Se comprobó numérica y experimentalmente el funcionamiento del disipador, presentando una diferencia porcentual de 2 por ciento en la energía disipada bajo cargas cíclicas a una velocidad de 500 mm/min y desplazamientos de ± 85 mm.
- Debido a un modelo teórico y pruebas experimentales se obtuvieron los coeficientes de fricción esfera-tubo de 0.318 y esfera-cuña de 0.0613 con los que se realizaron las simulaciones numéricas. La diferencia de esto es debido a los acabados superficiales y los materiales de las partes.
- Debido a la geometría y al fácil acceso en el mercado de los componentes el dispositivo es fácil de ensamblar y configurar de acuerdo con las necesidades de trabajo.
- Debido al sistema de apriete es posible variar el rango de operación, soportando cargas en función de la necesidad. En este estudio se utilizó un torque de 1 Nm en la tuerca de apriete equivalente a una fuerza de 404 N de apriete en las cuñas. Variando el torque es posible variar la cantidad de energía.
- Se realizó el modelo representativo tomando una sección del modelo real, este consta de cinco partes que son media esfera, 18 grados de revolución en ambas cuñas y el tubo.
- Para la construcción del prototipo se utilizaron elementos comerciales, esferas de un mismo diámetro, platos de acero o cuñas, un tubo fabricado por extrusión en caliente, un tornillo sin fin y tuercas.
- En este trabajo se demostró que con elementos esféricos comerciales se puede construir un dispositivo disipador de energía. En el estudio del estado del arte no se encontraron investigaciones parecidas, por ende, se plantea el desarrollo de una patente.

Finalmente, esto demuestra que es factible utilizar elementos esféricos metálicos para disipar energía de impacto bajo esta configuración. Además, se confirma la utilidad del software Abaqus y el método de elemento finito como herramienta para evaluar el comportamiento energético de disipadores pasivos con fricción seca.

6.2 Trabajos futuros

Con la finalidad de ampliar y complementar los conocimientos adquiridos a través de esta investigación se recomienda:

Agregar un elemento de restitución y estudiar como este afecta al funcionamiento del prototipo.

Utilizar elementos elastómeros en las esferas y/o cuñas de apriete.

Estudiar la influencia de la rugosidad en las zonas de contacto.

Capítulo 7 Referencias

- [1] C. M. Harris, "Shock and vibration handbook; Third Edition," vol. 15: Measur. McGraw Hill, 1961.
- [2] D. L. Logan, "A First Course In The Finite Element Method," p. 145, 2011.
- [3] C. Cortés García, "Análisis de amortiguadores de fricción con elementos deformables aplicados a vibraciones estructurales," Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, 2014.
- [4] Q. Estrada Barbosa, "Evaluación numérico – experimental del desempeño de un sistema pasivo de disipación de energía por fricción y propiedades estructurales de sus componentes," Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, 2015.
- [5] L. A. Tadeo Baltazar, "Análisis experimental del funcionamiento de un tope de impacto en el amortiguamiento de un sistema sujeto a vibración forzada," Centro Nacional de Investigación y Desarrollo, 2017.
- [6] K. Zhang, Y. Xi, T. Chen, and Z. Ma, "Experimental studies of tuned particle damper: Design and characterization," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 99, pp. 219–228, 2018.
- [7] R. Aghlara, M. M. Tahir, and A. Bin Adnan, "Experimental study of Pipe-Fuse Damper for passive energy dissipation in structures," *J. Constr. Steel Res.*, vol. 148, pp. 351–360, 2018.
- [8] I. D. Aiken, D. K. Nims, A. S. Whittaker, and J. M. Kelly, "Testing of passive energy dissipation systems," *Earthquake Spectra*, vol. 9, no. 3. pp. 335–370, 1993.
- [9] S. Mirzabagheri, M. Sanati, A. A. Aghakouchak, and S. E. Khadem, "Experimental and numerical investigation of rotational friction dampers with multi units in steel

- frames subjected to lateral excitation," *Arch. Civ. Mech. Eng.*, vol. 15, no. 2, pp. 479–491, 2015.
- [10] H. Caudana Quintana and M. Petkovski, "Optimum performance of structural control with friction dampers," *Eng. Struct.*, vol. 172, no. June, pp. 154–162, 2018.
- [11] J. Kim and S. Kim, "Performance-based seismic design of staggered truss frames with friction dampers," *Thin-Walled Struct.*, vol. 111, no. December 2016, pp. 197–209, 2017.
- [12] J. Lee, H. Kang, and J. Kim, "Seismic performance of steel plate slit-friction hybrid dampers," *J. Constr. Steel Res.*, vol. 136, no. April, pp. 128–139, 2017.
- [13] M. Saeki, "Energy dissipation model of particle dampers," Tokyo, Japan, 2009.
- [14] L. U. Zheng, "Experimental Investigation of a Nonlinear Damper System," *Chinese Control Decis. Conf.*, pp. 1–6, 2013.
- [15] Z. Lu, S. F. Masri, and X. Lu, "Parametric studies of the performance of particle dampers under harmonic excitation," *Struct. Control Heal. Monit.*, vol. 18, no. 1, pp. 79–98, 2011.
- [16] C. Booty, E. P. Bowyer, and V. V. Krylov, "Experimental investigation of damping flexural vibrations using granular materials," *Proc. ISMA 2014 - Int. Conf. Noise Vib. Eng. USD 2014 - Int. Conf. Uncertain. Struct. Dyn.*, pp. 547–558, 2014.
- [17] M. Trigui, E. Foltete, M. S. Abbes, T. Fakhfakh, N. Bouhaddi, and M. Haddar, "An experimental study of a multi-particle impact damper," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 223, no. 9, pp. 2029–2038, 2009.
- [18] B. Łazarz, G. Peruń, and S. Bucki, "Application of the finite-element method for determining the stiffness of rolling bearings," Poland, 2008.
- [19] P. Transportu, W. Szywno, and Ś. C. I. Ło, "Application of the finite-element method for determining the stiffness of rolling bearings," 2008.

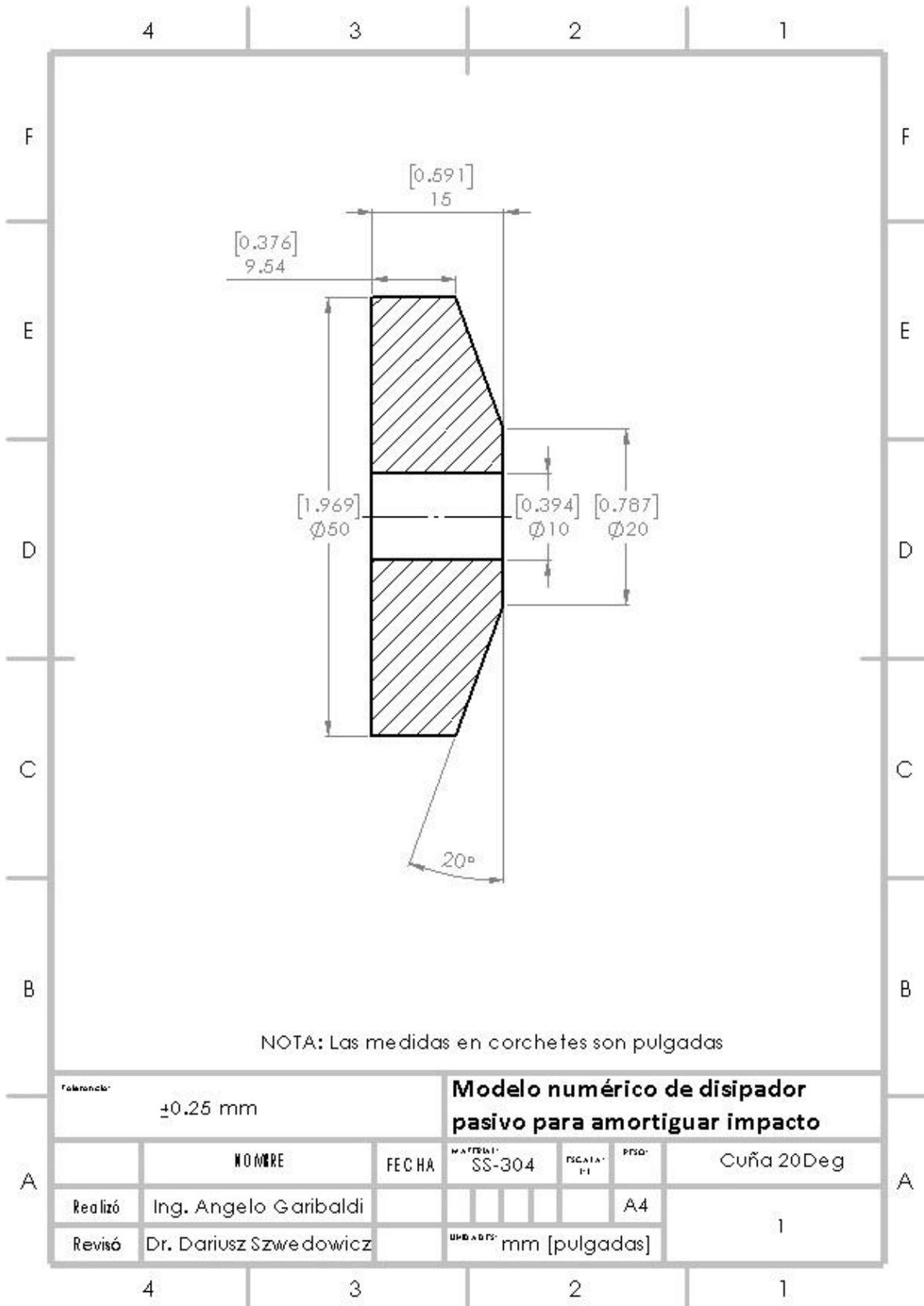
- [20] NSK Corporation, "NSK Bearing Doctor Diagnóstico Rápido de Fallas en Rodamientos," pp. 1–36, 2010.
- [21] B. Paul, N. F. Kfoury, and B. Y. K. Mui, "Spherical type of all-directional frictional damper," US3348796A, 1965.
- [22] I. Tatsuji, S. Takahiro, and K. Masaharu, "Attenuator," JP2003065386, 2003.
- [23] R. Romero Leyva, "Prototipo de un tope de impacto ajustable que disipe energía mediante fricción," Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, 2006.
- [24] L. A. Morales Alias, "Desarrollo del modelo numérico de un amortiguador con elementos deformables y su verificación con datos experimentales," Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, 2007.
- [25] J. Bedolla, D. Szwedowicz, J. Jiménez, T. Majewski, C. Cortés, and E. S. Gutierrez-Wing, "Improvement of dynamic response in an impact absorber by frictional elements," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 28, no. 4, pp. 1349–1363, 2014.
- [26] Q. Estrada Barbosa, "Análisis del Efecto de la Rigidez de Precarga en Topes de Impacto presentada," Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, 2009.
- [27] C. Fernando, "Análisis Numérico y Paramétrico del Problema de Contacto en Uniones Mecánicas," 2017.
- [28] L. G. K. J. L. Meriam, *Engineering Mechanics Statics*. 2001.
- [29] A. Pytel and J. Kiusalaas, *Engineering Mechanics Statics*, Third. 2010.
- [30] S. R. Schmid, B. J. Hamrock, and B. O. Jacobson, *Fundamentals of Machine Elements*. 2014.
- [31] R. C. Juvinall and K. M. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, Fifth. .

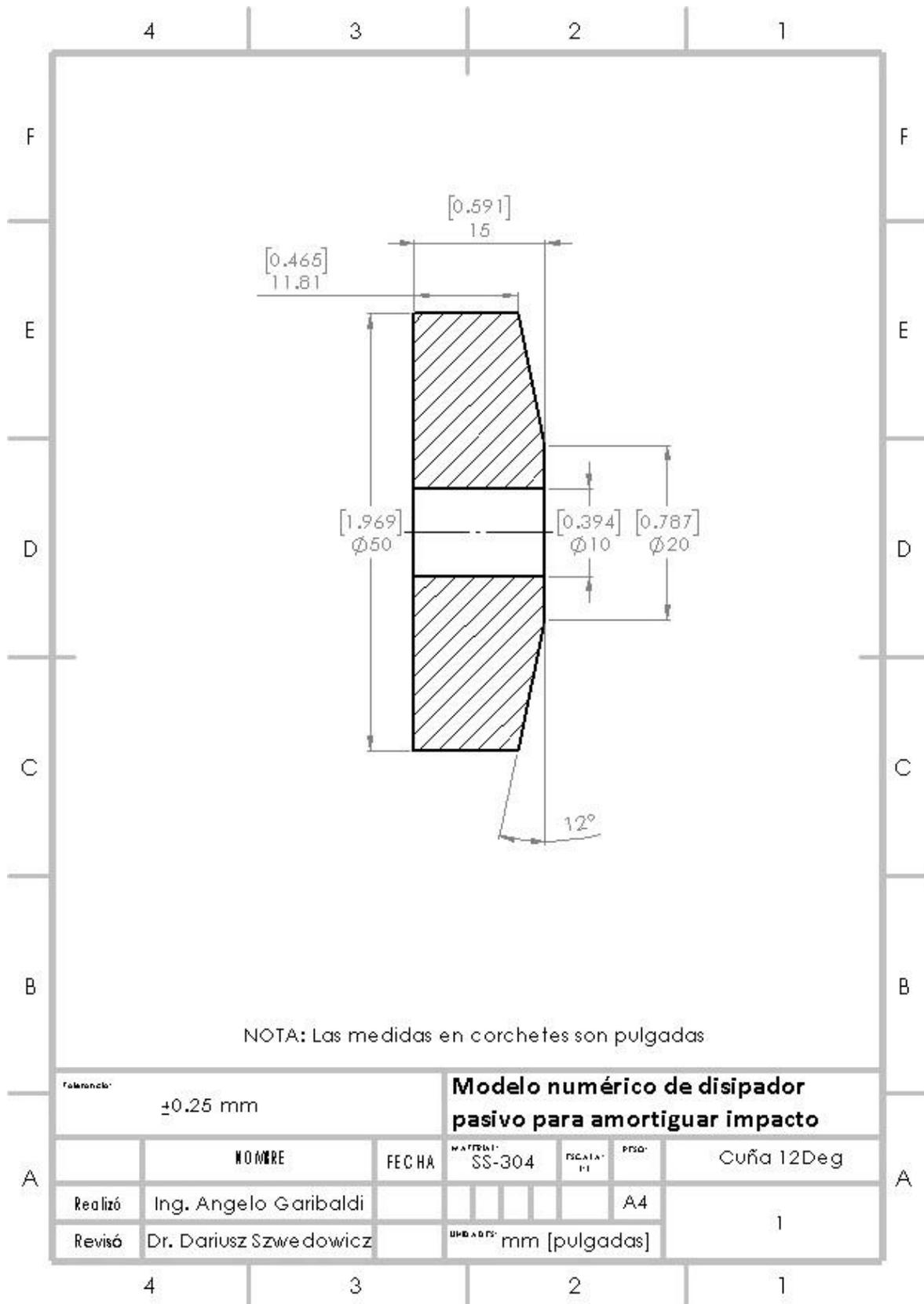
- [32] P. Orlov, *Ingenieria de diseño tomo II.* .
- [33] M. E. Niezgodziński and T. Niezgodziński, *Ecuaciones, graficas y tablas de resistencia (Wzory wykresy i tablice wytrzymałościowe)*. 2004.
- [34] K. L. Johnson, *Contact Mehanics*. Cambridge University Press.
- [35] R. L. Norton, *Diseño de Máquinas Un enfoque integrado*, Cuarta Edi. México: Pearson Educación de México, S.A. de C.V., 2011.
- [36] T. A. Faculty and I. P. Fulfillment, "Aeromechanical Stability Augmentation Using Semi-Active Friction-Based Lead-Lag Damper Sandeep Agarwal Aeromechanical Stability Augmentation Using Semi-Active Friction-Based Lead-Lag Damper," *Analysis*, no. December, 2005.
- [37] M. A. Riley, F. Sadek, and B. Mohraz, "Guidelines for Testing Passive Energy Dissipation Devices," in *Proceedings of US/Japan Bridge engineering workshop*, 1999.
- [38] D. Ogmaia and S. E. Tasel, "Simulation of vehicle crash into bridge parapet using Abaqus / Explicit," 2015.
- [39] Dassault-Systems, "Abaqus 6.14 Online Documentation: 6.3.3 Explicit dynamic analysis," 2014. [Online]. Available: <http://abaqus.software.polimi.it/v6.14/books/usb/default.htm?startat=pt03ch06s03at08.html>.
- [40] J. L. O'Daniel, K. L. Koudela, and T. Krauthammer, "Numerical simulation and validation of distributed impact events," *Int. J. Impact Eng.*, vol. 31, no. 8, pp. 1013–1038, 2005.
- [41] M. A. Chowdhury, D. M. Nuruzzaman, and B. K. Roy, "Experimental Investigation of Friction Coefficient and Wear Rate of Stainless Steel 304 Sliding against Smooth and Rough Mild Steel Counterfaces," vol. 1, no. October, pp. 34–41, 2013.
- [42] R. Ramsdale, "Coefficient of Friction," 2006. [Online]. Available:

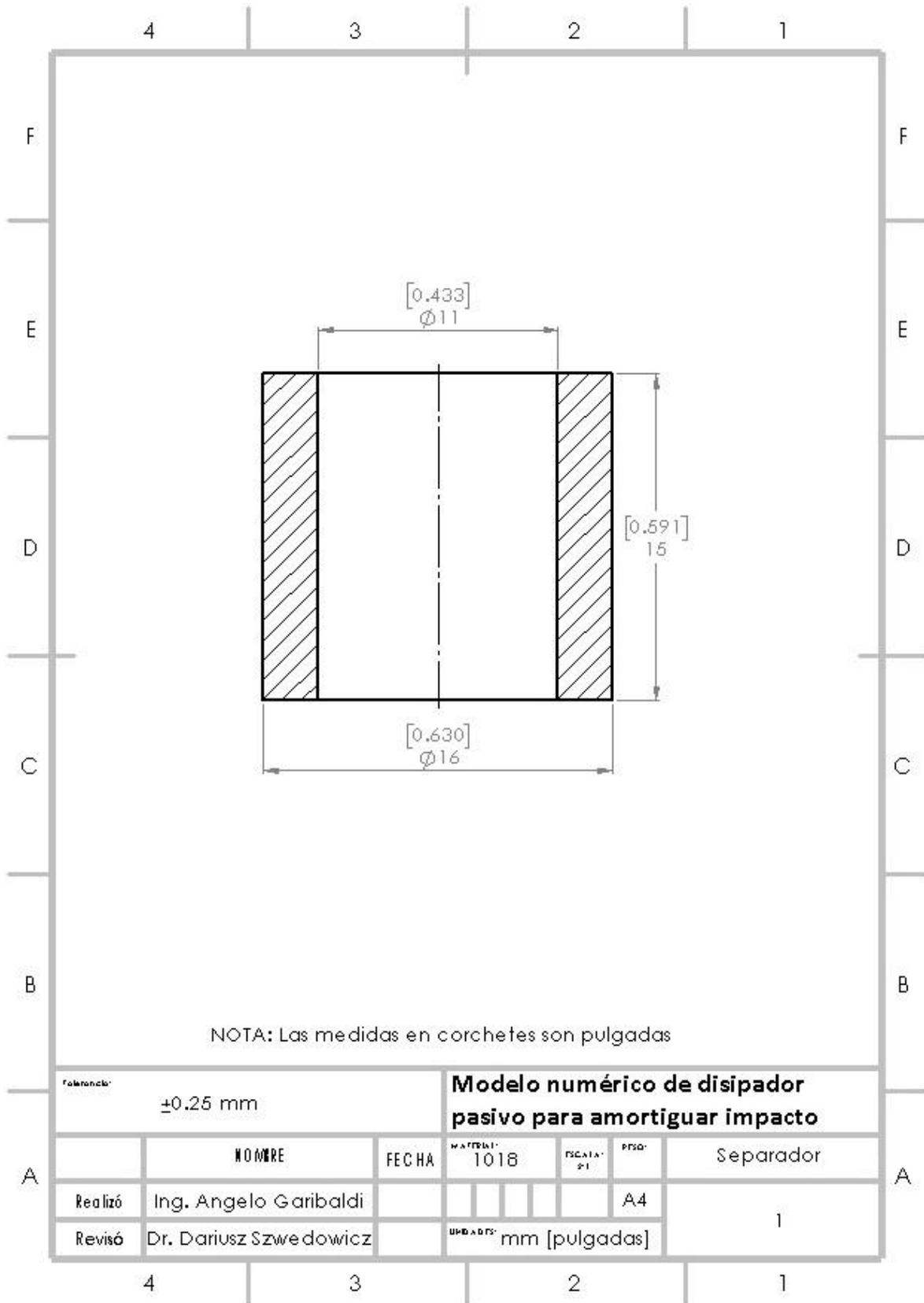
<http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>.

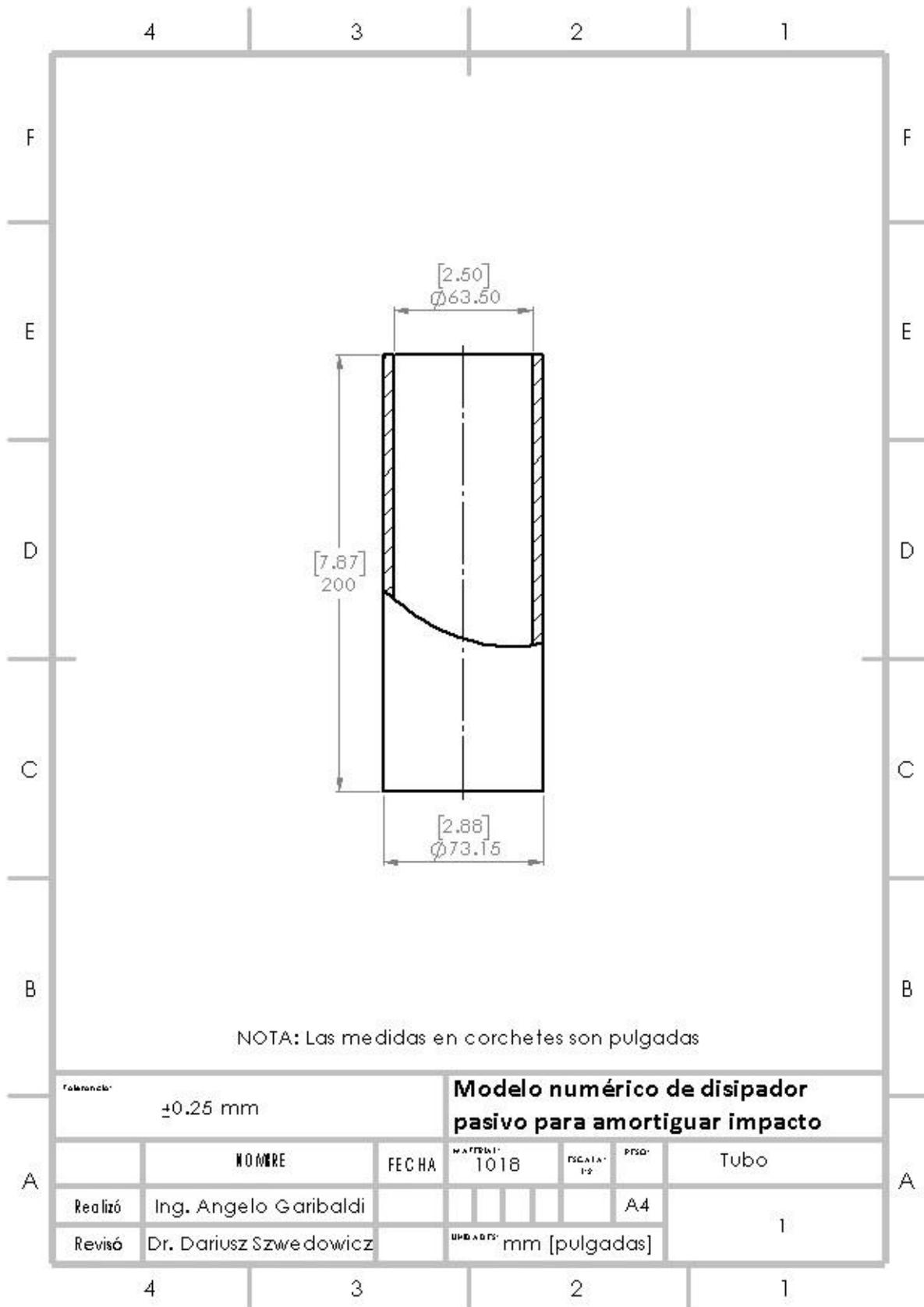
- [43] Vibra-Tite, "Technical Data Sheet 121," Vibra-Tite, 2016.
- [44] M. Latour, V. Piluso, and G. Rizzano, "Experimental analysis on friction materials for supplemental damping devices," *Construction and Building Materials*, vol. 65. pp. 159–176, 2014.

Anexo A Planos

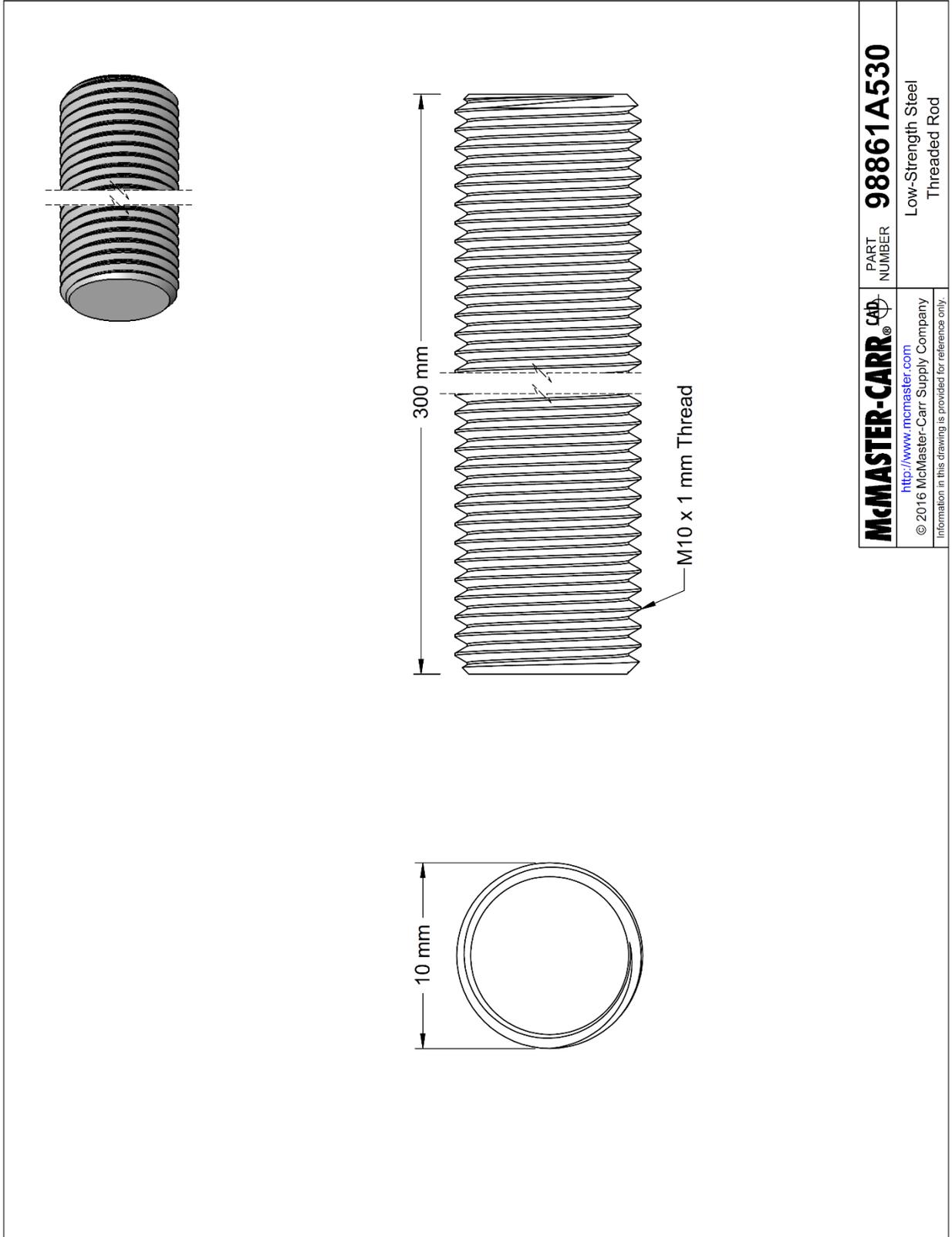




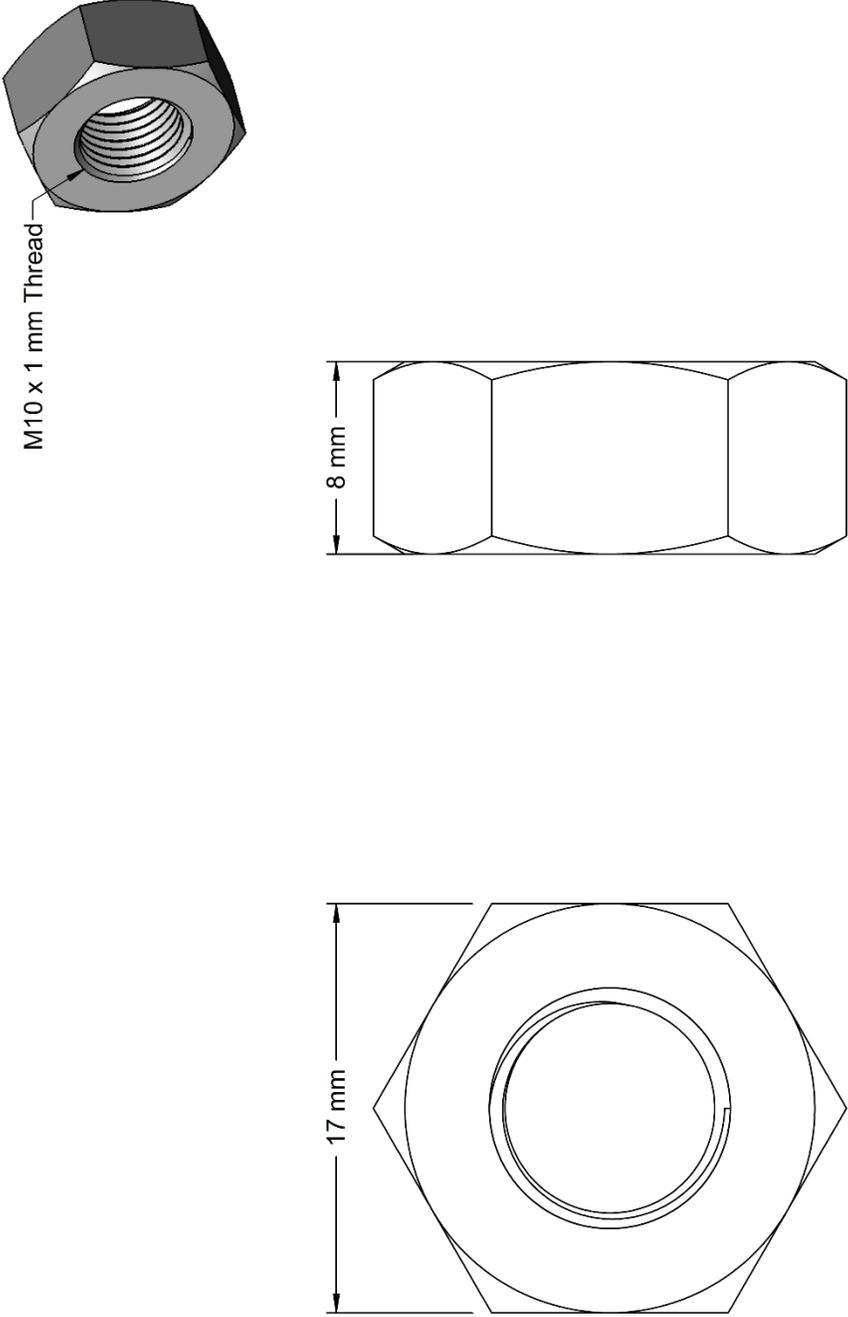




NOTA: Plano del fabricante



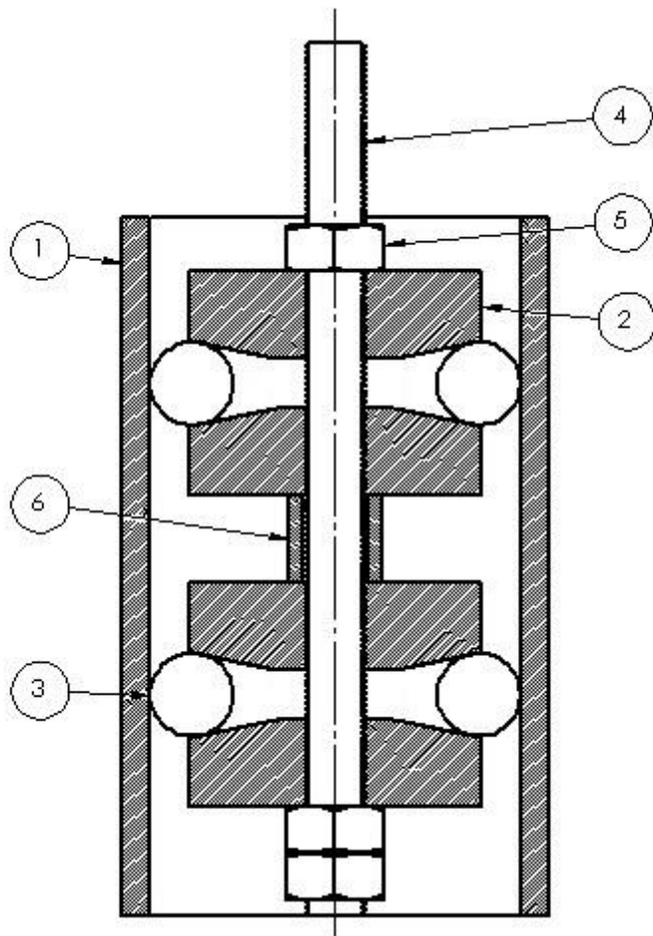
NOTA: Plano del fabricante



M10 x 1 mm Thread

McMASTER-CARR <small>CAD</small>	PART NUMBER	93850A330
http://www.mcmaster.com		Metric Hex Nut
© 2015 McMaster-Carr Supply Company Information in this drawing is provided for reference only.		

N.º DE ELEMENTO	Pieza	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Tubo		1
2	Cuña		4
3	Esfera	14.2mm [9/16in]	20
4	Tornillo	M10X1	1
5	Tuerca	M10X1	3
6	Separador		1



Escala 1:1		Modelo numérico de dissipador pasivo para amortiguar impacto			
	NOMBRE	FECHA	MATERIAL	ESCALA 1:1	PSD
Realizó	Ing. Angelo Garibaldi				A4
Revisó	Dr. Dariusz Szwedowicz		UNIDADES: mm [pulgadas]		
					Ensamble
					1

Anexo B Descripción del modelo

En este anexo se presentan las indicaciones específicas para replicar el modelo numérico utilizado en esta investigación. La simulación se llevó a cabo en el software Abaqus.

La geometría de las piezas se encuentra en el Anexo B.

A continuación, se presentan las propiedades de los materiales utilizados en el modelo, en la Tabla 7-1 se presenta lo correspondiente al acero inoxidable y en la Tabla 7-2 lo correspondiente al acero general.

Tabla 7-1 Propiedades mecánicas del SS 304

Propiedades mecánicas del SS 304	
Densidad	$8000 \frac{kg}{m^3}$
Módulo de Young	$203 GPa$
Módulo de Poisson	0.275

Tabla 7-2 Propiedades mecánicas del 1018

Propiedades mecánicas del 1018	
Densidad	$7850 \frac{kg}{m^3}$
Módulo de Young	$200 GPa$
Módulo de Poisson	0.29

Se utilizaron dos etapas, la primera para cargar el sistema (apriete de las cuñas) y el segundo fue un desplazamiento del tubo. La duración de cada etapa se muestra en la Tabla 7-3.

Se utilizó un factor de masa (*mass scaling*) de 100 como artificio de programación para reducir el tiempo de cómputo (ver apartado 2.6).

Tabla 7-3 Duración de las etapas (Steps)

Etapa (Explicit)	Duración
1	0.2
2	0.24

En las interacciones se utilizó el método de contacto *surface to surface*, con una restricción de contacto de tipo *kinematic* y deslizamiento de tipo *finite*. Para todas las interacciones se considera la esfera como el elemento *master* del contacto. En la Tabla 7-4 se presentan las propiedades del contacto.

Tabla 7-4 Propiedades del contacto

Par en contacto	Tipo contacto	Coefficiente de fricción
Esfera-tubo	Normal y tangencial	0.3
Esfera-cuña	Normal y tangencial	0.068

Antes de definir las condiciones de frontera es necesario crear particiones en las cuñas y la esfera. La esfera se partió utilizando los planos (YZ) y (XZ) como se muestra en la Figura 7.1.

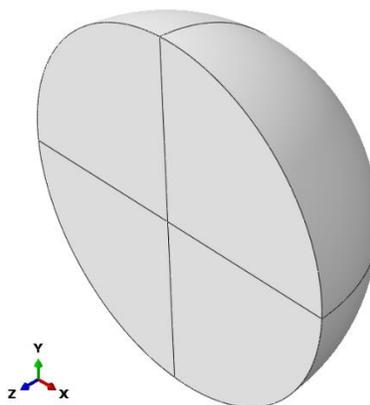


Figura 7.1 Particiones de la esfera

La cuña se partió con el croquis que se muestra en la Figura 7.2 utilizando un círculo de 8.4 mm de radio lo que corresponde al radio de la tuerca que aprieta las cuñas.

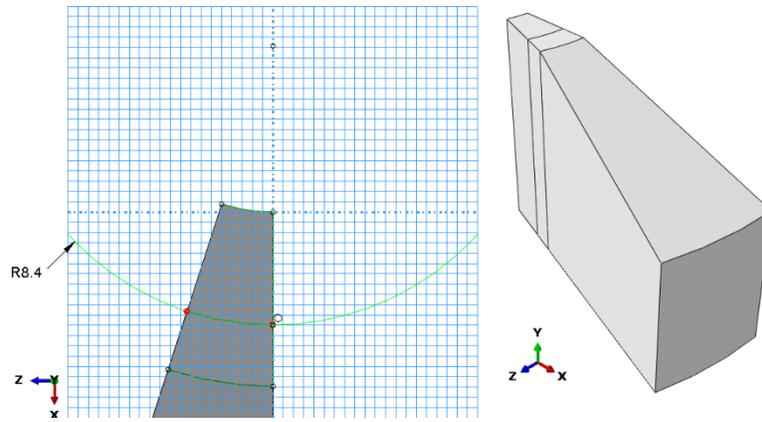


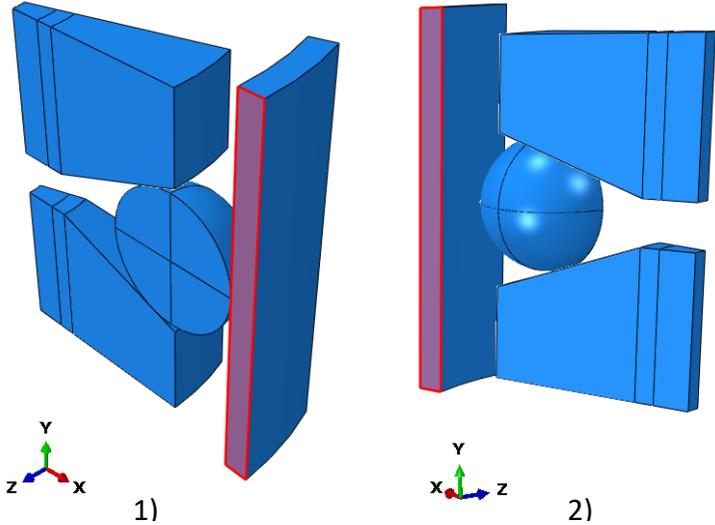
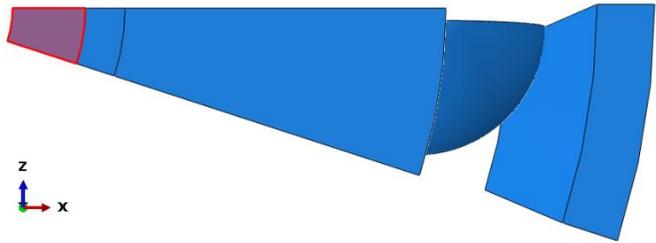
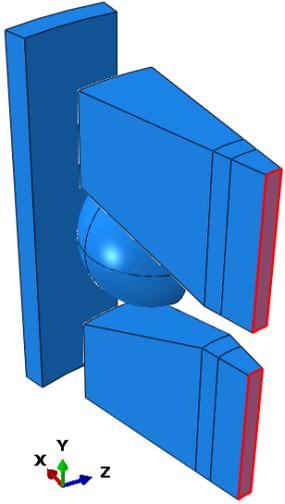
Figura 7.2 Partición en las cuñas

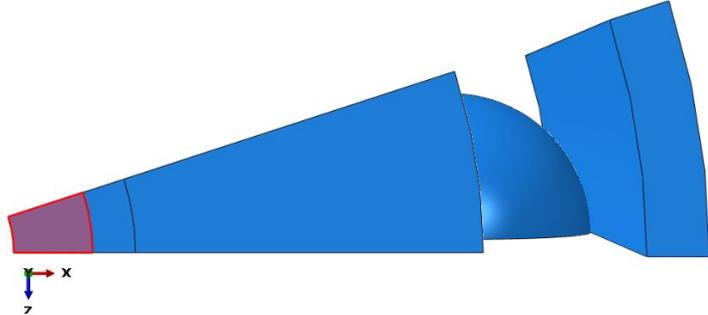
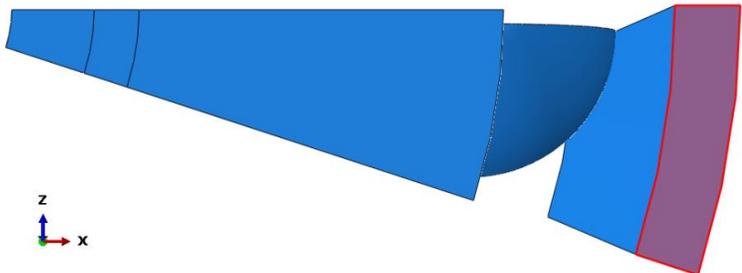
Se utilizaron coordenadas cilíndricas para definir las condiciones de frontera, en estas coordenadas el eje Z es colineal al eje de simetría del tubo. Las condiciones de frontera se presentan en la Se calculó la energía absorbida según los datos numéricos y experimentales. Estos datos se comparan en la Tabla 5-4.

Tabla 5-4.

Tabla 7-5 Condiciones de frontera donde la columna Vistas muestran en color rojo las caras que se condicionan y la columna Condiciones de frontera muestra las condiciones que se aplican a dichas caras

	Vistas	Condiciones de frontera														
a)		<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Step</td> <td>1 y 2</td> </tr> <tr> <td>U1</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>U2</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>U3</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>UR2</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>UR3</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>	Step	1 y 2	U1	Libre	U2	0	U3	Libre	UR1	0	UR2	0	UR3	0
Step	1 y 2															
U1	Libre															
U2	0															
U3	Libre															
UR1	0															
UR2	0															
UR3	0															

	Donde: 1) es una vista isométrica y 2) es la rotación de la vista isométrica															
b)	 <p>1) 2)</p>	<table border="1"> <tr> <td>Step</td> <td>1 y 2</td> </tr> <tr> <td>U1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>U2</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>U3</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>UR2</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>UR3</td> <td>0</td> </tr> </table>	Step	1 y 2	U1	0	U2	0	U3	Libre	UR1	0	UR2	0	UR3	0
Step	1 y 2															
U1	0															
U2	0															
U3	Libre															
UR1	0															
UR2	0															
UR3	0															
	Donde: 1) es una vista isométrica y 2) es la rotación de la vista isométrica															
c)		<table border="1"> <tr> <td>Step</td> <td>1 y 2</td> </tr> <tr> <td>U1</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>U2</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>U3</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>UR1</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR2</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR3</td> <td>Libre</td> </tr> </table>	Step	1 y 2	U1	Libre	U2	Libre	U3	0	UR1	Libre	UR2	Libre	UR3	Libre
Step	1 y 2															
U1	Libre															
U2	Libre															
U3	0															
UR1	Libre															
UR2	Libre															
UR3	Libre															
d)		<table border="1"> <tr> <td>Step</td> <td>1 y 2</td> </tr> <tr> <td>U1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>U2</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>U3</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR1</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR2</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR3</td> <td>Libre</td> </tr> </table>	Step	1 y 2	U1	0	U2	Libre	U3	Libre	UR1	Libre	UR2	Libre	UR3	Libre
Step	1 y 2															
U1	0															
U2	Libre															
U3	Libre															
UR1	Libre															
UR2	Libre															
UR3	Libre															

e)		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Step</th> <th>1</th> <th>2</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>U1</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>U2</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>U3</td> <td>Libre</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>UR1</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR2</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR3</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>Presión [MPa]</td> <td>1.4</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>	Step	1	2	U1	Libre	Libre	U2	Libre	Libre	U3	Libre	0	UR1	Libre	Libre	UR2	Libre	Libre	UR3	Libre	Libre	Presión [MPa]	1.4	0
Step	1	2																								
U1	Libre	Libre																								
U2	Libre	Libre																								
U3	Libre	0																								
UR1	Libre	Libre																								
UR2	Libre	Libre																								
UR3	Libre	Libre																								
Presión [MPa]	1.4	0																								
f)		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Step</th> <th>1</th> <th>2</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>U1</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>U2</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>U3</td> <td>0</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>UR1</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR2</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> <tr> <td>UR3</td> <td>Libre</td> <td>Libre</td> </tr> </tbody> </table>	Step	1	2	U1	Libre	Libre	U2	Libre	Libre	U3	0	1	UR1	Libre	Libre	UR2	Libre	Libre	UR3	Libre	Libre			
Step	1	2																								
U1	Libre	Libre																								
U2	Libre	Libre																								
U3	0	1																								
UR1	Libre	Libre																								
UR2	Libre	Libre																								
UR3	Libre	Libre																								

El método *explicit* no permite aplicar un desplazamiento instantáneo, sino que es necesario definir una rampa para el desplazamiento (ver apartado 2.6). Esta rampa se muestra en la Tabla 7-6.

Tabla 7-6 Rampa de desplazamiento

Tiempo del Step	Amplitud
0	0
0.12	1
0.24	0

Se mallaron todas las piezas con elementos C3D8R con una longitud de elemento de 0.5 mm por lado.

Se creó un set de nodos con el nodo mostrado en la Figura 7.3

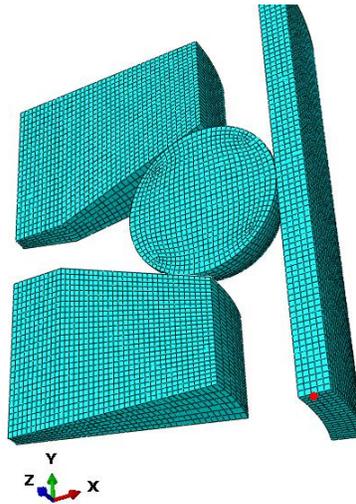


Figura 7.3 Distribución de la malla

Se utiliza la interacción del contacto esfera-tubo para obtener resultados específicos de esa unión, esto a través del *history output*. Solo se utilizan dos *history outputs*, estos se muestran en la Tabla 7-7.

Tabla 7-7 History Output

History Output	
Nodo	U2
Interacción	CAREA, CFN1, CFS2

Para obtener las gráficas de histéresis se deben combinar la gráfica del desplazamiento U2 y la de la fuerza tangencial CFS2, esto concluye la descripción del modelo numérico.

Anexo C Estudio de fijación del torque

Con la finalidad de definir el método más efectivo para mantener el torque en la tuerca de ajuste se realizaron múltiples pruebas en la máquina universal Shimadzu como se menciona en el capítulo 4. Las comparaciones se realizaron utilizando el mismo ángulo de cuñas (20°), torque ($1 Nm$) y velocidad ($500 mm/min$) para todas las pruebas. Las pruebas se realizaron con pegamento Figura 7.4, contratuercas Figura 7.5 y contratuercas rodamiento Figura 7.6.

La Figura 7.4 muestra la gráfica de histéresis obtenida de 15 ciclos utilizando pegamento para roscas como fijación. La gráfica muestra una tendencia de forma constante con una variación máxima del 8% en el área entre ciclos.

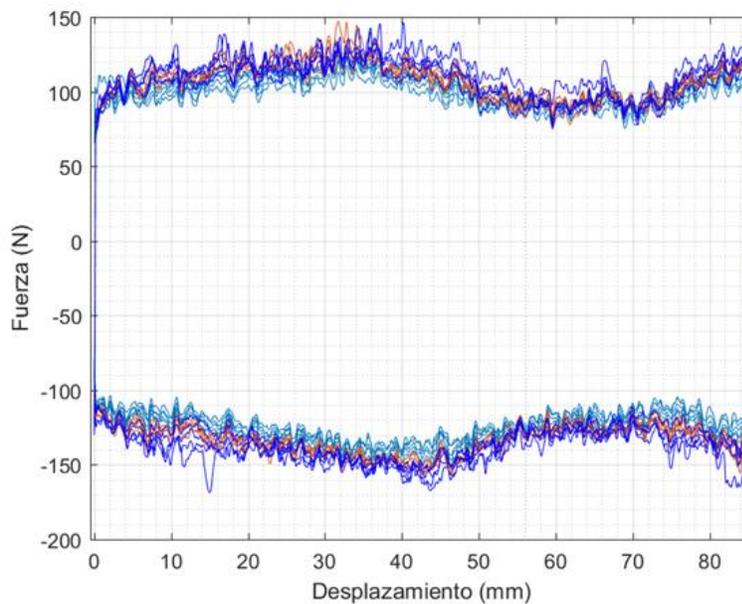


Figura 7.4 Gráfica de histéresis obtenida de una prueba utilizando pegamento como fijador

La Figura 7.5 muestra la gráfica de histéresis obtenida de 15 ciclos utilizando una contratuerca como fijación. La gráfica muestra una variación máxima del 24% en el área entre ciclos.

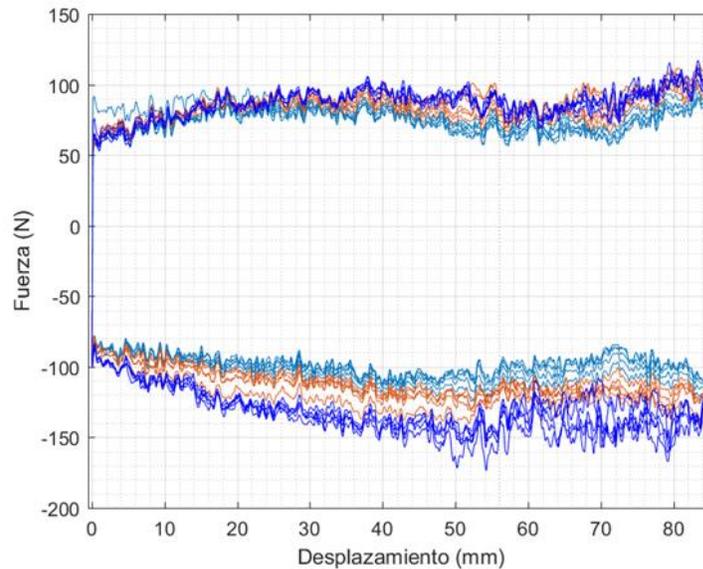


Figura 7.5 Gráfica de histéresis obtenida de una prueba utilizando contratuercas como fijador

La Figura 7.6 muestra la gráfica de histéresis obtenida de 15 ciclos utilizando una contratuerca y un rodamiento axial como fijación. La gráfica muestra una variación aproximada del 35% en el área entre ciclos.

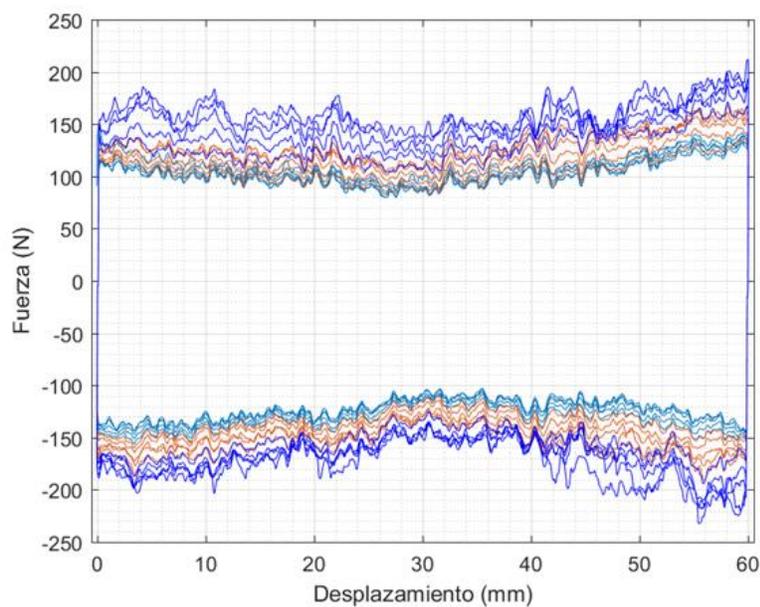


Figura 7.6 Gráfica de histéresis obtenida de una prueba utilizando contratuercas y un rodamiento como fijador

En la Tabla 7-8 se comparan los resultados de cada prueba para determinar cuál tiene una menor variación de área.

Tabla 7-8 Variación porcentual de cada prueba (P= pegamento, CT= contra tuerca y R= rodamiento)

	20P	20CT	20R
Área	8.6%	24.0%	34.9%

Se concluye que el pegamento es el método más efectivo para mantener el torque en el sistema con una diferencia porcentual de alrededor del 9% como diferencia máxima.

Anexo D Calibración de la celda de carga WMC-3000 para la medición del torque

Con la finalidad de medir la fuerza generada por un torque en la tuerca se calibró la celda de carga. Se utilizó la celda de carga WMC-3000 de la marca Interface Inc., con capacidad de carga de 3000 lb-f a tensión o compresión.

El acondicionamiento de la señal se realizó por medio de un amplificador de señales 2300 de la marca Vishay. Aplicando una excitación de 10 V como lo recomienda el fabricante de la celda de carga, una ganancia de X100 y el potenciómetro posicionado en 1.4.

Teniendo el amplificador configurado se conectó un multímetro en las salidas "monitor" en ± 10 V, para medir en el rango de los milivolts.

Para la calibración se colocaron de manera estática 5 cargas diferentes a tensión, utilizando 5 masas distintas de 0.357 kg, 0.5 kg, 0.595 kg, 0.7 kg y 1 kg. Las masas se colocaron en la celda como se muestra en la Figura 7.7.

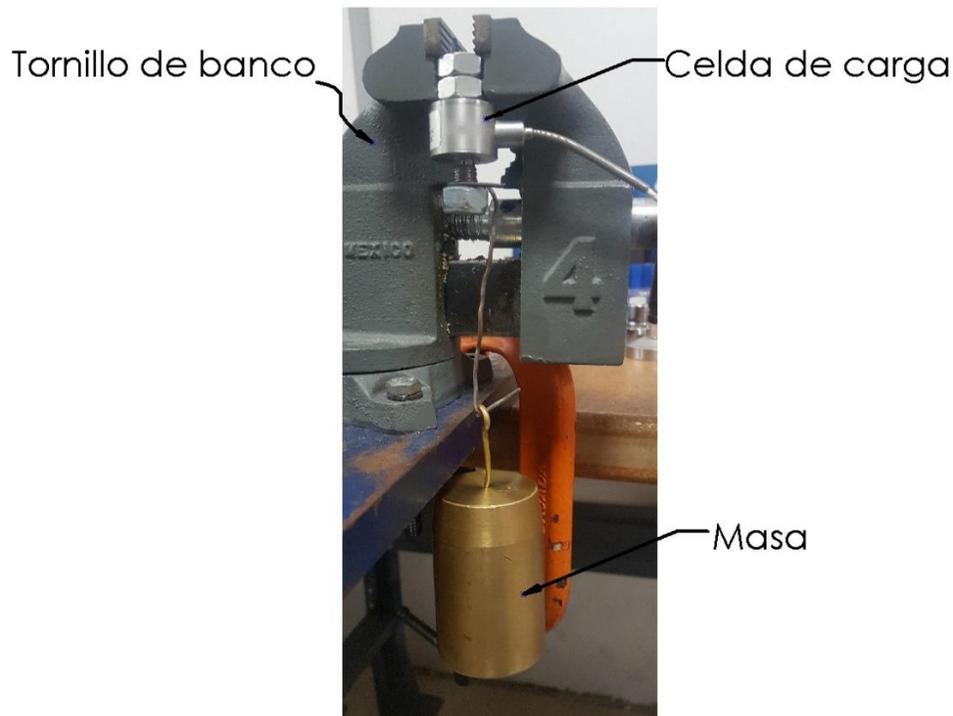


Figura 7.7 Calibración del transductor comercial WMC-3000

Con los voltajes obtenidos de cada masa se trazó la gráfica de la Figura 7.8 y se aproximó a una función de tendencia lineal donde la pendiente representa el factor de conversión de V a N.

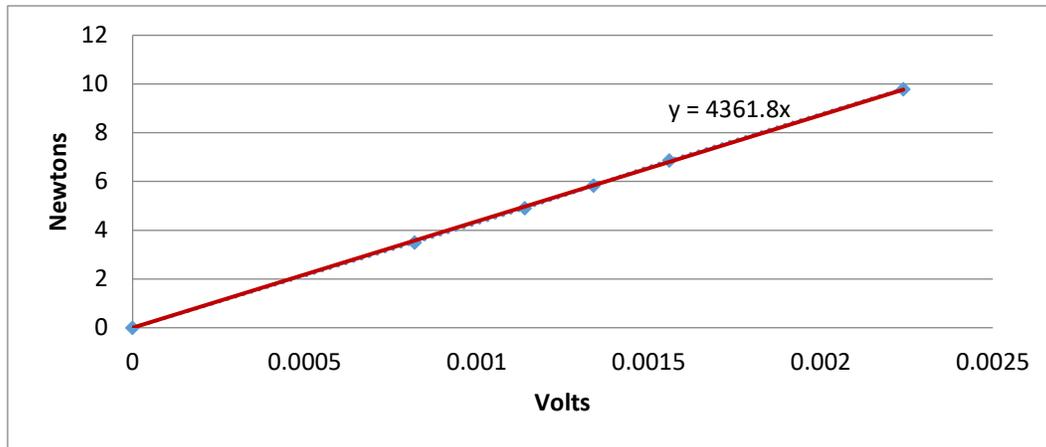


Figura 7.8 Calibración de la celda de carga WNC-3000

Para medir la relación entre el torque de entrada y la fuerza de salida se montó la celda de carga junto a un tornillo de banco como se muestra en la Figura 7.9.



Figura 7.9 Montaje del experimento para medir el apriete dado un torque

Se procedió con el torquímetro a apretar el tornillo a 1 Nm y se registraron los voltajes, estos voltajes se muestran en la Tabla 7-9.

Tabla 7-9 Registro del voltaje medido y su equivalencia en Newtons

Muestra	Volts	Newtons
1	0.0946	412.65
2	0.0916	399.56
3	0.0943	411.34
4	0.0941	410.46
5	0.0952	415.26
6	0.091	396.94
7	0.089	388.22
8	0.0905	394.76
Promedio	0.0925375	403.65

Debido a los resultados obtenidos se concluyó que la fuerza real de apriete generada por la unión tornillo-tuerca en las cuñas es de 404 N.