



**EDUCACIÓN**

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO  
NACIONAL DE MÉXICO

# Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación  
y Desarrollo Tecnológico

## Tesis de Doctorado

Análisis estructural del problema de contacto en disipación de energía en uniones mecánicas. Estudio paramétrico, experimental y numérico.

presentada por

**M.C. Miguel Alberto Domínguez Gurría**

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

Director de tesis

**Dr. Dariusz Slawomir Szwedowicz**

Director de tesis

**Dr. Eladio Martínez Rayón**

Cuernavaca, Morelos, México. Enero de 2023.



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico  
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor 12/diciembre/2022

No. Oficio: DIM/312/2022

Asunto: Aceptación de documento de tesis

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA  
SUBDIRECTOR ACADÉMICO  
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del estudiante **DOMÍNGUEZ GURRIA MIGUEL ALBERTO**, con número de control **D16CE057**, de doctorado en Ciencias en Ingeniería Mecánica le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado "Análisis estructural del problema de contacto en disipación de energía en uniones mecánicas. Estudio paramétrico, experimental y numérico" y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

ATENTAMENTE

DR. DARIUSZ SŁAWOMIR SZWEDOWICZ WASIK  
Director De Tesis

DR. ELADIO MARTÍNEZ RAYÓN  
Codirector De Tesis

DR. ANDRÉS BLANCO ORTEGA  
Revisor 1

DR. PEDRO CRUZ ALCANTAR  
Revisor 2

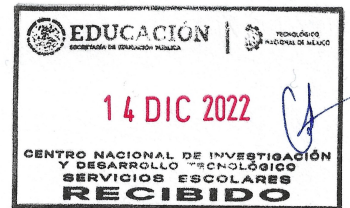
DRA. CLAUDIA CORTÉS GARCÍA  
Revisor 3

DR. JORGE BEDOLLA HERNÁNDEZ  
Revisor 4

c.c.p: 1 Departamento de Servicios Escolares  
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astoraga Zaragoza  
c.c.p: Expediente  
MASI /CHG



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos  
Tel. 01 (777) 3627770, ext. 1408, e-mail dim@cenidet.tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx







**EDUCACIÓN**  
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO  
NACIONAL DE MÉXICO

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico  
Subdirección Académica

Cuernavaca, Mor.,  
No. De Oficio:  
Asunto:

14/diciembre/2022  
SAC/182/2022  
Autorización de  
impresión de tesis

**M.C. MIGUEL ALBERTO DOMÍNGUEZ GURRIA**  
**CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR 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 **"ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL PROBLEMA DE CONTACTO EN DISIPACIÓN DE ENERGÍA EN UNIONES MECÁNICAS. ESTUDIO PARAMÉTRICO, EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO"**, 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.

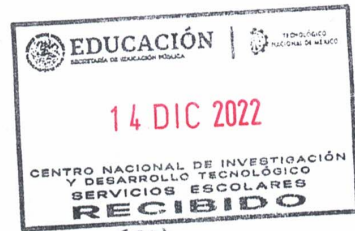
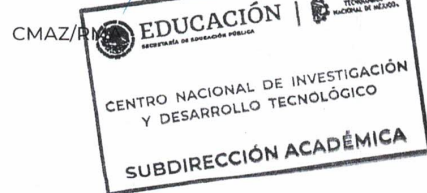
Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

**ATENTAMENTE**

**Excelencia en Educación Tecnológica®**  
"Conocimiento y tecnología al servicio de México"

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

C. c. p. Departamento de Ingeniería Mecánica  
Departamento de Servicios Escolares



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos  
Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104, e-mail: acad\_cenidet@tecnm.mx tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

*Recibo original*  
*14/12/2022*



**2022 Flores**  
Año de Magón  
PRECURSOR DE LA REVOLUCIÓN MEXICANA

*A Manuel Domínguez y Adriana Gurría, mis padres, mi ejemplo a seguir, mi apoyo incondicional y mis mejores amigos. Gracias por creer en mí y ser fuertes a mi lado...*

*A Adriana, mi hermana. Gracias por no dejarme perder en la oscuridad, por traer la luz en aquel difícil momento, por impulsarme a continuar a pesar de todo...*

*A mis abuelitas Victoria y Lucer, por creer siempre en mí, apoyarme y aconsejarme en todo momento...*

*A mis sobrinas Frida y Silvana, por siempre mostrar una perspectiva diferente de la vida, inocente y alegre...*

*A ti hermano mayor. Confiaste en mí en todo momento, te sentiste orgulloso, me apoyabas y cuidabas. Este logro es por ti y para ti, en donde quiera que estes, te extraño y extrañaré toda la vida. Gracias por todo...*

# Agradecimientos

*Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico y seguro médico otorgado durante mis estudios de posgrado.*

*Al Tecnológico Nacional de México - Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por todo el apoyo brindado durante mis estudios doctorales.*

*Al departamento de Ingeniería Mecánica, personal docente, administrativo y de servicios, por el apoyo brindado durante este tiempo.*

*A mis directores de tesis: Dr. Dariusz Szwedowicz y Dr. Eladio Martínez por sus enseñanzas, consejos, paciencia, su amistad y apoyo dentro y fuera del desarrollo de este trabajo.*

*A mis revisores: Dra. Claudia Cortés, Dr. Andrés Blanco, Dr. Jorge Bedolla, Dr. Wilberth Alcocer y Dr. Pedro Cruz, por su tiempo, buenos comentarios y sus valiosas aportaciones durante la revisión de este trabajo.*

*A mis amigos: Angelo Garibaldi, Jorge Ocampo, Ulises Rendón, Omar Paniagua y Julio Vergara por su apoyo, sincera y valiosa amistad, además de los ánimos brindados en los momentos difíciles.*

*A Ana, por el cariño brindado en todo momento, por el tiempo compartido, las vivencias juntos y el apoyo incondicional durante mi estancia doctoral. Eres parte especial en la culminación de este trabajo.*

*Especialmente a mis padres, Manuel Domínguez y Adriana Gurría, a mi hermana Adriana, mis abuelitas Victoria y Lucero, a mis sobrinas Frida y Silvana, por la unión, apoyo incondicional ante las adversidades, por estar siempre a mi lado. Este logro es de todos.*

*A ti hermano mayor, por ser mi motivación mas grande para finalizar este trabajo. Por confiar en mi siempre, cuidarme, por sentirte orgulloso de mi y mis logros, por animarme a continuar siempre.*



# Resumen

Diversos estudios se han realizado con el fin de determinar el rendimiento de los disipadores de energía propuestos por diferentes autores, analizando principalmente los bucles histeréticos de carga y descarga. De igual manera, los autores han buscado tener diseños simples, de fácil fabricación y económicos. Con base en lo anterior, se presenta la propuesta de diseño de un disipador pasivo de energía por fricción. El diseño del prototipo tiene como característica principal la implementación de elementos lámina como estructura, además de no requerir tornillos o resortes para la aplicación de la precarga. El estudio se realiza mediante modelado numérico utilizando el software de elemento finito Abaqus y pruebas experimentales. Los resultados obtenidos confirman la efectividad del disipador para la mitigación de cargas de impacto. De igual manera, se presenta una expresión con la cual se estima la cantidad de energía disipada por el dispositivo relacionando los parámetros geométricos que lo conforman. El disipador, mediante una de las configuraciones analizadas, presenta la capacidad de disipar 11 J de energía, siendo un diseño innovador y funcional.

# Abstract

Several studies have been carried out to determine the performance of the energy dissipators proposed by different authors, mainly analyzing the hysteretic loops of loading and unloading. Likewise, the authors have sought to have simple, easy to manufacture and economical designs. Based on the above, the design proposal of a passive frictional energy dissipator is presented. The main characteristic of the prototype design is the implementation of layer elements as structure, in addition to not requiring screws or springs for the application of the preload. The study is carried out by means of numerical modeling using the finite element software Abaqus and experimental tests. The results obtained confirm the effectiveness of the dissipator for the mitigation of impact loads. Likewise, an expression is presented with which the amount of energy dissipated by the device is estimated by relating the geometrical parameters that conform it. The dissipator, by means of one of the analyzed configurations, has the capacity to dissipate 11 J of energy, being an innovative and functional design.

# Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Cargas de impacto y técnicas de control . . . . .	1
1.2. Disipación de energía por medios pasivos . . . . .	3
1.3. Disipadores pasivos por fricción . . . . .	7
1.3.1. Amortiguador de fricción Pall (PFD) . . . . .	9
1.3.2. Conexión ranurada atornillada (SBC) . . . . .	10
1.3.3. Amortiguador de fricción Sumitomo (SFD) . . . . .	12
1.3.4. Sujeción disipadora de energía (EDR) . . . . .	13
1.3.5. Amortiguador de fricción cilíndrico (CFD) . . . . .	14
1.3.6. Disipadores varios . . . . .	14
1.4. Conclusión de la revisión bibliográfica . . . . .	17
1.5. Objetivos . . . . .	18
1.5.1. Objetivo general . . . . .	18
1.5.2. Objetivos específicos . . . . .	18
1.6. Alcances . . . . .	18
1.7. Estructura de la tesis . . . . .	18
<b>2. Elementos estructurales</b>	<b>20</b>
2.1. Elementos estructurales tipo viga . . . . .	21
2.2. Rigidez . . . . .	23
2.3. Teoría de vigas . . . . .	27
2.3.1. Teoría de viga tipo Euler-Bernoulli . . . . .	27
2.3.2. Teoría de viga tipo Timoshenko . . . . .	29
2.4. Modelado de vigas en elemento finito . . . . .	31
2.5. Apilamiento de elementos lámina . . . . .	35
<b>3. Contacto mecánico</b>	<b>39</b>
3.1. Modelos de contacto . . . . .	39

3.1.1.	Modelos de contacto Hertziano . . . . .	40
3.1.2.	Modelos de contacto no Hertziano . . . . .	43
3.2.	Fricción . . . . .	45
3.2.1.	Modelo de fricción de Coulomb . . . . .	47
3.3.	Fricción en ABAQUS . . . . .	48
3.3.1.	Fricción predeterminada (penalti) . . . . .	49
<b>4.</b>	<b>Diseño del disipador de energía</b>	<b>53</b>
4.1.	Método de diseño . . . . .	53
4.2.	Diseño conceptual . . . . .	54
4.2.1.	Elementos que conforman el disipador de energía . . . . .	55
4.3.	Análisis numérico de elementos que conforman el disipador . . . . .	59
4.3.1.	Análisis de deformación en vigas . . . . .	59
4.3.2.	Análisis de contacto . . . . .	63
4.3.3.	Análisis de fricción . . . . .	69
4.4.	Conclusiones del capítulo . . . . .	73
<b>5.</b>	<b>Discusión de resultados</b>	<b>76</b>
5.1.	Evaluación experimental cuasi-estática del disipador de energía . . . . .	76
5.1.1.	Prueba experimental bajo cargas cíclicas . . . . .	76
5.2.	Evaluación numérica cuasi-estática del disipador de energía . . . . .	80
5.2.1.	Modelo discreto . . . . .	81
5.2.2.	Estudio paramétrico bajo carga cíclica . . . . .	83
5.3.	Evaluación experimental dinámica del disipador de energía . . . . .	100
5.3.1.	Instrumentación de la máquina de impacto . . . . .	102
5.3.2.	Prueba experimental dinámica . . . . .	105
5.4.	Evaluación numérica dinámica del disipador de energía . . . . .	108
5.4.1.	Influencia de la masa de impacto en la disipación de energía por fricción . . . . .	111
5.5.	Variante del disipador de energía . . . . .	113
5.5.1.	Modelo discreto dinámico . . . . .	114
5.6.	Posibles aplicaciones . . . . .	119
5.6.1.	Primer caso de estudio: barrera de contención . . . . .	119
5.6.2.	Segundo caso de estudio: trabajo en alturas . . . . .	122
5.7.	Conclusiones del capítulo . . . . .	126



<b>6. Conclusiones</b>	<b>128</b>
<b>A. Variantes de amortiguadores de fricción</b>	<b>148</b>
<b>B. Planos técnicos</b>	<b>154</b>
<b>C. Solicitud de patente</b>	<b>163</b>

# Índice de tablas

1.1. Clasificación de los métodos de control (Harris & Piersol, 1962) . . . . .	2
1.2. Características de los sistemas de amortiguamiento (Estrada, 2015) . . . . .	6
1.3. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee <i>et al.</i> , 2021). . . . .	15
1.4. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee <i>et al.</i> , 2021). . . . .	16
2.1. Comparación de elementos tipo shell . . . . .	32
2.2. Comparación de elementos tipo sólido . . . . .	34
3.1. Bancos de prueba para el estudio del fenómeno de fricción. . . . .	51
3.2. Bancos de prueba para el estudio del fenómeno de fricción (continuación). . . . .	52
4.1. Resultados obtenidos de fuerza normal y presión máxima de contacto para el caso de estudio . . . . .	64
4.2. Comparación de resultados de la presión máxima de contacto para cada tamaño de malla analizado con respecto a valor teórico . . . . .	69
4.3. Energía disipada para coeficiente de fricción analizado . . . . .	73
5.1. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 (Akram <i>et al.</i> , 2018) . . . . .	77
5.2. Energía disipada para cada uno de los anchos analizados . . . . .	91
5.3. Energía disipada para cada espesor analizado . . . . .	92
5.4. Energía disipada para los desplazamientos analizados . . . . .	93
5.5. Energía disipada para cada precarga analizada . . . . .	95
5.6. Energía disipada para los materiales analizados . . . . .	97
5.7. Energía disipada para los valores de separación analizados . . . . .	100
5.8. Características del sensor GP2YOA21KOF . . . . .	104
5.9. Propiedades mecánicas del acero general A36 (Khalili <i>et al.</i> , 2005) . . . . .	109
5.10. Comparación de desplazamiento numérico y analítico para las tres masas . . . . .	112

5.11. Energía disipada para diferentes precargas iniciales . . . . .	117
5.12. Energía disipada para diferente número de láminas apiladas . . . . .	119
5.13. Primer nivel de contención (NOM-037-SCT, 2020). . . . .	120
A.1. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021). . . . .	149
A.2. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021). . . . .	150
A.3. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021). . . . .	151
A.4. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021). . . . .	152
A.5. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021). . . . .	153

# Índice de figuras

1.1. Ejemplo de colisión de dos cuerpos . . . . .	2
1.2. Clasificación de disipadores de energía (Faculty & Fulfillment, 2005) . .	3
1.3. Comparación de disipadores por fricción con otros tipos de disipadores pasivos (Symans <i>et al.</i> , 2008). . . . .	5
1.4. Representación gráfica del número de publicaciones revisadas frente al año de estudio (Jaisee <i>et al.</i> , 2021). . . . .	7
1.5. Esquema típico del PFD (Pall <i>et al.</i> , 1993). . . . .	8
1.6. Amortiguador de fricción IPFD, donde: a) Esquema del IPFD y b) Funcionamiento del IPFD (Wu <i>et al.</i> , 2005). . . . .	9
1.7. Vista explosionada del SBC (FitzGerald <i>et al.</i> , 1989). . . . .	10
1.8. Conexión de fricción simétrica (SFC) (Khoo H, <i>et al.</i> , 2015). . . . .	11
1.9. Disipador de energía AFC, donde: esquema AFC (a), aplicación (b), (Yeung S <i>et al.</i> , 2013). . . . .	12
1.10. Vista de sección del amortiguador de fricción Sumitomo (I. D. Aiken Kelly, 1990). . . . .	13
1.11. Detalle del EDR con vistas externas e internas (Nims <i>et al.</i> , 1993). . .	13
1.12. Ensamble del CFD (Mirtaheri <i>et al.</i> , 2011). . . . .	14
2.1. Vigas con diferentes tipos de fijaciones, donde: a) simplemente apoyada, b) empotrada y c) viga en voladizo (Norton, 2011). . . . .	22
2.2. Implicación del principio de rigidez, donde: a) Pequeños desplazamientos y b) Geometría deformada. . . . .	23
2.3. Caso de una viga en voladizo, donde: a) Condiciones de frontera y b) Curva elástica. . . . .	24
2.4. Caso de una viga doblemente apoyada, donde: a) Condiciones de frontera y b) Curva elástica. . . . .	25
2.5. Caso de una viga doblemente empotrada, donde: a) Condiciones de frontera y b) Curva elástica. . . . .	26



2.6. Viga convencional de Euler-Bernoulli (Ibáñez, 2019).	28
2.7. Convenio de signos para la tensión $\sigma_x$ y el momento flector $M$ (Ibáñez, 2019).	29
2.8. Giro de la sección normal a la fibra media	30
2.9. Comparación de los tipos de elemento a modelar (Dassault Systemes Simulia Corp., Providence, RI, 2010)	32
2.10. Puntos de integración para distintos elementos tipo <i>shell</i> (Dassault Systemes Simulia Corp., Providence, RI, 2010)	33
2.11. Esquema de un muelle de ballestas (Leso <i>et al.</i> , 2012)	36
2.12. Resorte de hojas múltiples aproximado por un trapecoide (Spotts, 2004)	38
2.13. Coeficiente $K_1$ para la deformación de un resorte trapecial (Spotts, 2004)	38
3.1. Ejemplo ilustrativo de contacto conforme y no conforme.	40
3.2. Casos generales de contacto (Norton, 2011).	41
3.3. Contacto puntual entre elementos esféricos de radios distintos.	41
3.4. Contacto lineal entre elementos cilíndricos de radios distintos.	42
3.5. Contacto lineal entre un cuerpo cilíndrico y un plano.	43
3.6. Contacto entre indentador rígido plano sobre un plano elástico (Johnson, 1985).	44
3.7. Esquema de fricción (Popov, 2010).	46
3.8. Clasificación de los modelos de fricción (Popov, 2010).	46
3.9. Comportamiento friccionante (Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, 2010).	48
3.10. Formulación penalti (Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, 2010).	49
4.1. Metodología de diseño del disipador de energía	54
4.2. Esquema del ensamble del disipador de energía sin pernos, donde: 1) Elemento móvil, 2) Elemento de fricción, 3) Lámina de fricción y 4) Base de sujeción.	55
4.3. Condiciones de frontera de la viga en voladizo.	55
4.4. Precarga mediante la deformación de la viga en voladizo	56
4.5. Esquema del disipador de energía	56
4.6. Esquema del funcionamiento del disipador de energía	57
4.7. Condiciones de frontera del modelo discreto con vigas apiladas	60

4.8. Estatus del contacto para el apilamiento de vigas, donde: a) Primera viga, b) Segunda viga y c) Tercera viga . . . . .	60
4.9. Esquema de posición de los nodos a monitorear en el modelo discreto . . . . .	61
4.10. Desplazamiento nodal en las vigas apiladas . . . . .	62
4.11. Cambio de rigidez a flexión con respecto a la longitud de las vigas . . . . .	63
4.12. Condiciones de frontera del modelo discreto . . . . .	64
4.13. Modelos discretos con diferentes tamaños de elemento, donde: a) elementos de 2 mm, b) elementos de 1 mm, c) elementos de 0.5 mm y d) elementos de 0.25 mm . . . . .	65
4.14. Comparación de resultados de la fuerza normal para cada tamaño de malla analizado . . . . .	66
4.15. Comparación de resultados de la presión máxima de contacto para cada tamaño de malla analizado . . . . .	67
4.16. Modelos discretos con diferentes tamaños de elemento, donde: a) elementos de 0.4 mm, b) elementos de 0.3 mm, c) elementos de 0.2 mm y d) elementos de 0.1 mm . . . . .	67
4.17. Comparación de resultados de la fuerza normal para cada tamaño de malla analizado . . . . .	68
4.18. Vista de extrucción del elemento cilíndrico para diferentes tamaños de malla (Cpress en MPa), donde: a) 0.4 mm, b) 0.3 mm, c) 0.2 mm y d) 0.1 mm . . . . .	69
4.19. Condiciones de frontera del modelo discreto . . . . .	70
4.20. Etapas del modelado numérico, donde: a) Etapa previa a la simulación, b) Etapa de precarga del sistema, c) Etapa de desplazamiento y d) Etapa de desplazamiento en sentido opuesto . . . . .	70
4.21. Modelos discretos con diferentes tamaños de elemento, donde: a) elementos de 0.4 mm, b) elementos de 0.6 mm y c) elementos de 0.8 mm . . . . .	71
4.22. Comparación de resultados para cada tamaño de malla . . . . .	71
4.23. Comparación de resultados para distintos coeficientes de fricción . . . . .	72
5.1. Montaje del sistema para prueba experimental bajo carga cíclica . . . . .	77
5.2. Esfuerzo máximo en la lámina con respecto al desplazamiento del sistema . . . . .	78
5.3. Ciclo de fuerza con respecto al tiempo para una velocidad de 5 mm/s . . . . .	79
5.4. Ciclos histeréticos para una velocidad de 5 mm/s . . . . .	79

5.5. Comparación de resultados experimentales para distintas velocidades de desplazamiento . . . . .	80
5.6. Condiciones de frontera del modelo discreto . . . . .	81
5.7. Etapas del modelado numérico, donde: a) Etapa previa a la simulación, b) Etapa de precarga del sistema, c) Etapa de desplazamiento y d) Etapa de desplazamiento en sentido opuesto . . . . .	82
5.8. Comparación de resultado numérico y experimentales . . . . .	82
5.9. Formas geométricas analizadas, donde: a) Vista frontal de elemento cilíndrico, b) Vista isométrica de elemento cilíndrico, c) Vista frontal de elemento esférico, d) Vista isométrica de elemento esférico. . . . .	84
5.10. Disipación de energía para diferentes formas geométricas. . . . .	84
5.11. Longitud del elemento cilíndrico de fricción, donde: a) Corto, b) Medio, c) Largo. . . . .	85
5.12. Ciclo de histéresis para las longitudes analizadas . . . . .	86
5.13. Secciones transversales de viga, donde: a) Circular, b) Cuadrada, c) Rectangular . . . . .	87
5.14. Ciclo de histéresis para diferente sección transversal . . . . .	88
5.15. Esfuerzo máximo a flexión de la viga para cada ancho analizado . . . . .	89
5.16. Esfuerzo máximo a flexión de la viga para cada espesor analizados . . . . .	89
5.17. Energía disipada para cada uno de los anchos analizados . . . . .	90
5.18. Energía disipada para cada uno de los espesores analizados . . . . .	91
5.19. Ciclo de histéresis para diferentes carreras de desplazamiento . . . . .	93
5.20. Esfuerzo máximo para cada una de las precargas analizadas . . . . .	94
5.21. Ciclo de histéresis para diferentes precargas en el sistema . . . . .	95
5.22. Ciclo de histéresis para los materiales analizados . . . . .	97
5.23. Ciclo de histéresis para los casos analizados de apilamiento . . . . .	98
5.24. Condiciones de frontera del modelo para el caso de separación entre láminas . . . . .	99
5.25. Ciclo de histéresis para el caso de separación entre láminas . . . . .	99
5.26. Esquema de máquina de impacto . . . . .	102
5.27. Adquisidor de datos Kistler 5165A4 . . . . .	103
5.28. Sensor de desplazamiento óptico modelo GP2Y0A21YK0F . . . . .	103
5.29. Sistema de montaje para calibración del sensor óptico de desplazamiento	104
5.30. Curva de tendencia del sensor óptico de desplazamiento . . . . .	105

5.31. Montaje de disipador de energía en máquina de impacto . . . . .	106
5.32. Prueba experimental de impacto, donde: a) Posición inicial del disipador y b) Posición final del disipador (posterior al impacto)	107
5.33. Desplazamiento del sistema consecuente al impacto . . . . .	108
5.34. Esquema del modelo dinámico . . . . .	109
5.35. Primera etapa del modelo, donde: a) Sistema sin precarga y b) Sistema precargado . . . . .	110
5.36. Segunda etapa del modelo, donde: a) Posición del sistema precargado previo al impacto y b) Posición final consecuente al impacto . . . . .	110
5.37. Desplazamiento del elemento móvil consecuente al impacto . . . . .	111
5.38. Desplazamiento del elemento móvil consecuente al impacto para cada masa analizada . . . . .	112
5.39. Esquema del ensamble de la variación del disipador de energía sin pernos.	113
5.40. Condiciones de frontera del modelo discreto para la variante del disipador	114
5.41. Etapas del modelado numérico, donde: a) Etapa previa a la simulación, b) Etapa de precarga del sistema, c) Etapa de desplazamiento, d) Etapa de desplazamiento en sentido opuesto y e) Posición final . . . . .	115
5.42. Comparación de resultados numéricos para cada una de las láminas del disipador . . . . .	116
5.43. Ciclo de histéresis para diferentes precargas iniciales . . . . .	117
5.44. Ciclo de histéresis para los diferentes casos analizados . . . . .	118
5.45. Ejemplo de disipador de impacto para contención vehicular, donde: a) Disipador de impacto vehicular y b) Esquema de ubicación de disipador de impacto (NOM-037-SCT, 2020). . . . .	120
5.46. Condiciones de frontera del modelo discreto . . . . .	121
5.47. Energía disipada con respecto al desplazamiento . . . . .	122
5.48. Sistema de seguridad anti caídas (Goh & Wang, 2015) . . . . .	123
5.49. Condiciones de frontera del modelo discreto del caso de estudio . . . . .	125
5.50. Desplazamiento necesario para disipar el 100 % de la energía de impacto	125



# 1

## CAPÍTULO

# Introducción

En la mayoría de las actividades humanas, las cargas de impacto son consideradas perjudiciales, provocando efectos nocivos para sistemas mecánicos y mortales para la vida humana. En consecuencia, una disminución de la vida útil en máquinas y mecanismos se acrecienta. Por otra parte, grandes pérdidas son reportadas anualmente alrededor del orbe de procesos industriales y manejo de mercancías frágiles. En este sentido, contar con dispositivos que permitan tener el control de las cargas dinámicas se vuelve importante, especialmente cuando son diseñados a partir de medios de disipación de energía del tipo pasivo, siendo los de fricción altamente preferidos como dispositivos de disipación debido a su simplicidad, fiabilidad y máxima disipación de energía como resultado de la generación de bucles histeréticos.

## 1.1 Cargas de impacto y técnicas de control

Un impacto ocurre cuando dos o más cuerpos colisionan (ver Figura 1.1), provocando fuerzas relativamente grandes en periodos muy cortos. Al igual que la fuerza, la posición, velocidad o aceleración son abruptamente modificadas provocando un estado transitorio en el sistema. Se considera que una fuerza es de impacto si su periodo de tiempo en acción es corto, comparado con el periodo fundamental de la estructura que recibe la carga (de Silva, 2005). Las cargas de impacto producen efectos indeseables en los sistemas y sus componentes, como lo son deformaciones locales, vibraciones, ruido, calor, etc.



Figura 1.1. Ejemplo de colisión de dos cuerpos

El estudio del fenómeno de impacto puede centrarse en el daño ocasionado por la carga, lo cual requiere un análisis bajo cargas a alta velocidad, o diseño para la absorción de energía. La inhibición del efecto negativo de las cargas de impacto se obtiene mediante la implementación de métodos de control. Estas se pueden clasificar en eliminación de la fuente, aislamiento y reducción de la respuesta del sistema, como se aprecia en la Tabla 1.1 (Harris & Piersol, 1962).

Tabla 1.1. Clasificación de los métodos de control (Harris & Piersol, 1962)

Método	Reducción del origen	Aislamiento	Reducción de la respuesta
Posibles Soluciones	Balanceo de masas	Aislamiento del origen	Alteración de la frecuencia natural
	Balanceo de fuerzas electromagnéticas	Aislamiento del equipo	Masa auxiliar
	Control de claros		Disipación de energía

Con respecto al método de reducción de la respuesta en el sistema, existen mecanismos cuya implementación ayuda en la disipación de la energía, los cuales se clasifican a partir del consumo de energía de operación en, control activo, control pasivo y un tercer tipo denominado semiactivo, el cual, es una

hibridación de los dos primeros (Agarwal, 2005). En la Figura 1.2 se presenta la clasificación de las estrategias de control a partir de la cantidad de energía que requiere para su funcionamiento.

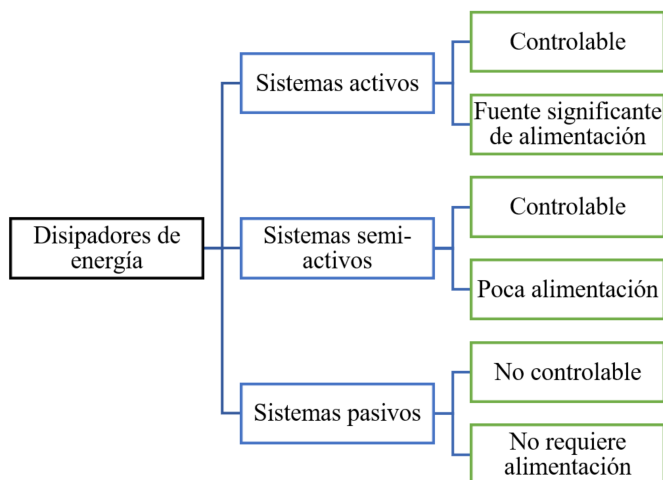


Figura 1.2. Clasificación de disipadores de energía (Faculty & Fulfillment, 2005)

## 1.2 Disipación de energía por medios pasivos

El propósito de la incorporación de dispositivos de disipación pasiva de energía en una estructura es el de absorber o consumir una porción importante de la energía entrante al sistema, reduciendo el posible daño estructural y degradación de la resistencia (Mayorga, 2011).

En general, estos sistemas se caracterizan por su capacidad de mejorar la disipación de energía en los sistemas estructurales en los que se instalan. Este efecto puede lograrse mediante la conversión de energía cinética en calor o mediante la transferencia de energía entre modos de vibración. El primer método incluye dispositivos que operan según principios como deslizamiento por fricción, la cedencia de metales, deformación de sólidos o fluidos viscoelásticos. El segundo método incluye osciladores suplementarios que actúan como absorbedores dinámicos.

Los sistemas pasivos se basan en diversos mecanismos de disipación de energía, tales como fricción, comportamiento viscoelástico, viscoso y deformación plástica. Factores como la geometría, propiedades del material y magnitud de la carga a la que se somete son de relevancia para el análisis de los sistemas pasivos de absorción de impacto. Un control pasivo no requiere energía de entrada para su funcionamiento, y su sistema de disipación de energía está basado únicamente en sistemas mecánicos o amortiguamiento propio del material (Datta, 2003).

Para sistemas amortiguadores, el ciclo fuerza-desplazamiento genera una curva denominada de histéresis. La forma de la curva de histéresis se modifica por características inerciales y elásticas, así como de condiciones de cargas conservativas. Para cada mecanismo de disipación de energía existe una curva de histéresis característica.

La energía disipada por ciclo armónico se calcula a partir de la integración del área contenida en la gráfica fuerza-desplazamiento. Teóricamente, los sistemas de amortiguamiento son estudiados mediante la utilización de modelos físicos simplificados. Tales modelos se basan en la implementación de componentes mecánicos como resortes, amortiguadores viscosos y pares friccionantes en forma individual o combinada.

La comparación del amortiguador de fricción pasivo con otros dispositivos pasivos de disipación de energía muestra que, el amortiguador de fricción en seco posee un bucle histérico relativamente mayor que sus homólogos, lo que significa que puede disipar más energía por ciclo que los de otros dispositivos. Además, su rendimiento no se ve afectado por la temperatura ambiental. Un problema del amortiguador de fricción es su comportamiento altamente no lineal, lo que hace que su análisis sea complejo. En la Figura 1.3 se presenta una comparación del amortiguador pasivo de fricción seca con otros dispositivos pasivos de disipación de energía (Symans *et al.*, 2008).

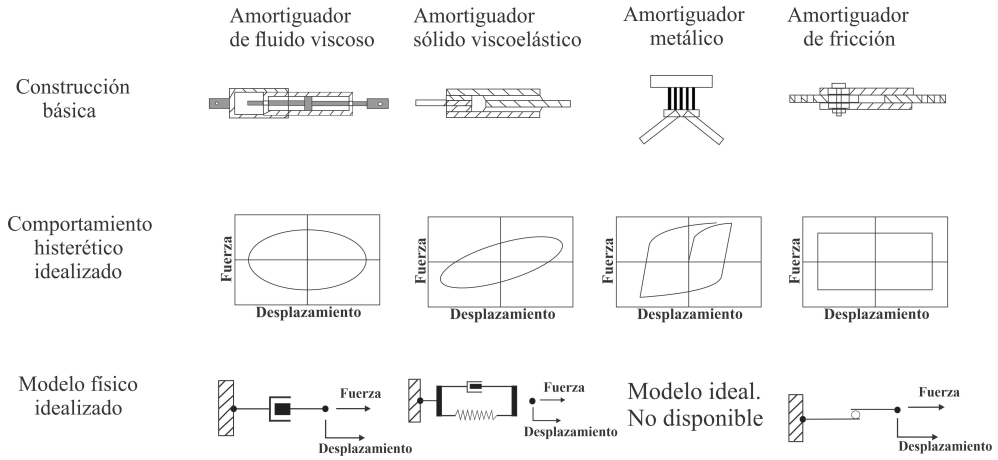


Figura 1.3. Comparación de disipadores por fricción con otros tipos de disipadores pasivos (Symans *et al.*, 2008).

En la Figura 1.3 se presentan los comportamientos histeréticos idealizados para los diferentes disipadores pasivos. En ella se observa que, para un amortiguador que emplea fluido, el comportamiento tiende a una forma geométrica ovalada. El amortiguador que emplea un elemento viscoelástico para la disipación de energía, también presenta una forma geométrica ovalada, sin embargo, presenta una inclinación con respecto al amortiguador viscoso.

La forma geométrica característica del amortiguador elástico tiende a ser un paralelogramo. Con respecto al amortiguador por fricción, los diseños buscan una forma rectangular en el ciclo histerético, lo que indica una fuerza de fricción constante durante el ciclo.

Con el objetivo de estudiar las características y desempeño de los diferentes medios de disipación de energía, diversos trabajos han sido desarrollados (Xu, 2007), (Mahmoudi & Abdi, 2012). Un resumen de las principales ventajas y desventajas se presentan en la Tabla 1.2 (Estrada, 2015).

Tabla 1.2. Características de los sistemas de amortiguamiento (Estrada, 2015)

	Amortiguador viscoso	Amortiguador viscoelástico	Amortiguador metálico	Amortiguador por fricción
<b>Ventajas</b>	<p>Sensible a desplazamientos pequeños (0.025 mm).</p> <p>No añaden rigidez a la estructura. Al no añadir rigidez al sistema, la frecuencia natural no se altera.</p> <p>Habilidad de guardar y disipar energía.</p>	<p>Proveen fuerza de restauración.</p> <p>Activación a bajos desplazamientos.</p> <p>La absorción de energía oscila entre un 80-90 % del total de la energía de deformación.</p> <p>Empleo no limitado a una sola dirección.</p>	<p>Comportamiento histerético estable.</p> <p>No presenta sensibilidad a cambios de temperatura ambiental.</p> <p>Respuesta insensible al número de ciclos de carga (sin efectos de fatiga).</p>	<p>Gran capacidad de disipación de energía por ciclo.</p> <p>Fuerza de fricción controlable.</p>
<b>Desventajas</b>	<p>Dependiente de la temperatura.</p> <p>Durante periodos cíclicos, los sellos presentan deterioro.</p>	<p>Propiedades dependientes de la temperatura y la frecuencia.</p> <p>Capacidad limitada de deformación.</p> <p>Posibilidad de falla del material.</p>	<p>Deformación plástica, después de ser activados.</p> <p>Comportamiento no lineal.</p>	<p>La energía disipada es solo proporcional al desplazamiento.</p> <p>Dependencia del coeficiente de fricción y condiciones de deslizamiento.</p>

La disipación por fricción es ampliamente usada para extraer energía cinética de un cuerpo en movimiento. Características como efectividad, disponibilidad y bajo costo, han garantizado su aplicación satisfactoria por años dentro de la mecánica estructural, (Pasquin *et al.*, 2004). La tendencia de estudio de los disipadores pasivos de energía se presenta en la Figura 1.4, en la cual, se ilustra que la popularidad de los amortiguadores de fricción ha ido en

aumento desde que se introdujo en la ingeniería civil hace cuatro décadas (Jaisee *et al.*, 2021).

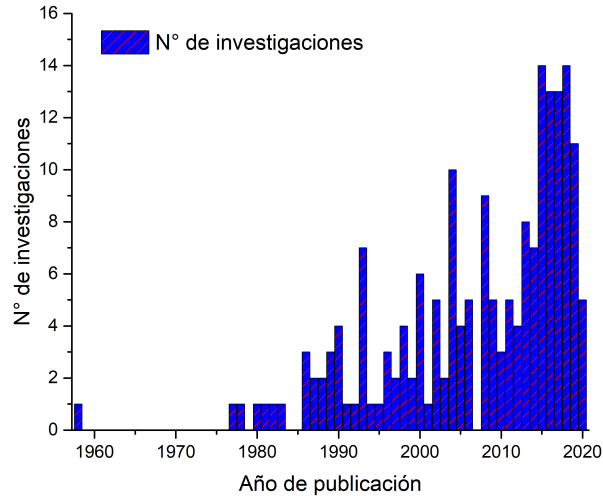


Figura 1.4. Representación gráfica del número de publicaciones revisadas frente al año de estudio (Jaisee *et al.*, 2021).

### 1.3 Disipadores pasivos por fricción

Las estructuras e infraestructuras de ingeniería civil son intrínsecamente vulnerables a las cargas excepcionales relacionadas con las catástrofes naturales, principalmente terremotos, tsunamis, vientos fuertes e inundaciones. En consecuencia, uno de los principales retos en el campo de la ingeniería estructural durante las últimas décadas ha sido conceptualizar, desarrollar e implementar sistemas de protección eficaces para mitigar dicha vulnerabilidad, y mejorar la robustez y resistencia estructural (De Domenico *et al.*, 2020).

La fricción es un método factible de amortiguamiento para sistemas en condiciones de trabajo extremas (Contreras *et al.*, 2009). Estos dispositivos pueden caracterizarse mediante su amplitud de desplazamiento y la fuerza requerida para el desplazamiento. Para crear fuerzas de fricción, puede utilizarse una variedad de mecanismos, incluyendo deslizamiento o torsión

entre superficies de metal (Amateco, 2007).

El principio básico del funcionamiento en la disipación de energía está basado a partir del movimiento relativo entre dos cuerpos o superficies. Este concepto ha inspirado el diseño de dispositivos friccionantes como el amortiguador de fricción Pall mostrado en la Figura 1.5 (Pall *et al.*, 1993).

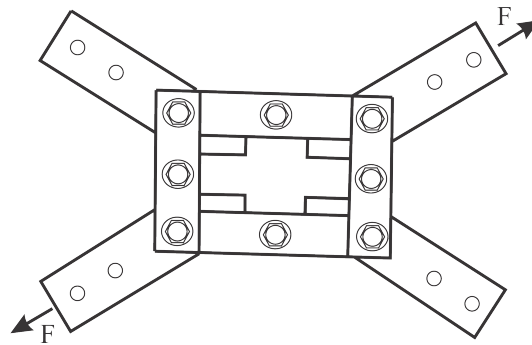


Figura 1.5. Esquema típico del PFD (Pall *et al.*, 1993).

Una aproximación razonable del comportamiento de los amortiguadores friccionantes está dado por el modelo idealizado de fricción de Coulomb descrito en la Ec. 1.1. En este modelo, la fuerza de fricción ( $F_f$ ) es independiente del área de contacto, siempre opuesta al movimiento relativo y proporcional a la fuerza normal de contacto ( $N$ ). Adicionalmente, un coeficiente de rozamiento ( $\mu$ ) debe ser especificado.

$$F_f = \mu N \quad (1.1)$$

En la literatura existe información sobre la evolución de los disipadores pasivos de fricción, esto debido a que hay mejoras continuas sobre los mismos disipadores o propuestas nuevas, las cuales pretenden resolver las necesidades que van suscitándose en los diferentes campos de la ingeniería. A continuación, se presenta el avance a través del tiempo de algunos de los principales dispositivos de disipación de energía por fricción.



### 1.3.1. Amortiguador de fricción Pall (PFD)

Una idea innovadora para amortiguar una estructura a través de la fricción fue introducida por primera vez por Pall *et al.*, (1980), denominada PFD por sus siglas en inglés (Pall Frictional Damper). Los autores idearon las uniones atornilladas de deslizamiento limitado para disipar energía, realizando pruebas estáticas y dinámicas para determinar que el sistema posee un comportamiento de fricción repetible y predecible. Encontraron experimentalmente que la respuesta histórica de las juntas de fricción deslizantes eran muy predecibles, consistentes, eficientes, casi de forma rectangular, y su desvanecimiento era insignificante, incluso a lo largo de ciclos de carga consecutivos.

Para mejorar el PFD, Wu *et al.*, (2005), sustituyeron la placa central de forma cruciforme con forma T para facilitar el análisis, la fabricación y el montaje, denominando la mejora como IPFD (ver Figura 1.6), por sus siglas en inglés (Improved Pall Frictional Damper). El IPFD resultó ser relativamente más barato y sencillo de analizar, con respecto al PFD. En general, aunque el IPFD reproduce el comportamiento mecánico del PFD, posee ventajas adicionales, como la simplicidad en el análisis, la reducción de costos de fabricación y facilidad de montaje.

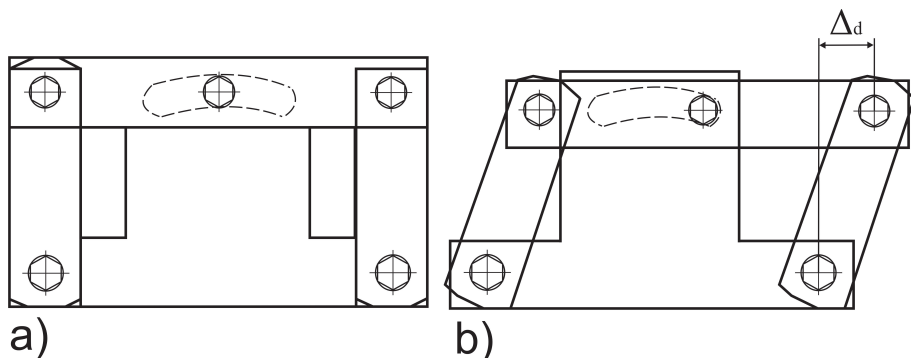


Figura 1.6. Amortiguador de fricción IPFD, donde: a) Esquema del IPFD y b) Funcionamiento del IPFD (Wu *et al.*, 2005).

### 1.3.2. Conexión ranurada atornillada (SBC)

Aunque el PFD era una buena alternativa para la disipación de energía, su resistencia a la carga era relativamente baja (Filiatrault & Cherry, 1987), además de requerir un trabajo de precisión para su fabricación. Por lo tanto, para evitar esas deficiencias, FitzGerald *et al.*, (1989), propusieron un diseño simplificado para la amortiguación por fricción, denominado conexión atornillada ranurada (SBC por sus siglas en inglés), como se muestra en la Figura 1.7. La propuesta funcionaba mediante el deslizamiento de una placa de refuerzo de canal sobre una placa de refuerzo interconectada por pernos de alta resistencia con arandelas (resorte Belleville) para ajustar la tensión de los pernos.

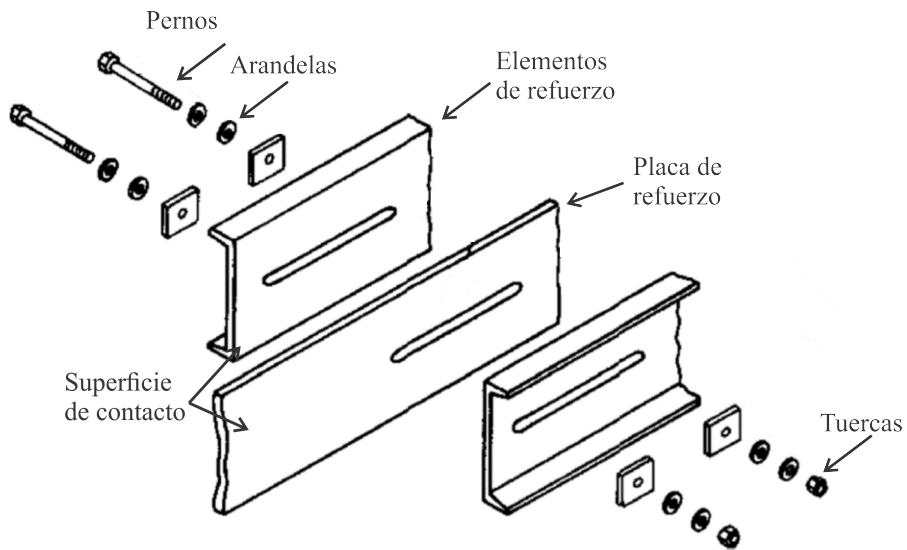


Figura 1.7. Vista explosionada del SBC (FitzGerald *et al.*, 1989).

Para mejorar el SBC, Lukkunaprasit *et al.*, (2004), investigaron el efecto del deterioro del impacto de los pernos en el SBC, realizando un análisis dinámico no lineal. Los autores encontraron más de un 50 % de pérdida en la fuerza de fricción después de que el amortiguador se deslizara 4 mm más allá de su límite de ranura. Para resolver este problema, añadieron una restricción en el SBC, esto mejoró significativamente el rendimiento, incluso en el peor de los casos analizados.

La conexión de fricción simétrica (SFC) mostrado en la Figura 1.8, es un tipo de SBC que consiste en la placa principal (con agujeros ranurados), dos calzas de latón, dos placas exteriores y pernos de alta resistencia (Khoo H, *et al.*, 2015). Grigorian C, *et al.*, (1993) llevaron a cabo varias pruebas sobre el SFC para entender el comportamiento de la fricción entre las superficies de acero dulce que se deslizan, así como las superficies de acero dulce y latón, y se encontró que poseen características estables y repetibles bajo la carga cíclica. Otros investigadores (Kim H & Christopoulos C, 2008), (MacRae GA, *et al.*, 2010) han estudiado el comportamiento de la fricción de diferentes materiales como el aluminio, el acero inoxidable y las almohadillas de línea de rotura.

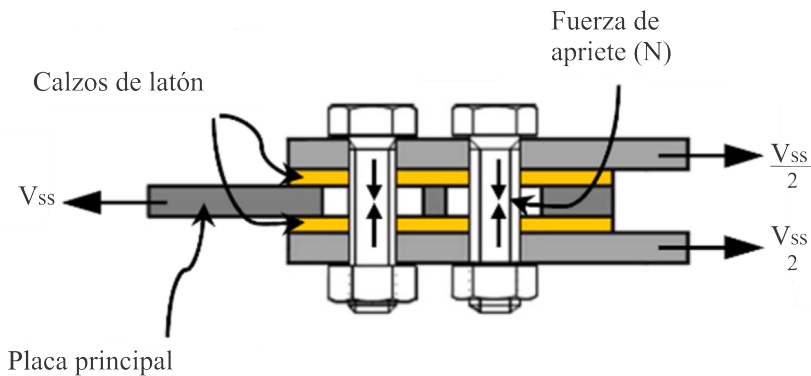


Figura 1.8. Conexión de fricción simétrica (SFC) (Khoo H, *et al.*, 2015).

La conexión de fricción asimétrica (AFC, por sus siglas en inglés) mostrado en la Figura 1.9, es otro tipo de SBC, que es una conexión a cortante de doble vuelta atornillada que disipa la energía sísmica a través de la fuerza de fricción generada por el deslizamiento entre diferentes superficies (Khoo HH, *et al.*, 2012). El AFC es un componente importante, el cual se instala en la brida inferior de la junta de bisagra deslizante (una conexión viga-pilar de bajo daño para el marco de resistencia al momento). Originalmente, Clifton CG en 2005 propuso el AFC y fue desarrollado posteriormente por varios estudiosos (MacRae *et al.*, 2010), (Ramhormozian S *et al.*, 2017), (Chanchi G *et al.*, 2015), (Yeung S *et al.*, 2013), (Borzouie J *et al.*, 2015), (Santos AF *et al.*, 2019). El AFC instalado en el SHJ consiste en

cuñas, cala, placa de cubierta, pernos de alta resistencia y brida inferior de la viga. Aquí, la fricción se genera debido al deslizamiento entre la brida inferior de la viga y la calza superior, la cala y la calza inferior (Yeung S *et al.*, 2013).

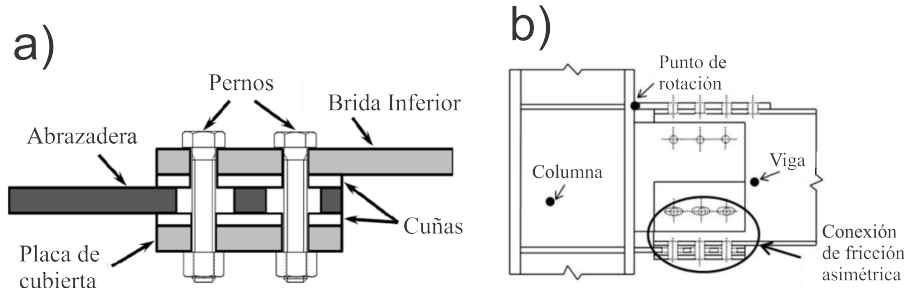


Figura 1.9. Disipador de energía AFC, donde: esquema AFC (a), aplicación (b), (Yeung S *et al.*, 2013).

### 1.3.3. Amortiguador de fricción Sumitomo (SFD)

Un diseño más complejo en la disipación por fricción ha sido adoptado por el amortiguador de fricción de Sumitomo (SFD, por sus siglas en inglés), mostrado en la Figura 1.10, diseñado y fabricado por Sumitomo Metal Industries (Aiken & Kelly, 1990). El amortiguador se compone de cuñas interiores, cuñas exteriores, cilindro exterior, almohadillas de fricción y resortes de copa (resortes de arandela Belleville). Funciona mediante la aplicación de la fuerza normal generada por los resortes comprimidos, que disparan la serie de cuñas contra la superficie de contacto de la almohadilla de fricción, la cual, está compuesta de aleación de cobre con insertos de grafito. Aiken & Kelly, (1990) realizaron pruebas en mesas de vibración con y sin el amortiguador; como resultado, encontraron que el amortiguador es extremadamente estable y repetible en la generación de bucles histeréticos rectangulares independientemente de la frecuencia y amplitud de la carga, el número total de ciclos y la temperatura del entorno.

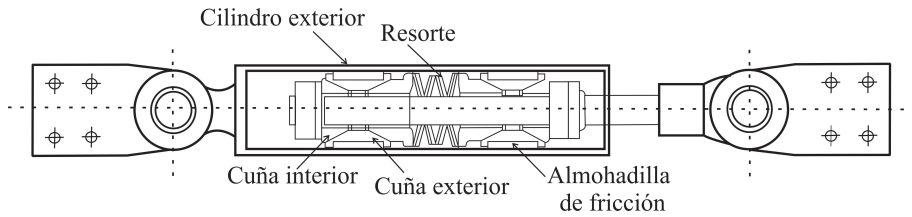


Figura 1.10. Vista de sección del amortiguador de fricción Sumitomo (I. D. Aiken Kelly, 1990).

### 1.3.4. Sujeción disipadora de energía (EDR)

El dispositivo de disipación de energía (EDR, por sus siglas en inglés), mostrado en la Figura 1.11, se desarrolló inicialmente para proteger los sistemas de tuberías utilizados en centrales nucleares (I. Aiken *et al.*, 1993). Está compuesto por cuñas de compresión y fricción, muelles, componentes de parada interna y el cilindro; funciona por fricción de deslizamiento dentro de un rango específico de movimiento predeterminado, y el movimiento se restringe más allá del final del movimiento mediante el uso de toques internos (Nims *et al.*, 1993). El dispositivo presenta dos características únicas: la fuerte capacidad de autocentrado y la fuerza de fricción proporcional al desplazamiento.

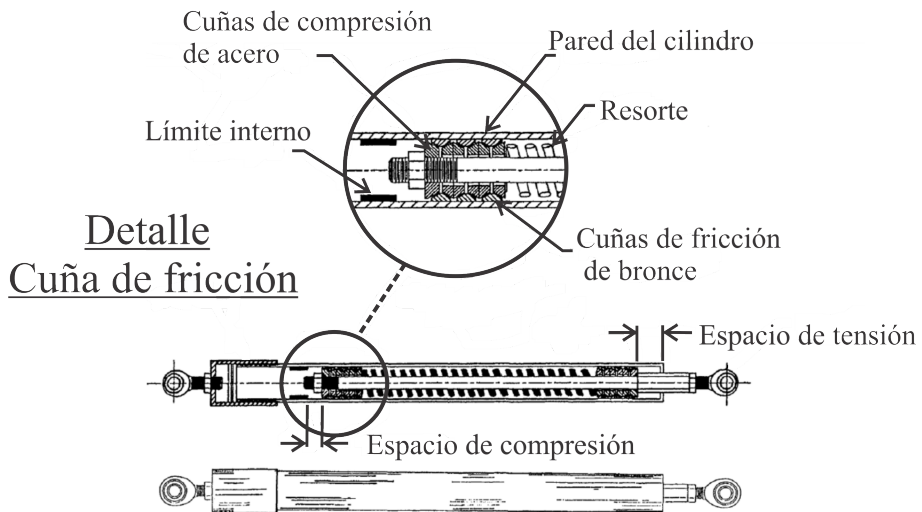


Figura 1.11. Detalle del EDR con vistas externas e internas (Nims *et al.*, 1993).

### 1.3.5. Amortiguador de fricción cilíndrico (CFD)

Una propuesta innovadora para disipar energía sísmica mediante el encogimiento de un cilindro y eje, fue desarrollada por Mirtaheri et al., (2011). Ellos propusieron un amortiguador de fricción denominado Amortiguador Cilíndrico de Fricción (CFD, por sus siglas en inglés), mostrado en la Figura 1.12. El amortiguador fue sometido a cincuenta ciclos completos de desplazamiento, mostrando que la carga no se degradó a consecuencia del uso riguroso, lo que implica un buen comportamiento a largo plazo del sistema.

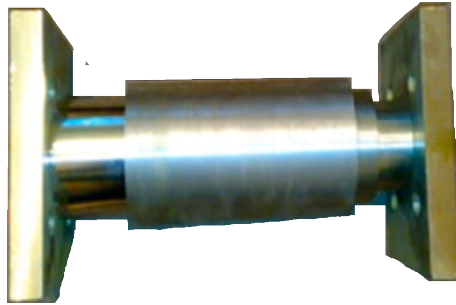


Figura 1.12. Ensamble del CFD (Mirtaheri *et al.*, 2011).

### 1.3.6. Disipadores varios

Además de los amortiguadores de fricción en seco mencionados anteriormente, ha habido muchos otros tipos innovadores de dispositivos de disipación de energía por fricción pasiva, como el amortiguador de fricción con superficie de arco (AFD) (Wang G *et al.*, 2017), el amortiguador de fricción múltiple (MFD) (Martínez CA & Curadelli O, 2017), el amortiguador de fricción electromagnético pasivo de corrientes de Foucault (PEMECFD) (Amjadian M & Agrawal Ak, 2018), el amortiguador de pared de fricción (FWD) (Cho C & Kwon M. *et al.*, 2004), (Nabid N *et al.*, 2018), amortiguador de fricción tubular de acero (STFD) (Lu Y *et al.*, 2020), amortiguador de fricción autocentrado (SCFD) (Westenek B *et al.*, 2019), dispositivo de amortiguación de fricción (FDD) (Mualla IH *et al.*, 2002), sistema de arriostamiento de disipación de energía autocentrado con resortes prensados (PS-SCED) (Xu L-H *et al.*, 2016), amortiguador de fricción modificado

(MFD) (Monir HS & Zeynali k, 2013), amortiguador de fricción de aluminio rociado térmicamente (Ono S *et al.*, 1996) y el amortiguador de fricción en forma de arco (Morgen B & Kurama Y, 2004). En el Anexo A se presenta un estudio cronológico detallado referente a los disipadores mencionados.

Teniendo en cuenta el ámbito de aplicación, los amortiguadores de fricción no sólo se limitan a la ingeniería civil. Se han adoptado ampliamente en otros campos, como la ingeniería mecánica (Pesaresi, *et al.*, 2017), la ingeniería aeronáutica (aviación) (Perkowski W, 2016), (Sun Y *et al.*, 2020), (Sazhenkov *et al.*, 2017), la ingeniería ferroviaria (López I *et al.*, 2004), etc. También se instalan en los motores a reacción o en los turbohélices para reducir las tensiones generadas por las vibraciones en los álabes de las turbinas (Sazhenkov *et al.*, 2017). Por lo tanto, se pueden encontrar estudios relacionados con distintas aplicaciones de los amortiguadores de fricción, desde una simple estructura de marco resistente al momento (ingeniería civil) hasta un eje giratorio de un helicóptero IS-2 (ingeniería aeronáutica) (Perkowski W, 2016). A continuación, en las Tablas 1.3 - 1.4, se presenta un estudio detallado de estas obras en orden cronológico.

Tabla 1.3. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee *et al.*, 2021).

Autor (es)	Metodología	Estudio realizado	Resultados
Csaba G, 1999	Experimental + Analítico	Se desarrolló un modelo de interfaz de micro deslizamiento de un FD. El modelo experimental se comprobó variando el radio de contacto.	Un mayor radio de contacto disipa una mayor cantidad de energía junto con la mayor frecuencia de resonancia.

Tabla 1.4. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee *et al.*, 2021).

Autor (es)	Metodología	Estudio realizado	Resultados
Perkowski W, 2016	Numérico	Se describe una construcción simplificada de un amortiguador de fricción en seco para el eje giratorio de un helicóptero. Desarrollaron un modelo matemático. Elaboraron una guía para la selección de los parámetros.	Simple, eficaz, económico y fácil fabricación. La fuerza resistente y la holgura son los principales parámetros del amortiguador.
Sazhenkow N, <i>et al.</i> , 2017	Experimental + Numérico	Estudiaron la FD bajo la plataforma de los álabes de una turbina.	Los modos de vibración influyen en el diseño óptimo del amortiguador.
Pesaresi L, <i>et al.</i> , 2017	Experimental	Estudiaron los modos de flexión en fase y fuera de fase del modelo de pala de turbina (equipada con un amortiguador de fricción). Software / Programa: DIC.	El ODS de la hoja tiene un cambio significativo debido al amortiguador instalado.
Sun Y, <i>et al.</i> , 2020	Numérico	Análisis de modelos no lineales de FD. Simulaciones Monte Carlo. Software / Programa: Open-TURNS.	El mejor rendimiento se obtiene cuando el ángulo de contacto es de aproximadamente 25 30 grados. Influencia insignificante de las incertidumbres en la superficie de contacto.



Con base en la revisión bibliográfica realizada, se concluye que la tendencia un aumento en los estudios referentes a los disipadores de fricción, se emplean principalmente en la ingeniería civil, aunque no se limitan a esa área. Diversos estudios tanto numéricos, analíticos y experimentales se han realizado con el fin de determinar el rendimiento de los disipadores propuestos por diferentes autores. De lo anterior se concluye que uno de los parámetros importantes analizados es la estabilidad, la cual se refleja con la repetitividad del bucle histerético para distintos ciclos de carga y descarga. De igual manera, los autores han buscado tener diseños simples, de fácil fabricación y económicos, recurriendo a materiales como el acero y el aluminio para constituir sus diseños, manteniendo el rango elástico de sus elementos y en la mayoría de los casos, empleando tornillos para la regulación de la precarga.

Con base en los artículos científicos referentes a disipadores pasivos de fricción revisados, los cuales se incluyen en el estado del arte, se plantea el diseño de un prototipo de disipador, el cual representa una alternativa a lo existente.

El estudio y diseño del prototipo de disipador de energía se sustenta en la utilización de elementos estructurales tipo viga, lo cual permite que el sistema no presente una fuerza friccionante constante. Esto permite que, el rango de operación se amplíe en su funcionamiento, sin la necesidad de emplear elementos como los tornillos que precarguen el sistema. El diseño y construcción del prototipo de disipador se evalúa cuasi estática y dinámicamente, incluyendo el efecto de la rigidez estructural, y el análisis de los parámetros que influyen en la disipación de energía en presencia de fricción seca.

## **1.5**    **Objetivos**

### **1.5.1.    Objetivo general**

Estudiar la disipación de energía en uniones mecánicas incluyendo el efecto de la rigidez, fricción y forma geométrica de contacto.

### **1.5.2.    Objetivos específicos**

- Estudiar modelos de fricción y contacto en uniones mecánicas.
- Definir parámetros de contacto y su influencia la disipación de energía.
- Diseñar y construir un banco experimental para el estudio de los parámetros que influyen en la disipación de energía.
- Elaborar un modelo discreto del problema de contacto y disipación de energía.
- Diseñar un prototipo de disipador pasivo de energía.

## **1.6**    **Alcances**

Se desarrollará el diseño de un disipador pasivo de energía por fricción seca, el cual se analizará de manera experimental y numérica. Se realizará el estudio de los parámetros relacionados con la disipación de energía mediante modelado numérico, contemplando el rango elástico de los elementos que conforman el disipador de energía. Para llevar a cabo esta investigación, se emplea el software computacional de elemento finito Abaqus, en el modelado numérico del dispositivo.

## **1.7**    **Estructura de la tesis**

Los mecanismos o disipadores de energía por fricción siguen siendo ampliamente estudiados y desarrollados, mostrando modificaciones a los existentes conforme pasa el tiempo y las necesidades cambian. La principal similitud entre los disipadores de energía por fricción presentados anteriormente, es que todos requieren una precarga, la cual se mantiene de

manera constante o se procura constante a lo largo de su funcionamiento. Dicha precarga puede modificarse manualmente antes de su aplicación para variar sus rangos de operación. El mantener la fuerza de apriete constante, resulta en una gráfica histerética cuadrada, como se aprecia en la Figura 1.3. La finalidad de este trabajo de investigación es proponer y construir un disipador de energía por fricción, cuya principal característica es la variación de la precarga en el sistema, esto mediante el cambio de rigidez de su estructura.

La división de este trabajo de investigación se determinó en 6 capítulos. Los capítulos 2 y 3 están enteramente dedicados al marco teórico de temas relacionados a la investigación, como lo son los elementos estructurales, el contacto mecánico, la fricción y disipación de la energía. En ellos se abordan las diferentes teorías para cada uno de los fenómenos analizados en esta investigación. En el Capítulo 4 se detalla la metodología del diseño del disipador, así como la descripción y análisis de cada uno de sus componentes independientes. En el Capítulo 5 se presenta la evaluación del amortiguador de impacto. El desempeño del amortiguador se analizó mediante el desarrollo de modelos discretos y evaluación experimental, cuasi-estática y dinámicamente. Adicionalmente, en el Capítulo 6 se presentan las recomendaciones y conclusiones respecto a las variables que modifican el comportamiento del disipador de energía.

# 2

## CAPÍTULO

# Elementos estructurales

Las estructuras se encuentran en la naturaleza, desde las conchas de los moluscos hasta los edificios modernos en las grandes ciudades; el ser humano ha construido las propias para solventar sus necesidades (de la Colina & Ramírez, 2000). Las estructuras pueden ser masivas como una cueva o una presa, pero lo normal es que estén formadas por partes unidas entre sí, denominadas elementos estructurales. Los principales elementos estructurales en ingeniería son: forjado, pilares, vigas, tirantes, perfiles, etc.

Una estructura tiene que soportar su propio peso, las cargas que sujetan y también fuerzas exteriores. Cada elemento estructural tiene que resistir diversos tipos de fuerzas sin deformarse o fallar. La resistencia de materiales limita su campo de aplicación a ciertos tipos de elementos estructurales como son las vigas, columnas, etc; sustentados de ciertas maneras predeterminadas (apoyos simples, articulaciones, empotramientos, etc.) y sometidas a ciertos tipos de acciones (fuerzas puntuales y repartidas, generalmente, y otras acciones definidas).

La teoría de la elasticidad, afronta los problemas mecánicos de forma general en cuanto a geometrías, condiciones de contorno y acciones consideradas (Cervera & Blanco, 2002). Esto precisa de un planteamiento matemático que impida obtener soluciones analíticas o en su caso el uso de métodos numéricos aproximados (diferencias finitas, elementos finitos, etc.) para la resolución de la mayor parte de los problemas de interés (Romero *et al.*, 2014).

A partir de lo anterior, en este capítulo se presenta el marco teórico referente a los elementos estructurales tipo viga, sus tipos y teorías que describen su comportamiento.

## **2.1** Elementos estructurales tipo viga

Una viga es un elemento estructural cualquiera que soporta cargas transversales a lo largo de su eje longitudinal, pero también soporta cargas en dirección axial (Norton, 2011). Es definida como una estructura que tiene una de sus dimensiones mucho más larga que las otras dos (Bauchau & Craig, 2009).

Las vigas se clasifican en varios grupos, dependiendo principalmente de la clase de soporte o apoyo que se utilice, como se muestra en la Figura 2.1. Si los soportes están en los extremos y son uno de pasador y otro de rodillo, la viga se denomina simplemente apoyada. Si la viga tiene sus dos extremos fijos, recibe el nombre de empotrada. La viga que presenta un extremo empotrado y el otro extremo simplemente apoyado, recibe el nombre de viga con restricción. Si la viga presenta un extremo empotrado y el otro extremo completamente libre, se le llama viga en voladizo. Si una viga sobresale de un apoyo se dice que tiene un extremo en voladizo. Cuando una viga tiene más soportes de los necesarios para proporcionar estabilidad cinemática se dice que es indeterminada (Popov, 2010).

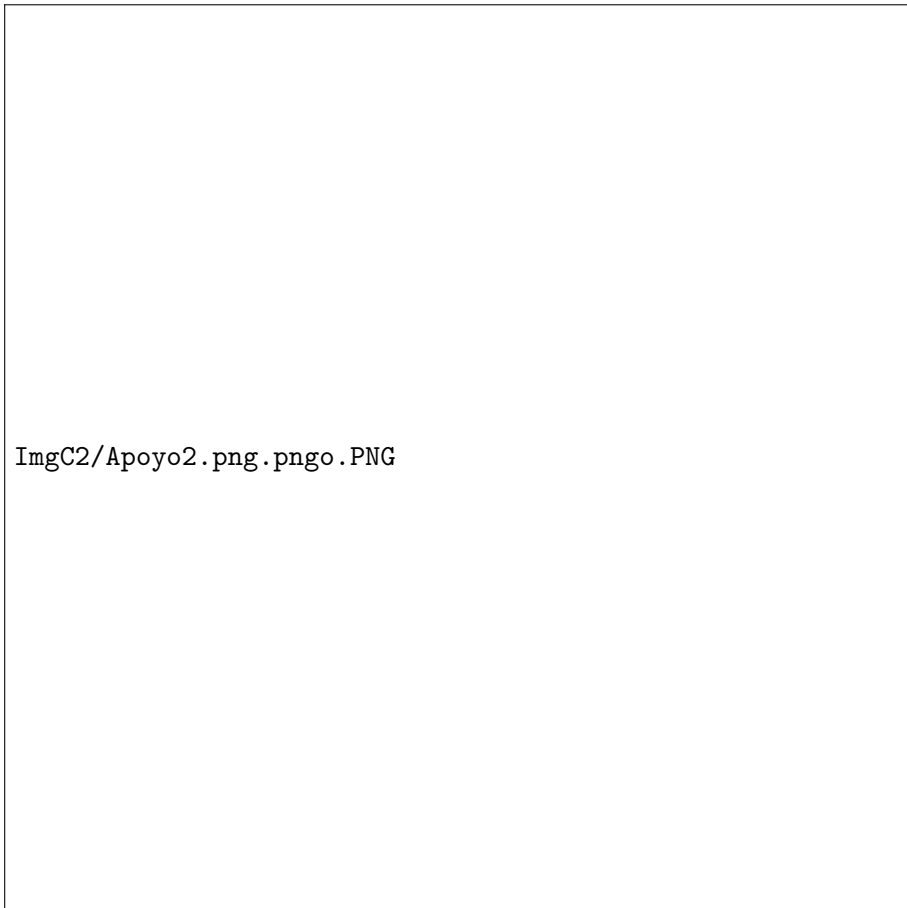


Figura 2.1. Vigas con diferentes tipos de fijaciones, donde: a) simplemente apoyada, b) empotrada y c) viga en voladizo (Norton, 2011).

## 2.2 Rigidez

La rigidez es la propiedad que tiene un elemento estructural para oponerse a las deformaciones o, dicho de otra manera, la capacidad de soportar cargas sin deformarse excesivamente. Es una consecuencia directa de la hipótesis de pequeños movimientos aplicada al análisis de estructuras y establece que, “las ecuaciones de equilibrio se pueden formular sobre la geometría no deformada, es decir, sin considerarse los movimientos provocados por el sistema de cargas” (Cervera & Blanco, 2002).

Esta hipótesis implica que los desplazamientos de la estructura debidos al sistema de cargas sean pequeños comparados con las dimensiones de la estructura. Si esta condición no se cumple, las ecuaciones de equilibrio deben formularse en la geometría deformada, y el problema deja de ser lineal para transformarse en un problema geoméricamente no lineal.

En la Figura 2.2 se muestra la utilidad del principio de rigidez. Bajo la hipótesis de pequeños movimientos (Figura 2.2 a), las reacciones en el empotramiento sólo dependen de la geometría inicial y de las cargas; sin ella (Figura 2.2 b), las reacciones dependen de la deformación de la estructura, y ésta es desconocida.

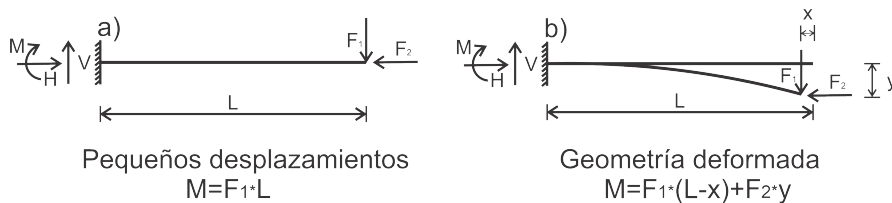


Figura 2.2. Implicación del principio de rigidez, donde: a) Pequeños desplazamientos y b) Geometría deformada.

La rigidez en una estructura o elemento estructural, relaciona distintos parámetros como geometría, condiciones de frontera (sujeciones y cargas) o el material que lo constituya.

Partiendo de que la definición de rigidez implica la oposición de un elemento a la deformación causada por una carga, se tiene de manera general que:

$$F = k\Delta_y \quad (2.1)$$

Donde:

- $F \leftarrow$  Carga aplicada
- $k \leftarrow$  Coeficiente de rigidez
- $\Delta_y \leftarrow$  Deformación por la carga

Dependiendo de la posición de la carga en la estructura, es el tipo de rigidez que se opone a la deformación, las más comunes son la rigidez axial, flexionante y la rigidez al corte. Particularmente, para la rigidez a flexión en las vigas, existen relaciones para las distintas configuraciones de apoyos, como lo son el caso de una viga apoyada, empotrada y en voladizo bajo carga estática.

Una viga en voladizo presenta únicamente un apoyo en uno de sus extremos, como se observa en la Figura 2.3 (a). En la Figura 2.3 (b) se muestra la curva elástica para el caso de una viga en voladizo con carga al extremo contrario de la restricción de movimiento.

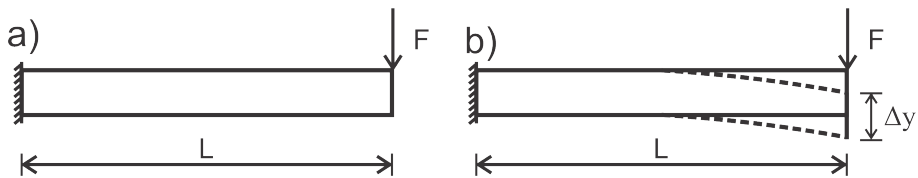


Figura 2.3. Caso de una viga en voladizo, donde: a) Condiciones de frontera y b) Curva elástica.

La deformación máxima en condiciones elásticas para el caso de una viga en voladizo está dada por la Ec. 2.2:

$$\Delta_y = \frac{PL^3}{3EI} \quad (2.2)$$



La rigidez a flexión para el caso de una viga en voladizo está dada por la Ec. 2.3:

$$k = \frac{3EI}{L^3} \quad (2.3)$$

La rigidez relaciona el módulo de elasticidad del material ( $E$ ), la longitud de la viga ( $L$ ) y el segundo momento de área ( $I$ ), el cual se determina mediante la sección transversal del elemento viga.

Una viga doblemente apoyada presenta restricciones en ambos extremos, como se observa en la Figura 2.4 (a). En la Figura 2.4 (b) se muestra la curva elástica para el caso de una viga doblemente apoyada con carga central.

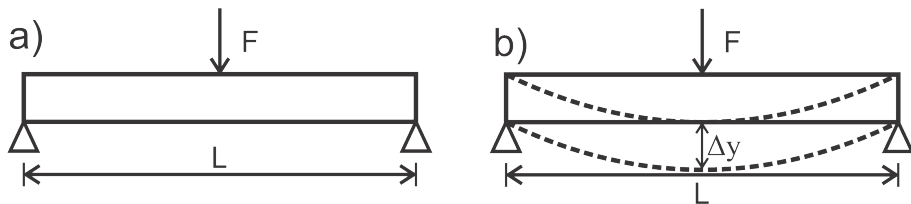


Figura 2.4. Caso de una viga doblemente apoyada, donde: a) Condiciones de frontera y b) Curva elástica.

La deformación máxima en condiciones elásticas para el caso de una viga doblemente apoyada está dada por la Ec. 2.4:

$$\Delta_y = \frac{PL^3}{48EI} \quad (2.4)$$

La rigidez a flexión para el caso de una viga doblemente apoyada está dada por la Ec. 2.5:

$$k = \frac{48EI}{L^3} \quad (2.5)$$

Una viga doblemente empotrada presenta restricciones en ambos extremos; sin embargo, a diferencia de la viga doblemente apoyada, esta no presenta movimiento en sus extremos. En la Figura 2.5 (a) se observan las condiciones de frontera para el caso mencionado, mientras que, en la Figura 2.5 (b) se

muestra la curva elástica para el mismo caso.

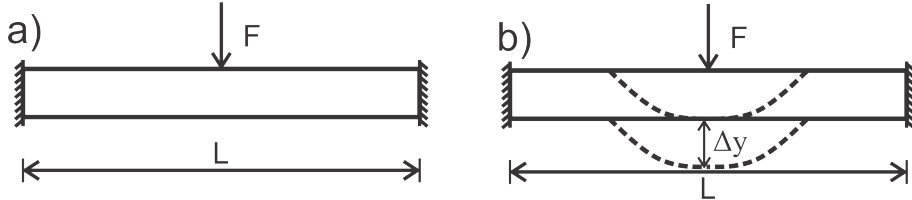


Figura 2.5. Caso de una viga doblemente empotrada, donde: a) Condiciones de frontera y b) Curva elástica.

La deformación máxima en condiciones elásticas para el caso de una viga doblemente empotrada está dada por la Ec. 2.6:

$$\Delta_y = \frac{PL^3}{192EI} \quad (2.6)$$

La rigidez a flexión para el caso de una viga doblemente empotrada está dada por la Ec. 2.7:

$$k = \frac{192EI}{L^3} \quad (2.7)$$

Las condiciones de frontera, es decir, las restricciones de movimiento que tenga la viga en cuestión, influyen directamente en su rigidez a flexión. Lo anterior se observa en las constantes de las Ecs. 2.3, 2.5 y 2.7, en ellas se aprecia una mayor rigidez para el caso de una viga doblemente empotrada, con respecto a los otros dos casos.

## 2.3 Teoría de vigas

En mecánica de sólidos se han introducido numerosas teorías para el modelado estructural y el análisis de vigas. La teoría de vigas, tiene un papel importante en el análisis estructural porque proporciona una simple herramienta para analizar numerosas estructuras (Bauchau & Craig, 2009).

En la práctica, es raro encontrarse con una viga cargada estrictamente con flexión “pura”. Sin embargo, es útil explorar este caso de carga sencillo como un medio para desarrollar la teoría de esfuerzos debidos a cargas de flexión. La mayoría de las vigas reales están sujetas a cargas cortantes combinadas con momentos de flexión (Norton, 2011).

Se han desarrollado varias teorías basadas en varios supuestos y conducen a diferentes niveles de precisión. El objetivo de la teoría de vigas es simplificar las ecuaciones de la mecánica de sólidos a vigas. Todas las cargas en una viga actúan paralelas a un eje que es transversal a su eje longitudinal. La teoría de vigas proporciona ecuaciones para la deflexión y las fuerzas internas de la viga (Haque, 2016).

### 2.3.1. Teoría de viga tipo Euler-Bernoulli

La teoría de vigas clásicas, o de Euler-Bernoulli, se basa en tres hipótesis:

- Los desplazamientos verticales de todos los puntos de una sección transversal son pequeños o iguales a los del eje  $x$  de la viga.
- El desplazamiento lateral es nulo (Figura 2.6).
- Las secciones transversales normales al eje de la viga antes de la deformación, permanecen planas y ortogonales a dicho eje después de la deformación.

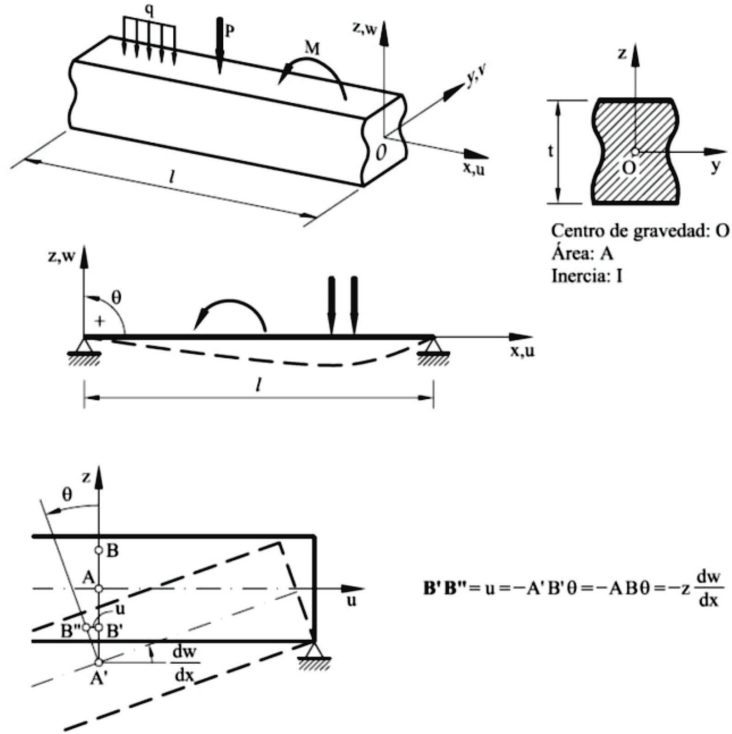


Figura 2.6. Viga convencional de Euler-Bernoulli (Ibáñez, 2019).

De acuerdo con las hipótesis anteriores, el campo de desplazamientos de un punto cualquiera, se puede escribir como:

$$u(x,y,z) = -z\theta(x) \quad (2.8)$$

$$v(x,y,z) = 0 \quad (2.9)$$

$$\omega(x,y,z) = \omega(x) \quad (2.10)$$

El giro  $\theta$  es igual a la pendiente de la deformación del eje, es decir:

$$\theta = \frac{d\omega}{dx} \quad (2.11)$$

$$u = -z \frac{d\omega}{dx} \quad (2.12)$$

Las deformaciones en un punto se obtienen a partir de:

$$\epsilon_x = \frac{ux}{dx} = -z \frac{d^2\omega}{dx^2} \quad (2.13)$$

$$\epsilon_y = \epsilon_z = \gamma_{xy} = \gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0 \quad (2.14)$$

La única tensión no nula  $\sigma_x$  se relaciona con su correspondiente deformación  $\epsilon_x$  por:

$$\sigma_x = E\epsilon_x = -zE \frac{d^2\omega}{dx^2} \quad (2.15)$$

Se define el momento flector positivo  $M$  de una sección como:

$$M = - \iint_A z\sigma_x dA = \iint z^2 E \frac{d^2\omega}{dx^2} dA = EI \frac{d^2\omega}{dx^2} = EI\chi \quad (2.16)$$

Donde  $I$  es el segundo momento de área de la sección transversal con respecto al eje  $y$  y  $x$  la curvatura del eje de la viga (ver Figura 2.7).

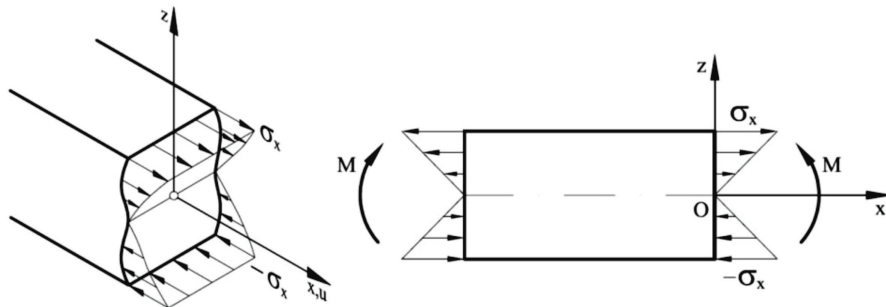


Figura 2.7. Convenio de signos para la tensión  $\sigma_x$  y el momento flector  $M$  (Ibáñez, 2019).

### 2.3.2. Teoría de viga tipo Timoshenko

La teoría de vigas de Timoshenko comparte la Hipótesis 1 y 2 de la teoría de vigas de Euler-Bernoulli. La Hipótesis 3 establece que, las secciones planas normales al eje de la viga antes de la deformación, permanecen planas, pero no necesariamente normales al eje después de la deformación.

Esta hipótesis representa una mayor aproximación a la deformación real de la sección transversal. A medida que la relación longitud/voladizo disminuye,

las secciones transversales dejan de conservarse planas después de la deformación.

De la Figura 2.8 se deduce que, el giro de la sección transversal puede expresarse como:

$$\theta = \frac{dw}{dx} + \phi \quad (2.17)$$

Donde  $\frac{dw}{dx}$  es la pendiente de la deformación del eje de la viga y  $\phi$  un giro adicional debido a la deformación por cortante. Por otra parte, se deduce que, las deformaciones no nulas son:

$$\epsilon_x = \frac{du}{dx} = -z \frac{d\theta}{dx} \quad (2.18)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{dw}{dx} + \frac{du}{dz} = \frac{dw}{dx} - \theta = \phi \quad (2.19)$$

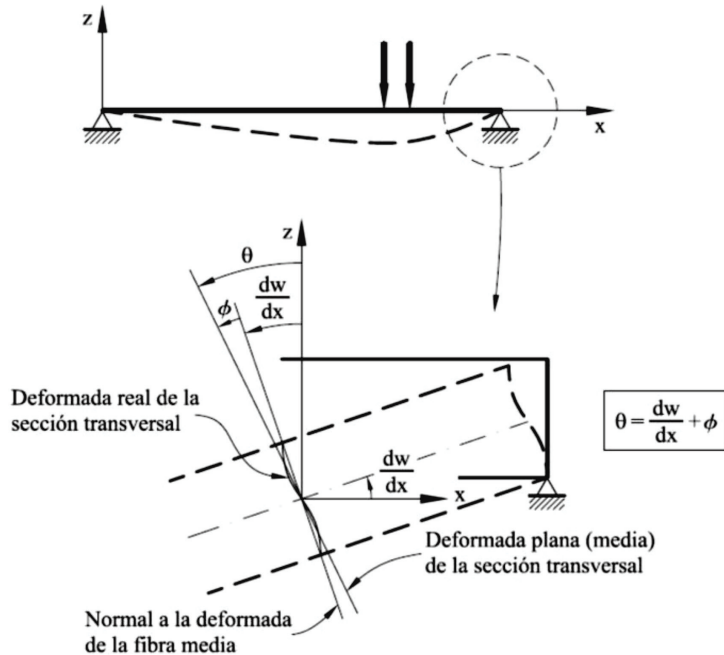


Figura 2.8. Giro de la sección normal a la fibra media

## 2.4 Modelado de vigas en elemento finito

Las placas/láminas son elementos estructurales planos, cuyo espesor es menor que las otras dos dimensiones. Se clasifican en función de la relación entre el espesor y la dimensión característica. Una placa se define como delgada si cumple con la característica  $t/L$  siendo  $< 1/20$ ; o placa gruesa, en caso contrario. Donde  $t$  es el espesor de la lámina y  $L$  la longitud.

En el método de elementos finitos (FEM, por sus siglas en inglés), existen diversas estrategias a seguir, que permiten obtener los resultados deseados. El modelado más sencillo y menos costoso computacionalmente, frente a otras técnicas, es la utilización de elementos tipo *shell*. Los elementos tipo *shell* también presentan facilidad de mallado y son menos propensos a errores jacobianos negativos que pueden ocurrir cuando se utilizan características sólidas extremadamente delgadas (Sadowski & Rotter, 2013).

**Elemento shell convencional.** Discretizan el sólido definiendo la geometría sobre una superficie de referencia, definiéndose el espesor en las propiedades de la sección. Como grados de libertad constan de tres traslaciones y dos/tres giros, dependiendo del tipo de elemento.

**Elemento shell continuo.** Respecto a las placas convencionales, se discretiza el sólido completo en tres dimensiones, con lo cual, el espesor viene determinado por la propia geometría. Además, solo disponen de grados de libertad en traslaciones. Sin embargo, cuentan con una gran ventaja frente a las anteriores, ya que proporcionan estimaciones de las tensiones transversales.

El modelado de los elementos continuos se realiza de igual modo que el modelado de sólidos continuos tridimensionales, aunque las ecuaciones constitutivas son similares a las ecuaciones de láminas convencionales. Las diferencias entre ambos modelados *shell* se muestran en la Figura 2.9.

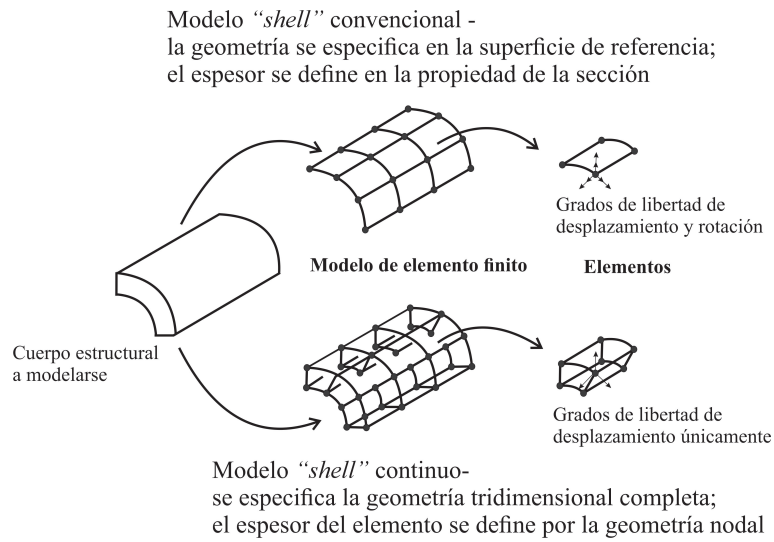


Figura 2.9. Comparación de los tipos de elemento a modelar (Dassault Systemes Simulia Corp., Providence, RI, 2010)

En la Tabla 2.1 se presenta la comparación de los diferentes tipos de elementos *shell*.

Tabla 2.1. Comparación de elementos tipo shell

Tipo de elemento	N° de nodos	Tipo	Puntos de integración	Grados de libertad por nodo
S4	4	Convencional	4	6
S4R	4	Convencional	4	6
S4R5	4	Convencional	4	5
SC8R	8	Continuo	4	3

Otras características de los diferentes tipos de elementos *shell* se enlistan a continuación:

- El elemento cuadrático por defecto (S8R) no es adecuado para problemas de placa delgada.
- El elemento lineal es menos costoso computacionalmente.
- El elemento S4R5 sólo es recomendable en problemas de placa delgada.



Consta de un grado de libertad menos por nodo (tres traslaciones y dos rotaciones) respecto de los demás elementos shell convencionales.

- Los elementos S4R, S4 y SC8R son válidos para problemas de placa delgada y gruesa.
- El uso de la integración reducida permite reducir el tiempo computacional; para ello se reduce el número de puntos de integración en cada elemento. En la Figura 2.10 se aprecia la posición, número de nodos y puntos de integración de los elementos mencionados.

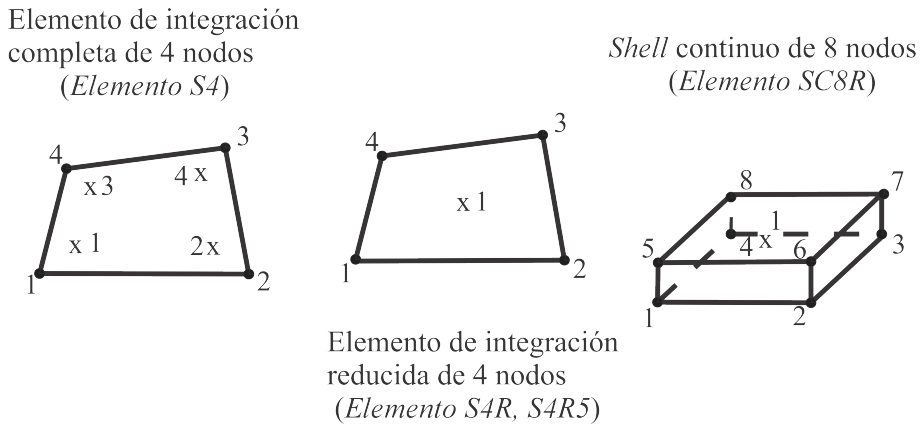


Figura 2.10. Puntos de integración para distintos elementos tipo *shell* (Dassault Systemes Simulia Corp., Providence, RI, 2010)

Otra técnica para la realización del modelo, consiste en la utilización de elementos sólidos. La ventaja fundamental respecto de los anteriores, radica en la obtención directa de las tensiones transversales. Sin embargo, la utilización de esta técnica supone mayor tiempo computacional. En cada nodo existen tres grados de libertad, correspondientes a las tres traslaciones de un problema tridimensional.

Tabla 2.2. Comparación de elementos tipo sólido

Tipo de elemento	N° de nodos	Tipo	Puntos de integración	Grados de libertad por nodo
C3D8	8	Lineal	8	3
C3D84	8	Lineal	1	3
C3D8I	8	Lineal	8	3
C3D20	20	Cuadrático	27	3
C3D20R	20	Cuadrático	8	3

Otras características de los diferentes tipos de elementos sólidos se enlistan a continuación:

- En elementos reducidos de primer orden, C3D8R, puede aparecer el problema de *Hourglass*. Se hace necesaria la implementación de rigidez artificial que evite este tipo de desplazamiento sin esfuerzo.
- Los elementos con integración completa son sensibles a sufrir comportamiento de bloqueo (volumétrico y cortante). El bloqueo a cortante da lugar a esfuerzos cortantes ficticios, por lo que los elementos se hacen muy rígidos a flexión. El bloqueo volumétrico, da lugar a tensiones de presión ficticias, provocando un comportamiento demasiado rígido ante deformaciones que no deberían ocasionar cambios de volumen.

La selección del tipo de elemento del modelo se determina mediante la comparación de los resultados de esfuerzos máximos, deformaciones y tiempos de cómputo, con respecto a resultados obtenidos de manera teórica. Para un mismo tamaño de malla, el tiempo de cómputo puede variar 50 %, siendo que, para un modelo empleando elementos sólidos es mayor, con respecto a los elementos *shell* (Domínguez-Gurría & Jaén-Rendón, 2022).

## 2.5 Apilamiento de elementos lámina

A principios de la década de 1950, el interés por los métodos para amortiguar las estructuras de vigas sometidas a cargas dinámicas llevó a los investigadores a estudiar el uso de la amortiguación de Coulomb (o fricción, o deslizamiento). Pian y Hallowell, (1951) y Pian, (1957) realizaron estudios analíticos y experimentales sobre el amortiguamiento proporcionado por el deslizamiento de los casquillos de refuerzo remachados a las vigas en voladizo cargadas por fuerzas concentradas en los extremos. Asimismo, Goodman y Klumpp, (1956) estudiaron el problema de la disipación de energía debido a la fricción en la interfaz de dos vigas en voladizo, también cargadas por una fuerza final concentrada. Su objetivo era aplicar sus conclusiones a la amortiguación de las vibraciones de los álabes de las turbinas. De la investigación realizada por Goodman y Klumpp, (1956) se derivó una expresión para la presión de amortiguación óptima para su configuración de viga y se encontró que coincidía muy bien con los experimentos.

Los trabajos posteriores sobre el amortiguamiento por fricción de las vigas se han concentrado en el comportamiento de las vigas amortiguadas por deslizadores de fricción, como se puede encontrar en Earles y Mansoori (1974), Beards (1983) y Menq y Griffin (1985). La investigación con respecto a la deformación relativa de los sistemas de vigas estratificadas ha abordado principalmente el comportamiento carga/deformación de las vigas laminadas. En este sentido, destacan los trabajos de Goodman (1969), Itani y Brito (1978), Suzuki y Chang (1979) y Murakami (1984). En ellos el objetivo principal es establecer el comportamiento carga/deformación de las vigas laminadas teniendo en cuenta que la propia capa de unión interfacial es deformable.

Una aplicación que relaciona el apilamiento de vigas con la disipación de energía es sin duda la implementación de muelles de hojas o ballestas. Estos son artículos mecánicos usados de forma industrial en aplicaciones diversas desde hace más de un siglo (Leso et al., 2012). Un muelle se define como un cuerpo elástico, cuya función es deformarse cuando se aplica una carga y recuperar su

forma original cuando la carga es retirada (Harinath & Venugopal, 2012).

Los muelles de ballesta están constituidos por un conjunto de hojas o láminas de acero especial, unidas mediante abrazaderas, como se observa en la Figura 2.11, que permite el deslizamiento entre hojas, cuando éstas se deforman por el peso que soportan o la carga aplicada (Rodríguez & Szwedowicz, 2020).

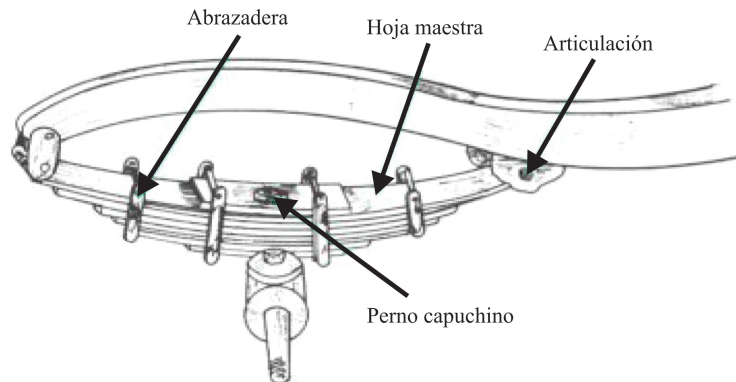


Figura 2.11. Esquema de un muelle de ballestas (Leso *et al.*, 2012)

Se ha buscado mejorar las características de los muelles, variando la rigidez con diseños que modifican su geometría, encontrándose diseños óptimos que ofrecen ventajas de flexibilidad, además de una rigidez menor al de las ballestas convencionales multihojas semielípticas empleadas en la industria automotriz, lo que brinda un mejor confort durante el viaje, frecuencias naturales de mayor magnitud e incrementa la vida útil (Bižić *et al.*, 2019), (Kurniawan *et al.*, 2021). De igual manera, se ha probado la implementación de otros materiales metálicos, como el aluminio, el cual al tener menor rigidez es propenso a deformarse en una magnitud mayor que el acero para la misma cantidad de energía disipada (Kamboj *et al.*, 2020).

Por otra parte, cuando se modela el comportamiento de un muelle se suelen realizar algunas simplificaciones, e incluso en aquellos donde se emplea el método de elementos finitos, los modelos han presentado deficiencias (Dixon, 2007). Una de ellas es que no se considera la fricción por el contacto entre las hojas, modelándose con la teoría de vigas de la mecánica de sólidos

como media viga en voladizo. En la literatura científica y técnica se ha encontrado que, en el proceso de diseño de estos muelles, no suele considerarse el fenómeno de la fricción entre las hojas, el cual en la práctica tiene un grado de disipación de energía y, por lo tanto, el muelle tiende a un comportamiento con amortiguamiento. Con base en lo anterior, se ha buscado el desarrollo de modelos simplificados, pero que evalúen correctamente el muelle a través de diferentes tipos de elementos finitos (Arora et al., 2014), (Kurna y Mehndiratta, 2018), simulando los efectos de diferentes tipos de montajes al chasis del vehículo (Krasoń et al., 2015), (Stańco & Dzialak, 2020), considerando varias no-linealidades del sistema dinámico (Fan & Li, 2011), (Zhou et al., 2013), así como la influencia del contacto entre las hojas y las condiciones superficiales en la disipación de energía (Krasoń et al., 2019), (Hryciów et al., 2021), obteniéndose diferentes capacidades de amortiguamiento y disipación de energía.

Un análisis exacto de este tipo de resorte resulta complejo. Puede obtenerse una solución aproximada si las hojas más cortas se achafanan hasta un punto y, se supone que permanecen en contacto entre sí en toda su longitud cuando el resorte se deflexiona. Si se cumplen estas condiciones, la curvatura, y por lo tanto el esfuerzo, pueden obtenerse reemplazando el resorte real mostrado en la Figura 2.9 (a), por el trapecoide de la Figura 2.9 (b). Para formar este trapecoide, se supone que cada una de las hojas más cortas ha sido cortada a lo largo de su centro, que cada mitad ha sido colocada en cualquier lado de la hoja más larga y que todos los bordes han sido soldados entre sí. El ancho de  $b_0$  en el soporte es igual al ancho de cada hoja multiplicado por el número de hojas. Cuando el trapecoide se deflexiona bajo carga, las hojas en ambos lados de un borde soldado tienen la misma deflexión y curvatura, por consiguiente, tienen el mismo esfuerzo (Spotts, 2004).

Para deflexiones, la ecuación del trapecoide en voladizo con una carga en su extremo es la siguiente:

$$\Delta_y = K_1 \frac{PL^3}{3EI_0} \quad (2.20)$$

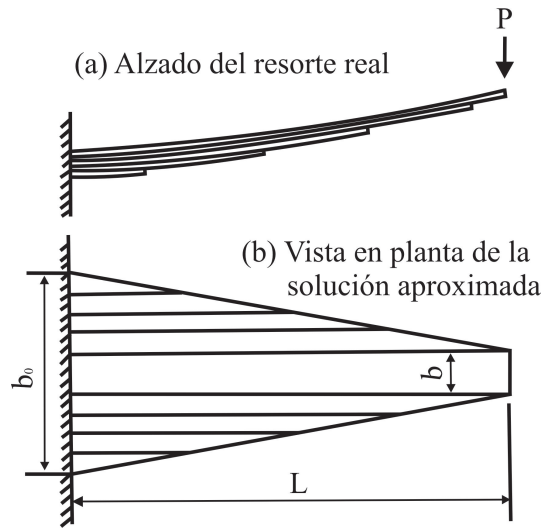


Figura 2.12. Resorte de hojas múltiples aproximado por un trapezoide (Spotts, 2004)

El factor  $K_1$  depende de la relación de los anchos  $b/b_0$ , y está dado por la curvatura de la Figura 2.10. El segundo momento de área  $I_0$  se refiere a la sección y es igual a  $b_0 h^3/12$ , donde  $h$  es el espesor de la hoja.

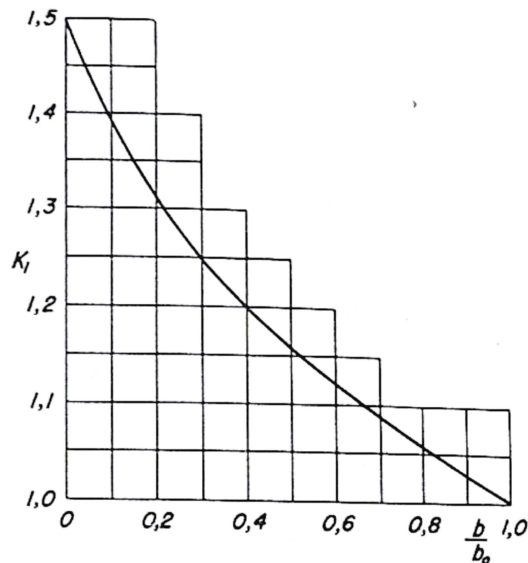


Figura 2.13. Coeficiente  $K_1$  para la deformación de un resorte trapezoidal (Spotts, 2004)

# 3

## CAPÍTULO

# Contacto mecánico

En este capítulo se presentan fundamentos teóricos del problema de contacto y fricción, tales como el modelo Hertziano y no Hertziano, así como sus principales características o condiciones de aplicación para el cálculo de parámetros como son: la presión de contacto, huella de contacto y fuerza normal en el contacto. De igual manera, se abordan generalidades del modelo de fricción de Coulomb, como lo son sus tres leyes, y cómo éste se emplea para la resolución de problemas de fricción mediante el paquete comercial de elemento finito Abaqus. Finalmente, se mencionan algunas investigaciones relacionadas al fenómeno de fricción y los parámetros que influyen en el mismo.

## 3.1 Modelos de contacto

Cuando dos cuerpos sólidos están en contacto, se tocan inicialmente en un solo punto o en una línea. Bajo la acción de la menor carga, se deforman cerca de su punto de primer contacto para que toquen un área que es finita, aunque pequeña en comparación con las dimensiones de los dos cuerpos (Johnson, 1985).

El análisis de contacto presenta un comportamiento no lineal, esto se debe a que este fenómeno involucra fricción, deformaciones elasto-plásticas en las irregularidades de contacto, adhesión y deslizamiento.

Un contacto es llamado “conforme” cuando las superficies de los cuerpos encajan con exactitud o cerca sin deformación. Los cojinetes deslizantes planos y los cojinetes lisos son ejemplos de este tipo de contacto. Un contacto es llamado “no conforme” cuando tienen perfiles diferentes (ver Figura 3.1).

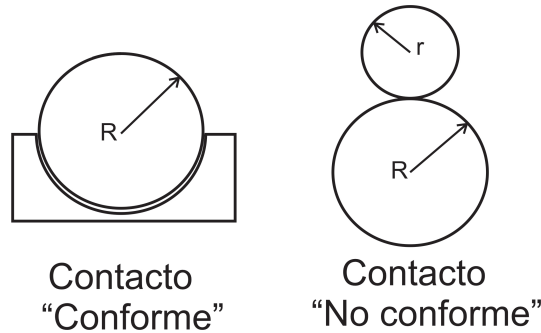


Figura 3.1. Ejemplo ilustrativo de contacto conforme y no conforme.

### 3.1.1. Modelos de contacto Hertziano

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

- El material es homogéneo y el comportamiento de los materiales debe ser linealmente elástico.
- No existen fuerzas tangenciales entre los cuerpos, es decir, no se presenta la fricción.
- Los cuerpos son continuos, sin grietas ni discontinuidades en la superficie.
- 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.

El comportamiento del contacto mecánico entre dos cuerpos elásticos depende básicamente de parámetros como: la geometría de los cuerpos, propiedades mecánicas de los materiales y de la carga incidente.



En el modelo de contacto de Hertz se distinguen tres casos generales de contacto, como: contacto convexo-convexo, contacto convexo-cóncavo y contacto convexo-plano (ver Figura 3.2).

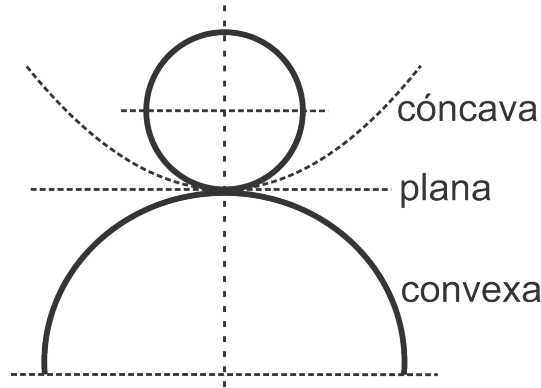


Figura 3.2. Casos generales de contacto (Norton, 2011).

El caso de contacto puntual entre dos cuerpos esféricos, ambos cuerpos son considerados elásticos y sometidos a una fuerza compresiva que actúa sobre la línea de centros de dichos cuerpos (ver Figura 3.3).

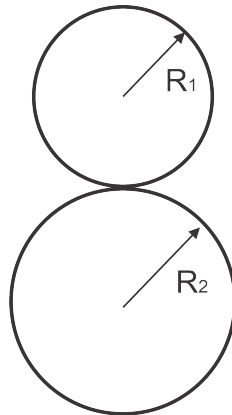


Figura 3.3. Contacto puntual entre elementos esféricos de radios distintos.

La presión de contacto es máxima  $p_{m\acute{a}x}$  en el centro y cero en el borde. La carga total aplicada ( $F$ ) sobre la huella de contacto es igual al volumen del hemisferio (ver Ec. 3.1).

$$F = \frac{2}{3}\pi a^2 p_{m\acute{a}x} \quad (3.1)$$

Despejando la presi3n máxima se obtiene:

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi a^2} \quad (3.2)$$

La distribuci3n de presi3n dentro del hemisferio se obtiene con la Ec. 3.3.

$$p = p_{m\acute{a}x} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{a^2}} \quad (3.3)$$

El contacto cilíndrico mostrado en la Figura 3.4 es común en maquinaria. En este tipo de contacto entre dos cuerpos cilíndricos, ambos cuerpos son considerados como elásticos y sometidos a una fuerza compresiva (ver Figura 3.4).

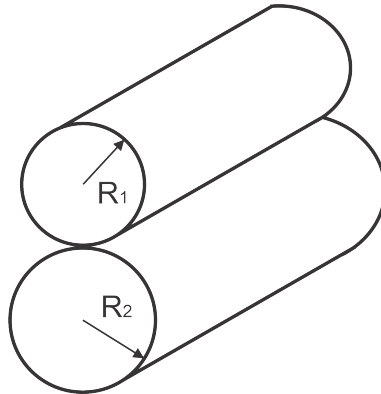


Figura 3.4. Contacto lineal entre elementos cilíndricos de radios distintos.

La presi3n por contacto es máxima  $p_{m\acute{a}x}$  en el centro y cero en los bordes. La carga aplicada sobre la huella de contacto es igual al volumen de la mitad del prisma (ver Ec. 3.4).

$$F = \frac{1}{2}\pi a L p_{m\acute{a}x} \quad (3.4)$$

Donde ( $F$ ) es la carga total aplicada y ( $L$ ) es la longitud de contacto a lo largo del eje del cilindro. Despejando la presi3n máxima se obtiene:

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi aL} \quad (3.5)$$

La distribución de presión se obtiene con la Ec. 3.6:

$$p = p_{m\acute{a}x} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (3.6)$$

El caso de contacto de línea entre un cuerpo cilíndrico y un plano, donde los cuerpos son considerados como elásticos y sometidos a una fuerza compresiva (ver Figura 3.5).

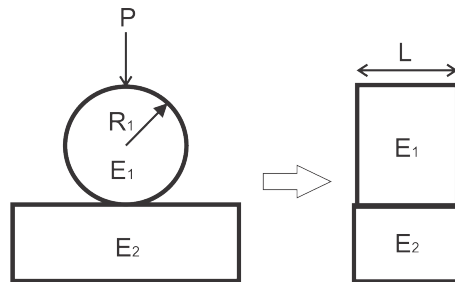


Figura 3.5. Contacto lineal entre un cuerpo cilíndrico y un plano.

Tomando en cuenta que el radio del plano elástico es infinito, la distribución de presión se obtiene con la Ec. 3.6.

### 3.1.2. Modelos de contacto no Hertziano

La teoría de contacto de Hertz presenta limitantes en su análisis, por lo cual algunos de los problemas de contacto rebasan una o más de las restricciones en dichos modelos. Por esta razón se analizan modelos de contacto diferentes a los de Hertz, como el caso de un indentador rígido plano sobre un plano elástico (Johnson, 1985).

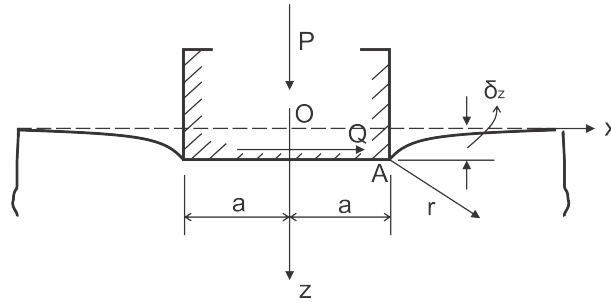


Figura 3.6. Contacto entre indentador rígido plano sobre un plano elástico (Johnson, 1985).

Para este modelo de contacto se distinguen tres casos particulares: indentador sin fricción, indentador sin deslizamiento, indentador en deslizamiento.

### Indentador sin fricción

Considera que los desplazamientos verticales son constantes en la zona de contacto y que no existen fuerzas cortantes en la zona de contacto. La presión de contacto está definida por la Ec. 3.7.

$$p(x) = \frac{P}{\pi\sqrt{a^2 - x^2}} \quad (3.7)$$

Donde ( $P$ ) es la carga, ( $x$ ) es la posición de un punto en la zona de contacto, y ( $a$ ) es la semi-longitud de la zona de contacto.

### Indentador sin deslizamiento

En este caso se considera que el indentador se adhiere completamente al plano elástico. Por esto, los desplazamientos verticales son constantes y existen desplazamientos tangenciales en el contacto en la zona de contacto. La presión de contacto está dada por la Ec. 3.8.

$$p(x) + iq(x) = \frac{2(1 - \nu)P}{\sqrt{3 - 4\nu}} * \frac{P + iQ}{\pi\sqrt{a^2 - x^2}} * \left(\frac{a + x}{a - x}\right)^\eta =$$

$$\frac{2(1-v)P}{\sqrt{3-4v}} * \frac{P+iQ}{\pi\sqrt{a^2-x^2}} * [\cos\eta \ln \frac{a+x}{a-x} + \sin\eta \ln \frac{a+x}{a-x}] \quad (3.8)$$

Donde:  $p(x)$  es la distribución de presión normal en la zona de contacto,  $q(x)$  es la tracción tangencial en la zona de contacto,  $Q$  representa una carga cortante que puede aplicarse al indentador,  $v$  es la relación de Poisson.

### Indentador 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 cual, los desplazamientos verticales son constantes en la zona de contacto. La presión de contacto está dada Ec. 3.9.

$$p(x) = \frac{P \cos(\pi\gamma)}{\pi\sqrt{a^2-x^2}} * \left(\frac{a+x}{a-x}\right)^\gamma \quad (3.9)$$

$$\sigma_t(\pi\gamma) = -\frac{2(1-v)}{\mu(1-2v)} \quad (3.10)$$

Donde  $\mu$  es el coeficiente de fricción entre las superficies de contacto.

## 3.2 Fricción

Se define como fricción a la resistencia al movimiento durante el deslizamiento o rodamiento cuando un cuerpo sólido se mueve tangencialmente sobre otro con el cual está en contacto. La fuerza resistiva actúa en dirección opuesta a la dirección del movimiento (ver Figura 3.7) (Moore, 2013).

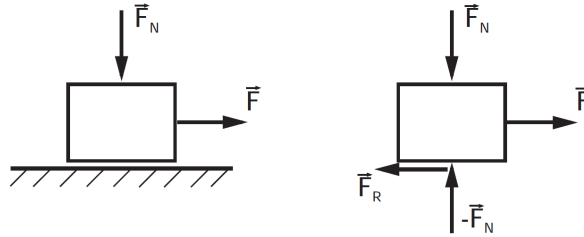


Figura 3.7. Esquema de fricción (Popov, 2010).

Los modelos de fricción existentes se pueden clasificar en dos grupos, modelos de fricción estáticos y modelos de fricción dinámicos (ver Figura 3.8).

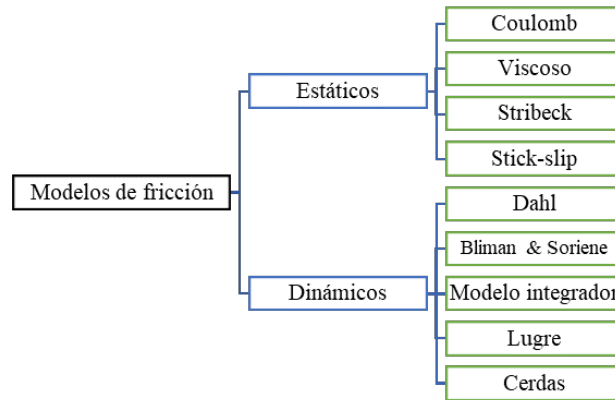


Figura 3.8. Clasificación de los modelos de fricción (Popov, 2010).

En los modelos estáticos, la fuerza de fricción es discontinua a velocidad cero, y cuando la velocidad es cero (es decir, en el régimen de adherencia), la fuerza de fricción actúa equilibrando las otras fuerzas para mantener la velocidad cero (Kikuuwe et al., 2005). Una ventaja de los modelos estáticos es su intuitiva simplicidad. Los modelos dinámicos reemplazan la discontinuidad por una ecuación diferencial en el tiempo que produce una relación entre la velocidad relativa y la fricción fuerza, cubriendo ambos modos de adherencia y deslizamiento. Estos modelos introducen naturalmente el efecto Dhal, en el cual es interesante notar que estos modelos no son generados exactamente por consideraciones físicas sino por analogías físicas (Mare, 2012).

El modelado de fricción ha ido ganando interés en las últimas décadas, sin

embargo, debido a la complejidad del fenómeno de fricción, no hay un modelo completo que muestre todos los aspectos observados experimentalmente de la fricción (Al-bender, 2010). El uso de un modelo de fricción más completo ampliará el rango de aplicabilidad de los resultados analíticos y resolverá las discrepancias que surgen cuando diferentes investigadores se basan en fenómenos diferentes, cada uno de los cuales domina bajo ciertas circunstancias (Armstrong-Hélouvy *et al.*, 1994).

### 3.2.1. Modelo de fricción de Coulomb

El modelo de fricción más utilizado es el modelo de fricción de Coulomb, que puede ser formulado de la siguiente manera (Andersson *et al.*, 2007).

$$F = \begin{cases} F_f \text{sing}(v) & \text{si } v \geq 0 \\ F_{app} & \text{si } v = 0 \text{ y } F_{app} \geq F_c \end{cases} \quad (3.11)$$

Donde  $F$  es la fuerza de fricción,  $v=x$  siendo la velocidad del desplazamiento y  $F_{app}$  la fuerza de aplicación en el cuerpo.  $F_f$  es la fuerza de fricción deslizante de Coulomb definida como:

$$F_f = \mu N \quad (1.1)$$

Donde  $\mu$  es el coeficiente de fricción y  $N$  la carga normal de contacto. El modelo de fricción puede ser simplificado de la siguiente manera:

$$F = F_f \text{sing}(v) \quad (3.12)$$

Lo anterior permite determinar las tres leyes de Coulomb, las cuales se mencionan a continuación (Mate, 2008).

- **Primera ley de Coulomb:** La fuerza de fricción es proporcional a la carga normal.
- **Segunda ley de Coulomb:** La fuerza de fricción es independiente a la apariencia del área de contacto.

- **Tercera ley de Coulomb:** La fricción cinética es independiente de la velocidad de deslizamiento.

El modelo de fricción de Coulomb también se conoce como fricción cinética, debido a que se define la fricción para velocidades distintas de cero (Iurian *et al.*, 2005).

### 3.3 Fricción en ABAQUS

En ABAQUS, la formulación de fricción utilizada es una extensión del modelo de fricción de Coulomb clásico, el cual asume que no existe movimiento relativo ( $\gamma$ ) si el esfuerzo equivalente friccionante ( $\tau_{eq}$ ), es menor que el esfuerzo crítico ( $\tau_{cr}$ ), tal y como se aprecia en la Figura 3.9. El esfuerzo equivalente friccionante ( $\tau_{eq}$ ) se obtiene mediante la Ec. 3.13. (Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, 2010).

$$\tau_{eq} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (3.13)$$

$\tau_{cr}$  es proporcional a la presión de contacto ( $p$ ) entre las dos superficies y caracterizado por un coeficiente de fricción ( $\mu$ ), como se observa en la Ec. 3.14.

$$\tau_{cr} = \mu p \quad (3.14)$$

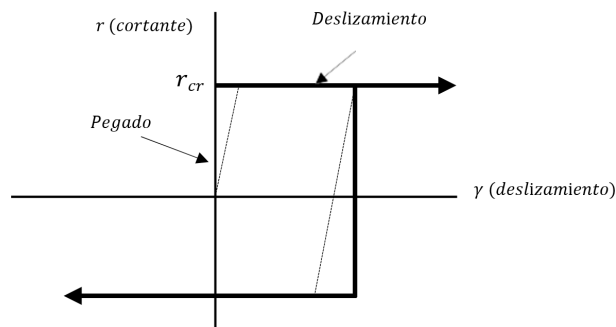


Figura 3.9. Comportamiento friccionante (Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, 2010).

Con el objeto de tener una mejor representación del fenómeno de fricción en ABAQUS, el modelo de Coulomb puede ser modificado a partir de las



formulaciones de contacto, tales como: fricción predefinida o penalti, decaimiento exponencial, multiplicadores de Lagrange, fricción rugosa o fricción definida por el usuario.

### 3.3.1. Fricción predeterminada (penalti)

Esta formulación se caracteriza por permitir un deslizamiento relativo denominado “deslizamiento elástico” en la zona de pegado, justo antes de que inicie el movimiento entre las superficies, como se presenta en la Figura 3.10.

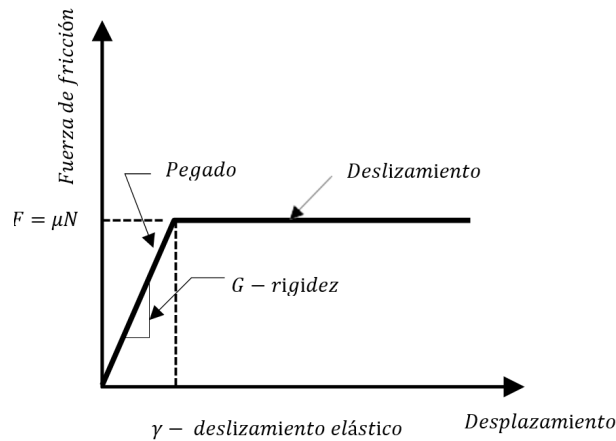


Figura 3.10. Formulación penalti (Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, 2010).

La rigidez dada por la pendiente ( $G$ ), se define en la Ec. 3.15, donde a medida que los deslizamientos elásticos crecen, se presenta un aumento en la inclinación de la pendiente.

$$G = \frac{\mu N}{\gamma} \quad (3.15)$$

Físicamente, los micro - deslizamientos se refieren a las deformaciones elásticas suscitadas en la interfaz de contacto. El valor de este parámetro es ajustable y puede ser especificado como una fracción de la longitud del elemento de contacto o a través de una distancia absoluta. De forma predeterminada, ABAQUS define un valor de deslizamiento elástico de 0.5 %

de la longitud promedio de todos los elementos de la superficie en contacto.

Se han realizado diversas investigaciones con la finalidad de obtener parámetros de contacto en forma experimental, en la Tabla 3.1 y 3.2 se presenta un cuadro comparativo que permite visualizar los alcances y limitaciones de los trabajos de investigación realizados en este campo.

Tabla 3.1. Bancos de prueba para el estudio del fenómeno de fricción.

Autor (es)	Materiales en contacto	Carga normal	Amplitud de desplazamiento	Ciclo de histéresis	Coefficiente de fricción
<b>Akay &amp; Griffin, 2003</b>	No específica	50 N con pesos muertos	0.02 mm	Si	Si
<b>Lampaert, 2004</b>	Acero-bronce; bronce-plástico.	25 y 41 N con cojinetes de aire	No específica	Si	No
<b>Contreras, 2009</b>	Acero-acero; acero-bronce; acero-aluminio.	0.98 - 63.7 N con pesos muertos	0.1-1.5 mm	Si	No
<b>Leus, 2009</b>	Acero-acero; acero-hierro.	0.014 - 0.081 MPa con pesos muertos	No específica	Si	No
<b>Görke, 2010</b>	Acero inoxidable.	10 y 100 N con pesos muertos	No específica	Si	No
<b>Arnoux, 2011</b>	Acero de dureza media C22.	40, 100 y 200 MPa con dispositivo elástico.	No específica	No	Si
<b>Schwinshlack, 2011</b>	Diversos materiales de alta temperatura	5 - 75 N con pesos muertos	20 - 40 $\mu m$	Si	Si
<b>Eriten, 2012</b>	Aluminio.	5 - 100 N con tornillos.	Hasta 20 $\mu m$	No	No

Tabla 3.2. Bancos de prueba para el estudio del fenómeno de fricción (continuación).

Autor (es)	Materiales en contacto	Carga normal	Amplitud de desplazamiento	Ciclo de histéresis	Coefficiente de fricción
Lautor, 2014	Acero; bronce; aluminio.	Torques de 200 a 550 Nm.	7.5 a 30 mm	Si	Si
Castro, 2017	Acero; aluminio.	4.81 hasta 25 N con pesos muertos	1 mm	Si	Si

Con base en lo anterior, se pueden definir los parámetros necesarios para el diseño del disipador de energía por fricción, los cuales son:

- Materiales en contacto ( $E$ ), influyendo en el valor del coeficiente de fricción.
- El coeficiente de fricción ( $\mu$ ), limitando la fuerza máxima que puede ser transmitida en un elemento antes del deslizamiento.
- La carga normal ( $N$ ), definiendo en conjunto con el coeficiente de fricción, el valor de la fuerza de fricción.
- El desplazamiento del sistema.

Estos parámetros son los que definen el comportamiento físico, estático y dinámico de la fricción. Con base en lo anterior, se procede a determinar la pérdida de energía por fricción, lo cual puede describirse mediante ciclos histeréticos, siendo el área dentro del ciclo la energía disipada por el sistema.

# 4

## CAPÍTULO

# Diseño del disipador de energía

En este capítulo se presenta la metodología abordada para el diseño y evaluación de un disipador de energía de impacto, basado en propiedades estructurales de sus componentes y fricción. Dentro del diseño propuesto de disipador, la utilización de elementos lámina como estructura permite su operación en diferentes rangos de operación, esto a partir de la actuación del sistema friccionante. El diseño del disipador de energía se divide en tres etapas, las cuales se describen a continuación.

### 4.1 Método de diseño

Respecto al estudio de los sistemas de disipación de energía, al inicio de este trabajo se seleccionaron los mecanismos pasivos a utilizar en el diseño del amortiguador (etapa 1). Se plantea utilizar el mecanismo de fricción seca como método de disipación de energía. Los elementos tipo viga que conforman la estructura del prototipo se definieron con la finalidad de permitir la variación de rigidez del disipador sin la necesidad de modificaciones durante su funcionamiento. Posteriormente, la construcción del prototipo y la evaluación de parámetros como materiales, geometrías y diversas configuraciones de operación, las cuales se realizan de forma numérica y experimental (etapa 2). Finalmente, se realiza un planteamiento analítico que describe el funcionamiento del amortiguador de impacto (etapa 3). Un diagrama de la

metodología de diseño utilizada se presenta en la Figura 4.1.

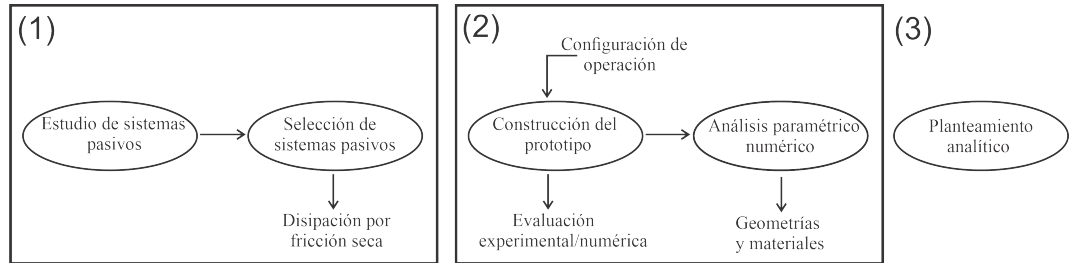


Figura 4.1. Metodología de diseño del disipador de energía

En los apartados siguientes, se abordará la propuesta del disipador de energía, así como la evaluación numérica y experimental del mismo.

## 4.2 Diseño conceptual

El diseño del disipador propuesto tiene como principal característica la utilización de elementos lámina como estructura del mismo. La energía se disipa por medio de la fricción seca y la deformación de los elementos lámina. El dispositivo requiere una unión de contacto, una fuerza normal de contacto y un desplazamiento relativo.

El disipador de energía consta de láminas de fricción (3), elementos de fricción (2), una base (4) y un elemento móvil (1), como partes principales, las cuales se observan en la Figura 4.2.

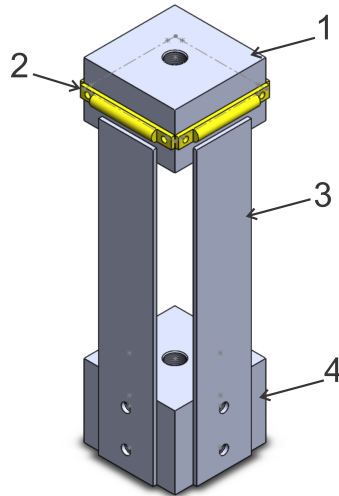


Figura 4.2. Esquema del ensamblaje del disipador de energía sin pernos, donde: 1) Elemento móvil, 2) Elemento de fricción, 3) Lámina de fricción y 4) Base de sujeción.

Las dimensiones de las piezas que constituyen el disipador de energía se detallan en los planos técnicos (ver Anexo B).

#### 4.2.1. Elementos que conforman el disipador de energía

Para garantizar la fuerza normal, se utiliza una viga en voladizo, en la cual se aplica dicha carga mediante deformación elástica en una distancia ( $x$ ) sobre la longitud total de la viga ( $L$ ), como se observa en la Figura 4.3.

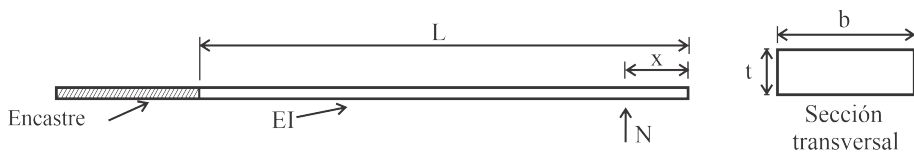


Figura 4.3. Condiciones de frontera de la viga en voladizo.

La unión de contacto se asegura con un perfil prismático (elemento friccionante) transversal al eje de la viga y con una traslación vertical, la cual garantiza la precarga mediante la deformación de la viga ( $\Delta_y$ ), como se observa en la Figura 4.4.

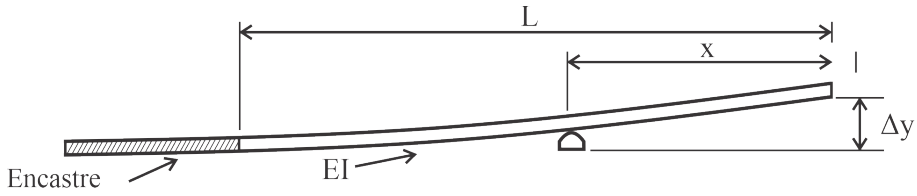


Figura 4.4. Precarga mediante la deformación de la viga en voladizo

La rigidez a la flexión de la viga aumenta con respecto a la posición de la unión de contacto ( $x$ ) y en proporción a la deformación de la viga ( $\Delta_y$ ). El movimiento relativo se realiza utilizando un elemento móvil y uno fijo, como se observa en la Figura 4.5.

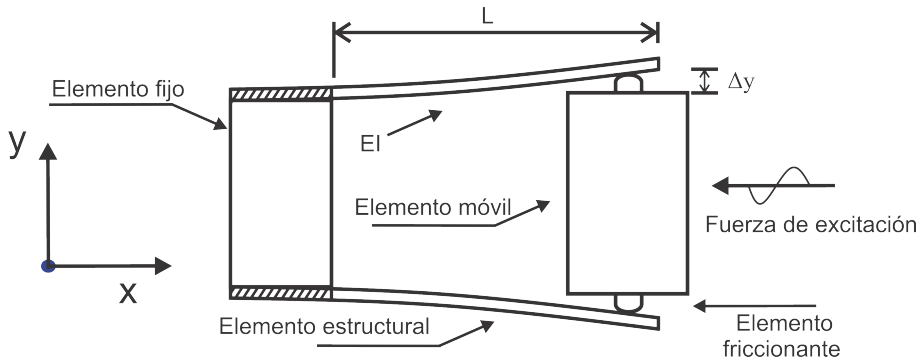


Figura 4.5. Esquema del disipador de energía

El mecanismo de fricción se compone por un elemento friccionante de forma cilíndrica en contacto con la superficie interna de la lámina, la cual está diseñada como estructura del disipador (ver Figura 4.5). La utilización de elementos cilíndricos como elementos friccionantes, permite libertad de movimiento y acomodo ante un posible impacto no centrado. La fuerza de fricción generada entre las superficies en contacto se obtiene a partir de la fuerza normal ( $N$ ), la cual se genera a partir de la deformación del elemento lámina. De este modo se puede observar la distribución de las siguientes variables independientes:



- $L$  = Longitud de la viga
- $E$  = Módulo de Young del material
- $I$  = Segundo momento de área
- $\Delta_y$  = Deflexión transversal de la viga
- $\Delta_x$  = Avance del sistema

El control pasivo de las cargas dinámicas se realiza a través del mecanismo de fricción, esto confiere al dispositivo la capacidad de disipación de energía. Consecuente a la carga dinámica, se produce el deslizamiento de las partes móviles, provocando la disipación de energía por fricción de Coulomb (ver Figura 4.6).

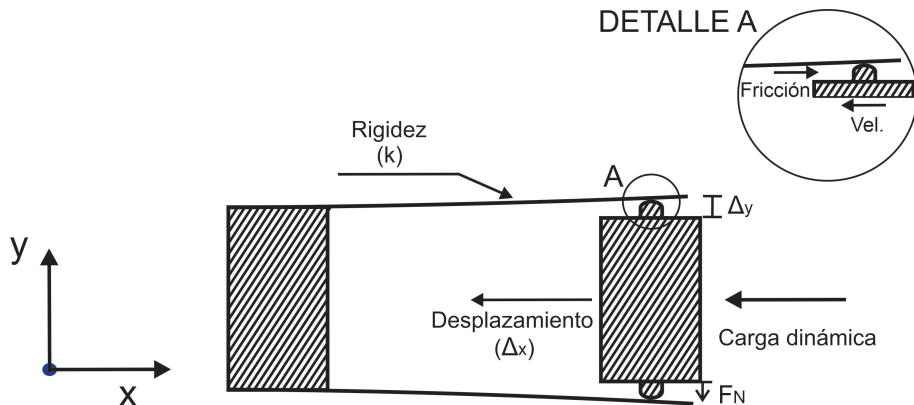


Figura 4.6. Esquema del funcionamiento del disipador de energía

### Estimación de energía disipada

La estimación de la capacidad de disipación de energía del dispositivo se plantea asumiendo que los elementos lámina se precargan mediante deformación elástica y estas pueden ser consideradas en voladizo. Con respecto a lo anterior, se emplea la Ec. 2.20 como base, la cual involucra parámetros como el módulo de elasticidad ( $E$ ), deformación ( $\Delta_y$ ), sección transversal de la lámina ( $I_0$ ) y la longitud de la misma ( $L$ ).

$$\Delta_y = K_1 \frac{PL^3}{3EI_0} \quad (2.20)$$

Asumiendo que la deformación de la lámina es constante en la unión de contacto entre el elemento de fricción y la lámina a lo largo de la carrera del disipador, se despeja la Ec. 2.20, quedando la fuerza ( $P$ ) en función de la geometría y el material de la lámina.

$$P = K_1 \frac{3\Delta_y EI_0}{L^3} \quad (4.1)$$

El modelo de fricción de Coulomb se describe con la Ec. 1.1, donde,  $F_f$  es la fuerza de fricción,  $\mu$  es el coeficiente de fricción y  $N$  la carga normal de contacto.

$$F_f = \mu N \quad (1.1)$$

Definiendo que la fuerza  $P$ , necesaria para deformar la lámina, es igual a la carga normal  $N$ , se reescribe la Ec. 1.1 de la siguiente manera:

$$F_f = K_1 \frac{3\Delta_y EI_0 \mu}{L^3} \quad (4.2)$$

Por otro lado, la cantidad de energía disipada en un desplazamiento dado ( $x$ ), está definida por la siguiente expresión:

$$E_D = F_f x \quad (4.3)$$

Sustituyendo Ec. 4.2 en la Ec. 4.3, se obtiene:

$$E_D = K_1 \frac{3\Delta_y EI_0 \mu}{L^3} x \quad (4.4)$$

Partiendo de la afirmación de que el sistema es representado como una “viga en voladizo considerando la viga con longitud variable, debido a que la fuerza ( $P$ ) cambia de posición, con respecto al desplazamiento ( $x$ ), se integra la Ec. 4.4 para así obtener la energía disipada por el sistema, teniendo:

$$E_D = \int_0^x K_1 \frac{3\Delta_y EI_0 \mu}{L^3(x)} dx \quad (4.5)$$

Donde  $L(\Delta_y) = L - x$ , se obtiene lo siguiente:

$$E_D = K_1 \frac{3\Delta_y EI_0 \mu}{2(L - x)^2} \Big|_0^x \quad (4.6)$$

Una viga es considerada corta, cuando la proporción  $L/h < 15$  (Sotomayor, 2015). Si esta condición no se cumple, se omite el efecto de los esfuerzos cortantes en la deformación provocada por el momento de flexión aplicado. Para el planteamiento del sistema, se considera la deformación provocada por flexión pura (Sotomayor, 2015).

## **4.3** Análisis numérico de elementos que conforman el disipador

A continuación, se presenta el análisis numérico de los elementos que conforman el disipador de energía por fricción, es decir, los elementos lámina y de contacto. La finalidad del modelado numérico es observar parámetros como la presión de contacto y la fuerza normal en el contacto entre el elemento cilíndrico y la lámina, basados en la teoría de contacto de Hertz. A su vez, el comportamiento de las fuerzas de fricción en función del modelo de Coulomb. De igual manera, se analiza un conjunto de láminas apiladas, sometidas a una carga. Los elementos viga se encuentran en voladizo con una carga al extremo contrario de la fijación, con la finalidad de observar el desplazamiento existente a lo largo de cada una de las vigas y el estatus del contacto entre las mismas.

### **4.3.1. Análisis de deformación en vigas**

El desarrollo del modelo discreto se realizó en el software Abaqus; la viga de aluminio se modeló como un elemento deformable tipo *shell* (S4R). En las interacciones de contacto, se utilizó la condición sin fricción entre las superficies de las láminas (*surface to surface*). Los elementos viga se consideraron de una longitud de 200 mm, teniendo como longitud de empotre 40 mm. El modelo discreto y las dimensiones del elemento de fricción se muestran en la Figura 4.7.

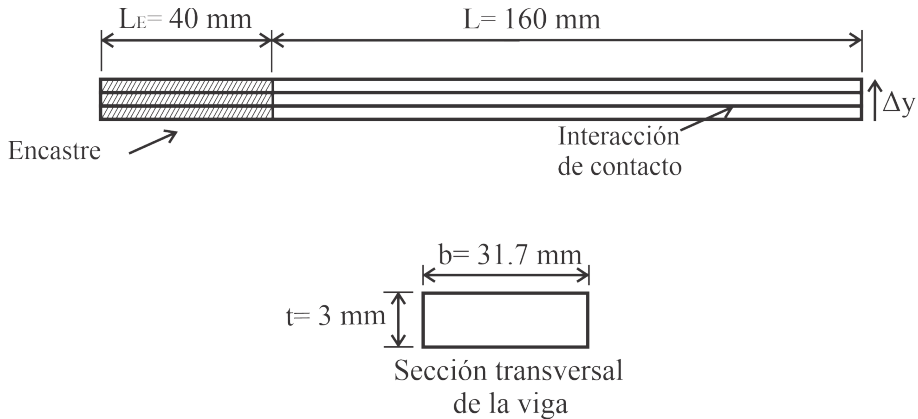


Figura 4.7. Condiciones de frontera del modelo discreto con vigas apiladas

La deflexión en las vigas se realizó mediante un desplazamiento en el extremo opuesto al empotramiento, cuyo valor es de 4 mm ( $\Delta_y$  según el eje coordenado del modelo). Se realizó un monitoreo nodal a lo largo de la longitud de cada una de las vigas para comparar el desplazamiento de cada una de ellas; a su vez, se monitorearon las interacciones de contacto entre cada par de vigas. En la Figura 4.8 se presentan los resultados obtenidos del análisis numérico referentes al estatus del contacto.

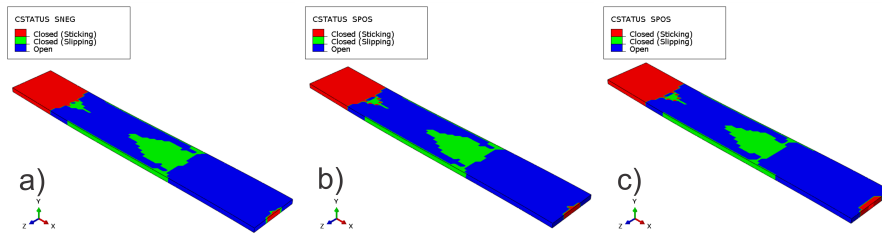


Figura 4.8. Estatus del contacto para el apilamiento de vigas, donde: a) Primera viga, b) Segunda viga y c) Tercera viga

En la Figura 4.8 se observa el estatus del contacto entre cada uno de los elementos viga. En ella se muestra en código de colores tres diferentes estatus. El color rojo muestra un contacto cerrado, el cual representa una unión del tipo pegado, lo que significa que no existe deslizamiento entre las superficies. El color verde representa un contacto de tipo cerrado, sin embargo, en él existe deslizamiento entre las superficies. El color azul presenta un contacto de tipo abierto, esto se refiere a que las superficies no presentan contacto entre sí.

Los resultados obtenidos referente al estatus del contacto en las vigas apiladas muestra que, no hay contacto uniforme a lo largo de toda la superficie de la viga, es decir, hay zonas en las cuales las vigas no muestran contacto o deslizamiento consecuente a la deflexión.

La distribución de los nodos a monitorear para cada una de las vigas apiladas se muestra en la Figura 4.9.

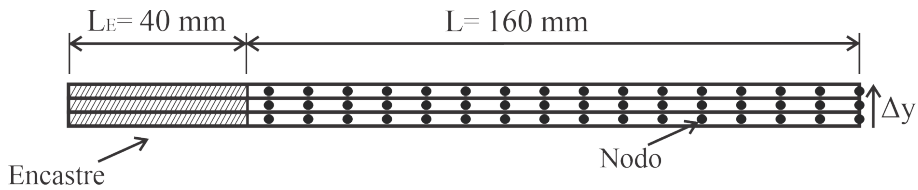


Figura 4.9. Esquema de posición de los nodos a monitorear en el modelo discreto

En la Figura 4.10 se presentan los resultados obtenidos para el desplazamiento nodal a lo largo de la longitud de las vigas apiladas. Los resultados muestran que, no existe diferencia considerable en el desplazamiento nodal para cada una de las vigas en la misma posición del nodo, con respecto a la longitud, es decir, todas las vigas apiladas se desplazan la misma magnitud.

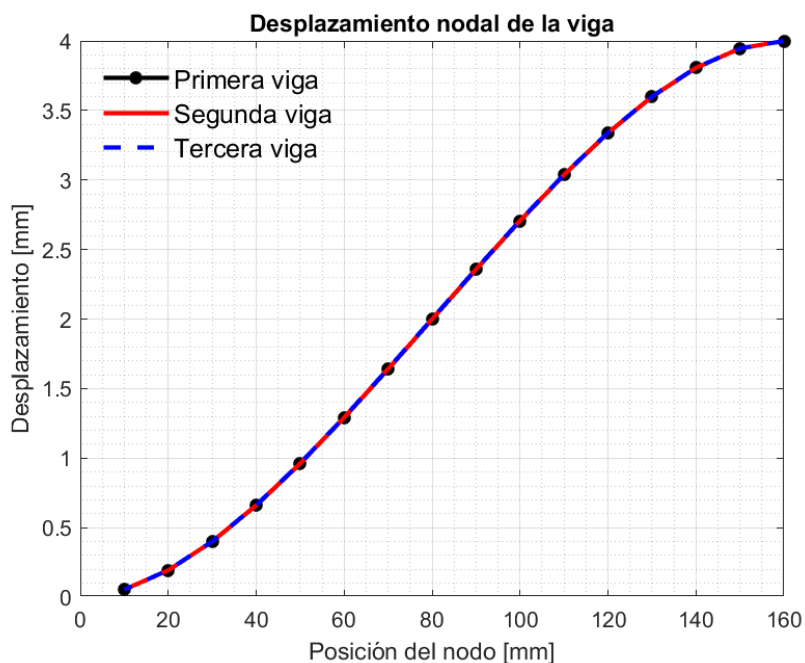


Figura 4.10. Desplazamiento nodal en las vigas apiladas

En la Figura 4.11 se presenta la variación de la rigidez a flexión de las vigas con respecto al cambio de longitud. Los resultados muestran el incremento de la rigidez con respecto al número de vigas apiladas, siendo que, empleando una segunda viga, la rigidez aumenta aproximadamente un 73.6 %, esto con respecto a la rigidez de una sola viga, mientras que, utilizando una tercera viga, la rigidez aumenta un 40 % con respecto a la utilización de únicamente dos.

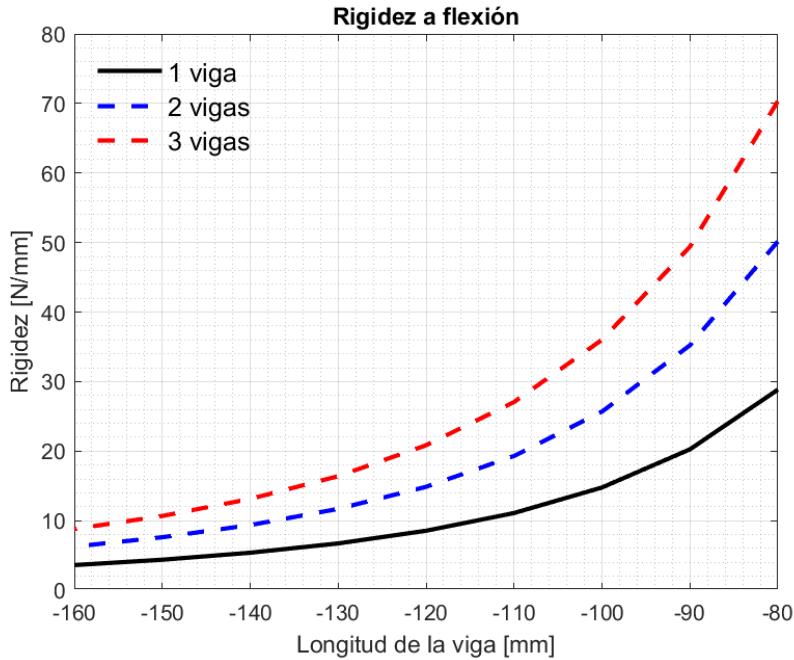


Figura 4.11. Cambio de rigidez a flexión con respecto a la longitud de las vigas

### 4.3.2. Análisis de contacto

En la literatura existen diversos estudios numéricos del problema de contacto, los cuales abordan la teoría de Hertz, cuya principal similitud es que presentan un modelado 2D como los realizados por (Purushothaman & Thankachan, 2011) y (Zhang et al., 2007). Por este motivo, se optó por la implementación de un modelo discreto 2D para el análisis del problema de contacto.

El desarrollo del modelo discreto se realizó en el software Abaqus; la lámina de aluminio se modeló como un material deformable tipo *shell*, mientras que, el elemento de fricción es considerado de aluminio como un material deformable. En proceso de las interacciones, se utilizó un coeficiente de fricción de  $\mu=0.36$  (Castro, 2017) entre las superficies de contacto (*surface to surfacel*). La lámina se consideró de una longitud de 200 mm, teniendo como longitud de empotre 45 mm. El modelo discreto y las dimensiones del elemento de fricción se muestran en la Figura 4.12.

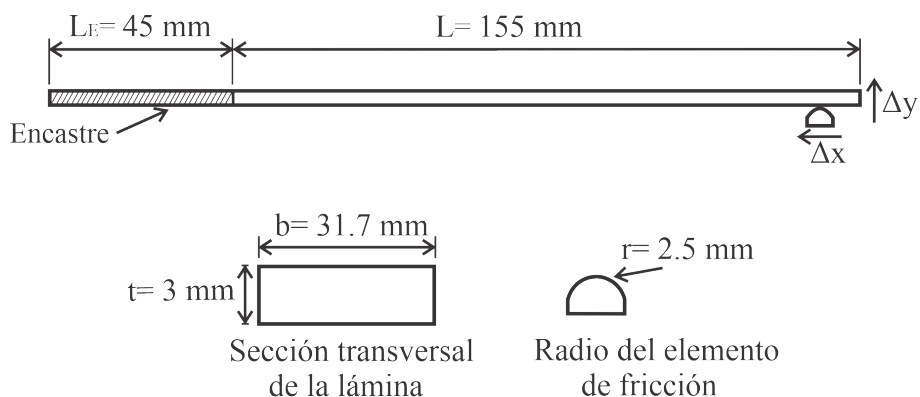


Figura 4.12. Condiciones de frontera del modelo discreto

La precarga en el sistema se realiza mediante la deformación del elemento viga, esto aplicando una condición de desplazamiento en la pieza de contacto, siendo  $\Delta_y$  de 4 mm. Con la finalidad de tener valores de referencia, se realizaron los cálculos de la fuerza normal mediante la Ec. 4.7:

$$P = \frac{3EI\Delta_y}{L^3} \quad (4.7)$$

Para la presión máxima de contacto, se empleó la Ec. 3.5, para el caso de contacto entre un cuerpo cilíndrico y un plano, siendo que:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi aL} \quad (3.5)$$

En la Tabla 4.1 se presentan los resultados obtenidos para la fuerza normal y la presión de contacto del caso de estudio.

Tabla 4.1. Resultados obtenidos de fuerza normal y presión máxima de contacto para el caso de estudio

Fuerza normal de contacto [N]	Presión máxima de contacto [MPa]
19.37	64.05



### Análisis de convergencia de malla

Un factor importante en los análisis numéricos es la discretización del modelo, esto a través del tamaño de malla. Con el objetivo de evaluar el efecto del tamaño de malla, se realizaron cuatro diferentes discretizaciones del modelo con respecto al elemento viga, correspondientes al tamaño del elemento: 2 mm, 1 mm, 0.5 mm y 0.25 mm, mientras que, el tamaño de malla para el elemento cilíndrico se mantuvo constante en valor de 0.4 mm (ver Figura 4.13).

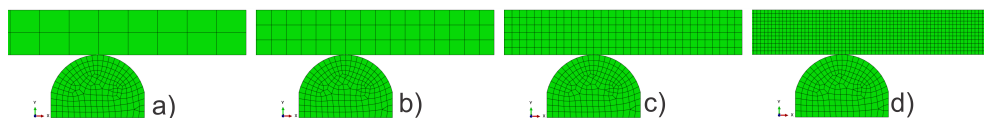


Figura 4.13. Modelos discretos con diferentes tamaños de elemento, donde: a) elementos de 2 mm, b) elementos de 1 mm, c) elementos de 0.5 mm y d) elementos de 0.25 mm

Los resultados obtenidos se presentan en la Figura 4.14, mostrando diferencias considerables entre los modelos. Los valores de fuerza normal presentan una diferencia del 26.58 % empleando un tamaño de 2 mm de malla, esto con respecto a los obtenidos teóricamente, mientras que, utilizando 0.25 mm la diferencia porcentual es del 1.7 %.

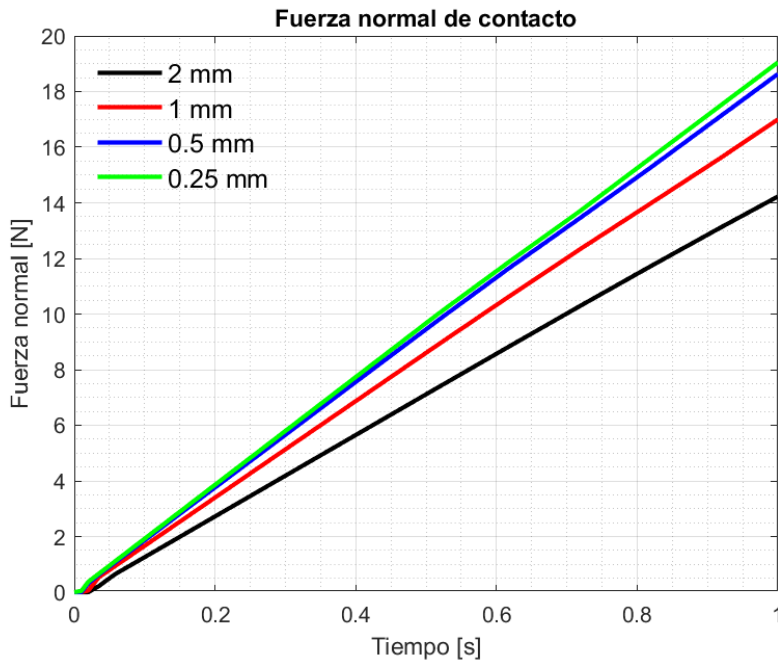


Figura 4.14. Comparación de resultados de la fuerza normal para cada tamaño de malla analizado

Con respecto a la presión máxima de contacto, en la Figura 4.15 se muestran los resultados obtenidos para cada tamaño de malla analizado. La diferencia porcentual empleando un tamaño de 2 mm es de 88.8%, mientras que, con 0.25 mm de malla la diferencia es de 36.3%.

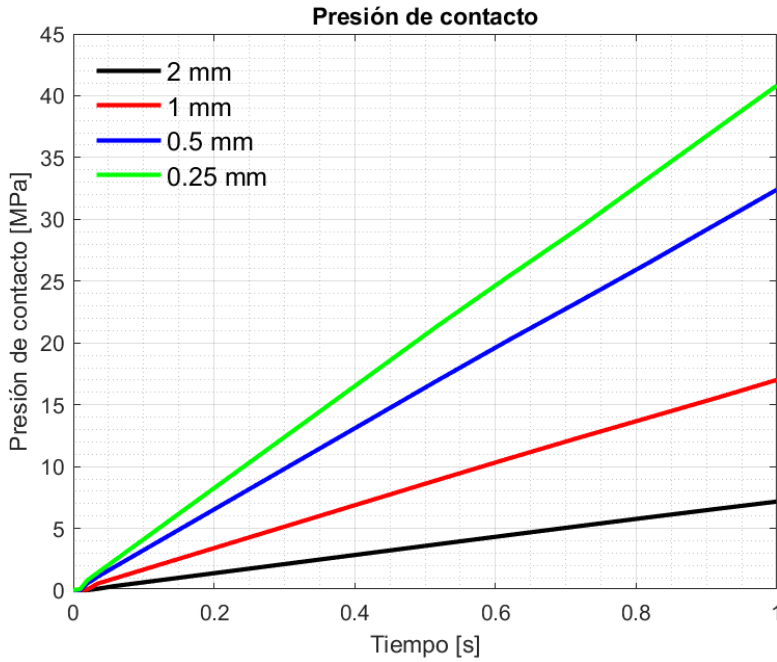


Figura 4.15. Comparación de resultados de la presión máxima de contacto para cada tamaño de malla analizado

Debido a que la presión máxima de contacto presenta una diferencia porcentual de 36.3%, se varió el tamaño de malla del elemento cilíndrico, correspondientes al tamaño del elemento 0.4 mm, 0.3 mm, 0.2 mm y 0.1 mm, mientras que, el tamaño de malla para el elemento viga se mantuvo constante en valor de 0.25 mm, por la buena proximidad con respecto a la fuerza normal (ver Figura 4.16).

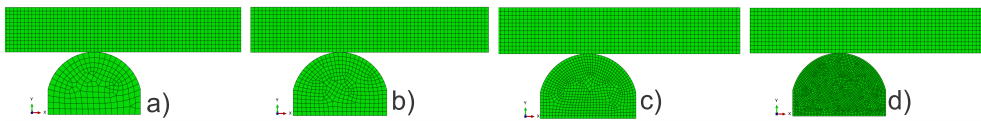


Figura 4.16. Modelos discretos con diferentes tamaños de elemento, donde: a) elementos de 0.4 mm, b) elementos de 0.3 mm, c) elementos de 0.2 mm y d) elementos de 0.1 mm

Los resultados del análisis de convergencia de malla se presentan en la Figura 4.17, mostrando diferencias mínimas entre los modelos. Los valores de fuerza

normal presentan una diferencia del 1.78 % empleando un tamaño de 0.4 mm de malla, esto con respecto a los obtenidos teóricamente, mientras que, utilizando 0.1 mm la diferencia porcentual es del 1.4 %.

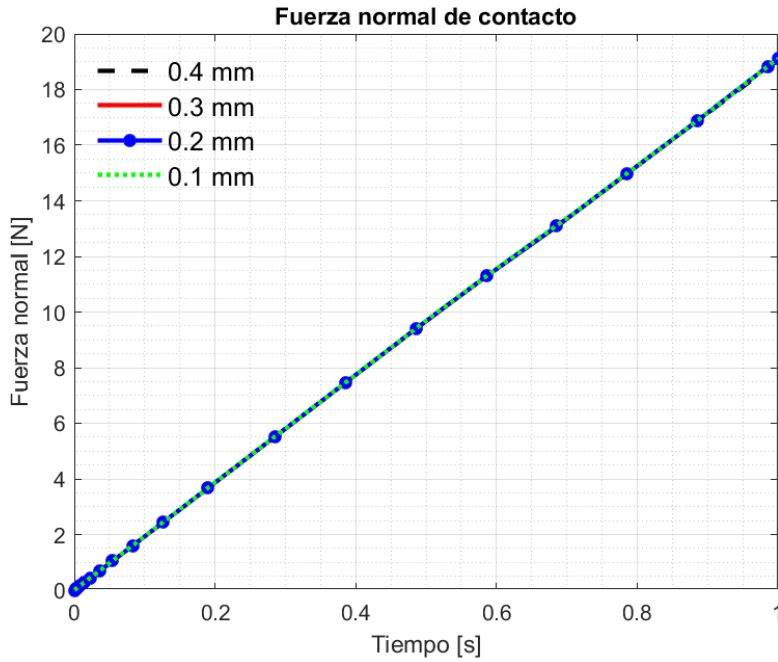


Figura 4.17. Comparación de resultados de la fuerza normal para cada tamaño de malla analizado

Los resultados obtenidos con respecto a la presión de contacto se presentan en la Tabla 4.2, mostrando diferencias considerables entre los modelos. Los valores de la presión máxima de contacto muestran una diferencia del 36.3 % empleando un tamaño de 0.4 mm de malla, esto con respecto a los obtenidos teóricamente, mientras que, utilizando 0.2 mm la diferencia porcentual es del 4.7 %.

Tabla 4.2. Comparación de resultados de la presión máxima de contacto para cada tamaño de malla analizado con respecto a valor teórico

Tamaño de malla [mm]	Presión máxima de contacto [MPa]	Diferencia porcentual
0.4	40.8	36.3 %
0.3	41.28	35.5 %
0.2	61.04	4.7 %
0.1	76.51	16.3 %

En la Figura 4.18 se presenta una vista de extrusión del modelo 2D de contacto, mostrando la distribución de presión en el elemento cilíndrico.

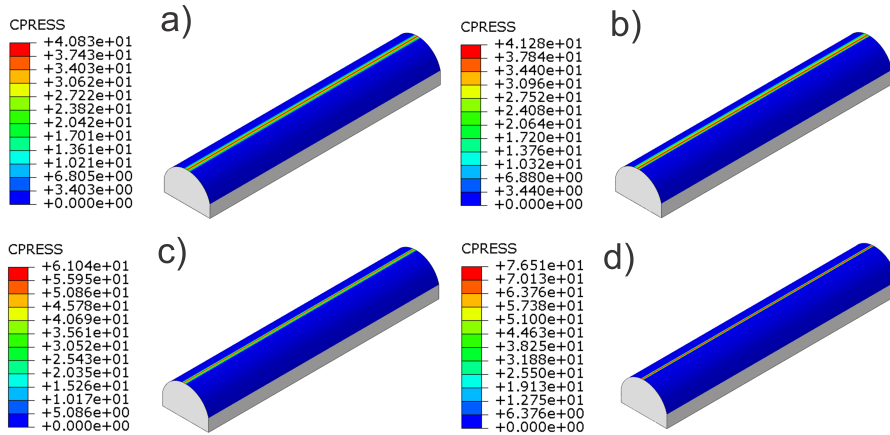


Figura 4.18. Vista de extrusión del elemento cilíndrico para diferentes tamaños de malla (Cpress en MPa), donde: a) 0.4 mm, b) 0.3 mm, c) 0.2 mm y d) 0.1 mm

### 4.3.3. Análisis de fricción

El desarrollo del modelo discreto se realizó en el software Abaqus; la lámina de aluminio se modeló como un material deformable tipo *shell* (S4R), mientras que, el elemento de fricción es considerado de aluminio como un material deformable tipo sólido (C3D8R). En proceso de las interacciones, se utilizó un coeficiente de fricción de  $\mu=0.36$  (Castro, 2017) entre las superficies de contacto (Surface to Surface). La lámina se consideró de una longitud de

200 mm, teniendo como longitud de empotre 45 mm. El modelo discreto y las dimensiones del elemento de fricción se muestran en la Figura 4.19.

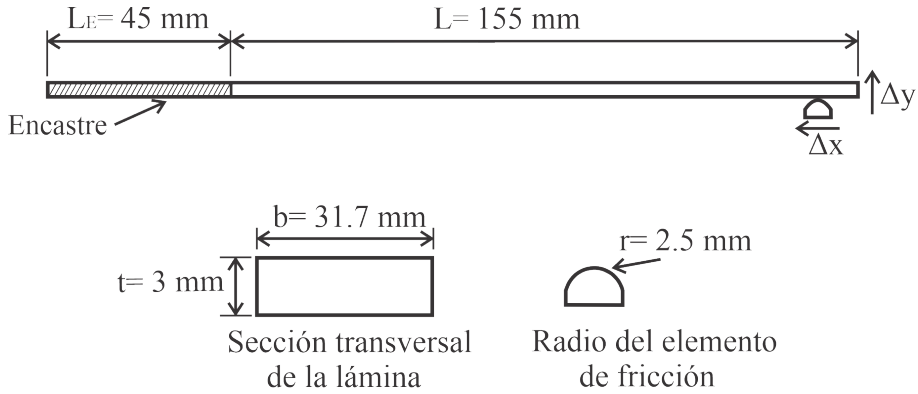


Figura 4.19. Condiciones de frontera del modelo discreto

El modelo numérico consta de tres etapas; en la primera, se realiza la precarga en el sistema, esto deformando la viga mediante el desplazamiento de la pieza de contacto, siendo  $\Delta_y=4$  mm; en la segunda etapa se define el movimiento de la pieza de contacto a lo largo de la longitud de la viga (30 mm); para finalizar, en la tercera etapa, el elemento de fricción se desplaza hasta la posición inicial, como se observa en la Figura 4.20.

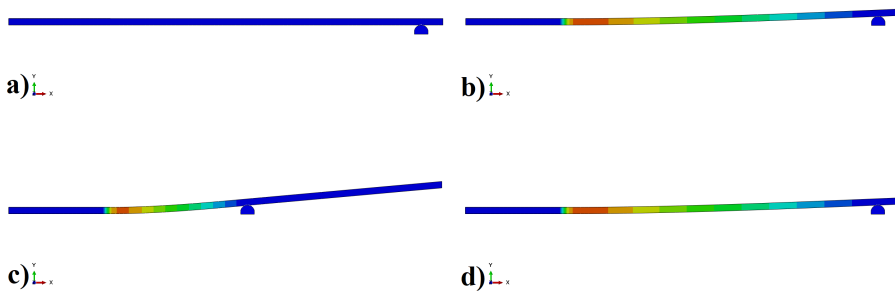


Figura 4.20. Etapas del modelado numérico, donde: a) Etapa previa a la simulación, b) Etapa de precarga del sistema, c) Etapa de desplazamiento y d) Etapa de desplazamiento en sentido opuesto

### Análisis de convergencia de malla

Un factor importante en los análisis numéricos es la discretización del modelo, esto a través del tamaño de malla. Con el objetivo de evaluar el efecto del tamaño de malla, se realizaron tres diferentes discretizaciones del modelo, correspondientes al tamaño del elemento 0.4 mm, 0.6 mm y 0.8 mm (ver Figura 4.21).

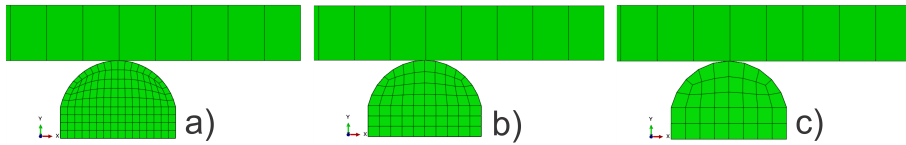


Figura 4.21. Modelos discretos con diferentes tamaños de elemento, donde: a) elementos de 0.4 mm, b) elementos de 0.6 mm y c) elementos de 0.8 mm

Los resultados obtenidos se presentan en la Figura 4.22, mostrando diferencias mínimas entre los modelos. Tal característica se corrobora al calcular el área bajo la curva de los diagramas histeréticos, en donde, los valores para los casos analizados son próximos entre sí, siendo de 0.59 J.

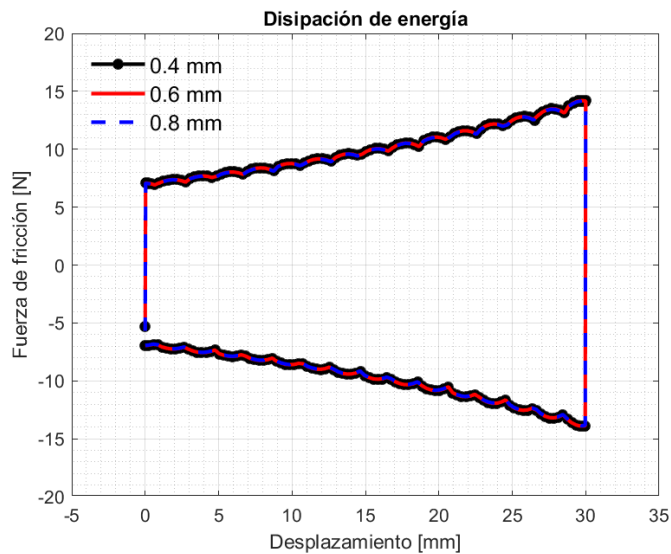


Figura 4.22. Comparación de resultados para cada tamaño de malla

### Influencia del coeficiente de fricción en la disipación de energía

En el modelo de Coulomb, la fuerza de fricción ( $F_f$ ) es independiente del área de contacto, siempre opuesta al movimiento relativo y proporcional a la fuerza normal de contacto ( $N$ ). Adicionalmente, un coeficiente de rozamiento ( $\mu$ ) debe ser especificado.

La influencia del coeficiente de fricción en la disipación de energía se analizó mediante la comparación de resultados empleando cinco valores diferentes de coeficiente de fricción, que van desde 0.1 hasta 0.5.

Los resultados obtenidos para cada coeficiente de fricción analizado se presentan en la Figura 4.23, mostrando que, para un valor de coeficiente de fricción mayor, existe una mayor fuerza de fricción y, por ende, una mayor disipación de energía.

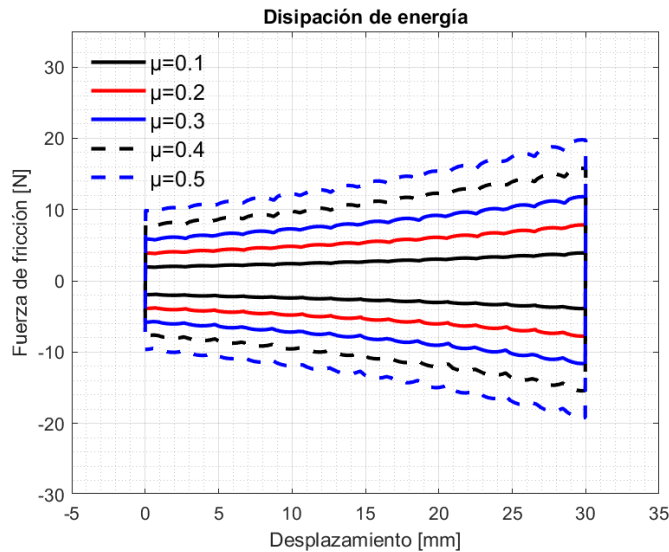


Figura 4.23. Comparación de resultados para distintos coeficientes de fricción

En la Tabla 4.3 se presentan los resultados de disipación de energía con respecto a la variación del coeficiente de fricción.



Tabla 4.3. Energía disipada para coeficiente de fricción analizado

Coeficiente de fricción	Precarga [mm]	Desplazamiento [mm]	Energía disipada [J]
0.1	4	30	0.16
0.2	4	30	0.33
0.3	4	30	0.49
0.4	4	30	0.66
0.5	4	30	0.82

Los resultados obtenidos de la variación del coeficiente de fricción muestran que, al aumentar el coeficiente de fricción, incrementa la disipación de energía de manera proporcional, esto para un mismo desplazamiento y fuerza normal (precarga).

## 4.4 Conclusiones del capítulo

A partir del análisis numérico realizado a los elementos viga se corroboró la efectividad de los elementos tipo *shell* para el modelado de vigas a flexión.

Se determinó que el apilamiento de vigas sin sujeción no consecuenta un contacto uniforme y completo a lo largo de la superficie de las mismas.

La precarga ejercida en una de las vigas, repercute con la misma magnitud en las demás vigas apiladas, esto con respecto a la deformación por flexión.

Contemplando vigas de iguales dimensiones, la rigidez que aporta el apilamiento no es proporcional al número de vigas empleadas, es decir, cada viga apilada aporta menor cantidad de rigidez con respecto a la viga anterior.

Referente al modelado del problema de contacto, se determinó que el comportamiento del problema de contacto del caso de estudio, se describe adecuadamente con la teoría de Hertz.

La fuerza normal de contacto está en función de la deformación del elemento viga. Por lo tanto, se puede determinar mediante la Ecuación 4.1 para el caso particular de una viga en voladizo.

Empleando la Ec. 4.7 como referencia para el análisis de convergencia de malla se determinó numéricamente que, con una malla de 0.5 mm en el elemento viga se obtiene una diferencia porcentual del 1.7% con respecto a la fuerza normal.

A partir de los análisis presentados referentes al modelado de fricción, se determinó que el comportamiento de la fuerza de fricción presenta independencia respecto a la discretización del modelo de contacto. Sin embargo, es necesario realizar un análisis de convergencia de malla para obtener resultados congruentes a los esfuerzos y deformaciones de los elementos en contacto.

La fuerza de fricción está en función del coeficiente, siendo esta proporcional, por lo tanto, la disipación de energía aumenta en relación al incremento de la fuerza de fricción del par en contacto.

El carácter de la gráfica histerética no corresponde a las encontradas en la literatura, esto se debe al aumento de la fuerza normal de contacto con respecto al desplazamiento del sistema.

La fuerza de fricción aumenta de manera exponencial con respecto al desplazamiento, esto ocasionado por el acortamiento de la longitud de la viga.

Como conclusión de este capítulo, se presenta el diseño de un disipador pasivo de impacto por fricción seca. El disipador presenta como característica principal la utilización de láminas como estructura del mismo.

Como aporte innovador en el diseño del disipador pasivo de impacto por fricción seca se encuentra la característica del aumento de la precarga, a través de la deformación de las láminas y la escalabilidad en su rango de operación o capacidad para disipar energía mediante su configuración geométrica descrita en la Ecuación 4.6.

# 5

## CAPÍTULO

# Discusión de resultados

En este capítulo se presenta la evaluación experimental y numérica del disipador de impacto por fricción descrito en el Capítulo 4. El desempeño del disipador se determinó a partir de pruebas experimentales cuasi-estáticas y modelos discretos realizados en el software de elemento finito, ABAQUS. A partir de un análisis cuasi-estático se determinó la cantidad de energía disipada en función de un desplazamiento. La totalidad de energía absorbida por el disipador se determinó a través de los diagramas de histéresis obtenidos para cada parámetro analizado. En este sentido, un máximo de energía absorbida igual a 11 J se obtuvo para el modelo del disipador propuesto sometido a pruebas experimentales a velocidad constante. Finalmente, se presenta la evaluación del disipador bajo cargas de impacto, mediante pruebas experimentales y modelado numérico.

### 5.1

## Evaluación experimental cuasi-estática del disipador de energía

En este apartado se aborda el análisis experimental del disipador sometido a cargas cíclicas, considerando tres diferentes velocidades de desplazamiento; el desarrollo de la prueba experimental se presenta a continuación.

### 5.1.1. Prueba experimental bajo cargas cíclicas

Las pruebas se realizaron de forma cuasi-estática, mediante una máquina de ensayos universal Shimadzu AG-X plus 100kN. Las velocidades aplicadas fueron

de 3, 5 y 10 mm/s en condiciones de carga y descarga. La Figura 5.1 muestra el montaje del prototipo en la máquina de ensayos.

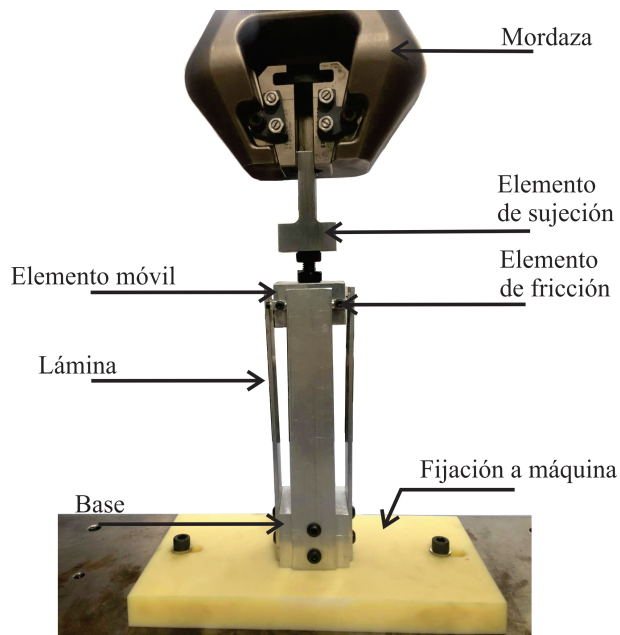


Figura 5.1. Montaje del sistema para prueba experimental bajo carga cíclica

El desplazamiento máximo empleado en el análisis se limitó a 70 mm, a causa del esfuerzo de fluencia del aluminio, con valor de 275 MPa mostrado en la Tabla 5.1 (Akram et al., 2018). En la Figura 5.2 se muestra la variación del esfuerzo en la lámina con respecto al desplazamiento del sistema. La línea roja presente en la Figura 5.2 representa el límite elástico del aluminio, mientras que, la línea negra es la variación del esfuerzo por flexión de la viga con una precarga de 4 mm de deformación.

Tabla 5.1. Propiedades mecánicas del aluminio 6061 (Akram *et al.*, 2018)

Densidad [ $g/cm^3$ ]	Módulo de Young [MPa]	Esfuerzo de fluencia [MPa]	Coefficiente de Poisson
2.7	69000	275	0.33

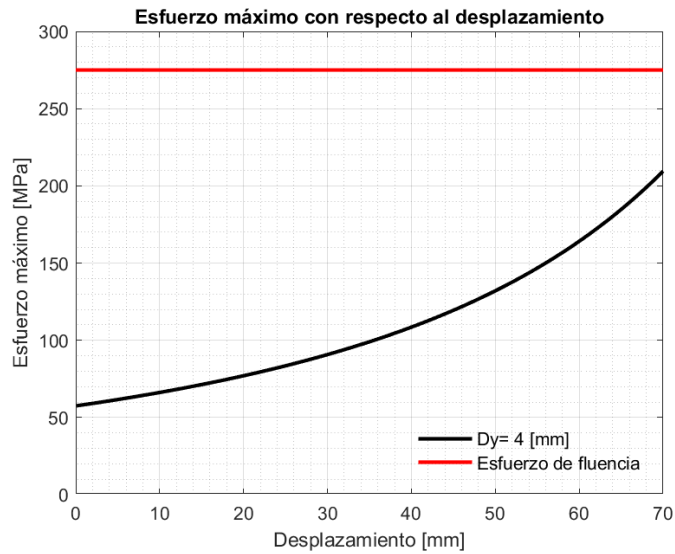


Figura 5.2. Esfuerzo máximo en la lámina con respecto al desplazamiento del sistema

La prueba experimental consistió en cinco ciclos de desplazamiento del sistema, el cual es de 0 a 70 mm en dirección Y, a una velocidad de 5 mm/seg. Posteriormente, se realizaron pruebas con 3 mm/seg y 10 mm/seg como velocidades de desplazamiento. En la Figura 5.3 se muestra la fuerza requerida para mover el sistema durante cada uno de los cinco ciclos a una velocidad de 5 mm/seg, en la cual se observa repetitividad en cada uno de los ciclos; esto representa que no existe pérdida de contacto entre los elementos, a su vez tampoco se presenta aflojamiento en la sujeción de los elementos, lo que provocaría disminución en la fuerza de fricción. La fuerza aumenta con respecto al desplazamiento, siendo mayor a menor distancia de la sujeción o fijación del sistema.

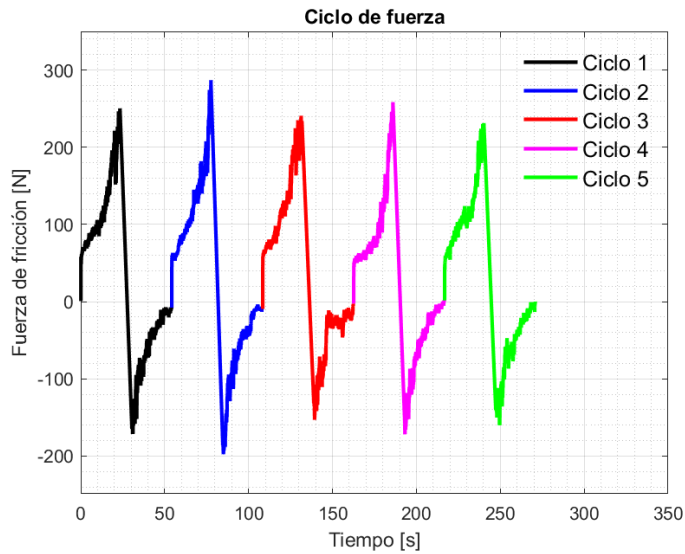


Figura 5.3. Ciclo de fuerza con respecto al tiempo para una velocidad de 5 mm/s

Con base en los ciclos de fuerza mostrados en la Figura 5.3, se presentan en la Figura 5.4 las gráficas histeréticas para cada uno de los ciclos, esto para una velocidad de 5 mm/seg. En la Figura 5.4 se observa la repetitividad en cuanto a forma de cada uno de los ciclos, y la proximidad entre ellas.

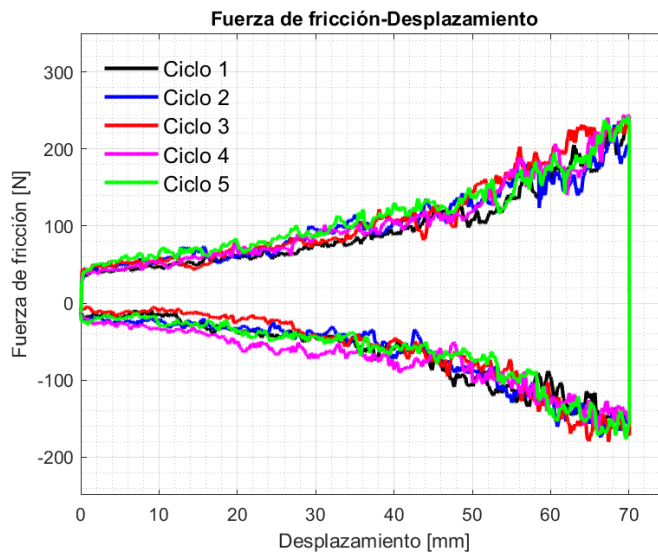


Figura 5.4. Ciclos histeréticos para una velocidad de 5 mm/s

El cálculo de la energía disipada por el sistema se da mediante la obtención del área bajo la curva de histéresis. En la Figura 5.5 se presenta la comparación de los ciclos histéreticos para cada una de las velocidades analizadas (3, 5 y 10 mm/seg). Se observa que, para las tres velocidades presentadas, el caracter de la gráfica histéretica es similar. A su vez, la disipación de energía no presenta una variación considerable entre ellas, siendo de aproximadamente 11 J para cada una de las velocidades presentadas.

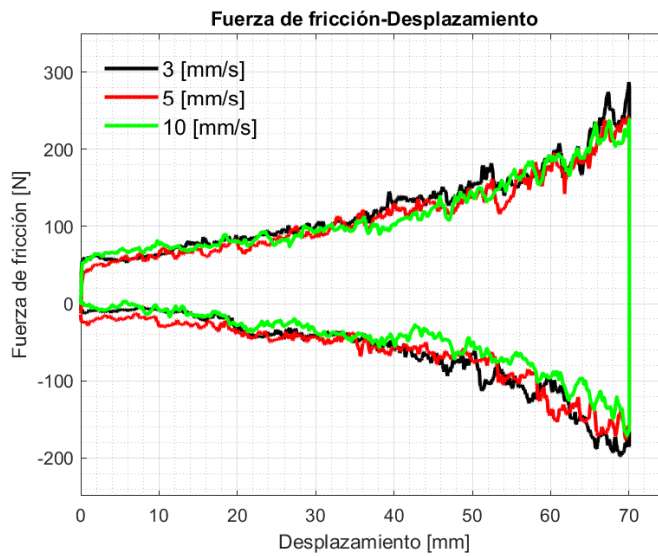


Figura 5.5. Comparación de resultados experimentales para distintas velocidades de desplazamiento

## 5.2 Evaluación numérica cuasi-estática del disipador de energía

La funcionalidad y desempeño del disipador de energía se evaluó de forma numérica mediante un modelo 3D, el cual fue desarrollado en el software de elemento finito ABAQUS. El análisis numérico del sistema pasivo fue calibrado de forma experimental de manera cuasi-estática y dinámica, para posteriormente realizar un análisis de los parámetros que influyen en la disipación de la energía. A continuación, se presenta el desarrollo del modelo discreto.



### 5.2.1. Modelo discreto

El desarrollo del modelo discreto se realizó en el software Abaqus; la lámina de aluminio se modeló como un elemento deformable tipo *shell* (S4R), mientras que, el elemento de fricción es considerado de aluminio deformable tipo sólido (C3D8R). En proceso de las interacciones de contacto, se utilizó un coeficiente de fricción de  $\mu=0.36$  (Castro, 2017) entre las superficies de contacto (*surface to surface*). La lámina se consideró de una longitud de 200 mm, teniendo como longitud de empotre ( $L_E$ ) 45 mm. Las condiciones de frontera y las dimensiones del elemento de fricción se muestran en la Figura 5.6. Las propiedades del aluminio 6061 se presentan en la Tabla 5.1.

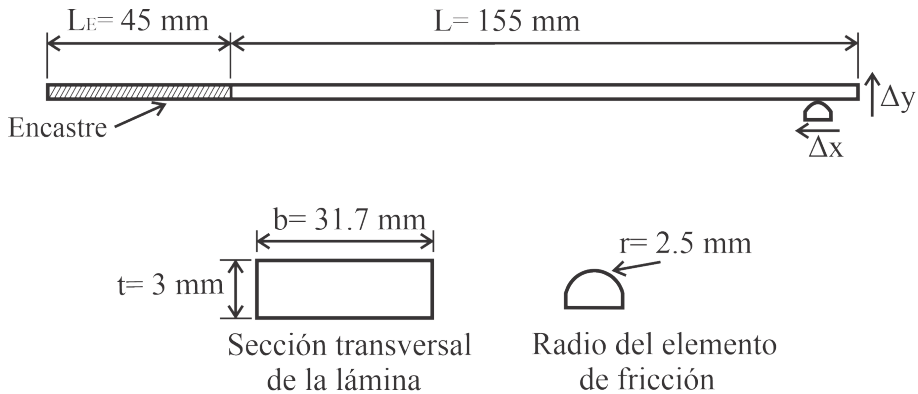


Figura 5.6. Condiciones de frontera del modelo discreto

El modelo numérico está dividido en etapas, como se observa en la Figura 5.7. En la primera, se realiza la precarga en el sistema (ver Figura 5.7b), esto mediante la deformación de la viga, lo cual es consecuencia del desplazamiento del elemento de fricción en dirección Y. La deformación de la viga es de 4 mm con base en la prueba experimental descrita anteriormente. En la segunda etapa se define el movimiento del elemento de fricción a lo largo de la longitud de la viga. El desplazamiento del elemento de fricción se aplica en dirección X, siendo este de 70 mm basado en la prueba experimental descrita anteriormente (ver Figura 5.7c). La tercera etapa del modelo consiste en el desplazamiento del elemento de fricción en dirección opuesta al descrito y aplicado en la etapa 2, esto con la finalidad de que el elemento de fricción regrese a su posición inicial, como se observa en la Figura 5.7d.

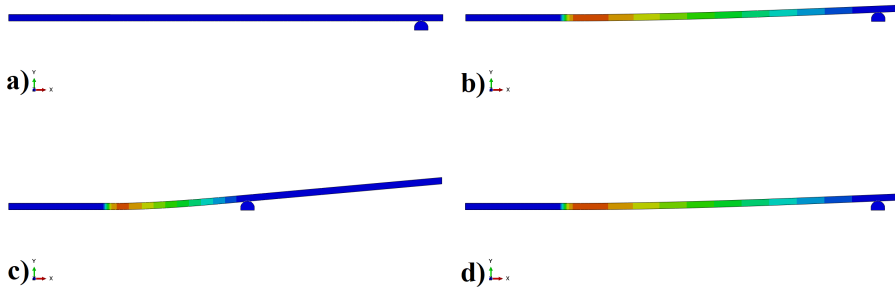


Figura 5.7. Etapas del modelado numérico, donde: a) Etapa previa a la simulación, b) Etapa de precarga del sistema, c) Etapa de desplazamiento y d) Etapa de desplazamiento en sentido opuesto

En el modelado numérico se considera un elemento viga, lo cual representa una cuarta parte del disipador de energía. Para comparar los resultados numéricos con los obtenidos a partir de las pruebas experimentales se realiza un arreglo considerando lo anterior. El análisis comparativo entre las pruebas experimentales y el modelo discreto se presenta con las gráficas de histéresis mostradas en la Figura 5.8, siendo aproximadamente 11 J el valor de energía disipada por el sistema experimental y numéricamente.

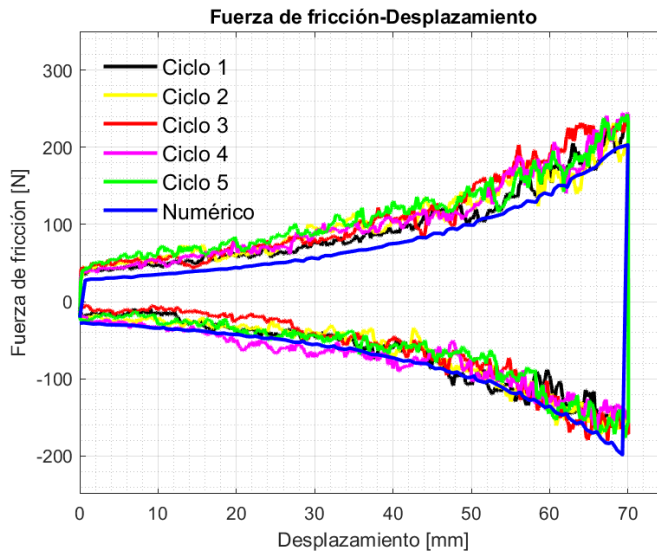


Figura 5.8. Comparación de resultado numérico y experimentales

Los resultados obtenidos de forma numérica son comparados cuantitativamente con los datos experimentales presentando una diferencia mínima del 3.3 % y una máxima del 10 %. Lo anterior permite continuar con el análisis paramétrico.

### **5.2.2. Estudio paramétrico bajo carga cíclica**

En este apartado se aborda el análisis de los parámetros que influyen en la disipación de energía por fricción, esto mediante el modelado numérico del comportamiento del disipador de energía sometido a una carga cíclica de desplazamiento. La elección de parámetros a evaluar se realiza con base en la revisión bibliográfica del tema, descrita en el Capítulo 3, los cuales son: forma de contacto, material que constituye la lámina, además su longitud y geometría, al igual que el desplazamiento y la precarga del sistema. El desarrollo de cada análisis se presenta a continuación.

#### **Forma de contacto**

La influencia de la forma de contacto en la disipación de energía por fricción se analizó mediante la variación de la forma geométrica del elemento de fricción. Las geometrías empleadas son esférica y cilíndrica (ver Figura 5.9), representando un contacto puntual y lineal respectivamente. Se contempló el mismo valor de radio para ambos casos de estudio.

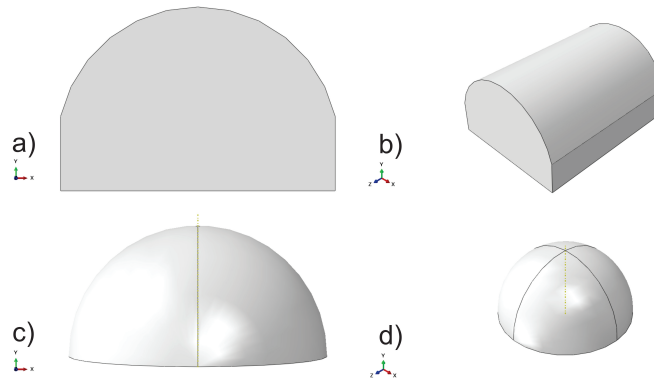


Figura 5.9. Formas geométricas analizadas, donde: a) Vista frontal de elemento cilíndrico, b) Vista isométrica de elemento cilíndrico, c) Vista frontal de elemento esférico, d) Vista isométrica de elemento esférico.

En la Figura 5.10 se presentan las curvas de fuerza-desplazamiento para ambas formas geométricas de contacto. Para ambos casos se observa el mismo comportamiento y la misma forma de histéresis. Esto representa que, la fuerza normal en el contacto de los elementos no cambia entre estos casos de estudio.

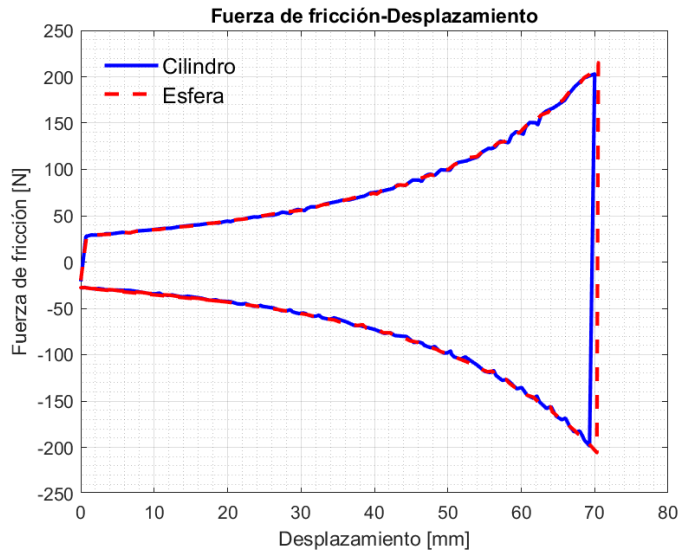


Figura 5.10. Disipación de energía para diferentes formas geométricas.

Los resultados obtenidos de la variación geométrica del elemento de fricción con respecto a la energía disipada en un ciclo, muestran similitud en cuanto a la forma de la gráfica histerética y a su vez, en la cantidad de energía disipada, siendo para ambos casos, 11 J. Para los posteriores análisis, se considera una geometría cilíndrica en el elemento de fricción.

### Longitud de contacto

La influencia del área de contacto en la disipación de energía por fricción se analizó mediante la variación de la longitud del elemento de fricción. Las medidas empleadas se muestran en la Figura 5.11, siendo la mayor longitud del elemento igual al ancho de la lámina. Se contempló el mismo valor de radio de la pieza para todos los casos de estudio.

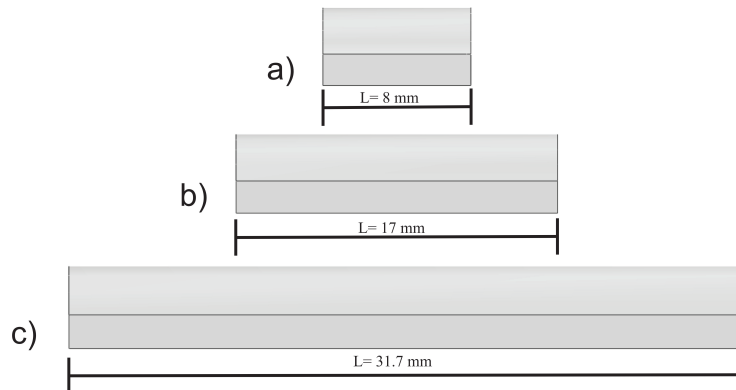


Figura 5.11. Longitud del elemento cilíndrico de fricción, donde: a) Corto, b) Medio, c) Largo.

En la Figura 5.12 se muestran las curvas fuerza-desplazamiento para cada una de las longitudes analizadas. Para cada uno de los casos estudiados se observa el mismo comportamiento y forma en la gráfica de histéresis. Esto representa que la longitud del elemento de fricción no influye en la fuerza normal de contacto entre elementos, por lo tanto, el sistema presenta la misma disipación de energía.

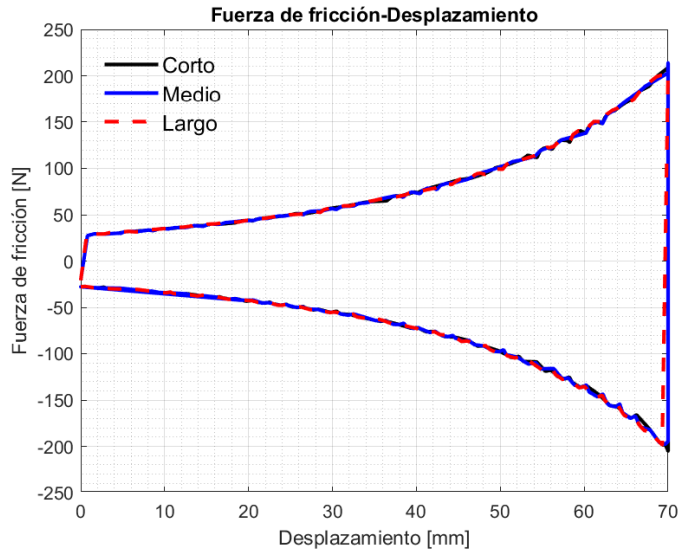


Figura 5.12. Ciclo de histéresis para las longitudes analizadas

Los resultados obtenidos de la variación geométrica de la longitud del elemento de fricción con respecto a la energía disipada en un ciclo, muestran similitud en cuanto a la forma de la gráfica histerética y en la cantidad de energía disipada. La no influencia de la longitud del elemento de fricción en la disipación de energía se debe a que, considerando el mismo radio para cada uno de los casos, la lámina presenta la misma deformación a flexión, por lo tanto, la fuerza normal en el contacto es del mismo valor para cada uno de los casos. Por lo anterior, la fuerza de fricción y disipación de energía presentan el mismo valor para todas las longitudes analizadas. Con base en lo anterior, se considera una longitud del elemento de fricción similar al ancho de la viga.

### Sección transversal de la viga

La influencia de la sección transversal en la capacidad de disipación de energía se analizó mediante la variación de la misma, considerando una sección circular, cuadrada y rectangular como se observa en la Figura 5.13.

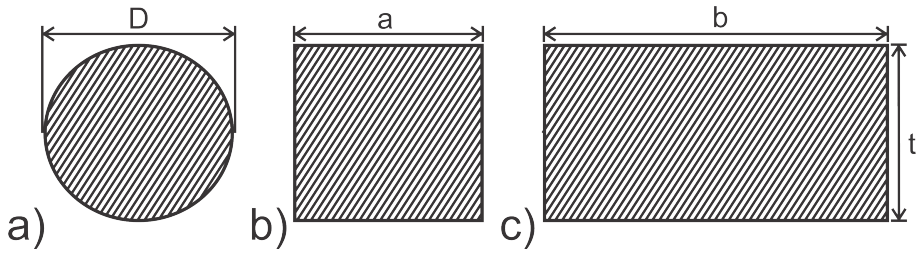


Figura 5.13. Secciones transversales de viga, donde: a) Circular, b) Cuadrada, c) Rectangular

Para el análisis comparativo de la sección transversal y teniendo en cuenta que la rigidez a flexión de una viga en voladizo está definida por la Ec. 2.3, se consideró un mismo material ( $E$ ), deformación inicial ( $\Delta_y$ ) y longitud de la viga ( $L$ ). Las dimensiones de las secciones transversales analizadas (ver Figura 5.13) se definieron de tal manera que tuviesen la misma rigidez a flexión ( $k$ ), teniendo  $a$  valor de 5.4 mm,  $r$  valor de 6.17 mm, mientras que,  $b$  y  $t$  presentan un valor de 31.7 y 3 mm respectivamente.

En la Figura 5.14 se presentan las curvas fuerza-desplazamiento para cada una de las secciones transversales analizadas. Para cada uno de los casos se observa el mismo comportamiento y forma en la gráfica de histéresis. Esto representa que, mientras el valor de rigidez a flexión y el desplazamiento del sistema sea el mismo, no existe diferencia en la capacidad de disipación de energía con respecto a la geometría de la sección transversal.

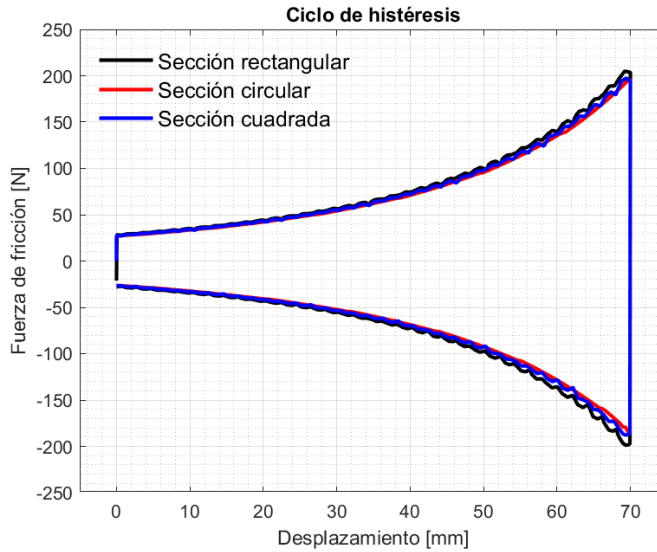


Figura 5.14. Ciclo de histéresis para diferente sección transversal

Contemplando una sección transversal rectangular (ver Figura 5.13 c), se analizó la influencia del ancho ( $b$ ) y el espesor ( $t$ ) de la viga con respecto a la disipación de la energía. Para el análisis del ancho de la viga ( $b$ ), se contemplaron las siguientes medidas: 15 mm, 31.7 mm, 45 mm y 60 mm, mientras que, para el análisis del espesor ( $t$ ), se contemplaron desde 3 mm hasta 8 mm, con variaciones de 1 mm.

Para todos los casos analizados, se monitoreó que el esfuerzo máximo presente en la viga no rebasará el esfuerzo de fluencia mostrado en la Tabla 5.1. En la Figura 5.15 y Figura 5.16 se muestran los esfuerzos máximos para cada análisis, siendo la línea horizontal el esfuerzo de fluencia.

En la Figura 5.15 se muestra el esfuerzo máximo a flexión de la viga para cada uno de los anchos analizados, en ella se aprecia que, a pesar de la variación geométrica de dicho parámetro, el esfuerzo máximo es el mismo para cada uno de los casos considerando el mismo desplazamiento.



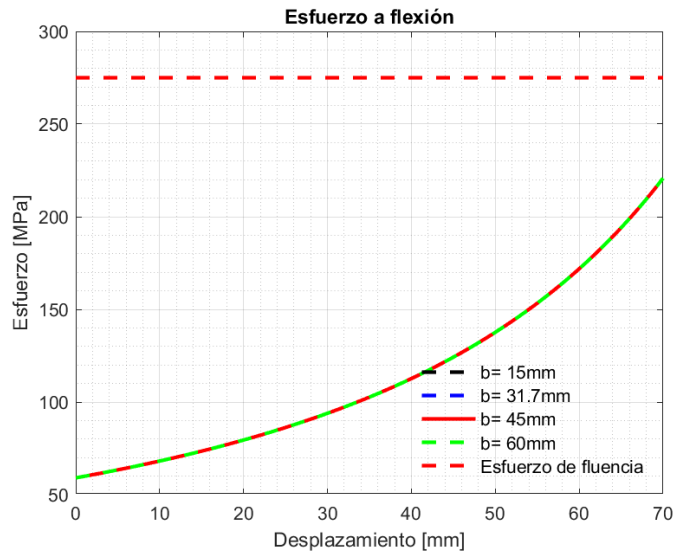


Figura 5.15. Esfuerzo máximo a flexión de la viga para cada ancho analizado

En la Figura 5.16 se muestra el esfuerzo máximo a flexión de la viga para cada uno de los espesores analizados, en ella se aprecia que, para mantener un esfuerzo máximo a flexión, el desplazamiento requerido varía, es decir, para un espesor de mayor magnitud, el desplazamiento es menor.

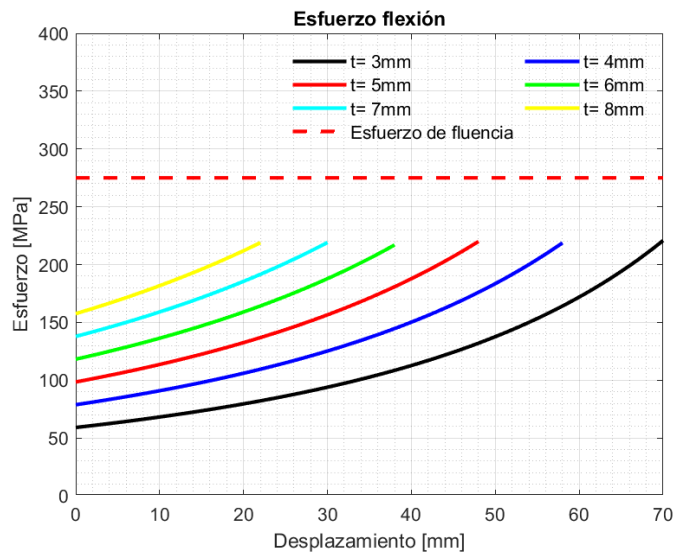


Figura 5.16. Esfuerzo máximo a flexión de la viga para cada espesor analizados

Partiendo de lo anteriormente mostrado en la Figura 5.15 y Figura 5.16, se realizó el análisis de la energía disipada, considerando los desplazamientos necesarios para cada uno de los parámetros analizados, con la finalidad de mantener el esfuerzo máximo a flexión.

En la Figura 5.17 se muestra la energía disipada para cada uno de los anchos analizados, en ella se observa que, para una sola viga existe un aumento en la capacidad de disipación de energía con respecto al aumento del ancho de la viga, siendo que, para un ancho de 15 mm, se disipa aproximadamente 0.65 J, mientras que, para un ancho de 60 mm, la disipación de energía aumenta a aproximadamente 2.6 J.

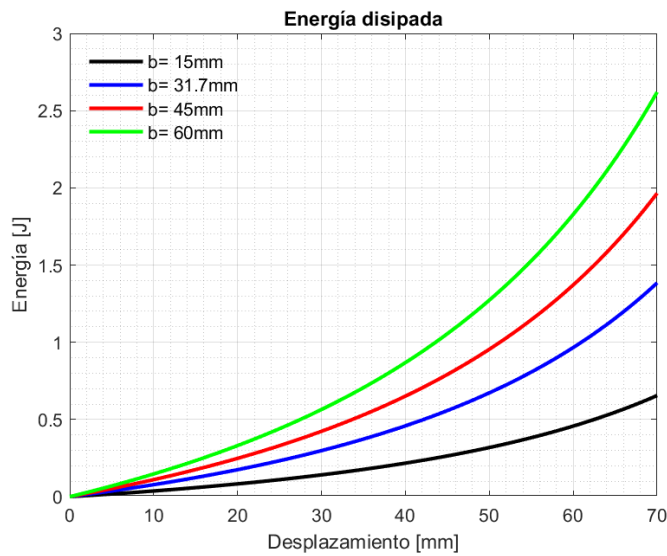


Figura 5.17. Energía disipada para cada uno de los anchos analizados

En la Tabla 5.2, se muestran los valores de energía disipada para cada uno de los anchos analizados.

Tabla 5.2. Energía disipada para cada uno de los anchos analizados

Desplazamiento [mm]	Ancho [mm]	Energía disipada [J]
70	15	0.655
70	31.7	1.38
70	45	1.96
70	60	2.62

En la Figura 5.18 se muestra la energía disipada para cada uno de los espesores analizados, en ella se observa que, existe un aumento en la capacidad de disipación de energía con respecto al aumento del espesor de la viga, siendo que, para una sola viga con valor de 3 mm, se disipa aproximadamente 1.38 J, mientras que, para un espesor de 8 mm, la disipación de energía aumenta a aproximadamente 3.7 J.

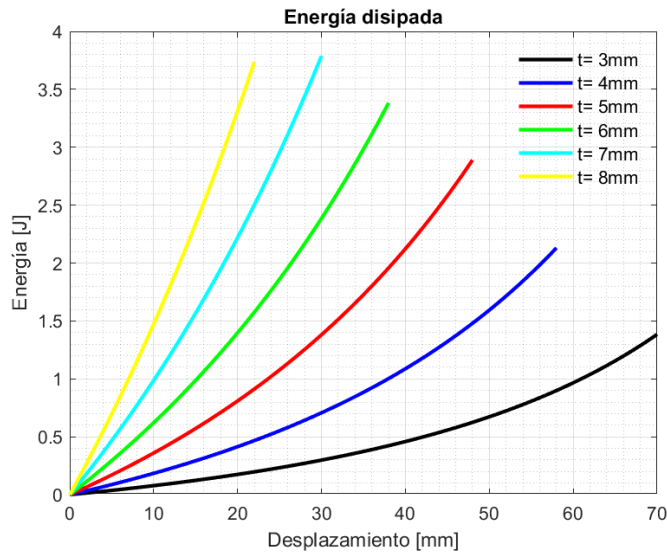


Figura 5.18. Energía disipada para cada uno de los espesores analizados

En la Tabla 5.3, se muestran los valores de energía disipada para cada uno de los espesores analizados.

Tabla 5.3. Energía disipada para cada espesor analizado

Desplazamiento [mm]	Espesor [mm]	Energía disipada [J]
70	3	1.38
58	4	2.13
48	5	2.88
38	6	3.38
30	7	3.75
22	8	3.78

### Desplazamiento del sistema

La influencia del desplazamiento del sistema en la capacidad de disipación de energía por fricción se analizó mediante la variación del mismo. Los desplazamientos analizados fueron progresivos de 5 mm, partiendo de un valor de 50 mm hasta 70 mm, esto con base al desplazamiento máximo en la prueba experimental descrita en la sección 5.1.1. Se contempló una precarga de 4 mm para cada uno de los casos.

En la Figura 5.19 se presentan las curvas fuerza-desplazamiento para cada uno de los desplazamientos analizados. Para cada uno de los casos se observa que, la disipación de energía en un ciclo del disipador es mayor con respecto al desplazamiento que este tenga; mientras mayor sea la carrera del sistema, mayor es la capacidad de disipación de energía que se presenta.

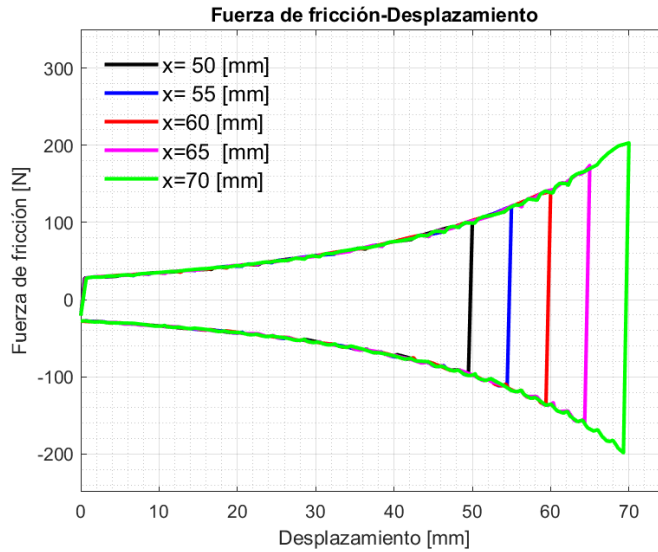


Figura 5.19. Ciclo de histéresis para diferentes carreras de desplazamiento

En la Tabla 5.4 se presentan los resultados de disipación de energía por fricción con respecto al desplazamiento para cada carrera analizada. En ella se muestra el aumento en la capacidad de disipación de energía con respecto al aumento del desplazamiento del sistema.

Tabla 5.4. Energía disipada para los desplazamientos analizados

Desplazamiento [mm]	Precarga [mm]	Energía disipada [J]
50	4	5.32
55	4	6.39
60	4	7.66
65	4	9.14
70	4	10.97

Los resultados obtenidos de la variación de desplazamiento del sistema con respecto a la energía disipada en un ciclo muestran que, al aumentar el desplazamiento del sistema 5 mm, incrementa aproximadamente un 20% la disipación de energía del sistema, contemplando los desplazamientos

analizados. Para el menor desplazamiento analizado, la disipación de energía es de 5.32 J, mientras que, para una carrera de 70 mm, la disipación de energía es de 10.97 J.

### Precarga del sistema

La influencia de la precarga en la disipación de energía del sistema se analizó mediante la variación de la misma, considerando el aumento de la deformación inicial en la lámina. Las precargas analizadas fueron valores progresivos de 2 mm, partiendo de 2 mm hasta 12 mm. Los desplazamientos fueron delimitados para cada una de las precargas, para que en todos los casos, la lámina se mantuviera dentro del rango elástico. En la Figura 5.20 se muestra el esfuerzo máximo para cada uno de los casos analizados, en donde se observa un mismo valor para todas las precargas del estudio.

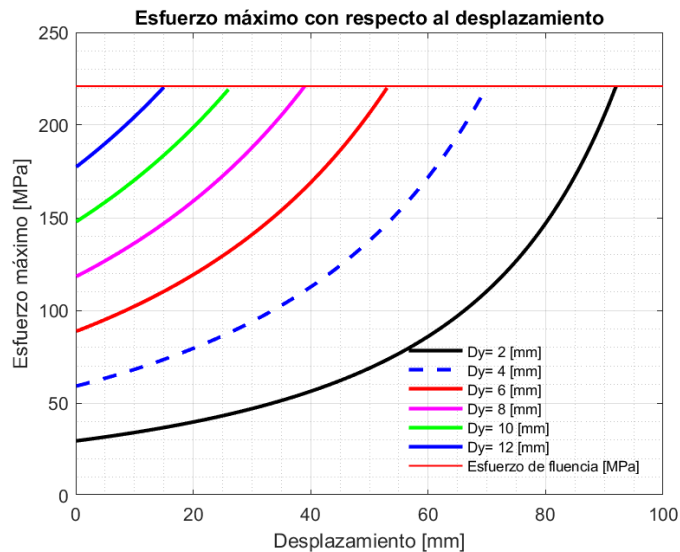


Figura 5.20. Esfuerzo máximo para cada una de las precargas analizadas

En la Figura 5.21 se muestran las curvas fuerza-desplazamiento para cada una de las precargas analizadas. Para un valor menor de precarga, existe la posibilidad de un mayor desplazamiento del sistema, manteniéndose en el límite elástico de la lámina, mientras que, para una mayor precarga, la carrera

permitida se reduce.

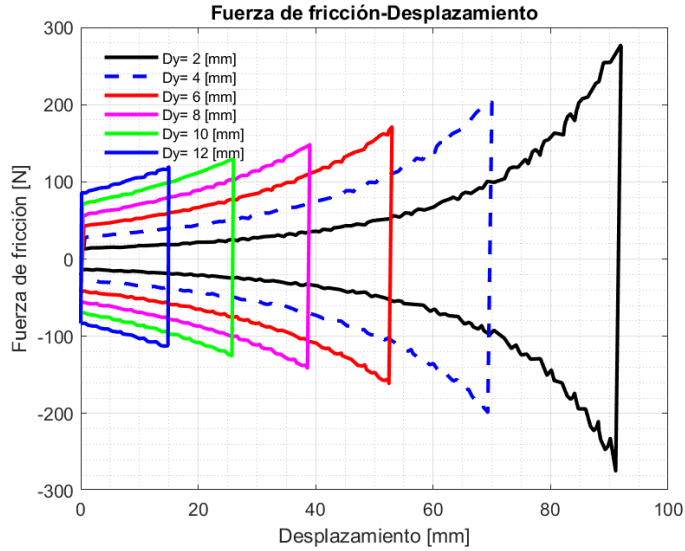


Figura 5.21. Ciclo de histéresis para diferentes precargas en el sistema

En la Tabla 5.5 se presentan los resultados de disipación de energía del sistema con respecto al desplazamiento para cada precarga analizada. En ella se observa la disminución en la capacidad de energía disipada con respecto al aumento de la precarga del sistema.

Tabla 5.5. Energía disipada para cada precarga analizada

Desplazamiento [mm]	Precarga [mm]	Energía disipada [J]
92	2	12.58
70	4	10.97
53	6	8.97
39	8	7.04
26	10	4.89
15	12	2.94

Los resultados obtenidos de la variación de la precarga del sistema con respecto a la energía disipada en un ciclo, muestran que, una mayor precarga no significa mayor disipación de energía, esto debido a la limitante elástica. El desplazamiento del sistema con respecto a la precarga representa mayor influencia en la disipación de energía. Para los análisis posteriores, se contempló una precarga de 4 mm, esto con base a la precarga utilizada en la prueba experimental descrita en la sección 5.1.1.

### **Material del elemento lámina**

La influencia del material que constituye el elemento lámina en la disipación de energía por fricción se analizó mediante la variación del mismo. Se contemplaron dos casos, el primero, teniendo la lámina de acero general A36 y el segundo, con la lámina de aluminio 6061, para ambos casos la probeta de contacto se consideró de aluminio 6061. El coeficiente de fricción utilizado para la interacción acero-aluminio fue de 0.72 (Rusin *et al.*, 2016). En la Figura 5.22 se presenta que el dispositivo con láminas de acero requiere un menor desplazamiento de sistema para disipar la misma cantidad de energía que utilizando láminas de aluminio. Este comportamiento se debe principalmente a que la lámina de acero presenta mayor rigidez a la flexión que la lámina de aluminio.



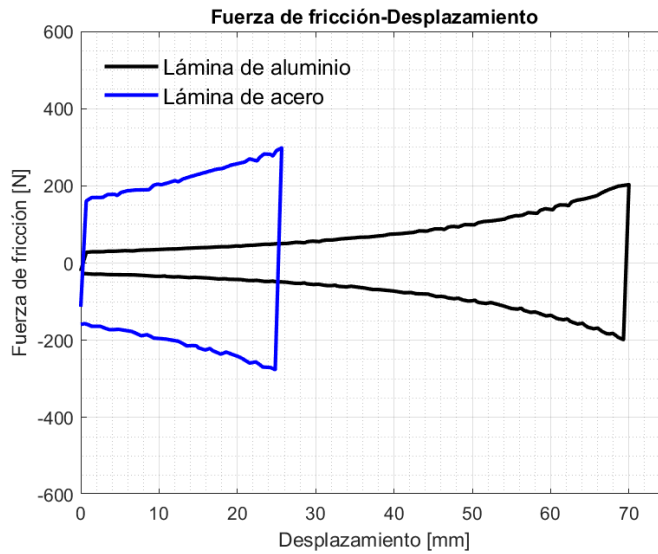


Figura 5.22. Ciclo de histéresis para los materiales analizados

En la Tabla 5.6 se presentan los resultados de disipación de energía del sistema con respecto al material de la lámina. En ella se muestra una similitud en la disipación de energía, sin embargo, existe un aumento en el desplazamiento requerido, siendo que, para el aluminio el desplazamiento es 2.8 veces mayor que para el acero.

Tabla 5.6. Energía disipada para los materiales analizados

Material	Desplazamiento [mm]	Energía disipada [J]
Aluminio 6061	70	10.97
Acero A36	25	10.73

Los resultados obtenidos de la variación del material del elemento lámina muestran un aumento del 180% utilizando aluminio 6061 con respecto al desplazamiento requerido para disipar la misma cantidad de energía que se logra con acero A 36. El requerimiento de mayor desplazamiento para el aluminio se debe a la diferencia de rigideces a flexión para cada uno de los elementos lámina, la cual influye directamente en la fuerza normal de contacto

y en el esfuerzo máximo presente en las láminas, contemplando que para ambos casos se mantuvo el rango elástico.

### Apilamiento de láminas

La influencia del apilamiento de láminas en la disipación de energía por fricción, se analizó mediante la comparación de la energía disipada con uno y dos elementos láminas. Esto considerando un elemento de fricción largo, desplazamiento máximo de 70 mm, una precarga de 4 mm, como se mostró en apartados anteriores y láminas de aluminio de la misma longitud. En la Figura 5.23 se presentan los resultados obtenidos para cada una de las configuraciones analizadas.

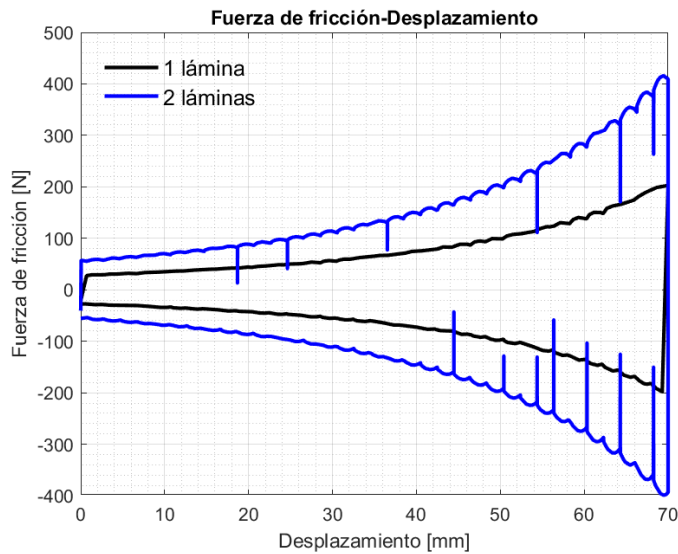


Figura 5.23. Ciclo de histéresis para los casos analizados de apilamiento

El sistema con una segunda lámina apilada presenta un aumento de aproximadamente el 100 %, con respecto al sistema con una única lámina, es decir, aumenta de 11 J a 22 J de disipación de energía por fricción. Esto se atribuye al aumento de la rigidez a flexión por la utilización de un segundo elemento apilado.

Contemplando los resultados del apilamiento de las láminas, se analizó la influencia del espacio de separación entre ellas. Los valores utilizados en el análisis fueron desde 0 mm hasta 2 mm de separación. En la Figura 5.24 se muestran las condiciones de frontera del modelo, considerando la variación de la distancia  $h$ .

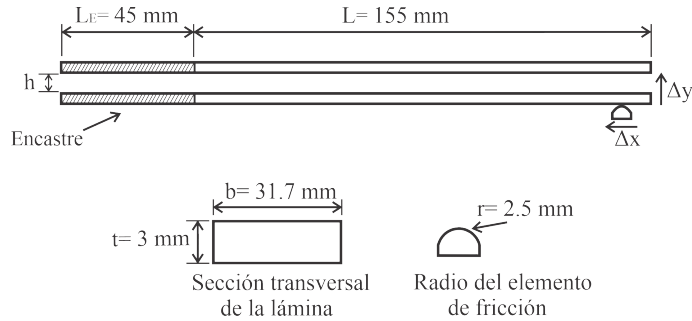


Figura 5.24. Condiciones de frontera del modelo para el caso de separación entre láminas

En la Figura 5.25 se presentan las curvas fuerza-desplazamiento para cada una de las distancias analizadas. En ella se observa que, para un valor mayor en la distancia de separación entre láminas, la disipación de energía disminuye.

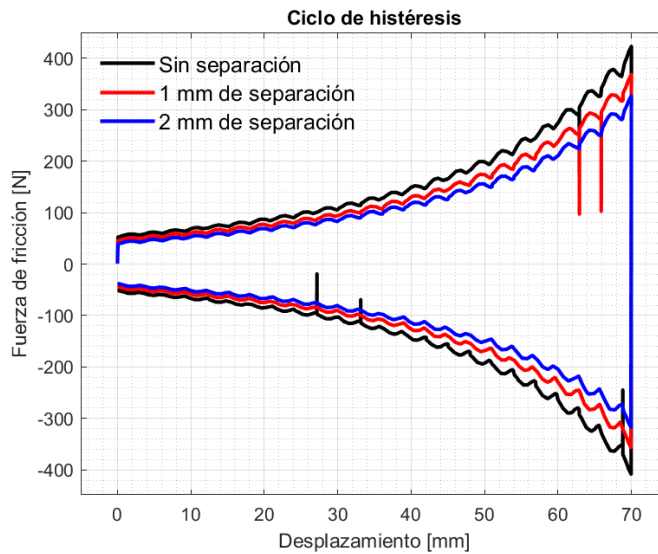


Figura 5.25. Ciclo de histéresis para el caso de separación entre láminas

En la Tabla 5.7 se presentan los resultados de disipación de energía del sistema con respecto a la separación entre los elementos lámina. En ella se muestra una disminución en la disipación de energía con respecto al aumento de la separación entre láminas. Para un valor de 0 mm de separación, la cantidad de energía disipada es de 22 J, mientras que, para el caso de 2 mm de separación, la energía disipada es de 17.4 J.

Tabla 5.7. Energía disipada para los valores de separación analizados

Separación [mm]	Energía disipada [J]
0	22.3
1	19.5
2	17.4

Los resultados obtenidos de la variación de la separación entre los elementos lámina muestran una disminución del 14.3% con respecto al aumento de 1 mm en la distancia entre ellas. Para un valor de 2 mm de separación, la energía disipada disminuye un 28%, es decir, cada milímetro de separación provoca la disminución de aproximadamente un 14% en la capacidad de disipación de energía. Esta disminución es debido a que la separación entre los elementos lámina influye en la deformación dada por la precarga en la segunda lámina, siendo menor con respecto al elemento lámina principal.

### **5.3** Evaluación experimental dinámica del disipador de energía

En este apartado se aborda el análisis dinámico evaluando el sistema propuesto bajo una carga dinámica. Para ello se realizó el diseño y construcción de un banco experimental para condiciones dinámicas. El banco experimental utiliza el principio de caída libre de un cuerpo; para su análisis fue necesario realizar la instrumentación del banco, utilizando sensores de

fuerza y desplazamiento. Algunos diseños de bancos dinámicos utilizados en diversos estudios se presentan a continuación.

Banthia *et al.*, (1989) desarrollaron una máquina de impacto para el análisis de vigas de concreto. La fuerza de impacto se determinó de manera analítica, mientras que el desplazamiento se obtuvo a partir de acelerómetros, los cuales contaban con un rango de medición de +500g.

Zhang *et al.*, (2010) implementaron una máquina de impacto para el análisis de falla en vigas de concreto, utilizando sensores piezoeléctricos de fuerza modelo 204C y 203B de la compañía PCB, con rango de fuerza de 177.92 kN y 89 kN respectivamente. Utilizaron cuatro sensores de aceleración con rango de +1000 g, para obtener el desplazamiento que se presenta en la viga consecuente al impacto.

Eiamnipon, *et al.*, (2012), desarrollaron una máquina de impacto para perfiles de acero reforzado con CFRP, haciendo uso de un sensor de fuerza marca Kistler 9071A. Utilizaron una cámara de alta velocidad para grabar el desplazamiento del impactor, con una tasa de velocidad de 10000 imágenes/seg.

Vergara, (2021) desarrolló un banco experimental para el análisis dinámico de un perfil de pared delgada con restricción en los extremos, basado en el principio de caída libre de un cuerpo, utilizando un sensor de fuerza marca Kistler 9051A, además de un sensor óptico GP2YOA21YKOF para la medición del desplazamiento.

Los diseños presentados previamente permitieron conceptualizar el diseño del banco experimental de impacto, el cual se muestra en la Figura 5.26.

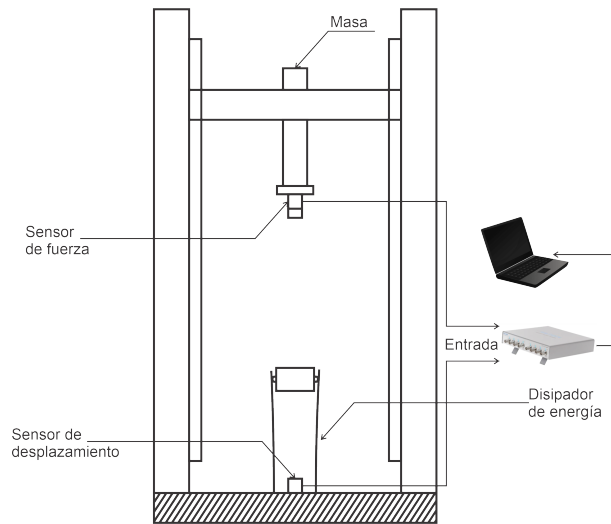


Figura 5.26. Esquema de máquina de impacto

### 5.3.1. Instrumentación de la máquina de impacto

Para el desarrollo de la instrumentación de la máquina de impacto se consideraron como variables la fuerza de impacto y el desplazamiento que el sistema presente, para ello se requirió un adquirente de datos, un sensor de fuerza y desplazamiento. A continuación, se presenta la calibración y aplicación de los elementos empleados para las pruebas.

#### Amplificador de medición Labamp Kistler 5165A4

El adquirente de datos, es un amplificador de medición universal para señales dinámicas, el cual cubre los sensores tipo IEPE (integrated electronics piezo-electric), de carga y voltaje, además, cuenta con cuatro canales de entrada, así como cuatro canales de salidas analógicas.

El amplificador de medición está configurado y operado con una interfaz web intuitiva, la cual es configurada mediante una computadora externa, donde se ingresan datos característicos de los sensores a utilizar, como son la sensibilidad, el rango de operación o el tipo del mismo. En la Figura 5.27 se muestra el adquirente de datos utilizado durante las pruebas experimentales.



Figura 5.27. Adquisidor de datos Kistler 5165A4

### **Calibración del sensor óptico de desplazamiento**

Para la medición del desplazamiento se utilizó un sensor óptico modelo GP2Y0A21YK0F mostrado en la Figura 5.28. Es un sensor de medición de distancia compuesto por un detector sensible a la posición mediante un diodo emisor y un circuito de procesamiento de señales.



Figura 5.28. Sensor de desplazamiento óptico modelo GP2Y0A21YK0F

El sensor emite el voltaje correspondiente a la distancia detectada. La información necesaria para la calibración del sensor con el adquisidor 5165A4 se muestra en la Tabla 5.8.

Tabla 5.8. Características del sensor GP2Y0A21K0F

Característica	Valor
Rango de medición	10 - 80 [cm]
Voltaje de alimentación	4.5 - 5 [V]
Corriente continua	30 [mA]
Tipo de sensor	Voltaje
Marca	Sharp

Para realizar la calibración del sensor de desplazamiento se utilizaron los elementos mostrados en la Figura 5.29, los cuales se describen a continuación.

- Base magnética, permite mantener el sensor en una posición fija.
- Fuente de alimentación, el sensor requiere un voltaje de 5V y 20 mA, además, se utiliza un capacitor de 10  $\mu$ F conectado en paralelo con el sensor.
- Multímetro, se utilizó para medir el voltaje de salida del sensor de desplazamiento.
- Objeto reflector, permite reflejar el haz de luz hacia el sensor. Es necesario utilizar el mismo material a emplear en las pruebas.
- Cinta de medición, permite ubicar la base reflectora a una distancia conocida.

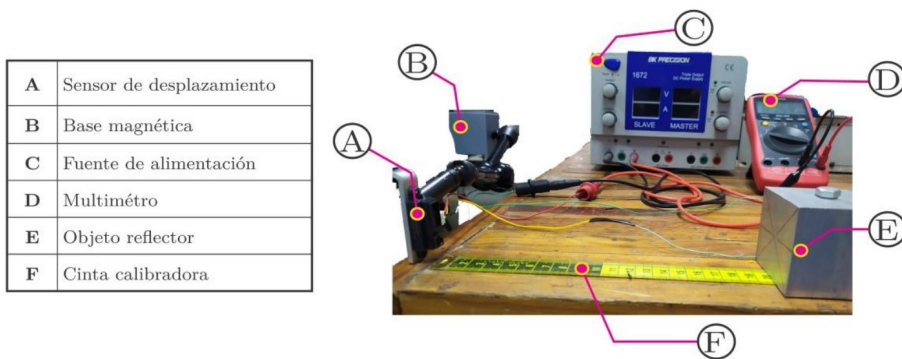


Figura 5.29. Sistema de montaje para calibración del sensor óptico de desplazamiento



El sensor de desplazamiento debe mantenerse fijo, el objeto reflector es colocado a 10 mm y se toma el voltaje de salida. El objeto reflector se movió cada 10 mm hasta llegar a 80 mm, de esta manera se obtuvo el voltaje de salida para cada medida, y la curva de tendencia del sensor. Mediante una regresión lineal de la curva de tendencia, se obtuvo la ecuación característica del sensor, dicha curva se muestra en la Figura 5.30.

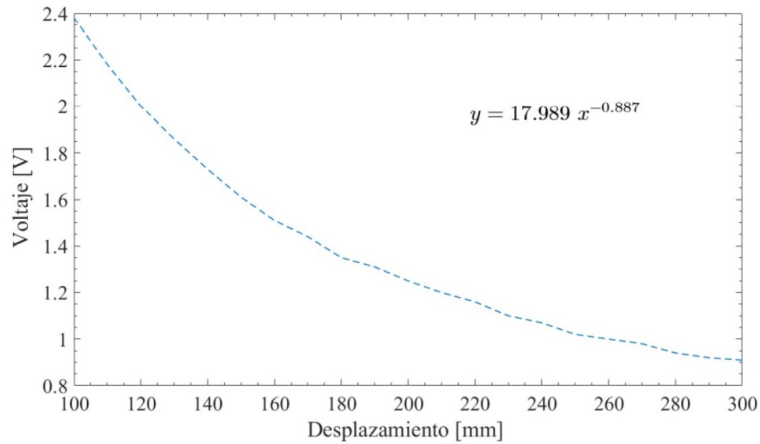


Figura 5.30. Curva de tendencia del sensor óptico de desplazamiento

La variable  $y$  representa el vector columna del voltaje, mientras que  $x$  representa el vector columna de desplazamiento, lo anterior permite despejar  $x$  de la ecuación característica, quedando la expresión de la Ec. 5.1, con la cual se obtiene el valor de desplazamiento.

$$x = 10^{\frac{\log \frac{y}{17.989}}{0.887}} \quad (5.1)$$

Lo anterior muestra la instrumentación de la máquina de impacto, por lo cual se procede a la realización de las pruebas experimentales.

### 5.3.2. Prueba experimental dinámica

Para el desarrollo de las pruebas experimentales se realizó el montaje del disipador de energía en el banco de pruebas dinámicas, como se presenta en la

Figura 5.31. El banco está compuesto por una estructura hecha con perfiles de aluminio (1), un par de guías lineales (2), por las cuales se deslizará la masa de impacto (3). El sensor de fuerza de impacto (5) está sujeto a un indentador (4), mientras que, el sensor óptico de desplazamiento (6) está situado al disipador de energía (7).

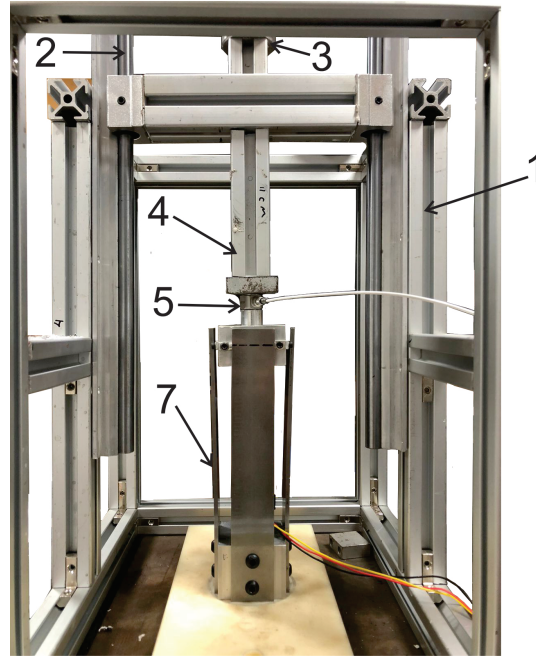


Figura 5.31. Montaje de disipador de energía en máquina de impacto

Para la prueba experimental se evaluó el comportamiento del disipador de energía, el cual se presenta en la Figura 4.2, cuyos elementos están constituidos de acero general A36. La máquina de impacto presenta una masa de impacto de alrededor 1.4 kg, la cual se colocó a una altura de 117 mm.

Con la información anterior se puede determinar la energía potencial ( $E_p$ ) y la energía cinética ( $E_c$ ) generada durante el impacto, las cuales se determinan con la Ec. 5.2 y la Ec. 5.3.

$$E_p = mgh \tag{5.2}$$

$$E_c = \frac{mv^2}{2} \quad (5.3)$$

Donde  $E_p$  y  $E_c$  son expresadas en [J], la masa colocada (m) expresada en [kg], el valor de la aceleración de la gravedad (g) con valor de  $9.81 \text{ m/seg}^2$ , la altura (h) del identador, la velocidad (v) del identador expresada en  $\text{m/seg}$ , la cual se determina a partir de la Ec. 5.4.

$$v = \sqrt{2gh} \quad (5.4)$$

Con las condiciones presentes en la máquina de impacto, el identador impactará el disipador con una velocidad de  $1.51 \text{ m/seg}$  y con una energía de  $1.6 \text{ [J]}$ .

La prueba experimental consistió en la liberación de la masa de impacto desde una altura definida, posteriormente la masa impacta el disipador de energía y se detiene. La Figura 5.32 muestra el estado inicial y el final del disipador de energía.

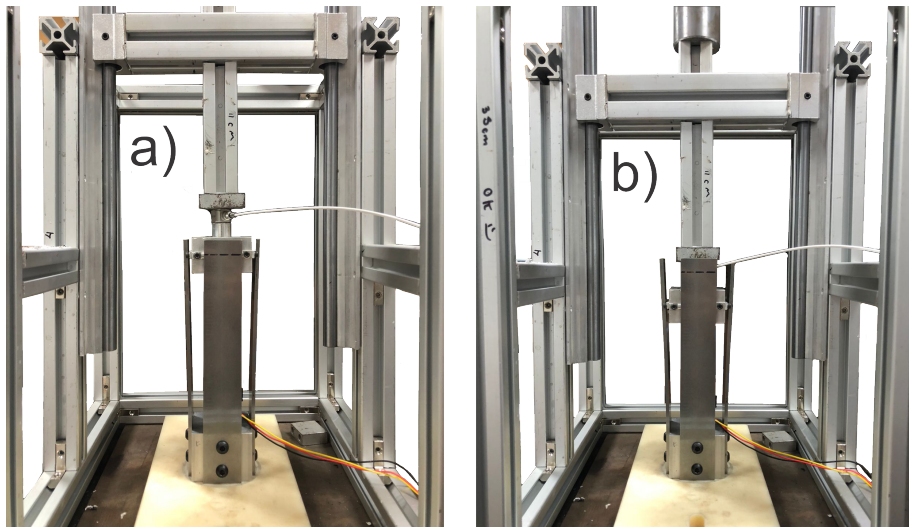


Figura 5.32. Prueba experimental de impacto, donde: a) Posición inicial del disipador y b) Posición final del disipador (posterior al impacto)

Los resultados de las pruebas experimentales de impacto se muestran en la Figura 5.33, teniendo como desplazamiento máximo un valor aproximado entre 33 mm y 35 mm. En ella se observa repetitividad y consistencia entre cada una de las pruebas. El desfase presente entre las pruebas mostradas en la Figura 5.33 se atribuye únicamente al inicio del procesamiento cada prueba.

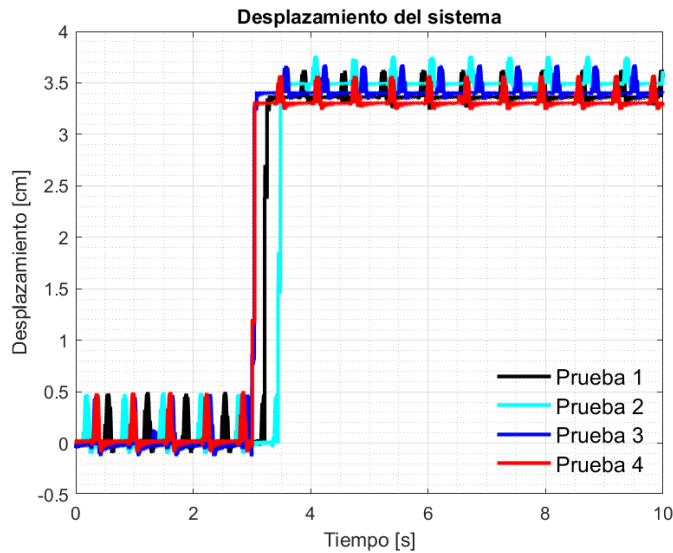


Figura 5.33. Desplazamiento del sistema consecuente al impacto

## 5.4 Evaluación numérica dinámica del disipador de energía

El desarrollo del modelo discreto se realizó en el software Abaqus; la lámina de acero general se modeló como un material deformable tipo *shell* (S4R), mientras que, el elemento de fricción es considerado de aluminio como un material deformable tipo sólido (C3D8R). En proceso de las interacciones, se utilizó un coeficiente de fricción dinámico de  $\mu=0.2$  (Castro, 2017) entre las superficies de contacto (*surface to surface*). La lámina se consideró de una longitud de 160 mm. Las condiciones de frontera del modelo se muestran en la Figura 5.34. Las propiedades del acero utilizado se presentan en la Tabla 5.9.

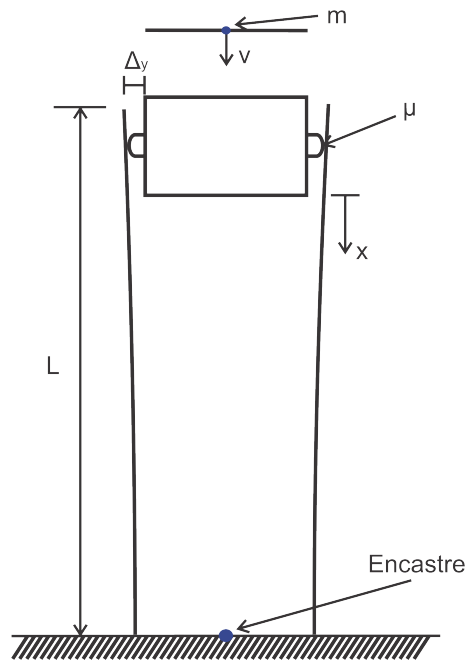


Figura 5.34. Esquema del modelo dinámico

Tabla 5.9. Propiedades mecánicas del acero general A36 (Khalili *et al.*, 2005)

Propiedades	Valor
Módulo de elasticidad [GPa]	200
Densidad [ $kg/m^3$ ]	7850
Coefficiente de Poisson	0.3

El modelo numérico consta de dos etapas; en la primera, se realiza la precarga en el sistema, esto deformando la lámina mediante el desplazamiento del elemento de fricción (4 mm). En la Figura 5.35 se muestra la posición del sistema antes y después de la precarga.

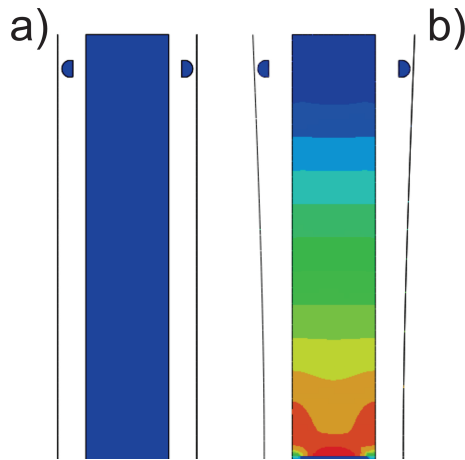


Figura 5.35. Primera etapa del modelo, donde: a) Sistema sin precarga y b) Sistema precargado

En la segunda etapa se realiza el impacto del sistema, esto mediante un elemento rígido (impactor), cuya masa definida es de 1.46 kg y una velocidad inicial de 1.51 m/s, como se presenta en la Figura 5.36.

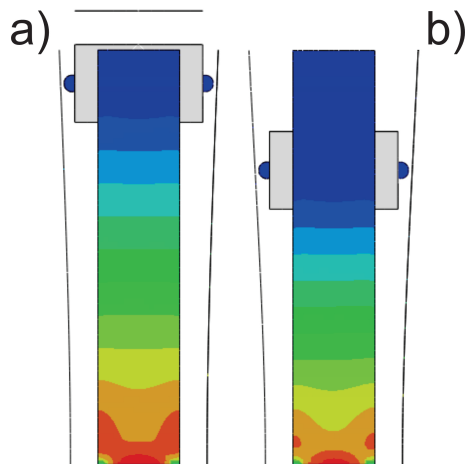


Figura 5.36. Segunda etapa del modelo, donde: a) Posición del sistema precargado previo al impacto y b) Posición final consecuente al impacto

Los resultados del modelado numérico se presentan en la Figura 5.37, en la cual se observa que para disipar el 100% de la energía por impacto, el elemento móvil se desplaza 33.5 mm.

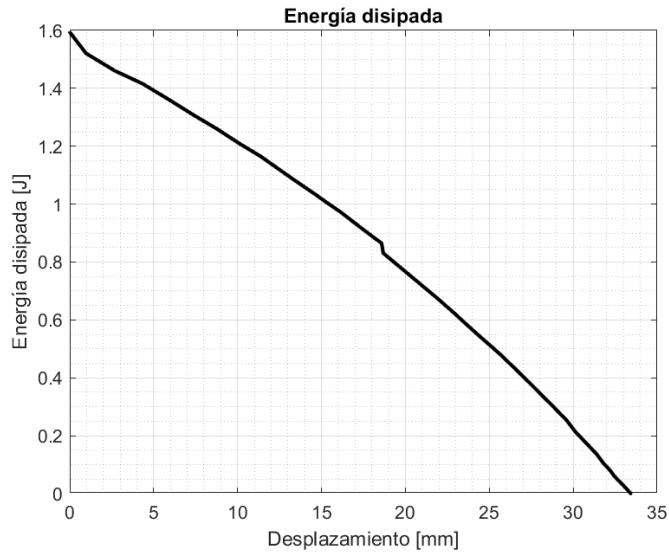


Figura 5.37. Desplazamiento del elemento móvil consecuente al impacto

Los resultados de desplazamiento obtenidos de forma numérica son comparados cuantitativamente con los datos experimentales, presentando una diferencia del 4.4% con respecto al desplazamiento del sistema consecuente al impacto.

#### 5.4.1. Influencia de la masa de impacto en la disipación de energía por fricción

La influencia de la masa de impacto en la disipación de energía por fricción en el sistema se analizó mediante la comparación del desplazamiento del sistema consecuente al impacto de distintas masas, contemplando el mismo material y posición inicial del sistema para los casos de estudio.

La Figura 5.38 muestra el efecto de la masa de impacto en el comportamiento del sistema, para una velocidad inicial de  $1.51 \text{ m/seg}$ .

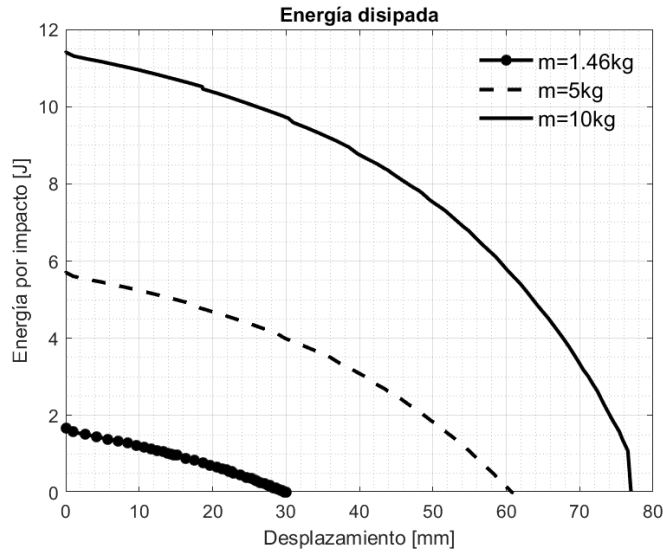


Figura 5.38. Desplazamiento del elemento móvil consecuente al impacto para cada masa analizada

Los resultados numéricos se compararon con los obtenidos mediante la Ec. 4.5. En la Tabla 5.10 se presenta la comparación de resultados obtenidos para el desplazamiento necesario del sistema para la disipación del 100 % de energía de entrada (energía de impacto).

Tabla 5.10. Comparación de desplazamiento numérico y analítico para las tres masas

Masa de impacto [kg]	Energía de impacto [J]	Analítico [mm]	Numérico [mm]
1.46	1.65	27	33.5
5	5.7	58	60.5
10	11.4	77	76.9

La comparación de resultados numéricos y analíticos muestran una diferencia porcentual hasta del 4 %, a partir de masas de 5 kg.



## 5.5 Variante del disipador de energía

El disipador de energía descrito en el capítulo 4, tiene como característica la utilización de elementos lámina en voladizo. Mediante la modificación de los soportes del elemento lámina, la capacidad del disipador varía (Domínguez *et al.*, 2022). En la Figura 5.39 se presenta el esquema de la variante del disipador de energía, en ella se observa que, los elementos lámina presentan doble fijación en los extremos. Los elementos de fricción están sujetos mediante pernos al elemento móvil, con el cual se realiza la precarga mediante la deformación de los elementos lámina.

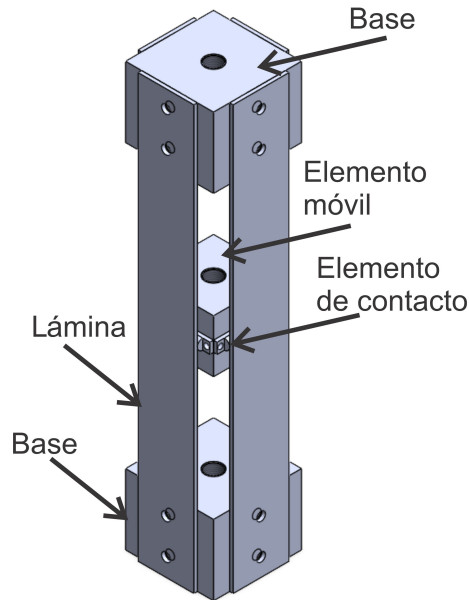


Figura 5.39. Esquema del ensamblaje de la variante del disipador de energía sin pernos.

La capacidad de disipación de energía del disipador se evaluó de forma numérica mediante un modelo 3D, el cual fue desarrollado en el software de elemento finito ABAQUS. A continuación, se presenta el desarrollo del modelo discreto.

### 5.5.1. Modelo discreto dinámico

El desarrollo del modelo discreto se realizó en el software Abaqus; la lámina de aluminio se modeló como un elemento deformable tipo *shell* (S4R), mientras que, el elemento de fricción es considerado de aluminio deformable tipo sólido (C3D8R). En proceso de las interacciones de contacto, se utilizó un coeficiente de fricción de  $\mu=0.36$  (Castro, 2017) entre las superficies de contacto (*surface to surface*). La lámina se consideró de una longitud de 280 mm, teniendo como longitud de empotre en cada extremo de ( $L_E$ ) 40 mm. Las condiciones de frontera y las dimensiones del elemento de fricción se muestran en la Figura 5.40. Las propiedades del aluminio 6061 se presentan en la Tabla 5.1.

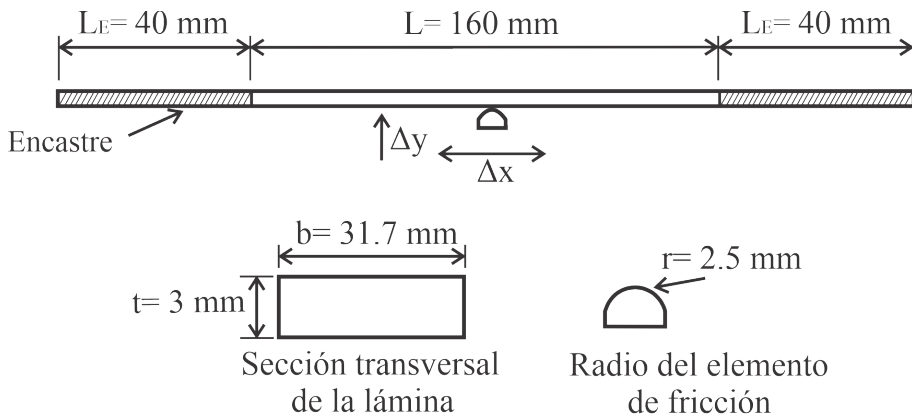


Figura 5.40. Condiciones de frontera del modelo discreto para la variante del disipador

El modelo numérico consta de cuatro etapas; en la primera, se realiza la precarga en el sistema, esto deformando la viga mediante el desplazamiento de cada uno de los elementos de fricción (0.8 mm); en la segunda etapa se define el movimiento de los elementos de fricción a lo largo de la longitud de la viga (35 mm); la tercera etapa corresponde al desplazamiento en sentido opuesto a la segunda etapa, para finalizar, el elemento de fricción regresa a la posición inicial, como se observa en Figura 5.41.

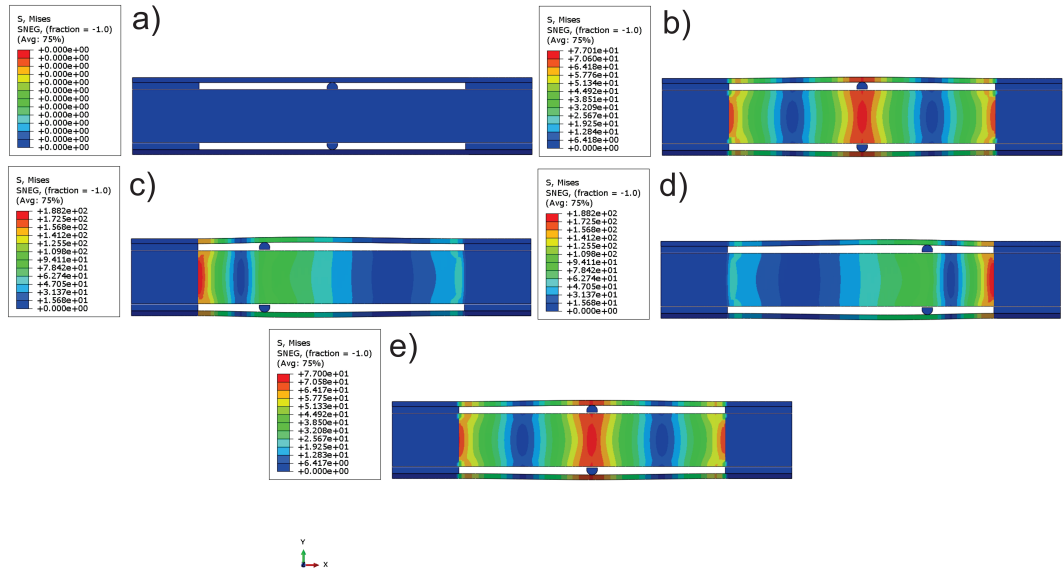


Figura 5.41. Etapas del modelado numérico, donde: a) Etapa previa a la simulación, b) Etapa de precarga del sistema, c) Etapa de desplazamiento, d) Etapa de desplazamiento en sentido opuesto y e) Posición final

El disipador mostrado en la Figura 5.39 consta de cuatro elementos lámina, uno en cada uno de sus lados, considerando que los elementos denominados base son cubos. Por lo anterior, se monitoreó la energía disipada por cada uno de los elementos lámina. En la Figura 5.42 se presentan las gráficas histeréticas para cada una de las láminas del disipador. En ella se aprecia similitud en forma para cada una de las láminas del disipador, lo cual representa que, cada una de las láminas aporta la misma cantidad en disipación de energía, es decir, el sistema tiene un comportamiento simétrico.

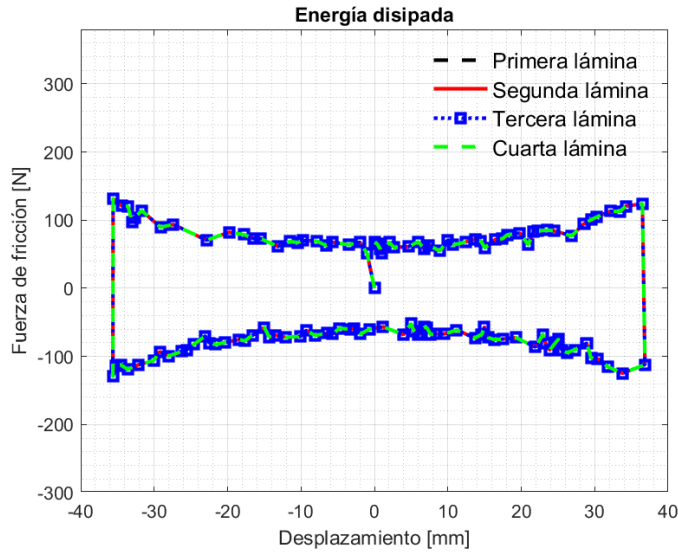


Figura 5.42. Comparación de resultados numéricos para cada una de las láminas del disipador

Cada uno de los elementos lámina que conforman el disipador, aporta aproximadamente 11.5 J en disipación de energía, es decir, el sistema completo tiene la capacidad de disipar la cantidad de 46 J. Lo anterior permite considerar el modelado de únicamente un elemento lámina para los análisis posteriores.

### Precarga en la variante del disipador de energía

La influencia de la precarga en la disipación de energía del sistema se analizó por medio de la variación de la misma, mediante el aumento de la deformación inicial en la lámina. Las precargas analizadas fueron valores progresivos de 0.2 mm, partiendo de 0.8 mm hasta 1.2 mm. En la Figura 5.43 se muestran las curvas fuerza-desplazamiento para cada una de las precargas analizadas. Para cada una de las precargas analizadas, la forma del ciclo de histéresis presenta similitud en cuanto a forma, sin embargo, para un valor mayor de precarga la disipación de energía aumenta.

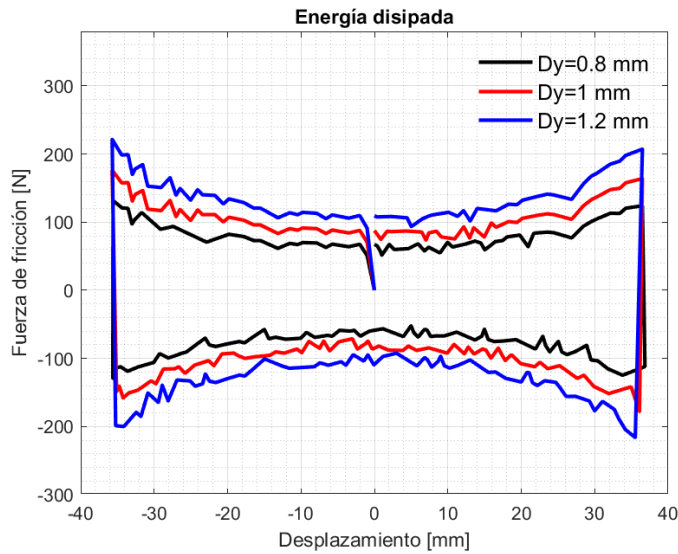


Figura 5.43. Ciclo de histéresis para diferentes precargas iniciales

En la Tabla 5.11 se presentan los resultados de disipación de energía del sistema, con respecto a la precarga inicial. En ella se muestra que, al aumentar la precarga 0.2 mm, es decir, de 0.8 a 1 mm, aumenta aproximadamente un 30.7% la energía disipada, mientras que, con 1.2 mm de precarga, la disipación de energía aumenta un 63.7%, con respecto a la disipación con 0.8 mm. Los resultados mostrados en la Tabla 5.11, representan la energía disipada por lámina del disipador.

Tabla 5.11. Energía disipada para diferentes precargas iniciales

Desplazamiento [mm]	Precarga [mm]	Energía disipada [J]
70	0.8	11.5
70	1	15.03
70	1.2	18.83

### Apilamiento de láminas en la variante del disipador de energía

La influencia del apilamiento de láminas en la disipación de energía por fricción, se analizó mediante la comparación de la energía disipada con uno, dos y tres elementos láminas. Esto considerando un desplazamiento máximo de 35 mm en cada dirección, una precarga de 0.8 mm y láminas de aluminio de la misma longitud. En la Figura 5.44 se presentan los resultados obtenidos para cada una de las configuraciones analizadas.

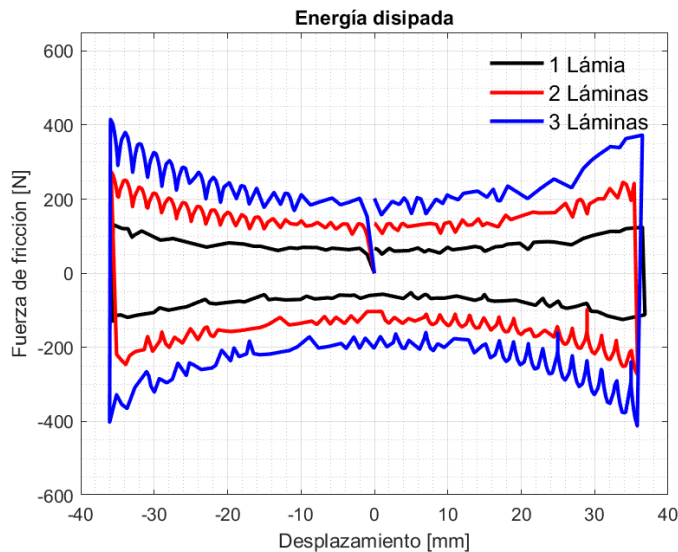


Figura 5.44. Ciclo de histéresis para los diferentes casos analizados

En la Tabla 5.12 se presentan los resultados de disipación de energía del sistema, con respecto al apilamiento de láminas. En ella se muestra que, al aumentar el número de láminas apiladas, la capacidad de disipación de energía aumenta, es decir, agregando una segunda lámina apilada, la capacidad de disipar energía aumenta aproximadamente un 93 %, mientras que, apilando una tercera lámina, la disipación de energía aumenta un 197 %, con respecto a la disipación con solo un elemento lámina. Los resultados mostrados en la Tabla 5.12, representan la energía disipada por lámina del disipador.

Tabla 5.12. Energía disipada para diferente número de láminas apiladas

N° de láminas [mm]	Desplazamiento [mm]	Precarga [mm]	Energía disipada [J]
1	70	0.8	11.5
2	70	0.8	22.23
3	70	0.8	34.24

## 5.6 Posibles aplicaciones

En este apartado se presentan algunos ejemplos de posibles aplicaciones del disipador de energía propuesto. Se muestra la posibilidad del uso del disipador de energía mediante el dimensionamiento de sus parámetros basándose en la Ec. 4.6 descrita en el capítulo 4. A continuación se describen dos casos particulares de estudio.

### 5.6.1. Primer caso de estudio: barrera de contención

Un ejemplo de aplicación de un disipador pasivo de energía de impacto, es una barrera de contención, las cuales se instalan para evitar que, en algunos tramos de carreteras y vialidades urbanas vehículos salgan de ruta de manera no controlada, ocasionando accidentes que ponen en riesgo la vida de las personas. Las barreras de protección se instalan con el propósito de contener a los vehículos, reducir su velocidad y redireccionarlos. Este tipo de disipadores se instalan de acuerdo con criterios técnicos, para lograr su eficacia y disminuir la severidad de los accidentes de tránsito (NOM-037-SCT, 2020).

Para asegurar el correcto y seguro funcionamiento de cada barrera, se diseñan con dos secciones extremas, una al inicio y otra al final de cada tramo de barrera según es necesario. En la Figura 5.45 (a) se presenta un ejemplo de diseño de un sistema pasivo de impacto para contención vehicular. Las características mecánicas, los detalles estructurales de las secciones y geometrías son materia de diseño particular para cada caso.

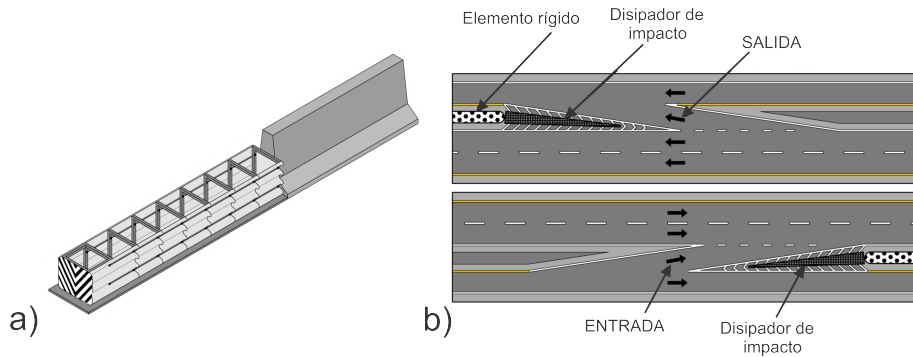


Figura 5.45. Ejemplo de disipador de impacto para contención vehicular, donde: a) Disipador de impacto vehicular y b) Esquema de ubicación de disipador de impacto (NOM-037-SCT, 2020).

Las barreras separadoras de sentidos de circulación (ver Figura 5.45 b) se utilizan para separar carriles con un mismo sentido de tránsito, donde no existe peligro de que los vehículos que pasen colisionen con otro que transite en sentido opuesto.

Las características geométricas de un disipador de impacto, definidas por su longitud y ancho máximo, dependen de la disponibilidad de espacio en el lugar de su instalación. De acuerdo con las condiciones de velocidad y ángulo de impacto de los vehículos que son capaces de detener, y en su caso, redireccionar, los disipadores de impacto de este tipo de dicha aplicación se clasifican en tres niveles de contención. En la Tabla 5.13 se muestran parámetros del primer nivel de contención (NOM-037-SCT, 2020).

Tabla 5.13. Primer nivel de contención (NOM-037-SCT, 2020).

Nivel de contención	Vehículo	Masa vehicular [kg]	Velocidad [km/h]
NC-1	Automóvil	820	50
NC-1	Camioneta	2000	50



### Modelado numérico del caso de estudio

El desarrollo del modelo discreto se realizó en el software Abaqus. Se consideró la masa y velocidad descrita en la Tabla 5.13 para el caso de un automóvil de primer nivel de contención. La geometría del dissipador se dimensionó mediante la aplicación de la Ec.4.6, definiendo una longitud de 2 m, sección transversal rectangular con ancho de 1.8 m y espesor de 10 cm. La precarga del dissipador (5 cm) se delimitó a no exceder el esfuerzo de fluencia del aluminio (Domínguez *et al.*, 2022).

La lámina de acero general se modeló como un material deformable tipo *shell* (S4R), mientras que, el elemento de fricción es considerado de aluminio como un material deformable tipo sólido (C3D8R). El elemento de impacto se definió como elemento rígido, con masa y velocidad definida para un automóvil (ver Tabla 5.13). Las dimensiones y condiciones de frontera del modelo discreto se muestran en la Figura 5.46.

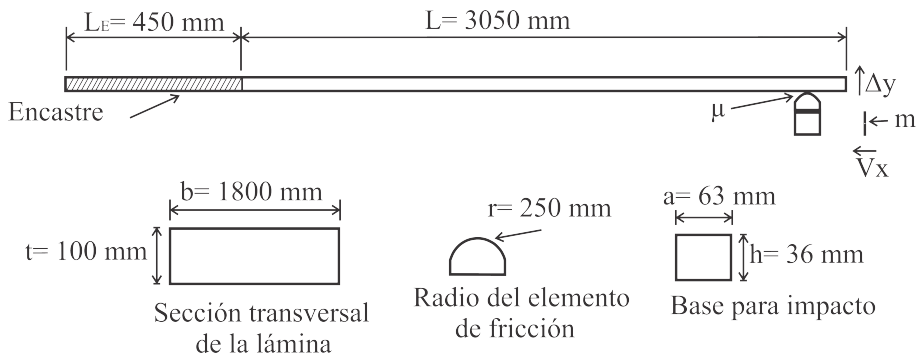


Figura 5.46. Condiciones de frontera del modelo discreto

En la Figura 5.47 se presenta el desplazamiento requerido por el dissipador para la disipación del 100% de energía de impacto. En la Figura 5.47 se observa que, con la configuración y condiciones mostradas en la Figura 5.46, la energía se disipa por fricción con un recorrido de 950 mm de desplazamiento.

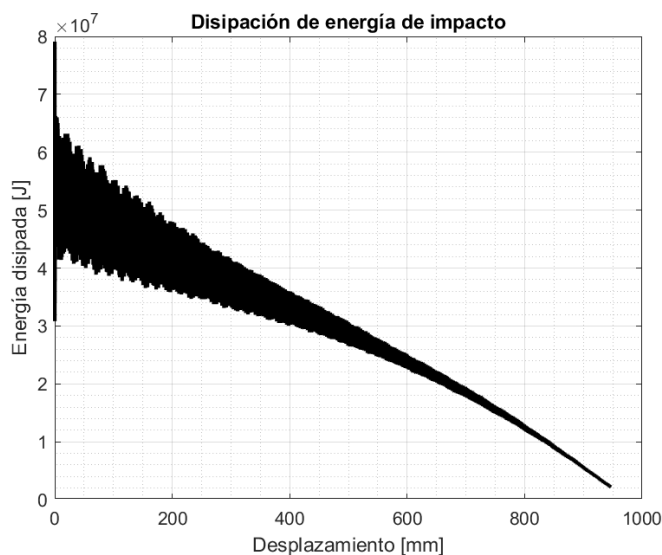


Figura 5.47. Energía disipada con respecto al desplazamiento

### 5.6.2. Segundo caso de estudio: trabajo en alturas

La industria de la construcción representa una de las principales actividades económicas en el entorno global, la cual incluye diversos retos en su operación, dentro de los cuales se encuentra la reducción de espacios disponibles y la consecuente necesidad de trabajar en alturas. A la par, las normas y reglamentaciones en dicha actividad se han tornado severas con el paso del tiempo.

El trabajo en altura se define como una actividad realizada por encima del nivel del suelo en el lugar de trabajo (Rubio *et al.*, 2013), en el cual, la persona tiene un riesgo de caer una distancia provocando lesiones (Perry, 2016). El trabajo en alturas no es exclusivo en el campo de la construcción, y se realiza en otras actividades pudiendo ser alturas sobre el nivel de piso altura en profundidad (Molino, 2013).

Las caídas desde una altura se pueden clasificar en tres categorías (Nadhim *et al.*, 2016): 1) caídas desde agentes, los cuales pueden ser andamios o escaleras. 2) Caídas desde superficies, como son plataformas o pasarelas, y 3) caídas desde edificios, es decir, tejados o una posición colgante.

Se considera un trabajo en altura, aquel que se desempeña a una distancia del piso igual o superior a los 1.8 m, o aquel trabajo donde la altura es inferior pero la caída es de alto riesgo (Secretaria del Trabajo y Prevensión Social, 2011). El 15% de las muertes en la industria suelen ser por caídas mortales debido a este tipo de trabajos (LWSC, 2015).

Para la prevención de accidentes relacionados con la caída de los trabajadores, existe un conjunto de elementos de seguridad denominado *línea de vida*, como se observa en la Figura 5.48, la cual consiste en un sistema anti-caídas temporal o fijo. El sistema fijo se encuentra siempre en la estructura del edificio o lugar a trabajar, mientras que, el sistema temporal se monta a la estructura donde se realiza la actividad cuando es requerido (Goh & Wang, 2015).

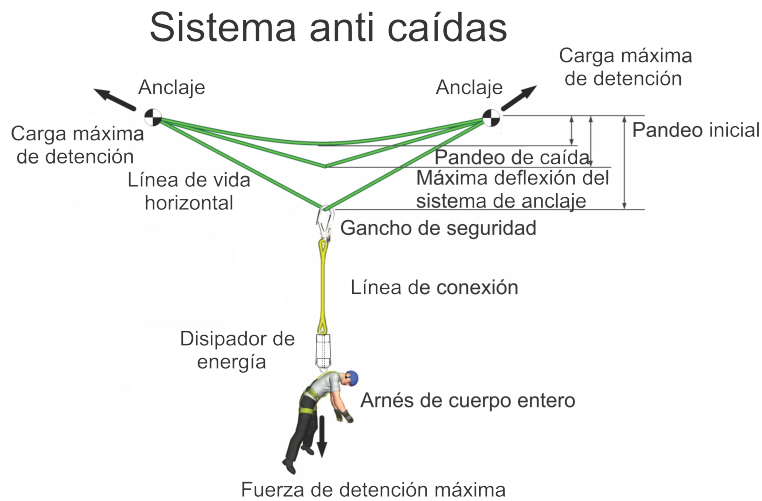


Figura 5.48. Sistema de seguridad anti caídas (Goh & Wang, 2015)

En función de los riesgos que presentan los trabajos en alturas, se considera que los sistemas de protección contra caídas son equipo personal indispensable para la realización de dichos trabajos. Estos sistemas pretenden evitar lesiones en trabajadores involucrados en algún tipo de caída de una altura dada. Las lesiones son causadas por las elevadas fuerzas que se presentan durante la desaceleración (Goh & Love, 2010). Las prácticas en

seguridad laboral especifican que, la protección en caídas debe aplicarse como prevención y no como respuesta al accidente (Bobick et al., 2010). Esa especificación propicia el continuo desarrollo de sistemas de protección, de forma tal que, sea la primera medida de seguridad del usuario.

De acuerdo con las características de disipación de energía cinética, se tienen alternativas para ese proceso, dentro de las que se encuentra el subsistema de disipación de energía por deformación controlada o la destrucción de sus componentes estructurales para liberación de la energía. Existen disipadores de cuerdas elásticas cubiertos de plásticos resistentes, también mediante deformación plástica de elementos de pared delgada (Bedolla *et al.*, 2017).

### **Modelado numérico del caso de estudio**

La norma UNE-En 361:2002 (Instituto Nacional de Seguridad y Salud en el trabajo, 2021) considera que, los arneses anti caídas deben considerar un peso promedio de 100 *kg*, lo anterior establece una referencia para el desarrollo del modelo numérico.

Empleando la Ec. 5.4, se obtiene la velocidad para un objeto que se encuentra a 1.8 *m* de altura, la cual es de 5.94 *m/s*. Con lo anterior, se determina que, para dichos parámetros, la caída de una persona genera 1.8 *kJ* de energía.

La geometría del disipador se dimensionó mediante la aplicación de la Ec.4.6. El elemento lámina se considera de acero general A36. En la Figura 5.49 se muestran las dimensiones y condiciones de frontera del modelo discreto.

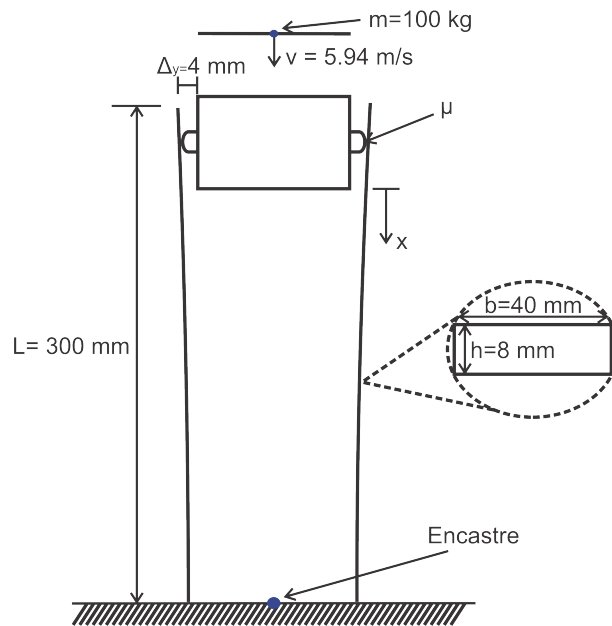


Figura 5.49. Condiciones de frontera del modelo discreto del caso de estudio

Los resultados del modelado numérico se presentan en la Figura 5.50, en la cual se observa que, para disipar el 100 % de la energía de impacto, el elemento móvil se desplaza aproximadamente  $248 \text{ mm}$ .

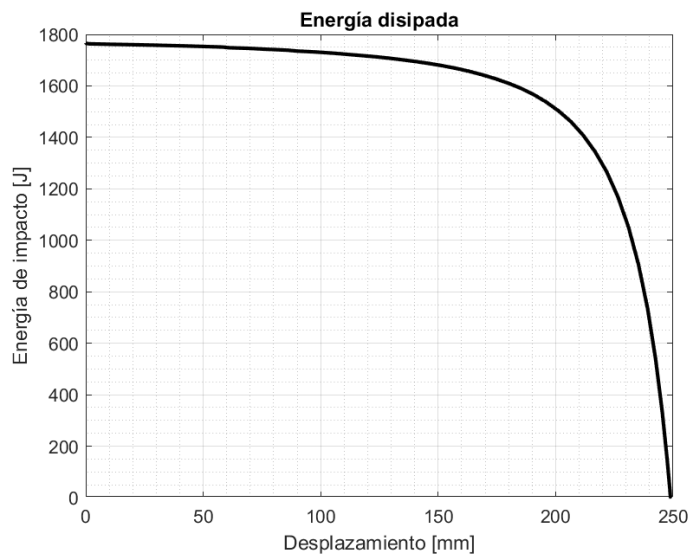


Figura 5.50. Desplazamiento necesario para disipar el 100 % de la energía de impacto

## 5.7 Conclusiones del capítulo

A partir de los análisis presentados referentes al diseño y construcción del disipador de energía con láminas, se determinaron las siguientes observaciones para el modelado orientado a la disipación de energía.

- Experimentalmente, se determinó que con las dimensiones analizadas y configuración mostrada en la Figura 4.2, el dispositivo es capaz de disipar aproximadamente 11 J.
- Experimentalmente, se determinó que para las velocidades de desplazamiento analizadas no existe variación con respecto a la forma de la gráfica histerética y a la cantidad de energía disipada.
- La validación del modelo numérico presenta un 10% de diferencia con respecto a los valores experimentales.
- La forma de contacto no influye en la cantidad de energía disipada por el dispositivo, esto considerando el mismo radio para el elemento de fricción y la misma precarga mediante la deformación de la viga.
- La longitud del elemento de fricción no influye en la cantidad de energía disipada por el dispositivo, esto considerando el mismo radio para el elemento de fricción y la misma precarga mediante la deformación de la viga.
- Con respecto a la sección transversal de la viga, mientras que, el valor de rigidez sea el mismo, no influye la geometría de la sección en la capacidad de disipación de energía.
- Contemplando parámetros como el ancho y el espesor de la viga con sección transversal rectangular, la influencia que presenta el espesor es mayor con respecto a lo que aporta el ancho, siendo que para el doble de ancho hay un aumento de aproximadamente 52% de energía disipada. Con respecto al espesor, un aumento del doble de su valor la energía disipada aumenta aproximadamente un 145%.

- Considerando una misma precarga en el dispositivo, la disipación de energía aumenta un 20 % cada 5 mm de desplazamiento, esto dentro del rango elástico del sistema.
- Mediante el análisis de la precarga en el sistema, se determinó que una mayor precarga no conlleva a una mayor disipación de energía, esto considerando el límite de elasticidad del elemento viga, por lo cual, una mayor precarga requiere un menor desplazamiento.
- El material que constituye el elemento viga influye en la disipación de energía mediante el desplazamiento requerido: para un sistema de acero se requiere un desplazamiento de 25 mm para disipar aproximadamente 11 J, mientras que, para un sistema de aluminio, el desplazamiento necesario aumenta 180 % para disipar la misma cantidad de energía.
- Con respecto al apilamiento de vigas en el sistema, considerando elementos de las mismas dimensiones, el aumento en la disipación de energía es del 100 %, es decir, con un elemento viga se disipa 11 J, mientras que, con una segunda viga se aproxima a los 22 J de disipación.
- Dinámicamente se determinó que, para un impacto de 1.6 J de energía, el sistema considerando vigas de acero (ver Figura 5.31) se desplaza aproximadamente 33 mm para disipar el 100 % de la energía.
- La validación del modelo numérico dinámico presenta un 4.4 % de diferencia con respecto a los valores experimentales.
- Para una mayor masa de impacto, el desplazamiento requerido para disipar el 100 % de energía es mayor, sin embargo, no es un aumento proporcional, debido a que el comportamiento de la viga no es lineal.
- El dispositivo es escalable mediante la Ecuación 4.6, lo cual permite que, el sistema pueda solventar una mayor disipación de energía mediante el incremento de sus dimensiones.
- La configuración del disipador de energía permite variantes mediante la sujeción de los elementos viga, cambiando así la rigidez a flexión de las mismas y aumentando la capacidad en la disipación de energía del dispositivo hasta en un 318 %.

# 6

## CAPÍTULO

# Conclusiones

En este trabajo de investigación se presenta el estudio de un prototipo disipador de energía por fricción seca. La estructura del disipador está constituida por elementos viga. Se determinaron los parámetros que influyen en el desempeño del dispositivo con respecto a la capacidad de disipación de energía. Los parámetros evaluados para el sistema con láminas en voladizo fueron: la forma de contacto, geometría de los elementos viga, fricción, la precarga en el sistema, el desplazamiento, materiales y masas de impacto. A continuación, se presentan las conclusiones obtenidas del presente estudio.

Se determinó que, el apilamiento de vigas sin elementos de sujeción o precargas externas no presenta contacto uniforme a lo largo de la superficie de las mismas. Sin embargo, el desplazamiento nodal de cada una de las vigas presenta la misma magnitud.

Empleando una segunda viga apilada, la rigidez a flexión del sistema aumenta aproximadamente un 73 % con respecto a la rigidez de una sola viga considerando las mismas dimensiones.

La gráfica histerética no corresponde a la característica cuadrada de los amortiguadores de fricción (ver Figura 1.2). Esto se debe al aumento no lineal de la fuerza normal de contacto, lo cual provoca el mismo comportamiento de la fuerza de fricción, siendo exponencial con respecto al desplazamiento del sistema como se describe en la Ec. 4.6.



Se realizó el análisis experimental bajo cargas cíclicas empleando una máquina de ensayos universales (ver sección 5.1.1), determinando que, para diferentes velocidades de desplazamiento, el sistema se comporta de la misma manera, es decir, disipan la misma cantidad de energía (11 J). La validación del modelo presenta un 10% de diferencia con respecto a los valores experimentales, mostrando la misma forma (ver Figura 5.8).

El análisis paramétrico se realizó considerando la variación de la forma de contacto y longitud del elemento de fricción. Los resultados muestran un comportamiento similar con respecto a la energía disipada, esto para los diferentes tipos de contacto analizado. De igual manera, la longitud del elemento de fricción no representa variación en la gráfica histerética como se describe en el apartado 5.2.2.

La variación de la sección transversal de la viga se realizó contemplando tres geometrías, las cuales fueron circular, cuadrada y rectangular. Los resultados muestran que, mientras el valor de rigidez sea el mismo, no influye la geometría de la sección en la capacidad de disipación de energía (ver Figura 5.14). Contemplando parámetros como el ancho y el espesor de una sección transversal rectangular, la influencia que presenta el espesor es mayor con respecto a lo que aporta el ancho del elemento viga. Para el doble del ancho hay un aumento del 52% de energía disipada (ver Tabla 5.2), mientras que con respecto al espesor, un aumento del doble de su valor representa un incremento del 145% de energía disipada (ver Tabla 5.3). Esto debido a que, el espesor con respecto al segundo momento de área está elevado al cubo.

El análisis paramétrico del desplazamiento del sistema, presentó un incremento del 20% en la disipación de energía. Cada aumento de 5 mm en el desplazamiento da como resultado un incremento del 20% en la capacidad de disipación de energía del disipador (ver Tabla 5.4).

La precarga del sistema se analizó mediante la variación de la misma. En ella se observó que, una mayor precarga no conlleva a una mayor disipación de energía, esto considerando el límite elástico del elemento viga. Para una

precarga de 2 mm, la disipación de energía es de 12.5 J, mientras que, con una precarga cuatro veces mayor (8 mm), la disipación de energía es 44 % menor (ver Tabla 5.5).

La variación del material que constituye al elemento viga, presentó un aumento del 180 % de desplazamiento del sistema empleando aluminio, con respecto al acero. Esto para disipar la misma cantidad de energía manteniendo el rango elástico para cada uno de los casos (ver Tabla 5.5).

En el análisis del apilamiento de elementos viga, se observó un incremento del 100 % en la disipación de energía empleando una segunda viga, esto considerando elementos de la misma geometría y dimensiones (ver Tabla 5.6).

Se realizó el diseño y la construcción de la máquina de impacto para condiciones dinámicas descrito en la sección 5.3. Además, se realizó el procedimiento para la calibración de los sensores empleados, permitiendo así evaluar el comportamiento del disipador.

Se desarrollaron pruebas experimentales del dispositivo constituido con elementos de viga de acero general sometido a condiciones dinámicas. Para ello se utilizó el banco de impacto de caída libre, además se obtuvo un modelo discreto utilizando el software Abaqus/Explicit descrito en el apartado 5.4, el cual presenta una diferencia menor al 4.4 %.

Se determinó la escalabilidad del disipador de energía, esto mediante a la relación de los parámetros geométricos descritos en la Ec. 4.6, para así satisfacer las necesidades de la aplicación a realizar o el rango esperado por el usuario.

Se determinó que, debido a la configuración del disipador de energía, se permiten variantes mediante la sujeción de los elementos viga (ver Figura 5.39), modificando así la rigidez a flexión de cada uno de los elementos y, por ende, aumentar la capacidad en la disipación de energía del dispositivo hasta en un 318 %.

Los resultados obtenidos a partir del análisis del prototipo disipador de energía muestran su funcionabilidad ante cargas cíclicas y dinámicas. El prototipo representa una alternativa con respecto a los disipadores de energía existentes actualmente, con la característica de no necesitar elementos externos como los tornillos para realizar la precarga. La utilización de vigas en voladizo como elementos estructurales permite el aumento de la fuerza de fricción con respecto a su desplazamiento, lo cual amplía el rango de operación de acuerdo con las necesidades requeridas. De igual manera, los resultados obtenidos muestran la escalabilidad del disipador mediante los parámetros geométricos de los elementos que lo conforman, ampliando las posibles aplicaciones. El disipador de energía tiene como característica adicional un diseño simple, de fácil fabricación, ensamblaje y, simultáneamente la estimación de la capacidad de disipación de energía basada en los parámetros geométricos de los elementos que lo conforma.

Como producto de este trabajo de investigación se realizó la solicitud de patente del disipador pasivo de impacto por fricción seca y rigidez estructural mostrada en el Anexo C.

# Bibliografía

Agarwal, S. (2005). *Aeromechanical stability augmentation using semi-active friction-based lead-lag damper*. Georgia Institute of Technology.

Aiken, I. D. (1990). Earthquake simulator testing and analytical studies of two energy-absorbing systems for multistory structures.

Aiken, I. D., Nims, D. K., Whittaker, A. S., & Kelly, J. M. (1993). Testing of passive energy dissipation systems. *Earthquake spectra*, 9(3), 335-370.

Akay, A., & Griffin, J. (2003). *Measurement of Friction in Dynamic Systems*. Carnegie-Mellon Univ Pittsburgh Pa dept of mechanical engineering.

Akram, S., Jaffery, S. H. I., Khan, M., Fahad, M., Mubashar, A., & Ali, L. (2018). Numerical and experimental investigation of Johnson–Cook material models for aluminum (Al 6061-T6) alloy using orthogonal machining approach. *Advances in Mechanical Engineering*, 10(9), 1687814018797794.

Al-Bender, F. (2010). Fundamentals of friction modeling. In *Proceedings, ASPE Spring Topical Meeting on Control of Precision Systems, MIT, April 11-13, 2010* (Vol. 48, pp. 117-122). ASPE-The American Society of precision Engineering; 301 Glenwood Avenue, Suite 205, Raleigh, NC 27603, PO Box 10826, Raleigh, NC 27605.

Amateco, T. (2007). *Ajuste de parámetros de modelos histeréticos teóricos*. Universidad Autónoma de Guerrero.

Amjadian, M., & Agrawal, A. K. (2018). Modeling, design, and testing of a

proof-of-concept prototype damper with friction and eddy current damping effects. *Journal of Sound and Vibration*, 413, 225-249.

Andersson, S., Söderberg, A., & Björklund, S. (2007). Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts. *Tribology international*, 40(4), 580-587.

Armstrong-Hélouvry, B., Dupont, P., & De Wit, C. C. (1994). A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, 30(7), 1083-1138.

Arnoux, J. J., Sutter, G., List, G., & Molinari, A. (2011). Friction experiments for dynamical coefficient measurement. *Advances in Tribology*, 2011.

Arora, V. K., Bhushan, G., & Aggarwal, M. L. (2014). Fatigue life assessment of 65Si7 leaf springs: a comparative study. *International scholarly research notices*, 2014.

Bauchau, O. A., & Craig, J. I. (2009). *Structural analysis: with applications to aerospace structures* (Vol. 163). Springer Science Business Media.

Banthia, N., Mindess, S., Bentur, A., & Pigeon, M. (1989). Impact testing of concrete using a drop-weight impact machine. *Experimental mechanics*, 29(1), 63-69.

Beards, C. F. (1983). The damping of structural vibration by controlled interfacial slip in joints.

Bedolla, J., Flores, V., Bedolla, M. & Szwedowicz, D. “Análisis de disipación de energía cinética por elementos tubulares deformables,” ECORFAN, vol. 1, no. 3, pp. 41–51, 2017.

Bižić, M., Marković, G., Bulatović, R., Petrović, D., & Dedić, M. (2019). Grey wolf optimiser in design of leaf springs of railway vehicles. *International Journal of Vehicle Design*, 80(2-4), 103-120.

Bobick, T. G., McKenzie Jr, E. A., & Kau, T. Y. (2010). Evaluation of guardrail systems for preventing falls through roof and floor holes. *Journal of Safety Research*, 41(3), 203-211.

Borzouie, J., MacRae, G. A., Chase, J. G., Rodgers, G. W., & Clifton, G. C. (2015). Experimental studies on cyclic performance of column base weak axis aligned asymmetric friction connection. *Journal of Constructional Steel Research*, 112, 252-262.

Castro, F. (2017). *Análisis Numérico y Paramétrico del Problema de Contacto en Uniones Mecánicas*. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.

Center, L. W. S. (2015). Protección contra caídas en la construcción. Recuperado de: [https://www.osha.gov/sites/default/files/2018-12/fy15\\_sh-27683-sh5\\_Fall\\_Prevention\\_Student\\_Workbook\\_Spanish.pdf](https://www.osha.gov/sites/default/files/2018-12/fy15_sh-27683-sh5_Fall_Prevention_Student_Workbook_Spanish.pdf)

Cervera Ruiz, M., & Blanco Díaz, E. I. (2002). *Mecánica de estructuras*.

Chanchi Golondrino, J., MacRae, G. A., Chase, G., Rodgers, G. W., & Clifton, G. C. (2015). Velocity Effects On The Behaviour Of Asymmetrical Friction Connections (AFC).

Cho, C. G., & Kwon, M. (2004). Development and modeling of a frictional wall damper and its applications in reinforced concrete frame structures. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 33(7), 821-838.

Clifton, G. C. (2005). *Semi-rigid joints for moment-resisting steel framed seismic-resisting systems* (Doctoral dissertation, ResearchSpace@ Auckland).

Clifton, G. C., Butterworth, J. W., & Weber, J. (2000, January). Moment-resisting steel framed seismic-resisting systems with semi-rigid connections. In *12th World Conference on Earthquake Engineering, Auckland, New Zeland, Sunday* (Vol. 30).

Contreras, E., Szwedowicz, D., & Bedolla, J. (2009). Disipación de energía de un elemento vibrante por fricción seca. *Caos Conciencia*, 4, 35–41.

Csaba, G. (1999, June). Modelling of a microslip friction damper subjected to translation and rotation. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 78613, p. V004T03A012). American Society of Mechanical Engineers.

Dassault Systemes Simulia Corp., Providence, RI, U. (2010). Abaqus Analysis User's Manual, Volume 4, version 6.10. 4, 1103.

Datta, T. K. (2003). A state-of-the-art review on active control of structures. *ISET Journal of earthquake technology*, 40(1), 1-17.

De Domenico, D., Ricciardi, G., & Zhang, R. (2020). Editorial for “Recent Advances in the Design of Structures with Passive Energy Dissipation Systems”. *Applied Sciences*, 10(8), 2819.

de la Colina Martínez, J., & de Alba, H. R. (2000). La ingeniería estructural. *CIENCIA ergo-sum, Revista Científica Multidisciplinaria de Prospectiva*, 7(2).

De Silva, C. W. (Ed.). (2005). *Vibration and shock handbook*. CRC press.

Dixon, J. C. (2008). *The shock absorber handbook*. John Wiley & Sons.

Domínguez-Gurría, M. A., Szwedowicz-Wasik, D. S., Martínez-Rayón, E., Cortés-García, C. y Garibaldi-Rodríguez, A. . (2022). Bidirectional dry friction energy dissipater using layers. *DYNA*, 89(224), 109–114. <https://doi.org/10.15446/dyna.v89n224.102973>

Domínguez-Gurría, M.A., Szwedowicz, D., Martínez, E., & Estrada, Q. “Impact energy dissipator with variable stiffness and dry friction layers,” *Dyna New Technol.*, vol. 9, no. 1, pp. 1–13, 2022.

Domínguez-Gurría, M. A., & Jaén-Rendón, U. (2022). Influencia del tipo de elemento finito en perfiles laminares para el cálculo de esfuerzos y deformaciones. *Ingeniantes*, 1(9).

Earles, S. W. E., & Mansoori, F. S. (1974). Frictional damping applied to a cantilever-beam structure: a theoretical and experimental response comparison. *International Journal of Machine Tool Design and Research*, 14(1), 111-124.

Eiamnipon, N., Nimdum, P., Renard, J., & Kolutawong, C. (2012, June). Low velocity impact responses and impact-induced damages on steel cord-rubber composite. In *ECCM-15th European Conference on Composite Materials, Proceedings* (pp. 1-6).

Eriten, M., Lee, C. H., & Polycarpou, A. A. (2012). Measurements of tangential stiffness and damping of mechanical joints: Direct versus indirect contact resonance methods. *Tribology international*, 50, 35-44.

Estrada, Q. (2015). *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.

Fan, C. L., & Li, S. M. (2011). Analysis of Leaf Spring’s Damping Characteristic Based on Nonlinear Finite Element. In *Advanced Materials Research* (Vol. 314, pp. 1628-1632). Trans Tech Publications Ltd.

Filiatrault, A., & Cherry, S. (1987). Performance evaluation of friction damped braced steel frames under simulated earthquake loads. *Earthquake*



*spectra*, 3(1), 57-78.

Fitzgerald, T. F., Anagnos, T., Goodson, M., & Zsutty, T. (1989). Slotted bolted connections in aseismic design for concentrically braced connections. *Earthquake spectra*, 5(2), 383-391.

Garibaldi, A. (2018). *Estudio numérico de disipadores pasivos con elementos esféricos para amortiguar impacto*. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.

Goh, Y. M., & Love, P. E. (2010). Adequacy of personal fall arrest energy absorbers in relation to heavy workers. *Safety science*, 48(6), 747-754.

Goh, Y. M., & Wang, Q. (2015). Investigating the adequacy of horizontal lifeline system design through case studies from Singapore. *Journal of Construction Engineering and Management*, 141(7), 04015017.

Goodman, J. R. Layered wood'systems with interlayer slip. *Wood Sci. l/3*, 148-158 (1969).

Goodman, L. E., & Klumpp, J. H. (1956). Analysis of slip damping with reference to turbine-blade vibration.

Gowd, G. H., & Goud, E. V. (2012). Static analysis of leaf spring. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 4(8), 3794-3803.

Grigorian, C. E., Yang, T. S., & Popov, E. P. (1993). Slotted bolted connection energy dissipators. *Earthquake Spectra*, 9(3), 491-504.

Görke, D. (2010). *Experimentelle und numerische Untersuchung des Normal-und Tangentialkontaktverhaltens rauer metallischer Oberflächen*. Friedrich-Alexander-Universitaet Erlangen-Nuernberg (Germany).

Haque, A. (2016). *Introduction to Timoshenko Beam Theory*. 25.

Harinath, G., Venugopal, E. (2012). Static Analysis of Leaf Spring. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 4(8), 3794–3803.

Harris, C. M., & Piersol, A. G. (2002). *Harris' shock and vibration handbook* (Vol. 5, pp. 1025-1083). New York: McGraw-Hill.

Hryciów, Z., Krasoń, W., & Wysocki, J. (2021). Evaluation of the influence of friction in a multi-leaf spring on the working conditions of a truck driver. *Eksploatacja i Niezawodność*, 23(3).

Ibáñez, E. O. (2019). Cálculo de estructuras por el método de elementos finitos: análisis elástico lineal. Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería.

Instituto Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo, “Normas técnicas Protección contra caídas de altura,” no. diciembre. pp. 2006–2008, 2021.

Itani R. Y. & Brito F. A. (1978), Layered beam systems with interlayer slip. *J. FIW I. Dir., ASCE 24/STIO*, 159551609.

Iurian, C., Ikhouane, F., Rodellar Benedé, J., & Griñó Cubero, R. (2005). Identification of a system with dry friction.

Jaisee, S., Yue, F., & Ooi, Y. H. (2021). A state-of-the-art review on passive friction dampers and their applications. *Engineering Structures*, 235, 112022.

Johnson, K. L., & Johnson, K. L. (1987). *Contact mechanics*. Cambridge university press.

Kamboj, M., Chetry, A., Kurien, C., & Srivastava, A. K. (2020). Computational study on the potential of aluminium alloy as a candidate

material in automotive leaf spring. *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 1-12.

Khoo, H. H., Clifton, C., Butterworth, J., MacRae, G., & Ferguson, G. (2012). Influence of steel shim hardness on the Sliding Hinge Joint performance. *Journal of Constructional Steel Research*, 72, 119-129.

Khoo, H. H., Clifton, C., MacRae, G., Zhou, H., & Ramhormozian, S. (2015). Proposed design models for the asymmetric friction connection. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 44(8), 1309-1324.

Kikuuwe, R., Takesue, N., Sano, A., Mochiyama, H., & Fujimoto, H. (2005, August). Fixed-step friction simulation: from classical Coulomb model to modern continuous models. In *2005 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems* (pp. 1009-1016). IEEE.

Kim, H. J., & Christopoulos, C. (2008). Friction damped posttensioned self-centering steel moment-resisting frames. *Journal of Structural Engineering*, 134(11), 1768-1779.

Krason, W., Wysocki, J., & Hryciow, Z. (2019). Dynamics stand tests and numerical research of multi-leaf springs with regard to clearances and friction. *Advances in Mechanical Engineering*, 11(5), 1687814019853353.

Krasoń, W., Wysocki, J., & Zajac, K. (2015). Numerical tests of the double spring with hangers. *Journal of KONES*, 22.

Kurna, S., & Mehndiratta, A. (2018). *A Comparative Study on Non-Linear Analysis Using Explicit and Implicit Techniques Fatigue Life Estimation of Semi-Elliptical Leaf Spring* (No. 2018-01-0472).

Kurniawan, P., Andoko, A., & Sunu, P. W. (2021, February). Leaf spring type simulation with finite element method approach. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 1034, No. 1, p. 012015). IOP

Publishing.

Lampaert, V., Al-Bender, F., & Swevers, J. (2004). Experimental characterization of dry friction at low velocities on a developed tribometer setup for macroscopic measurements. *Tribology Letters*, 16(1), 95-105.

Latour, M., Piluso, V., & Rizzano, G. (2014). Experimental analysis on friction materials for supplemental damping devices. *Construction and Building Materials*, 65, 159-176.

Leso, A. V., Figueroa, D. P., Mancera, G. R., & Nolasco, J. M. (2012). Modelado y simulación de muelle de ballestas. In *de II Conferencia de Desarrollo Profesional en Ingeniería Mecatrónica, Celaya, Guanajuato, México*.

Leus, M. y Gutowski, P. (2009). Analiza doświadczalna sztywności kontaktowej stycznej płaskich połączeń stykowych. *Modelowanie Inżynierskie*, 6 (37), 185-192.

Lopez, I., Busturia, J. M., & Nijmeijer, H. (2004). Energy dissipation of a friction damper. *Journal of sound and vibration*, 278(3), 539-561.

Lu, Y., Hao, G., Han, Q., & Huang, J. (2020). Steel tubular friction damper and vibration reduction effects of double-layer reticulated shells. *Journal of Constructional Steel Research*, 169, 106019.

Lukkunaprasit, P., Wanitkorkul, A., & Filiatrault, A. (2004, August). Performance deterioration of slotted-bolted connection due to bolt impact and remedy by restrainers. In *Thirteenth World Conference on Earthquake Engineering*.

Nabid, N., Hajirasouliha, I., & Petkovski, M. (2018). Performance-based optimisation of RC frames with friction wall dampers using a low-cost optimisation method. *Bulletin of Earthquake Engineering*, 16(10), 5017-5040.

Nims, D. K., Richter, P. J., & Bachman, R. E. (1993). The use of the energy dissipating restraint for seismic hazard mitigation. *Earthquake Spectra*, 9(3), 467-489.

Nadhim, E. A., Hon, C., Xia, B., Stewart, I., & Fang, D. (2016). Falls from height in the construction industry: A critical review of the scientific literature. *International journal of environmental research and public health*, 13(7), 638.

Norma Oficial Mexicana NOM-037-SCT (2020), Barreras de protección en carreteras y vías urbanas.

Norton, R. (2011). *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado* (4ta ed.). Pearson.

MacRae, G. A., Clifton, G. C., Mackinven, H., Mago, N., Butterworth, J., & Pampanin, S. (2010). The sliding hinge joint moment connection. *Bulletin of the New Zealand Society for Earthquake Engineering*, 43(3), 202-212.

Mahmoudi, M., & Abdi, M. G. (2012). Evaluating response modification factors of TADAS frames. *Journal of Constructional Steel Research*, 71, 162-170.

Mare, J. C. (2012). Friction modelling and simulation at system level: a practical view for the designer. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 226(6), 728-741.

Martínez, C. A., & Curadelli, O. (2017). Testing and performance of a new friction damper for seismic vibration control. *Journal of Sound and Vibration*, 399, 60-74.

Mate, C. M. (2008). *Tribology on the small scale: a bottom up approach to*

*friction, lubrication, and wear* (No. 6). Oxford University Press.

Mayorga Vela, C. A. (2011). Caracterización mecánica y modelamiento estructural de un disipador pasivo de energía de tipo arriostamiento de pandeo restringido. Parte 2. *Departamento de Ingeniería Civil y Agrícola*.

Menq, C., & Griffin, J. H. (1985). A Comparison of Transient and Steady State Finite Element Analyses of the Forced Response of a Frictionally Damped Beam. *ASME. J. Vib., Acoust., Stress, and Reliab*, 107(1): 19–25

Mirtaheri, M., Zandi, A. P., Samadi, S. S., & Samani, H. R. (2011). Numerical and experimental study of hysteretic behavior of cylindrical friction dampers. *Engineering Structures*, 33(12), 3647-3656.

Monir, H. S., & Zeynali, K. (2013). A modified friction damper for diagonal bracing of structures. *Journal of Constructional Steel Research*, 87, 17-30.

Molino, B. (2013). Seguridad y evaluación de riesgos profesionales en parques eólicos.

Moore, D. F. (2013). *Principles and Applications of Tribology: Pergamon International Library of Science, Technology, Engineering and Social Studies: International Series in Materials Science and Technology* (Vol. 14). Elsevier.

Morgen, B., & Kurama, Y. (2004). A friction damper for post-tensioned precast concrete beam-to-column joints. *PCI J*, 49(4), 112-133.

Mualla, I. H., Nielsen, L. O., Belev, B., Liao, W. I., Loh, C. H., & Agrawal, A. (2002, September). Numerical predictions of shaking table tests on a full scale friction-damped structure. In *12th European conference on earthquake engineering, London, UK*.

Murakami, H. (1984). A laminated beam theory with interlayer slip.

Ono, S., Nakahira, K., Tsujioka, S., & Uno, N. (1996). Energy absorption capacity of thermally sprayed aluminum friction dampers. *Journal of Thermal Spray Technology*, 5(3), 303-309.

Pall, A. S., Marsh, C., & Fazio, P. (1980). Friction joints for seismic control of large panel structures. *Journal of Prestressed Concrete Institute*, 25(6), 38-61.

Pall, A., Vezina, S., Proulx, P., & Pall, R. (1993). Friction-dampers for seismic control of Canadian space agency headquarters. *Earthquake Spectra*, 9(3), 547-557.

Pasquin, C., Leboeuf, N., Pall, R. T., & Pall, A. (2004, August). Friction dampers for seismic rehabilitation of Eaton's building, Montreal. In *13th world conference on earthquake engineering* (pp. 1-2).

Perkowski, W. (2016). Dry friction damper for supercritical drive shaft. *Journal of KONES*, 23.

Perry, P. (2016). Working at heights. In *Health and Safety Questions and Answers: A practical approach* (pp. 269-284). ICE Publishing.

Pesaresi, L., Stender, M., Ruffini, V., & Schwingshackl, C. W. (2017). DIC measurement of the kinematics of a friction damper for turbine applications. In *Dynamics of Coupled Structures, Volume 4* (pp. 93-101). Springer, Cham.

Pian, T. H. H. (1957). Structural damping of a simple built-up beam with riveted joints in bending.

Pian, T. H. H. & Hallowell F. C. Jr (1951), Structural damping in a simple built-up beam. *Proc. First National Congress of Applied Mech.*, pp. 97-102.

Popov, V. L. (2010). *Contact mechanics and friction* (pp. 231-253). Berlin:

Springer Berlin Heidelberg.

Purushothaman, M. P., Thankachan, P., John, S., & Purushothaman, M. P. (2011). Hertz contact stress analysis and validation using finite element analysis. *Mech. Mach. Theor*, 46, 765-783.

Ramhormozian, S., Clifton, G. C., & MacRae, G. A. (2014). The asymmetric friction connection with belleville springs in the sliding hinge joint. *NZSEE, Auckland, New Zealand*.

Ramhormozian, S., Clifton, G. C., MacRae, G. A., & Davet, G. P. (2017). Stiffness-based approach for Belleville springs use in friction sliding structural connections. *Journal of Constructional Steel Research*, 138, 340-356.

Ricles, J. M., Sause, R., Wolski, M., Seo, C. Y., & Iyama, J. (2006, October). Post-tensioned moment connections with a bottom flange friction device for seismic resistant self-centering steel MRFs. In *4th International conference on earthquake engineering*.

Rodríguez, V. I. & Szwedowicz, D. S. (2020). Evaluación del efecto de la precarga de ensamble y la cantidad de hojas sobre la disipación pasiva de energía en un muelle. *Revista de Ciencias Tecnológicas*, 3(4), 181-195.

Romero, J. L., López, E. M., Ortega, M. A., & Río, O. (2014). Elementos finitos con acciones repartidas equivalentes de cualquier orden. Aplicación a los modelos de vigas de Timoshenko y Bernoulli-Euler.

Rubio-Romero, J. C., Rubio, M. C., & García-Hernández, C. (2013). Analysis of construction equipment safety in temporary work at height. *Journal of Construction Engineering and Management*, 139(1), 9-14.

Rusin, N. M., Skorentsev, A. L., & Kolubaev, E. A. (2016). Dry friction of pure aluminum against steel. *Journal of Friction and Wear*, 37(1), 86-93.



Sadowski, A. J., & Rotter, J. M. (2013). Solid or shell finite elements to model thick cylindrical tubes and shells under global bending. *International Journal of Mechanical Sciences*, 74, 143-153.

Santos, A. F., Santiago, A., Latour, M., & Rizzano, G. (2019). Analytical assessment of the friction dampers behaviour under different loading rates. *Journal of Constructional Steel Research*, 158, 443-459.

Santos, A. F., Santiago, A., & Rizzano, G. (2019). Experimental response of friction dampers under different loading rates. *International Journal of Impact Engineering*, 132, 103316.

Sazhenkov, N., Semenova, I., Nikhamkin, M., & Semenov, S. (2017). A substructure-based numerical technique and experimental analysis of turbine blades damping with underplatform friction dampers. *Procedia engineering*, 199, 820-825.

Schwingshackl, C. W., Petrov, E. P., & Ewins, D. J. (2012). Measured and estimated friction interface parameters in a nonlinear dynamic analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 28, 574-584.

Secretaría del Trabajo Y Previsión Social, “NOM-009-STPS-2011 - ‘Condiciones de seguridad para realizar trabajos en altura,’ D. Of. la Fed., p. 55, 2011,

Sotomayor-Castellanos, J. R. (2015). Comportamiento en flexión estática de vigas de madera antigua de Picea abies. *Nova scientia*, 7(13), 208-227.

Spotts, M. F., Shoup, T. E., Hornberger, L. E., & Kazmer, D. O. (2004). *Design of Machine Elements*.

Stańco, M., & Działak, P. (2020). Effect of the semi-elliptic spring mounting on its stiffness. *Materials Today: Proceedings*, 32, 202-206.

Sun, Y., Yuan, J., Pesaresi, L., Denimal, E., & Salles, L. (2020). Parametric study and uncertainty quantification of the nonlinear modal properties of frictional dampers. *Journal of Vibration and Acoustics*, *142*(5), 051102.

Suzuki, H., & Chang, T. Y. P. (1979). Bending of laminated cantilever beams with interlayer slip. *Journal of the Structural Division*, *105*(2), 269-281.

Symans, M. D., Charney, F. A., Whittaker, A. S., Constantinou, M. C., Kircher, C. A., Johnson, M. W., & McNamara, R. J. (2008). Energy dissipation systems for seismic applications: current practice and recent developments. *Journal of structural engineering*, *134*(1), 3-21.

Tsai, K. C., Chou, C. C., Lin, C. L., Chen, P. C., & Jhang, S. J. (2008). Seismic self-centering steel beam-to-column moment connections using bolted friction devices. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, *37*(4), 627-645.

Wang, G., Wang, Y., Yuan, J., Yang, Y., & Wang, D. (2017). Modeling and experimental investigation of a novel arc-surfaced frictional damper. *Journal of Sound and Vibration*, *389*, 89-100.

Vergara, J. (2021). *Sistema pasivo de disipación de energía de impacto lateral, estudio, modelado y construcción*. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.

Westenenk, B., Edwards, J. J., de la Llera, J. C., & Jünemann, R. (2019). Self-centering frictional damper (SCFD). *Engineering Structures*, *197*, 109425.

Wu, B., Zhang, J., Williams, M. S., & Ou, J. (2005). Hysteretic behavior of improved Pall-typed frictional dampers. *Engineering Structures*, *27*(8), 1258-1267.

Xu, L. H., Fan, X. W., & Li, Z. X. (2016). Development and experimental

verification of a pre-pressed spring self-centering energy dissipation brace. *Engineering Structures*, 127, 49-61.

Xu, Z. D. (2007). Earthquake mitigation study on viscoelastic dampers for reinforced concrete structures. *Journal of Vibration and Control*, 13(1), 29-43.

Yeung, S., Zhou, H., Khoo, H., Clifton, G. C., & MacRae, G. (2013, April). Sliding shear capacities of the asymmetric friction connection. In *2013 NZSEE Conference, April* (pp. 26-28).

Zhang, A. L., Zhang, Y. X., Li, R., & Wang, Z. Y. (2016). Cyclic behavior of a prefabricated self-centering beam-column connection with a bolted web friction device. *Engineering Structures*, 111, 185-198.

Zhang, X. C., Xu, B. S., Wang, H. D., Wu, Y. X., & Jiang, Y. (2007). Hertzian contact response of single-layer, functionally graded and sandwich coatings. *Materials & design*, 28(1), 47-54.

Zhang, X. X., Ruiz, G., & Yu, R. C. (2010). A new drop-weight impact machine for studying fracture processes in structural concrete. *Strain*, 46(3), 252-257.

Zhou, Z., Guo, W., Shen, T., Wang, F., Ju, J., Wang, H., & Song, E. (2013). Research and Application on Dynamic Stiffness of Leaf Spring. In *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* (pp. 105-119). Springer, Berlin, Heidelberg.



# A

## APÉNDICE

# Variantes de amortiguadores de fricción

Tabla A.1. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021).

Autor(es)	Metodología	Estudio realizado	Resultados
Clifton GC, et al., 2000	Experimental + Analítico	Visión general del innovador y desarrollado MRSF con tres tipos diferentes de articulaciones. Sólo el FBJ parece ser una opción viable	El FBJ es una solución muy eficaz y práctica contra los terremotos
Mualla IH, et al., 2002	Experimental + Numérico	Se probó un nuevo tipo de amortiguador de fricción en una mesa vibratoria	El amortiguador tiene una excelente capacidad de amortiguación
Cho C & Kwon M, 2004	Numérico	Se propuso un nuevo tipo de amortiguador de fricción de tipo mural. Análisis dinámico no lineal con respecto al tiempo. Software / Programa: PC-ANSR	Mitiga con éxito la demanda sísmica de la estructura de marcos de CR sin causar daños significativos a la conexión.

Tabla A.2. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021).

Autor(es)	Metodología	Estudio realizado	Resultados
<p><b>Morgen B &amp; Kurama Y, 2004</b></p>	<p>Experimental + Analítico</p>	<p>Se probó un innovador amortiguador de fricción en forma de arco. El amortiguador puede utilizar el espacio de apertura en la interfaz viga-columna para la disipación de energía suplementaria. Software/Programa: DRAIN-2DX</p>	<p>Disipa una cantidad significativa de energía sin comprometer su capacidad de autocentrado. Respuesta histerética fiable y consistente.</p>
<p><b>Ricles JM, et al., 2006</b></p>	<p>Experimental</p>	<p>Estudio experimental del SC-MRF compuesto por FD. Software / Programa: OpenSees</p>	<p>Excelente disipación de energía, rigidez, resistencia y capacidad de deformación capacidad. La fuerza de fricción máxima es constante durante toda la prueba.</p>
<p><b>Tsai K, et al., 2008</b></p>	<p>Experimental + Analítico</p>	<p>Conexión de viga a pilar de acero postensado autocentrado con amortiguador de fricción de alma atornillada.</p>	<p>Comportamiento histerético estable. Puede soportar un gran número de cargas cíclicas sin perder su capacidad de autocentrado, resistencia y rigidez dentro del rango elástico.</p>

Tabla A.3. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021).

Autor(es)	Metodología	Estudio realizado	Resultados
<p><b>Kim H-J &amp; Christopoulos C, 2008</b></p>	<p>Experimental + Numérico</p>	<p>Se propuso y probó un MRF de acero con barra PT (para el autocentrado) y FD (para la disipación de energía).</p>	<p>La PTFD es estable, predecible y fiable. La rigidez y la resistencia son similares a las de la conexión soldada. Puede pasar por grandes deformaciones con una buena disipación de energía, sin deformación inelástica y sin deriva de historia residual. Respuesta dúctil.</p>
<p><b>Monir HS &amp; Zeynali K, 2013</b></p>	<p>Experimental + Numérico</p>	<p>Prueba de mesa vibratoria y estudio numérico sobre FD modificado. Software / Programa: SAP2000</p>	<p>Reducción exitosa del desplazamiento y “story drift”.</p>
<p><b>Xu L-H et al., 2016</b></p>	<p>Experimental + Analítico</p>	<p>Se propuso y se probó un nuevo tipo de amortiguador denominado sistema de arriostamiento PS-SCED. Pruebas cuasiestáticas y destructivas.</p>	<p>Comportamiento histerético estable y repetible. Excelente capacidad de autocentrado, amplia disipación de energía, buena capacidad de carga última.</p>

Tabla A.4. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021).

Autor(es)	Metodología	Estudio realizado	Resultados
<b>Zhang A et al., 2016</b>	Experimental + Analítico	Conexión autocentrante entre vigas y pilares con cordones de alta resistencia añadidos y un dispositivo de fricción del alma atornillado.	Autocentrado satisfactorio y mínimo residuo. Una elevada fuerza inicial de postensado puede conducir a una baja disipación de energía.
<b>Martínez CA &amp; Curadelli O, 2017</b>	Experimental + Numérico	Se propuso y probó el MFD. Modelo matemático.	Eficaz y fiable.
<b>Nabid N et al., 2018</b>	Numérico	Amortiguador de pared no lineal basado en la fricción. Metodología de optimización basada en el rendimiento. Análisis dinámico incremental no lineal, pushover y de sensibilidad. Software/Programa: DRAIN-2DX.	El parámetro de convergencia es crucial para optimizar el coste computacional y el proceso. La capacidad de disipación de energía aumentó hasta 46%.
<b>Garibaldi A, 2018</b>	Experimental + Numérico	Propuso y probó un amortiguador por fricción seca empleando elementos esféricos. Software / Programa: Abaqus	Histéresis estable. La fuerza de apriete se distribuye entre los elementos esféricos. Mayor cantidad de esferas no aumenta la disipación de energía.



Tabla A.5. Estudio detallado de otras variantes de amortiguadores de fricción (Jaisee et al., 2021).

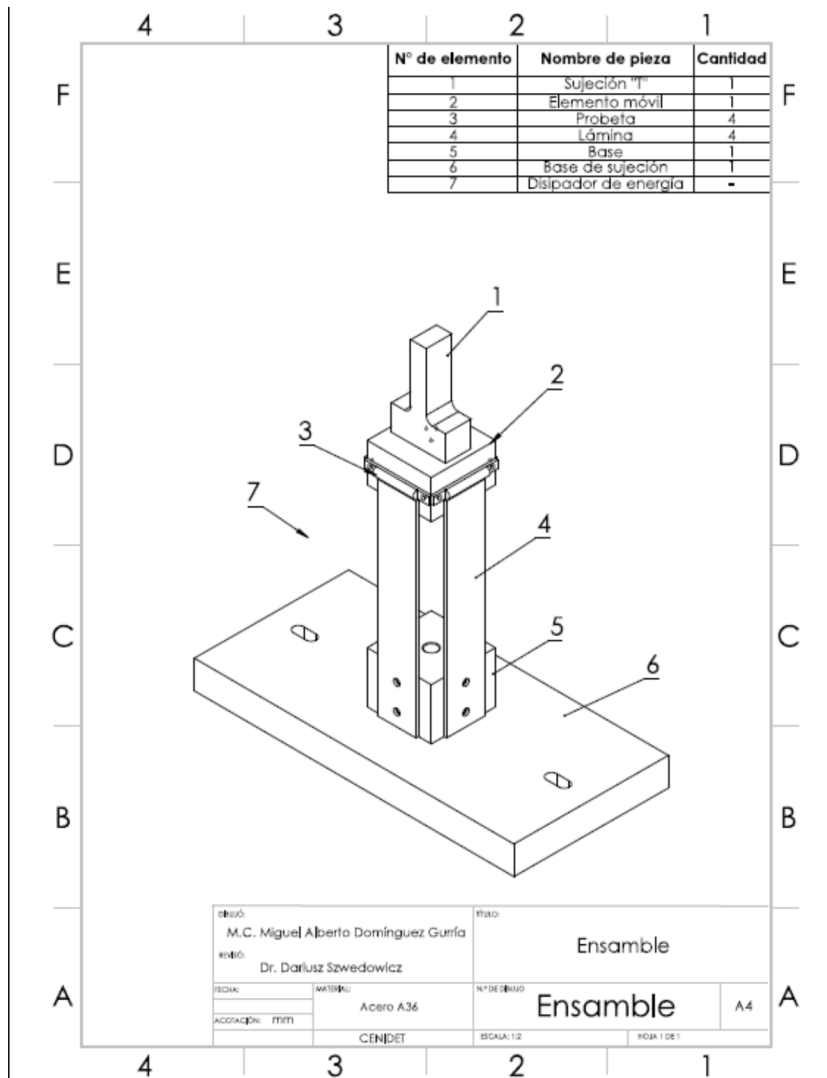
Autor(es)	Metodología	Estudio realizado	Resultados
<b>Amjadian M &amp; Agrawgal AK, 2018</b>	Experimental + Numérico	Se presenta un nuevo tipo de dispositivo pasivo de disipación de energía.	Bucles histéricos grandes y suaves. Transición fluida entre las fases de palo y de deslizamiento.
<b>Westenek B et al., 2019</b>	Experimental + Numérico	Propuesta de SCFD y su modelo matemático. Estudio paramétrico. Software / Programa: ANSYS.	Histéresis estable y predecible. Autocentrado; fácil de configurar.
<b>Lu Y et al., 2020</b>	Experimental + Numérico	Propuesta de STFD para estructuras espaciales de gran envergadura. Histéresis probada. Modelo mecánico. Análisis no lineal. Software / Programa: ANSYS.	Histéresis rectangular y estable. El aumento de la fuerza de pretensión en el perno y la amplitud de desplazamiento, aumenta la disipación de energía. Mientras tanto, la rigidez equivalente aumenta con el incremento de la pretensión, y viceversa para la amplitud de desplazamiento. Reducción de la tasa de sustitución de los elementos estructurales en un 10% en la cáscara reticulada de doble capa.

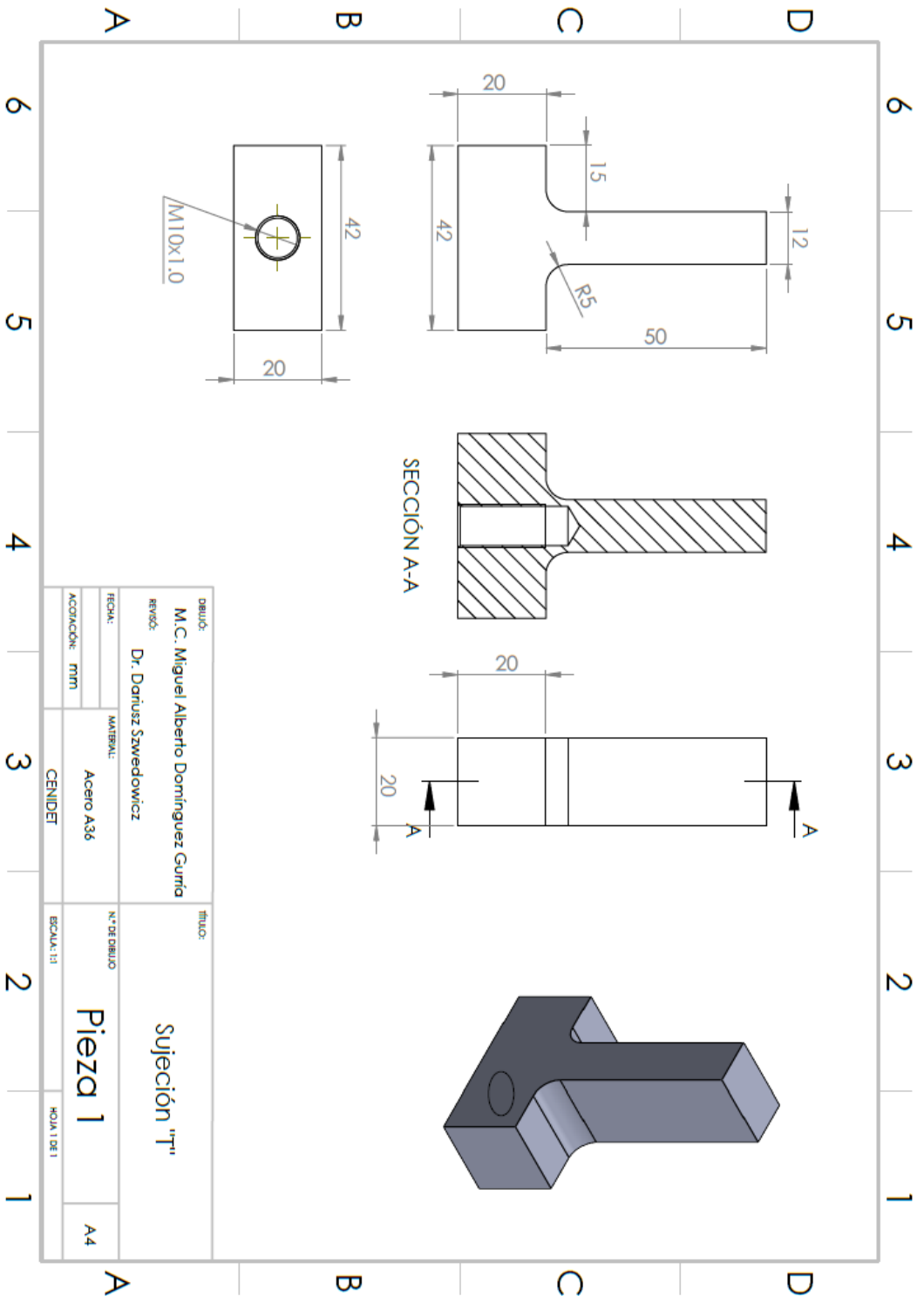


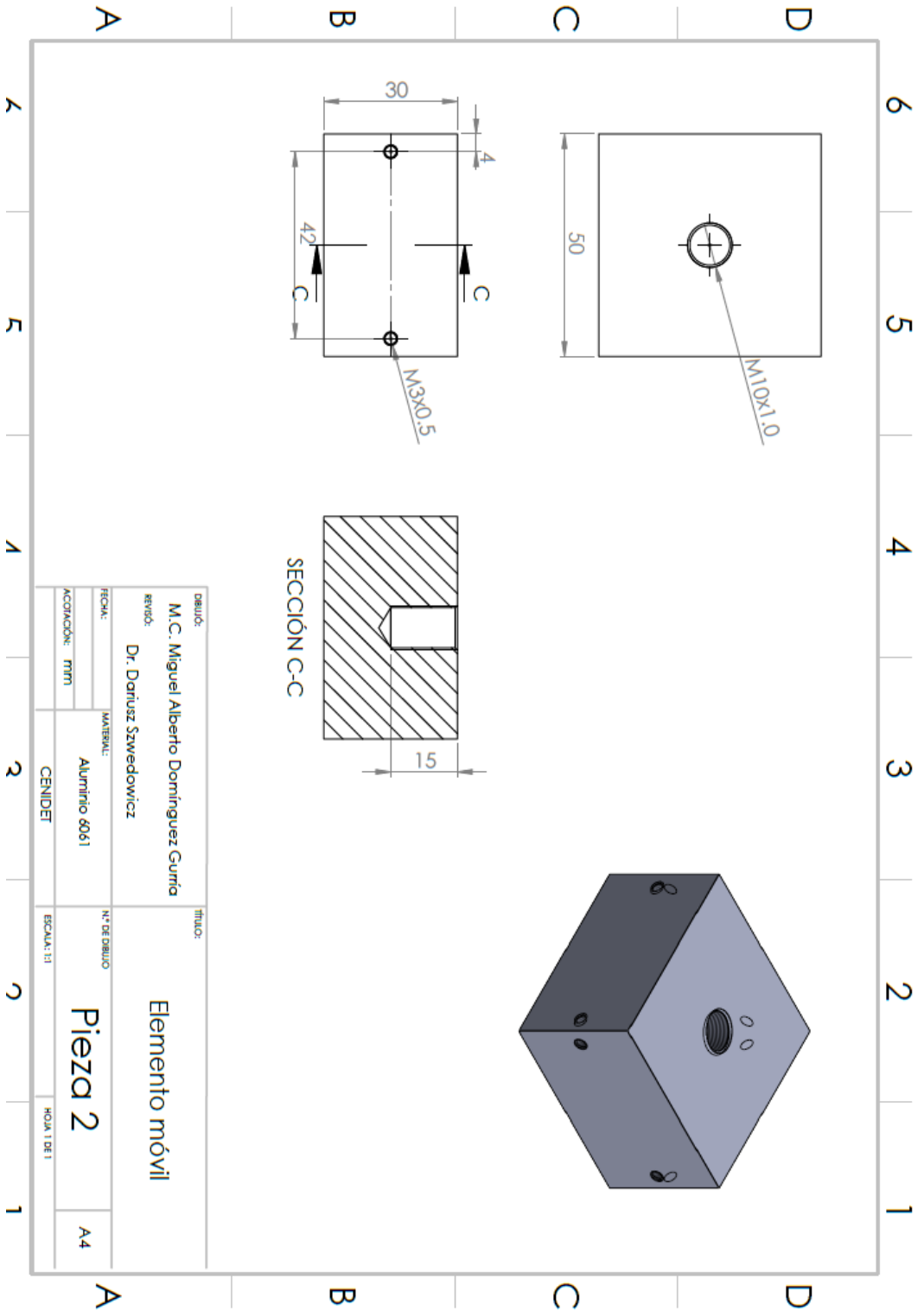
# B

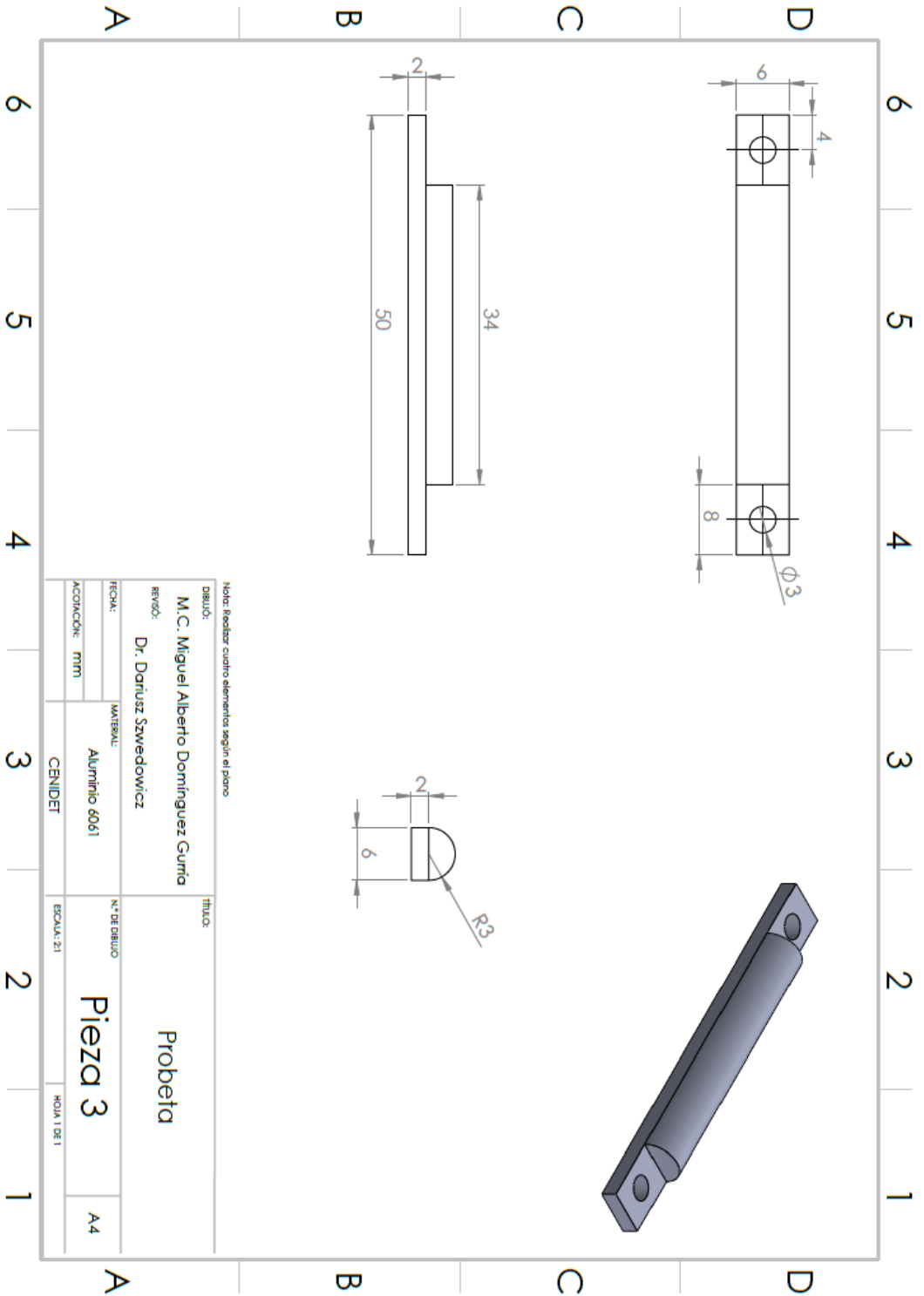
## APÉNDICE

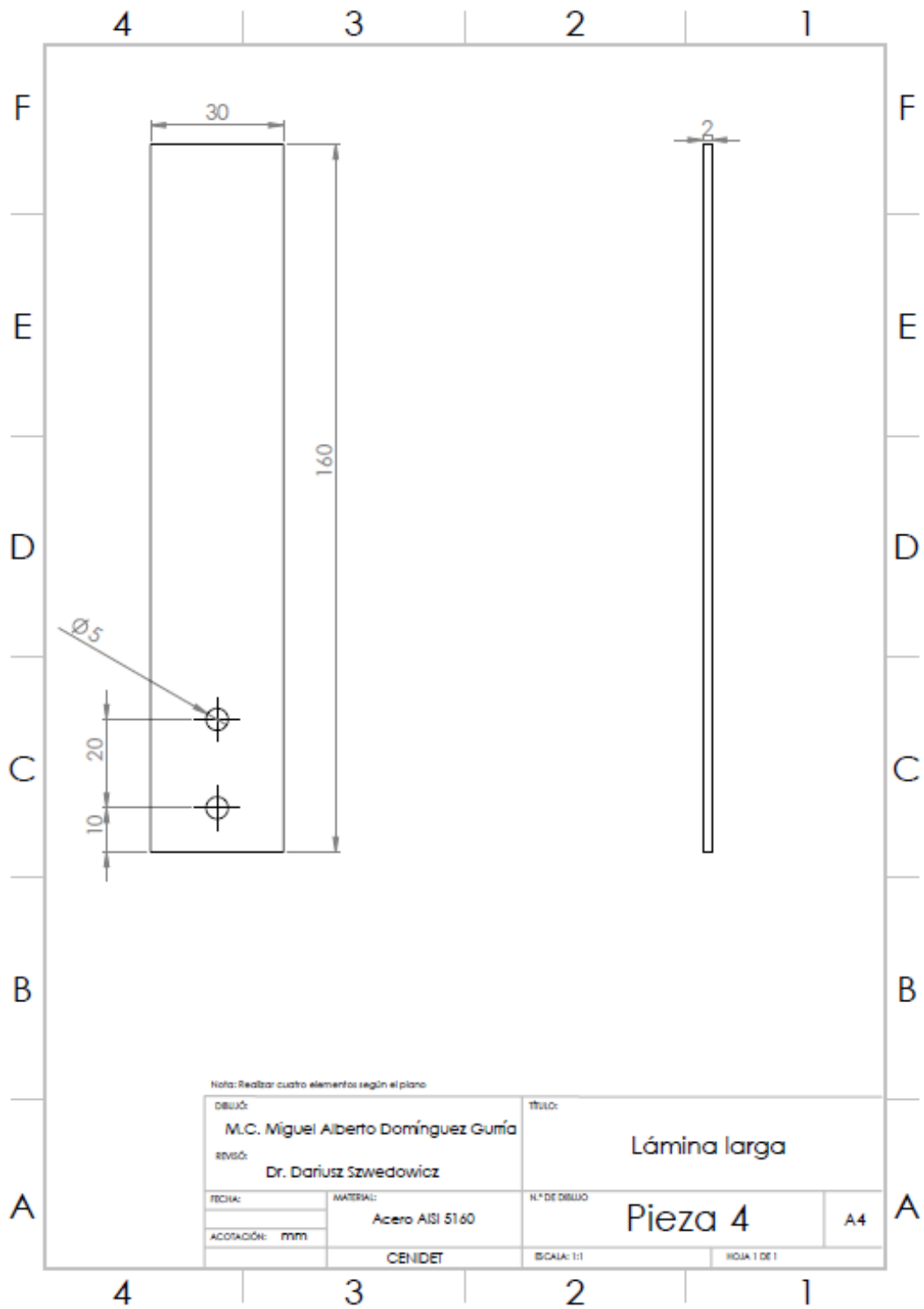
### Planos técnicos

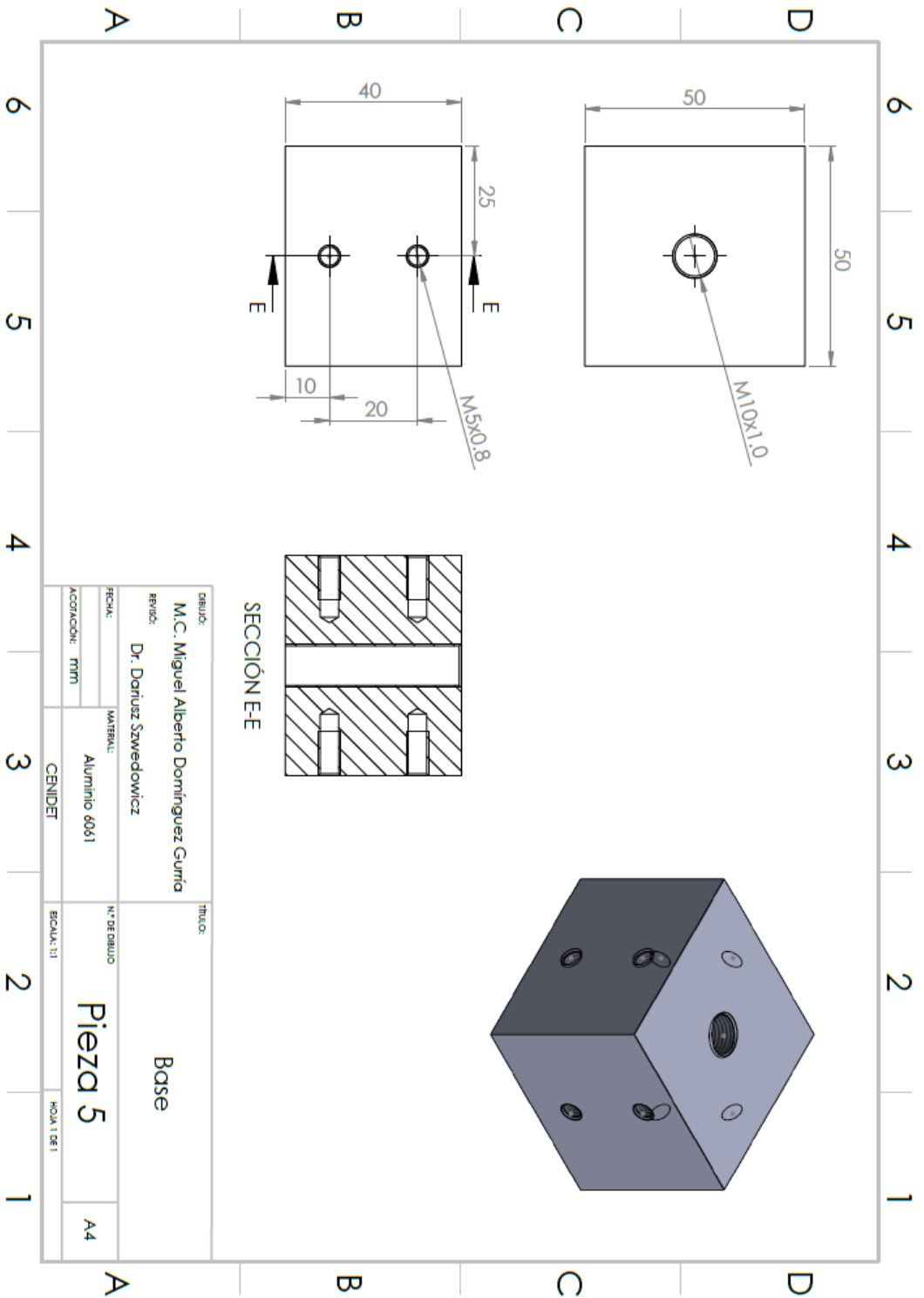




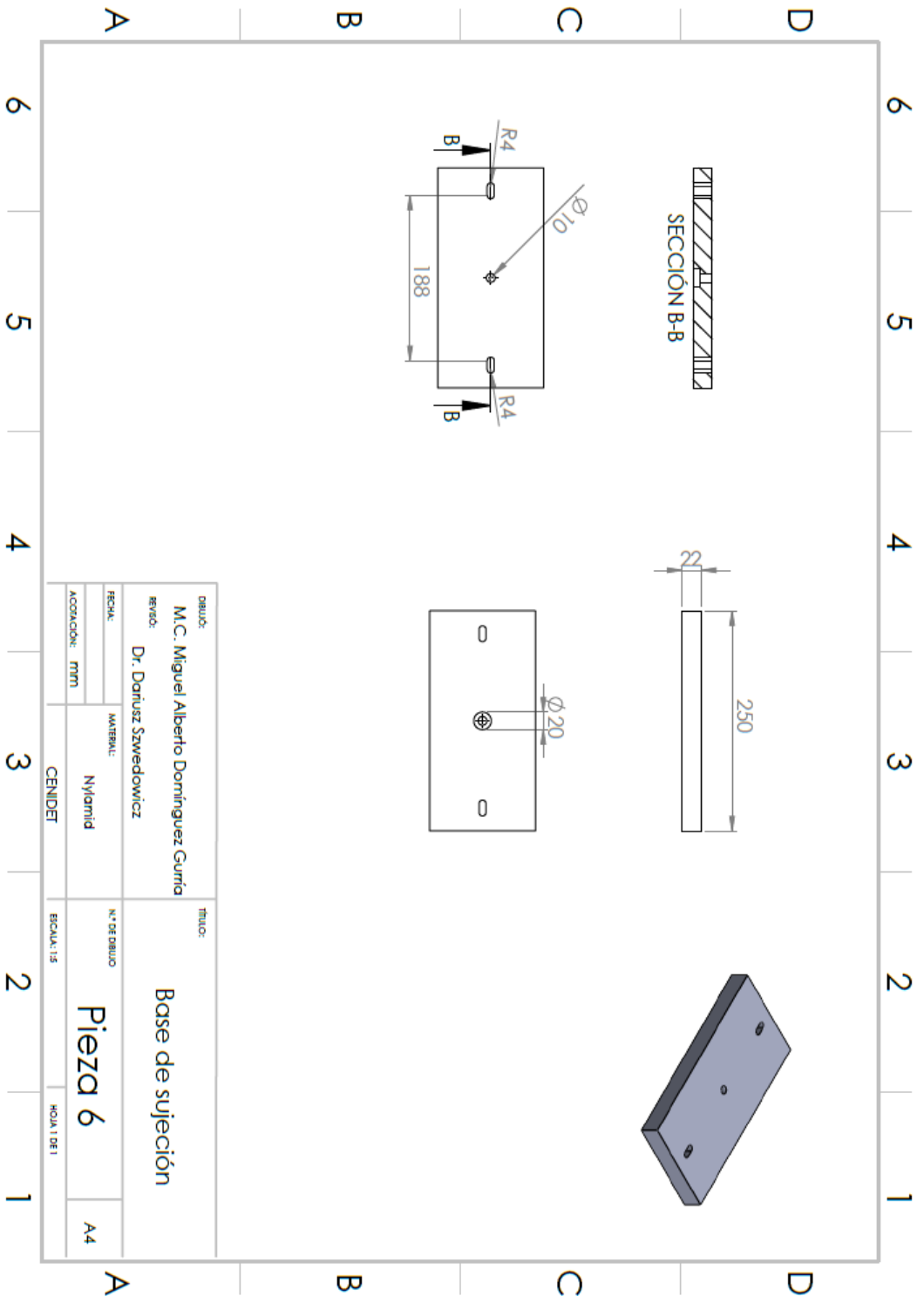


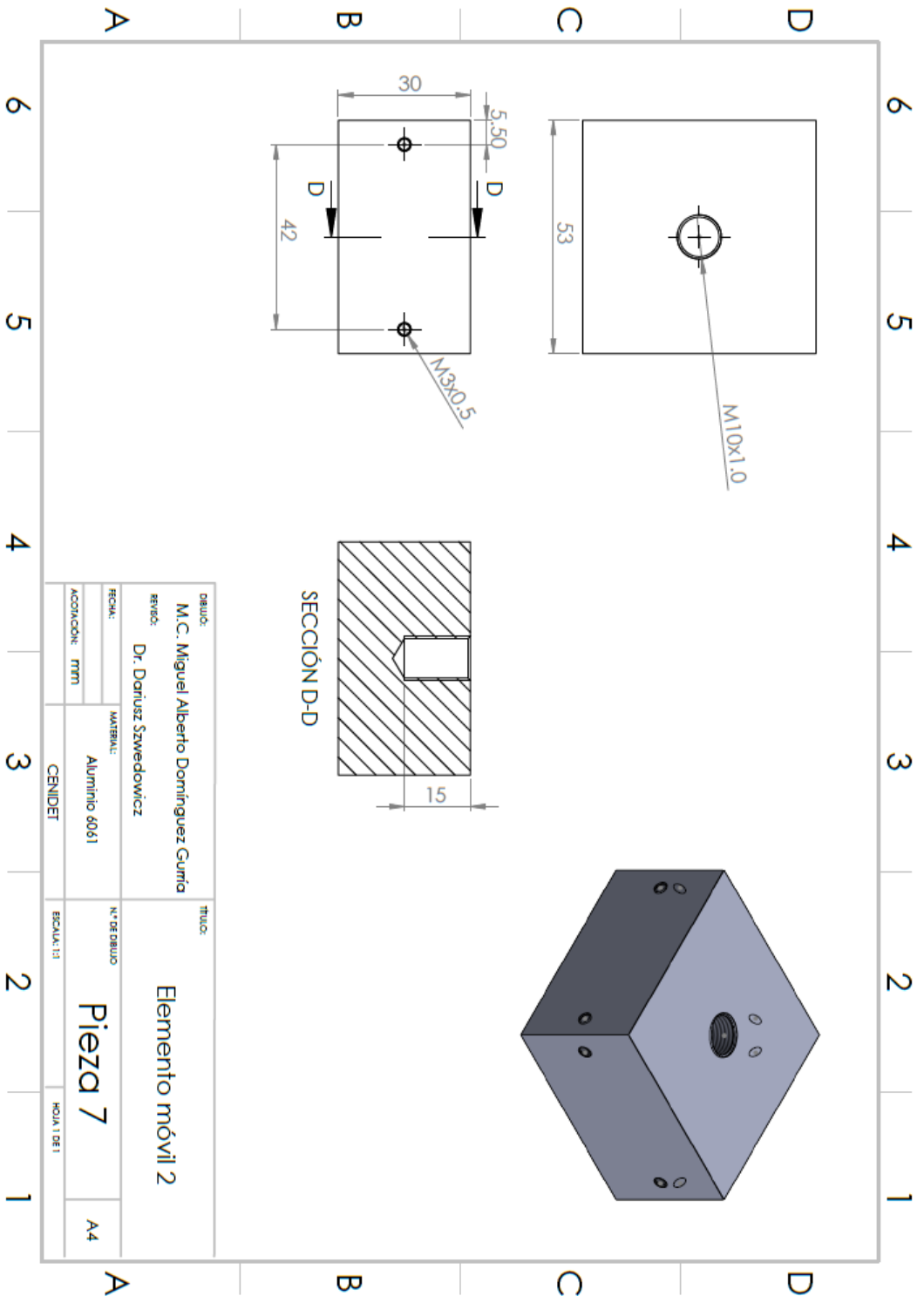














# C

## APÉNDICE

# Solicitud de patente



DIRECCION DIVISIONAL DE ASUNTOS JURIDICOS  
SUBDIRECCION DIVISIONAL DE ASUNTOS JURIDICOS

EXPEDIENTE: RCP-DDAJ-000098/2021  
OFICIO: JU/S/2021/000076  
ASUNTO: Constancia  
REF.: Escrito recibido el 19/01/2021 ,bajo el folio  
103/2021

Ciudad de México a 29/01/2021

DIEGO BENJAMIN CARIO BRAVO  
Calle UNIVERSIDAD Numero 1200 Colonia  
XOCO Delegacion BENITO JUAREZ Estado  
CIUDAD DE MEXICO C.P. 3330 Ciudad  
CIUDAD DE MEXICO  
P R E S E N T E

En contestación a su escrito de referencia, se le comunica que para los fines declarativos de registro, con fundamento en los artículos 27 fracción II de la Ley Federal de Protección a la Propiedad Industrial, y de conformidad a las formalidades y facultades contenidas en la carta poder que obra en el expediente citado al rubro, se expide la presente constancia de inscripción en el Registro General de Poderes de este Instituto, del poder conferido al C. DIEGO BENJAMIN CARIO BRAVO, por la persona Moral, SECRETARIA DE EDUCACION PUBLICA, TECNOLOGICO NACIONAL DE MEXICO, para efecto de tramitar solicitudes de patentes, registros, o la inscripción de licencias o sus transmisiones, quedando registrado con el número RCP-DDAJ-000098/2021 a partir del 19/01/2021.

El ejercicio de las facultades que constan en el poder que se registra se encuentra limitado y sujeto a las formalidades y disposiciones de la Ley Federal de Protección a la Propiedad Industrial, que para cada trámite establece.

Asimismo, se hace de su conocimiento que este Organismo al inscribir el documento antes indicado, deja a salvo los derechos de terceros para impugnar su registro y, en su caso, proceder a la cancelación de la inscripción.



04 JUL 2022

RECIBIDO

HORA: 11:14 hrs. RECIBE: Esther Trujano





DIRECCION DIVISIONAL DE ASUNTOS JURIDICOS  
SUBDIRECCION DIVISIONAL DE ASUNTOS JURIDICOS

El presente se signa además, con fundamento en el artículo 9 de la Ley Federal de Protección a la Propiedad Industrial y su Capítulo III; 1°, 2°, 3° fracción V, inciso i), subíndice i), 4°, 5°, 11 fracción II y su último párrafo, así como 20 fracción V del Reglamento del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial; 1°, 2°, 3°, 4°, 5° fracción V, inciso i), subíndice i), único guion), 15 fracción II y su último párrafo, 24 fracción V y 38 de su Estatuto Orgánico, así como 1° y 12 inciso e) y su penúltimo párrafo del Acuerdo que Delega Facultades en los Directores Generales Adjuntos, Coordinador, Directores Divisionales, Titulares de las Oficinas Regionales, Subdirectores Divisionales, Coordinadores Departamentales y otros Subalternos del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial.

ATENTAMENTE  
Sergio Odín Castillo Espino



Cadena Original  
SERGIO ODIN CASTILLO  
ESPINO/CAES800816HDFSSR09/JU/S/2021/000076/RGP-DDAJ-  
000096/2021/JU/R/2021/000096/19/01/2021 12:01:10/3055/Pag(s)  
2|1Edd0Cv|WwCzsBgDhVkkzFxt/Js=

Sello Digital  
PYq3GYxVu8VpNjr003VNxbhtSsTNMj7SMhYMg2Kju5yRYTaaIO3S8Sb  
mFFyovGzQzcFXxjpVwYwjFI  
+lu6Iz2PA7Uho6itheDle7IU5WzA8Epp4QBzG4g9fqLW60utaoclti/EE  
anhRAlwMF4W1vqT16M  
|Zu8zwpDrziZhXWzZWwozAGQso8NvXj5Uixq8jXGHeQWVGTsqbeIMgY  
wPclrY06sjhyXgJow3bZRYK9  
GItTzhDVADKfHBMXma8EILyo1GiaDOfb7bBpEULxRTYXt6SMfncJw  
l3shSvDXGd+4Fc3rPJMzE7e +5n8DPqFZ15frZsRESa03A=

Para verificar la autenticidad del presente documento, podrá ingresar a la página electrónica <https://validadocumento.impi.gob.mx/>, escaneando el código QR que aparece a un costado de la FIEL (Firma Electrónica Avanzada) del Servidor Público que signó el mismo, indicando, en su caso, el tipo de documento que pretende validar (solicitud, acuse, oficio o promoción); lo anterior con fundamento en lo dispuesto por los artículos 1° fracción III, 2° fracciones II y V, 25, 26 BIS y 25 TER del Acuerdo por el que se establecen lineamientos en materia de servicios electrónicos del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial, en los





DIRECCION DIVISIONAL DE ASUNTOS JURIDICOS  
SUBDIRECCION DIVISIONAL DE ASUNTOS JURIDICOS

trámites que se indican.







Ciudad de México, a 13 de junio de 2022

Bajo Protesta de decir verdad declaro, con respecto al beneficio en las Disposiciones Generales, cláusula Cuarta (fracción III) de la tarifa por los servicios que presta ese H. Instituto, de encontrarme en el supuesto abajo señalado, por lo que solicito el 50% de descuento de la tarifa establecida para los **Artículo 1a.**

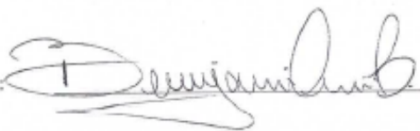
Hago la presente declaración en cumplimiento de dicho artículo, según el acuerdo por el que se da a conocer la tarifa por los servicios que presta el Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial, publicado en el Diario Oficial de la Federación con fecha 23 de marzo del 2005.

Marque con una (x)

Inventores o persona física	( )
Micro o pequeña industria	( )
Instituciones de Educación Superior Públicas o privadas	( X )
Instituciones de Investigación Científica y Tecnológica del Sector Público	( )

ATENTAMENTE.

Nombre: Diego Benjamín Cario Bravo

Firma: 

 **ECONOMÍA** | OFICINA DE REPRESENTACIÓN EN MORELOS

04 JUL 2022 

**RECIBIDO**

HORA: 11:14 hrs RECIBE: Esther Trujano





**DISIPADOR PASIVO DE IMPACTO POR FRICCIÓN SECA Y RIGIDEZ  
ESTRUCTURAL**

CAMPO DE LA INVENCION

La presente invención tiene su campo de aplicación en la ingeniería mecánica y la  
5 mecánica estructural y se refiere a un disipador de energía de impacto. La invención  
se engloba dentro de los denominados disipadores pasivos. El dispositivo utiliza  
elementos tipo soleras como partes principales del disipador. La energía es disipada  
por medio de la fricción seca y deformación en los elementos estructurales tipo soleras.

La presente invención tiene como objetivo disipar la energía de un impacto mecánico  
10 de forma axial, en posición vertical y/u horizontal.

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

Diversos dispositivos y soluciones se han desarrollado para mitigar o reducir los daños  
estructurales o de vidas humanas causados por excitaciones dinámicas tales como  
sismos o fuerzas de impacto. La presente invención provee un sistema novedoso, el  
15 cual consiste en un disipador por fricción con rigidez estructural variable.

Como sistema de protección estructural es ampliamente reconocido el uso de  
dispositivos externos para disipar la energía proveniente de una fuerza dinámica. La  
tendencia del estudio de los disipadores pasivos de energía por fricción seca ha ido  
creciendo desde que se introdujeron en la ingeniería civil hace cuatro décadas. Los  
20 disipadores de fricción son muy utilizados en el control pasivo de vibraciones, ya que  
se caracterizan por ofrecer alta capacidad de disipación de energía con costos de  
implementación y mantenimiento relativamente bajos.

La mayoría de los disipadores de fricción existentes actualmente mantienen una  
disipación constante bajo parámetros iniciales, lo que no permite un aumento o cambio  
25 de rango de operación sin necesidad de ajustarlo nuevamente. El dispositivo de la  
presente invención permite aumentar el rango de operación sin necesidad de un paro  
para ajuste.

En el estado de la **técnica** relacionado con los disipadores pasivos por fricción seca, se encontraron las **siguientes** solicitudes de patente y patentes otorgadas:

Existe un disipador de energía denominado de disipación de energía limitada (energy dissipating restraint o EDR), el cual cuenta con un mecanismo de fricción en donde la fuerza de contacto entre las superficies friccionales del dispositivo crece linealmente con la deformación. Otros desarrollos propusieron conexiones de fricción ranuradas abulonadas que se aplican principalmente a pórticos arriostrados concéntricamente.

Otro tipo de disipador de fricción propuesto es el CFD (cylindrical friction damper), que consta de un pistón y un cilindro, el cual posee un diámetro interno ligeramente inferior al del pistón, de manera de lograr la presión de contacto. Un amortiguador de fricción (US 10,436,273 B2), el cual consta de un eje longitudinal, un émbolo que puede desplazarse a lo largo el eje longitudinal, un elemento de fricción para generar la fuerza de fricción sobre el émbolo.

Disipadores diseñados con una aplicación específica (US 6,264,014 B1), que consta de una carcasa hueca y una varilla, las cuales están coaxialmente dispuestas una con respecto a la otra, y forman una construcción de movimiento telescópico, generando una reacción de fricción cuando la cesta se ve afectada por oscilaciones durante un normal funcionamiento.

Disipadores con relación no lineal entre la fuerza de choque y la de resistencia al desplazamiento (US 3,866,724), el cual consta de dos miembros relativamente desplazables, dispuestos entre elementos con superficie de cuña, que define el ángulo en proporción de la magnitud de la fuerza que provoca el movimiento.

Otro desarrollo prevé un disipador múltiple de energía por fricción (WO 2017/064673 A1), comprende al menos una columna, la cual se encuentra rodeada de múltiples patines de fricción en contacto con la misma, los cuales se encuentran sujetos entre sí mediante pernos de sujeción, comprendiendo al menos un regulador de carga axial montado sobre una pluralidad de resortes de compresión.

3

Una invención (CN105697643A) cuya principal característica es la utilización de capas de láminas para **suprimir** los efectos de impactos, la cual comprende de una almohadilla de soporte, en donde cada poste central está provisto de una pluralidad de piezas deslizantes apiladas, de manera que, generan fricción.

5 BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

Para mayor claridad y comprensión del objeto de la presente invención, se ha ilustrado en varias figuras, en las que se ha representado el mismo, en donde:

La figura 1a, 1b, y 1c se muestra un esquema del disipador de fricción con elementos tipo solera, el despiece de la parte superior e inferior del mismo, respectivamente.

10 DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA INVENCIÓN.

La presente invención muestra un disipador pasivo de energía de impacto por elementos tipo solera y fricción seca. El objetivo de esta invención es un nuevo disipador de energía sencillo, con forma simple de ensamblaje o implementación.

15 La principal diferencia entre las referencias anteriormente mencionadas y la presente invención es la utilización de elementos tipo solera como estructura del dispositivo, las cuales precargan el sistema mediante la deformación elástica de las mismas, esto permite generar un cambio de rigidez en el sistema.

20 En la Figura 1a se muestra una vista isométrica del ensamble del dispositivo de la invención (1). En la Figura 1b y 1c se muestra una vista explosionada de cómo puede ser ensamblado el disipador a través de tornillos de sujeción. El disipador consta de una masa móvil (9), la cual se encarga de recibir el impacto y de la sujeción del espécimen de contacto (8) mediante tornillos (7). Los elementos tipo solera (5), (4) y (3), los cuales están sujetos a una base (6) mediante tornillos (2). Los elementos tipo solera (5), (4) y (3) aportan rigidez estructural al sistema y presentan fricción seca por  
25 el contacto superficial que existe entre ellas y con el espécimen de contacto (8). La precarga inicial en el sistema está dada mediante la deformación elástica del elemento tipo solera (5), el cual presenta contacto con el espécimen de contacto (8). El

4

desplazamiento **máximo** permitido en el sistema está relacionado con la longitud de los elementos tipo solera (5), (4) y (3). Es necesario estimar el valor de impacto y en función de esto definir la geometría del espécimen de contacto y la longitud y cantidad de elementos tipo solera.

5 En comparación con los amortiguadores mencionados anteriormente, la presente invención se caracteriza por las siguientes ventajas:

1. El disipador de energía tiene una carrera ajustable en relación a la longitud de los elementos tipo solera.
2. El dispositivo disipador de energía cuenta con un amplio rango de aplicación, debido a que la posibilidad de ajustar la rigidez estructural del sistema mediante el aumento del número de soleras a utilizarse, lo cual permite aumentar o disminuir el rango de aplicación.

MÉTODO DE REALIZACIÓN DE LA INVENCIÓN.

El método para el ensamble del dispositivo disipador de energía propuesto:

- i. Fijar los elementos tipo solera (3), (4) y (5) a la base (6) mediante tornillos (2). El número de elementos tipo solera (3), (4), (5) están en función de valor de fuerza de impacto.
- ii. Fijar a la masa móvil (9) los especímenes de contacto (8) mediante tornillos (7).
- iii. Colocar en la parte superior del dispositivo, la masa móvil (9) separando manualmente los elementos tipo solera (3), (4) y (5) para generar la precarga deseada. El número de elementos tipo solera dependerá del rango de operación del dispositivo.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Un dispositivo disipador de energía por fricción seca y rigidez estructural variable para cargas impulsivas, en donde el dispositivo comprende al menos de cuatro especímenes de contacto, los cuales se encuentran sujetos mediante pernos a una masa móvil, de igual manera, consta de al menos  
cuatro elementos tipo solera, los cuales se encuentran sujetos mediante pernos a una base.
- 10 2. El disipador pasivo de impacto por fricción seca y rigidez estructural de la reivindicación 1 caracterizado por la masa móvil, elemento que recibe el impacto.
3. El disipador pasivo de impacto por fricción seca y rigidez estructural de la reivindicación 1 caracterizado por los especímenes de contacto, los cuales son elementos primarios de fricción.
- 15 4. El disipador pasivo de impacto por fricción seca y rigidez estructural de la reivindicación 1 caracterizado por que los elementos tipo solera aportan rigidez estructural al sistema y son el elemento primario de fricción.
- 20 5. El disipador pasivo de impacto por fricción seca y rigidez estructural de la reivindicación 1 caracterizado por el apilamiento de los elementos tipo solera para aumentar la rigidez estructural del dispositivo y generar fricción entre dichos elementos.
6. El disipador pasivo de impacto por fricción seca y rigidez estructural de la reivindicación 1 caracterizado por que el elemento base mantiene unidos los elementos tipo solera.

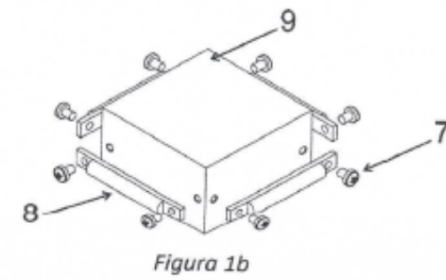
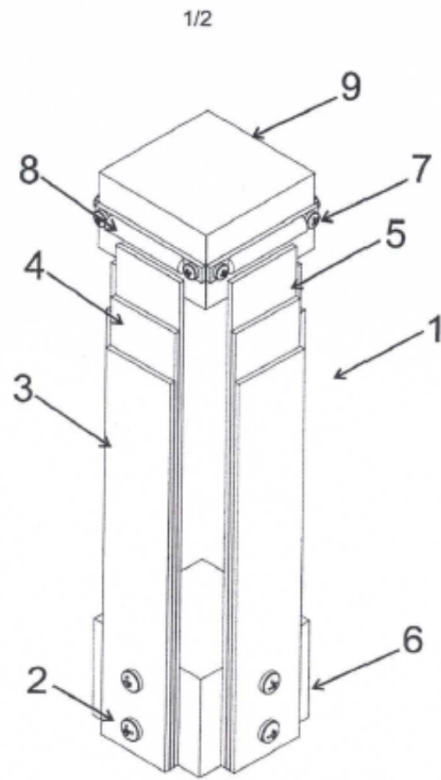
RESUMEN DE LA INVENCION

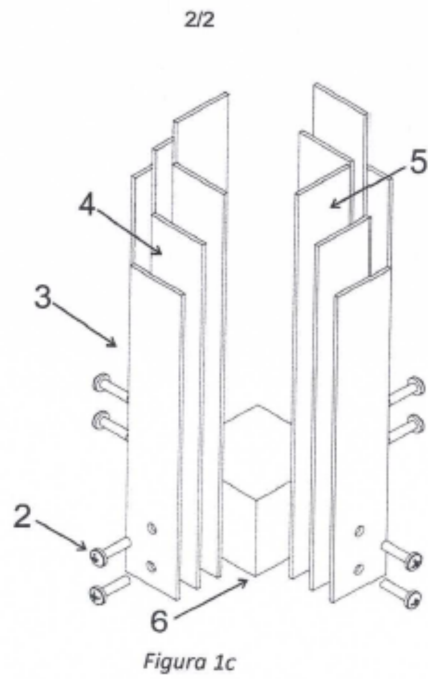
Uno de los aspectos de la presente invención es proveer un dispositivo de disipación de energía, basado en fricción seca con forma simple de ensamblaje.

5 Otro aspecto de la presente invención es el uso de elementos tipo solera como estructura del dispositivo, las cuales precargan el sistema mediante la deformación elástica de las mismas. La invención presenta un rango de operación variable dependiendo de la longitud y el número de elementos tipo solera a emplearse. De tal manera, la fabricación y ensamblaje del dispositivo disipador de energía se simplifica.

10 La presente invención se caracteriza por la utilización de elementos tipo solera como estructura del dispositivo y elemento secundario de fricción. Otro desarrollo de la invención se caracteriza porque el dispositivo disipador de energía está configurado de tal manera que el proceso de disipación por fricción tiene lugar principalmente entre el espécimen de contacto y el elemento tipo  
15 solera. De igual manera, hay un proceso de disipación por fricción seca entre las superficies de los elementos tipo solera. La presente invención proporciona la opción de ampliar o reducir el rango de operación del dispositivo mediante el cambio de rigidez en la estructura del sistema, la cual se puede dar mediante el cambio de longitud de los elementos tipo solera y de igual, empleando un mayor  
20 o menor número de elementos tipo solera apilados











04 JUL 2022

CESIÓN DE DERECHOS

RECIBIDO

HORA: 11:44 hrs RECIBE: Esther Triguero


LOS QUE SUSCRIBEN: CC DARIUSZ SLAWOMIR SZWEDOWICZ, MIGUEL ALBERTO DOMÍNGUEZ GURRÍA, QUIRINO ESTRADA BARBOSA, ULISES AUGUSTO JAEN RENDON, ELADIO MARTINEZ RAYON Y JULIO CESAR VERGARA VAZQUEZ, INVENTORES DEL PROYECTO DENOMINADO "DISIPADOR PASIVO DE IMPACTO POR FRICCIÓN SECA Y RIGIDEZ ESTRUCTURAL", QUE FUE DESARROLLADO CON LOS ELEMENTOS, MATERIALES, HUMANOS Y RECURSOS ECONÓMICOS PROPORCIONADOS POR LA INSTITUCIÓN, CEDEMOS EN TODA PROPIEDAD Y DOMINIO TODOS LOS DERECHOS PATRIMONIALES Y RECONOCEMOS COMO CAUSAHABIENTE A LA:

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA – TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO

ASIMISMO, RELEVAMOS DE TODA RESPONSABILIDAD A LA SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA – TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO DE CUALQUIER DEMANDA O RECLAMACIÓN, QUE LLEGARA A FORMULAR ALGUNA PERSONA FÍSICA O MORAL QUE SE CONSIDERE CON DERECHOS SOBRE LA INVENCIÓN, ASUMIENDO TODAS LAS CONSECUENCIAS JURÍDICAS O LEGALES Y ECONÓMICAS SI ESTA NO FUESE DE NUESTRA CREACIÓN.

SE EXTIENDE LA PRESENTA EN LA CIUDAD DE CUERNAVACA, A LOS 10 DÍAS, DEL MES DE JUNIO DEL AÑO 2022, -DOS MIL VEINTIDÓS-.

ATENTAMENTE

FIRMA   
C DARIUSZ SLAWOMIR SZWEDOWICZ  
INVENTOR  
PARTICIPACIÓN 38%

FIRMA   
C MIGUEL ALBERTO DOMÍNGUEZ GURRÍA  
INVENTOR  
PARTICIPACIÓN 38%

FIRMA   
C QUIRINO ESTRADA BARBOSA  
INVENTOR  
PARTICIPACIÓN 6%

FIRMA   
C ULISES AUGUSTO JAEN RENDON  
INVENTOR  
PARTICIPACIÓN 6%

FIRMA   
C ELADIO MARTINEZ RAYON  
INVENTOR  
PARTICIPACIÓN 6%

FIRMA   
C JULIO CESAR VERGARA VAZQUEZ  
INVENTOR  
PARTICIPACIÓN 6%

MC. Miguel Alberto  
Domínguez Gurría

Análisis estructural del problema de contacto en disipación de energía en uniones  
mecánicas. Estudio paramétrico, experimental y numérico.

2023