



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

**Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico**

Tesis de Maestría

**ANÁLISIS NUMÉRICO DE LA PRECARGA EN UN
PROTOTIPO DE TOPE DE IMPACTO EN FUNCIÓN DEL
TORQUE DE APRIETE**

presentada por

Ing. Adolfo Saenz Millan

como requisito para la obtención del grado de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dra. Claudia Cortés García

Cuernavaca, Morelos, México. Junio de 2025



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 03/abril/2025

Oficio No. SAC/097/2025

Asunto: Autorización de impresión de tesis

ADOLFO SÁENZ MILLÁN
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Análisis numérico de la precarga en un prototipo de tope de impacto en función del torque de apriete"**, 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.

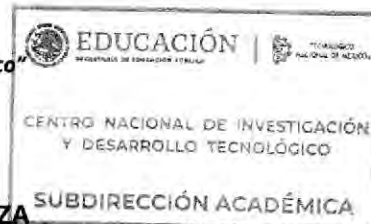
Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y Tecnología al Servicio de México"

CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



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

CMAZ/lmz



2025
Año de
La Mujer
Indígena

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

cenidet
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico





Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., 02/abril /2025

OFICIO No. DIM/049/2025

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

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Adolfo Sáenz Millán con número de control M23CE026, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado "Análisis numérico de la precarga en un prototipo de tope de impacto en función del torque de apriete" 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.

Dra. Claudia Cortés García
Director de tesis

Dr. Eladio Martínez Rayón
Revisor 1

Dr. Jorge Colín Ocampo
Revisor 2

Dr. Andrés Blanco Ortega
Revisor 3

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



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 2108,
e-mail: dir_cenidet@tecnm.mx tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico



Agradecimientos

Expreso mi más profundo agradecimiento al Consejo Nacional de Ciencias y Tecnologías (CONACYT) por el invaluable apoyo brindado durante mis estudios de posgrado, el cual fue determinante para que pudiera dedicarme plenamente a mi formación y desarrollo académico. Su respaldo ha sido un pilar fundamental en este proceso.

Asimismo, expreso mi más sincera gratitud al TecNM/CENIDET, institución que, a lo largo de mi trayectoria, me brindó una formación integral, así como el entorno y las oportunidades necesarias para consolidar mis habilidades y alcanzar mis objetivos. Su compromiso con la excelencia académica ha sido clave en mi crecimiento profesional y personal.

Agradezco profundamente al cuerpo académico de esta institución por su compromiso, eficiencia y la atención brindada a lo largo de mi formación de posgrado. Su disposición, orientación y apoyo constante fueron fundamentales durante el proceso de elaboración de este trabajo, así como en el desarrollo de mis competencias académicas y profesionales. Estoy sinceramente agradecido por el acompañamiento recibido en cada etapa de este camino.

A Dios, fuente de fortaleza y guía en cada paso de mi vida. Su luz y sabiduría han sido mi refugio en los momentos difíciles y mi impulso para seguir adelante, dándome la perseverancia y el ánimo necesarios para superar cada desafío.

A mis padres, cuyo amor incondicional, apoyo y enseñanzas han sido la base de mi formación. Gracias por su esfuerzo, confianza y por inculcarme los valores que han guiado mi vida. Su dedicación y sacrificio han sido el pilar sobre el cual he construido este logro, y por ello, les estaré eternamente agradecido.

A mis hermanas por su apoyo incondicional, palabras de aliento y compañía en los momentos más desafiantes han sido una fuente inagotable de motivación. Gracias por creer

en mí, por celebrar mis logros como si fueran propios y por recordarme siempre la importancia de la perseverancia y el esfuerzo.

A Samanta López Salazar, quien, a su lado, cada día ha sido un recordatorio de que los sueños y las metas se alcanzan con esfuerzo, pero también con el aliento y la compañía de quienes creen en nosotros. Por su apoyo inquebrantable, su confianza en mí y su manera de estar presente en cada momento han sido una inspiración constante. Si en este camino encontré la motivación para seguir adelante, fue en gran parte porque su presencia y amor le dio un sentido más profundo a cada paso.

Finalmente, agradezco a todas aquellas personas que, de una u otra forma, contribuyeron a la culminación de este trabajo. Incluso a quienes, aunque solo haya sido por un instante, guardaron un pensamiento de aliento, confianza o fe en que este proyecto llegaría a su fin. Cada gesto, palabra o muestra de apoyo, por pequeña que pareciera, tuvo un eco en este proceso. A todos ustedes, gracias.

.

Dedicatoria

Dedicado a mis padres por ser el ejemplo más puro de esfuerzo, entrega y amor incondicional. Gracias por creer en mí incluso en los momentos en los que yo no lo hacía, por darme las herramientas para crecer y por enseñarme, con su vida, que la constancia y la honestidad siempre tienen valor. Este logro es tan mío como suyo.

A quienes llevan en su esencia el mismo hogar, por su cariño, apoyo y compañía. Gracias por estar ahí con palabras de aliento, con bromas que aligeraron las cargas, y con esa complicidad que solo se encuentra en los lazos del corazón. Su presencia fue una fuente constante de motivación.

A mi familia extendida, y no solo por lazos de sangre, por ser abrigo en cada etapa del camino, en general, por cada gesto, palabra y muestra de afecto que contribuyó, directa o indirectamente, a este proceso. Gracias por ser refugio en los días difíciles y alegría en los momentos de avance. Cada uno de ustedes forma parte esencial de este camino.

A ti, quien me acompaña desde el corazón, aun en la distancia, que estuviste a mi lado en las noches más difíciles y en los días más inciertos. Gracias por creer en mí incluso cuando yo dudaba. Este logro también es tuyo

A quienes estuvieron presentes con palabras sinceras y compañía constante. Gracias por los espacios de conversación, por la empatía, por las risas y por hacer de este recorrido algo más humano y llevadero.

A quienes, desde su cátedra, me impulsaron a pensar y crecer, que me guiaron con paciencia y compromiso, gracias por compartir su conocimiento y por despertar en mí la curiosidad y el deseo de seguir aprendiendo. Su labor ha dejado una huella profunda en mi formación y en la persona que hoy soy.

Contenido

Lista de Figuras	iv
Lista de Tablas	ix
Nomenclatura	x
Resumen	xi
Abstract.....	xii
CAPÍTULO I ESTADO DEL ARTE	1
1.1. Introducción.....	2
1.2. Antecedentes.....	3
1.2.1. Aros elásticos deformables	3
1.2.2. Tope de impacto.....	4
1.3. Revisión de la literatura.....	7
1.4. Planteamiento del problema	24
1.5. Hipótesis	25
1.6. Novedad del trabajo de tesis	25
1.7. Objetivos.....	25
1.7.1. Objetivo general	25
1.7.2. Objetivos específicos.....	26
1.8. Alcance y limitaciones	26
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO.....	27
2.1. Conceptos teóricos.....	28
2.1.1. Elasticidad y plasticidad	28
2.1.2. Impacto	30
2.1.3. Fricción.....	31
2.1.4. Coeficiente de fricción.....	32
2.1.5. Fuerza axial en pernos	32

2.1.6.	Uniones con aros cónicos deformables	36
2.1.7.	Uniones cónicas deformables	39
2.1.8.	Tope de impacto.....	43
2.2.	Descripción y funcionamiento del prototipo de tope de impacto	44
CAPÍTULO III. MODELO DE ELEMENTO FINITO DE PRECARGA.....		48
3.1.	Condiciones de simulación.....	49
3.2.	Análisis de la estructura de precarga bajo condiciones de contacto	50
3.3.	Esfuerzos	53
3.4.	Desplazamientos.....	55
3.5.	Análisis de precarga.....	57
CAPÍTULO IV. METODOLOGÍA NUMÉRICA		60
4.1.	Variación del coeficiente de fricción	61
4.2.	Zonas de contacto en un prototipo de tope de impacto	64
4.3.	Ecuaciones de momento	66
4.3.1.	Zonas de contacto	67
4.4.	Contacto en disco	69
4.5.	Superficies anulares.....	71
4.6.	Distribución de cuñas	72
4.7.	Contacto cónico	76
4.8.	Ecuación de torque ideal	78
4.8.1.	Condiciones	80
4.8.2.	Variables y constantes.....	85
4.9.	Evaluación de ensayos experimentales para la ecuación de zonas de contacto	86
CAPÍTULO V. SIMULACIÓN		93
5.1.	Descripción del proceso de simulación en MSC Adams/View	94
5.2.	Metodología.....	95
5.2.1.	Definición del modelo	96
5.2.2.	Condiciones de contacto e interacción	97
5.2.3.	Propiedades del material.....	99

5.2.4.	Aplicaciones de carga y evaluación de resultados.....	99
5.2.5.	Respuesta del sistema y análisis de resultados	100
5.3.	Adquisición de datos	102
CAPÍTULO VI. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....		104
6.1.	Ecuación de zonas de contacto	105
6.2.	Análisis comparativo de la fuerza axial.....	109
6.3.	Discusión	111
CAPÍTULO VII. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		114
7.1.	Conclusiones.....	115
7.2.	Recomendaciones	116
REFERENCIAS		118
ANEXOS.....		127
Anexo A. Simulación de modelos simplificados		128
Anexo B. Productos académicos y retribución social.....		131

Lista de Figuras

Figura 1.1. Diagrama de aparato ultrasónico – esquema de juntas atornilladas (Marshall <i>et al.</i> , 2007).....	8
Figura 1.2. Esquema de ensayo de lámina y embutido profundo (Hu & Vollertsen, 2008).....	9
Figura 1.3. Esquema de configuración de prueba de unión atornilla propuesta (Mantelli <i>et al.</i> 2008)	10
Figura 1.4. Modelo de estructura para pruebas de uniones atornilladas radialmente (Guo <i>et al.</i> , 2012).	10
Figura 1.5. Esquema de piezas de contacto de una unión cónica (Xu <i>et al.</i> , 2014).....	12
Figura 1.6. Interacción de dos placas sometido a cargas normales (Krysko <i>et al.</i> , 2016).....	13
Figura 1.7. Unión atornillada unida a carga axial externas, en superficie de apoyo y superficie de la pieza de sujeción (He <i>et al.</i> , 2019).	15
Figura 1.8. Modelo dinámico de UMT. a) Diagrama esquemático del proceso de mecanizado. b) Modelo dinámico de elementos finitos de componentes rotacionales. c) Modelo de elementos finitos de capa de material virtual de múltiples anillos (Chang <i>et al.</i> , 2023).	19
Figura 2.1. Relación esfuerzo-deformación de un material. (a) Comportamiento elástico: la trayectoria de descarga coincide con la de carga cuando el esfuerzo se mantiene por debajo del límite elástico. (b) Comportamiento plástico: la trayectoria de descarga se desvía al superar el límite elástico, lo que deja una deformación permanente en el material (Roy & Craig, 2002).....	29
Figura 2.2. Diámetros y secciones de perno para determinar las características de la rosca (Budynas 2008)	33
Figura 2.3. Diagrama de fuerzas que actúan en roscado de un perno al bajar o subir la carga (Budynas, 2008)	34
Figura 2.4. Acoplamiento de un par de aros cónicos deformables para la transmisión de potencia.	37

Figura 2.5. Esquema del acoplamiento de aros cónicos deformables en una unión atornillada, mostrando la distribución de cargas y la interacción entre el eje, el cubo y los elementos de fijación, en donde D_{S1} y D representan diámetros exteriores de los aros y espaciador, d_{S1} y d representan diámetros interiores (Ringfeder Data Sheet, 2025).	38
Figura 2.6. Distribución de la fuerza normal y axial en aros cónicos deformables.	40
Figura 2.7. Distribución de fuerzas en sistema de ensamble de aros cónicos (Cortés, 2014).	43
Figura 2.8. Esquema de tope de impacto con doble par de aros deformables, A) Resortes B) Carcasa, C) aro cónico deformable externo D) Aro cónico interno E) Par de aros cónicos deformables inferiores F) zona de impacto G) Vástago H) Separador I) Rondana posterior J) Tornillo de ajuste.	46
Figura 2.9. Esquema de contacto de tope de impacto: A) Carcasa, B) Aro cónico externo, C) Aro cónico interno, D) Separador y E) Vástago.	46
Figura 3.1. Identificación de componentes en contacto en la zona de precarga del prototipo de tope de impacto: a) Comparación entre las secciones simuladas y la representación axialsimétrica y b) Reconocimiento de los principales componentes estructurales.....	50
Figura 3.2. Secciones de contacto en la zona de precarga del prototipo de tope de impacto: a) Contacto en el par de aros cónicos superiores, b) Contacto en el par de aros cónicos inferiores, y c) Vástago en condición de encastre.....	51
Figura 3.3. Mallado y condiciones de desplazamiento en la zona de precarga del tope de impacto: a) Distribución del mallado en la simulación y b) Condiciones de desplazamiento aplicadas.	52
Figura 3.4. Distribución de esfuerzos en la zona de precarga del prototipo de tope de impacto: a) Condiciones de contacto y desplazamiento, b) Aplicación de torque, y c) Aplicación de presión.....	54
Figura 3.5. Distribución de desplazamientos en la sección de precarga del prototipo de tope de impacto: a) Condiciones de contacto, b) Aplicación de torque, y c) Aplicación de presión.....	56

Figura 4.1. Distribución de zonas de contacto en el prototipo de tope de impacto con aros cónicos deformables.....	65
Figura 4.2. Clasificación y distribución de zonas de contacto en el prototipo de tope de impacto con aros cónicos deformables: a) sección inferior, b) sección superior.	68
Figura 4.3. Modelo de contacto en discos para la estimación del torque en superficies planas.....	70
Figura 4.4. Representación esquemática del anillo y su expansión en una superficie plana equivalente.	71
Figura 4.5. Diagrama de fuerzas de reacción en aros cónicos deformables.	73
Figura 4.6. Diagramas de ángulos y magnitudes de fuerzas: a) para F_3 , b) para F_4	74
Figura 4.7. Diagramas de fuerzas y ángulos en el análisis de las reacciones normales: a) Determinación de ecuaciones en función de N_2 , b) Relación entre F_5 , F_3 y P , c) Determinación de N_5	75
Figura 4.8. Representación esquemática del contacto cónico en discos.	77
Figura 4.9. Representación gráfica de ecuación de zonas de contacto incluyendo todas las zonas de contacto.	83
Figura 4.10. Grafica comparativa de fuerza axial calculada mediante ecuación de carga en perno y datos experimentales.	84
Figura 4.11. Curva de calibración de fuerza axial y voltaje Espinosa (2015).....	87
Figura 4.12. Prototipo de tope de impacto instrumentado con extensómetros Espinosa (2015).	88
Figura 4.13. Esquema de zonas de contacto descartadas para la ecuación de torque total.	88
Figura 4.14. Relación Torque–Fuerza Axial según la Ecuación de Zonas de Contacto sin ajuste proporcional	90
Figura 5.1. Proceso de simulación numérica en MSC Adams/View para la evaluación de la fase de precarga del prototipo de tope de impacto.	95
Figura 5.2. Modelo tridimensional de la sección de precarga del prototipo de tope de impacto en software de simulación: a) SolidWorks b) MSC Adams View.....	96

Figura 5.3. Configuración del encastre del componente fijo en la sección de precarga del prototipo de tope de impacto.....	97
Figura 5.4. Definición de unión traslacional entre el vástago y el aro interno en la sección de precarga del prototipo.	98
Figura 5.5. Parámetros de configuración del contacto sólido-sólido en la simulación de la sección de precarga del prototipo de tope de impacto.	99
Figura 5.6. Reducción del ruido en la señal de fuerza axial mediante Media Móvil y Filtro Savitzky-Golay.....	101
Figura 5.7. Relación entre el torque aplicado y la fuerza axial: comparación entre datos experimentales y simulación.	103
Figura 6.1. Relación entre la fuerza axial y el torque aplicado según la ecuación de zonas de contacto y los datos experimentales.....	108
Figura 6.2. Comparación de fuerzas axiales en función del torque aplicado.	110
Figura B.1. Modelo simulado de aros cónicos deformables con a) diagrama de esfuerzos de Von Mises, b) diagrama de desplazamientos y c) fuerzas de reacción.	128
Figura B.2. Modelo simulado simplificado de sección de precarga con a) diagrama de esfuerzos de Von Mises y b) diagrama de desplazamientos.....	128
Figura B.3. Modelo de sección de precarga con a) diagrama de esfuerzos de Von Mises, b) diagrama de desplazamientos y c) fuerzas de reacción.....	128
Figura B.4. Esfuerzos resultantes en los aros de cada una de las simulaciones.	129
Figura B.5. Esfuerzos resultantes en los aros de cada una de las simulaciones aplicando torque.	129
Figura B.6. Esfuerzos resultantes en los en componentes extras puestos a presión de cada una de las simulaciones.	129
Figura B.7. Esfuerzos resultantes en los en componentes extras sometidos a un torque de cada una de las simulaciones.	130
Figura B.8. Desplazamientos resultantes en los aros elásticos sometidos a presión.	130

Figura B.9. Desplazamientos resultantes en los aros elásticos sometidos a torque.	130
---	-----

Lista de Tablas

Tabla 1.1. Comparación entre valores experimentales y predicciones teóricas de la relación torque-fuerza axial en el tope de impacto, (Espinosa, 2015).....	6
Tabla 1.2. Resumen de estudios relevantes sobre el análisis de uniones atornilladas y sistemas de disipación de energía.	23
Tabla 3.1. Comparativa de esfuerzos en la sección de precarga del prototipo de tope de impacto bajo distintas condiciones de carga.....	55
Tabla 3.2. Comparativa de desplazamientos nodales en la sección de precarga del prototipo de tope de impacto en condiciones de contacto y desplazamiento, aplicación de presión y aplicación de torque.....	57
Tabla 4.1. Coeficientes de fricción equivalentes en función del torque aplicado.	62
Tabla 4.2. Zonas de contacto y clasificación de interacciones en el prototipo de tope de impacto.	66
Tabla 4.3. Valores utilizados para modelar las zonas de contacto dentro del prototipo de tope de impacto.	80
Tabla 4.4. Valores del coeficiente de fricción para diferentes materiales.....	82
Tabla 4.5. Valores de fuerza axial en cada tipo de zona de contacto.....	83
Tabla 5.1. Comparación de la fuerza axial experimental y simulada en función del torque aplicado.	102
Tabla 6.1. Proporción de fuerza axial con respecto al torque en la ecuación de zonas de contacto, la ecuación de carga en perno y los datos experimentales.	107
Tabla 6.2. Comparación cuantitativa de la fuerza axial experimental y estimada mediante simulación, ecuación de carga en perno y ecuación de zonas de contacto en función del torque aplicado.	113

Nomenclatura

T	Torque aplicado (Nm)
F_a	Fuerza axial (N)
C_n	Coeficiente de fricción
A_i	Zona de contacto
M_i	Momento en la zona de contacto
θ	Ángulo de contacto (°)
k	Constante de proporcionalidad
μ	Coeficiente de fricción de la superficie de contacto
P	Carga aplicada (N)
E	Módulo de elasticidad (Pa)
σ	Esfuerzo mecánico (Pa)
δ	Deformación axial (mm)
Z	Factor de reducción de carga

Resumen

En la presente investigación se analiza la precarga en un prototipo de tope de impacto con aros cónicos deformables, con el objetivo de establecer la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial generada. Este estudio surge ante la necesidad de mejorar la precisión de las predicciones teóricas de fuerza de apriete, ya que se observaban discrepancias significativas respecto a los valores experimentales en dispositivos previos. Para abordar el problema, se realizaron simulaciones numéricas en MSC Adams/View, enfocadas en modelar la interacción entre los componentes del sistema bajo diferentes niveles de torque. Además, se llevó a cabo una validación mediante datos previos experimentales obtenidos por Espinosa (2015), en la que se midió la fuerza axial real generada en función del torque aplicado. Se compararon tres enfoques de estimación de la precarga: (1) un modelo de simulación computacional, (2) la ecuación teórica de carga en perno tradicional y (3) una ecuación basada en zonas de contacto. Los resultados mostraron que el modelo de simulación reproduce con alta fidelidad el comportamiento a bajo torque (error relativo de solo 0.51% a 2 Nm frente al valor experimental), pero su precisión disminuye a torques elevados (hasta 74.92% de desviación a 10 Nm). La fórmula teórica convencional sobreestima drásticamente la fuerza axial (errores de hasta 400%). En contraste, la ecuación de zonas de contacto proporciona una mejor aproximación que el modelo tradicional y reduce la discrepancia teórica, aunque persisten errores significativos en condiciones de alto torque. En conjunto, este trabajo proporciona una metodología más confiable para predecir la precarga en el dispositivo estudiado y evidencia la importancia de considerar los efectos de contacto y fricción en el diseño y ajuste de sistemas de disipación de energía por impacto.

Palabras clave: Torque aplicado, Fuerza axial, Aros cónicos deformables, Simulación numérica, Zonas de contacto.

Abstract

The preload in a prototype impact stopper with deformable conical rings was analyzed to establish the relationship between the applied torque and the resulting axial force. This study addresses the need to improve the accuracy of theoretical preload predictions, as significant deviations have been observed in previous experimental setups. Numerical simulations were performed in MSC Adams/View to model the interaction between system components under various torque levels. Validation was carried out using experimental data reported by Espinosa (2015), where actual axial forces were recorded as a function of the applied torque. Three estimation approaches were compared: (1) a computational simulation model, (2) the conventional theoretical bolt-load equation, and (3) a contact-zone-based equation. Results indicated that the simulation model accurately reproduced the system response under low torque, with a relative error of 0.51% at 2 Nm, but its accuracy decreased at higher torque levels, reaching deviations of up to 74.92% at 10 Nm. The conventional theoretical equation considerably overestimated the axial force, with errors up to 400%. In contrast, the contact-zone equation provided a closer approximation and reduced the theoretical discrepancy, although substantial errors remained under high-torque conditions. Overall, the proposed methodology offers a more reliable approach to preload prediction and emphasizes the relevance of contact and friction effects in the design and adjustment of impact energy dissipation systems.

Keywords: Applied torque, Axial force, Deformable conical rings, Numerical simulation, Contact zones.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE

En el capítulo se describe la importancia del control de vibraciones mediante sistemas de amortiguamiento y se destaca a los topes de impacto como una solución clave para la disipación de energía por fricción, a través del uso de aros elásticos deformables. Se expone el problema de las discrepancias entre los cálculos teóricos y los resultados experimentales de Espinosa (2015) en la fuerza axial generada por el torque de apriete en un prototipo desarrollado en el CENIDET. También se incluyen los antecedentes y avances relacionados con el análisis numérico, el modelado y la medición de fuerzas en uniones atornilladas, con el propósito de establecer una metodología de cálculo adecuada.

1. Estado del arte

1.1. Introducción

El desarrollo tecnológico ha permitido el diseño y perfeccionamiento de herramientas orientadas a optimizar procesos productivos y resolver problemas específicos. Estas herramientas han evolucionado significativamente mediante avances en el conocimiento científico y mejoras en los métodos de diseño y fabricación. En la actualidad, los sistemas convencionales se han sustituido por tecnologías avanzadas, capaces de responder con precisión y eficiencia a las demandas crecientes de aplicaciones técnicas e industriales.

Entre estas tecnologías destacan los sistemas diseñados para controlar y reducir vibraciones, un desafío común en aplicaciones mecánicas e industriales. Las vibraciones, definidas como oscilaciones dentro de un sistema, pueden comprometer el desempeño y la vida útil de los componentes. El control de estas oscilaciones se logra a través del amortiguamiento, un mecanismo que disipa la energía del sistema de manera controlada. Este proceso reduce el nivel de vibración mediante técnicas ajustables a las características del sistema, aplicando las leyes de conservación de la energía para transformar la energía disipada en deformaciones, calor o sonido (Romero, 2006), (Cortés, 2014). Estos principios han guiado el desarrollo de soluciones tecnológicas avanzadas que permiten abordar con precisión y estabilidad las exigencias del sistema.

La mitigación de este desafío ha llevado al desarrollo de diversas herramientas clasificadas en amortiguamiento viscoso, estructural e interno. Cada categoría incorpora mecanismos específicos junto con propiedades de amortiguamiento que permiten reducir de manera efectiva las vibraciones o impactos en distintas aplicaciones. Estas tecnologías avanzadas resultan fundamentales para mejorar la estabilidad y precisión de los sistemas, además de optimizar su desempeño en condiciones operativas exigentes, reforzando su importancia en el ámbito de la ingeniería moderna.

Entre estas soluciones destaca el "tope de impacto", un dispositivo que utiliza aros elásticos deformables para disipar energía a través de fricción. Este diseño innovador ha demostrado ser una alternativa eficaz frente a la variabilidad en la capacidad de disipación de energía de los sistemas tradicionales. Desarrollado inicialmente en 2006, ha sido objeto de estudios detallados en el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, donde se han implementado modificaciones y optimizaciones continuas para mejorar su funcionalidad y adaptabilidad. Este dispositivo representa un avance significativo en la búsqueda de soluciones optimizadas para el control de vibraciones y la disipación de energía en aplicaciones industriales, como la maquinaria pesada, los sistemas de suspensión en vehículos, y los procesos de manufactura donde el control de vibraciones es crucial para la durabilidad y el rendimiento.

1.2. Antecedentes

El desarrollo de uniones mecánicas con elementos elásticos deformables ha permitido optimizar sistemas de disipación de energía en aplicaciones industriales, como la protección de estructuras en maquinaria pesada, el diseño de sistemas antivibración en vehículos y la mejora de la durabilidad en equipos de manufactura expuestos a cargas cíclicas. Prototipos como el tope de impacto del CENIDET se destacan por integrar aros elásticos deformables, cuya combinación de fricción y elasticidad mejora la capacidad de mitigación de impactos. Investigaciones previas han identificado parámetros críticos, como el torque de apriete, la fuerza axial y las propiedades geométricas, que influyen directamente en el desempeño de estos dispositivos y proporcionan una base para su diseño y mejora (Navarro, 2017)

1.2.1. Aros elásticos deformables

Los antecedentes de esta investigación se basan en estudios realizados en el diseño mecánico, enfocados en comprender y desarrollar uniones mecánicas con aros elásticos deformables. En 1997, se llevó a cabo un análisis detallado sobre uniones basadas en fricción que emplean estos aros, examinando su comportamiento bajo cargas estáticas. Este estudio evaluó diferentes fuerzas de apriete y analizó la magnitud del momento de torsión y la fuerza

axial transmitida, complementado con pruebas experimentales para configuraciones de uno, dos y tres pares de aros (Almaraz Rodríguez, 1997).

En continuidad, Bedolla (2001) realizó un estudio numérico mediante el método de elemento finito, enfocándose en las zonas de máxima concentración de esfuerzos en uniones mecánicas de tipo cónico diseñadas para la transmisión de potencia mecánica. Se identificaron las cargas críticas, tanto axiales como torsionales, que estas uniones son capaces de soportar bajo un valor específico de fuerza de apriete. El estudio presentó el análisis de la capacidad de las uniones cónicas para transmitir potencia mecánica, incorporando la influencia de la geometría y las condiciones de apriete en el desempeño general del sistema (Bedolla Hernández, 2001).

González (2009) realizó un análisis numérico detallado de uniones mecánicas con aros cónicos deformables, incorporando imperfecciones geométricas a través del método de elementos finitos. En el estudio examinó la influencia de diversos coeficientes de fricción en la distribución de esfuerzos, la presión de contacto y el área efectiva de interacción entre las superficies. Además, el comportamiento elasto-plástico del material permitió modelar y predecir cambios en la geometría superficial tras la descarga, considerando efectos asociados a las ondulaciones y rugosidades. Los resultados numéricos revelaron detalles importantes, como la configuración real del área de contacto, la deformación radial y las tensiones concentradas en los aros cónicos, destacando el impacto en el desempeño de las uniones y aportando información esencial (Paz González, 2009).

1.2.2. Tope de impacto

El desarrollo del primer prototipo de tope de impacto en el CENIDET fue realizado por Romero (2006). Este prototipo utilizó fricción como mecanismo principal para disipar energía, empleando aros elásticos deformables como elementos clave. La propuesta surgió como solución a la variabilidad en la capacidad de disipación de energía observada en amortiguadores cónicos elásticos de distinta manufactura. Romero confirmó la eficacia del método de fricción en aplicaciones donde se requiere una disipación de energía variable, presentando gráficos y parámetros que describen el comportamiento del prototipo bajo diferentes condiciones operativas.

Jiménez (2008) amplió el análisis de este prototipo, enfocándose en el uso de aros cónicos elásticos deformables como interfaz para disipar la onda de esfuerzos generada por impactos. Realizó una comparación entre este sistema y otros tipos de amortiguamiento, como el viscoso y el viscoelástico, destacando sus ventajas potenciales. El estudio incluyó simulaciones numéricas mediante el método de elemento finito y un análisis teórico de eventos de impacto. Jiménez validó el funcionamiento del sistema de amortiguamiento y detalló los parámetros dependientes e independientes que influyen en su desempeño. Además, realizó un análisis comparativo entre el prototipo y un tope convencional, demostrando que los aros cónicos deformables ofrecen un potencial significativo para mitigar cargas de impacto, como se evidenció en las gráficas presentadas (Jiménez Rodríguez, 2008).

Un antecedente central de esta investigación es la tesis doctoral de Cortés (2014), quien estudió un sistema de amortiguamiento de impacto basado en aros cónicos elásticos deformables como elementos disipadores de energía. Su trabajo abordó dos escenarios principales: primero, el comportamiento del prototipo bajo una fuerza de apriete que induce un estado de precarga; y segundo, el desempeño del prototipo al mantener la precarga bajo la aplicación de fuerzas de impacto. Cortés utilizó modelos numéricos para analizar las zonas de contacto entre los aros cónicos deformables y la carcasa del tope de impacto, incorporando las irregularidades superficiales de los aros. Su investigación demostró que la rugosidad de la superficie y la fuerza de apriete determinan el área de contacto de los aros. Además, comprobó que un coeficiente de fricción elevado aumenta la disipación de energía, aunque reduce el desplazamiento del elemento móvil.

Cortés también realizó un estudio paramétrico que incluyó variables como el coeficiente de fricción entre las superficies deslizantes, la rigidez de los resortes, las tolerancias geométricas y la presión en el área de contacto. Este análisis permitió validar resultados teóricos mediante datos experimentales, identificando los parámetros más relevantes que influyen en el comportamiento óptimo del prototipo.

La literatura muestra numerosos estudios sobre los beneficios de estos dispositivos como absorbedores de energía. Por ejemplo, Estrada (2009) evaluó el desempeño de un sistema pasivo de disipación de energía por fricción, centrándose en el efecto de la precarga en topes de impacto. Concluyó que la precarga afecta indirectamente la disipación de energía

y observó que la deformación de los aros no es uniforme bajo los torques aplicados. Por otro lado, Morales (2007) desarrolló un modelo numérico para comparar valores analíticos con resultados obtenidos mediante el método de elemento finito, encontrando discrepancias significativas. Su análisis indicó que la presión de contacto no es uniforme en la simulación numérica, destacando que las zonas más delgadas de los aros elásticos deformables concentran la mayor presión, un efecto no reflejado en los modelos teóricos. En los modelos teóricos, la mayor presión se predice en las zonas más gruesas de los aros, lo que genera una discrepancia en la magnitud de la presión.

Espinosa (2015) analizó la relación entre el par de apriete y la transmisión de fuerza en un tope de impacto, con el propósito de mejorar la disipación de energía. Su estudio evaluó cómo la aplicación de diferentes niveles de torque influye en la cantidad de energía absorbida por el sistema. Para ello, se llevó a cabo una revisión teórica sobre dispositivos de disipación de energía y el funcionamiento del tope de impacto, complementada con ensayos experimentales.

Las pruebas experimentales utilizaron galgas extensométricas para medir la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial generada. Se realizaron mediciones con distintos valores de torque para analizar su efecto en la distribución de esfuerzos y evaluar el papel de los aros en la transmisión de carga. Los resultados obtenidos, presentados en la Tabla 1.1, comparan los valores experimentales con las predicciones teóricas, mostrando discrepancias que evidencian la influencia de factores adicionales en la transmisión de carga. Estas diferencias señalan la necesidad de ajustar los modelos teóricos para reflejar con mayor precisión el comportamiento del sistema en condiciones reales.

Tabla 1.1. Comparación entre valores experimentales y predicciones teóricas de la relación torque-fuerza axial en el tope de impacto, (Espinosa, 2015)

Torque (Nm)	Fuerza axial experimental (N)	Fuerza axial Teórica (N)
2	233	2200
4	724	4400
6	1214	6600
8	1705	8800
10	2196	11000

1.3. Revisión de la literatura

La disipación de energía en impactos es un aspecto clave en el diseño de sistemas mecánicos, abordado en múltiples estudios que han permitido mejorar el desempeño de dispositivos en aplicaciones estructurales y automotrices. Alghamdi (2000) propuso un absorbedor de impacto basado en fricción para optimizar la disipación de energía en parachoques de vehículos. Su diseño, compuesto por un núcleo de acero de bajo carbono rodeado por varillas de acero, permitió reducir el peso sin comprometer la capacidad de disipación. En este sistema, la fricción generada entre el núcleo y las varillas controla la transferencia de energía, destacando la influencia de parámetros como la tensión entre componentes, el coeficiente de fricción y la cantidad de elementos de contacto en la eficiencia del mecanismo.

Por otro lado, Fu (2000) analizó la relación entre la precarga estática y las propiedades dinámicas de superficies de unión mecanizadas, desarrollando un modelo teórico que integra variables como las condiciones de mecanizado, los materiales y la rugosidad superficial. Sus resultados mostraron que la rigidez y el coeficiente de amortiguamiento aumentan con la precarga, resaltando la importancia de caracterizar con precisión las fuerzas axiales en uniones atornilladas. Complementando este enfoque, Koshi (2002) propuso una técnica ultrasónica para medir la precarga en pernos sin necesidad de desmontar la unión, lo que permitió estimar parámetros como la presión de interferencia. La validación numérica de este método mostró que la inclusión de longitudes efectivas en el análisis mejora la caracterización de la presión de contacto, lo que resulta fundamental en el diseño de uniones mecánicas sometidas a carga.

En el ámbito de los sujetadores roscados, Nassar y Yang (2006) desarrollaron formulaciones precisas para predecir la relación entre el torque aplicado y la tensión generada en la unión, considerando factores como el coeficiente de fricción y el perfil de la rosca. Estas ecuaciones han sido ampliamente utilizadas para optimizar el diseño de conexiones atornilladas, asegurando un ajuste adecuado entre la fuerza de apriete y la carga transmitida. Sin embargo, estas formulaciones han sido desarrolladas principalmente para uniones rígidas, sin abordar en profundidad la influencia de elementos deformables en la distribución de carga axial.

Con un enfoque experimental, Marshall *et al.* (2006) propusieron una técnica ultrasónica no invasiva para evaluar la distribución de presión de contacto en uniones atornilladas, lo que permitió obtener mediciones de las fuerzas de contacto sin alterar el sistema. La Figura 1.1 presenta el diagrama del aparato utilizado, donde se observa la interacción entre el transductor ultrasónico y la unión atornillada a través de un sistema de pasos en los ejes X e Y. Este tipo de análisis es relevante para la caracterización de uniones mecánicas, pues permite evaluar la presión de contacto y su distribución en función de la precarga aplicada, contribuyendo a una mejor comprensión del comportamiento de estos sistemas bajo carga.

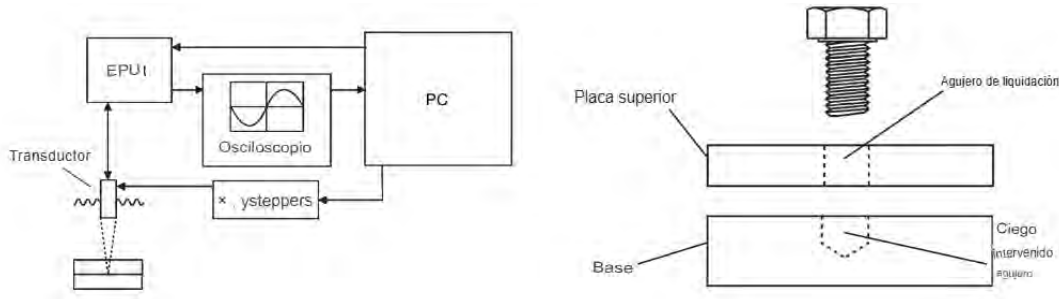


Figura 1.1. Diagrama de aparato ultrasónico – esquema de juntas atornilladas (Marshall *et al.*, 2007).

Szwedowicz & Bedolla (2007) evaluaron el comportamiento de aros cónicos utilizados en uniones de ejes mecánicos, aplicando el método de elementos finitos para analizar su respuesta bajo condiciones de fricción en múltiples interfaces de contacto. Sus resultados indicaron que la incorporación de un factor de elasticidad en el diseño mejora la precisión de las simulaciones y permite una evaluación más confiable de las propiedades de contacto, aspecto relevante en sistemas donde la interacción entre superficies es determinante para la transmisión de carga. En la misma línea, Kim *et al.* (2007) compararon diferentes modelos numéricos de pernos en uniones atornilladas, concluyendo que el modelo sólido ofrece una mejor representación del comportamiento físico del sistema, mientras que los modelos acoplado y tipo araña presentan ventajas computacionales en términos de eficiencia y reducción de costos de procesamiento.

Por otro lado, Hu & Vollertsen (2008) propusieron un modelo que considera la variación del coeficiente de fricción en función de la presión de contacto, lo que resulta

fundamental para comprender el comportamiento de interfaces sometidas a carga mecánica. A través de simulaciones y ensayos experimentales de laminación y embutido (Figura 1.2), identificaron cómo las condiciones de contacto influyen en la transmisión de esfuerzos y en la estabilidad de las uniones mecánicas. La figura ilustra dos configuraciones de prueba: la primera representa un perfil en U, donde las fuerzas normales (F_N) y de fricción (F_P) interactúan en el área de contacto (S_0), mientras que la segunda muestra un perfil de embutido con componentes de fuerza en dirección radial (F_T) y normal (F_N). Estos resultados resaltan la importancia de considerar la variabilidad del coeficiente de fricción al evaluar la interacción entre los materiales, lo que tiene implicaciones directas en la predicción del comportamiento mecánico de sistemas con uniones atornilladas y componentes elásticos deformables.

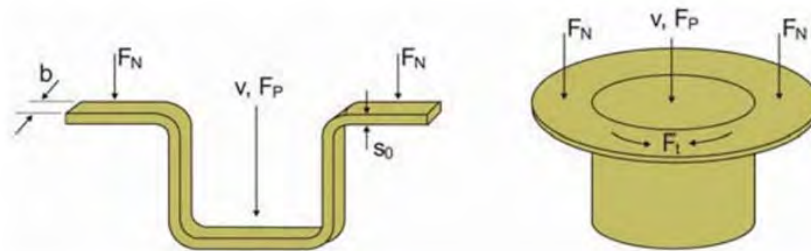


Figura 1.2. Esquema de ensayo de lámina y embutido profundo (Hu & Vollertsen, 2008).

Las investigaciones sobre uniones atornilladas y disipación de energía han evolucionado hacia enfoques que combinan modelos estadísticos, análisis experimentales y simulaciones numéricas, con el fin de mejorar la caracterización de los mecanismos de transmisión de carga. En este contexto, Mantelli *et al.* (2010) desarrollaron un modelo basado en la distribución Weibull para estimar la presión de contacto en uniones atornilladas metálicas (Figura 1.3).

Su estudio evaluó combinaciones de materiales, incluyendo aluminio, acero inoxidable y configuraciones híbridas, analizando el efecto de variaciones en los cabezales de pernos y las cargas axiales. La validación del modelo mediante mediciones con película sensible demostró su capacidad para describir con precisión la distribución de presión en estas uniones, lo que resulta relevante para predecir el comportamiento de sistemas en los

que la precarga juega un papel fundamental en la disipación de energía y estabilidad estructural.

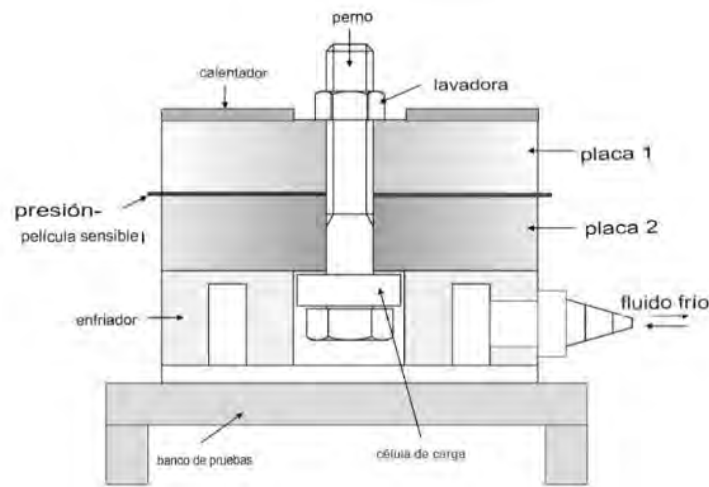


Figura 1.3. Esquema de configuración de prueba de unión atornilla propuesta (Mantelli *et al.* 2008)

Iranzad & Ahmadian (2012) investigaron el comportamiento dinámico de juntas traslapadas utilizadas en ejes de separación, desarrollando un modelo que incorpora rigidez y amortiguamiento no lineal. A través de experimentos, identificaron parámetros clave que influyen en la transmisión de carga y validaron la precisión del modelo al compararlo con datos experimentales. En esta misma línea, Guo *et al.* (2010) propusieron un método para determinar parámetros dinámicos en estructuras ensambladas, con énfasis en la relación entre frecuencia natural y amortiguamiento. Su metodología, basada en análisis por elementos finitos, permitió reducir significativamente el error en la predicción de las frecuencias naturales, pasando de un 4.7 % a un 0.3 % en modelos optimizados (Figura 1.4). Estos avances son relevantes para el diseño de uniones atornilladas en sistemas donde la disipación de energía y la estabilidad estructural dependen de la distribución de esfuerzos y la interacción entre los elementos de contacto.

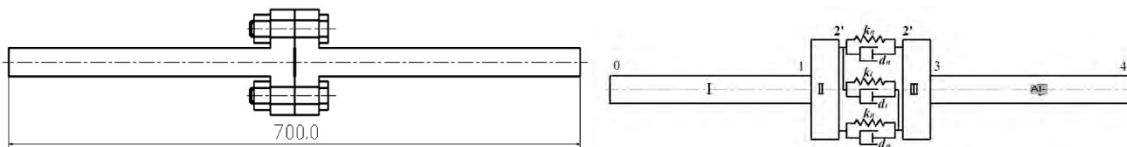


Figura 1.4. Modelo de estructura para pruebas de uniones atornilladas radialmente (Guo *et al.*, 2012).

Los estudios recientes han explorado la influencia de la precarga en distintos sistemas mecánicos, lo que resulta clave para optimizar la transmisión de esfuerzos en uniones atornilladas. Mi *et al.* (2012) analizaron el efecto de la precarga en máquinas de mecanizado horizontal, aplicando la teoría de Hertz para establecer una relación entre la rigidez axial del husillo y la presión en la unión del perno. Estos resultados destacan la importancia del ajuste adecuado de la precarga para garantizar la estabilidad estructural en sistemas sometidos a cargas dinámicas. En el ámbito automotriz, Hwang (2013) estudió las fuerzas de apriete en sujetadores y demostró que el torque óptimo depende de las condiciones de contacto y las propiedades de los materiales, proponiendo un método analítico para la configuración precisa del torque aplicado.

Ding *et al.* (2014) desarrollaron un método innovador para medir la tensión en pernos mediante un transductor acústico electromagnético, estableciendo una correlación entre la tensión axial y el tiempo de expansión de ondas modales. Ese mismo año, Xu *et al.* (2014) introdujeron un modelo de unión cónica entre husillo y soporte (Figura 1.5), basado en elementos finitos, con el objetivo de analizar la rigidez estructural, la distribución de tensiones y los ciclos de histéresis bajo fuerzas centrífugas y de sujeción. Sus hallazgos confirmaron que la configuración geométrica y la magnitud de la precarga influyen significativamente en el desempeño dinámico de uniones mecánicas sometidas a altas velocidades angulares. Estos enfoques aportan fundamentos teóricos y metodológicos relevantes para mejorar la comprensión del comportamiento de las uniones mecánicas, en especial en sistemas donde la disipación de energía y la estabilidad dependen de la correcta aplicación del torque de apriete.

Los estudios previos han demostrado la relevancia de la distribución de esfuerzos y la disipación de energía en sistemas mecánicos sometidos a impacto, elementos fundamentales en la caracterización de la precarga en uniones atornilladas con componentes deformables. Bedolla *et al.* (2014) evaluaron un amortiguador de tope de impacto diseñado por Romero, destacando la relación entre la fuerza de impacto y el área de contacto de los anillos elásticos. Su modelo, basado en discretización no lineal, permitió simular la transferencia de carga en la zona de contacto, evidenciando la importancia del ajuste mecánico y la distribución de esfuerzos en la eficiencia del sistema. Sin embargo, la ausencia

de modelos teóricos detallados sobre la interacción entre el torque de apriete y la transmisión de carga axial en estos dispositivos limita la capacidad de predecir su comportamiento con precisión.

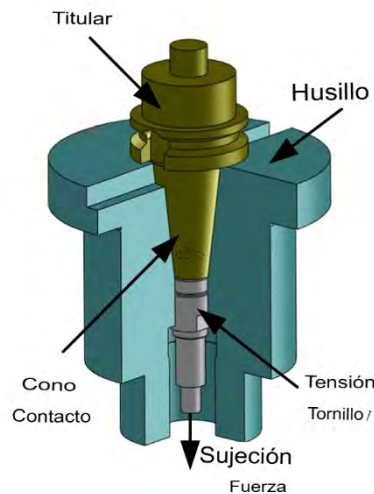


Figura 1.5. Esquema de piezas de contacto de una unión cónica (Xu *et al.*, 2014).

La optimización de uniones atornilladas en sistemas de disipación de energía requiere modelos que representen con mayor fidelidad la transmisión de carga axial y la interacción entre sus componentes. Tol *et al.* (2015) desarrollaron un método basado en algoritmos de optimización para modelar el comportamiento dinámico de uniones mecánicas en función de su rigidez estructural. Su enfoque demostró la importancia de una correcta caracterización de las propiedades de contacto en la predicción de esfuerzos transmitidos, lo que resalta la necesidad de desarrollar modelos capaces de evaluar la relación entre torque y precarga en uniones que integran elementos deformables.

En esta línea, Wang *et al.* (2016) presentaron un modelo no lineal para analizar el comportamiento dinámico de juntas sometidas a separación, demostrando que la estabilidad del sistema depende de la distribución homogénea de la carga axial. La validación experimental de su modelo mostró que la rigidez y el coeficiente de restitución influyen en la transmisión de esfuerzos en sistemas mecánicos con contacto parcial, un factor clave en la caracterización de uniones atornilladas con elementos elásticos. Liao *et al.* (2016) complementaron este enfoque con un modelo de contacto basado en la teoría de Hertz,

analizando la interacción entre rigidez y carga normal en estructuras mecánicas sometidas a esfuerzos fluctuantes.

Krysko *et al.* (2016) desarrollaron un modelo matemático para evaluar la interacción de contacto en placas sometidas a cargas normales (Figura 1.6), proporcionando una metodología para resolver problemas estructurales no lineales en sistemas con variabilidad en las condiciones de frontera. En el ámbito del control de apriete, Deepa *et al.* (2017) compararon la eficiencia de los métodos de torque y ángulo de torsión, demostrando que este último permite un ajuste más preciso de la precarga y una menor dispersión en la transmisión de esfuerzos, lo que resulta relevante para la optimización de la precarga en sistemas con componentes deformables.

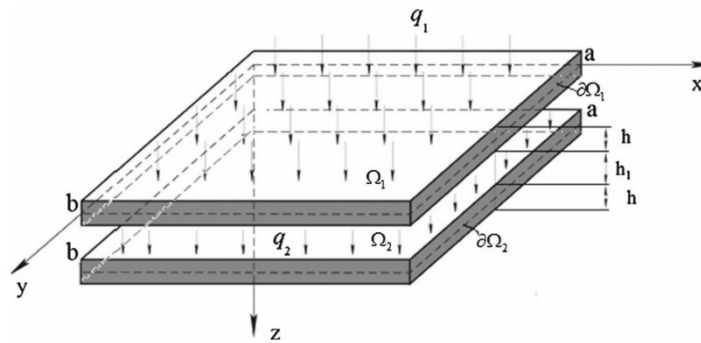


Figura 1.6. Interacción de dos placas sometido a cargas normales (Krysko *et al.*, 2016).

La optimización de sistemas de disipación de energía en uniones mecánicas ha sido abordada mediante diferentes estrategias, enfocadas en la rigidez estructural, la transmisión de esfuerzos y la reducción de vibraciones. Pyndak *et al.* (2017) desarrollaron un sistema de amortiguamiento basado en capas de anillos elásticos, evaluando su desempeño en la reducción de vibraciones en ganchos de montacargas. Sus resultados demostraron que la rigidez del sistema depende del número de capas, el ancho y el material de los anillos, lo que resalta la importancia de la caracterización precisa de los elementos elásticos en la transmisión de carga. Esta relación entre la estructura del material y su respuesta mecánica es clave en la predicción del comportamiento de sistemas que, como el prototipo de tope de impacto analizado en este estudio, dependen de la interacción entre elementos deformables y superficies de contacto.

En el ámbito de la predicción de esfuerzos en uniones atornilladas, Grzejda (2018) aplicó el método de elementos finitos para modelar la precarga en pernos tipo araña con contacto Winkler, estableciendo la viabilidad de modelos lineales en plataformas rígidas. Sin embargo, este enfoque no contempla el efecto de la deformabilidad de los componentes en la distribución de la fuerza axial, un aspecto fundamental cuando se trabaja con elementos que modifican su geometría bajo carga. De manera complementaria, Hosoya *et al.* (2018) propusieron un método experimental para evaluar la fuerza de sujeción en uniones atornilladas mediante cambios en la frecuencia local, demostrando su efectividad en pernos de tamaño M6 o mayores. Aunque este método permite la evaluación de la fuerza axial, no considera la interacción entre la presión de contacto y la deformación del material, un factor clave en la caracterización de sistemas híbridos de disipación de energía.

Por otro lado, en el análisis de ensamblajes con componentes elásticos, Lee & Kang (2019) estudiaron la deformación de sellos de goma en uniones mecánicas, empleando simulaciones de Monte Carlo para predecir el comportamiento de estos materiales bajo condiciones de incertidumbre en sus propiedades elásticas. Si bien este enfoque permite evaluar la variabilidad en la respuesta estructural, su aplicación en elementos con contacto directo entre superficies metálicas es limitada. En este sentido, Kim *et al.* (2019) analizaron aisladores elastoméricos diseñados para cámaras EO/IR aerotransportadas, destacando la influencia de la frecuencia y la temperatura en su desempeño. Este estudio refuerza la necesidad de modelos que consideren no solo la rigidez de los elementos de contacto, sino también la estabilidad de la transmisión de carga bajo diferentes condiciones operativas.

Finalmente, He *et al.* (2019) evaluaron la rigidez axial de uniones atornilladas sometidas a cargas externas (Figura 1.7), utilizando métodos basados en energía y deformación para predecir su comportamiento estructural. Sus resultados demostraron que la transmisión de carga en estas uniones depende de la interacción entre la presión de contacto y la geometría del sistema, lo que refuerza la importancia de modelar con precisión la relación entre torque y precarga en dispositivos mecánicos con componentes deformables. Esta investigación se alinea con el presente estudio al destacar la necesidad de modelos que integren la variabilidad en la fuerza axial con la interacción mecánica entre los elementos de sujeción.

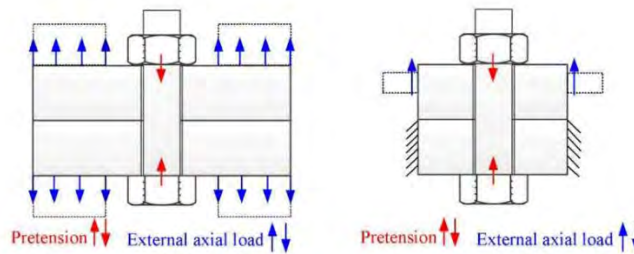


Figura 1.7. Unión atornillada unida a carga axial externas, en superficie de apoyo y superficie de la pieza de sujeción (He *et al.*, 2019).

El análisis de sistemas de contacto y uniones atornilladas ha evolucionado con el desarrollo de modelos que incorporan aspectos como la rigidez estructural, la disipación de energía y la estabilidad de la carga axial. Li *et al.* (2020) propusieron un modelo de rigidez de contacto elástico basado en la teoría de Hertz y el método de iteración de punto fijo, incluyendo la deformación del sustrato y los efectos del recubrimiento superficial. Sus resultados, validados mediante simulaciones de elementos finitos y pruebas modales, evidenciaron cómo la rugosidad y los materiales influyen en la transmisión de carga, un aspecto relevante para el estudio de la precarga en sistemas con elementos deformables.

En el ámbito del amortiguamiento, Kurzina *et al.* (2020) desarrollaron un sistema tipo “sándwich” compuesto por placas rígidas y capas elásticas, caracterizando su respuesta mediante pruebas de vibración. Aunque este enfoque se centra en la histéresis elástica, su aplicación en mecanismos de disipación de energía es un antecedente relevante para evaluar la influencia de materiales elásticos en la absorción de esfuerzos. De manera complementaria, Liu *et al.* (2020) investigaron el efecto del apriete repetido en pernos de alta resistencia, demostrando que el uso de lubricantes permite estabilizar la fuerza de sujeción al reducir la variabilidad del coeficiente de fricción. Este hallazgo resalta la importancia de evaluar las condiciones de fricción en la determinación de la precarga en sistemas mecánicos.

Por otro lado, Coria *et al.* (2020) analizaron la distribución de carga en las roscas de uniones atornilladas, desarrollando un modelo semi analítico que supera en precisión a los enfoques tradicionales. Su consistencia con los análisis por elementos finitos refuerza la necesidad de modelar con precisión la interacción entre los componentes de sujeción. Cardoso *et al.* (2020), mediante validaciones experimentales y cálculos analíticos, confirmaron la norma VDI 2230 como una herramienta confiable para diseñar uniones

sometidas a cargas externas, lo que enfatiza la necesidad de evaluar los modelos existentes para determinar su aplicabilidad en configuraciones con elementos elásticos.

El monitoreo de la fuerza axial ha sido un tema clave en la literatura. Pan *et al.* (2020) desarrollaron técnicas ultrasónicas para evaluar la tensión en pernos, considerando la influencia de factores como la temperatura en la precisión de las mediciones. Aunque estos métodos no se aplican directamente en este estudio, resaltan la importancia de herramientas avanzadas para la medición de la fuerza de contacto en uniones mecánicas. De manera similar, Quan *et al.* (2021) propusieron un algoritmo basado en el filtro de Kalman híbrido extendido, mejorando la precisión en la medición de fuerzas en sistemas complejos. Este enfoque, aunque indirectamente relacionado, refuerza la necesidad de técnicas que permitan caracterizar con mayor exactitud la distribución de esfuerzos en sistemas con elementos deformables.

En el contexto de la mecánica de contacto, Flores (2021) realizó una revisión teórica y experimental sobre los parámetros de interacción en sistemas dinámicos, abordando la detección de colisiones y la evolución de las fuerzas en eventos de impacto. Este análisis refuerza la necesidad de considerar la deformación de los componentes en el diseño de estrategias de sujeción eficientes. De manera complementaria, Jiménez-Peña *et al.* (2021) propusieron un método basado en imágenes digitales para evaluar la precarga en pernos, demostrando alta precisión en la medición del alargamiento en pernos largos y delgados. Esta metodología evidencia la importancia de evaluar los efectos de la deformación axial en la estabilidad de los sistemas mecánicos.

Otro aspecto crítico en uniones atornilladas es la estabilidad de la precarga ante condiciones dinámicas. Gong *et al.* (2021) analizaron el aflojamiento en conexiones mecánicas, diferenciando entre aflojamientos rotacionales y no rotacionales, destacando el papel de la vibración y las propiedades del material en la pérdida de sujeción. Guangwu *et al.* (2021) estudiaron la interacción entre la fatiga y la pérdida de precarga bajo distintas configuraciones de apriete, lo que aporta información clave para evaluar el comportamiento mecánico en aplicaciones sometidas a cargas repetitivas.

En términos de resistencia a la fatiga, Noda *et al.* (2021) evaluaron conexiones JIS M16, evidenciando que un mayor radio en la raíz del perno y una diferencia de paso adecuada

incrementan el límite de fatiga y mejoran el desempeño antiaflojamiento. Maljaars & Euler (2021) realizaron un metaestudio sobre la resistencia a la fatiga en pernos de estructuras de acero, destacando la necesidad de actualizar las normativas de diseño para incluir factores que reduzcan la dispersión en la resistencia de uniones atornilladas. Este hallazgo es relevante para la presente investigación, ya que la estabilidad de la fuerza axial en el prototipo de tope de impacto depende directamente de la capacidad del sistema para mantener la precarga bajo condiciones de carga estática y dinámica.

Estos estudios destacan la importancia de desarrollar modelos que integren la variabilidad en la transmisión de carga y los efectos de la fricción en la determinación de la precarga. Sin embargo, la literatura actual no aborda de manera detallada la interacción entre elementos elásticos deformables y superficies de contacto en sistemas de disipación de energía. Esta brecha justifica la necesidad de investigar el comportamiento de aros cónicos deformables bajo diferentes condiciones de apriete, con el fin de establecer una metodología precisa para optimizar su desempeño en la transmisión de esfuerzos.

Los estudios recientes sobre uniones atornilladas han explorado aspectos fundamentales como la estabilidad de la precarga, la disipación de energía y la resistencia a la fatiga, con el fin de optimizar su desempeño en aplicaciones estructurales y mecánicas. Liu *et al.* (2022) analizaron el aflojamiento de pernos en uniones atornilladas, identificando el movimiento relativo entre placas como el principal factor que compromete la sujeción. Sus experimentos demostraron que la aplicación de lubricación a base de aceite permite recuperar la fuerza de apriete si la tuerca se reajusta dentro de un rango angular específico (30°-60°). Sin embargo, se destacó la necesidad de restringir estos reajustes para evitar fracturas por fatiga, lo que enfatiza la importancia de establecer parámetros precisos en la determinación de la precarga inicial.

En el contexto de la disipación de energía, Quaglini *et al.* (2022) propusieron un dispositivo de amortiguamiento sísmico basado en la fricción entre un eje móvil y un núcleo de plomo preesforzado, logrando una alta capacidad de disipación (55%) y estabilidad en ciclos repetitivos sin degradación del sistema. Este enfoque resalta la relevancia del control de la fricción en la transmisión de esfuerzos, un aspecto crucial en el comportamiento de aros cónicos deformables bajo condiciones de impacto. De manera complementaria, Welch (2022)

desarrolló un método para evaluar la fatiga en pernos precargados sometidos a cargas cíclicas, incorporando curvas SN modificadas que consideran el estrés medio, el estrés alternante y las concentraciones de esfuerzo en la raíz de la rosca. Su propuesta optimiza la estimación de la vida útil de uniones mecánicas, lo que resulta esencial en el análisis de sistemas con ciclos de carga repetitivos.

En cuanto a la optimización de la precarga, Wang *et al.* (2022) implementaron un modelo basado en la teoría de Márkov para uniones de brida atornillada, mejorando la precisión en la distribución de carga mediante una matriz de transición de estado y un modelo iterativo. La validación experimental de este enfoque demostró su eficacia para mejorar la seguridad estructural y el sellado de las conexiones. Este tipo de modelado proporciona herramientas útiles para el análisis de la interacción entre el torque aplicado y la fuerza axial en sistemas mecánicos.

Por otro lado, Grzejda *et al.* y Li *et al.* (2022) investigaron configuraciones de sujeción en diferentes contextos. Grzejda *et al.* (2022) utilizaron el método de elementos finitos para evaluar conjuntos asimétricos de pernos, estableciendo la influencia de la geometría y la rigidez estructural en la distribución de carga. Li *et al.* (2023), por su parte, analizaron configuraciones de pernos en motores aeronáuticos, optimizando los procesos de apriete mediante el análisis de tecnologías y equipos especializados. Estos estudios refuerzan la importancia de modelar con precisión la transmisión de carga en sistemas atornillados, lo que resulta clave en la evaluación del comportamiento mecánico de dispositivos con elementos deformables.

Finalmente, Chang *et al.* (2023) abordaron la complejidad de las superficies de contacto en estructuras mecánicas con uniones atornilladas, centrándose en el diseño de una máquina herramienta de alta precisión (Figura 1.8). Aplicaron un modelo basado en material virtual isotrópico transversal y teoría fractal para analizar la interacción entre las superficies interferidas y la distribución de la carga. Este enfoque proporciona una metodología avanzada para evaluar la estabilidad del contacto y la transmisión de esfuerzos, aspectos fundamentales en el análisis de sistemas que dependen de la precarga y la fricción para su correcto funcionamiento.

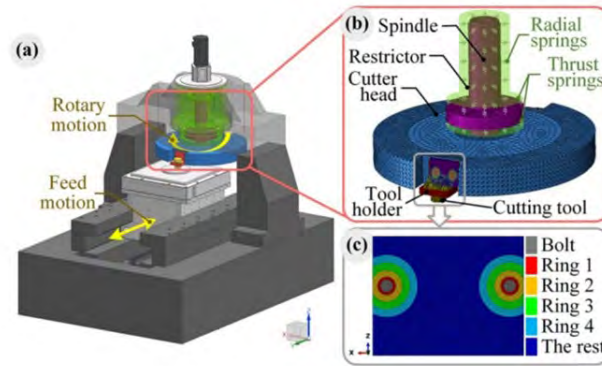


Figura 1.8. Modelo dinámico de UMT. a) Diagrama esquemático del proceso de mecanizado. b) Modelo dinámico de elementos finitos de componentes rotacionales. c) Modelo de elementos finitos de capa de material virtual de múltiples anillos (Chang *et al.*, 2023).

Los estudios recientes han avanzado en la comprensión del comportamiento de uniones atornilladas, analizando factores como la precarga, la rigidez y las fallas estructurales en distintos contextos. Li *et al.* (2023) evaluaron la formación de la precarga en pernos simples y múltiples en motores aeronáuticos, identificando los efectos del control del torque en la estabilidad geométrica y dinámica del sistema. Sus hallazgos subrayan la importancia de establecer estrategias de apriete precisas, un aspecto clave en la determinación de la fuerza de contacto en estructuras sometidas a cargas de impacto.

En el análisis de la rigidez en uniones atornilladas, Murai *et al.* (2023) estudiaron el comportamiento de estos sistemas bajo cargas de corte, encontrando que la fuerza de sujeción y el área de contacto influyen directamente en la rigidez, mientras que la rugosidad de las superficies no presenta un impacto significativo. Adicionalmente, identificaron que el deslizamiento entre placas genera deformaciones rotacionales que pueden alterar la distribución de carga, lo que resalta la necesidad de evaluar la estabilidad de contacto en dispositivos con aros cónicos deformables.

Desde el punto de vista de la falla estructural, Croccolo *et al.* (2023) realizaron un análisis sistemático sobre fallas en sujetadores roscados, categorizándolas según ensamblaje incorrecto, sobrecarga, fatiga y pérdida de precarga. Este estudio enfatiza la relevancia de un control adecuado del torque para evitar fallas prematuras en uniones mecánicas, lo que resulta crucial en el diseño de dispositivos de disipación de energía.

Por otro lado, Xuande *et al.* (2023) analizaron la relación entre el par de apriete y la precarga en laminados compuestos, evaluando la influencia del coeficiente de fricción y el daño material durante el apriete. A través de simulaciones de elementos finitos, concluyeron que la fricción varía exponencialmente con la precarga, mientras que las tensiones se concentran en el borde exterior de la contratuerca. Este comportamiento es relevante en el análisis de contacto mecánico, ya que sugiere que los parámetros de apriete deben ser ajustados para garantizar una distribución eficiente de la carga en el sistema.

El estudio de la fatiga en uniones atornilladas ha sido abordado recientemente por Okorn *et al.* (2024), quienes evaluaron la influencia de la resiliencia, la transferencia de carga y la precarga en la vida útil de los pernos. A través de ensayos axiales, analizaron curvas SN y determinaron que factores como la fabricación de la rosca y la protección superficial impactan significativamente la resistencia a la fatiga. De manera complementaria, Yan *et al.* (2024) y Yang *et al.* (2024) estudiaron métodos de control de precarga en sujetadores roscados, concluyendo que el control de torque sigue siendo el método más utilizado debido a su simplicidad y costo. No obstante, identificaron incertidumbres en la medición del coeficiente de fricción y en la distribución de carga, lo que afecta la precisión del ajuste de precarga. Estos estudios refuerzan la necesidad de desarrollar metodologías que permitan estimar de manera más precisa la transmisión de carga en sistemas mecánicos sometidos a esfuerzos variables.

En la caracterización de la precarga y el aflojamiento, Zhao *et al.* (2024) emplearon análisis acústico-elásticos para evaluar cambios en la velocidad de onda en función de la carga aplicada. Sus simulaciones, realizadas en COMSOL5.4, proporcionaron una herramienta para comprender la relación entre la precarga y la estabilidad del contacto, aspecto esencial en el diseño de sistemas con elementos deformables. De manera similar, Wang *et al.* (2024) investigaron la disipación de energía por fricción en uniones atornilladas, identificando que parámetros como la fuerza de excitación, la precarga y la presión en interfaces afectan directamente la histéresis mecánica. Para validar estos efectos, emplearon bancos de pruebas como el resonador Gaul y el sistema de viga Brake-Reuß, obteniendo estrategias que permiten modelar la interacción entre el torque aplicado y la transmisión de carga en superficies de contacto.

En cuanto a dispositivos de disipación de energía, Li *et al.* (2025) desarrollaron un amortiguador de fricción variable autocentrante (DSVFD) para minimizar los desplazamientos residuales tras eventos sísmicos. Mediante análisis por elementos finitos y pruebas cíclicas, demostraron que la precarga y el ángulo de inclinación de la placa de fricción influyen directamente en la rigidez del sistema. Se observó que un coeficiente de fricción mayor favorece la disipación de energía, aunque a costa de reducir la capacidad de autocentrado. Este hallazgo destaca la necesidad de evaluar la influencia de la fricción en la estabilidad de dispositivos diseñados para disipar energía, como los topes de impacto con aros cónicos deformables.

Los estudios recientes han permitido avances significativos en el análisis y diseño de uniones atornilladas, consolidando el conocimiento sobre la fatiga, la precarga, la disipación de energía y la estabilidad estructural. Se han desarrollado modelos numéricos y experimentales que mejoran la comprensión de la relación entre el torque de apriete y la fuerza axial generada, así como su impacto en el desempeño global de los sistemas mecánicos. Además, investigaciones enfocadas en la caracterización del contacto han demostrado que parámetros como la geometría de la unión, las condiciones de fricción y la deformación de los materiales influyen en la transmisión de carga y en la estabilidad de la unión. Sin embargo, persisten vacíos en la literatura que limitan la caracterización integral de ciertos dispositivos, particularmente aquellos que integran elementos deformables en sus sistemas de fijación. En la Tabla 1.2, se presentan estudios clave que han contribuido al desarrollo de modelos teóricos y experimentales, destacando sus principales alcances y limitaciones en relación con la interacción entre el torque aplicado y la precarga efectiva en sistemas mecánicos y que han servido para determinar distintas formas de interacción entre elementos deformables y sus distintas condiciones como ser sometidos compresiones, torques y tensiones.

El análisis estático de estos sistemas resulta esencial para establecer parámetros fundamentales que permitan mejorar la precisión en la distribución de esfuerzos y en la estabilidad de la unión. Sin embargo, aunque se han propuesto modelos teóricos y estrategias de apriete, la integración de estos enfoques con validaciones experimentales y simulaciones numéricas sigue siendo limitada. La falta de estudios que aborden estos sistemas desde una

perspectiva combinada impide el desarrollo de metodologías robustas para optimizar la transferencia de carga en dispositivos de disipación de energía.

En este contexto, el presente trabajo busca llenar estas lagunas mediante el análisis numérico de la precarga en un prototipo de tope de impacto con aros cónicos deformables. A través de un enfoque basado en elementos finitos y utilizado software especializado para una metodología numéricas en simulaciones dinámicas multicuerpo, se establecerán los parámetros clave que definen la interacción entre el torque de apriete y la distribución de esfuerzos en las superficies de contacto. Asimismo, se integrarán resultados experimentales de precarga en el prototipo de tope de impacto, medidos por Espinosa (2015) y que permitirán validar los modelos teóricos y ajustar estrategias de apriete para garantizar una transmisión de carga eficiente. Con ello, se propone un análisis mediante modelado numérico y simulación que contribuye a mejorar nuevos parámetros de diseño de estos dispositivos, sino que también sienta las bases para futuras investigaciones sobre la optimización de uniones híbridas en aplicaciones de disipación de energía.

Tabla 1.2. Resumen de estudios relevantes sobre el análisis de uniones atornilladas y sistemas de disipación de energía.

Autor	Enfoque del Estudio	Parámetros Analizados	Modelo Utilizado	Principales Hallazgos	Relevancia para el Presente Estudio
Nassar & Yang (2006)	Teórico	Torque, tensión, fricción en roscas	Modelo tridimensional	Modelo matemático para relacionar torque y tensión en sujetadores roscados	Fundamenta la ecuación de torque-fuerza axial
Marshall <i>et al.</i> (2006)	Experimental	Distribución de presión en uniones	Método ultrasónico	Evaluación no invasiva de la presión de contacto	Aplicable a la evaluación de esfuerzos en la unión del tope de impacto
Szwedowicz & Bedolla (2007)	Numérico	Fricción en interfaces de aros cónicos	Método de elementos finitos	Incorporar elasticidad mejora la precisión de los modelos	Justifica el análisis de la deformación de los aros cónicos
Hu & Vollertsen (2008)	Experimental y numérico	Fricción en procesos de embutido	Simulaciones FEM y ensayos	El coeficiente de fricción varía con la presión de contacto	Relaciona el comportamiento de fricción con la fuerza de apriete
Bedolla <i>et al.</i> (2001)	Experimental	Disipación de energía en topes de impacto	Simulación numérica y pruebas experimentales	La relación entre fuerza de impacto y área de contacto es clave	Justifica el análisis de la relación entre torque y contacto en este estudio
Li <i>et al.</i> (2023)	Numérico	Rigidez de contacto, materiales de recubrimiento	Teoría de Hertz y elementos finitos	La rugosidad y el recubrimiento afectan la transmisión de esfuerzos	Relaciona materiales con la disipación de carga axial
Wang <i>et al.</i> (2022)	Numérico y experimental	Precarga y su efecto en uniones atornilladas	Modelos de convergencia	Ajuste de precarga mejora la estabilidad de la unión	Soporta el análisis de estrategias de apriete
Chang <i>et al.</i> (2023)	Experimental y numérico	Superficies de contacto en estructuras mecánicas	Modelos de contacto fractal	Relación entre deformación y transmisión de carga	Justifica el uso de modelos para evaluar deformación en este trabajo

1.4. Planteamiento del problema

Los métodos tradicionales para el cálculo de fuerzas axiales en función del torque de apriete presentan limitaciones importantes cuando se aplican a sistemas complejos como el prototipo de tope de impacto desarrollado en el CENIDET. Aunque estudios previos han obtenido buenos resultados utilizando estos métodos para sistemas más simples, el prototipo actual incorpora componentes mecánicos con comportamientos no lineales y dependientes de múltiples variables, como los aros elásticos deformables y las características de fricción en las interfaces de contacto. Estas variables adicionales, como la deformación del material y la variabilidad de la fricción durante el apriete, dificultan la precisión de las estimaciones teóricas y la implementación práctica de los métodos tradicionales. La complejidad adicional en la interacción entre los componentes del sistema exige un enfoque más sofisticado para modelar y predecir con precisión el comportamiento del prototipo.

Los resultados experimentales de Espinosa (2015) han evidenciado discrepancias significativas entre los valores teóricos y los obtenidos en pruebas. Para un torque de apriete de 4 Nm, los cálculos predicen una fuerza axial de 4.4 kN, mientras que las mediciones experimentales registran valores de 724 N como se muestra en la Tabla 1.1. Estas diferencias reflejan la influencia de factores no considerados en los modelos tradicionales, como la deformación de los aros elásticos, que disipan energía a través de fricción. Además, las formas geométricas y propiedades elásticas de los aros, el tipo de contacto y el coeficiente de fricción afectan significativamente el comportamiento global del dispositivo.

Estas discrepancias destacan la necesidad de desarrollar una metodología que identifique y cuantifique los parámetros clave que afectan la fuerza axial generada, tales como las propiedades del material, la rugosidad superficial y la interacción entre componentes. La investigación tiene como objetivo establecer un marco metodológico de análisis numéricos para calcular una relación de torque y fuerza axial en este tipo de dispositivos. Los resultados permitirán optimizar el diseño del prototipo bajo condiciones y parámetros establecidos en estudios anteriores con operación realistas, además de aportar herramientas para futuros desarrollos en sistemas de amortiguamiento basados en aros elásticos deformables.

1.5. Hipótesis

Con base en ecuaciones de momento de distintas interacciones mecánicas, se determina que, en un prototipo de tope de impacto diseñado para absorber energía a través de aros cónicos deformables, la interacción mecánica entre las distintas zonas de contacto como los aros cónicos, la carcasa y el vástago influye significativamente en la relación entre el torque aplicado al tornillo de apriete y la fuerza axial efectiva generada, afectando la precisión de la relación de precarga en el prototipo.

1.6. Novedad del trabajo de tesis

Este estudio se centra en el análisis de sistemas híbridos de disipación de energía, los cuales combinan diferentes mecanismos de absorción y disipación de energía para mejorar la eficiencia y el rendimiento en aplicaciones mecánicas. En particular, se investiga el comportamiento de aros elásticos deformables utilizados en un prototipo de tope de impacto. Estos sistemas híbridos integran tanto componentes elásticos como los son los aros cónicos y componentes mecánicos, lo que permite una disipación de energía más efectiva al combinar la elasticidad de los aros con la fricción generada durante su deformación. A través de una metodología que combina análisis numéricos y simulación, se examina la relación entre el torque de apriete y la fuerza axial generada, tomando en cuenta factores como la fricción, geometría de los elementos y propiedades de los materiales. El trabajo establece una base sólida para perfeccionar las estrategias de diseño y apriete, superando las limitaciones presentes en métodos convencionales y definiendo parámetros clave que mejoren significativamente el desempeño del sistema.

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo general

Analizar numéricamente la precarga de un prototipo de tope de impacto en función del torque de apriete, con el fin de determinar una óptima precarga en pruebas de impacto,

puesto que la relación entre torque y fuerza axial medida experimentalmente denotan que los aros cónicos no garantizan un contacto requerido utilizando la relación de la Tabla. 1.1.

1.7.2. Objetivos específicos

- Determinar los componentes que pueden generar una interferencia en la relación de torque y fuerza axial en la precarga del prototipo de tope de impacto
- Analizar numéricamente la relación entre el torque y la fuerza de apriete en un prototipo de tope de impacto con elementos elásticos deformables.
- Analizar numéricamente la precarga en un prototipo de tope de impacto en función del torque de apriete.
- Determinar el modelo teórico representativo de la correlación entre el torque de apriete y la fuerza de apriete axial en un tope de impacto.

1.8. Alcance y limitaciones

El estudio se enfocó en el análisis estático de un prototipo de tope de impacto, con un par de aros elásticos deformables como elementos disipadores de energía. La relación entre el torque de apriete y la precarga generada fue evaluada para identificar parámetros esenciales en el diseño y mejora del sistema. La investigación se limitó a condiciones estáticas de precarga, excluyendo el análisis dinámico del impacto, lo que permitió abordar únicamente escenarios controlados sin incluir el comportamiento del prototipo bajo condiciones reales de operación. Este enfoque priorizó la comprensión inicial de los parámetros fundamentales del sistema.

CAPÍTULO II.

MARCO TEÓRICO

En este capítulo se describen los principios y elementos que conforman el prototipo de tope de impacto desarrollado en CENIDET. Se presentan los fundamentos de elasticidad para comprender la respuesta de los materiales ante esfuerzos, así como los efectos del impacto y la fricción en la disipación de energía. También se analizan las fuerzas axiales en pernos y las uniones con aros cónicos deformables, componentes clave en la transmisión de cargas y en la estabilidad del sistema. Estos aspectos permiten entender el comportamiento del prototipo bajo condiciones estáticas, así como el desempeño en aplicaciones de amortiguación.

2.Marco teórico

El análisis de dispositivos de absorción de impacto requiere comprender los principios físicos que influyen en su funcionamiento. La elasticidad y la plasticidad determinan la respuesta de los materiales ante esfuerzos aplicados, mientras que el impacto y la fricción afectan la disipación de energía y la estabilidad de los elementos en contacto. Las fuerzas axiales en pernos y las uniones con aros cónicos deformables permiten la transmisión de cargas y contribuyen a la resistencia estructural del sistema.

El prototipo de tope de impacto desarrollado en CENIDET emplea un mecanismo de disipación de energía basado en fricción y deformación controlada. Los aros elásticos deformables regulan la interacción entre los componentes y mejoran la absorción de impacto. Su diseño permite distribuir las cargas de forma equilibrada y garantizar un desempeño óptimo bajo condiciones dinámicas.

Los conceptos abordados establecen las bases para evaluar el comportamiento del prototipo en aplicaciones donde la resistencia y la absorción de energía resultan fundamentales.

2.1. Conceptos teóricos

El análisis de un tope de impacto implica comprender cómo la elasticidad, impacto y fricción afectan la disipación de energía y la interacción entre componentes. Las fuerzas axiales en pernos y las uniones con aros cónicos deformables resultan clave en la transmisión de cargas y en la estabilidad del sistema.

2.1.1. Elasticidad y plasticidad

La Figura 2.1 representa la relación esfuerzo-deformación de un material y muestra su comportamiento ante la aplicación y liberación de una carga. En la gráfica (a), cuando el esfuerzo aplicado no supera el límite elástico σ_{EL} , el material se deforma de manera

reversible. Esto significa que, al retirar la carga, recupera su forma original y sigue la misma trayectoria. En la gráfica (b), si el esfuerzo excede este límite, el material sufre una deformación plástica, lo que genera una alteración permanente en su estructura. En este caso, al reducir la carga, la trayectoria de descarga no coincide con la de carga, lo que deja una deformación residual en el punto E (Roy & Craig, 2002).

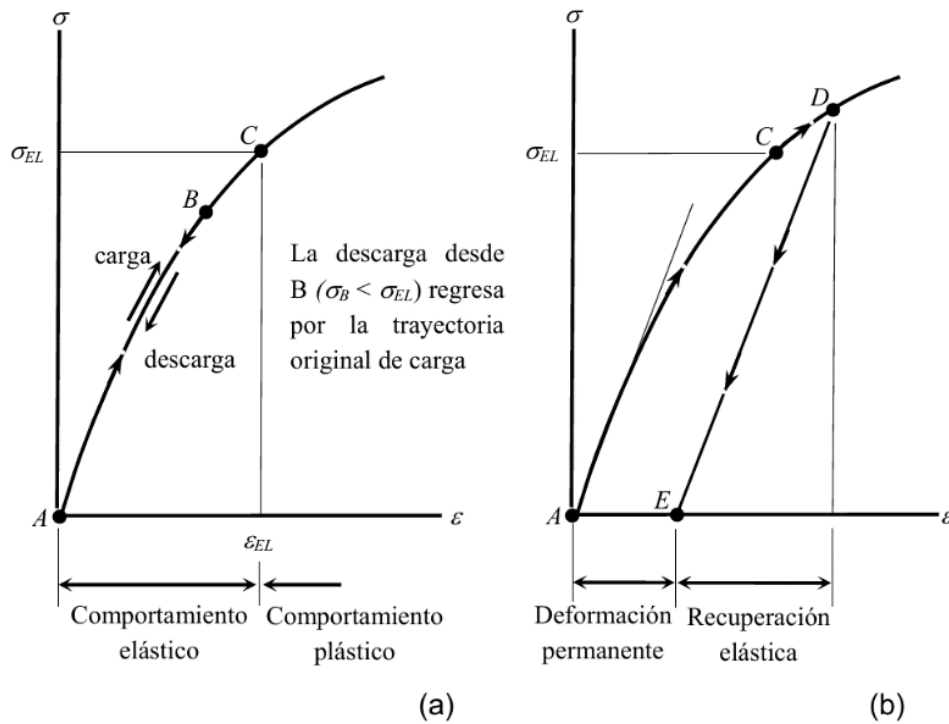


Figura 2.1. Relación esfuerzo-deformación de un material. (a) Comportamiento elástico: la trayectoria de descarga coincide con la de carga cuando el esfuerzo se mantiene por debajo del límite elástico. (b) Comportamiento plástico: la trayectoria de descarga se desvía al superar el límite elástico, lo que deja una deformación permanente en el material (Roy & Craig, 2002).

La respuesta de los materiales ante cargas aplicadas influye directamente en el desempeño de sistemas diseñados para disipar energía. En el prototipo de tope de impacto desarrollado en CENIDET, los aros cónicos deformables dependen de sus propiedades elásticas y plásticas para absorber la energía de impacto. La capacidad de recuperación de estos elementos está determinada por sus límites elásticos. La exposición a cargas repetitivas que superan estos valores reduce la capacidad de amortiguación y compromete el desempeño del sistema (Pytel *et al.*, 2016).

2.1.2. Impacto

El impacto es un fenómeno mecánico que ocurre cuando dos cuerpos colisionan en un tiempo muy corto, generando fuerzas de gran magnitud en la zona de contacto. La respuesta de los materiales ante este tipo de eventos depende de factores como la velocidad relativa de los cuerpos, la dureza de los materiales y su capacidad de absorber o disipar energía. Según la forma en que los materiales reaccionan tras la colisión, el impacto se clasifica en rígido, elástico o plástico, cada uno con efectos distintos sobre la transferencia de energía y la deformación de los cuerpos involucrados (Pytel *et al.*, 2016).

El impacto puede manifestarse de diferentes maneras según la naturaleza de los cuerpos en colisión y su capacidad para deformarse o disipar energía. En el impacto rígido, las deformaciones son mínimas o despreciables, por lo que el análisis se centra en la velocidad relativa de los cuerpos y en la conservación del momento lineal. La geometría y las propiedades de la superficie de contacto influyen en la respuesta del sistema, determinando la forma en que la energía se distribuye tras la colisión (Pytel *et al.*, 2016).

Cuando los cuerpos poseen propiedades elásticas, la energía cinética del impacto se transforma temporalmente en energía de deformación, permitiendo que los materiales recuperen su forma original tras la colisión. Este tipo de impacto atraviesa dos fases: una primera etapa en la que los cuerpos se comprimen debido a la fuerza aplicada y una segunda en la que la energía almacenada se libera, restituyendo la forma inicial de los materiales. Aunque la deformación es reversible, parte de la energía se pierde en forma de calor o sonido, reduciendo la cantidad de energía cinética disponible tras el impacto (Pytel *et al.*, 2016).

En el impacto plástico, la energía de la colisión se disipa mediante deformaciones permanentes en los materiales. Al superar el límite de elasticidad, los enlaces internos se reorganizan de manera irreversible, generando cambios en la microestructura del material. Como resultado, los cuerpos no recuperan su forma original tras el impacto, lo que puede afectar su capacidad de resistencia y modificar su comportamiento mecánico en eventos posteriores (Pytel *et al.*, 2016).

2.1.3. Fricción

La fricción es la resistencia que se opone al movimiento relativo entre dos superficies en contacto. Este fenómeno se debe a las irregularidades microscópicas de los materiales, que generan interacciones cuando los cuerpos intentan deslizarse uno sobre otro. La fuerza de fricción siempre actúa en sentido contrario al movimiento o a la fuerza que intenta generarlo (Cortés, 2014).

Los primeros estudios sobre la fricción fueron realizados por Leonardo da Vinci en 1493. A partir de sus observaciones, estableció que la fricción es proporcional a la carga normal ejercida entre las superficies y que no depende del área de contacto. Además, introdujo el coeficiente de fricción como un parámetro clave para cuantificar esta resistencia. Posteriormente, en 1699, Guillaume Amontons formuló dos leyes fundamentales de la fricción. La primera indica que la fuerza de fricción es directamente proporcional a la carga normal e independiente del área de contacto. La segunda establece que la fricción cinética, presente cuando los cuerpos están en movimiento, no varía con la velocidad de deslizamiento (Dowson, 1977).

Matemáticamente, el coeficiente de fricción μ se expresa en (2.1), donde Q_{MAX} representa la fuerza tangencial máxima antes del movimiento, F es la fuerza externa aplicada, P la fuerza de contacto y F_s es la fuerza intermolecular o adhesión.

$$\mu = \frac{Q_{MAX}}{F} = \frac{Q_{MAX}}{P - F_s} \quad (2.1)$$

La fricción entre sólidos se manifiesta de distintas formas según las condiciones de contacto y la interacción entre las superficies. En términos generales, se identifican tres tipos principales de fricción: estática, deslizante o cinética, y de rodamiento.

La fricción estática se presenta cuando la resistencia entre dos superficies en contacto es lo suficientemente alta como para impedir el movimiento relativo. En esta condición, la fuerza de fricción excede la magnitud de la fuerza normal aplicada, lo que evita el desplazamiento del cuerpo. Sin embargo, al aumentar la fuerza aplicada hasta superar la resistencia generada por la fricción estática, el cuerpo comienza a moverse, dando lugar a la fricción deslizante o cinética. En este caso, la fricción es menor que la fuerza normal que

impulsa el movimiento, permitiendo el desplazamiento. Por otro lado, cuando una superficie rueda sobre otra sin que ocurra deslizamiento en la zona de contacto, se produce fricción de rodamiento. Este tipo de fricción se debe a pequeñas deformaciones en los materiales en el área de contacto, como ocurre en la interacción entre la rueda de un tren y el riel (Wilson, 2002).

2.1.4. Coeficiente de fricción

El coeficiente de fricción es un parámetro adimensional que cuantifica la resistencia al deslizamiento entre dos superficies en contacto. Su valor depende de las propiedades de los materiales involucrados y de la fuerza normal que actúa entre ellos. En términos generales, se distingue entre el coeficiente de fricción estático, que representa la resistencia antes de que ocurra el movimiento, y el coeficiente de fricción cinético, que describe la resistencia una vez iniciado el desplazamiento. Este coeficiente se determina experimentalmente y varía según la rugosidad, la composición de los materiales y las condiciones del entorno, como la presencia de lubricantes o contaminantes (Wilson, 2002).

2.1.5. Fuerza axial en pernos

La Figura 2.2 muestra los principales parámetros geométricos de una rosca, los cuales influyen directamente en la resistencia y estabilidad de las uniones atornilladas. De acuerdo con Shigley, la carga axial en los pernos se encuentra influenciada por tres factores principales: la fuerza normal, la fuerza de fricción y la suma de las fuerzas unitarias axiales distribuidas a lo largo del área normal de la rosca. Estos elementos determinan la capacidad del tornillo para soportar cargas y mantener la integridad estructural de la unión (Budynas, 2008).

Los tornillos, al girar, convierten el movimiento angular en movimiento lineal, lo que les permite generar una fuerza de sujeción capaz de resistir esfuerzos de tracción y compresión. Este principio resulta esencial en aplicaciones donde la estabilidad de la unión depende de la distribución de carga en la rosca y de la fricción en los contactos mecánicos.

El diseño de un perno y su capacidad para soportar cargas dependen de varios parámetros geométricos que influyen en su desempeño mecánico. Uno de los aspectos fundamentales es el paso, que representa la distancia entre dos hilos consecutivos de la rosca medida a lo largo del eje del tornillo. En los sistemas de rosca métrica, esta distancia se expresa en milímetros, mientras que en sistemas en pulgadas se determina como el recíproco del número de hilos por pulgada (N), lo que permite definir con precisión la configuración del roscado.

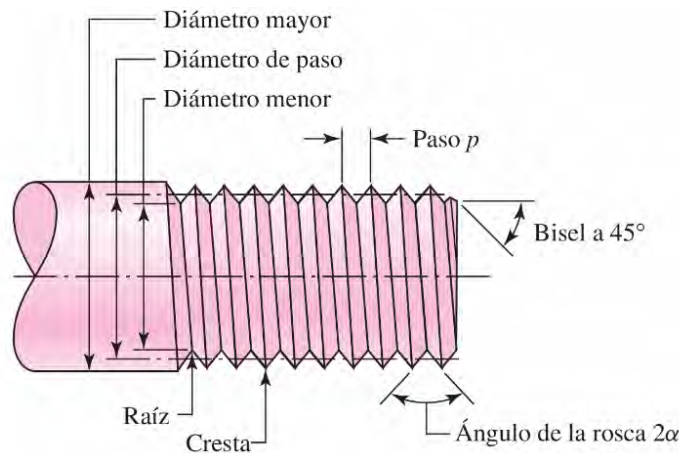


Figura 2.2. Diámetros y secciones de perno para determinar las características de la rosca (Budynas 2008)

Otro factor determinante es el diámetro mayor, el cual corresponde a la parte externa de la rosca, es decir, la cresta de los hilos. Este diámetro establece el tamaño nominal del tornillo y es crucial para su compatibilidad con la tuerca o el elemento donde se instalará. Complementando este parámetro, el diámetro menor se mide en la base de los hilos y define el punto más estrecho de la rosca. Su valor es clave en la resistencia del tornillo, ya que afecta el área efectiva de carga y la capacidad del perno para soportar esfuerzos de tracción y compresión.

El diámetro de paso se sitúa entre el diámetro mayor y el menor, representando el punto donde la tensión en los hilos se distribuye de manera uniforme. Su cálculo es fundamental para determinar la resistencia de la unión, ya que afecta la forma en que las fuerzas se transmiten a lo largo del perno.

Finalmente, el avance describe la distancia que recorre una tuerca en dirección axial cuando el tornillo completa una vuelta completa. En una rosca simple, este valor es idéntico al paso, mientras que, en sistemas de rosca múltiple, el avance equivale al paso multiplicado por el número de entradas, lo que permite lograr desplazamientos más rápidos con el mismo número de giros Budynas (2008)

Las fuerzas que actúan en una unión atornillada no solo afectan la resistencia del perno, sino también el esfuerzo necesario para operar el sistema de rosca. En aplicaciones donde los pernos elevan o soportan cargas, el análisis del par de torsión resulta fundamental para determinar la eficiencia del mecanismo.

Para evaluar el torque requerido en un sistema de rosca cuadrada simple, se considera el desarrollo de la rosca tras una vuelta completa. En este modelo, el borde de la rosca forma la hipotenusa de un triángulo rectángulo, donde la base equivale a la circunferencia del diámetro medio de la rosca (πd_m) y la altura representa el avance de la tuerca. El ángulo formado entre la hipotenusa y la base define el ángulo de avance de la rosca (Budynas, 2008)

La Figura 2.3 presenta el diagrama de fuerzas actuantes al elevar o descender una carga en un perno. En el esquema (a), el tornillo gira en sentido ascendente, lo que requiere aplicar una fuerza axial F para superar la reacción normal N , la resistencia P_R y vencer la fricción fN . En el esquema (b), cuando la carga desciende, la fuerza F se utiliza para vencer la fricción que sigue oponiéndose al movimiento, mientras que la resistencia se representa por P_L . Este análisis permite obtener expresiones para el par de torsión requerido en ambos casos, lo que resulta esencial para diseñar sistemas de fijación optimizados y mejorar el rendimiento de uniones atornilladas sometidas a cargas dinámicas (Budynas, 2008).

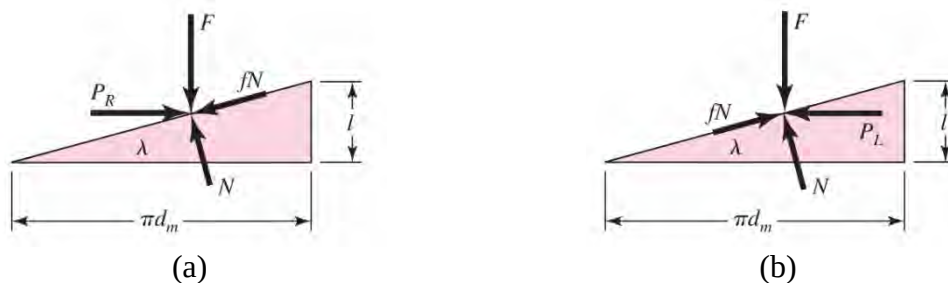


Figura 2.3. Diagrama de fuerzas que actúan en roscado de un perno al bajar o subir la carga (Budynas, 2008)

A partir de los diagramas de la Figura 2.3, el equilibrio de fuerzas en los ejes vertical y horizontal permite determinar la ecuación que describe el torque necesario para elevar la carga. En el eje horizontal, la sumatoria de fuerzas se expresa a través de (2.2):

$$\sum F_X = P_R - N\sin(\lambda) - fN\cos(\lambda) = 0 \quad (2.2)$$

De manera similar, en el eje vertical, la interacción entre la reacción normal y la resistencia de la carga se expresa mediante (2.3).

$$\sum F_Y = F + fN\sin(\lambda) - N\cos(\lambda) = 0 \quad (2.3)$$

Donde la fuerza normal N se obtiene a través de (2.4)

$$N = \frac{-F}{-f\sin(\lambda) + \cos(\lambda)} \quad (2.4)$$

Y el valor de λ se determina a partir de (2.5).

$$\lambda = \frac{l}{\pi d_m} \quad (2.5)$$

Una vez despejada la ecuación de equilibrio, se obtiene la expresión que describe el par de torsión necesario para elevar la carga en un sistema de rosca cuadrada, a partir de la Ecuación. 2.2 que describe el torque necesario para elevar la carga, sustituyendo las equivalencias de la fuerza normal y el ángulo de avance. Esta ecuación considera la interacción entre la fuerza aplicada, el diámetro medio de la rosca y el efecto de la fricción en la superficie de contacto. La relación final se expresa en (2.6); esta ecuación resulta de la sustitución de las equivalencias de λ y de la fuerza normal N , si se observa que el par de torsión es el producto de la fuerza P_R y el radio medio $dm/2$, para elevar la carga se puede escribir (Budynas, 2008):

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi d_m}{\pi d_m - fl} \right) \quad (2.6)$$

A diferencia de las roscas cuadradas, donde las crestas se encuentran completamente horizontales, existen otros tipos de roscas que presentan un ángulo de inclinación. Esta geometría provoca que la carga normal en la rosca no actúe perpendicularmente a la superficie, sino con una inclinación hacia el eje, determinada por el ángulo de la rosca y el ángulo de avance (Budynas, 2008).

El efecto del ángulo de la rosca es fundamental, ya que genera una acción de cuña que incrementa la fuerza de fricción en la unión atornillada. Debido a esta inclinación, los términos asociados a la fricción en la ecuación de equilibrio deben ajustarse, dividiéndose entre el coseno del ángulo de la rosca para considerar correctamente su influencia (Budynas, 2008)

De esta manera, la expresión que describe el torque necesario para elevar la carga en este tipo de pernos se presenta en (2.7) y para la fuerza como (2.8)

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m \sec(\alpha)}{\pi d_m - f l \sec(\alpha)} \right) \quad (2.7)$$

$$F = \frac{2T (\pi d_m - f l \sec \alpha)}{d_m (l + \pi f d_m \sec \alpha)} \quad (2.8)$$

Donde α representa el ángulo de hélice y P el paso de rosca como se denota en la Figura. 2.2 y se determina a partir de (2.9):

$$\alpha = \frac{P}{\pi d_m} \quad (2.9)$$

2.1.6. Uniones con aros cónicos deformables

Los aros cónicos deformables son dispositivos diseñados para la transmisión de potencia, ofreciendo una solución versátil y adaptable a diversas aplicaciones. Su funcionamiento se basa en la variación de parámetros como el número de elementos de bloqueo, el tamaño y la cantidad de tornillos de sujeción, lo que permite ajustar la conexión en función de las condiciones operativas. La capacidad de adaptación a diferentes presiones superficiales, materiales y dimensiones del eje y el cubo los hace una alternativa óptima para sistemas mecánicos que requieren alta precisión y confiabilidad (Ringfeder Data Sheet, 2025).

Una de sus principales ventajas es la facilidad de desmontaje. Al liberar los tornillos de sujeción, los elementos de bloqueo se aflojan, permitiendo la separación del eje y el cubo sin generar esfuerzos adicionales. Este diseño minimiza el desgaste y elimina la necesidad de mantenimiento, garantizando una vida útil prácticamente ilimitada cuando se emplean

dentro de los parámetros adecuados (Jiménez Rodríguez, 2008). Además, su capacidad para transmitir grandes cargas se ve mejorada con la incorporación de múltiples elementos de bloqueo en serie, lo que incrementa tanto el par transmisible como las fuerzas axiales (Mott, 2004).

Los aros cónicos ofrecen un alto nivel de confiabilidad, ya que funcionan de manera óptima bajo cargas estáticas, pulsantes, dinámicas o intermitentes. Su fabricación permite diseñar ejes y cubos sin necesidad de chaveteros, facilitando el montaje y admitiendo tolerancias más amplias. Asimismo, su ajuste es sencillo, ya que no requieren una conexión positiva, lo que posibilita su instalación en distintas posiciones siguiendo un procedimiento básico de montaje y desmontaje.

El principio de funcionamiento de estos dispositivos se basa en un ajuste de interferencia generado por la unión de dos anillos cónicos. En este mecanismo, el anillo exterior se expande y ejerce presión sobre la superficie del componente que se sujeta, mientras que el anillo interior aplica presión sobre el eje. En aplicaciones donde se utiliza un anillo de acero firmemente comprimido alrededor de un eje liso, el par torsional se transmite de manera efectiva entre el cubo del sistema de transmisión de potencia y el eje, sin necesidad de elementos de acoplamiento adicionales.

Como se muestra en la Figura 2.4, estos aros poseen un diseño cónico que permite su acoplamiento mediante la inserción de un componente dentro del otro. Durante la instalación, se genera una pequeña holgura entre el diámetro interior del dispositivo fijador y el eje, lo que facilita el posicionamiento y el montaje del cubo, asegurando una alineación precisa sin necesidad de ajustes adicionales (Jiménez Rodríguez, 2008).

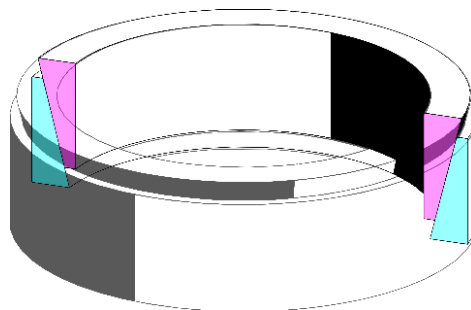


Figura 2.4. Acoplamiento de un par de aros cónicos deformables para la transmisión de potencia.

Una vez que el cubo se encuentra en la posición deseada, el proceso de fijación comienza con el ajuste gradual de los tornillos hasta alcanzar un par torsional específico. Este primer apriete elimina las holguras iniciales, asegurando un contacto uniforme entre los elementos y evitando desplazamientos indeseados. A medida que los tornillos se ajustan con mayor precisión, la presión entre el eje y el cubo aumenta progresivamente, lo que mejora la estabilidad de la unión y optimiza la transmisión de carga.

El mecanismo de fijación basado en aros cónicos deformables permite una distribución homogénea de la carga sobre la superficie de contacto, reduciendo la posibilidad de fallas por deslizamiento. Este principio, representado en la Figura 2.5, muestra cómo el acoplamiento de los aros cónicos se integra en una unión atornillada, logrando una conexión óptima sin necesidad de chavetas u otros elementos de fijación mecánica.

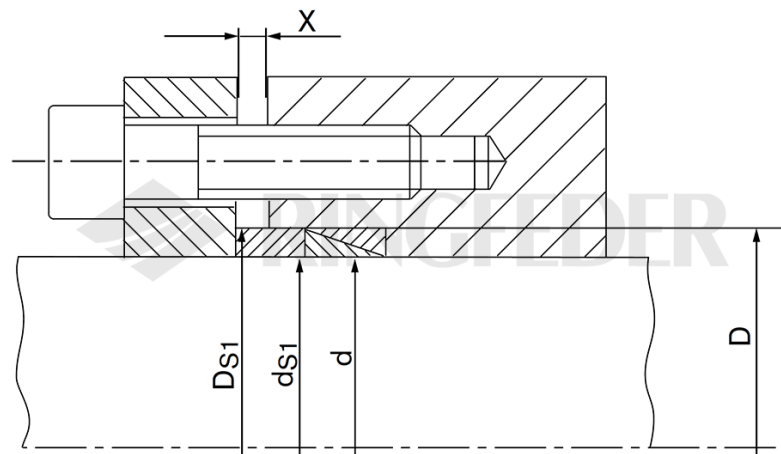


Figura 2.5. Esquema del acoplamiento de aros cónicos deformables en una unión atornillada, mostrando la distribución de cargas y la interacción entre el eje, el cubo y los elementos de fijación, en donde D_{s1} y D representan diámetros exteriores de los aros y espaciador, d_{s1} y d representan diámetros interiores (Ringfeder Data Sheet, 2025).

Cuando los tornillos alcanzan el par de apriete recomendado, la fuerza de sujeción generada asegura una transmisión óptima del par torsional entre el eje y el cubo. La combinación de la presión de contacto y la fricción en la interfaz del acoplamiento permite que la unión resista cargas elevadas sin comprometer la integridad estructural del sistema. Este diseño no solo proporciona una conexión robusta y segura, sino que también minimiza el desgaste y la pérdida de energía durante la operación (Jiménez Rodríguez, 2008).

El uso de aros cónicos deformables en uniones atornilladas no solo optimiza la transmisión de potencia, sino que también presenta una ventaja significativa al evitar modificaciones en la sección transversal de los componentes. En lugar de alterar el eje o el cubo, estos aros absorben la deformación necesaria para garantizar una conexión firme y estable.

La relevancia de este tipo de uniones radica en su aplicación dentro del dispositivo de tope de impacto analizado en este estudio. En este sistema, los aros elásticos deformables desempeñan un papel clave en la disipación de energía, ya que, al entrar en contacto con la carcasa y experimentar un deslizamiento controlado, generan fuerzas de fricción que contribuyen a la absorción del impacto (Jiménez, 2008).

2.1.7. Uniones cónicas deformables

La función de los aros cónicos deformables en las uniones atornilladas no solo radica en la transmisión del torque, sino también en la distribución uniforme de las cargas, asegurando una fijación estable entre los elementos acoplados. Durante el proceso de apriete, los aros se deslizan sobre sus superficies cónicas y experimentan una deformación elástica controlada: el aro externo se expande mientras que el interno se comprime, generando una sujeción firme entre la flecha y el cubo.

Este mecanismo de ajuste por interferencia permite equilibrar la presión aplicada sobre el aro externo con las componentes axiales de las fuerzas de presión a lo largo de la superficie cónica. En los puntos de contacto, la fuerza de apriete genera dos tipos de fuerzas: la fuerza normal, que resulta de la suma de las componentes radiales sobre la superficie cónica, y las fuerzas de fricción, que actúan tangencialmente en la interfaz de contacto, favoreciendo la transmisión efectiva del torque (Cortés, 2014).

La Figura 2.6 ilustra la distribución de la fuerza normal y axial en las paredes de los aros cónicos deformables, resaltando cómo estas interacciones mecánicas contribuyen a una fijación estable y confiable dentro de la unión atornillada.

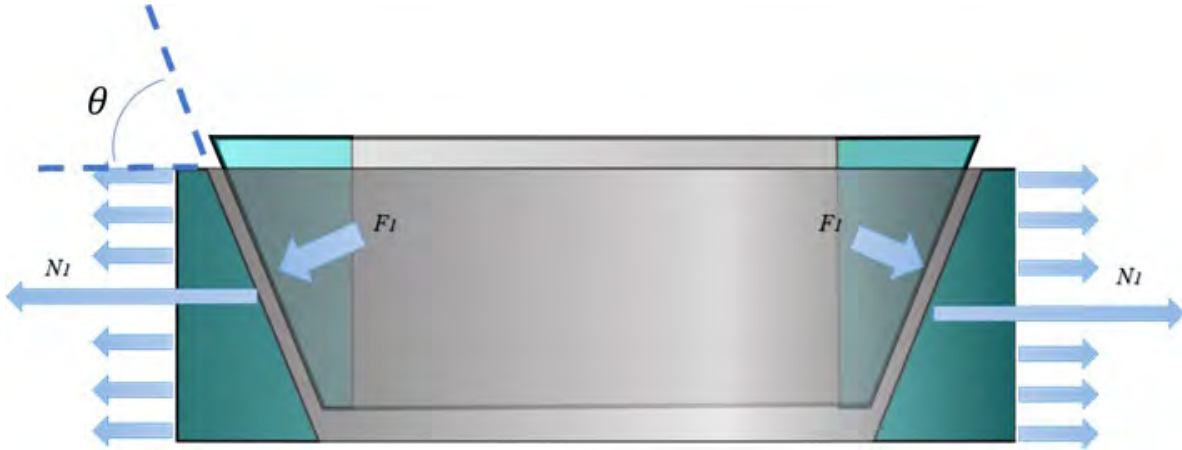


Figura 2.6. Distribución de la fuerza normal y axial en aros cónicos deformables.

La interacción entre los aros cónicos deformables y las superficies de contacto genera una distribución de fuerzas que influye en la transmisión del torque y la estabilidad de la unión. Durante el proceso de apriete, la fuerza aplicada sobre los aros no se transmite de manera uniforme debido a la geometría cónica, lo que provoca una descomposición en diferentes componentes.

Cuando se ejerce una fuerza de apriete (F_1), esta se distribuye sobre la superficie de contacto del aro cónico. Sin embargo, debido a la inclinación de la superficie, la carga aplicada no actúa completamente en la dirección axial, sino que se descompone en una fuerza normal (N_1), perpendicular a la superficie de contacto, y en una componente paralela que influye en la transmisión del torque. La magnitud de la fuerza normal no es equivalente a la fuerza de apriete aplicada, sino que depende de la inclinación del sistema.

La relación entre estas fuerzas se expresa matemáticamente mediante (2.10):

$$N_1 = \frac{F_1}{\tan \theta} \quad (2.10)$$

La fuerza normal (N_1) actúa en la superficie interna de la carcasa, asegurando la sujeción del sistema. La fuerza de apriete (F_1) es la carga aplicada sobre los aros para generar la presión necesaria en la unión, facilitando la transmisión del torque. El ángulo de conicidad (θ) determina la inclinación de la superficie de contacto, afectando la relación entre la fuerza de apriete y la fuerza normal, influyendo en la estabilidad y eficiencia del acoplamiento.

Esta ecuación muestra que la fuerza normal es inversamente proporcional a la tangente del ángulo de conicidad. A medida que el ángulo de conicidad aumenta, la fuerza normal en la interfaz de contacto disminuye, lo que puede reducir la capacidad de transmisión del torque y comprometer la estabilidad de la unión. Por el contrario, si el ángulo es demasiado pequeño, la fuerza normal aumenta significativamente, lo que podría generar una presión excesiva y aumentar el riesgo de deformación o falla en los componentes.

Por lo tanto, la selección del ángulo de conicidad es un factor clave en el diseño de los aros cónicos deformables, ya que permite optimizar la relación entre la fuerza de apriete aplicada y la capacidad de sujeción del sistema.

Las fuerzas de fricción (T_1) que se generan en la superficie exterior del aro externo y en la superficie interior del aro interno permiten la transferencia de carga entre los componentes y contribuyen a la sujeción del sistema. Estas fuerzas surgen debido a la presión ejercida por la fuerza de apriete y a la interacción entre las superficies de contacto.

Debido a la geometría cónica de los aros, la fricción en estas superficies no solo depende de la fuerza aplicada, sino también del coeficiente de fricción entre los materiales y del ángulo de conicidad. La relación que describe este fenómeno se expresa en (2.11):

$$T_1 = \frac{F_1 \mu}{\tan \theta} \quad (2.11)$$

La fuerza de fricción (T_1) es la resistencia que se genera en las superficies de contacto entre el aro externo y el interno, impidiendo el deslizamiento relativo entre los componentes de la unión. Su magnitud depende de la fuerza de apriete (F_1), que es la carga aplicada sobre los aros para generar la presión necesaria en la unión, permitiendo su deformación controlada y asegurando el ajuste adecuado entre el eje y el cubo. Esta fuerza de fricción también está influenciada por el coeficiente de fricción (μ), que determina la resistencia al movimiento entre las superficies en contacto y varía según los materiales y su rugosidad. Además, el ángulo de conicidad (θ) define la inclinación de la superficie cónica y afecta la distribución de fuerzas dentro del sistema, donde un ángulo menor incrementa la fuerza de fricción y mejora la sujeción, mientras que un ángulo mayor facilita el montaje y desmontaje de la unión.

Cuando el acoplamiento involucra más de un par de aros cónicos consecutivos, las fuerzas de rozamiento y las fuerzas normales disminuyen progresivamente de un par de aros al siguiente. Esta reducción ocurre debido a la transmisión de carga a lo largo de las superficies de contacto, donde cada par de aros absorbe parte de la presión ejercida en la unión. Las variables que influyen en este comportamiento dependen directamente del coeficiente de fricción (μ) y del ángulo de conicidad (θ), ya que ambos factores afectan la distribución de esfuerzos dentro del sistema.

Tomando en cuenta este principio, la fuerza en el segundo par de aros puede determinarse mediante (2.12) (Cortes, 2014):

$$F_2 = F_1 - 2T_1 = F_1 \left(1 - \frac{2\mu}{\tan \theta} \right) \quad (2.12)$$

Esta expresión muestra que la fuerza transmitida en cada nivel del acoplamiento se ve reducida en función de la fricción generada entre los aros. A medida que aumenta el número de pares consecutivos, la carga efectiva aplicada a cada aro disminuye, lo que puede influir en la estabilidad y eficiencia de la unión.

A medida que la carga se transfiere a través de múltiples pares de aros cónicos consecutivos, las fuerzas de fricción generadas en cada nivel del acoplamiento también disminuyen. Esta reducción es consecuencia de la menor fuerza normal aplicada sobre cada aro sucesivo, lo que afecta la resistencia al deslizamiento en la interfaz de contacto.

La fuerza de fricción en el segundo par de aros se expresa mediante (2.13) (Cortés, 2014):

$$T_2 = \frac{F_2 \mu}{\tan \theta} = \frac{F_1 \mu}{\tan \theta} \left(1 - \frac{2\mu}{\tan \theta} \right) \quad (2.13)$$

Esta relación muestra que el coeficiente de fricción en cada nivel del acoplamiento depende directamente de la fuerza transmitida desde el aro anterior, así como del coeficiente de fricción y el ángulo de conicidad. A medida que se añaden más pares de aros, la fricción se reduce progresivamente, lo que puede influir en la capacidad del sistema para garantizar una sujeción adecuada y transmitir torque de manera uniforme.

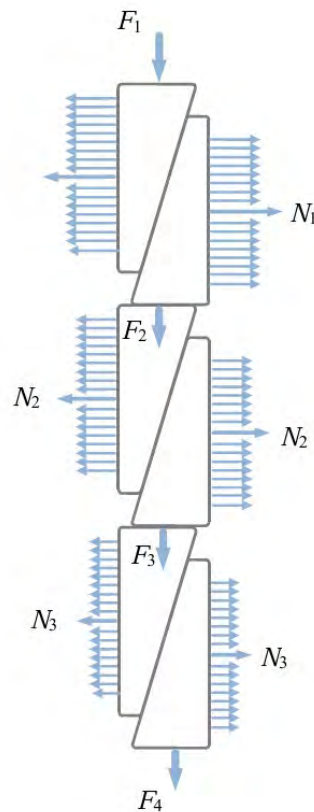


Figura 2.7. Distribución de fuerzas en sistema de ensamble de aros cónicos (Cortés, 2014).

2.1.8. Tope de impacto

La fricción generada en uniones atornilladas con aros cónicos deformables desempeña un papel clave en la transmisión de fuerzas y en la estabilidad estructural. Sin embargo, cuando estas uniones están sometidas a cargas dinámicas o vibraciones mecánicas, la fricción por sí sola no es suficiente para evitar el aflojamiento o la fatiga de los materiales.

Desde los inicios de la era industrial, las vibraciones mecánicas han representado un desafío significativo en el diseño de sistemas estructurales y mecánicos. Sus efectos adversos incluyen el desgaste prematuro de componentes metálicos, el aflojamiento de uniones atornilladas y soldadas, así como fallas por fatiga en estructuras sometidas a cargas cíclicas. Para contrarrestar estos problemas, se han desarrollado diversas soluciones enfocadas en la disipación de energía no deseada mediante amortiguadores o absorbedores de energía mecánica.

El diseño de estos dispositivos permite transformar la energía mecánica de las vibraciones en calor o utilizar materiales con propiedades elásticas para disipar la energía acumulada en el sistema. Entre los amortiguadores más comunes se encuentran los viscosos, viscoelásticos, histéricos y estructurales, cada uno con un mecanismo de disipación diferente.

Cuando las fuerzas involucradas en un sistema alcanzan valores elevados, como en el caso de una colisión, es necesario emplear topes de impacto, los cuales actúan como disipadores de energía mecánica. En el mercado existen diversos diseños de absorbedores de choque, capaces de detener el movimiento de manera rápida y segura (Estrada, 2009).

El amortiguamiento en un tope de impacto es esencial para reducir la energía cinética durante una colisión, minimizando el daño a estructuras y componentes. Este proceso se lleva a cabo a través de la absorción y disipación de energía mediante deformaciones controladas, fricción entre elementos o deformación de materiales con alta capacidad de absorción. Gracias a estos mecanismos, la carga no se detiene de manera abrupta, sino que se reduce progresivamente, permitiendo una colisión más controlada.

El uso de aros elásticos deformables o sistemas de absorción de energía en topes de impacto no solo protege las partes estructurales, sino que también mejora la seguridad y confiabilidad de los sistemas mecánicos expuestos a impactos [Jiménez Rodríguez, 2008].

2.2. Descripción y funcionamiento del prototipo de tope de impacto

El diseño y funcionamiento del prototipo de tope de impacto permiten analizar su capacidad para disipar energía a través de la fricción generada por el deslizamiento de aros cónicos deformables en contacto con la carcasa. Este mecanismo, basado en amortiguamiento estructural, tiene como objetivo minimizar los efectos de impactos de alta intensidad, asegurando que la energía se disipe de manera controlada (Romero Leyva, 2000).

El prototipo de tope de impacto como se presenta en la Figura 2.8, diseñado por Romero, consta de tres componentes esenciales: el elemento móvil, la carcasa y los aros cónicos deformables, con el apoyo de resortes para restituir su posición inicial tras cada

impacto. El elemento móvil recibe directamente la carga de impacto y la disipa mediante fricción, utilizando dos pares de aros deformables. La carcasa encierra el sistema y mantiene en su posición los aros cónicos, que están separados por un componente cilíndrico conocido como separador. Para optimizar el contacto y la generación de fricción, el sistema incluye un perno de precarga, el cual genera una deformación controlada en los aros, garantiza un área de contacto adecuada y asegura una transmisión adecuada de la fuerza de fricción.

Los resortes cumplen la función de elementos de restitución, permitiendo que el elemento móvil recupere su posición inicial después de absorber un impacto, preparándolo para recibir una nueva carga sin perder su capacidad de disipación de energía.

La Figura 2.8 presenta un esquema detallado del prototipo, identificando cada una de sus secciones. El diseño se basa en un vástago que soporta los dos pares de aros cónicos, separados por un componente cilíndrico. El par más cercano al extremo del vástago está sujeto mediante una rondana de sujeción, fijada con un tornillo. Los aros elásticos deformables se encargan de regular la fuerza de fricción al comprimirse, provocando una deformación radial que incrementa su contacto con la superficie interna de la carcasa.

Para lograr un contacto óptimo, la fricción debe ajustarse mediante un torque específico, asegurando que la fuerza axial aplicada sea equivalente a la deformación de los aros. Esta fricción, clave en la disipación de energía, puede modificarse mediante el tornillo de ajuste ubicado en la parte posterior del elemento móvil. Este tornillo transmite la fuerza a la rondana posterior, la cual distribuye la carga de compresión al primer par de aros, luego al separador y finalmente al segundo par de aros, asegurando que todo el sistema contribuya a la absorción del impacto.

La Figura 2.9 muestra un esquema detallado de la distribución de fuerzas y las zonas de contacto dentro del tope de impacto, destacando la interacción entre la carcasa, el vástago y los aros cónicos deformables. En este sistema, las fuerzas generadas durante el impacto se transmiten a través de los aros, permitiendo la disipación de energía mediante fricción en los puntos de contacto.

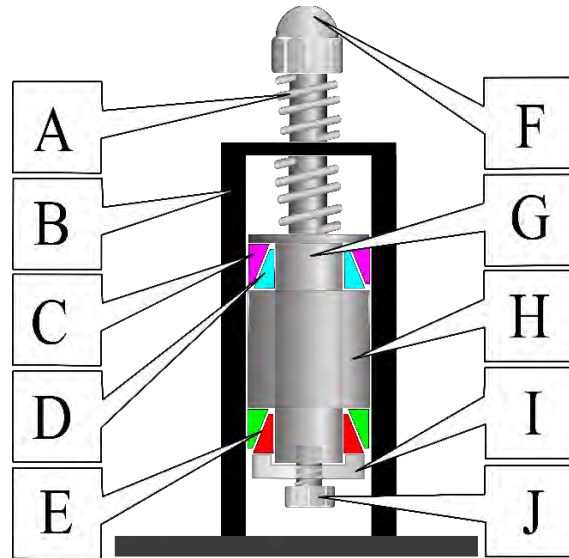


Figura 2.8. Esquema de tope de impacto con doble par de aros deformables, A) Resortes B) Carcasa, C) aro cónico deformable externo D) Aro cónico interno E) Par de aros cónicos deformables inferiores F) zona de impacto G) Vástago H) Separador I) Rondana posterior J) Tornillo de ajuste.

El aro cónico externo se encuentra en contacto directo con la carcasa, mientras que el aro cónico interno se ajusta sobre el vástago. Entre ambos aros se ubica un separador, cuya función es distribuir la carga y garantizar una presión uniforme en las superficies de contacto. Esta configuración permite que la energía del impacto se disipe progresivamente a medida que los aros se deforman y generan fricción en la interfaz con la carcasa y el vástago. La figura también resalta cómo las fuerzas de contacto se orientan en distintas direcciones dependiendo de la interacción entre los componentes, mostrando la importancia del ajuste preciso en la transmisión de carga y en la eficiencia del amortiguamiento estructural.

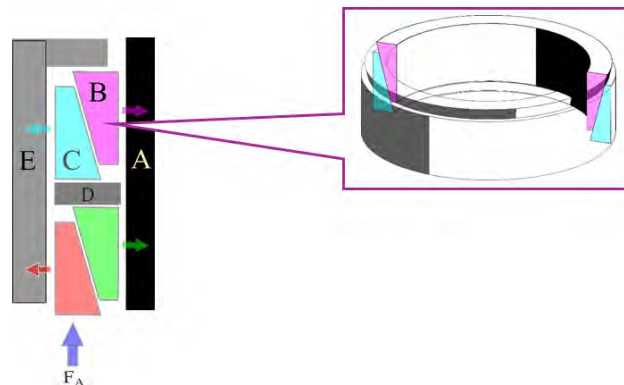


Figura 2.9. Esquema de contacto de tope de impacto: A) Carcasa, B) Aro cónico externo, C) Aro cónico interno, D) Separador y E) Vástago.

El desarrollo teórico establece los principios fundamentales para comprender la disipación de energía en sistemas con aros elásticos deformables, considerando aspectos como elasticidad, plasticidad, impacto y fricción. Estos conceptos permiten analizar la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial generada, proporcionando una base sólida para los estudios numéricos y experimentales. A partir de este marco, se implementa una simulación numérica en Abaqus para evaluar la zona de precarga del prototipo bajo condiciones de ensamble y apriete. Se estudian variables como torque, presión y desplazamientos, enfocándose en la distribución de esfuerzos para optimizar el modelo. El análisis se centra en la precarga, sin incluir aún el impacto, con el fin de obtener una representación más precisa del comportamiento mecánico del sistema.

CAPÍTULO III.

MODELO DE ELEMENTO FINITO DE PRECARGA

En este capítulo se presenta la simulación numérica de la zona de precarga del prototipo de tope de impacto mediante el programa Abaqus. Se analizan distintas configuraciones bajo condiciones de contacto, torque y presión para evaluar la distribución de esfuerzos y desplazamientos. Con ello, se busca optimizar el modelo y comprender el comportamiento mecánico del sistema antes del impacto.

3. Modelo de elemento finito de precarga

En esta sección se emplea el programa Abaqus, un software de modelado por elementos finitos especializado en la simulación de sólidos sometidos a diversas fuerzas, para analizar la zona de precarga del prototipo de tope de impacto. Se realiza un análisis estático que replica las condiciones de ensamble y apriete, considerando el efecto del torque aplicado, la presión en las zonas de contacto y los desplazamientos generados en los componentes. Las condiciones de contacto se definen tomando en cuenta la fricción entre las superficies y las propiedades geométricas de los aros elásticos deformables, lo que permite evaluar su comportamiento bajo las fuerzas actuantes.

El objetivo es caracterizar la distribución de esfuerzos y evaluar estrategias que permitan representar con mayor precisión la fuerza generada por el torque del perno. Para ello, se redefine la zona de aplicación de presión y se ajusta la equivalencia de la fuerza puntual, asegurando una respuesta proporcional en las simulaciones. Además, se introduce una nueva condición de contacto que simplifica la sección de precarga y permite evaluar las reacciones en los elementos clave: el par de aros deformables, el vástago y el separador.

Este estudio se enfoca exclusivamente en la precarga, dejando de lado el fenómeno del impacto para centrarse en la distribución de fuerzas antes de que ocurra, proporcionando información clave para la optimización estructural del prototipo.

3.1. Condiciones de simulación

Las condiciones de simulación consideran la evaluación de esfuerzos a través del diagrama de Von Mises y el análisis de desplazamientos nodales. Para optimizar el desempeño computacional y reducir los tiempos de procesamiento, cada configuración se ensambla en un plano axialsimétrico. Debido a la simetría del prototipo de tope de impacto respecto al eje vertical, resulta viable analizar solo una sección representativa sin afectar la precisión de los resultados.

La simulación da prioridad a los aros cónicos deformables, ya que presentan la mayor cantidad de zonas en contacto. Las condiciones se ajustan a la escala de trabajo y el sistema milimétrico se define para todas las dimensiones y propiedades de los materiales, lo que garantiza coherencia en la representación de los datos.

3.2. Análisis de la estructura de precarga bajo condiciones de contacto

Para la simulación, se considera la estructura de precarga del prototipo de tope de impacto con modificaciones que incluyen una mayor separación de la rondana posterior con respecto al vástago. La Figura 3.1 ilustra esta configuración, donde la Figura 3.1a muestra la comparación entre las secciones simuladas y la representación axialsimétrica, mientras que la Figura 3.1b detalla los componentes principales involucrados en la simulación: rondana posterior, aros cónicos, vástago y separador. Esta configuración permite analizar la deformación de los aros cónicos en respuesta al desplazamiento de la rondana posterior.

El aumento en la separación de la rondana posterior modifica la forma en que la carga se transfiere a los aros cónicos y permite evaluar su deformación bajo diferentes niveles de precarga. Al desplazarse la rondana, los aros cónicos son comprimidos axialmente, lo que genera una distribución interna de esfuerzos que depende de la magnitud del desplazamiento y de las propiedades del material. Como estos elementos actúan como componentes elásticos dentro del sistema, su respuesta mecánica es clave para garantizar una transmisión adecuada de la carga y evitar concentraciones de esfuerzo que puedan inducir fallas prematuras.

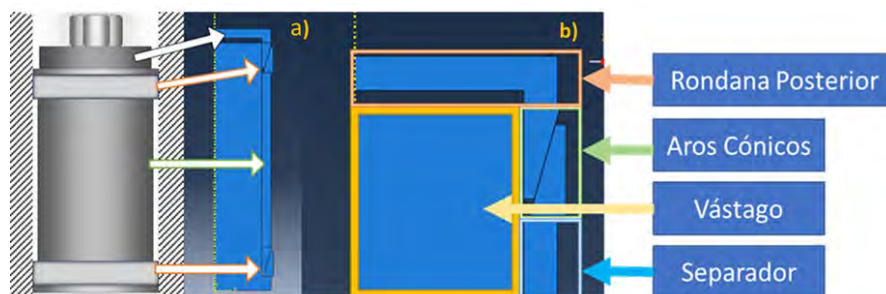


Figura 3.1. Identificación de componentes en contacto en la zona de precarga del prototipo de tope de impacto: a) Comparación entre las secciones simuladas y la representación axialsimétrica y b) Reconocimiento de los principales componentes estructurales.

En esta simulación, los aros cónicos deformables se modelan considerando propiedades mecánicas clave como el módulo de Young, el coeficiente de Poisson y la densidad de masa, parámetros esenciales para caracterizar su comportamiento bajo distintas condiciones de carga. Dado que todos los componentes están fabricados en acero AISI 1018, se asume una respuesta homogénea en el sistema, lo que facilita la comparación entre distintas configuraciones de carga y contacto. Las condiciones de contacto incluyen comportamiento tangencial y normal, con un coeficiente de fricción de 0.15. Se establecen en las superficies de interacción con los aros deformables, específicamente en el separador (superior e inferior), la rondana posterior y la estructura en precarga. En la Figura 3.2 se ilustra la representación axialsimétrica del modelo, destacando las zonas de contacto y las condiciones iniciales de la simulación.

Los aros cónicos deformables regulan la transmisión y disipación de carga en la precarga. Su deformación, inducida por el desplazamiento de la rondana posterior, redistribuye los esfuerzos hacia el vástago y el separador. La fricción entre componentes previene deslizamientos y mejora la transmisión de carga, mientras que el contacto tangencial estabiliza la estructura y el contacto normal define la dirección de la fuerza axial. El encastre del vástago, mostrado en la Figura 3.2c, establece una referencia fija que impide desplazamientos no deseados, lo que permite evaluar con mayor precisión la deformación de los aros cónicos. Al ser los elementos con mayor flexibilidad dentro del sistema, estos aros absorben gran parte de la carga aplicada, protegiendo otros componentes estructurales y asegurando un comportamiento mecánico estable.

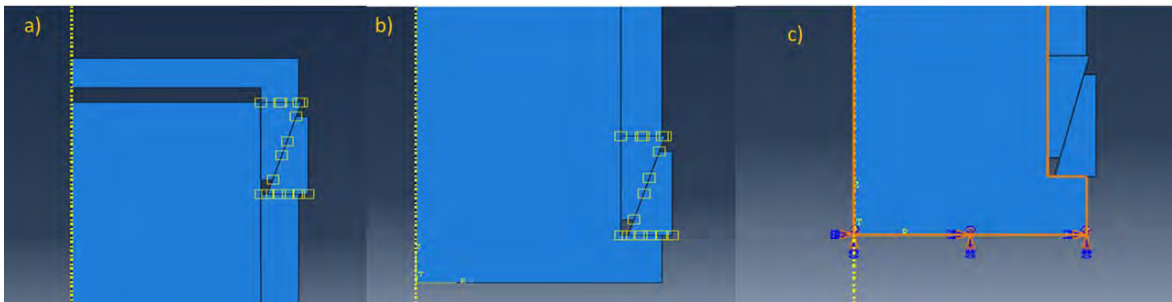


Figura 3.2. Secciones de contacto en la zona de precarga del prototipo de tope de impacto: a) Contacto en el par de aros cónicos superiores, b) Contacto en el par de aros cónicos inferiores, y c) Vástago en condición de encastre.

El proceso de mallado se lleva a cabo de manera estratégica para optimizar la eficiencia computacional y mantener la precisión del modelo. Se utiliza una malla hexaédrica, que es particularmente adecuada para representar la geometría del prototipo y asegurar una distribución uniforme de los elementos en las áreas de mayor interés. El mallado se realiza en varias etapas, comenzando con la definición de una distribución axial que aprovecha la simetría del modelo para reducir el número de elementos sin sacrificar precisión.

En áreas donde los esfuerzos son menos críticos, como en el vástago, el separador y la rondana posterior, se emplea una malla más gruesa, es decir, con menor densidad de nodos. Esto permite simplificar el cálculo en estas regiones sin afectar de manera significativa los resultados. Por otro lado, en los aros cónicos, que presentan una mayor concentración de esfuerzos, se utiliza una malla refinada, con una mayor densidad de nodos, para capturar con mayor precisión la distribución de esfuerzos y la deformación. Este enfoque asegura que las áreas críticas del modelo, donde se esperan cambios importantes en el comportamiento del sistema, sean adecuadamente representadas.

Las condiciones de desplazamiento, mostradas en la Figura 3.3b, se establecen con base en el movimiento de la rondana posterior. Su desplazamiento se calcula considerando la compresión del aro interno una vez ensamblado con el aro externo, alcanzando un valor de 0.98 mm en la dirección axial. Este ajuste garantiza que ambos aros logren su deformación máxima de manera proporcional, reflejando con mayor precisión la respuesta estructural del sistema en la simulación.

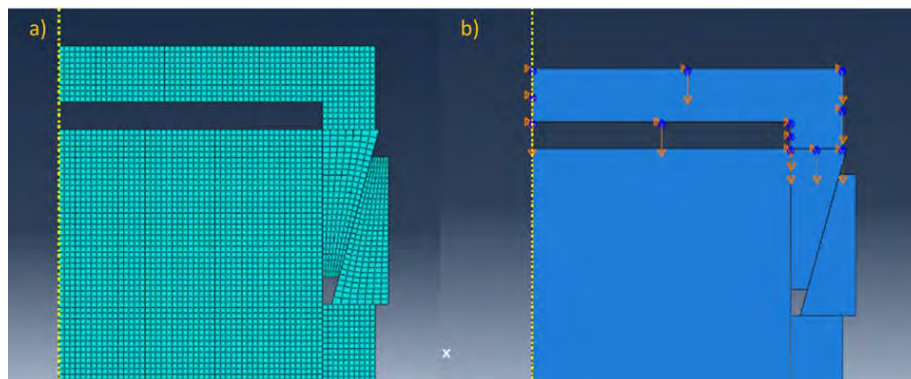


Figura 3.3. Mallado y condiciones de desplazamiento en la zona de precarga del tope de impacto: a) Distribución del mallado en la simulación y b) Condiciones de desplazamiento aplicadas.

3.3. Esfuerzos

Para la comparación de los modelos de simulación, se define una carga de 2200 N distribuida en la superficie de la rondana posterior para el caso de presión y un torque de 2 Nm aplicado al perno, valores obtenidos a partir de la equivalencia en la ecuación de carga en pernos como se presentó en la Tabla 1.1.

Los resultados muestran variaciones significativas en la distribución y concentración de esfuerzos como se muestra en la Figura 3.4 y en la cual, debido a la variación en la distribución de esfuerzos en cada simulación, los puntos presentan diferencias en su ubicación dentro del diagrama de colores, ya que este tiene como objetivo resaltar las regiones de máximos y mínimos esfuerzos, al igual como se denota en la Tabla 3.1.

En la Figura 3.4a, bajo condiciones de contacto y desplazamiento, los mayores esfuerzos se concentran en los aros cónicos deformables, lo que indica que estos absorben gran parte de la carga axial aplicada. Este comportamiento se debe a la naturaleza elástica de los aros, que actúan como elementos de disipación de energía al deformarse bajo la compresión inducida por el desplazamiento de la rondana posterior.

En la Figura 3.4b, con la aplicación de torque, la distribución de esfuerzos se vuelve más uniforme a lo largo de la estructura, ya que la torsión inducida genera una redistribución de las cargas a través del contacto entre los componentes. Esto evita la formación de concentraciones localizadas de esfuerzo, lo que puede contribuir a mejorar la estabilidad del sistema y reducir el riesgo de deformaciones excesivas en puntos específicos.

Por otro lado, en la Figura 3.4c, con la aplicación de presión, la carga se reparte en una mayor superficie, lo que reduce la intensidad de los esfuerzos en puntos específicos. La presión aplicada sobre la rondana posterior se transmite a los aros cónicos y al vástago, generando una respuesta estructural donde los esfuerzos se distribuyen en función del área de contacto. Esto permite evaluar cómo la aplicación de presión en lugar de desplazamiento directo modifica la respuesta del sistema, influyendo en la resistencia mecánica y en la estabilidad de la precarga.

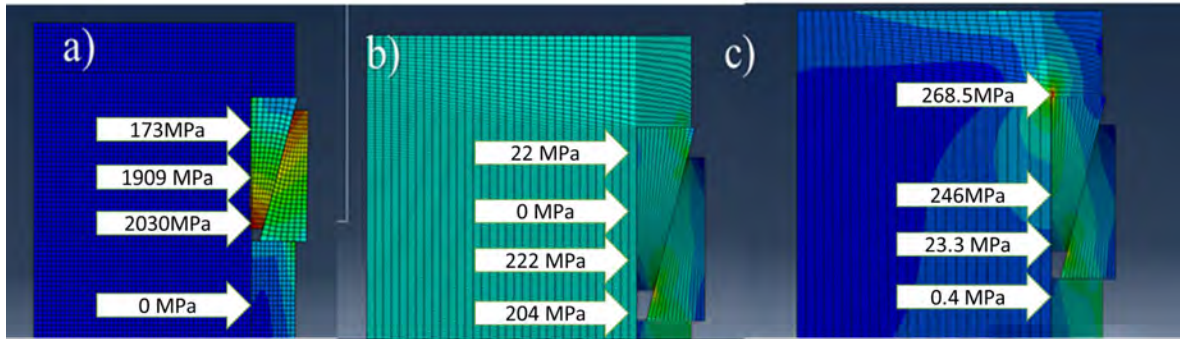


Figura 3.4. Distribución de esfuerzos en la zona de precarga del prototipo de tope de impacto: a) Condiciones de contacto y desplazamiento, b) Aplicación de torque, y c) Aplicación de presión.

En contraste, cuando se aplican presión y torque, los esfuerzos se distribuyen de manera más uniforme en toda la estructura. La estabilidad del sistema, definida como la capacidad del prototipo para mantener su integridad sin deformaciones excesivas o fallas, se ve mejorada al evitar concentraciones de esfuerzo en puntos específicos. La carga torsional y la presión inducen una redistribución más homogénea de los esfuerzos, lo que reduce la probabilidad de deformaciones localizadas. Esta afirmación se demuestra mediante los resultados obtenidos en las simulaciones, que muestran una distribución más equilibrada de las fuerzas y menores concentraciones de esfuerzo en áreas críticas, contribuyendo así a un desempeño más equilibrado y estable del prototipo.

La Tabla 3.1 presenta los valores de esfuerzos de Von Mises obtenidos en la simulación para tres condiciones distintas: contacto y desplazamiento, aplicación de torque y aplicación de presión. Se observa que los mayores esfuerzos se generan en la condición de contacto, estos valores no son localizados puntualmente, son valores de extremos inferiores y superiores, alcanzando un valor máximo de 2083 MPa. Esto se debe a la concentración de carga en los aros cónicos deformables, los cuales absorben la mayor parte del esfuerzo axial impuesto por el desplazamiento de la rondana posterior. En la condición de torque, los esfuerzos son significativamente menores, con un valor máximo de 222.90 MPa.

La carga torsional permite una redistribución más homogénea de los esfuerzos a lo largo de la estructura, reduciendo la concentración en puntos específicos. Bajo la condición de presión, los valores de esfuerzo también disminuyen respecto al caso de contacto, alcanzando un máximo de 268.50 MPa. En este caso, la carga aplicada sobre la rondana

posterior se distribuye en un área mayor, reduciendo la intensidad de los esfuerzos localizados y permitiendo una transmisión más uniforme de la carga a través de los componentes estructurales.

Tabla 3.1. Comparativa de esfuerzos en la sección de precarga del prototipo de tope de impacto bajo distintas condiciones de carga.

Condiciones de contacto (MPa)	Condiciones de torque (MPa)	Condiciones de presión (MPa)
2083.0	222.9	268.5
1909.0	204.6	246.2
173.6	22.2	22.3
0.0	0.0	0.4

El propósito de estos análisis es evaluar cómo se distribuyen los esfuerzos bajo distintas condiciones de carga. Aunque aún no se analiza el torque de apriete adecuado, estos resultados iniciales nos dan una idea clara de cómo se comportan los componentes clave bajo diferentes tipos de carga, lo cual es fundamental para la fase posterior, donde se evaluará más específicamente el rendimiento con el torque de apriete deseado.

Los datos reflejan que la forma en que se aplica la carga influye significativamente en la distribución de los esfuerzos dentro del sistema. La alta concentración de esfuerzos en el caso de contacto y desplazamiento sugiere una mayor demanda mecánica en los aros cónicos, mientras que la aplicación de torque y presión permite una menor concentración de esfuerzos en zonas puntuales. Estos resultados son clave para optimizar el diseño del prototipo y mejorar su desempeño bajo distintas condiciones de carga.

3.4. Desplazamientos

Los resultados de la simulación como se presentan en la Tabla 3.2 y Figura 3.5, muestran que los mayores desplazamientos se concentran en el par de aros cónicos superiores, que están en contacto directo con la rondana posterior. En comparación con los aros inferiores, estos experimentan un desplazamiento significativamente mayor en todas las condiciones analizadas.

En la Figura 3.5a, bajo condiciones de contacto, los desplazamientos son más localizados en la zona de contacto con la rondana posterior. Esto se debe a que la carga axial

impuesta genera una mayor deformación en los aros superiores, mientras que los inferiores permanecen relativamente más estables. En la Figura 3.5b, con la aplicación de torque, los desplazamientos se distribuyen de manera más gradual en la estructura, lo que sugiere que la torsión induce un movimiento más uniforme en los componentes. Sin embargo, los aros superiores siguen registrando los mayores desplazamientos debido a su papel en la transmisión de la carga. En la Figura 3.5c, bajo condiciones de presión, los desplazamientos se reparten de manera más homogénea en toda la estructura. La aplicación de presión sobre la rondana posterior permite una distribución más equilibrada de las fuerzas, reduciendo la diferencia de desplazamiento entre los aros superiores e inferiores.

La Tabla 3.2 muestra los valores de desplazamiento nodal obtenidos en la simulación permiten evaluar cómo se deforma la estructura de precarga bajo distintas condiciones de carga. En condiciones de contacto y desplazamiento, los valores más altos alcanzan 1.002 mm, lo que indica que la mayor deformación ocurre en los aros cónicos superiores debido a su interacción directa con la rondana posterior. Este resultado confirma que estos elementos absorben la mayor parte de la carga axial impuesta, lo que genera un desplazamiento progresivo a medida que se incrementa la compresión.

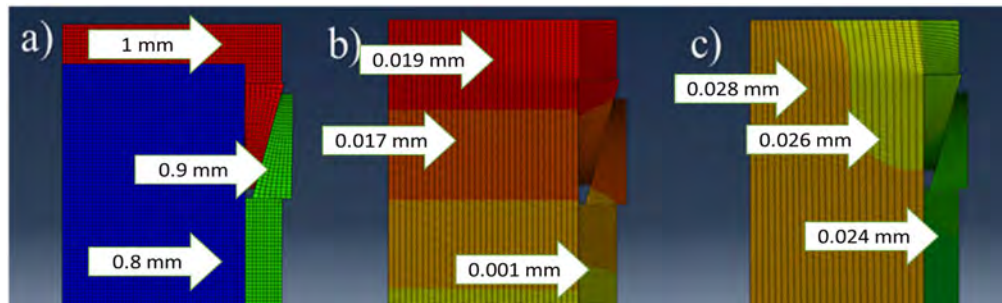


Figura 3.5. Distribución de desplazamientos en la sección de precarga del prototipo de tope de impacto: a) Condiciones de contacto, b) Aplicación de torque, y c) Aplicación de presión.

Bajo la aplicación de presión, los desplazamientos son considerablemente menores, con un valor máximo de 0.0286 mm. Esto se debe a que la carga se distribuye de manera más uniforme en toda la estructura, reduciendo la concentración de deformaciones en zonas específicas. En este caso, la presión aplicada sobre la rondana posterior genera una carga distribuida que minimiza los efectos de flexión local en los aros cónicos. Cuando se aplica torque, los desplazamientos son los más bajos registrados, con un valor máximo de 0.0192

mm. La torsión impuesta sobre el sistema favorece una redistribución homogénea de los esfuerzos, evitando grandes deformaciones localizadas. En esta condición, la carga se transfiere a lo largo de toda la estructura sin generar concentraciones de desplazamiento en puntos específicos.

Tabla 3.2. Comparativa de desplazamientos nodales en la sección de precarga del prototipo de tope de impacto en condiciones de contacto y desplazamiento, aplicación de presión y aplicación de torque.

Condiciones de contacto (mm)	Condiciones de torque (mm)	Condiciones de presión (mm)
1.0020	0.0192	0.0286
0.9185	0.0176	0.0262
0.8350	0.0016	0.0024

La tendencia observada en la tabla indica que el desplazamiento nodal es mayor cuando la carga se aplica mediante contacto y desplazamiento directo, mientras que la aplicación de presión y torque reduce significativamente la magnitud de la deformación. Estos resultados son fundamentales para comprender la respuesta estructural del sistema y optimizar el diseño de la precarga, asegurando un equilibrio entre estabilidad y capacidad de absorción de carga.

3.5. Análisis de precarga

Con estas simulaciones, se determinó el comportamiento ideal del prototipo de tope de impacto con precarga, para obtener tanto los esfuerzos como los desplazamientos. Se observa que la interacción entre componentes y la forma en como interactúan sus zonas de contacto pueden ser un factor clave para determinar las condiciones del prototipo bajo fuerzas axiales, como lo demuestra la simulación de condiciones de contacto y desplazamiento, como se muestra en la Figura 3.4 a) y 3.5 a).

El análisis comparativo de las simulaciones revela que la condición de desplazamiento genera la mayor concentración de esfuerzos en los aros elásticos deformables, en contraste con los casos donde se aplicó presión o torque. Esto se debe a la separación inicial entre la rondana posterior y el vástago, la cual es de 1 mm, mientras que la

distancia entre las caras superficiales del aro interno y externo ensamblados es de 0.98 mm. Esta configuración provoca que el segundo par de aros elásticos tenga mayor desplazamiento, mientras que el primer par experimenta una deformación menor.

Los aros superiores, al estar en contacto directo con la rondana posterior y a su vez, con la base del tornillo, como se muestra en las Figura 3.4 a) y 3.5 a), presentan los mayores desplazamientos iniciales. Por otro lado, el par de aros inferiores muestra menor desplazamiento, ya que la rondana posterior, después de alcanzar cierto nivel de torque, comienza a moverse y establece contacto con el vástago. Este comportamiento evidencia la importancia de la precarga en la distribución de esfuerzos y desplazamientos dentro del sistema.

A partir del análisis comparativo de esfuerzos y desplazamientos en las distintas condiciones evaluadas, se identificaron los parámetros críticos que influyen en la respuesta mecánica del sistema. Para validar y profundizar en estos hallazgos, en el siguiente capítulo se presenta la metodología numérica empleada en el estudio, incluyendo los modelos de contacto, ecuaciones de equilibrio y análisis de fricción en el prototipo de tope de impacto.

A partir del análisis comparativo de esfuerzos y desplazamientos en las distintas condiciones evaluadas, se identificaron los parámetros críticos que influyen en la respuesta mecánica del sistema. Los datos reflejan que la forma en que se aplica la carga afecta significativamente la distribución de los esfuerzos. La alta concentración de esfuerzos en el caso de contacto y desplazamiento indica una mayor demanda mecánica en los aros cónicos, mientras que la aplicación de torque y presión reduce la concentración de esfuerzos en zonas puntuales.

Al evaluar las diferentes configuraciones de carga, se evidencia que la aplicación de desplazamientos controlados permite una distribución de esfuerzos más favorable en comparación con el torque o la presión. Mientras que la presión genera una distribución uniforme, esta puede inducir variaciones inesperadas en la rigidez estructural. En cambio, el desplazamiento ofrece un control preciso sobre la deformación de los componentes, asegurando una transmisión de carga más gradual y evitando concentraciones localizadas de esfuerzo.

Las simulaciones muestran que el uso de desplazamientos como condición de carga favorece la adaptación del sistema a la aplicación de fuerzas externas, permitiendo una distribución más uniforme de los esfuerzos a lo largo de los componentes deformables. Además, este enfoque facilita el control de la deformación en los aros cónicos, reduciendo la posibilidad de sobrecargas en puntos críticos y mejorando la estabilidad general del mecanismo.

CAPÍTULO IV.

METODOLOGÍA NUMÉRICA

Este capítulo presenta la metodología numérica aplicada en el análisis del sistema, donde se explican los fundamentos teóricos y los modelos matemáticos que permiten evaluar la relación entre el torque aplicado y la carga axial generada en el prototipo de tope de impacto. Las ecuaciones fundamentales establecen el comportamiento del sistema al considerar los efectos del rozamiento en las zonas de contacto y su influencia en la transferencia de carga. También se definen las condiciones de contorno y los parámetros empleados en la simulación. Además, se incluyen las técnicas de modelado y análisis que facilitan la identificación de los factores que afectan la eficiencia del sistema, con el propósito de evaluar con precisión los efectos de la geometría y las propiedades de los materiales en la disipación de fuerzas.

4. Metodología numérica

En el análisis de sistemas mecánicos, la interacción entre componentes y las fuerzas resultantes determinan su comportamiento bajo condiciones de carga. Un caso representativo de este estudio se encuentra en los prototipos de tope de impacto, donde la correcta transferencia de fuerzas resulta esencial para garantizar la eficiencia y la seguridad del sistema. En este escenario, las zonas de contacto con rozamiento desempeñan un papel determinante, ya que la interacción entre superficies no solo afecta la distribución de fuerzas, sino que también contribuye a la pérdida de fuerza axial debido al arrastre.

En este capítulo se analiza la relación entre el torque aplicado en un tornillo de ajuste y la carga axial generada en el sistema, con énfasis en un prototipo de tope de impacto. La identificación y el modelado de las zonas de contacto permiten evaluar el impacto del rozamiento y la geometría en la eficiencia de la transferencia de carga. Además, se incluyen las ecuaciones que describen estos fenómenos, con el propósito de establecer estrategias que reduzcan las pérdidas de fuerza axial en futuros diseños.

El estudio desarrollado en este capítulo no solo permite comprender el efecto de la fricción en el comportamiento de los componentes, sino que también proporciona una base para mejorar el desempeño de sistemas mecánicos similares, en los que la precisión en la transmisión de fuerzas resulta fundamental.

4.1. Variación del coeficiente de fricción

El análisis de la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial en el tope de impacto requiere la evaluación de la influencia del rozamiento en las zonas de contacto. La Ecuación (2.9) permite calcular la fuerza axial a partir del torque aplicado, lo que facilita la comparación entre los valores obtenidos en los experimentos y los resultados teóricos. Sin embargo, debido a la presencia de efectos tribológicos y geométricos en la interacción de los componentes, el coeficiente de fricción puede variar respecto a las condiciones de carga, lo que motiva la evaluación y ajuste dentro de un rango de valores específicos.

Para identificar el coeficiente de fricción equivalente que mejor ajusta los datos experimentales, se realizó una variación incremental de este parámetro desde 0.001 hasta una convergencia ideal. Este intervalo se eligió basándose en las características típicas de fricción en sistemas de contacto sólido, donde los coeficientes de fricción generalmente se encuentran dentro de este rango. Valores cercanos a cero reflejan condiciones de mínima fricción, mientras que valores cercanos a uno representan fricción alta, común en materiales con alta adherencia. Este procedimiento permite determinar si la ecuación de la fuerza axial puede optimizarse mediante la calibración del coeficiente de fricción, además de identificar posibles efectos externos que influyan en la disipación de fuerza axial. Si el coeficiente de fricción resultante supera el valor de uno, esto indicaría la presencia de factores adicionales en el sistema, como deformaciones en los elementos de contacto, distribución irregular de la carga axial o efectos tribológicos no considerados en el modelo teórico.

La Tabla 4.1 muestra los coeficientes de fricción equivalentes obtenidos para distintos valores de torque aplicado. Para torques de 2 Nm y 4 Nm, los coeficientes de fricción superan el valor de uno, con valores de 1.65 y 1.081, respectivamente. En condiciones de torque bajo, la resistencia observada en la transmisión de carga no solo se debe al contacto entre superficies, sino que probablemente esté influenciada por factores adicionales. La presencia de inestabilidades mecánicas, como deformaciones no lineales o irregularidades en la distribución de las cargas, podría estar afectando la transmisión de la fuerza axial. Además, la adhesión en la interfase entre las superficies de contacto también podría contribuir a un aumento en la resistencia, lo que no está del todo reflejado en el modelo teórico asumido.

Tabla 4.1. Coeficientes de fricción equivalentes en función del torque aplicado.

Torque (Nm)	Coeficiente de fricción
2	$C_f > 1$ (1.65)
4	$C_f > 1$ (1.081)
6	0.967
8	0.919
10	0.891

En la Figura 4.1 se muestra la comparación de los datos experimentales de fuerza axial con los valores calculados mediante la ecuación de carga en perno ajustada por coeficiente de fricción. Ambos conjuntos muestran una tendencia lineal muy similar, con diferencias mínimas. Esto indica que el modelo teórico, al incorporar un ajuste adecuado del coeficiente de fricción, puede llegar a converger, pero, este caso, con valores no aptos de coeficientes de fricción, y que para torques mayores, los coeficientes de fricción disminuyen progresivamente, alcanzando 0.967 para 6 Nm, 0.919 para 8 Nm y 0.891 para 10 Nm. Esta reducción sugiere que el sistema se estabiliza conforme el torque aumenta, reduciendo la influencia de efectos adicionales en la resistencia al movimiento. En este rango, los coeficientes de fricción no se encuentran dentro de los valores esperados para un contacto metal-metal. Aunque, bajo estas condiciones, la ecuación de carga en perno predice de manera más precisa la fuerza axial, el comportamiento del sistema no es válido debido a los elevados coeficientes de fricción.

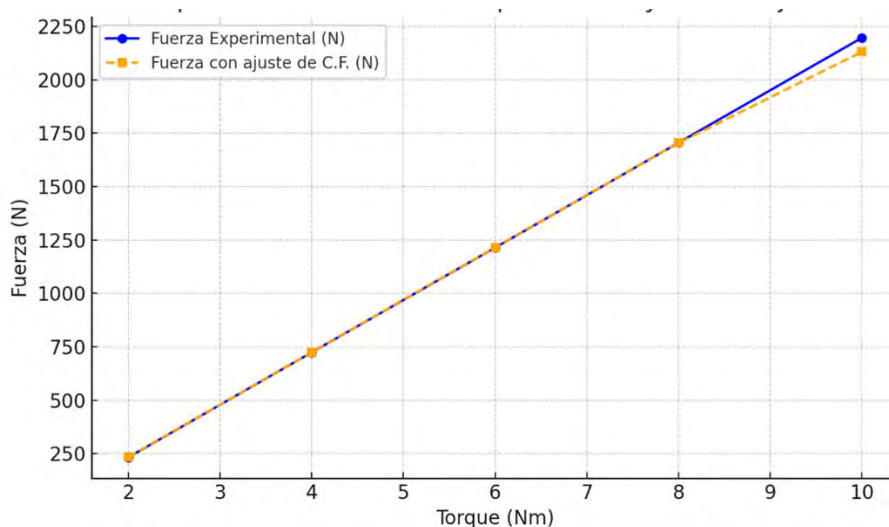


Figura 4.1 Comparación los datos experimentales de fuerza axial con los valores calculados mediante una ecuación ajustada por coeficiente de fricción.

El comportamiento no lineal de los coeficientes de fricción observados en la Tabla 4.1 demuestra que la fricción efectiva en el tope de impacto varía con el torque aplicado, lo que resalta la necesidad de considerar factores adicionales en la modelación del sistema. Aunque la ecuación (2.9) proporciona un marco teórico para el cálculo de la fuerza axial, los datos muestran que la transmisión de carga no responde únicamente a la fricción

convencional, sino que involucra efectos mecánicos y tribológicos que deben ser considerados en el diseño y optimización del sistema.

Los resultados obtenidos reflejan que la fricción efectiva en el tope de impacto no es constante y depende de múltiples factores, como la geometría del sistema y la distribución de la carga axial. Para comprender mejor estos efectos, es necesario analizar las superficies de contacto y su influencia en la transmisión de fuerzas. En este sentido, el siguiente apartado aborda las zonas de contacto en un prototipo de tope de impacto, identificando los puntos críticos donde ocurre la interacción entre los componentes y evaluando su impacto en la eficiencia del sistema.

4.2. Zonas de contacto en un prototipo de tope de impacto

La disipación de fuerza axial en el tope de impacto depende de la interacción entre las diferentes zonas de contacto dentro del sistema. Para comprender su influencia en la transmisión de carga, resulta esencial identificar y analizar los puntos donde se genera fricción o cualquier otro tipo de interacción mecánica.

La Figura 4.2 muestra un prototipo que incorpora dos pares de aros cónicos deformables, cada uno de los cuales contribuye al comportamiento del sistema a través de su coeficiente de fricción. Estas zonas de contacto se distribuyen en dos planos principales:

- **Plano inferior**, correspondiente al primer par de aros cónicos deformables, donde se produce la primera fase de interacción con los elementos estructurales del sistema.
- **Plano superior**, asociado al segundo par de aros, que complementa la transmisión de carga axial y refuerza la estabilidad del conjunto.

Las superficies de contacto identificadas no incluyen las zonas de rozamiento en la unión atornillada, ya que el análisis se centra en la interacción entre los aros cónicos y los elementos estructurales. Cada una de estas zonas puede influir en la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial resultante, bien sea introduciendo una resistencia adicional no contemplada en los cálculos teóricos o alterando la transmisión de carga debido a las propiedades elásticas de los aros.

La representación gráfica destaca la ubicación de estos puntos de contacto, permitiendo evaluar su contribución a la eficiencia del sistema y su impacto en la disipación de la fuerza axial.

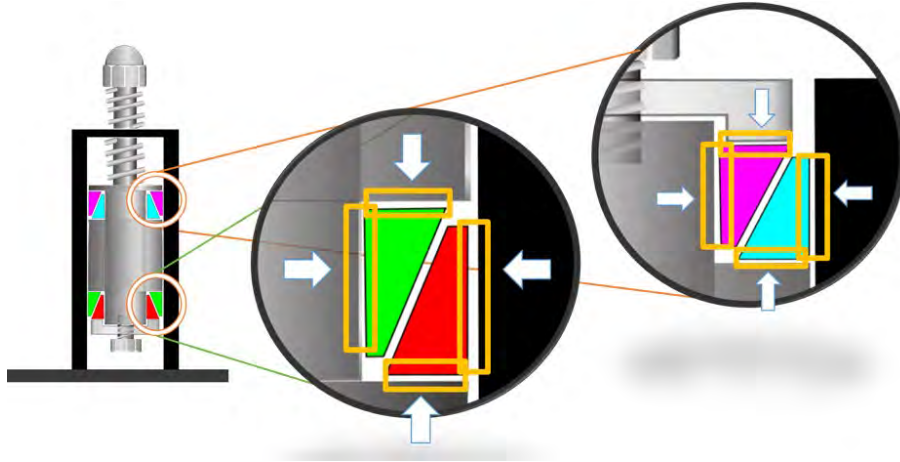


Figura 4.1. Distribución de zonas de contacto en el prototipo de tope de impacto con aros cónicos deformables.

La Tabla 4.2 presenta las zonas de contacto identificadas en el prototipo de tope de impacto, clasificando cada interacción según el tipo de contacto y los componentes involucrados. Estas zonas desempeñan un papel clave en la disipación de la fuerza axial, ya que influyen directamente en la transmisión de carga al aplicar el torque de precarga.

Cada contacto identificado puede introducir una resistencia adicional o alterar la distribución de la carga axial debido a la fricción entre los componentes. Se incluyen contactos de tipo A, B y C, los cuales se diferencian por la geometría y la naturaleza de la interacción entre las superficies. Además, se considera la fricción generada en la cuerda del roscado, que también contribuye a la disipación de la carga axial. El análisis de estas zonas permite comprender cómo la interacción entre los elementos estructurales del sistema afecta la eficiencia del tope de impacto y proporciona información fundamental para optimizar su diseño y desempeño.

Cada una de estas interacciones introduce efectos de fricción que pueden modificar la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial generada, lo que resalta la importancia de considerar estos factores en el análisis del comportamiento del tope de impacto. Para cuantificar el impacto de estas interacciones y establecer un modelo preciso de la transmisión

de carga, es necesario desarrollar ecuaciones que representen los momentos generados en cada zona de contacto. En el siguiente apartado, se presentan las ecuaciones de momento, donde se analizan los efectos del torque en las distintas superficies del sistema, abarcando las zonas de contacto, los discos y las superficies anulares.

Tabla 4.2. Zonas de contacto y clasificación de interacciones en el prototipo de tope de impacto.

Zona de contacto	Tipo de contacto	Primer componente	Segundo componente
1	A	Base de tornillo	Rondana posterior
2	A	Rondana posterior	Aro interno Sup. 1
3	C	Aro interno Sup. 1	Cubo
4	C	Aro interno Sup. 2	Aro externo Sup. 1
5	B	Aro externo Sup. 1	Carcasa
6	A	Aro externo Sup. 2	Separador
7	B	Separador	Aro interno Sup. 2
8	B	Aro interno Inf. 1	Cubo
9	C	Aro interno Inf. 2	Aro externo Inf. 1
10	C	Aro externo Inf. 1	Carcasa
11	A	Aro externo Inf. 2	Tope superior
12	B	Cuerda de Tornillo	Roscado

4.3. Ecuaciones de momento

El análisis del torque necesario para la precarga del prototipo de tope de impacto con aros cónicos deformables requiere el desarrollo de ecuaciones de momento que permitan evaluar la resistencia generada en cada zona de contacto. La sumatoria de estos momentos proporciona una equivalencia de torque transmitido en la precarga, facilitando la determinación de un torque proporcional que genere la fuerza axial adecuada.

Cada zona de contacto dentro del sistema introduce una resistencia al movimiento debido a la fricción y a la geometría de la interacción entre los componentes. Para describir matemáticamente estos efectos, se formulan ecuaciones de momento en función de los distintos tipos de contacto identificados en el prototipo.

4.3.1. Zonas de contacto

La Figura 4.3 representa gráficamente la distribución de estas zonas dentro del prototipo, diferenciando entre la sección inferior (a) y la sección superior (b). Esta clasificación, complementada con la Tabla 4.2, proporciona una referencia detallada sobre los componentes involucrados en cada tipo de contacto, permitiendo evaluar con mayor precisión su impacto en la relación entre el torque y la fuerza axial. Las ecuaciones de momento se establecen para tres tipos principales de contacto:

1. **Zonas de contacto planas (Tipo A):** En estas zonas, la interacción ocurre entre superficies paralelas en contacto directo. El modelo matemático considera un torque generado por la fricción en un contacto de disco, donde la presión se distribuye uniformemente sobre un área determinada.
2. **Zonas de contacto anulares (Tipo B):** Este tipo de contacto se presenta entre superficies circulares en configuración anular. La ecuación de momento se basa en la integración de la fuerza de fricción sobre un área anular, donde la presión se distribuye de manera no uniforme debido a la geometría del sistema.
3. **Zonas de contacto cónicas (Tipo C):** En estos contactos, las superficies presentan una inclinación respecto al eje de carga, generando una distribución de fuerzas distinta a la de los casos anteriores. La ecuación de momento para estas zonas considera la fricción en un contacto cónico y la contribución del ángulo de inclinación en la transmisión del torque.

Cada una de estas ecuaciones permite cuantificar la resistencia al movimiento generada en las distintas zonas de contacto del prototipo. La sumatoria de estos momentos proporciona un modelo completo para la estimación del torque total necesario en la precarga

del sistema, permitiendo optimizar el diseño y mejorar la eficiencia en la transmisión de carga axial.

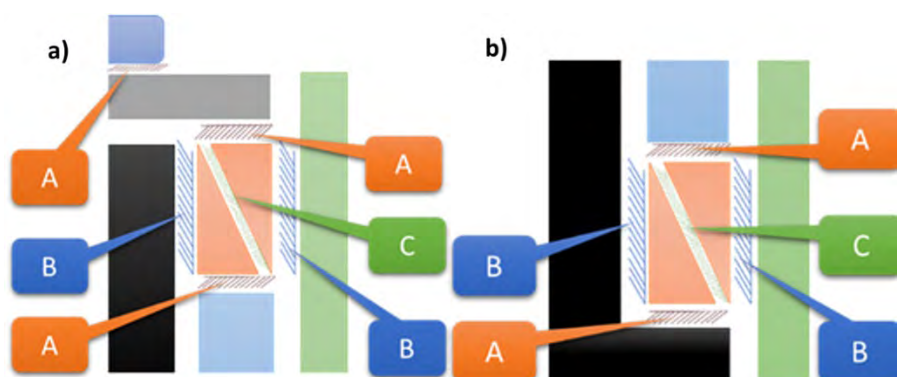


Figura 4.2. Clasificación y distribución de zonas de contacto en el prototipo de tope de impacto con aros cónicos deformables: a) sección inferior, b) sección superior.

Cada una de estas ecuaciones permite cuantificar la resistencia al movimiento generada en las distintas zonas de contacto del prototipo. La sumatoria de estos momentos proporciona un modelo integral para la estimación del torque total requerido en la precarga del sistema, y de esta manera a medida que se conocen criterios de los ensayos experimentales se van adaptando mejor el modelo combinando las propias ecuaciones de cada una de las zonas de contacto, facilitando su optimización y mejorando la eficiencia en transmisión de carga axial.

Para establecer la sumatoria de ecuaciones de momento en las zonas de contacto, el punto de partida es la determinación del torque en función de la carga axial aplicada al sistema. La ecuación resultante permite cuantificar el torque necesario para la precarga del prototipo de tope de impacto, asegurando una transmisión de carga adecuada.

A partir de los datos experimentales obtenidos, la fuerza axial se considera un parámetro conocido, lo que permite reformular la ecuación en términos del torque aplicado. La ecuación (4.1) expresa esta relación, obtenida a partir de la ecuación (2.8) en donde se expresa la ecuación de carga en perno, estableciendo una equivalencia entre el torque transmitido en la precarga y los parámetros geométricos y tribológicos del sistema. Esta es la misma ecuación utilizada en condiciones experimentales por Espinosa (2015) y Estrada (2009) para recabar datos experimentales en la precarga en el prototipo de tope de impacto.

A partir de ahora, se tomará en esta forma para las posteriores comparaciones de ecuación de carga en perno.

$$T = \frac{F_t D_m (\pi \mu D_m + P \cos \theta)}{2(\pi D_m \cos \theta - \mu P)} \quad (4.1)$$

En esta ecuación, se incorporan términos que representan el diámetro medio de contacto (D_m), el coeficiente de fricción (μ), la carga axial (F_t), y el ángulo de inclinación de la superficie de contacto (θ). El numerador de la ecuación considera la combinación de los efectos de fricción y el componente axial de la carga, mientras que el denominador introduce la corrección derivada del ángulo de inclinación y la fricción efectiva en el sistema.

Con la ecuación de la carga en perno definida en función del torque, es posible analizar cómo se distribuye el momento en las distintas zonas de contacto del sistema. Para ello, es fundamental considerar las ecuaciones de momento que describen la interacción entre los componentes y la resistencia generada por la fricción en cada tipo de contacto.

El siguiente apartado aborda la ecuación de momento en discos, la cual permite modelar el torque necesario para vencer la fricción en superficies planas de contacto. Esta ecuación establece la relación entre la presión aplicada, el coeficiente de fricción y la geometría del área de contacto, proporcionando un marco teórico para cuantificar la resistencia en este tipo de interacción.

4.4. Contacto en disco

En la primera sección del análisis, se establece un plano de contacto tipo "A" entre la base del tornillo y la rondana posterior. Para describir la interacción en esta zona, se plantea una ecuación que permite determinar el torque necesario para vencer la fricción y generar el desplazamiento de la pieza, considerando una presión uniforme y un coeficiente de fricción teórico.

Como primera aproximación, se considera un contacto plano entre superficies paralelas. La Figura 4.4 muestra esta interacción, donde la fuerza normal (F_N) actúa sobre la base del tornillo, generando fricción en el área definida por un radio R . La resistencia al giro

depende de este radio, el coeficiente de fricción y la distribución de la carga sobre la rondana. El esquema también ilustra el efecto del torque resistente, similar al de un cojinete de tope de empuje. En este caso, la fricción en la interfaz de contacto limita el movimiento, influyendo en la transmisión de la carga y en el desempeño del conjunto.

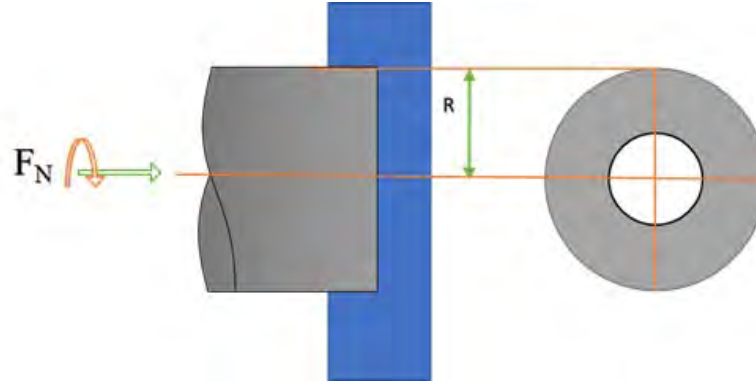


Figura 4.3. Modelo de contacto en discos para la estimación del torque en superficies planas.

El cojinete genera fricción con las caras posteriores de la flecha, lo que provoca que una de sus superficies en forma de anillo experimente resistencia al giro. Este tipo de contacto se conoce como "fricción en disco" y es común en diversos componentes mecánicos. En este caso, la flecha se encuentra en reposo, mantenida en contacto con el cojinete fijo por una fuerza normal F_N .

La fricción en el sistema está representada por la fuerza tangencial F_f , la cual surge de la interacción entre las superficies en contacto. Esta fuerza se determina a partir del coeficiente de fricción μ y la fuerza normal F_N , de acuerdo con (4.2):

$$F_f = \mu F_N \quad (4.2)$$

Esta relación expresa que la magnitud de la fricción depende directamente de la intensidad del contacto normal y de las propiedades tribológicas de los materiales involucrados.

Tomando en cuenta la definición de momento de la Ecuación (4.2), el momento, dado por esta fuerza de fricción y un radio expresado como (4.3)

$$M = F_f R \quad (4.3)$$

Si se conoce directamente la fuerza normal F_N , se puede reformular la ecuación del momento en términos de esta fuerza se obtiene (4.4):

$$M = \mu \cdot F_N \cdot R \quad (4.4)$$

Este resultado simplificado se aplica en situaciones donde la distribución de carga no es relevante y solo se considera la fuerza normal total ejercida sobre el sistema.

4.5. Superficies anulares

Con base en la Figura 4.5, se define la ecuación de contacto para superficies anulares, considerando un anillo de radio externo r y un radio interno r_0 en contacto con la superficie interna de un segundo anillo. En esta configuración, una fuerza normal F_N se distribuye sobre la superficie interior del anillo interno.

Si se conocen directamente las fuerzas normales F_{N2} y F_{N5} , distintas a las de los análisis anteriores, denotada por una fuerza aplicada en el interior y exterior de un cilindro, para ambos casos se puede reformular la ecuación del momento en términos de esta fuerza (4.5):

$$M = \mu \cdot F_N \cdot r \quad (4.5)$$

Este resultado simplificado se aplica en situaciones donde la distribución de carga no es relevante y solo se considera la fuerza normal total ejercida sobre el sistema.

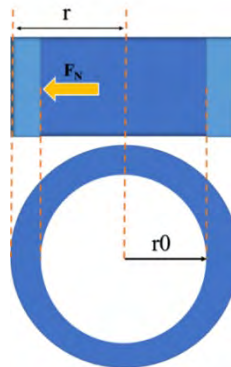


Figura 4.4. Representación esquemática del anillo y su expansión en una superficie plana equivalente.

Siguiendo el mismo criterio utilizado en la ecuación de contacto tipo “A”, se considera que las fuerzas axiales están distribuidas sobre un área de contacto. Si la fuerza normal es conocida, la ecuación puede simplificarse, obteniendo la siguiente expresión para el contacto en la sección interna del anillo:

$$M_{B5} = \mu F_{N5} r_0 \quad (4.6)$$

Asimismo, para el contacto en la superficie externa del anillo, se tiene:

$$M_{B2} = \mu F_{N2} r \quad (4.7)$$

Esta última ecuación refleja la diferencia entre el arrastre del aro interno y la interacción del aro externo con la carcasa o el vástago dentro del anillo.

4.6. Distribución de cuñas

La Figura 4.6 representa el diagrama de cuerpo libre de los aros cónicos deformables, mostrando las fuerzas que intervienen en la distribución de cargas dentro del sistema. En este esquema, se observa cómo la aplicación de una fuerza F en la superficie superior del aro interno genera reacciones en los puntos de contacto con la carcasa y el vástago del tope de impacto.

Se identifican las fuerzas normales (N_2, N_3, N_4, N_5) que actúan perpendicularmente a las superficies de contacto, así como las fuerzas de fricción (Fr_3, Fr_4, Fr_5) que surgen debido al rozamiento entre los componentes. Además, la fuerza resultante (F_5) se genera debido a la inclinación del sistema, lo que influye en la distribución de la carga axial.

Este análisis permite comprender la interacción entre los aros y los componentes del tope de impacto, destacando cómo la geometría inclinada de los aros modifica la distribución de las fuerzas de reacción en comparación con un contacto anular convencional.

En el análisis de la distribución de fuerzas en los aros cónicos deformables, las únicas condiciones definidas corresponden a la fuerza aplicada F , el ángulo de inclinación θ y el coeficiente de fricción, que se considera constante para todas las zonas de contacto.

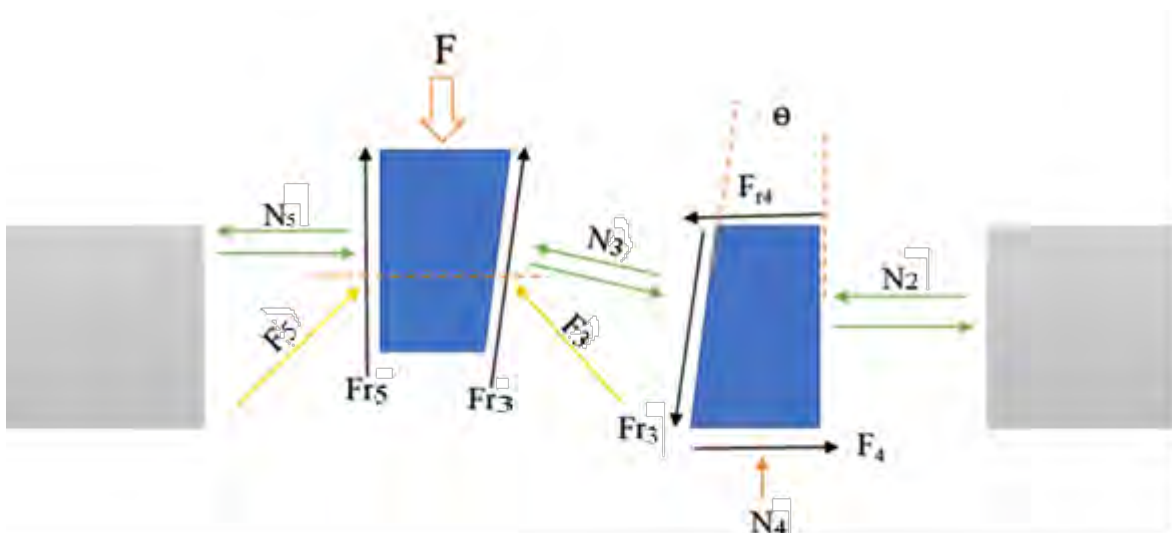


Figura 4.5. Diagrama de fuerzas de reacción en aros cónicos deformables.

Los siguientes diagramas representan los sistemas de fuerzas que actúan sobre las cuñas en contacto, destacando tanto las interacciones entre los vectores como los ángulos formados entre ellos. Cada uno de estos esquemas permite construir triángulos de fuerza en los que intervienen la fuerza normal, la fuerza de fricción y la fuerza resultante inducida por la carga aplicada.

En este contexto, es importante señalar que las direcciones de las fuerzas varían dependiendo de la resultante en específico que se desea analizar, lo cual influye directamente en la orientación del triángulo de fuerzas.

Esta variabilidad en las direcciones y sentidos es fundamental, ya que las relaciones trigonométricas que se establecen entre los ángulos y las magnitudes permiten resolver el sistema y calcular con precisión las fuerzas que no son conocidas directamente. En resumen, mediante este enfoque gráfico y analítico, se logra una descripción detallada del equilibrio de fuerzas en el sistema, lo que resulta esencial para comprender la distribución de esfuerzos en los elementos cónicos deformables.

El objetivo de este análisis es determinar los valores de las fuerzas normales resultantes N_2 y N_5 , las cuales dependen de la interacción entre las fuerzas de fricción y las reacciones normales en los puntos de contacto. Para resolver este sistema, se emplean dos

diagramas de fuerza, así también tomando en cuenta que F_3 y F_4 representan fuerzas de reacción que van en función de la inclinación de las cuñas y el desplazamiento progresivo.

- Figura 4.6 a): Representa la descomposición de fuerzas en la dirección de F_3 , mostrando la relación entre la reacción normal N_3 , la fuerza de fricción Fr_3 y el ángulo de inclinación θ_2 .
- Figura 4.6 b): Describe la relación de fuerzas en la dirección de F_4 , estableciendo la interacción entre la reacción normal N_4 , la fuerza de fricción Fr_4 y el ángulo de inclinación θ_1 .

Estos diagramas permiten expresar las ecuaciones que relacionan las componentes de fuerza en el sistema, facilitando la determinación de las reacciones normales y la fricción en los puntos de contacto del tope de impacto.

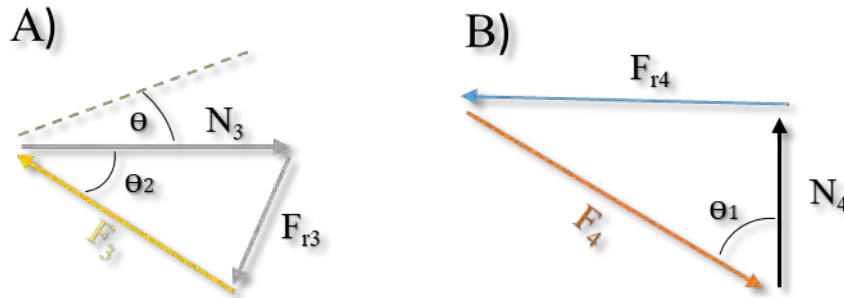


Figura 4.6. Diagramas de ángulos y magnitudes de fuerzas: a) para F_3 , b) para F_4 .

El análisis de fuerzas en los aros cónicos deformables permite determinar las magnitudes de las fuerzas F_3 y F_4 en función de la reacción normal N_2 . La Figura 4.7 (A muestra el diagrama de fuerzas donde N_2 , aunque su magnitud es desconocida, se considera completamente horizontal, ya que actúa a 90° respecto a F . A partir de los ángulos definidos en la geometría del sistema, se establecen ecuaciones que relacionan F_3 y F_4 con N_2 , lo que lleva a la formulación de las Expresiones 4.8 y 4.9.

$$F_4 = \frac{N_2 \cdot \sin \zeta}{\sin \phi} \quad (4.8)$$

$$F_3 = \frac{F_4 \cdot \sin \gamma}{\sin \zeta} \quad (4.9)$$

En la Figura 4.7 B), se representa la relación de la fuerza F_5 con F_3 y F , considerando que F es una carga aplicada en dirección vertical. Este esquema permite dimensionar los ángulos involucrados en la interacción de las fuerzas dentro del sistema.

Finalmente, la Figura 4.7 (b muestra el diagrama de fuerzas para la determinación de N_5 , donde se establece su relación con F_5 y F , permitiendo obtener la ecuación correspondiente a esta reacción normal en función de los parámetros geométricos y de carga del sistema.

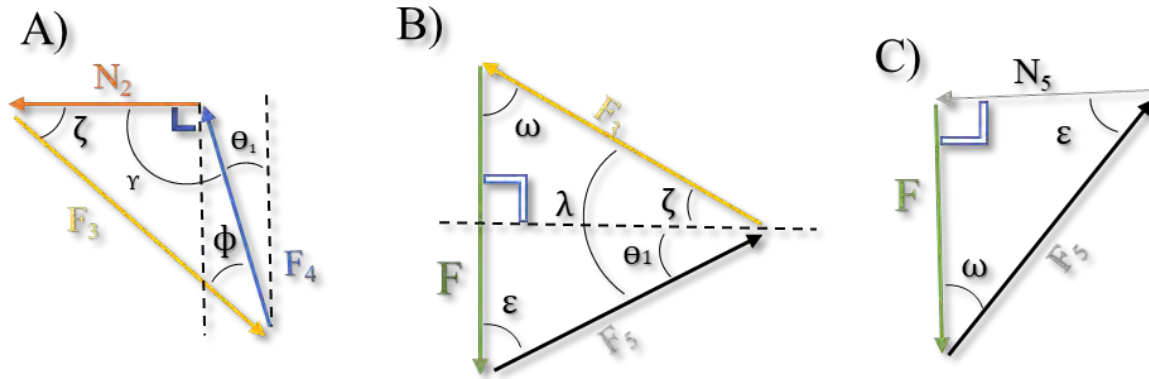


Figura 4.7. Diagramas de fuerzas y ángulos en el análisis de las reacciones normales: a) Determinación de ecuaciones en función de N_2 , b) Relación entre F_5 , F_3 y P , c) Determinación de N_5 .

Al determinar la fuerza F y sustituir la expresión de F_4 en F_3 se obtiene una ecuación que permite expresar N_2 , esto a partir del diagrama de fuerzas de la figura 4.7 (a, y en donde N_2 está en función de los ángulos involucrados en la interacción de fuerzas. Esta reacción normal corresponde a la fuerza ejercida sobre la superficie interna del aro externo y se expresa mediante (4.10):

$$N_2 = \frac{F \cdot \sin \phi \cdot \sin \epsilon}{\sin \gamma \cdot \sin \lambda} \quad (4.10)$$

Para el cálculo de la fuerza normal N_5 se complementa con el cálculo de N_2 y de la relación de F_5 a partir del mismo diagrama de fuerzas. Utilizando las relaciones trigonométricas establecidas en la interacción entre F_3 y los ángulos correspondientes, se obtiene (4.11) Esto meramente es para obtener una equivalencia tanto de F_3 para complementar la relación de F_5 :

$$F_5 = \frac{F_3 \cdot \sin \omega}{\sin \varepsilon} \quad (4.11)$$

Utilizando el diagrama de fuerzas resultante mostrado en la Figura 4.7 (c, donde se incluye la fuerza normal N_5 y la fuerza F , se establece una ecuación que permite determinar N_5 en función de los ángulos del sistema. En este diagrama, todos los ángulos y magnitudes son conocidos, excepto la fuerza normal N_5 , lo que permite su cálculo mediante (4.12):

$$N_5 = \frac{F \cdot \sin \omega}{\sin \varepsilon} \quad (4.12)$$

Sustituyendo las ecuaciones obtenidas para las fuerzas normales en el aro interno y el aro externo dentro de la ecuación de momento, se derivan expresiones que permiten establecer la equivalencia de los momentos generados en cada uno de los aros. Estas ecuaciones consideran la relación entre la carga aplicada F , los ángulos característicos del sistema, el coeficiente de fricción μ y el radio de contacto R .

$$M_{B5} = \frac{\mu \cdot F_n \cdot r_1 \cdot \sin \omega}{\sin \varepsilon} \quad (4.13)$$

$$M_{B2} = \frac{F_n \cdot \mu \cdot r_0 \cdot \sin \phi \cdot \sin \varepsilon}{\sin \gamma \cdot \sin \lambda} \quad (4.14)$$

El siguiente apartado aborda el contacto en disco cónico, donde se analiza la transmisión de fuerzas en superficies planas de contacto y su efecto en la resistencia al movimiento. Este modelo permite describir el torque necesario para superar la fricción en zonas donde la interacción entre los componentes no depende de la inclinación, sino de la presión aplicada y la distribución de esfuerzos sobre un área definida.

4.7. Contacto cónico

La Figura 4.9 ilustra el concepto de contacto cónico, el cual se distingue de las zonas de contacto planas debido a la presencia de un ángulo de inclinación α entre los radios superior (R_0) e inferior (R_I) del disco. Esta inclinación genera una distribución de esfuerzos

distinta, ya que la interacción entre las superficies no ocurre en un plano completamente perpendicular a la carga aplicada, sino sobre una superficie inclinada.

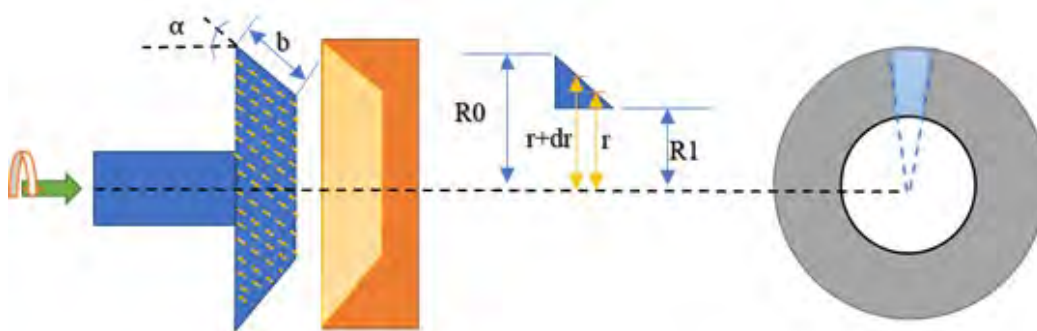


Figura 4.8. Representación esquemática del contacto cónico en discos.

El cálculo del torque de transmisión en un embrague cónico parte del análisis de las fuerzas que actúan sobre la superficie de contacto entre el cono y el receptor. Se asume que la presión sobre la superficie de contacto es uniforme Hall (1971).

En el análisis del torque transmitido por un embrague cónico, se emplean diversas variables que permiten modelar el comportamiento de contacto entre las superficies inclinadas.

El torque representa el momento de torsión transmitido por el sistema. La fuerza axial es la carga que se aplica perpendicularmente a lo largo del eje del cono para mantener el contacto entre las superficies. El coeficiente de fricción caracteriza la resistencia al deslizamiento entre las superficies de contacto y depende del material y condiciones de operación.

Bajo el supuesto de presión uniforme sobre la superficie de contacto de un embrague cónico, el torque transmitido puede expresarse en función de la fuerza normal total, la fuerza de fricción, los radios del contacto y el ángulo del cono. El punto de partida es la expresión general del torque definido por Hall (1971):

$$T = \frac{F_N f R_m}{\sin \alpha} \quad (4.15)$$

donde f es la fuerza de fricción y R_m el radio medio de contacto. Este radio medio se define como el promedio de los radios exterior e interior del área de contacto y está definido por (Hall ,1971):

$$R_m = R_0 + R_i \quad (4.16)$$

Sustituyendo en la expresión anterior, se obtiene:

$$T = \frac{F_N f (R_0 + R_i)}{2 \sin \alpha} \quad (4.17)$$

Considerando que la fuerza de fricción está relacionada con la fuerza normal mediante la expresión

$$f = F_n \mu \quad (4.18)$$

donde μ es el coeficiente de fricción entre las superficies de contacto, se puede sustituir esta relación en la ecuación del torque, obteniéndose:

$$T = \frac{F_N^2 \mu (R_0 + R_i)}{2 \sin \alpha} \quad (4.19)$$

Esta formulación final permite expresar el torque transmitido únicamente en función de la fuerza normal, el coeficiente de fricción, los radios de contacto, y el ángulo del cono. Es importante destacar que esta deducción es válida bajo la suposición de presión uniforme sobre toda la superficie de contacto del embrague cónico.

4.8. Ecuación de torque ideal

Al realizar la sumatoria de los momentos generados en cada una de las zonas de contacto y sustituyendo los valores correspondientes de coeficientes de fricción, radios y fuerzas normales, se obtiene la ecuación (4.20), que representa el torque total en la zona de precarga del prototipo de tope de impacto:

$$\begin{aligned}
 T_{ZC} = & (\mu_1 \cdot F_{N_1} \cdot r_{0_1}) + (\mu_2 \cdot F_{N_2} \cdot r_{0_2}) + (\mu_3 \cdot F_{N_3} \cdot r_{0_3}) + (\mu_4 \cdot F_{N_4} \cdot r_{0_4}) \\
 & + (\mu_5 \cdot F_{N_5} \cdot r_{0_5}) + \left(\frac{\mu \cdot F_N \cdot r_1 \cdot \sin \omega}{\sin \varepsilon} \right) + \left(\frac{\mu \cdot F_N \cdot r_1 \cdot \sin \omega}{\sin \varepsilon} \right) \\
 & + \left(\frac{F_N \cdot \mu \cdot r_0 \cdot \sin \emptyset \cdot \sin \varepsilon}{\sin \gamma \cdot \sin \lambda} \right) + \left(\frac{F_N \cdot \mu \cdot r_0 \cdot \sin \emptyset \cdot \sin \varepsilon}{\sin \gamma \cdot \sin \lambda} \right) \\
 & + \left(\frac{F_N^2 \cdot \mu \cdot (R_0 + R_1)}{2 \sin \alpha} \right) + \left(\frac{F_N^2 \cdot \mu \cdot (R_0 + R_1)}{2 \sin \alpha} \right)
 \end{aligned} \tag{4.20}$$

Los parámetros conocidos en la ecuación incluyen los radios de cada uno de los componentes del sistema: el vástago, el separador y los distintos pares de aros cónicos deformables. Asimismo, se consideran los valores de fuerza axial en cada etapa, obtenidos mediante la equivalencia entre torque aplicado y fuerza axial, conforme a la ecuación de carga en perno.

También se incorporan las relaciones geométricas entre ángulos, derivadas del ángulo inicial de inclinación de los aros cónicos. Para todas las zonas de contacto, se asume un coeficiente de fricción constante, lo que permite unificar el análisis bajo un mismo criterio de comportamiento, véase la Tabla 4.3.

La Tabla 4.3 resume los valores utilizados para modelar la ecuación de zonas de contacto dentro del prototipo de tope de impacto. Se consideran nueve interfaces de fricción, todas con un coeficiente de fricción constante de $\mu = 0.15$. Las fuerzas normales aplicadas a cada superficie varían desde 2.2 kN hasta 11 kN, reflejando distintas condiciones de carga. También, se incluyen los ángulos característicos de la ecuación de contacto cónico, así como el ángulo de inclinación de los aros cónicos deformables ($\alpha = 16$). Estos valores son fundamentales para establecer las ecuaciones de equilibrio que vinculan el torque aplicado con la fuerza axial transmitida a través de cada interfaz.

Esta ecuación proporciona una estimación del torque requerido para garantizar una zona de contacto óptima durante la fase de precarga del prototipo de tope de impacto. Sin embargo, debido a la influencia de factores no considerados en la formulación, como variaciones en la distribución de presión, micro deformaciones en la superficie de contacto y efectos dinámicos, la solución no será completamente exacta. Para mejorar la precisión del modelo y reducir discrepancias con los datos experimentales, pueden implementarse distintos

métodos que permitan evaluar y ajustar los valores de los coeficientes de fricción, ángulos y radios en cada una de las zonas de contacto. Esto facilitará una mejor aproximación a la curva de datos obtenida en pruebas experimentales, optimizando la predicción del comportamiento del sistema.

Tabla 4.3. Valores utilizados para modelar las zonas de contacto dentro del prototipo de tope de impacto.

$\mu_{1,2,3,4,5,6,7,8,9}$	0.15
$F_{N_{1,2,3,4,5,6,7,8,9}}$	2.2kN, 4.4kN, 6.6kN, 8.8kN, 11kN
α	16°
$\emptyset$	73.2°
ε	89.9°
γ	90°
λ	16.7°
ω	73.2°

4.8.1. Condiciones

Para evaluar las condiciones establecidas en la ecuación, en primera instancia se deben obtener resultados a partir de los valores fijos en la formulación. Esto permite definir un marco de solución aplicando valores específicos a las variables involucradas, tales como radios, coeficientes de fricción, fuerzas aplicadas, ángulos y presiones. A partir de estos valores, se calcula la sumatoria de momentos en cada una de las zonas de contacto, como se expresa en la ecuación (4.21):

$$T_{ZC} = (M_A) + (M_{B1+B2}) + (M_C) \quad (4.21)$$

La expresión representa la sumatoria del torque total generado en todas las zonas de contacto, donde T_{ZC} es el torque total resultante. Dentro de esta sumatoria, M_A corresponde

a los torques generados en las zonas de contacto tipo A, mientras que M_{B1+B2} representa el torque acumulado en las zonas de contacto tipo B. Finalmente, M_C agrupa las contribuciones de las zonas de contacto tipo C, permitiendo así evaluar el efecto combinado de todas las interacciones de fricción en el sistema.

Dado que la presión actúa únicamente para despejar la fuerza cuando el área es conocida, se emplea directamente el valor obtenido mediante la ecuación de carga en pernos para la fuerza axial ejercida, con un rango de 2200 N a 11000 N.

Para cada zona de contacto, se adopta un coeficiente de fricción de 0.15, un valor representativo para ciertas combinaciones de superficies metálicas en condiciones secas. De acuerdo con las tablas de coeficientes de fricción en ingeniería, este valor es comúnmente aceptado para contactos metal-metal con acabados superficiales suaves y sin lubricación (Mangrighitu, 2001). La elección de este coeficiente permite garantizar una representación realista del comportamiento del sistema en las simulaciones, asegurando que los parámetros utilizados reflejen condiciones operativas plausibles, ver Tabla 4.4.

De esta manera, los coeficientes de fricción se convierten en los principales factores de ajuste, además este mismo coeficiente de 0.15 se ha utilizado dentro de la ecuación de carga en perno al momento de obtener el cálculo para el torque (Espinosa, 2015). Al graficar la ecuación con estos valores, se obtiene una representación que permite comparar la aproximación del modelo teórico con los datos experimentales y la ecuación de carga en pernos.

A partir de este punto, todas las ecuaciones correspondientes a las distintas configuraciones dentro del modelo de zonas de contacto emplearán un valor fijo de coeficiente de fricción igual a 0.15. Esta elección se fundamenta en su uso previo como coeficiente de fricción estático en el análisis de la ecuación de carga en perno, donde ha demostrado ser un parámetro representativo y funcional. Además, dicho valor resulta apropiado para modelar la interacción entre superficies metálicas, al ofrecer una estimación versátil tanto para condiciones de fricción estática como dinámica.

Los valores de los radios se extraen directamente del prototipo de tope de impacto y de los aros cónicos deformables, despreciando en esta etapa las variaciones de los radios en

función de la fuerza aplicada. Una vez aplicados todos los valores a las variables correspondientes, se obtiene el torque necesario para hacer girar cada una de las zonas de contacto. La Tabla 4.5 muestra los valores calculados.

Tabla 4.4. Valores del coeficiente de fricción para diferentes materiales.

Material		Coeficiente de fricción (μ_s)
Metal metal	sobre metal	0.15–0.20
Metal madera	sobre madera	0.20–0.60
Metal mampostería	sobre mampostería	0.30–0.70
Madera madera	sobre madera	0.25–0.50
Mampostería sobre mampostería		0.60–0.70
Caucho concreto	sobre concreto	0.50–0.90

Finalmente, para la representación comparar los resultados de estos valores se puede visualizar como una pendiente de la fuerza aplicada respecto al torque. A través de esta Tabla 4.5 comparativa, se pueden contrastar los momentos generados en cada zona de contacto y evaluar la coherencia de los resultados obtenidos con las pruebas experimentales. Además, de poder identificar su comportamiento de cada una de las ecuaciones, así como su semejanza con ecuación de carga en perno, así mismo lo que permite identificar tendencias y posibles desviaciones en la estimación teórica respecto a los datos experimentales.

Tabla 4.5. Valores de fuerza axial en cada tipo de zona de contacto.

Fuerza axial aplicada (N)	2200N	4400 N	6600N	8800kN	11000 N
Torque en Contacto tipo A (Nm)	36.83	73.67	110.51	147.35	184.18
Torque en Contacto tipo B (Nm)	9.18	135.13	202.70	270.26	337.83
Torque en Contacto tipo C (kNm)	29.57	118.28	266.14	473.15	739.93
Torque Total (kNm)	29.61	118.49	266.46	473.57	739.75

Al graficar la fuerza axial en función del torque, obtenemos una curva que muestra cómo, a medida que se aplica más torque al tornillo de ajuste en el prototipo de tope de impacto, la fuerza axial aumenta de manera progresiva como se muestra en la Figura 4.9.

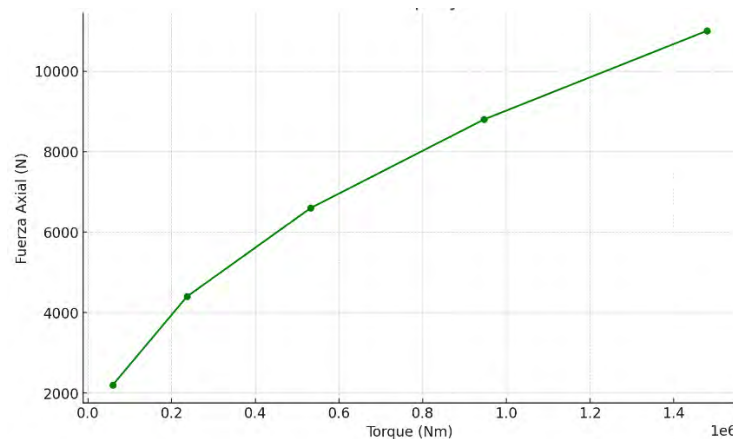


Figura 4.9. Representación gráfica de ecuación de zonas de contacto incluyendo todas las zonas de contacto.

Este comportamiento, sin embargo, difiere del comportamiento observado en los datos experimentales como la ecuación de carga en perno, ya que entre las ecuaciones que componen el modelo de zonas de contacto, existe una que presenta un comportamiento exponencial y no lineal. Específicamente, la ecuación tipo C, que corresponde a la ecuación

de contacto cónico, y esto a su vez introduce una variabilidad adicional en la relación entre torque y fuerza axial, lo que genera un comportamiento diferente al observado en la práctica y en la ecuación de carga en perno.

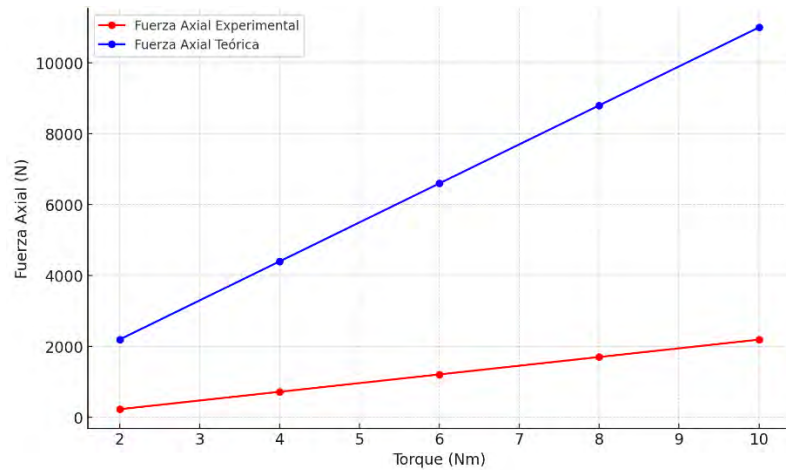


Figura 4.10. Grafica comparativa de fuerza axial calculada mediante ecuación de carga en perno y datos experimentales.

La Figura 4.10 presenta la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial medida a partir de la Tabla 1.1, tanto experimental como teóricamente, mediante la ecuación de carga en perno en el prototipo de tope de impacto. A medida que el torque aumenta, la fuerza axial experimental también incrementa, pero los valores experimentales son significativamente menores que los teóricos obtenidos a partir de la ecuación de carga en perno. Esto sugiere que la ecuación de carga en perno, que describe una relación lineal entre torque y fuerza axial, no refleja completamente las condiciones experimentales y que en definitiva ninguna de las dos ecuaciones tanto de carga en perno como en la ecuación de zonas de contacto incluyendo todas las zonas en el prototipo describen ni en magnitud ni en comportamiento.

Se comprueba que el comportamiento observado en los datos experimentales difiere del modelo teórico de zonas de contacto debido a la influencia de la ecuación de contacto cónico, es fundamental obtener más datos sobre las condiciones específicas de los experimentos. Estos datos permitirán ajustar y replicar la curva de manera más fiel, considerando factores como la distribución de las zonas de contacto. Al descartar zonas de contacto de manera controlada, se podrá aproximar con mayor precisión la relación entre torque y fuerza axial, alineando mejor los resultados experimentales con el comportamiento

teórico del modelo de zonas de contacto. Este enfoque mejorará la capacidad predictiva del modelo y permitirá una comprensión más detallada del comportamiento del prototipo bajo diferentes condiciones de carga.

4.8.2. Variables y constantes

Dado que los radios y ángulos correspondientes a las zonas de contacto tipo A, B y C se mantienen constantes en el tiempo y no varían con la fuerza aplicada, estos valores pueden ser tratados como una única constante. De esta manera, la ecuación resultante dependerá únicamente del coeficiente de fricción de cada zona de contacto en caso de ser necesario un mayor ajuste. ´

Dado que en cada ecuación se emplea una equivalencia de fuerza axial basada en la ecuación de carga en perno, se utilizarán los valores correspondientes a mediciones experimentales de torque de 2 Nm, 4 Nm, 6 Nm, 8 Nm y 10 Nm, equivalentes a fuerzas axiales de 2200 N, 4400 N, 6600 N, 8800 N y 11000 N, respectivamente. Para efectos del modelo, se asume que cada zona de contacto está sometida a la misma fuerza axial. Esta simplificación se justifica porque, si se utilizaran directamente las fuerzas medidas en cada zona, los resultados obtenidos serían aún menores. Lo anterior se debe a que el valor inicial de apriete está teóricamente definido por la ecuación de carga en perno, pero se ve reducido por las pérdidas derivadas de la interacción mecánica entre los distintos componentes del conjunto. Bajo esta consideración, la ecuación para las zonas de contacto tipo A se expresa como:

$$M_A = F_N \cdot (\mu_{A1} \cdot C_{A1}) + (\mu_{A2} \cdot C_{A2}) + (\mu_{A3} \cdot C_{A3}) + (\mu_{A4} \cdot C_{A4}) + (\mu_{A5} \cdot C_{A5}) \quad (4.22)$$

Para las zonas de contacto tipo B, donde la presión se distribuye en dos formas diferentes (M_{B1} y M_{B2}), se sustituyen los valores de los ángulos, lo que permite expresar la ecuación en términos del coeficiente de fricción. Así, las ecuaciones correspondientes a estas zonas quedan definidas como:

$$M_{B1} = F_N \cdot (\mu_{MB5-1} \cdot r_{MB5-1} \cdot C_{MB5-1}) + (\mu_{MB5-2} \cdot r_{MB5-2} \cdot C_{MB5-2}) \quad (4.23)$$

$$M_{B2} = F_N \cdot (\mu_{MB2-1} \cdot r_{MB2-1} \cdot C_{MB2-1}) + (\mu_{MB2-2} \cdot r_{MB1-2} \cdot C_{MB1-2}) \quad (4.24)$$

De manera similar, la ecuación para las zonas de contacto tipo **C** se expresa en función de un único coeficiente de fricción:

$$M_C = F_n \cdot (\mu_{C1} \cdot C_{C1}) + (\mu_{C2} \cdot C_{C2}) \quad (4.25)$$

Dado que los ángulos y diferencias de radios se consideran constantes, es posible reducir las expresiones de cada momento en función de las áreas de contacto. Esto permite una mejor interpretación de los datos variables al representar el torque total como:

$$\begin{aligned} T_t = F_N \cdot & ((\mu_{A1} \cdot C_{A1}) + (\mu_{A2} \cdot C_{A2}) + (\mu_{A3} \cdot C_{A3}) + (\mu_{A4} \cdot C_{A4}) + (\mu_{A5} \cdot C_{A5}) \\ & + (\mu_{MB5-1} \cdot r_{MB5-1} \cdot C_{MB5-1}) + (\mu_{MB5-2} \cdot r_{MB5-2} \cdot C_{MB5-2}) \\ & + (\mu_{MB2-1} \cdot r_{MB2-1} \cdot C_{MB2-1}) + (\mu_{MB2-2} \cdot r_{MB1-2} \cdot C_{MB1-2}) \\ & + (\mu_{C1} \cdot C_{C1}) + (\mu_{C2} \cdot C_{C2})) \end{aligned} \quad (4.26)$$

Esta formulación compacta permite analizar la influencia cada zona de contacto y su impacto en la generación de torque, facilitando la interpretación de los resultados y la optimización del diseño del sistema.

4.9. Evaluación de ensayos experimentales para la ecuación de zonas de contacto

La Figura 4.12 muestra el prototipo de tope de impacto instrumentado con extensómetros (Espinosa 2015), los cuales permiten medir la fuerza axial aplicada durante las pruebas experimentales de precarga.

Para llevar a cabo estos ensayos, Espinosa (2015) siguió un procedimiento meticuloso que garantizó la correcta instalación y funcionamiento del sistema de medición:

1. Montaje de los aros deformables y el separador sobre el vástago, asegurando su correcta alineación dentro del sistema.
2. Colocación de la rondana posterior y ajuste manual del tornillo de fijación, aplicando una precarga inicial con los dedos.

3. Fijación del sistema en un tornillo de banco, prensando la parte plana del vástago con las mordazas para evitar desplazamientos indeseados.
4. Instalación de los extensómetros, permitiendo la captura precisa de la deformación generada por la aplicación de carga axial.

Para las pruebas realizadas con extensómetros, se utilizó una máquina de ensayos universal capaz de aplicar cargas que variaban desde 500 N hasta 10,000 N. Durante las pruebas, las galgas extensométricas, al experimentar la deformación del material bajo carga, generaron un cambio en su resistencia eléctrica, lo que resultó en una variación en el voltaje de salida. Este voltaje fue registrado y posteriormente se estableció una relación cuantitativa entre el voltaje generado y la carga aplicada. A partir de esta relación, se determinó el factor de calibración que asocia el cambio de voltaje a las unidades de fuerza, permitiendo así la conversión de las mediciones de voltaje en valores correspondientes a la carga axial aplicada.

Después de haber realizado el proceso de calibración se presenta en la Figura 4.11 la curva de calibración obtenida del sensor de fuerza.

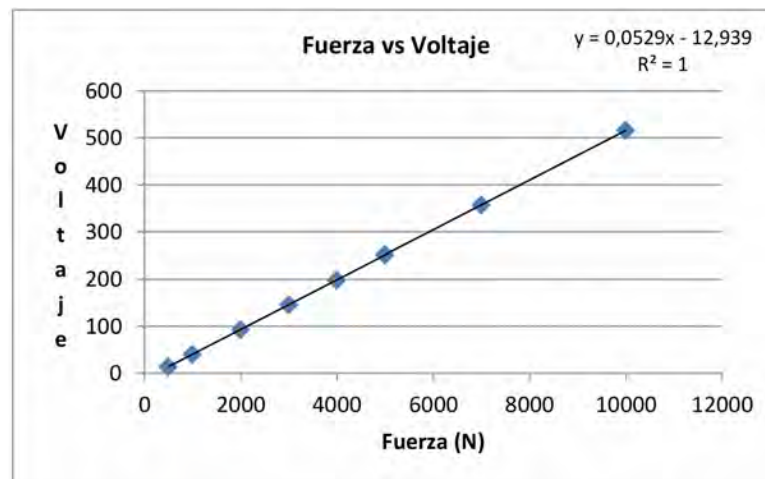


Figura 4.11. Curva de calibración de fuerza axial y voltaje Espinosa (2015).

Una vez obtenida la curva de calibración, es posible establecer una relación directa entre el voltaje registrado y la fuerza axial aplicada. Con esta relación, se procede a montar los componentes de la sección de precarga del prototipo de tope de impacto, junto con los extensómetros.

Posteriormente, se aplica torque al tornillo de ajuste, lo que provoca una deformación en el separador. Esta deformación genera una respuesta en los extensómetros, que se traduce en una variación en la señal de voltaje de salida. Este voltaje, a su vez, puede ser correlacionado con la fuerza axial ejercida, permitiendo así monitorear el comportamiento del sistema bajo condiciones de carga.

Este proceso aseguró que los datos obtenidos en los ensayos fueran lo más precisos y repetibles posible, permitiendo evaluar con mayor exactitud la distribución de esfuerzos en el sistema y validar los resultados obtenidos en la ecuación de zonas de contacto.



Figura 4.12. Prototipo de tope de impacto instrumentado con extensómetros Espinosa (2015).

La Figura 4.13 representa el diagrama de zonas de contacto utilizadas en la ecuación de torque total y aquellas que fueron descartadas debido a la ausencia de interacción con la carcasa durante las pruebas experimentales.

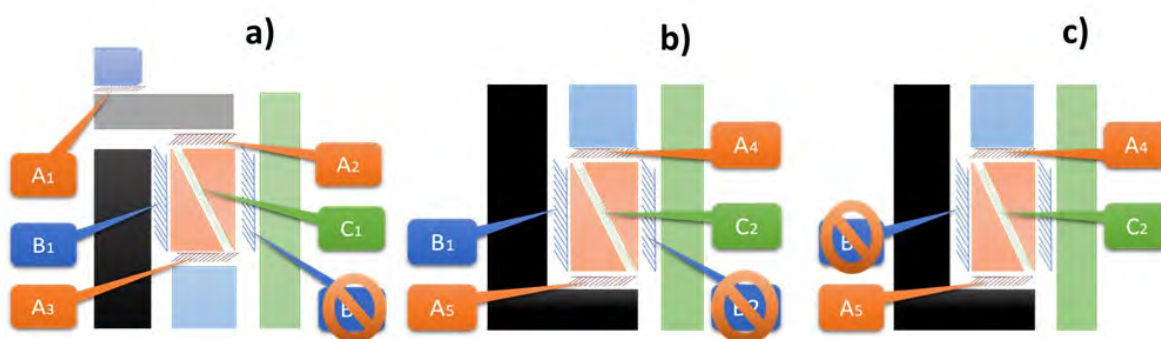


Figura 4.13. Esquema de zonas de contacto descartadas para la ecuación de torque total.

En los esquemas (a) y (b) de la Figura 4.13 se identifican las zonas de contacto que no generan fricción relevante en el sistema experimental, ya que la carcasa no está presente en los ensayos. Estas áreas han sido omitidas en la ecuación de sumatoria de momentos,

eliminando las contribuciones que no afectan directamente la transmisión del torque en la precarga del sistema. En el esquema (c) de la Figura 4.13 se descarta además la fricción del aro interno inferior en el vástago, debido a que los resultados experimentales muestran que la fuerza axial máxima alcanzada (233 N) es insuficiente para provocar una deformación significativa en los aros inferiores. Esto indica que su influencia en la ecuación de torque es mínima y puede ser excluida del análisis.

Se toma en cuenta las ecuaciones tipo B antes que las de tipo C, puesto que una de las primeras interacciones al deformarse los aros cónicos deformables se presenta entre el vástago y el aro interno, a su vez el comportamiento de la ecuación tipo C nos permite deducir que el comportamiento exponencial no es una característica clave como lo denotan las mediciones experimentales, y que para llegar a interferir necesitaría de unidades de torque muy elevadas.

Si se considerara esta zona, se asumiría que al deslizarse el aro interno no habría arrastre en el vástago, lo que no corresponde con el comportamiento real del sistema. Esta eliminación se refleja en la Figura 4.13, donde se observa cómo la ecuación de la sumatoria de momentos se simplifica tras el descarte de la zona de contacto representada en la Figura 4.13b. Como resultado, la ecuación queda expresada de la siguiente manera:

$$T_t = F_n \cdot ((\mu_{A1} \cdot C_{A1}) + (\mu_{A2} \cdot C_{A2}) + (\mu_{A3} \cdot C_{A3}) + (\mu_{A4} \cdot C_{A4}) + (\mu_{A5} \cdot C_{A5}) + (\mu_{MB5-1} \cdot r_{MB5-1} \cdot C_{MB5-1})) \quad (4.27)$$

Si se grafica directamente la relación como se muestra en la figura 4. entre el torque y la fuerza axial obtenida mediante la ecuación de Zonas de Contacto, se observa que para alcanzar un valor inicial de 2200 N de fuerza axial se requiere aproximadamente un torque de 21 Nm, mientras que para alcanzar el valor máximo de 11 000 N se necesitan cerca de 107 Nm. Esta escala presenta un desfase considerable respecto a los datos experimentales, los cuales se encuentran en un rango mucho menor, entre 2 Nm y 10 Nm. Por esta razón, se opta por realizar un ajuste proporcional de la gráfica, de modo que sus valores se trasladen al intervalo experimental. Esto permite una comparación más adecuada y resalta con mayor claridad la diferencia en las proporciones con respecto a otras gráficas.

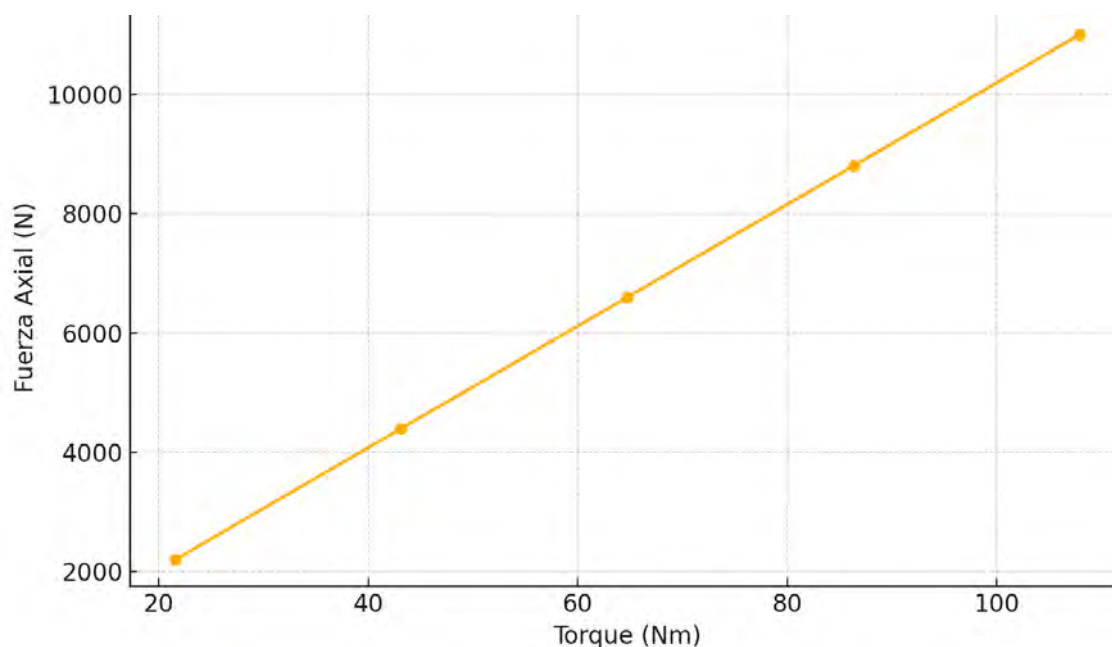


Figura 4.14. Relación Torque–Fuerza Axial según la Ecuación de Zonas de Contacto sin ajuste proporcional

Al graficar los valores de la Tabla 4.6 derivados de la versión reducida de la ecuación con los valores mínimos obtenidos, se genera una representación que permite comparar la aproximación de la curva teórica con los datos experimentales y la ecuación de carga en pernos. Esta comparación se ilustra en la Figura 4.13, donde se contrastan los valores experimentales con las ecuaciones de torque tras la eliminación de las zonas de contacto que no generan fricción.

Tabla 4.6. Valores obtenidos para la ecuación de zonas de contacto acortada con coeficiente de fricción 0.15.

Torque	Fuerza Axial Experimental (N)	Fuerza Axial Ec. Carga Perno (N)	Fuerza Axial. Ec. Zonas de Contacto (N)
2	233	2200	203.8
4	724	4400	407.7
6	1214	6600	611.6
8	1705	8800	815.5
10	2196	11000	1019.4

Esta reducción optimiza la precisión del modelo, alineándolo mejor con los datos experimentales. Esto se debe a que, al ser una equivalencia de fuerza axial y torque, habrá más fuerza por unidad de torque entre más se descarten zonas de contacto, es decir, entre menos zonas de contacto existan, también menor será el arrastre que se genera. Esto a su vez es proporcional, puesto al eliminarse zonas de contacto, el arrastre disminuye, lo que reduce la interferencia frente a la fuerza axial efectiva aplicada según la ecuación de carga en perno. No obstante, persiste una ligera desviación, posiblemente atribuida a la interacción compleja entre los materiales, la distribución efectiva de cargas y las condiciones experimentales. La corrección aplicada resalta la importancia de considerar únicamente las zonas activas en la transmisión del esfuerzo, lo que permite evaluar con mayor precisión la relación entre torque y fuerza axial.

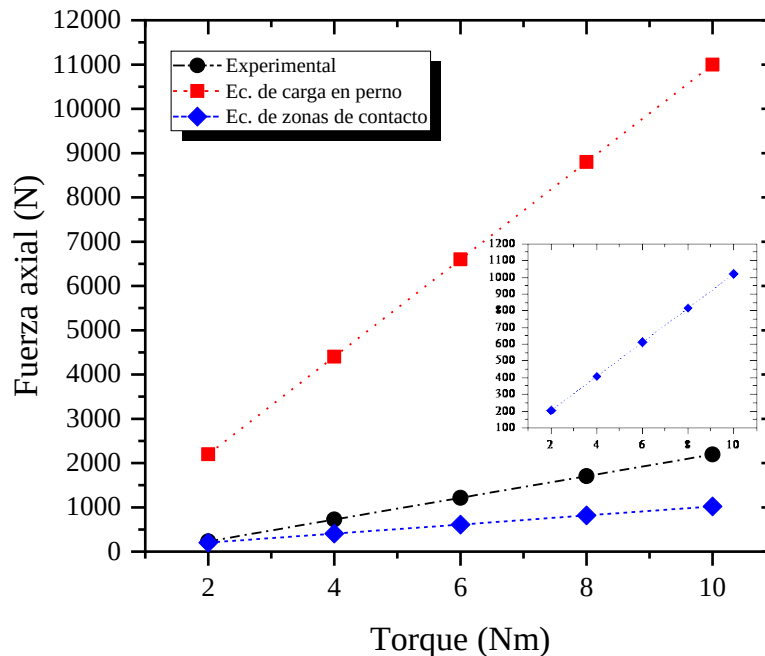


Figura 4.15. Comparación de los valores experimentales y las ecuaciones de torque tras la eliminación de las zonas de contacto sin fricción.

El desarrollo de la metodología numérica presentada en este capítulo establece las bases para la evaluación precisa del comportamiento de los sistemas bajo estudio. La formulación de ecuaciones de contacto, el análisis de fricción y la implementación de modelos de simulación han permitido caracterizar de manera rigurosa la interacción entre los elementos del sistema. Además, la validación mediante ensayos experimentales ha

demostrado la confiabilidad de los modelos empleados, proporcionando un marco sólido para el análisis de las configuraciones propuestas.

Los resultados obtenidos en este apartado indican que, aunque el modelo no reproduce con exactitud los datos experimentales, su precisión puede mejorarse al considerar factores adicionales que afectan la respuesta del sistema. En este contexto, el siguiente capítulo se centrará en la identificación y simulación de estos elementos, con el objetivo de analizar las discrepancias observadas y optimizar la representación del comportamiento real del sistema.

CAPÍTULO V.

SIMULACIÓN

En este capítulo se presenta el análisis numérico de la fase de precarga del prototipo de tope de impacto, donde se emplea MSC Adams/View para modelar la interacción entre sus componentes. Se evalúan las fuerzas axiales en el separador bajo distintos niveles de carga, con el objetivo de replicar las condiciones de prueba experimental.

Los resultados de la simulación se comparan con datos experimentales para evaluar la precisión del modelo y determinar posibles discrepancias. Este análisis permite definir criterios para el ajuste de parámetros en el diseño y optimizar el desempeño estructural del prototipo.

5. Simulación

Los dispositivos diseñados para absorber impactos requieren un control preciso de la precarga para garantizar su correcto desempeño. En este tipo de sistemas, la simulación numérica permite predecir el comportamiento mecánico y minimizar la necesidad de pruebas experimentales extensivas.

Para desarrollar el modelo numérico, se utilizó el software MSC Adams/View, una herramienta especializada en la simulación de sistemas de dinámica multicuerpo. Este software permite representar la interacción entre componentes mecánicos a través de restricciones cinemáticas, contactos y cargas aplicadas, proporcionando una aproximación realista del comportamiento estructural del sistema bajo distintas condiciones.

5.1. Descripción del proceso de simulación en MSC Adams/View

MSC Adams/View resuelve las ecuaciones de movimiento de los cuerpos mediante el método de integración numérica implícita basada en diferencias finitas. Se emplea un esquema de integración de Newton-Raphson, el cual ajusta iterativamente los desplazamientos y fuerzas internas hasta alcanzar la convergencia en cada paso de tiempo. El proceso de simulación sigue las etapas que se presentan en la Figura 5.1.

El estudio de la fase de precarga es clave, ya que afecta la distribución de fuerzas en el mecanismo y su capacidad de respuesta ante cargas dinámicas. En este análisis, se define un modelo basado en condiciones específicas de contacto y fricción, asegurando la correspondencia con los ensayos físicos. La comparación entre simulación y experimentación permite evaluar la confiabilidad del modelo y determinar posibles mejoras en el diseño del prototipo.

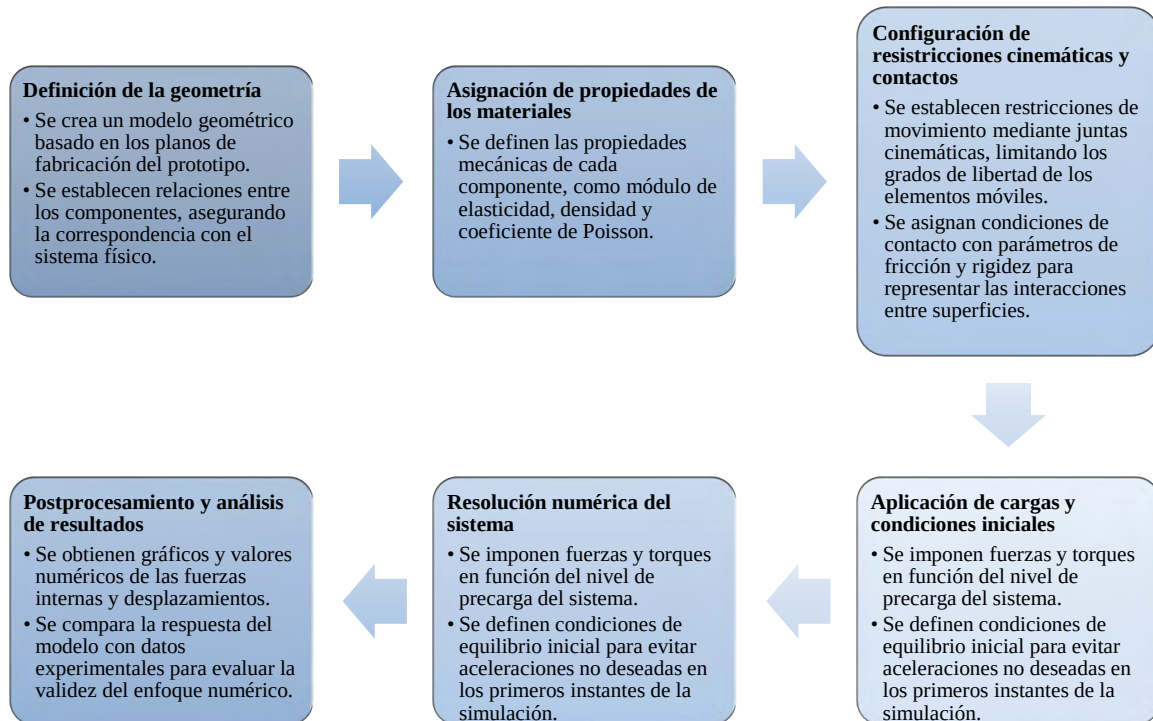


Figura 5.1. Proceso de simulación numérica en MSC Adams/View para la evaluación de la fase de precarga del prototipo de tope de impacto.

5.2. Metodología

En esta sección se describe el procedimiento seguido para el análisis numérico de la fase de precarga del prototipo de tope de impacto. Se detalla la construcción del modelo en MSC Adams/View, las condiciones de contacto e interacción entre los componentes, las propiedades del material asignadas, la aplicación de cargas y el método utilizado para la obtención y validación de los resultados.

El estudio se enfocó en la evaluación de las fuerzas axiales generadas en el separador bajo distintas condiciones de carga, replicando las pruebas experimentales realizadas en el prototipo. Se establecieron restricciones cinemáticas, se definieron los parámetros de fricción y se aplicaron técnicas de filtrado para mejorar la precisión en la interpretación de los datos obtenidos.

5.2.1. Definición del modelo

En este estudio se modeló la fase de precarga del prototipo de tope de impacto utilizando el software MSC Adams/View. Se incluyeron únicamente los elementos involucrados directamente en la transmisión de la fuerza axial en el separador, excluyendo la carcasa, la zona de impacto y los elementos de restitución. La eliminación de estos componentes permitió centrar el análisis en la interacción mecánica entre el separador y los aros cónicos deformables.

El modelo mostrado corresponde únicamente a la sección de precarga del prototipo de tope de impacto. Esta sección fue diseñada en tres dimensiones utilizando el software SolidWorks (Figura A) y posteriormente exportada a un entorno tridimensional en el software MSC Adams View para su análisis dinámico (Figura B), como se observa en la Figura 5.2.

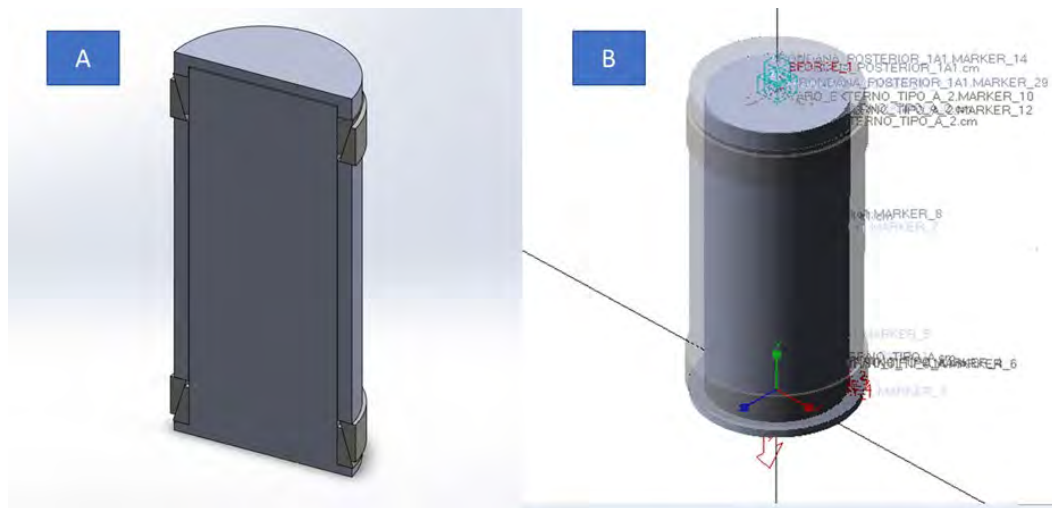


Figura 5.2. Modelo tridimensional de la sección de precarga del prototipo de tope de impacto en software de simulación: a) SolidWorks b) MSC Adams View.

El modelo numérico se construyó a partir de planos de fabricación del prototipo, asegurando la correspondencia geométrica con el sistema físico. Se definieron los siguientes elementos: vástago principal, rondana posterior, dos pares de aros cónicos deformables, y el separador.

5.2.2. Condiciones de contacto e interacción

La correcta asignación de las condiciones de frontera es un paso crítico en la configuración de simulaciones dinámicas mediante el software MSC Adams View. En esta etapa, se establece el cuerpo de referencia que permanecerá fijo durante el análisis, el cual actúa como base para el montaje y condicionamiento del resto de los componentes móviles del sistema. En la Figura 5.3 se muestra la ventana de configuración donde se define un enlace de tipo *Fixed* entre el componente "vástago_1a1" y el entorno de referencia (*ground*). Esta restricción garantiza la estabilidad del modelo y permite calcular con precisión las fuerzas de interacción, desplazamientos relativos y demás variables dinámicas relevantes durante el proceso de precarga.

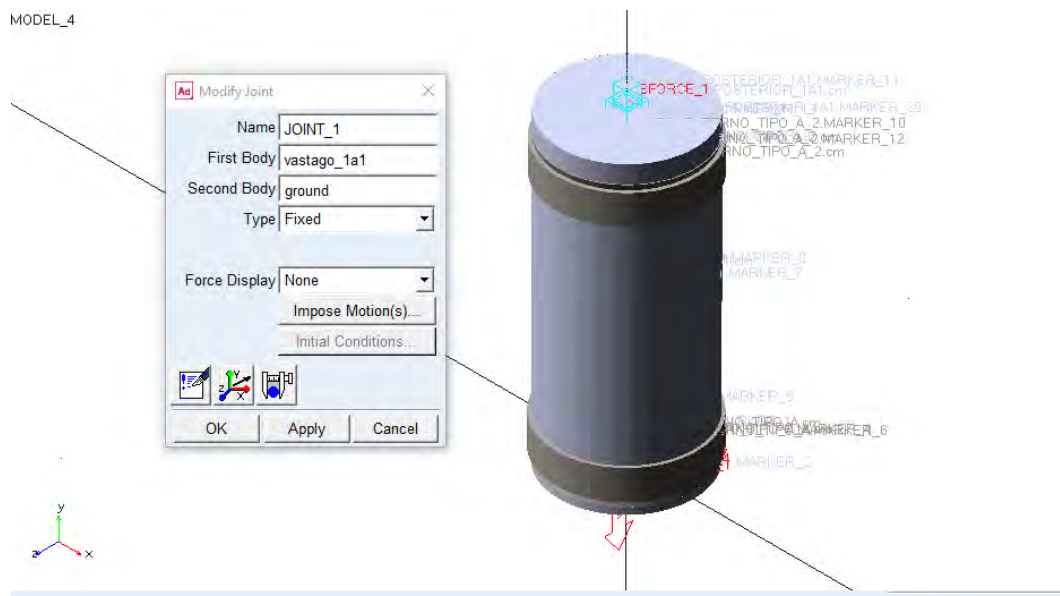


Figura 5.3. Configuración del encastre del componente fijo en la sección de precarga del prototipo de tope de impacto.

La configuración de la unión de tipo *Translational* permite establecer el movimiento relativo lineal entre componentes móviles del sistema, sin generar condiciones de contacto directo. En este caso, se define la interacción cinemática entre el componente móvil "vástago_1a1" y el elemento "ARO_INTERNO_TIPO_2", lo que delimita el grado de libertad de traslación axial en la dirección del eje del sistema. Esta asignación es esencial para representar con precisión el comportamiento dinámico durante la fase de precarga, como se ilustra en la Figura 5.4.

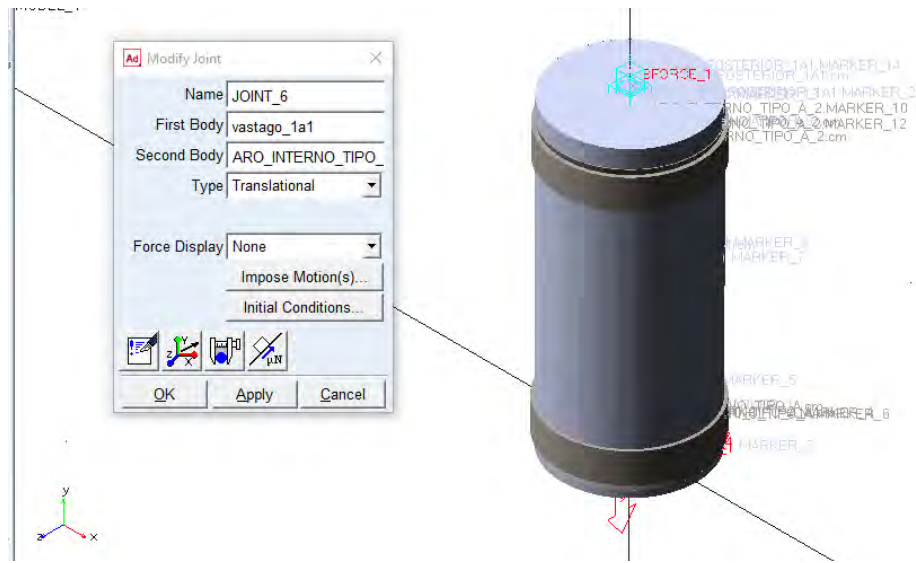


Figura 5.4. Definición de unión traslacional entre el vástago y el aro interno en la sección de precarga del prototipo.

En la definición de contacto entre sólidos dentro de MSC Adams View, la fuerza normal se modela mediante un enfoque de impacto, que considera parámetros específicos para replicar el comportamiento mecánico del acero. Se asigna una rigidez de 1.0×10^5 N/m, un exponente de fuerza de 2.2 para introducir no linealidad en la respuesta del contacto, un coeficiente de amortiguamiento de 10 Ns/m y una profundidad máxima de penetración de 0.1 mm. Además, se activa el modelo de fricción de Coulomb, estableciendo un coeficiente de fricción estática de 0.15 y dinámico de 0.14, junto con velocidades de transición de adherencia y fricción de 100 mm/s y 1000 mm/s, respectivamente. Todos estos parámetros son definidos en una única ventana de configuración, como se muestra en la Figura 5.5, y son fundamentales para garantizar una representación realista de la interacción entre componentes durante la simulación dinámica.

Asimismo, todas las dimensiones de los componentes utilizados en la simulación fueron obtenidas a partir de planos específicos de cada una de las piezas que conforman el prototipo de tope de impacto. De este modo, se garantiza que la geometría del modelo numérico represente con precisión la configuración real del sistema, minimizando posibles desviaciones en los resultados debidas a diferencias dimensionales entre el modelo y el prototipo físico.

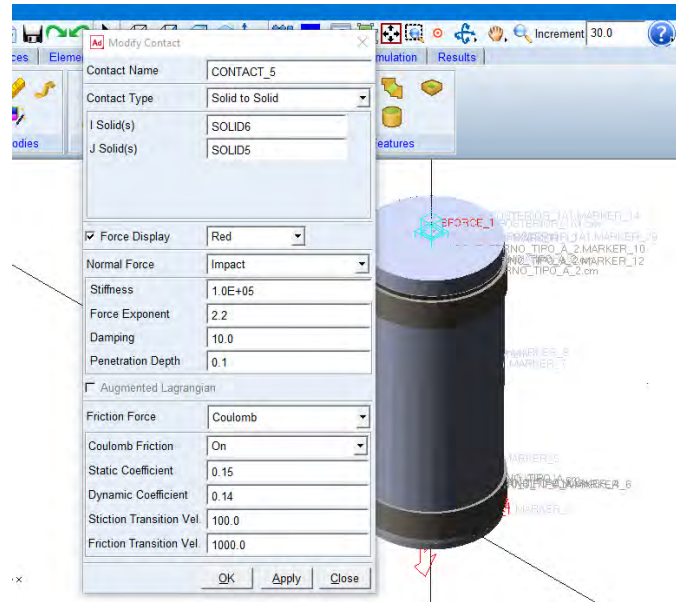


Figura 5.5. Parámetros de configuración del contacto sólido-sólido en la simulación de la sección de precarga del prototipo de tope de impacto.

5.2.3. Propiedades del material

Todos los componentes fueron modelados utilizando acero AISI 1018, cuyas propiedades mecánicas se definieron de acuerdo con las siguientes especificaciones: un módulo de Young de 2.07×10^5 MPa, una relación de Poisson de 0.3 excepto en el caso de los aros cónicos deformables, donde se consideró un valor de 0.29 y una densidad de 7.801×10^{-6} kg/mm³. La selección de este material se basó en su similitud con el empleado en la fabricación del prototipo, lo que permitió representar con precisión la respuesta estructural bajo las condiciones de carga evaluadas.

5.2.4. Aplicaciones de carga y evaluación de resultados

Las simulaciones fueron evaluadas aplicando cinco niveles de carga: 2200 N, 4400 N, 6600 N, 8800 N y 11000 N, correspondientes a 2, 4, 6, 8 y 10 Nm de torque, respectivamente, de acuerdo con la ecuación de carga en perno. Estas cargas fueron aplicadas con el objetivo de determinar las fuerzas axiales resultantes generadas en el sistema a partir de cada una de estas condiciones de precarga.

Dado que el software no permite la medición directa de cargas en elementos sólidos, como ocurre en las mediciones experimentales, la evaluación de las fuerzas se llevó a cabo a través del análisis de los contactos dentro del modelo. En este caso particular, la medición se realizó en la interfaz de contacto entre los aros cónicos internos y el separador, ya que, en las pruebas experimentales, las mediciones fueron obtenidas mediante galgas extensométricas colocadas sobre el mismo separador. Esta metodología permite garantizar una correspondencia adecuada entre los resultados numéricos y los datos experimentales, facilitando así la validación del modelo de simulación.

5.2.5. Respuesta del sistema y análisis de resultados

Una vez iniciada la simulación en el software, la respuesta del sistema se representa mediante gráficas que muestran la evolución de la fuerza axial, en unidades de Newtons, con respecto al tiempo, expresado en segundos. Dado que el comportamiento de la fuerza axial es estable y se mantiene relativamente constante a lo largo del tiempo, se optó por simular únicamente un intervalo de un segundo, lo que resulta suficiente para capturar la tendencia del fenómeno sin incurrir en costos computacionales innecesarios.

Sin embargo, debido a que en MSC Adams las mediciones de fuerza no se realizan directamente sobre los sólidos ni exclusivamente sobre una pieza, sino en las zonas de contacto entre componentes, los datos obtenidos pueden presentar un nivel significativo de ruido. Este efecto es común en simulaciones que involucran interacciones mecánicas en uniones, rodamientos o engranajes, ya que las fuerzas calculadas pueden oscilar debido a la naturaleza del método numérico empleado.

El ruido en la señal de fuerza axial puede estar originado por diversas razones, entre ellas, la presencia de oscilaciones numéricas generadas por el solver de Adams, especialmente si el paso de integración es demasiado grande o si existen rigideces elevadas en los contactos. Aunque es posible reducir este ruido mediante ajustes en los parámetros de simulación, tales como la disminución del paso de integración o la optimización de las condiciones de contacto, su eliminación completa no es factible. No obstante, la aplicación de técnicas de filtrado y procesamiento de datos permite atenuar las fluctuaciones y facilitar el análisis de los resultados obtenidos.

Para el tratamiento del ruido y la obtención de una aproximación más precisa del valor promedio de la fuerza axial, se empleó un código basado en el filtro Savitzky-Golay, una técnica de suavizado de señales diseñada para reducir el ruido sin alterar significativamente las características principales de la señal, tales como picos, pendientes o curvaturas.

Este enfoque resulta particularmente útil en aplicaciones donde es fundamental preservar las variaciones inherentes a la señal, como en el análisis de vibraciones mecánicas, la evaluación de fuerzas dinámicas en simulaciones con Adams View o el procesamiento de datos experimentales. Al aplicar este filtro, se logra mitigar las oscilaciones numéricas generadas en la simulación, manteniendo la coherencia en la representación del fenómeno estudiado, ver Figura 5.6.

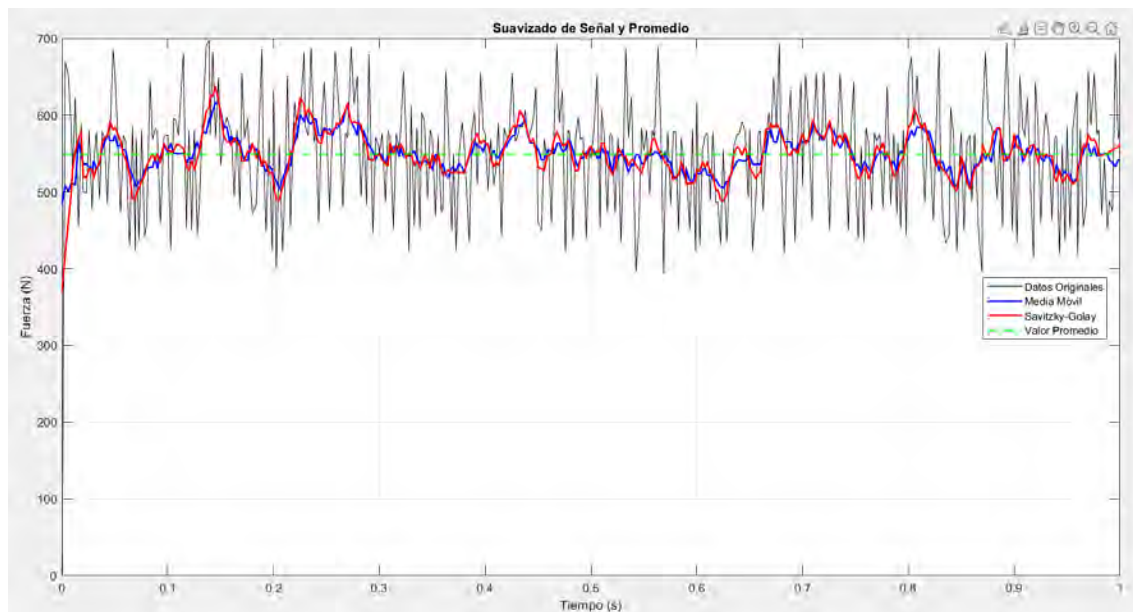


Figura 5.6. Reducción del ruido en la señal de fuerza axial mediante Media Móvil y Filtro Savitzky-Golay.

Posteriormente, una vez obtenida la señal suavizada, se calculó el valor promedio de la curva procesada, con el objetivo de obtener una estimación más fiable y representativa del comportamiento de la fuerza axial. Esta metodología permite reducir la dispersión en los valores calculados y definir con mayor precisión la tendencia de la respuesta del sistema, facilitando así la comparación con los resultados experimentales y la validación del modelo numérico.

5.3. Adquisición de datos

La Tabla 5.1 presenta la comparación entre los valores experimentales y simulados de la fuerza axial en función del torque aplicado. Se observa que para un torque de 2 Nm, los valores obtenidos en la simulación y en el experimento muestran una concordancia cercana, con un error relativo del 0.51%. Sin embargo, a medida que el torque incrementa, la diferencia entre ambos conjuntos de datos se hace más evidente. A partir de 4 Nm, el error relativo aumenta de forma considerable, superando el 56%, y alcanza un máximo de 74.92% para el torque de 10 Nm.

Estos resultados sugieren que, si bien el modelo de simulación representa con precisión el comportamiento del sistema en condiciones de baja carga, su precisión disminuye notablemente conforme se incrementa el torque. Esto podría deberse a factores no considerados en la simulación, como efectos no lineales en la interacción entre componentes o simplificaciones en los parámetros de contacto del modelo numérico.

Tabla 5.1. Comparación de la fuerza axial experimental y simulada en función del torque aplicado.

Torque (Nm)	Fuerza Axial Experimental (N)	Fuerza Axial Simulación (N)	Error Simulación (%)
2	233	234.18	0.51%
4	724	311.65	56.95%
6	1214	407.87	66.40%
8	1705	485.7	71.51%
10	2196	550.71	74.92%

La Figura 5.7 ilustra la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial, comparando los valores experimentales con los obtenidos mediante simulación. La gráfica revela dos tendencias diferenciadas: mientras que los datos experimentales muestran un crecimiento aproximadamente lineal con el aumento del torque, los valores de simulación presentan una pendiente mucho menor.

En el rango inicial de 2 Nm, ambas curvas se encuentran muy próximas, indicando una buena concordancia entre el modelo y la realidad. No obstante, a partir de 4 Nm, la discrepancia entre ambas curvas se acentúa progresivamente, con una separación cada vez

mayor entre los valores experimentales y simulados. Este comportamiento evidencia que el modelo de simulación subestima la fuerza axial en condiciones de carga elevada, lo que resalta la necesidad de ajustes en los parámetros de contacto, coeficientes de fricción y efectos dinámicos dentro del modelo numérico para mejorar su precisión en aplicaciones con cargas superiores.

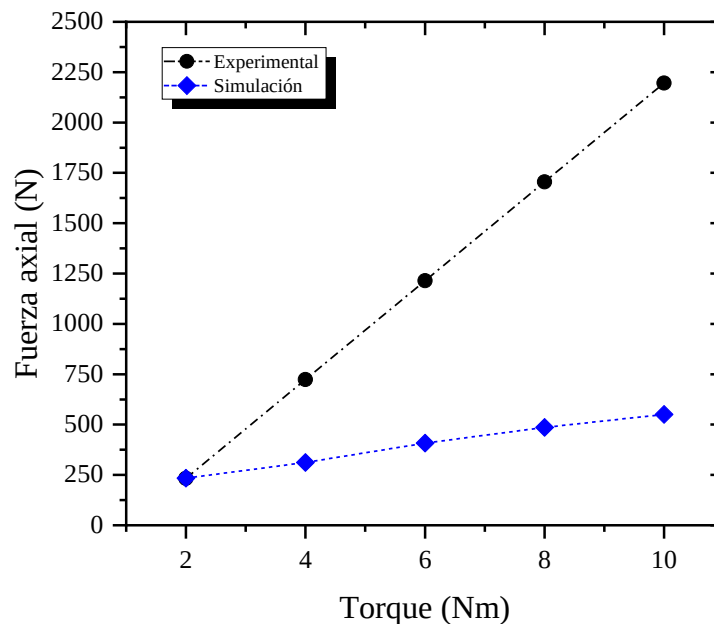


Figura 5.7. Relación entre el torque aplicado y la fuerza axial: comparación entre datos experimentales y simulación.

El modelo numérico en MSC Adams/View replicó la precarga del prototipo, permitiendo comparar las fuerzas axiales en el separador con datos experimentales. La simulación identificó tendencias y discrepancias, estableciendo la base para evaluar la precisión del modelo. El siguiente capítulo analiza los resultados y su confiabilidad.

CAPÍTULO VI.

ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos a partir de la ecuación de torque y su comparación con las mediciones experimentales. Se analiza la correspondencia entre la distribución de la fuerza axial y el torque aplicado en las distintas zonas de contacto del prototipo de tope de impacto, evaluando la precisión del modelo teórico frente a los datos reales.

Los valores calculados a partir de la ecuación de carga en perno y la ecuación de zonas de contacto, junto con los resultados de las pruebas experimentales, permiten evaluar el grado de ajuste de cada modelo. La finalidad es determinar posibles discrepancias y validar la confiabilidad de los métodos numéricos utilizados.

Finalmente, se comparan las tendencias obtenidas en las distintas condiciones de simulación, proporcionando una visión integral sobre la relación entre el torque aplicado y la respuesta estructural del prototipo.

6. Análisis y discusión de resultados

En esta sección, se presentan los resultados obtenidos a partir de la ecuación propuesta, que establece la equivalencia entre el torque aplicado y las zonas de contacto en el prototipo de tope de impacto. Se comparan estos valores con los obtenidos mediante la ecuación de carga en perno y con los resultados experimentales, permitiendo evaluar la precisión y fiabilidad del modelo teórico.

Para el análisis, se seleccionaron valores de entrada correspondientes a las fuerzas axiales en zonas de contacto específicas del prototipo. Estos valores sirvieron como referencia para determinar las demás variables involucradas en el sistema. El cálculo inicial de la fuerza axial se realizó a partir de la ecuación de carga en perno y se complementó con mediciones experimentales en dos zonas de contacto.

A partir de estos datos iniciales, se aplicó un método metaheurístico para ajustar las fuerzas axiales en el resto de las zonas de contacto, logrando una aproximación óptima con los datos experimentales. Finalmente, se compararon los resultados obtenidos con la ecuación de carga en perno, la ecuación de zonas de contacto sin variación de parámetros y los valores experimentales. El análisis busca determinar el rendimiento de cada modelo y su grado de concordancia con los valores medidos, proporcionando un criterio para evaluar la validez del enfoque numérico adoptado.

6.1. Ecuación de zonas de contacto

Si la ecuación de torque total se expresa como la diferencia entre la suma de los momentos en todas las zonas de contacto, es posible definir una fracción mínima de convergencia. Esta fracción representa una ecuación integral en la que la sumatoria de los momentos se ajusta al torque requerido para superar el arrastre en toda la estructura del prototipo.

Este enfoque permite una descripción precisa de la distribución del torque a lo largo de las zonas de contacto, proporcionando una evaluación integral del comportamiento

dinámico del sistema. Con base en esta formulación, se establece la ecuación (6.1), que determina el torque óptimo necesario para contrarrestar la resistencia en todas las zonas de contacto del prototipo.

$$T_{ZC} = T_t = ((F_{N1} \cdot \mu_{A1} \cdot C_{A1}) + (F_{N2} \cdot \mu_{A2} \cdot C_{A2}) + (F_{N3} \cdot \mu_{A3} \cdot C_{A3}) + (F_{N4} \cdot \mu_{A4} \cdot C_{A4}) + (F_{N5} \cdot \mu_{A5} \cdot C_{A5}) + (F_{N6} \cdot \mu_{MB5-1} \cdot r_{MB5-1} \cdot C_{MB5-1})) \quad (6.1)$$

A partir de la ecuación derivada del análisis de zonas de contacto, se pueden calcular valores equivalentes que permiten una comparación directa con los datos experimentales y los obtenidos mediante la ecuación de carga en perno. Este análisis evalúa la precisión y validez de los modelos teóricos al contrastar sus resultados con los valores medidos, lo que facilita la validación o ajuste del modelo para representar con mayor exactitud el comportamiento del sistema.

El estudio identifica discrepancias entre las ecuaciones y los datos experimentales, lo que contribuye a la validación de los modelos teóricos o a la necesidad de ajustes. La correcta distribución del torque y la fuerza axial en las zonas de contacto resulta esencial para comprender el desempeño del prototipo bajo distintas condiciones de carga.

Con los resultados obtenidos, se establece una correlación entre la ecuación de zonas de contacto, la ecuación de carga en perno y los datos experimentales, lo que permite determinar el grado de ajuste de cada modelo. Con base en estos hallazgos, se analizan posibles mejoras en la formulación del modelo, asegurando que los cálculos numéricos reflejen con mayor precisión la respuesta mecánica del sistema.

La Tabla 6.1 presenta la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial obtenida a partir de tres enfoques: la ecuación de zonas de contacto, la ecuación de carga en perno y los valores experimentales. Los resultados muestran que la ecuación de carga en perno predice valores significativamente mayores de fuerza axial en comparación con los otros dos enfoques. En contraste, la ecuación de zonas de contacto estima fuerzas mucho menores, lo que sugiere que este modelo considera una menor influencia del torque en la generación de fuerza axial.

Tabla 6.1. Proporción de fuerza axial con respecto al torque en la ecuación de zonas de contacto, la ecuación de carga en perno y los datos experimentales.

Torque (Nm)	Ec. Zonas de contacto (N)	Ec. Carga en Perno (N)	Experimental (N)
2	203.89	2200	233
4	407.79	4400	724
6	611.68	6600	1214
8	815.58	8800	1705
10	1019.48	11000	2196

Los valores experimentales se encuentran en un rango intermedio entre ambas ecuaciones, lo que indica que ni la ecuación de carga en perno ni la ecuación de zonas de contacto reflejan con total precisión la distribución real de la fuerza axial en el prototipo. La diferencia entre los datos teóricos y experimentales señala la necesidad de ajustes en los modelos para mejorar su precisión y representar de manera más fiel el comportamiento del sistema bajo carga.

Figura 6.1 muestra la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial, comparando los datos experimentales con la ecuación de zonas de contacto. Se observa que la curva experimental sirve como referencia del comportamiento real del sistema, mientras que la ecuación de zonas de contacto genera valores menores, lo que indica que este modelo estima una menor influencia del torque en la generación de fuerza axial. Para un torque aplicado de 2 Nm, la fuerza axial experimental alcanza aproximadamente 1500 N, mientras que la ecuación de zonas de contacto predice un valor cercano a 1200 N, reflejando una diferencia del 20 %. A medida que el torque aumenta a 6 Nm, la fuerza axial experimental llega a 4600 N, mientras que la ecuación de zonas de contacto alcanza aproximadamente 4000 N, manteniendo una diferencia cercana al 13 %.

Este análisis permite evaluar la precisión de la ecuación de zonas de contacto en la estimación de la fuerza axial, destacando su tendencia a subestimar los valores experimentales en todo el rango de torque analizado.

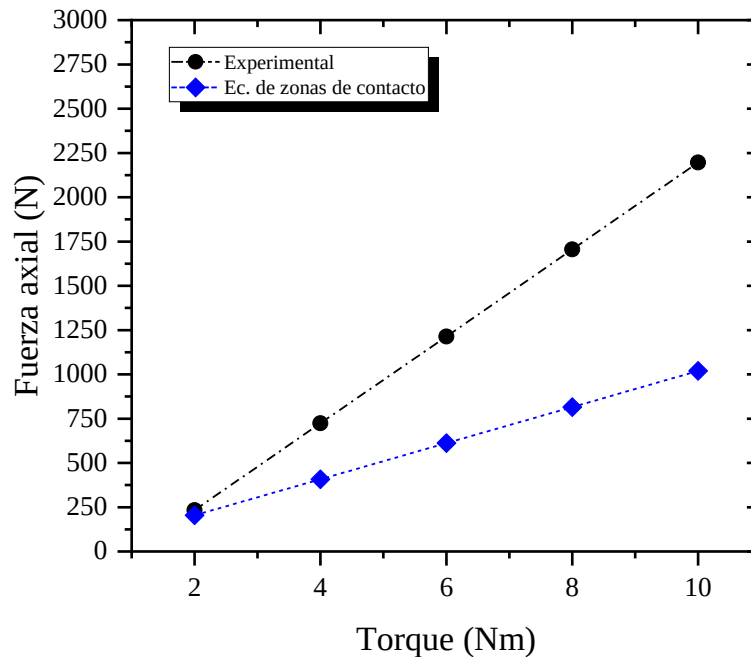


Figura 6.1. Relación entre la fuerza axial y el torque aplicado según la ecuación de zonas de contacto y los datos experimentales.

La Tabla 6.1 respalda estos resultados al presentar los valores numéricos de cada ecuación y su comparación con los datos medidos. Se observa que la ecuación de carga en perno predice un incremento significativamente más pronunciado del torque conforme la fuerza axial aumenta, con valores que superan ampliamente los registrados en los experimentos. En contraste, la ecuación de zonas de contacto muestra una relación más moderada entre ambas variables, lo que sugiere que este modelo considera un menor efecto de la fuerza axial sobre el torque.

Por otro lado, los datos experimentales presentan un comportamiento intermedio entre ambas ecuaciones. Esto indica que la ecuación de carga en perno podría estar sobrestimando la influencia de la fuerza axial en el torque, mientras que la ecuación de zonas de contacto podría estar subestimándola. La discrepancia entre los modelos teóricos y los datos experimentales sugiere la necesidad de revisar los supuestos empleados en las ecuaciones o considerar factores adicionales que influyan en la relación torque-fuerza axial, tales como las características del contacto, la variación en la fricción o la deformación de los componentes bajo carga.

Este análisis resalta la importancia de ajustar los modelos numéricos para mejorar su precisión, permitiendo que las ecuaciones utilizadas reflejen con mayor fidelidad el comportamiento real del sistema bajo distintas condiciones de carga.

6.2. Análisis comparativo de la fuerza axial

La Figura 6.2 presenta la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial resultante, comparando los valores experimentales con aquellos obtenidos mediante tres modelos de estimación: simulación computacional, ecuación de carga en perno y ecuación de zonas de contacto.

Los datos experimentales (círculos negros) representan la referencia empírica, mostrando un incremento de la fuerza axial desde 233 N hasta 2196 N al aumentar el torque de 2 Nm a 10 Nm. Esta tendencia sugiere que la fuerza axial generada en la unión tiene un comportamiento aproximadamente lineal con el torque aplicado, aunque factores como la fricción y la deformación pueden generar pequeñas desviaciones.

En contraste, los valores obtenidos en la simulación computacional (estrellas verdes) presentan una tendencia creciente pero con una pendiente considerablemente menor. Por ejemplo, para 2 Nm el modelo de simulación predice 234.18 N, lo que implica un error de solo 0.51% respecto a la medición experimental. Sin embargo, a medida que el torque incrementa, la discrepancia se vuelve más pronunciada. Para 10 Nm, la simulación arroja un valor de 550.71 N, lo que representa una subestimación del 74.92% en comparación con el valor experimental (2196 N). Este comportamiento indica que el modelo computacional no está considerando ciertos efectos físicos, como la fricción efectiva en las superficies de contacto o la interacción entre los materiales bajo carga.

Por otro lado, los valores calculados mediante la ecuación de carga en perno (cuadrados rojos) muestran un comportamiento drásticamente diferente, sobreestimando la fuerza axial en todos los puntos. Este modelo teórico predice una fuerza axial de 2200 N para 2 Nm y 11000 N para 10 Nm, lo que implica un error del 843.35% y 400.55%, respectivamente. La discrepancia se debe a que este modelo no considera pérdidas

mecánicas, deformaciones o variaciones en la fricción, por lo que tiende a sobrestimar la transferencia de carga axial en la unión.

Finalmente, la ecuación de zonas de contacto (diamantes azules) ofrece una mejor aproximación en comparación con la ecuación de carga en perno, aunque sigue presentando diferencias notables con los valores experimentales. A 2 Nm, la ecuación predice 203.89 N, con un error del 12.50%, mientras que para 10 Nm, el modelo estima 1019.48 N, lo que representa una subestimación del 53.60%. A lo largo del intervalo de análisis, este modelo presenta un error promedio de 42.29%, lo que sugiere que, aunque captura mejor la distribución de carga en la interfaz de contacto, aún requiere ajustes en los coeficientes de fricción y parámetros geométricos para mejorar su precisión.

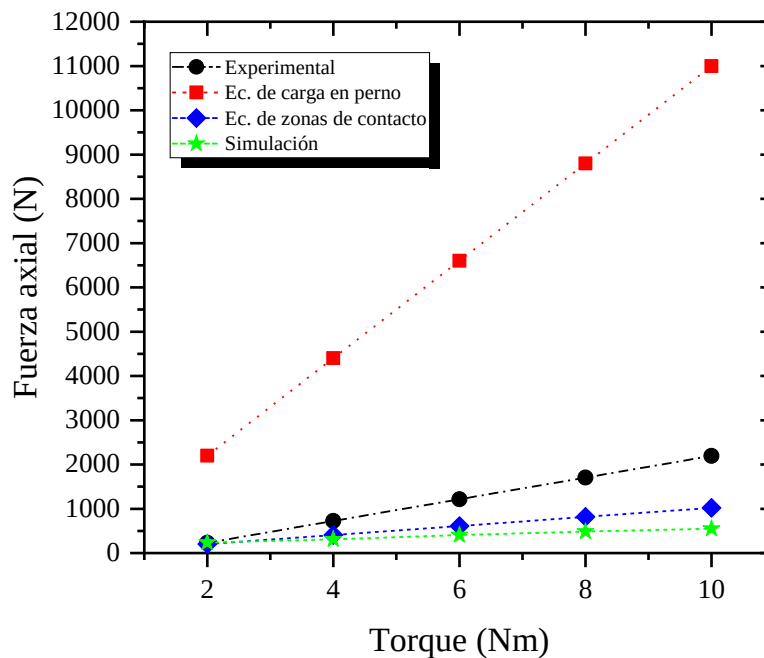


Figura 6.2. Comparación de fuerzas axiales en función del torque aplicado.

En la Tabla 6.2 se resumen los valores obtenidos en cada uno de los modelos junto con sus respectivas diferencias porcentuales en relación con la fuerza axial experimental.

Estos resultados permiten identificar con mayor claridad las fortalezas y limitaciones de cada modelo. Mientras que la simulación computacional ofrece una buena precisión en condiciones de bajo torque, su precisión disminuye drásticamente conforme la carga aumenta. La ecuación de carga en perno resulta inadecuada debido a su sobrestimación

extrema de la fuerza axial, mientras que la ecuación de zonas de contacto, aunque más precisa, sigue presentando errores significativos, especialmente en altos niveles de torque.

La evaluación de estos modelos destaca la necesidad de mejorar la simulación computacional mediante el ajuste de parámetros clave, como el coeficiente de fricción, la modelación del contacto y los efectos de deformación plástica. Asimismo, subraya la importancia de validar los resultados con datos experimentales en toda la gama de condiciones operativas para garantizar la fiabilidad de los modelos numéricos en aplicaciones de ingeniería.

6.3. Discusión

Las diferencias observadas entre los valores experimentales y los modelos de estimación pueden atribuirse a varios factores que influyen en la transmisión de carga dentro de la unión mecánica analizada. La subestimación en la simulación computacional sugiere que el modelo no está considerando adecuadamente la interacción entre los materiales bajo carga, lo que puede estar relacionado con una representación limitada de la fricción y de las deformaciones en la interfaz de contacto. La sobrestimación extrema de la ecuación de carga en perno indica que este modelo asume una transferencia ideal de carga sin contemplar pérdidas mecánicas ni efectos de contacto, lo que lo vuelve inadecuado para describir el comportamiento real del sistema. La ecuación de zonas de contacto ofrece una aproximación más realista, aunque sus desviaciones en torques elevados evidencian la necesidad de ajustes en sus parámetros de fricción y rigidez estructural.

La falta de precisión en los modelos de estimación puede deberse a la simplificación del coeficiente de fricción, el cual en realidad varía con la carga y la geometría de la superficie. En uniones mecánicas sometidas a torque creciente, la fricción efectiva puede modificarse por cambios en la presión de contacto y la deformación localizada de los materiales. Además, la interacción mecánica dentro de la unión no es completamente rígida, lo que significa que la redistribución de esfuerzos juega un papel clave en la determinación de la fuerza axial real. La ausencia de estos efectos en la simulación y en los modelos analíticos explica, en parte, la discrepancia observada con los valores experimentales.

Para mejorar la precisión de los modelos, es necesario refinar la representación de los parámetros de contacto, especialmente la fricción y la rigidez estructural. La simulación podría optimizarse mediante un ajuste de la malla en las zonas críticas y la implementación de modelos de fricción dependientes de la carga. En el caso de la ecuación de zonas de contacto, la calibración de los coeficientes con base en mediciones experimentales permitiría reducir los errores en altas cargas. Además, la realización de pruebas complementarias con sensores de deformación facilitaría una mejor caracterización de la interacción mecánica en la unión. Estas mejoras contribuirían a una modelación más precisa y confiable, permitiendo predicciones más ajustadas a la realidad física del sistema.

Tabla 6.2. Comparación cuantitativa de la fuerza axial experimental y estimada mediante simulación, ecuación de carga en perno y ecuación de zonas de contacto en función del torque aplicado.

Torque (Nm)	Fuerza axial experimental (N)	Fuerza axial simulación (N)	Diferencia porcentual simulación (%)	Fuerza axial carga en perno (N)	Diferencia porcentual carga en perno (%)	Fuerza axial de zonas de contacto (N)	Diferencia porcentual zonas de contacto (%)
2	233	234.18	0.51	2200	843.35	203.89	12.5
4	724	311.65	56.96	4400	507.73	407.79	43.65
6	1214	407.87	66.4	6600	443.91	611.68	49.58
8	1705	485.7	71.49	8800	416.15	815.58	52.15
10	2196	550.71	74.92	11000	400.55	1019.48	53.6

CAPÍTULO VII.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este capítulo se presentan las conclusiones derivadas del análisis realizado, resaltando los hallazgos más relevantes sobre la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial en las distintas zonas de contacto del prototipo de tope de impacto. Se sintetizan los principales resultados obtenidos a partir de la ecuación de carga en perno, la ecuación de zonas de contacto y los datos experimentales, evaluando la precisión de cada modelo en la estimación de la precarga generada.

Además, se discuten las implicaciones de estos resultados en el diseño y funcionamiento del sistema, identificando sus limitaciones y aspectos susceptibles de mejora. Finalmente, se proponen recomendaciones para futuras investigaciones, orientadas a optimizar la precisión del modelo numérico, considerar condiciones de contacto más complejas e incorporar factores adicionales que influyan en la interacción entre los componentes del sistema.

7. Conclusiones y Recomendaciones

El análisis realizado permitió evaluar la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial generada en un tope de impacto con aros cónicos deformables, comparando tres modelos de estimación de precarga: simulación computacional en MSC Adams/View, ecuación de carga en perno y ecuación de zonas de contacto.

7.1. Conclusiones

- La simulación numérica mostró la mayor precisión a bajo torque, con un error de 0.51% a 2 Nm, pero subestimó la fuerza axial en 74.92% a 10 Nm, evidenciando la necesidad de ajustar los parámetros de contacto y fricción.
- La ecuación de carga en perno presentó una sobreestimación de hasta 400%, debido a la suposición de una distribución de carga idealizada que no considera pérdidas por fricción ni efectos geométricos.
- La ecuación de zonas de contacto mejoró la predicción respecto al modelo de carga en perno, proporcionando una aproximación más realista de la fuerza axial. Sin embargo, en torques elevados, mantuvo diferencias considerables con los datos experimentales, lo que sugiere la necesidad de refinar la representación de fricción y el comportamiento de los aros bajo carga.
- Las discrepancias entre modelos y valores experimentales evidencian que la fricción y la deformación de los aros no están completamente representadas. Ajustar los parámetros de contacto y considerar efectos no lineales es clave para mejorar la estimación de precarga en uniones atornilladas.
- La distribución de carga en la zona de contacto está influenciada por la deformación de los aros y las condiciones de fricción, lo que afecta la transferencia de carga y la eficiencia del sistema. Para mejorar la precisión del modelo, se requiere una representación más

detallada de los efectos de contacto, la presión distribuida y el posible deslizamiento en la interfaz

7.2. Recomendaciones

El análisis realizado evidenció que, aunque los modelos empleados lograron representar de manera parcial la relación entre el torque aplicado y la fuerza axial generada, persistieron discrepancias significativas con los datos experimentales. Estas diferencias se deben, en gran parte, a la simplificación de ciertos parámetros en las ecuaciones utilizadas y a limitaciones en la caracterización del contacto en la simulación numérica. Factores como la variabilidad del coeficiente de fricción, la influencia de la deformación de los aros y la presión distribuida en la interfaz de contacto no fueron completamente modelados debido a restricciones metodológicas y a la disponibilidad de datos experimentales. Por lo tanto, se proponen las siguientes recomendaciones para mejorar la precisión de futuras investigaciones:

- Refinamiento del modelo numérico: Incorporar un tratamiento más detallado de la interacción mecánica en la zona de contacto, considerando efectos no lineales, variaciones del coeficiente de fricción y deformación plástica de los aros. Esto permitiría reducir las discrepancias observadas en torques elevados.
- Análisis dinámico del sistema: Evaluar el comportamiento del prototipo bajo condiciones transitorias y cargas variables, ya que el presente estudio se enfocó únicamente en un análisis estático de la precarga. Esto permitiría determinar la influencia del deslizamiento y la disipación de energía en la transferencia de carga.
- Caracterización experimental de la fricción: Realizar mediciones detalladas del coeficiente de fricción en las interfaces de contacto, considerando diferentes condiciones de carga y materiales, con el fin de mejorar la precisión de los modelos numéricos.
- Optimización de la geometría de los aros: Explorar configuraciones alternativas en el diseño de los aros cónicos deformables, evaluando su efecto en la distribución de carga y en la estabilidad de la precarga. Esto permitiría mejorar la eficiencia del sistema en aplicaciones de disipación de impacto.

- Comparación con otros métodos de simulación: Implementar diferentes enfoques de modelado, como métodos de elementos finitos con contacto avanzado, para evaluar si una representación más detallada del sistema mejora la correspondencia con los datos experimentales.
- El enfoque de este trabajo se centra en la interpretación de condiciones de contacto que no han sido previamente consideradas. Si bien los resultados presentan una aproximación razonable con respecto a los datos experimentales y las simulaciones, se considera necesario profundizar en la comprensión de los fenómenos elásticos presentes en el prototipo del tope de impacto. Dichos fenómenos influyen de manera significativa en el comportamiento del sistema durante la fase de precarga, y su omisión en el presente análisis representa una limitación que debe abordarse en estudios futuros.

Estas mejoras permitirán optimizar la predicción de la precarga, reducir las diferencias entre los modelos teóricos y los valores experimentales, y mejorar el diseño de sistemas de disipación de energía basados en uniones atornilladas con aros cónicos deformables.

REFERENCIAS

Referencias

- Alghamdi, A. (2000). Smart frictional impact energy absorber. *International Journal of Crashworthiness*, 5(2), 169-178. doi: 10.1533/cras.2000.0132.
- Almaraz Rodríguez, J. (1997). Análisis experimental y teórico para determinación de cargas críticas estáticas en uniones mecánicas mediante aros elásticos deformables [Tesis en Maestría]. Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- Bedolla Hernández, M. (2001). Análisis numérico de uniones mecánicas tipo cónico sometidas a cargas y esfuerzos críticos [Tesis en maestría]. Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- Cardoso, Raphael Calazans, Brenno Lima Nascimento, Felipe De Freitas Thompson, y Sandro Griza. (2020). Study Of Bolted Joint Axial Stiffness Using Finite Element Analyses, Experimental Tests, And Analytical Calculations. *Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers Part C Journal Of Mechanical Engineering Science* 234 (23): 4671-81. <https://doi.org/10.1177/0954406220927066>.
- Coria, Ibai, Mikel Abasolo, Aitor Gutiérrez, y Josu Aguirrebeitia. (2020). Achieving Uniform Thread Load Distribution In Bolted Joints Using Different Pitch Values. *Mechanics & Industry* 21 (6): 616. <https://doi.org/10.1051/meca/2020090>.
- Cortés García, C. (2014). Análisis de amortiguadores de fricción con elementos deformables aplicados a vibraciones estructurales [Tesis en Doctorado]. Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- Croccolo, Dario, Massimiliano De Agostinis, Stefano Fini, Mattia Mele, Giorgio Olmi, Chiara Scapecchi, y Muhammad Hassaan Bin Tariq. (2023) Failure Of Threaded Connections: A Literature Review. *Machines* 11 (2): 212. <https://doi.org/10.3390/machines11020212>.
- DEEPA, K. S., Mohit Rajput, Christopher Solomon S, Dr.K.S.Suresh. (2017). Evaluation of preload scatter in torque strategy and torque-angle strategy for tightening of high strength fasteners. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 04 Issue: 04, e-ISSN: 2395-0056.

-
- Ding, X., Wu, X., & Wang, Y. (2014). Bolt axial stress measurement based on a mode-converted ultrasound method using an electromagnetic acoustic transducer. *Ultrasonics*, 54(3), 914-920. doi: 10.1007/s12206-013-0317-2.
 - Dowson, D., (1978). Guillaume Amontons, Biography. *Journal of Lubrication Technology*,.
 - Dowson, D., (1977). Leonardo Da Vinci, Biography. *Journal of Lubrication Technology*,.
 - Espinosa Dilman E. (2015) "Análisis experimental para la determinación de la fuerza axial de un dispositivo de tope de impacto en función del torque de apriete" [Informe técnico profesional] Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez Ingeniería Mecánica.
 - Estrada B.Q. (2009), "Análisis del efecto de la rigidez de precarga en topes de impacto", Tesis de maestría, Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos. Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos
 - Gong, H., Ding, X., Liu, J., & Feng, H. (2021b). Review of research on loosening of threaded fasteners. *Friction*, 10(3), 335-359. <https://doi.org/10.1007/s40544-021-0497-1>
 - Grzejda, R. (2018b). Impact of nonlinearity on bolt forces in multi-bolted joints: A case of the assembly stage. *Scientia Iranica*. <https://doi.org/10.24200/sci.2018.20320>
 - Grzejda, R., Warzecha, M., & Urbanowicz, K. (2022). Determination of the Preload of Bolts for Structural Health Monitoring of a Multi-Bolted Joint: FEM Approach. *Lubricants*, 10(5), 75. <https://doi.org/10.3390/lubricants10050075>
 - Guangwu, Y., Yang, L., Chen, J., Xiao, S., & Jiang, S. (2021b). Competitive Failure of Bolt Loosening and Fatigue under Different Preloads. *Chinese journal of mechanical engineering*, 34(1). <https://doi.org/10.1186/s10033-021-00663-3>
 - S. Hall, A. R. Holowenko, y H. G. Laughlin, (1971). *Teoría y problemas de diseño de máquinas*.
 - He, Peng, Jiaxin Liu, Chengyuan Zhang, y Zhansheng Liu (2019) Analytical modeling of axial stiffness of tensile bolted joints under concentric external load. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33(5). <https://10.1007/s12206-019-1020-8>
 - Hosoya, N., Hosokawa, T., Kajiware, I., Hashimura, S., & Huda, F. (2018). Evaluation of the Clamping Force of Bolted Joints Using Local Mode Characteristics of a Bolt Head. *Journal of Nondestructive Evaluation*, 37(4). <https://doi.org/10.1007/s10921-018-0528-7>

-
- Hwang, H. (2013). Bolted joint torque setting using numerical simulation and experiments. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(5), 1361-1371. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-0317-2>
 - J. Bedolla, D. Szwedowicz, J. Jiménez, T. Majewski, C. Cortés, and E. S. Gutiérrez-Wing, 2014. "Improvement of dynamic response in an impact absorber by frictional elements," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, no. 4, pp. 1349–1363, doi: 10.1007/s12206-014-0303-2
 - Jiménez Rodríguez, J. M. (2008). *Análisis de la Respuesta Dinámica al Impacto de Aros Cónicos Deformables* [Tesis en Maestria Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
 - Jiménez-Peña, C., Lavatelli, A., Balcaen, R., Zappa, E., & Debruyne, D. (2021). A Novel Contactless Bolt Preload Monitoring Method Using Digital Image Correlation. *Journal of Nondestructive Evaluation*, 40(2). <https://doi.org/10.1007/s10921-021-00784-8>
 - Kareepadath Santhosh, Deepa & Suresh², K & Solomon, Christopher, (2017). National Level PG Research Conference on Emerging Trends in Manufacturing. Comparison of torque and torque-angle strategies for tightening of high strength fasteners.
 - Kim, J. H., Yoon, J. H., & Kang, B. (2007b). Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints. *Applied Mathematical Modelling*, 31(5), 895-911. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2006.03.020>
 - Kim, S. H., Youn, S., Lee, I. J., & Lee, S. Y. (2019b). Identification of elastomeric isolator parameters on air-borne EO/IR camera with multi-axis gimbal. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33(10), 4605-4613. doi: 10.1007/s12206-019-0903-z .
 - Koshti, A. M. (2002). Smart Nondestructive Evaluation for Health Monitoring of Structural and Biological Systems. doi:10.1117/12.469904
 - Krysko, Anton V., Jan Awrejcewicz, Maxim V. Zhigalov, y Vadim A. Krysko, (2016). «On the contact interaction between two rectangular plates». *Nonlinear Dynamics* 85, n.o 4 (3 de junio de 2016): 2729-48. <https://doi.org/10.1007/s11071-016-2858-2>.
 - Kurzina, E. G., Kolmakov, A. G., Filippov, V. N., Semak, A. V., & Kurzina, A. M. (2020b). Damping Composites from Materials with Different Elastic Hysteresis Properties for Sandwich Shock Absorbers of Railroad Transport. *Inorganic Materials: Applied Research*. <https://doi.org/10.1134/s2075113320040218>

-
- “Locking Elements RFN 8006 | RINGFEDER®.”
<https://www.ringfeder.com/products/locking-elements/rfn-8006/>
 - Lee, S. P., & Kang, K. (2019). Deformation analysis of rubber seal assembly considering uncertainties in mechanical properties. *Journal of Mechanical Science and Technology*.
<https://doi.org/10.1007/s12206-019-0629-y>
 - Li, L., Wang, J., Pei, X., Chu, W., & Cai, A. (2020). A modified elastic contact stiffness model considering the deformation of bulk substrate. *Journal Of Mechanical Science And Technology*, 34(2), 777-790. <https://doi.org/10.1007/s12206-020-0126-3>
 - Li, Ran, Qifeng Chen, Yuhang He, Shitong Chen, y Hanbin Ge. (2025). «Experimental And Numerical Simulation Analyses Of A Displacement-Dependent Self-Centering Variable Friction Damper». SSRN, <https://doi.org/10.2139/ssrn.5088942>.
 - Li, Z., Li, X., Han, Y., Zhang, P., Zhang, Z., Zhang, M., & Zhao, G. (2023). A Review of Aeroengines’ Bolt Preload Formation Mechanism and Control Technology. *Aerospace*, 10(3), 307. <https://doi.org/10.3390/aerospace100303>
 - Li, Zhaoyu, Xiaoqiang Li, Yujie Han, Pengfei Zhang, Zongjiang Zhang, Mingming Zhang, y Gang Zhao. (2023). «A Review Of Aeroengines’ Bolt Preload Formation Mechanism And Control Technology». *Aerospace* 10 (3): 307. <https://doi.org/10.3390/aerospace10030307>.
 - Liao, Jingping, Chenglong Zhang, Pingfa Feng, Dingwen Yu, y Zhijun Wu, (2016). Interface contact pressure-based virtual gradient material model for the dynamic analysis of the bolted joint in machine tools. *Journal of Mechanical Science and Technology* 30, n.o 10 4511-21. doi: 10.1007/s12206-016-0919-6.
 - Liu, Zhifeng, Mingpo Zheng, Xing Yan, Yongsheng Zhao, Qiang Cheng, y Congbin Yang, (2020). «Changing Behavior Of Friction Coefficient For High Strength Bolts During Repeated Tightening». *Tribology International* 151 (junio): 106486. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106486>.
 - Liu, Zhifeng, Xing Yan, Mingpo Zheng, Yuezhen Wang, Wentao Chen, y Ying Li. (2022). «The Effect Of Tightening Again On Bolt Loosening Under Transverse Load: Experimental And Finite Element Analysis». *Structures* 44 (agosto): 1303-11. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2022.08.049>.

-
- M. Mantelli, F. H. Milanez, E. N. Pereira, and L. S. Fletcher, (2010). “Statistical model for pressure distribution of bolted joints” *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 24, no. 2, pp. 432–437, doi: 10.2514/1.42198.
 - M. Iranzad and H. Ahmadian, (2012). “Identification of nonlinear bolted lap joint models,” *Computers & Structures*, vol. 96–97, pp. 1–8, doi: 10.1016/j.compstruc.
 - M. Marshall, R. Lewis, and R. S. Dwyer-Joyce, (2006). “Characterisation of contact pressure distribution in bolted joints,” *Strain*, vol. 42, no. 1, pp. 31–43, Jan. 2006, doi: 10.1111/j.1475-1305.2006.00247.x.
 - Maljaars, Johan, y Mathias Euler. (2021) «Fatigue S-N Curves Of Bolts And Bolted Connections For Application In Civil Engineering Structures». *International Journal Of Fatigue* 151: 106355. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2021.106355>.
 - Mi, L., Ryu, J., Sun, M., & Wang, X. (2012). Effects of preloads on joints on dynamic stiffness of a whole machine tool structure. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(2), 495-508. <https://doi.org/10.1007/s12206-011-1033-4>
 - Morales A. L. (2007), “Desarrollo del modelo numérico de un amortiguador con elementos deformables y su verificación con datos experimentales”, Tesis de maestría, Centro de
 - Mott, Robert L. (2004). *Machine elements in mechanical design*. Prentice Hall.
 - Murai, Ayaka, Tadatoshi Watanabe, Masahiro Fukuda, y Shinji Hashimura. (2023). «Influences Of Various Parameters On Shear Stiffness Of Bolted Joints Subjected To Shear Load». *The International Journal Of Advanced Manufacturing Technology* 127 (11-12): 5139-54. <https://doi.org/10.1007/s00170-023-11783-6>.
 - Nassar, S. A., & Yang, X. (2006). Novel Formulation of the Tightening and Breakaway Torque Components in Threaded Fasteners. *Journal of Pressure Vessel Technology-transactions of The Asme*, 129(4), 653-663. doi: 10.1115/1.2767354.
 - Noda, Nao-Aki, Biao Wang, Kazuhiro Oda, Yoshikazu Sano, Xi Liu, Yuto Inui, y Terutoshi Yakushiji. (2021). «Effects Of Root Radius And Pitch Difference On Fatigue Strength And Anti-loosening Performance For High Strength Bolt–nut Connections». *Advances In Structural Engineering* 24 (9): 1941-54. <https://doi.org/10.1177/1369433220988619>.

-
- Okorn, Ivan, Marko Nagode, Jernej Klemenc, y Simon Oman. (2024). «Examining The Effects On A Fatigue Life Of Preloaded Bolts In Flange Joints: An Overview». *Metals* 14 (8): 883. <https://doi.org/10.3390/met14080883>.
 - OpenStax. (2021). *University physics volume 1*. OpenStax. <https://openstax.org/details/books/university-physics-volume-1>
 - P. Flores, (2021). “Contact mechanics for dynamical systems: a comprehensive review,” *Multibody System Dynamics*, vol. 54, no. 2, pp. 127–177, Oct. 2021, doi: 10.1007/s11044-021-09803-y.
 - Pan, Q., Pan, R., Shao, C., Chang, M., & Xu, X. (2020b). Research Review of Principles and Methods for Ultrasonic Measurement of Axial Stress in Bolts. *Chinese journal of mechanical engineering*, 33(1). <https://doi.org/10.1186/s10033-020-0431-x>
 - Paz Gonzáles, M. L. (2009). Análisis de Regiones de Contacto Potencial en Uniones Mecánicas con Aros Deformables Incluyendo Imperfecciones Geométricas [Tesis en Maestría]. Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.
 - Pyndak, V. I., Novikov, A. E., Dyashkin, A., & Shevketov, E. M. (2017c). Dampers and shock absorbers based on multilayer elastic shells. *Russian Engineering Research*. <https://doi.org/10.3103/s1068798x17040177>
 - Pytel, Andrew, and Jaan Kiusalaas. (2016) *Engineering Mechanics: Dynamics*, SI Edition. Cengage Learning,
 - Quaglini, Virginio, Carlo Pettoruso, y Eleonora Bruschi. (2022). «Design And Experimental Assessment Of A Prestressed Lead Damper With Straight Shaft For Seismic Protection Of Structures». *Geosciences* 12 (5): 182. <https://doi.org/10.3390/geosciences12050182>.
 - Budynas (2008) Richard G. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY.
 - Ryerson, H. H., Stokes, D. E., & Dunlap, C. A. (1960). Tribological study of steel-on-steel friction. NASA Technical Note, NACA Report No. 1234.
 - Romero Leyva, R.. (2006). Prototipo de un tope de impacto ajustable que disipe la energía mediante fricción. [TESIS EN MAESTRÍA]. Centro Nacional De Investigación y Desarrollo Tecnológico.

-
- Roy R. Craig, J., (2002). *Mecánica de Materiales*. 2a edición ed, ed. C.E. Continental. 2002, México.
 - Serway, R. A., & Jewett, J. W. (2014). *Physics for scientists and engineers* (9th ed.). Cengage Learning.
 - Szwedowicz, D., & Bedolla, J., (2007). Experimental and Numerical Coupling Proof of Conical Frictional Joints. *Key Engineering Materials*, 347, 557-562. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/kem.347.557>
 - T. Guo, L. Li, L. Cai, and Y. Zhao, (2012). “Alternative method for identification of the dynamic properties of bolted joints,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 26, no. 10, pp. 3017–3027, Oct. 2012, doi: 10.1007/s12206-012-0815-7.
 - Tol, Serife & Özgüven, H. (2015). Dynamic characterization of bolted joints using FRF decoupling and optimization. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 54. 124-138. 10.1016/j.ymssp.2014.08.005. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.08.005>.
 - Wang, Xupeng, Geng Liu, y Shangjun Ma., (2016). «Dynamic analysis of Planar mechanical systems with clearance joints using a new nonlinear contact force model». *Journal of Mechanical Science and Technology* 30, n.o 4 (1 de abril de 2016): 1537-45. doi: 10.1007/s12206-016-0308.
 - Wang, Yongfeng, Yanhong Ma, Jie Hong, Giuseppe Battiato, y Christian M. Furrone. (2024). «Experimental Studies On The Energy Dissipation Of Bolted Structures With Frictional Interfaces: A Review». *Friction* 12 (8): 1623-54. <https://doi.org/10.1007/s40544-023-0809-8>.
 - Wang, Yuezhen, Zhifeng Liu, Ying Li, y Congbin Yang. (2022). «Methodology For Optimization Of Preload In A Bolted-flange Connection Based On Markov Theory». *Journal Of Physics Conference Series* 2174 (1): 012072. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2174/1/012072>.
 - Welch, Michael. (2022). «Fatigue Analysis Of Preloaded Bolted Joints». *FME Transaction* 50 (4): 607-14. <https://doi.org/10.5937/fme2204607w>.
 - Wilson, Jerry D., and Anthony J. Buffa. *College Physics*. (2002) Pearson Educación.
 - W. Fu, Y. Huang, X. L. Zhang, and Q. Guo, (2000). “Experimental Investigation of Dynamic Normal Characteristics of Machined Joint Surfaces,” *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 122, no. 4, pp. 393–398, Feb. 2000, doi: 10.1115/1.1287589

-
- X. Quan et al., (2021). “An investigation on bolt stress ultrasonic measurement based on acoustic time difference algorithm with adaptive hybrid extended Kalman filter,” *Measurement*, vol. 186, p. 110223, Dec. 2021, doi: 10.1016/j.measurement.2021.110223.

 - Xu, Chao, Chenglong Zhang, Pingfa Feng, Dingwen Yu, y Zhijun Wu., (2014). «Characteristics of stiffness and contact stress Distribution of a spindle–holder taper joint under clamping and centrifugal forces». *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 82-83 (1 de julio de 2014): 21-28. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2014.03.006>.

 - Xuande, Yue, Xie Ying, Liu Lei, Xiong Qinlin, Jiang Zhihua, Tao Xihui, y Liu Zhichun. 2023. «Research On The Relationship Between The Tightening Torque And The Preload Of Composite Bolted Structures». *Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers Part C Journal Of Mechanical Engineering Science* 237 (23): 5708-33. <https://doi.org/10.1177/09544062231163478>.

 - Y. Chang, J. Ding, H. Fan, Y. Ding, H. Zhuang, and P. Chen, (2023). “Interfacial micromechanics modeling for bolted joints in ultra-precision machine tools,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 37, no. 8, pp. 4179–4191, Aug. 2023, doi: 10.1007/s12206-023-0734-9.

 - Yan, Xing, Zhifeng Liu, Mingpo Zheng, Ying Li, Yuezhen Wang, y Wentao Chen. (2024). «Preload Control Method Of Threaded Fasteners: A Review». *Chinese Journal Of Mechanical Engineering* 37 (1). <https://doi.org/10.1186/s10033-024-01082-w>.

 - Zhao, Lei, Rui Kuang, Guizhong Tian, Xiaona Shi, y Li Sun. (2024). «Acoustoelastic Theory And Mode Analysis Of Bolted Structures Under Preload». *Machines* 12 (11): 822. <https://doi.org/10.3390/machines12110822>.

 - Z. Hu and F. Vollertsen, (2008). “Modelling of friction with respect to size effects,” *International Journal of Material Forming*, vol. 1, no. S1, pp. 1231–1234, Mar. 2008, doi: 10.1007/s12289-008-0164-3.

ANEXOS

Anexo A. Simulación de modelos simplificados

Se presentan simulaciones con modelos simplificados de la zona de precarga el prototipo de tope de impacto, así como la comparativa de los esfuerzos y desplazamientos entre modelos.

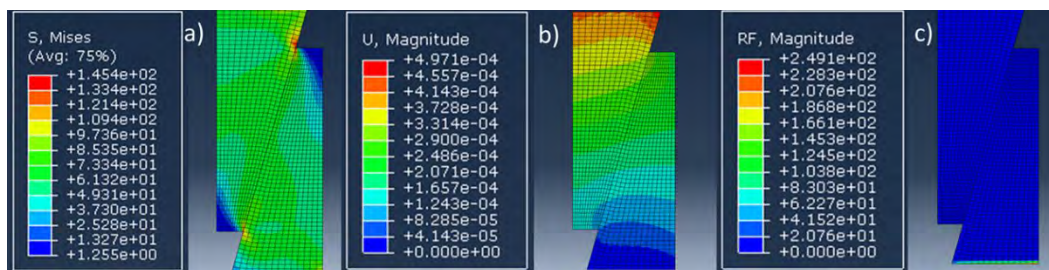


Figura B.1. Modelo simulado de aros cónicos deformables con a) diagrama de esfuerzos de Von Mises, b) diagrama de desplazamientos y c) fuerzas de reacción.

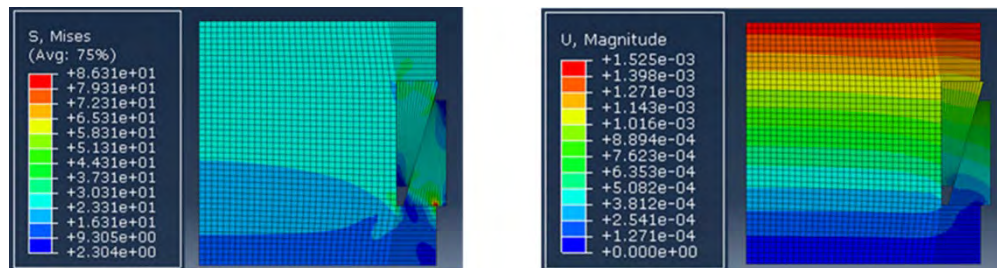


Figura B.2. Modelo simulado simplificado de sección de precarga con a) diagrama de esfuerzos de Von Mises y b) diagrama de desplazamientos.

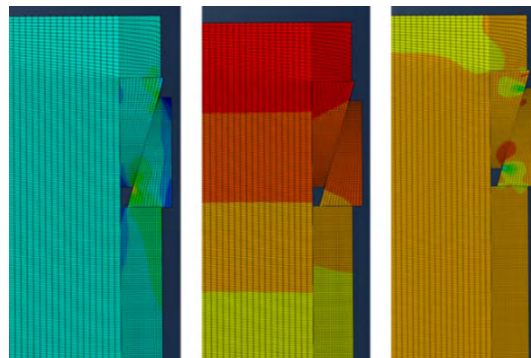


Figura B.3. Modelo de sección de precarga con a) diagrama de esfuerzos de Von Mises, b) diagrama de desplazamientos y c) fuerzas de reacción.

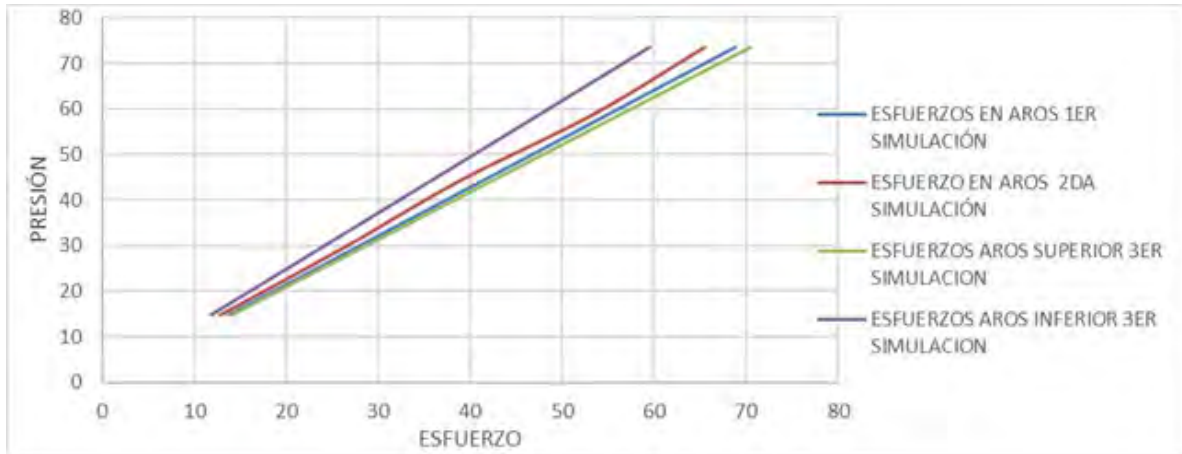


Figura B.4. Esfuerzos resultantes en los aros de cada una de las simulaciones.

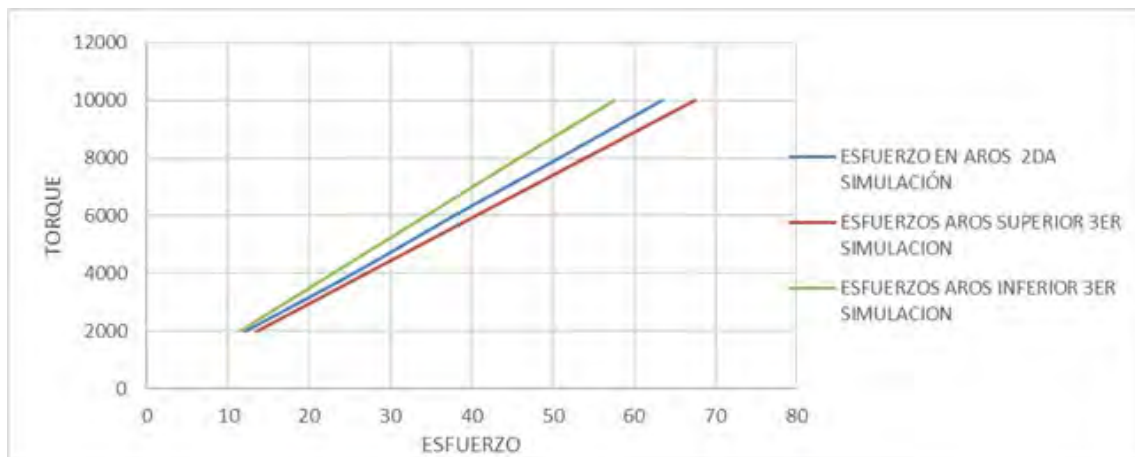


Figura B.5. Esfuerzos resultantes en los aros de cada una de las simulaciones aplicando torque.

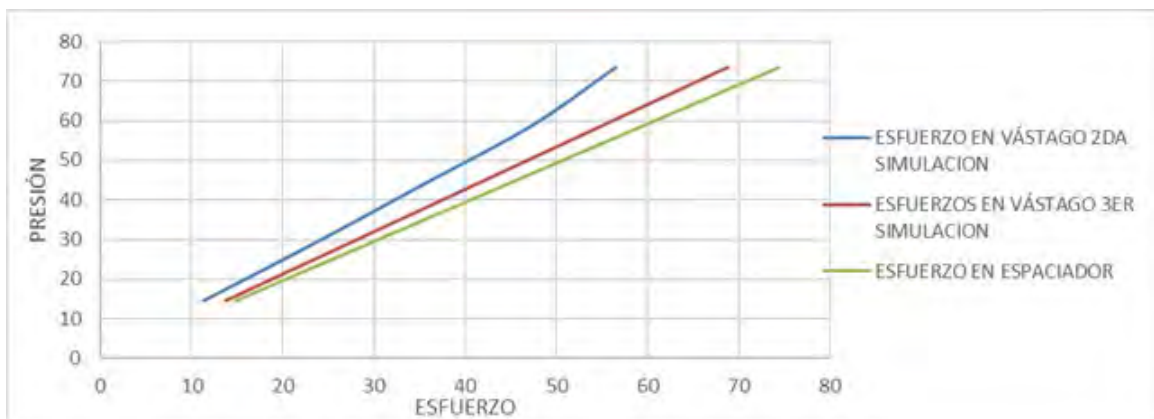


Figura B.6. Esfuerzos resultantes en los en componentes extras puestos a presión de cada una de las simulaciones.

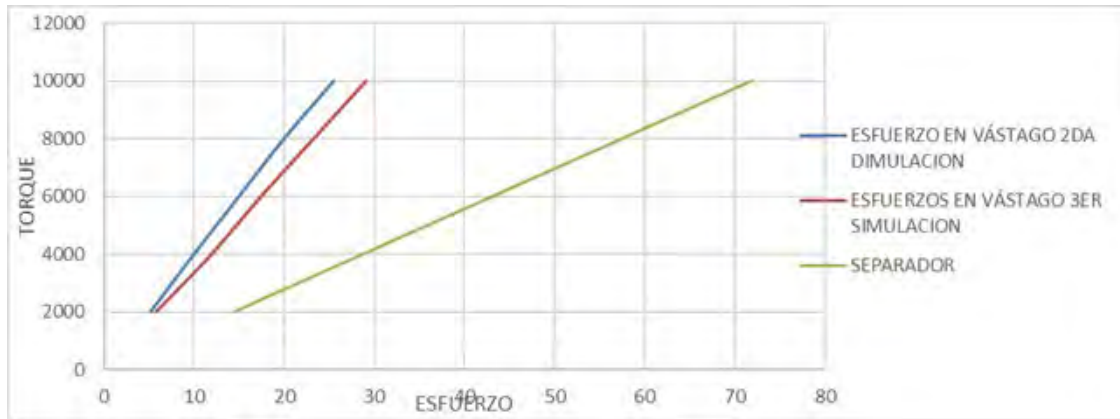


Figura B.7. Esfuerzos resultantes en los componentes extras sometidos a un torque de cada una de las simulaciones.

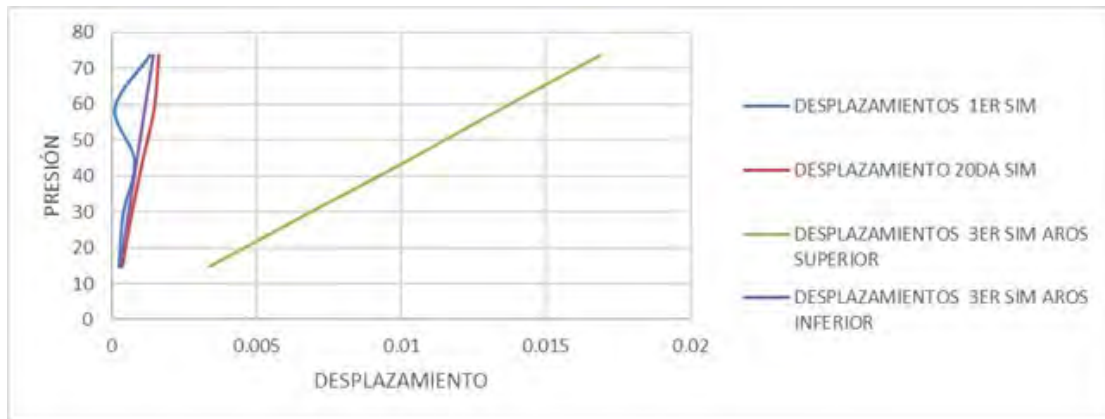


Figura B.8. Desplazamientos resultantes en los aros elásticos sometidos a presión.

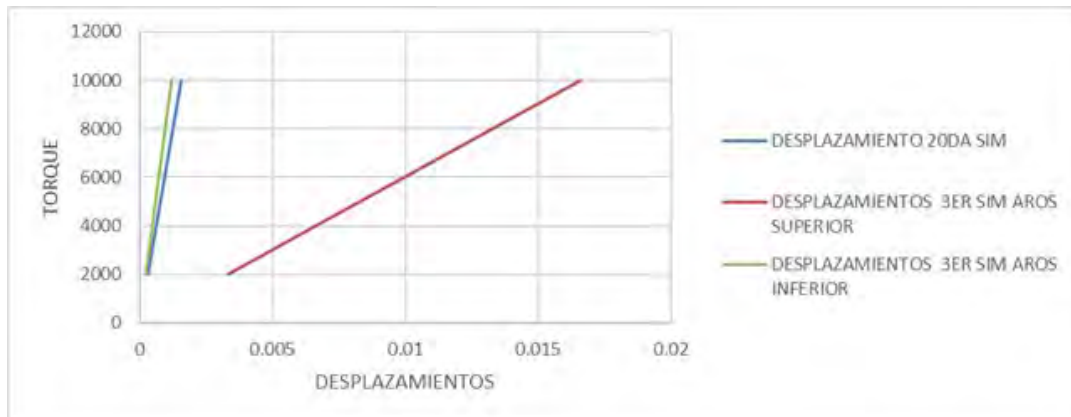


Figura B.9. Desplazamientos resultantes en los aros elásticos sometidos a torque.

Anexo B. Productos académicos y retribución social

El análisis comparativo sobre la eficiencia en la disipación de energía en topes de impacto con amortiguamiento estructural es producto del trabajo de tesis de maestría. Este estudio evaluó el desempeño de distintas configuraciones de materiales y geometrías bajo condiciones de impacto. Los resultados permiten mejorar el conocimiento sobre estos sistemas y facilitan su optimización en aplicaciones industriales y estructurales. Como parte de la retribución social, la presentación de este trabajo en foros académicos y técnicos ha permitido difundir el conocimiento y fortalecer estrategias para el diseño de dispositivos más efectivos en la absorción de impacto.

Comparative Analysis of Percent Efficiency in Energy Dissipation of Impact Stopper Prototypes with Structural Damping

Adolfo Saenz Millan* Claudia Cortés García*
Eladio Martínez Rayón* Rafael Campos-Amezcuca,*
Jesús Eduardo Cortés Flores,* Edgar Gerardo Sotelo Parra*

* Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico,
Cuernavaca, México, CP: 62490 (e-mail: m23ce026@cenidet.tecnm.mx;
claudia.cg@cenidet.tecnm.mx; eladio.mr@cenidet.tecnm.mx;
rafael.ca@cenidet.tecnm.mx; m23ce021@cenidet.tecnm.mx;
m23ce027@cenidet.tecnm.mx)

Abstract:

In this article, experimental data are analyzed to define the behavior of impact stopper prototypes designed at the National Center for Research and Technological Development (CENIDET). These prototypes utilize structural damping as a method of energy dissipation, employing deformable conical rings made from various materials such as steel, bronze, and nylonid, as well as O-rings made from different polymeric materials. Data from previous experimental impact studies are collected, comparing the percentage of dissipated energy across different materials, geometries, and restitution elements—in this case, continuous and variable spiral springs. The devices with the highest and lowest performance values in relation to torque are identified.

Keywords: impact, impact stoppersdry, friction structural, damping, deformable conical ring

1. INTRODUCCION

Las vibraciones se pueden comprender como la descripción de una oscilación en un sistema (R.Romero (2006)). Esta descripción es muy generalizada, pero, en la mayoría de los casos, parten de este mismo principio.

Las vibraciones han repercutido en diferentes aspectos de la vida cotidiana del hombre, desde la antigüedad en movimientos telúricos, hasta la actualidad en la eficiencia en grandes maquinarias de diversos sectores de la industria. Las vibraciones provocan diferentes tipos de desgastes, aflojamientos en uniones atornilladas, hasta fallo de piezas por fatiga. (R.Romero (2006)). Uno de los retos más complejos de la actualidad es el control y o reducción de vibraciones.

Principalmente, el control de las vibraciones se da mediante el amortiguamiento, el cual está presente en todos los sistemas oscilatorios y su efecto es el de disipar energía mecánica del sistema.

Algunos tipos de amortiguamiento más comunes son: El amortiguamiento viscoso, que utiliza un fluido y una diferencia de presiones para disipar energía, amortiguamiento interno, que se vale de las propiedades elásticas de los materiales junto con la curva de histéresis típica en un amortiguamiento mecánico, amortiguamiento estructural, creada por fricción en superficies en movimiento oscilante (C.Córtés (2014)).

De los principales dispositivos para la disipación de energía durante un impacto están aquellos que son fabricados de un elastómeros, a pesar de que la capacidad de disipación no es constante, debido a la no linealidad de los elementos elásticos, así como lo demostró Espino (1999)

Sumitomo Metal Industries de Japón en 1988 (Aiken (1993)) diseñó un sistema que tiene una geometría cilíndrica, con elementos de fricción llamados almohadillas, que al momento de deslizar sobre la superficie interna del cilindro genera una disipación de energía. Este sistema fue aplicado en protecciones sísmicas en edificios; también fue utilizado como un tope de impacto en el sector de maquinaria de transporte.

Fluor Daniel (Inaudi (1996)) desarrolló un sistema de fricción para soportar el sistema de tuberías de plantas nucleares, este sistema es llamada Energy Dissipating Restraint. En este sistema el contacto entre las superficies de fricción se incrementa linealmente con la deformación

Así también se denotan sistemas de fricción para la disipación de energía que se colocan entre cada piso de estructuras, mediante la deformación angular de cuatro extensiones ancladas a las esquinas de las columnas, formado por brazos sometidos a tensión y a compresión enlazados por eslabones articulados (Pall (1982))

Unsal (2003) caracterizaron un disipador de energía por fricción, utilizado para controlar las vibraciones de sistemas con un grado de libertad un innovador sistema que propone este disipador de energía por fricción, que



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

EL TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO A TRAVÉS DEL CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

OTORGA EL PRESENTE

RECONOCIMIENTO

A

adolfo Saenz Milan

Por su destacada participación con la presentación del Artículo
en el área Ingeniería Mecánica, eje estratégico Otros titulado:

Comparativa de eficiencia porcentual de disipación de energía en prototipos de tope de impacto con
amortiguamiento estructural

En el marco del 3er Congreso Internacional de Tecnología y Ciencias Aplicadas (CITCA), celebrado en el
Tecnológico Nacional de México, campus Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
(TecNM/CENIDET), del 19 al 22 de noviembre de 2024

Cuernavaca, Morelos, 22 de noviembre de 2024



CITCA55524
<http://constancias.cenidet.tecnm.mx>

LORENZO O. HERNÁNDEZ
DIRECTOR DEL CENTRO NACIONAL DE
INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

ALICIA MARTÍNEZ REBOLLAR
COORDINADORA GENERAL
III CITCA

Sello Digital:

ccK2phaYDZy9+FN/KFOuBUCDCaYda14MfmNPG8eFjC4z/EZWIruAh91kWEVg/1C81SE9-74MARx631oDu07n0
y76rcUfy5BuoM+ahyBuJmPhLNAmfD+hk8Lm7zVtk3VjChDsCZzfu+6YsSk0Lk2IERP4T1I+poAH196jmsAD/hgF
fv20HX8Pc1qRbWwE1q10E1P71M78BNdu6xBrWDPN0mcmSTAcobBIMU9cv741xLkwavdRdMy2SLjgWxhyX(RS15D
2VzhuoR/iHxTZ3dR0GcNuJLNIm3h9JzE+qpkvU/66Se4u1G113CL59Chsm3TmDEMHeU3ogsQHhxB25M6sA==

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

CITCA
III CONGRESO INTERNACIONAL
DE TECNOLOGÍA Y CIENCIAS APLICADAS

