



SEP

SECRETARÍA DE  
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO  
NACIONAL DE MÉXICO

# Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación  
y Desarrollo Tecnológico

## Tesis de Maestría

Análisis del fenómeno de *fretting* en la zona de  
contacto con elementos deformables

presentado por

**Ing. Virgilio Meza López**

como requisito para la obtención del grado  
de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería  
Mecánica**

Director de tesis

**Dr. Claudia Cortés García**

Codirector de tesis

**Dr. Dariusz Szwedowicz Wasik**

Cuernavaca, Morelos, México. Julio de 2018.

Cuernavaca, Mor. 28 de junio de 2018  
OFICIO No. SAC/310/2018

**Asunto:** Autorización de impresión de tesis

**ING. VIRGILIO MEZA LÓPEZ**  
**CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS**  
**EN INGENIERÍA MECÁNICA**  
**PRESENTE**

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **“Análisis del fenómeno de Fretting en la zona de contacto con elementos deformables”**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

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

**ATENTAMENTE**

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



**DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ**  
**SUBDIRECTOR ACADÉMICO**



SEP TecNM  
CENTRO NACIONAL  
DE INVESTIGACIÓN  
Y DESARROLLO  
TECNOLÓGICO  
SUBDIRECCIÓN  
ACADÉMICA

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

GVGR/mcr

Cuernavaca, Mor., 27/junio /2018

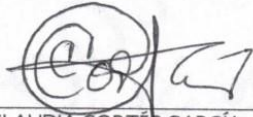
OFICIO No. DAIM/183/2018

**Asunto:** Aceptación de documento de tesis

**C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ**  
**SUBDIRECTOR ACADÉMICO**  
**PRESENTE**

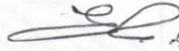
Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Ing. Virgilio Meza López, con número de control M14CE042, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado "**Análisis del fenómeno de Fretting en la zona de contacto con elementos deformables**", hemos encontrado que se han realizado todas las correcciones y observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

DIRECTOR DE TESIS



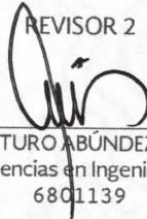
DRA. CLAUDIA CORTÉS GARCÍA  
Doctora en Ciencias en Ingeniería Mecánica  
9336586

REVISOR 1



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

REVISOR 2



DR. ARTURO ABÚNDEZ PLIEGO  
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica  
6801139

REVISOR 3



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

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

Iniciales AAP/mrsr



En memoria de mi abuela Consuelo Morales Pérez  
(1939-2018)



# Agradecimientos

Al esfuerzo individual no hubiese sido suficiente para concluir este trabajo. Estoy consciente del valor de las contribuciones hechas por un gran número de personas que participaron de forma directa o indirecta en el desarrollo de este proyecto. Deseo agradecer a todos ellos su ayuda pero de forma especial a:

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

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

A mis padres y familiares que con paciencia y amor me ayudaron a concluir esta tesis y en especial a mi abuela hasta su último instante.

A mi asesora Dr. Claudia Cortés García que a pesar de todo siempre estuvo ahí para apoyarme.

A mis amigos y compañeros de clase por su motivación, comprensión y ánimos.



## Resumen

En este trabajo de investigación se realiza un estudio sobre el fenómeno *fretting* por medio del método de elementos finitos. El fenómeno de *fretting* se presenta cuando dos o más elementos mecánicos deformables están bajo el efecto de cargas estáticas, dinámicas y vibraciones aleatorias en el sistema. De hecho, el fenómeno de *fretting* ocasiona un tipo de desgaste entre superficies de elementos sujetos a cargas por vibración, lo cual afecta el desempeño y la vida útil de las piezas en contacto. En efecto, este trabajo consta de dos partes principales que describen el proceso del estudio sobre el fenómeno de *fretting*; en la primera parte se desarrolló un procedimiento de calibración heurístico para modelar el comportamiento del fenómeno de contacto de Hertz con el objetivo de encontrar los parámetros adecuados (tamaño de elemento, número de nodos y tipo de elemento) para realizar simulaciones numéricas enfocadas al estudio de *fretting*, posteriormente, en la segunda parte se realizan simulaciones numéricas de un modelo CAD considerando cargas estáticas y dinámicas para determinar el área y presión de contacto, y los esfuerzos superficiales de los elementos mecánicos del modelo CAD con el objetivo de explicar de manera cualitativa y cuantitativa las causas u origen de *fretting* en elementos mecánicos deformables.

## Abstract

In this work, a study on the fretting phenomenon is performed by using the finite element method. The *fretting* phenomenon occurs when two solid mechanical elements are under effect of static and dynamic loads and random vibration in the system. In fact, fretting phenomenon yields wear among the contact superficies of solid mechanical elements which affects the performance and life cycles of mechanical elements in contact. *Therefore, this work consist in two parts that describes the process of study about phenomenon fretting*; the first one presents a heuristic calibration procedure to model the behavior of the phenomenon of Hertz's contact in order to find the suitable parameters (element size, nodes number, element type), subsequently, at the end part of this work, numerical simulations are performed for a model CAD considering the static and dynamic loads to determine area and pressure contact and the surface stresses for solid mechanical elements of the model CAD in order to explain qualitatively and quantitatively the causes and origin of the *fretting* phenomenon into solid mechanical elements.

# Contenido

<b>Resumen.....</b>	<b>vi</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>7</b>
<b>Contenido .....</b>	<b>8</b>
<b>Simbología .....</b>	<b>10</b>
<b>Lista de figuras.....</b>	<b>11</b>
<b>Lista de tablas .....</b>	<b>14</b>
<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>15</b>
<b>1. ESTADO DEL ARTE .....</b>	<b>17</b>
1.1 Estudios de <i>fretting</i> .....	17
1.2 Estudios de <i>fretting</i> con el método de elementos finitos.....	23
1.3 Conclusiones.....	27
1.4 Justificación.....	28
1.5 Objetivo.....	28
1.5.1 Objetivo específico.....	28
1.6 Alcances.....	28
<b>2 MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>29</b>
2.1 Teoría de contacto elástico de Hertz.....	29
2.2 Fricción.....	31
2.3 Ensayos de <i>fretting</i> .....	32
2.3.1 Ensayos con geometrías reales.....	32
2.3.2 Ensayos con geometrías sencillas.....	33
2.4 Tipos de contacto en los ensayos de <i>fretting</i> .....	36
2.4.1 Contacto esfera-plano.....	36
2.4.2 Contacto cilindro-plano .....	39
2.4.3 Contacto punzón recto-plano.....	41



2.4.4	Contacto punzón recto de esquinas redondeadas-plano.....	43
<b>3</b>	<b>ANÁLISIS NUMÉRICO.....</b>	<b>46</b>
3.1	Calibración del modelo .....	46
3.1.1	Definición de elementos .....	47
3.1.2	Condiciones de frontera. ....	48
3.1.3	Cargas aplicadas al sistema.....	49
3.1.4	Condiciones y propiedades del material.....	50
3.1.5	Análisis de malla.....	50
3.1.6	Comparación de resultados matemáticos y numéricos de malla. ....	54
3.2	Modelo con cargas estáticas .....	56
3.2.1	Presión de contacto con carga estática .....	56
3.2.2	Área de contacto con carga estática .....	58
3.2.3	Esfuerzo superficial de contacto con carga estática.....	60
<b>4</b>	<b>MODELADO DE ELEMENTOS DEFORMABLES EN CONDICIONES DE FRETTING.....</b>	<b>62</b>
4.1	Datos experimentales de referencia para análisis dinámico .....	62
4.1.1	Propiedades de los elementos en contacto .....	63
4.1.2	Tipos de ensayos de <i>fretting</i> .....	64
4.2	Modelo en condiciones de <i>fretting</i> .....	65
4.2.1	Presión de contacto en condiciones de <i>fretting</i> .....	65
4.2.2	Área de contacto en condiciones de <i>fretting</i> .....	67
4.2.3	Análisis de esfuerzos del modelo en condiciones de <i>fretting</i> .....	69
<b>5</b>	<b>COMPARACIÓN DE RESULTADOS CON EL MODELO DE AROS CÓNICOS .....</b>	<b>71</b>
5.1	Tope de impacto con aros cónicos.....	71
<b>6</b>	<b>Conclusiones y recomendaciones .....</b>	<b>77</b>
6.1	Trabajos futuros.....	78
	<b>Referencias .....</b>	<b>79</b>

## Simbología

$a$	Radio de contacto
$b$	Semiancho de la zona de contacto cilíndrico
$c$	Radio de la zona de adhesión
$e$	Desplazamiento lateral
$E$	Módulo elástico de Young
$E_1$	Modulo elástico del material 1
$E_2$	Modulo elástico del material 2
$E^*$	Modulo elástico equivalente de los materiales
$F$	Fuerza normal aplicada en las esferas
$F_{adh}$	Fuerza de adhesión
$F_f$	Fuerza fricción
$N$	Fuerza normal
$P_0$	Presión máxima normal de contacto
$P_{max}$	Presión máxima de contacto de HERTZ
$Q$	Fuerza tangencial
$Q_a$	Fuerza tangencial medida experimentalmente
$Q_b$	Fuerza tangencial medida experimentalmente
$r$	Radio de aproximación de la zona de contacto
$R_1$	Radio de esfera 1
$R_2$	Radio de esfera 2
$R^*$	Radio efectivo
$x$	Desplazamiento dirección x
$y$	Desplazamiento dirección y
$z$	Desplazamiento dirección z
$\sigma$	Esfuerzo uniaxiales
$\sigma_x$	Esfuerzo en dirección x
$\sigma_y$	Esfuerzo en dirección y
$\sigma_z$	Esfuerzo en dirección z
$\sigma_{xy}$	Esfuerzo en el plano x,y
$\sigma_{zz}$	Esfuerzo superficial en dirección z
$\nu_1$	Coeficiente de Poisson material 1
$\nu_2$	Coeficiente de Poisson material 2
$\delta$	Deformaciones uniaxiales
$\mu$	Coeficiente de fricción

# Lista de figuras

Figura 1.1.1 Vista en 3D de los aros cónicos y su funcionamiento como elementos de disipación de energía.....	15
Figura 1.1.2 Diferencia entre fatiga simple y fatiga por <i>fretting</i> (T.Hatorri, 1994).....	16
Figura 1.1.1 Condiciones de deslizamiento (Vásquez Valeo, 2009).....	18
Figura 1.1.2 Unión eje cubo, álabe-rotor y arrollada (Vásquez Valeo, 2009).....	18
Figura 1.1.3 Montaje en los ensayos de <i>fretting</i> fatiga (E. Gine N. Sukumar, 2008).....	21
Figura 1.1.4 modelo discreto con aros deformables (Cortés Garcia, 2014).....	22
Figura 2.1.1 a) Dos esferas que se mantienen en contacto por una fuerza F; b) el esfuerzo de contacto tiene una distribución hemisférica en el diámetro de la zona de contacto 2a (D.Tabor, 1981).....	30
Figura 2.1.2 Deformación de dos esferas en contacto (D.Tabor, 1981).....	30
Figura 2.3.1 Aproximación de un álabe con su rotor mediante un punzón recto con esquinas redondeadas y un plano (Nowell, Advances in the Understanding of Fretting Fatigue with Reference to Gas Turbine Engines, 2000).....	33
Figura 2.3.2 Giro del elemento de contacto (Sackfield A. T., 2001).....	34
Figura 2.3.3 Puente de <i>fretting</i> fatiga (Sackfield A. D., 2005).....	35
Figura 2.3.4 Montaje de <i>fretting</i> (Nishioka, 1969).....	35
Figura 2.4.1 Contacto esfera plano (Hill, 1987).....	36
Figura 2.4.2 Contacto cilindro-plano (Hill, 1987).....	39
Figura 2.4.3 Contacto punzón rígido recto-plano (Spence, 1973).....	42
Figura 2.4.4 Relación entre $c/a$ y $\mu$ para $\nu = 0.3$ , ecuación 2.21 (Spence, 1973).....	42
Figura 2.4.5 Tensiones tangenciales en contacto punzón rígido plano-plano, ecuación 2.24 (Spence, 1973).....	43
Figura 2.4.6 Contacto cilindro-plano (Ciavarella, 1988).....	44
Figura 3.1.1 tipo de probeta en los ensayos (mm) (Vásquez Valeo, 2009).....	46
Figura 3.1.2 tipo de elemento de contacto y montaje utilizado en los ensayos (mm) (Vásquez Valeo, 2009).....	46
Figura: 3.1.3 Modelo discreto de elementos deformables.....	47
Figura 3.1.4 Mallado fino de la probeta.....	48
Figura 3.1.5 Mallado fino del casquete.....	48
Figura 3.1.6 Tipos de elementos a utilizar.....	48
Figura: 3.1.7 Encastre en la cara superior de la probeta.....	48
Figura 3.1.8 Restricción superior de la probeta.....	49
Figura 3.1.9 Restricción inferior de la probeta.....	49
Figura 3.1.10 Restricciones de los casquetes.....	49

Figura 3.1.11 Carga estática aplicada en los casquetes. ....	50
Figura 3.1.12 Presión de contacto con elementos de 8 nodos. ....	51
Figura 3.1.13 Presión de contacto con elementos de 20 nodos. ....	51
Figura 3.1.14 Relación de presión de contacto y número de nodos por elemento. ....	51
Figura 3.1.15 Relación de presión de contacto y tamaño de elemento. ....	52
Figura 3.1.16 Relación de área de contacto y número de nodos por elemento. ....	53
Figura 3.1.17 Relación de área y tamaño de elemento. ....	54
Figura 3.1.18 Presión de contacto con tamaño de 1.00E-4 del elemento. ....	56
Figura 3.1.19 Área nodal de contacto con tamaño de 1.00E-4 del elemento. ....	56
Figura 3.2.1 Presión estática con carga de 650N. ....	57
Figura 3.2.2 Presión estática con carga de 1000N. ....	57
Figura 3.2.3 Presión estática con carga de 1200N. ....	57
Figura 3.2.4 Área nodal de contacto con 650N. ....	58
Figura 3.2.5 Área nodal de contacto con 1000N. ....	58
Figura 3.2.6 Área nodal de contacto con 1200N. ....	58
Figura 3.2.7 Área de contacto con carga normal de 650N. ....	59
Figura 3.2.8 Área de contacto con carga normal 1000N. ....	59
Figura 3.2.9 Área de contacto de carga normal 1200N. ....	59
Figura 3.2.10 Esfuerzo superficial de contacto, con carga de 650N. ....	61
Figura 3.2.11 Esfuerzo superficial de contacto, con carga de 1000N. ....	61
Figura 3.2.12 Esfuerzo superficial de contacto, con carga de 1200N. ....	61
Figura 4.1.1: esquema del equipo de ensayos de fatiga por <i>fretting</i> . (Vásquez Valeo, 2009).....	62
Figura 4.2.1 Presión de contacto, prueba 125.3/600/650.....	66
Figura 4.2.2 Presión de contacto, prueba 112.4/900/1000.....	66
Figura 4.2.3 Presión de contacto, prueba 89.6/1100/1200.....	66
Figura 4.2.4 Área nodal de contacto con <i>fretting</i> , prueba 125.3/600/650.....	67
Figura 4.2.5 Área nodal de contacto con <i>fretting</i> , prueba 112.4/900/1000.....	67
Figura 4.2.6 Área nodal de contacto con <i>fretting</i> , prueba 89.6/1100/1200.....	67
Figura 4.2.7 Área de contacto, prueba 125.3/600/650.....	67
Figura 4.2.8 Área de contacto, prueba 112.4/900/1000.....	68
Figura 4.2.9 Área de contacto, prueba 89.6/1100/1200.....	68
Figura 4.2.10 Esfuerzo superficial S11, prueba 125.3/600/650.....	69
Figura 4.2.11 Esfuerzo superficial S11, prueba 112.4/900/1000.....	69
Figura 3.4.12 Esfuerzo superficial S11, prueba 89.6/1100/1200.....	69
Figura 4.2.13 Esfuerzo superficial S12, prueba 125.3/600/650.....	70
Figura 4.2.14 Esfuerzo superficial S12, prueba 112.4/900/1000. ....	70
Figura 4.2.15 Esfuerzo superficial S12, prueba 89.6/1100/1200.....	70
Figura 5.1.1 Esquema del modelo axisimétrico del prototipo de tope de impacto utilizando. a) Esquema de la zona de contacto vástago-aro exterior posterior de modelo sin imperfecciones superficiales; (b) representación de la zona de contacto modificada en el perfil de la flecha con imperfecciones tipo ondulación, exagerado para su mejor	

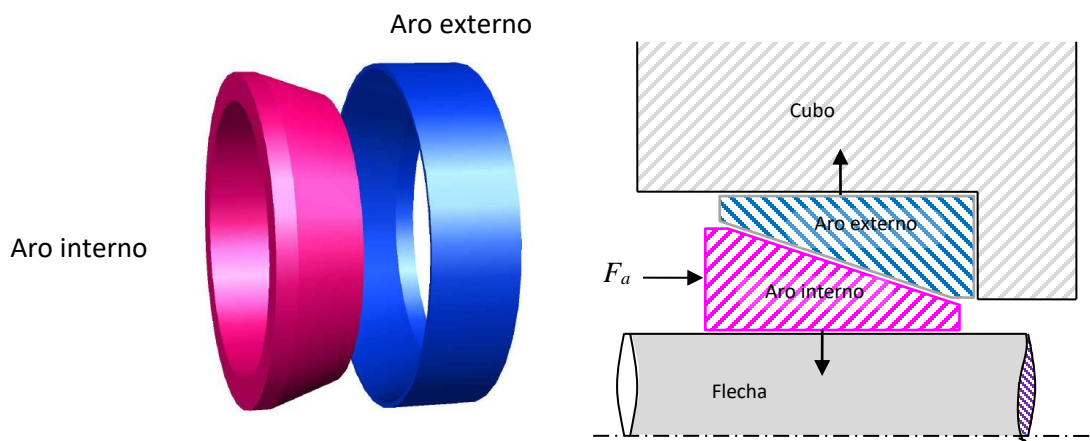
visualización; (c) representación de la zona de contacto con perfiles de ambas superficiales modificadas (Cortés García, 2014) .....	71
Figura 5.1.2 Fuerzas normales de contacto en la interacción del aro exterior posterior con el cilindro (Cortés García, 2014) .....	72
Figura 5.1.3 Gráfica del área de contacto del aro cónico exterior con carga estática. ....	72
Figura 5.1.4 Gráfica del área de contacto del aro cónico exterior con carga dinámica. ....	73
Figura 5.1.5 Presión de contacto en condición estática aro cónico. ....	74
Figura 5.1.6 Presión de contacto en condición dinámica aro cónico. ....	74
Figura 5.1.7 Esfuerzo de Von Mises aro cónico exterior. ....	74
Figura 5.1.8 Esfuerzo de Von Mises aro cónico interior. ....	74
Figura 5.1.9 Esfuerzo superficial S11 en condición estática. ....	75
Figura 5.1.10 Esfuerzo superficial S11 en condición dinámica. ....	75
Figura 5.1.11 Esfuerzo interno S12 en condición estática. ....	75
Figura 5.1.12 Esfuerzo interno S12 en condición dinámica. ....	75

## Lista de tablas

Tabla 3.1.1: Carga aplicada al sistema.....	50
Tabla 3.1.2: Propiedades mecánicas de los materiales empleados.....	50
Tabla 3.1.3: Parámetros, ecuaciones y resultados del contacto hertziano.....	54
Tabla 3.1.4: Diferencia porcentual comparativa de valores matemáticos y de elementos finitos.....	55
Tabla 3.1.5: Comparación de resultados analíticos y numéricos.....	55
Tabla 3.2.1: Diferencia de presión de las pruebas estáticas.....	57
Tabla 3.2.2: Diferencia de área de contacto de las pruebas estáticas.....	60
Tabla 3.2.3: Diferencia porcentual en los radios teóricos y numéricos.....	60
Tabla 3.2.4: Diferencias entre esfuerzos superficiales numéricos y teóricos.....	61
Tabla 4.1.1: Composición química Al 7075-T651.....	63
Tabla 4.1.2: Propiedades mecánicas del Al 7075-T651.....	64
Tabla 4.1.3: Coeficiente de rozamiento y rugosidad superficial del material sin tratar (Vásquez Valeo, 2009).....	64
Tabla 4.1.4: Ensayos realizados con la probeta sin tratamiento (Vásquez Valeo, 2009)...	65
Tabla 4.2.1 diferencia de presión de las pruebas dinámicas.....	66
Tabla 4.2.2: Radios de contacto en condiciones de <i>fretting</i> , experimental, numérico y teórico.....	68
Tabla 4.2.3 Incertidumbre en los radios numéricos y experimentales.....	68
Tabla 4.2.4: Resultados de los esfuerzos superficiales he internos numéricos y analíticos.....	70
Tabla 5.1.1: Diferencia entre área estática y área dinámica en los aros cónicos.....	73

## INTRODUCCIÓN

En esta investigación se analizará la presencia del fenómeno del *fretting* en la interacción de contacto de elementos elásticos deformables, en este caso aros cónicos, con las superficies de contacto con otros elementos, ver Figura 1.1.1. El fenómeno de *fretting* ocasiona un tipo de desgaste entre superficies de elementos sujetos a cargas por vibración, lo cual afecta el desempeño y la vida útil de las piezas en contacto. En estudios numéricos previos en prototipos de topes de impacto han arrojado resultados que indican la probable presencia de este fenómeno en la zona de contacto entre un elemento elástico deformable y la carcasa, el elemento con el que tiene contacto (Cortés García, 2014)

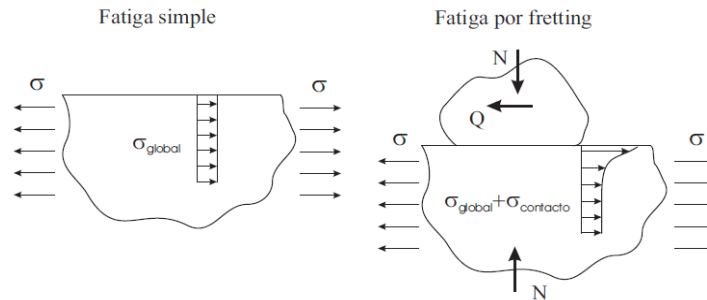


**Figura 1.1.1 Vista en 3D de los aros cónicos y su funcionamiento como elementos de disipación de energía.**

Existen una gran cantidad de elementos y componentes en ingeniería que son vulnerables de sufrir *fretting*, por ejemplo: uniones atornilladas, álabes de las turbinas, rotores de generadores, cables trenzados. Es por ello de gran importancia tener un mayor conocimiento de este fenómeno, así podremos entender por qué un elemento o componente ha fallado por *fretting* y cómo evitarlo. Requiere conocer la interacción entre daño por deformación cíclica, crecimiento de grieta, mecánica de contacto y ciencias de los materiales, lo que hace que después de muchos años de investigación sobre este fenómeno, siga siendo objeto de trabajo para muchos científicos e ingenieros (v, 2009). El desgaste por *fretting* ocurre entre dos superficies en contacto (no necesariamente moviéndose tangencialmente), las cuales experimentan pequeñas oscilaciones cíclicas (del orden de 1 a 100 $\mu$ m). Cuando algunas vibraciones aparecen en las superficies en contacto, ocurren pequeños deslizamientos en la dirección del movimiento relativo; esos pequeños deslizamientos son causa de desgaste por *fretting*. Por otra parte, el fenómeno de la fatiga por *fretting* o *fretting fatiga* es un tipo de fatiga por contacto que puede aparecer en las superficies de dos elementos en contacto, entre las que existe un deslizamiento de pequeña amplitud. Este tipo de fatiga se caracteriza porque la iniciación y primera parte del crecimiento de las grietas son provocadas, en gran medida, por tensiones debidas al contacto entre dos elementos. De este modo, se inducen unas tensiones locales en la zona



de contacto que provocan un efecto parecido al de un concentrador de tensiones. En la Figura 1.1.2. se muestra esquemáticamente la diferencia entre fatiga simple y fatiga por *fretting*.



**Figura 1.1.2 Diferencia entre fatiga simple y fatiga por *fretting* (T.Hatorri, 1994).**

En un problema de fatiga simple, el componente se encuentra sometido a una tensión global variable,  $\sigma$ , debido a las fuerzas exteriores aplicadas. En el caso de la fatiga por *fretting*, además de la tensión global,  $\sigma$ , aparecen unas tensiones locales debidas a las fuerzas en el contacto. Estas fuerzas son: una fuerza normal,  $N$ , que mantiene unidos a ambos sólidos, y una fuerza tangencial variable,  $Q$ , que induce el deslizamiento entre los dos sólidos. Las tensiones debidas al contacto dan lugar a un alto gradiente de tensiones en la zona cercana al mismo. Estas altas tensiones cerca de la superficie provocan la prematura iniciación y un rápido crecimiento de la grieta en la primera fase de su crecimiento (T.Hatorri, 1994).

# CAPITULO 1

## 1. ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se presenta el estado del arte, la justificación, los objetivos, los alcances y limitaciones del tema de investigación.

### 1.1 Estudios de *fretting*

Por otra parte, *Fretting* es la palabra inglesa que define un fenómeno de daño superficial que ocurre cuando existen desplazamientos relativos oscilatorios de muy pequeña amplitud entre componentes que se encuentran en contacto bajo presión (Shaffer & Glaeser, 1997). Como consecuencia de esta situación, en las superficies en contacto se pueden dar, entre otros, los siguientes procesos que pueden llevar al fallo prematuro del componente: cambios metalúrgicos, desgaste, corrosión y deformación de grietas, tanto superficiales como interiores (Waterhouse R. B., 1981).

Fue hasta 1940 cuando aparecieron dos líneas de investigación: *fretting* desgaste y *fretting* fatiga. El primero, hace referencia al desgaste de las superficies en contacto entre dos cuerpos sometidos a cargas oscilantes. El segundo, estudia la iniciación y propagación de grietas por fatiga de un componente que, además de las tensiones de fatiga, se encuentra sometido a tensiones debidas al micro deslizamiento en el contacto.

Cuando el daño principal que sufren las superficies en contacto es la formación de óxido y grietas superficiales, al fenómeno se le denomina *fretting* corrosión. Sin embargo, cuando el desgaste y la formación de grietas superficiales es el daño más importante se le llama *fretting* wear. A menudo ambos términos son utilizados como sinónimos, ya que el desgaste de las superficies en contacto, generalmente implica la formación de óxido (waterhouse, 1971). Hay situaciones en la cual uno de los componentes se encuentra sometido a una tensión global oscilatoria; en esta situación al fenómeno se le llama *fretting* fatigue. Como consecuencia de esta tensión global oscilatoria, las grietas pueden crecer de modo que se produzca el fallo de uno de los componentes. A partir de ahora para denominar el fenómeno definido como *fretting* fatigue, se empleará el término *fatiga por fretting*, aunque también se podría hacer uso del término totalmente castellano y usado algunas veces, como *fatiga por ludimiento*.

Las superficies de componentes que sufren de daño por *fretting* tienen características fácilmente reconocibles. En primer lugar, a causa del deslizamiento relativo entre las superficies, tal y como se comentó anteriormente, se forman partículas de óxido (*fretting* debris). La formación de estas partículas de óxido, se debe al desprendimiento de pequeños fragmentos de material en la zona de contacto, los cuales o ya estaban en forma de óxido, o se oxidaron una vez desprendidos. Dependiendo de los materiales en contacto, estas

partículas tienen un aspecto característico que depende del tipo de óxido formado; por ejemplo, en los aluminios es de color negro y en los aceros es de color rojo (Ludema, 1996).

El desgaste por *fretting* ocurre entre dos superficies en contacto (no necesariamente moviéndose tangencialmente), las cuales experimentan pequeñas oscilaciones cíclicas (del orden de 1 a 100 $\mu\text{m}$ ). Cuando algunas vibraciones aparecen en las superficies en contacto, ocurren pequeños deslizamientos en la dirección del movimiento relativo; esos pequeños deslizamientos son causa de desgaste por *fretting*.

En cualquier problema de *fretting* existen dos características esenciales: primero, hay una transmisión de fuerzas tangenciales entre los dos cuerpos en contacto, que da lugar a unas tensiones tangenciales en el contacto, y segundo, debe existir un deslizamiento relativo entre las superficies en contacto durante la variación cíclica de las cargas aplicadas.

El deslizamiento relativo entre las superficies puede ser caracterizado por medio de un lazo de *fretting*, en el que se representa la evolución de la carga tangencial  $Q(t)$  frente al desplazamiento relativo  $\delta(t)$ . En función de las condiciones de deslizamiento, se pueden distinguir dos casos distintos, ilustrados en la Figura 1.1.1: deslizamiento parcial y deslizamiento global.

El deslizamiento parcial, caracterizado por un lazo de *fretting* elíptico cerrado, está asociado a un contacto compuesto por una zona de adhesión y una zona de deslizamiento. Por el contrario, el deslizamiento global se caracteriza por un lazo de *fretting* cuadrático y disipativo, y está relacionado con un deslizamiento total entre las superficies de contacto.

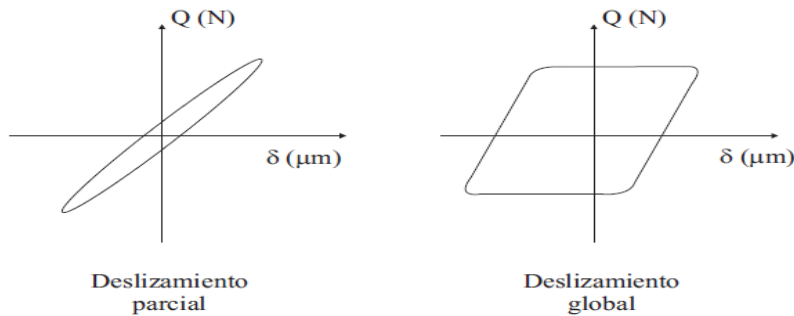


Figura 1.1.1 Condiciones de deslizamiento (Vásquez Valeo, 2009)

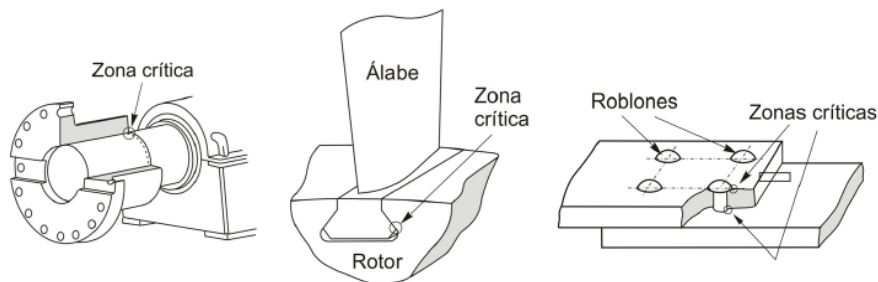


Figura 1.1.2 Unión eje cubo, álabes-rotor y arroblanada (Vásquez Valeo, 2009)

Hay una gran cantidad de componentes en la ingeniería que son vulnerables de sufrir *fretting*, algunos ejemplos son: uniones atornilladas, roblonadas y preajustadas, álabes de turbinas, uniones eje cubo de una transmisión, cables metálicos trenzados, rotores de generadores, rodamientos, implantes artificiales. Es por ello de gran importancia, ya sea por factores económicos o de seguridad, tener un mayor conocimiento de este fenómeno. Entender por qué un componente ha fallado por *fretting* y cómo evitarlo, requiere conocer la interacción entre daño por deformación cíclica, crecimiento de grieta, mecánica de contacto y ciencia de los materiales, lo que hace que después de muchos años de investigación en este campo, aún siga siendo objeto de trabajo para muchos científicos e ingenieros. En la Figura 1.1.2, se muestran algunos componentes típicos que sufren *fretting* indicando las zonas donde suele ocurrir el fallo (Vásquez Valeo, 2009).

Hasta los años 40 únicamente se hablaba de corrosión por *fretting*, ligando así el fenómeno del *fretting* a la corrosión. Posteriormente aparecieron dos líneas distintas de investigación: *fretting wear* y *fretting fatigue*. El primero hace referencia al desgaste de las superficies en contacto entre dos cuerpos sometidos a cargas oscilantes. El segundo estudia la iniciación y propagación de grietas por fatiga de un componente que, además de las tensiones de fatiga, se encuentra sometido a unas tensiones debidas al micro deslizamiento en el contacto (Moreno, julio del 2007).

Warlow-Davies (1941) realizó el primer estudio sobre *fretting fatigue*. En primer lugar ensayaba con una probeta a *fretting*, y cuando estimaba que se había producido el daño y se habían iniciado algunas grietas, retiraba los elementos de contacto y continuaba con el ensayo de fatiga. La reducción de vida a fatiga obtenida por el efecto del *fretting* era entre 13 y 17 %.

Godfrey (1950) realizó un análisis microscópico sobre *fretting wear* para intentar caracterizar la naturaleza del *fretting* y tratar de bosquejar un mecanismo del fenómeno. Concluyó que como resultado del contacto se producía una adhesión entre las superficies, y se desprendían minúsculas partículas oxidadas.

McDowell (1953) realizó una serie de investigaciones sobre *fretting fatigue*. En estos ensayos se producían reducciones de la resistencia a fatiga de 2-5, o incluso mayor. Fenner y Fields (1958) demostraron que el *fretting* aceleraba enormemente el proceso de iniciación de grietas. En fatiga normal, la iniciación de grieta puede tomar 90 % de la vida a fatiga, mientras en *fretting fatigue* la iniciación podía ocurrir en tan solo el 5 %.

Entre los años 1968-1972, Nishioka y Hirakawa realizaron un extenso estudio del *fretting*. En estos trabajos estudian el efecto del deslizamiento relativo entre las superficies en contacto. Concluyen que a medida que aumenta el deslizamiento disminuye la resistencia a fatiga, aunque a partir de cierto momento (que parece coincidir con el deslizamiento global) la resistencia a fatiga vuelve a aumentar, debido probablemente, a que el gran

desgaste producido hace desaparecer las grietas iniciadas. También se percataron de que bajo condiciones de deslizamiento parcial, aparecen unas zonas de microdeslizamiento en los extremos de la zona de contacto, cuyo tamaño depende del valor de la fuerza tangencial. Otra conclusión importante es que generalmente el *fretting fatiga* está asociado con condiciones de deslizamiento parcial, mientras que el *fretting wear* ocurre en condiciones de deslizamiento global.

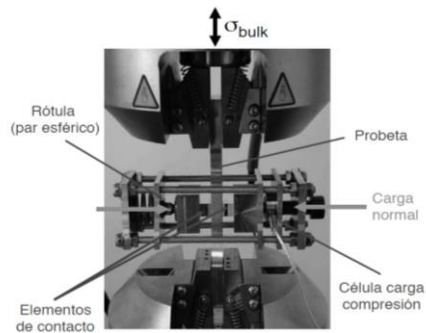
Waterhouse (1972) publicó su primer libro sobre *fretting*, el cual ha llegado a ser un clásico en la materia. En él describe unos ensayos de *fretting* en los que, manteniendo el tamaño de la zona de contacto, varía la máxima presión de contacto, encontrando un valor umbral para dicha presión por debajo del cual el *fretting* tiene poco efecto sobre la vida. En el trabajo conjunto de Waterhouse y Taylor (Waterhouse D. T., 1972) sobre tratamientos superficiales, estos encontraron que el origen de las grietas producidas por *fretting* se encuentra en el límite entre las regiones de deslizamiento y de adhesión de la zona de contacto.

En el trabajo de Nishioka y Hirakawa (1968) también se analiza el lugar de iniciación de las grietas, que se encontró en la zona donde se producen mayores tensiones, así como la inclinación de las mismas. También cabe destacar el estudio realizado sobre la evolución del coeficiente de rozamiento respecto al número de ciclos: advierten que el valor de este parámetro aumenta en los primeros ciclos de ensayo hasta estabilizarse en un determinado valor.

Actualmente se realizan estudios de *fretting* en diferentes condiciones de contacto. Navarro et al. (2002) describen distintos tipos de ensayos de *fretting* fatiga y distintos tipos de geometrías para ensayar con sus ventajas e inconvenientes, centrándose en el contacto cilíndrico y esférico. Diferentes prácticas se pueden observar entre estos dos tipos de ensayos en el alineamiento de los indentadores, el nivel de las cargas a aplicar, la rigidez del sistema, la forma de la grieta, etc. Se describen las cargas y distribución de tensiones bajo la zona de contacto en el caso esférico. Este estado de tensiones es multiaxial y no proporcional, por lo tanto se necesitan criterios multiaxiales apropiados para caracterizar el campo de tensiones. A partir de estos criterios se define una tensión equivalente que se relaciona más adelante con la iniciación de la grieta. Además, se describe un método semianalítico para calcular el factor de intensidad de tensiones usando una función de peso.

También se realizaron ensayos experimentales de *fretting* fatiga en condiciones de contacto completo. Al mismo tiempo, se modeló este problema utilizando el método de los elementos finitos extendido (X-FEM), con el objetivo de correlacionar las vidas experimentales con las predichas mediante un modelo de iniciación-propagación que considera los resultados obtenidos mediante X-FEM. Se estudió la influencia de los distintos criterios de fatiga multiaxial en la predicción de la vida total. Los resultados obtenidos mediante la combinación de los criterios de McDiarmid (o bien Fatemi-Socie) para la vida de iniciación del método X-FEM para la vida de propagación presentan buenas correlaciones con los

resultados experimentales (E.Giner, 2011). En la Figura 1.1.3 se puede ver el montaje de la probeta en condiciones de *fretting*.



**Figura 1.1.3 Montaje en los ensayos de *fretting* fatiga (E. Gine N. Sukumar, 2008)**

Constantin y Dragomir (Viorica Constantin, 2003), analizaron las causas del *fretting* desgaste y las posibilidades de reducirlo. Entre las causas que estudiaron se menciona la concentración de esfuerzos y la variación de la velocidad de rotación. En el documento se exponen algunas soluciones capaces de reducir el *fretting* desgaste, como por ejemplo: un procedimiento experimental adecuado de los extremos de contacto, forma adecuadas de la forma exterior de la pieza, y tratamiento de la superficie para aumentar el coeficiente de fricción estática.

Gessesse et al. (2004), realizaron una investigación de la iniciación y propagación de grietas en condiciones normales. Los resultados que obtuvieron mostraron que la grieta crece inicialmente paralela a la superficie y luego se dobla hacia la ella para formar un polvo resultante del desgaste; esto tiene lugar cuando la longitud de la grieta alcanza un valor crítico de aproximadamente el tamaño de la micro zona de contacto con la aspereza. La tasa de crecimiento de la grieta se encontró que es linealmente proporcional a la longitud de fisura. Los resultados también indican que la tasa de crecimiento de la grieta depende mucho del coeficiente de fricción en la superficie y la presión de contacto.

Giner et al. (E. Gine N. Sukumar, 2008) , realizaron estudios de cómo influye la carga, los diferentes ángulos de grieta y el incremento de ésta, así como la variación del rendimiento durante la aplicación total o parcial de las condiciones de deslizamiento. Consideraron para efecto de estudio la carga aplicada, el ángulo con que inicia la grieta y el incremento de velocidad para su propagación. También se consideró el efecto *stick* y *slip* como factor que afecta la formación de *fretting*.

Attia (Attia, 2005), desarrolló un modelo de mecánica de fractura para estimar la resistencia a la fatiga y la vida útil de los componentes estructurales. Este trabajo consiste en el desarrollo de un modelo de solución de problemas de contacto que está automatizado para hacer frente a las no linealidades geométricas. Su metodología se basa en el análisis de la propagación de grietas por debajo de la fractura que toma lugar en la región plástica sin

exceder la fractura. La predicción encontró el límite de fretting fatiga con los resultados experimentales.

Cortés (2014) realizó un estudio de la región nominal de la región de contacto entre elementos de una unión mecánica eje cubo por fricción, con aros cónicos deformables como interfaz. Analizó la relación del área nominal de contacto y el coeficiente de fricción, además determinó el desplazamiento axial mediante una aproximación analítica y numérica en función de la carga axial aplicada. En la simulación numérica como se ve en la Figura 1.1.4, se usó el método de elemento finito mediante el paquete computacional ABAQUS.

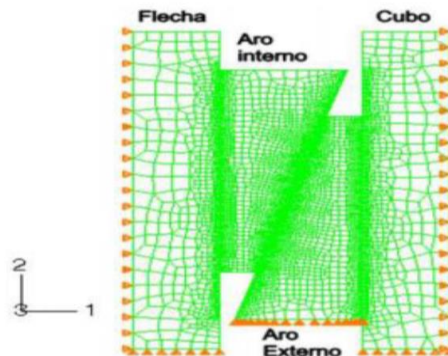


Figura 1.1.4 modelo discreto con aros deformables (Cortés Garcia, 2014)

El *fretting* se puede presentar bajo las circunstancias de carga normal y carga cíclica, y por lo mismo también es posible que se pueda presentar en un tope de impacto, como el analizado por Cortés (Cortés Garcia, 2014) . Este análisis utilizó el método de elemento finito para analizar un prototipo de un sistema de amortiguamiento de impacto con aros cónicos elásticos deformables como elementos de disipación de energía. El trabajo se divide en dos etapas: en la primera, que corresponde al análisis estático, se estudia el comportamiento del prototipo cuando está sujeto a una fuerza de apriete en el primer par de aros, para inducir un estado de precarga. La segunda etapa se concentra en un análisis dinámico; se estudia el comportamiento del prototipo conservando la precarga de la primera fase, cuando es sometido a una fuerza de impacto. Se investiga tanto el comportamiento estático como dinámico del problema de contacto, representando por superficies planas e irregulares, con datos basados en mediciones del perfil de las superficies del prototipo realizadas con un rugosímetro. El análisis de las superficies planas e irregulares se centra en la interacción de contacto entre los aros externos y el cilindro, donde tiene lugar la disipación de energía. Se realizó un estudio paramétrico comparando variables tales como el coeficiente de fricción entre las superficies deslizantes, la rigidez de los resortes, la velocidad y la masa de impacto, las tolerancias geométricas, la presión del área de contacto y la distribución de esfuerzos, con fines de validación de resultados teóricos con experimentales.



## 1.2 Estudios de *fretting* con el método de elementos finitos

El método de los elementos finitos (MEF en castellano o FEM en inglés), es un método numérico muy general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

El método se basa en dividir el cuerpo, estructura o dominio (medio continuo), sobre el que están definidas ciertas ecuaciones que caracterizan el comportamiento físico del problema en una serie de subdominios no intersectantes entre sí, denominados elementos finitos. El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados nodos. Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito, además un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama malla.

Los cálculos se realizan sobre una malla o discretización creada a partir del dominio con programas especiales llamados generadores de mallas, en una etapa previa a los cálculos que se denomina pre-proceso. De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variable incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales. La matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del sistema.

El número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos, se plantea entonces un sistema de ecuaciones resultado de aplicar las condiciones de equilibrio a las uniones de la estructura que se esquematiza de la siguiente manera.

$$\{P\} = [K]\{u\}$$

Donde las incógnitas son los desplazamientos en las uniones  $\{u\}$  que se encuentran al aplicar un vector de fuerza sobre el sistema  $\{P\}$  y obtener la matriz de rigidez global del mismo  $[K]$ .

Típicamente el método de los elementos finitos se programa computacionalmente para calcular el campo de desplazamientos y, posteriormente, a través de relaciones cinemáticas y constitutivas, las deformaciones y tensiones respectivamente cuando se trata de un problema de mecánica de sólidos deformables o más generalmente un problema de mecánica de medios continuos. El método de los elementos finitos es muy usado debido a su generalidad y a la facilidad de introducir dominios de cálculo complejos (en dos o tres dimensiones).

Básicamente los pasos a seguir en el análisis de estructuras mediante el método de los desplazamientos a través del MEF son:

- Discretizar y seleccionar el tipo de elemento. Involucra dividir el cuerpo dentro de un sistema equivalente de elementos finitos con nodos asociados y escoger el tipo de elemento más apropiado al modelo, así como el que más se aproxime a su comportamiento físico.
- Seleccionar una función de desplazamiento. Involucra escoger una función de desplazamiento a cada uno de los elementos.
- Definir las relaciones de desplazamientos y esfuerzo para derivar las ecuaciones de cada elemento.
- Derivar para cada elemento la matriz de rigidez y de desplazamientos.
- Ensamblar las matrices de los elementos para obtener la matriz global de rigidez y de desplazamiento e introducir las condiciones de frontera.
- Resolver el sistema de ecuaciones.

Algunos estudios del método de elementos finitos del fenómeno de *fretting* esta relacionados con el estudio de la fractura, esto es debido a que el fenómeno reduce la vida útil a la fatiga ocasionando falla estructural prematura.

(A. Cruzado, 2013) Realizo un estudio de la fricción en la reducción de la vida útil de la fatiga de los alambres finos de acero, utilizando las tensiones de contacto multiaxiales inducidas por fricción obtenidas a partir de un modelo de desgaste de elementos finitos, validado en trabajos previos. en un problema de cilindro cruzado en 3D. Se ha desarrollado una nueva metodología de acumulación de daños para la simulación de malla adaptativa, basada en la eliminación de material cíclico. . La metodología predice correctamente la reducción de vida de este componente debido al aumento de la carga normal (presión de contacto).

(M. Yezdan, 2017) Considera problema del fenómeno de *fretting* que surge de un caso de un deslizamiento relativo de pequeña amplitud entre superficies de contacto que conduce a una reducción en la vida de fatiga de las piezas de manera significativa. Su estudio es enfocado en la fricción en la región de contacto en una configuración de contacto cilindro-plano, para identificar el desgaste de acuerdo a este tipo de contacto. Realiza un modelo de elementos finitos utilizando un paquete de elementos finitos comercial. Posteriormente se realiza el estudio de contacto bajo carga tangencial y carga axial. Las tensiones calculadas numéricas se comparan con la solución analítica Mindlin y la solución analítica de Nowell Hills (que incluye el efecto del estrés masivo). Para obtener una mejor estimación del desgaste en estructuras de tipo real.

(M.A. Urchegui, 2014) Para la predicción de desgaste de cicatrices en cables de acero finos bajo condiciones de desgaste por fricción. Se realiza un modelo de elementos finitos y validación experimental de marcas de desgaste por desgaste en alambres de acero delgados. Un modelo de simulación de desgaste por desgaste FEM, para un arreglo tribológico de cilindro cruzado de 90 ° común. Modelar con precisión las huellas de desgaste

elípticas presentadas en **cable** sistemas, en contraste con las cicatrices circulares de desgaste más simples presentadas en la configuración de cilindro cruzado de 90 °. Los principales parámetros implicados en la simulación de desgaste (tamaño de malla, incrementos de desgaste de simulación por ciclo de *fretting*), se calibran para obtener el tiempo de cálculo mínimo. Presenta una metodología de validación exhaustiva para huellas de desgaste elípticas. El modelo propuesto presenta una muy buena correlación con respecto a los resultados experimentales, prediciendo cicatrices de desgaste con errores menores al 15%. Este modelo FEM se presenta como una herramienta útil para los diseñadores de cable en el análisis de la severidad de las huellas de desgaste bajo diferentes parámetros operativos y constructivos, por lo que, debido a la compleja construcción de cables, el contacto de los cables entre ellos con diferentes ángulos de cruce.

(I. R. McColl, 2004) Usando el método de elementos finitos para simular tanto el desgaste por **fricción** como la evolución de las variables de desgaste con el número de ciclos de desgaste en una configuración de fricción de cilindro en plano para su aplicación a componentes de transmisión de aerogeneradores. El método se basa en una versión modificada de la ecuación de Archard y se implementa dentro de un código de elemento finito comercial. Las pruebas de frotamiento se emplean para determinar el coeficiente de fricción (COF) y el coeficiente de desgaste aplicable a la configuración del contacto y las condiciones de carga. La técnica de simulación de desgaste es de naturaleza incremental y el tiempo total de simulación se ha minimizado a través de la malla y la optimización del tamaño del incremento.

(C. Mary, 2007) Uno de los principales problemas para los industriales es predecir cómo se dañan los componentes en el servicio y establecer cuándo debe reemplazarse o repararse para evitar una falla catastrófica. **El desgaste por fricción** es un proceso de degradación de la superficie inducido por movimientos oscilatorios de pequeña amplitud que se observa invariablemente en contactos industriales. Para centrarse en este tema, se determina experimentalmente una ley de desgaste energético global para un contacto dado y se implementó localmente en un **modelo de elementos finitos**. Este modelo proporciona una predicción eficiente de la durabilidad del contacto y los cambios geométricos de una o dos superficies en contacto. Se trató la optimización del tiempo de cálculo y se propone un criterio de la profundidad máxima de desgaste por paso de cálculo. Además, esta investigación numérica nos permite validar y cuantificar la aparición del régimen de desgaste estabilizado.

(Dagang Wang, 2013) Otros parámetros de desgaste en las distribuciones de esfuerzos de los cables de contacto durante la etapa inicial de desgaste fatiga por desgaste en los alambres de acero se investigaron utilizando el método de elementos finitos. Los parámetros que se discutieron para el fenómeno de *fretting* son la iniciación de grietas empleando los criterios de fatiga multiaxial de Fatemi-Socie y Smith-Watson-Topper, y la transformación de coordenadas tridimensionales. Ese observan distribuciones de tensiones no uniformes en las superficies de contacto en el plano simétrico. Los diferentes parámetros de fricción inducen diferentes distribuciones de esfuerzos y grandes cambios en el borde posterior.

(Eduardo Martins, 2017) Presenta una metodología para estimar la vida útil de los componentes bajo fatiga por fricción usando la mecánica de fractura basada en deformación (SBFM). Este último fue diseñado originalmente para modelar el comportamiento de grietas pequeñas en las muescas, donde el comportamiento de los materiales no es lineal, es decir, fuera del dominio de mecánica de fractura elástica lineal (LEFM). El modelo SBFM es básicamente un modelo LEFM modificado para considerar los efectos de la no linealidad del material y no requiere dos etapas (iniciación y propagación) para modelar la vida de fatiga. Para obtener estas soluciones, se realizaron simulaciones 2D del modelo de elementos finitos y luego se ajustaron mediante un factor de corrección 3D para considerar una propagación de grietas elípticas en 3D.

(P. Arnaud, 2016) La fricción puede conducir al desgaste de la superficie y / o a la formación de grietas según la condición de deslizamiento y la geometría de contacto. Para formalizar este aspecto, se investigaron los cilindros / planos Ti-6Al-4V y los contactos punzón / plano. Los dominios experimentales de nucleación de grietas en condiciones de deslizamiento parcial y grueso se establecieron y simularon combinando el análisis de daños acumulativos de SWT con simulaciones de desgaste superficial FEM. Se lograron buenas correlaciones si se consideraban las condiciones de contorno experimentales.

(Tongyan Yue, 2017) El desgaste por fricción es un daño material en las superficies de contacto debido al desplazamiento micro relativo entre dos cuerpos. Causa algunos resultados inesperados, como el aflojamiento de los sujetadores o la adherencia de componentes que se supone que se mueven entre sí. Dado que este micro movimiento de desgaste por fricción es difícil de medir en experimentos, el método de elementos finitos (FEM) se usa ampliamente para investigar la evolución de las variables de contacto y las huellas de desgaste durante el proceso de desgaste por *fretting*. En la mayoría de las simulaciones FEM de desgaste por *fretting*, se supone que el coeficiente de fricción (COF) es constante para simplificar los modelos. Sin embargo, como se midió en experimentos, los casos de COF constante y variable. Los resultados indican que, en condiciones de deslizamiento grueso, si el uso de una COF variable tiene o no efecto sobre un pequeño volumen de desgaste al final de la etapa de estado estable de los ciclos de desgaste por *fretting*. Sin embargo, cuando se considera el deslizamiento parcial o la etapa de deslizamiento de las condiciones de deslizamiento grueso, los modelos FEM con coeficiente variable logran predicciones más cercanas a los resultados experimentales.

(Jouksukangas Janne, 2016) Las uniones atornilladas pueden sufrir daños por *fretting*, lo que puede disminuir significativamente la vida útil de la fatiga. Desarrolla un arreglo de prueba para estudiar el efecto de diferentes parámetros de operación y diseño de una sola unión atornillada en la vida de fatiga por fricción. Se llevaron a cabo pruebas de fatiga y fatiga durante la vida (SN) para investigar, en particular, el efecto de la precarga del perno y la carga cíclica a granel en la vida a fatiga. La vida de fatiga de desprendimiento disminuyó al aumentar la precarga y también al aumentar el estrés de volumen. El método de correlación de imágenes digitales se aplicó para medir desplazamientos tangenciales cerca

del contacto. Se utilizó un modelo de elementos finitos correspondiente de la configuración de prueba para analizar las variables de contacto en mayor detalle. Los resultados numéricos se corresponden bien con los resultados experimentales.

### **1.3 Conclusiones**

Los estudios realizados del fenómeno de fretting tanto experimentalmente como numéricamente se han enfocado a los siguientes aspectos:

1. Análisis experimental de los efectos superficiales de los elementos en contacto con cargas y contactos variables.
2. Análisis de iniciación de grieta propagación de estas en la superficie de contacto.
3. Tratamiento superficial para incremento de esfuerzo residual para alargar la vida útil a la fatiga.
4. Análisis numérico por elemento finito, efectos de esfuerzo debido a los catos y desplazamientos relativos.
5. análisis de contacto con variación de inclinación y de forma.
6. Análisis de variables aplicables en la zona de contacto, iniciación y propagación de grietas.

En resumen, el estado de la investigación se enfoca en la realización de un modelo para condiciones de fretting que pueda ser capaz de ajustar sus variables como el tipo de contacto, coeficiente de fricción y carga aplicadas estática y dinámica para representar el fenómeno de fretting.

## **1.4 Justificación.**

De acuerdo con la revisión del estado del arte, el fenómeno de *fretting* se encuentra presente en muchas investigaciones relacionadas con partes mecánicas de diferentes campos.

El análisis de este fenómeno puede ayudar a reducir el desgaste en las superficies de contacto de los elementos elásticos deformables, y así se pueden cambiar los ajustes del sistema de manera de aumentar la vida útil de estos elementos.

Se estudiará el fenómeno de *fretting* en aros cónicos que están en contacto con una carcasa para analizar el comportamiento del sistema, y obtener una metodología para el uso de los topes de impacto con aros cónicos y reducir el efecto de *fretting* que existe en el dispositivo para que su desempeño sea mayor.

## **1.5 Objetivo.**

Comprobar la presencia del fenómeno del *fretting* en la zona de contacto de los elementos deformables (aros cónicos y carcasa) de un prototipo de tope de impacto mediante elemento finito.

### **1.5.1 Objetivo específico.**

Analizar numéricamente el fenómeno de *fretting* en vías de determinar cómo afecta el funcionamiento de los elementos deformables, como los aros cónicos en el prototipo de tope de impacto.

Determinar los cambios que genera el tope de impacto con variaciones de las características que afectan el fenómeno de *fretting*.

## **1.6 Alcances.**

Conocer el comportamiento del fenómeno de *fretting* en topes de impacto de aros cónicos y la carcasa de un sistema de amortiguador por fricción realizando un modelo en elemento finito.

Aplicar el modelo para optimizar el diseño de sistemas de amortiguamiento por fricción y conocer los parámetros que afectan el fenómeno del *fretting*. Realizar una metodología que pueda usarse para reducir sus efectos.

## CAPITULO 2

### 2 MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presenta la teoría relacionada con el tema de investigación, necesaria para su desarrollo.

#### 2.1 Teoría de contacto elástico de Hertz.

Para este estudio la teoría de contacto elástico de Hertz se utiliza para el proceso de refinamiento de la malla, para garantizar la confiabilidad de los modelos a utilizar en el modelado en elemento finito.

Hertz considera dos sólidos de cuerpo esférico (Figura 2.1.1). Estas esferas se pueden tratar como dos cuerpos elásticos, sometidos a presión constante y uniforme.

Las características tomadas para por el modelo de Hertz:

- Carga estática y normal a las superficies de contacto.
- Área de contacto muy pequeña comparada con la curvatura de la superficie.
- Superficie de contacto lisa y uniforme.
- Sin fuerzas tangenciales.
- Se mantiene la validez de la ley de Hooke.

Cuando dos esferas sólidas con radios  $R_1$  y  $R_2$  como se ve en la Figura 2.1.2, se presionan entre sí con una fuerza  $F$ , se obtiene un área circular con un radio  $a$ . Si se designa  $E_1, \nu_1$  y  $E_2, \nu_2$  como las constantes elásticas respectivas de las dos esferas, el radio  $a$  está dado por la ecuación (2.1).

$$a = \sqrt[3]{\frac{3FR^*}{4E^*}} \quad (2.1)$$

La deformación  $\delta$  está dada por:

$$\delta = \frac{a^2}{R^*} \quad (2.2)$$

La presión máxima ocurre en el centro del área de contacto, y es:

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{3F}{2\pi a^2} \quad (2.3)$$



El radio efectivo  $R^*$  y el módulo de Young efectivo  $E^*$  se obtienen:

$$R^* = \left[ \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right]^{-1} \quad E^* = \left[ \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]^{-1} \quad (2.4)$$

Las ecuaciones (2.1) y (2.2) son perfectamente generales para esfera y esfera, pero también se aplican para el contacto de una esfera con una superficie plana, o entre una esfera y una superficie esférica interna. En el caso de una superficie plana, se usa  $R = \infty$ . En el de la superficie interna, el diámetro se expresa como una cantidad negativa. (Budynas & Nisbett, 2012)

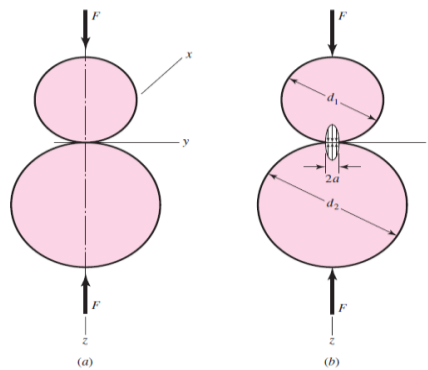


Figura 2.1.1 a) Dos esferas que se mantienen en contacto por una fuerza  $F$ ; b) el esfuerzo de contacto tiene una distribución hemisférica en el diámetro de la zona de contacto  $2a$  (D.Tabor, 1981)

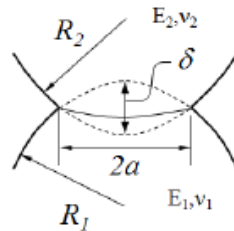


Figura 2.1.2 Deformación de dos esferas en contacto (D.Tabor, 1981)

Los esfuerzos máximos ocurren en el eje  $z$  y son esfuerzos principales. Sus valores son:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = -p_{m\acute{a}x} \left[ \left( 1 - \left| \frac{z}{a} \right| \tan^{-1} \frac{1}{|z/a|} \right) (1 + \nu) - \frac{1}{2 \left( 1 + \frac{z^2}{a^2} \right)} \right] \quad (2.5)$$

Utilizando las ecuaciones 1 y 3 se pueden calcular analíticamente, el radio de la zona de contacto y la presión de la misma, en condición de carga estática y sin fricción. (Budynas & Nisbett, 2012)

## 2.2 Fricción

Se define como una fuerza de rozamiento o fuerza de fricción entre dos superficies de contacto. La fuerza que se opone al movimiento entre ambas superficies es la fuerza de fricción dinámica. La fuerza que se opone para romper el movimiento se conoce como fuerza de fricción estática, y se expresa como la fuerza de resistencia tangencial, la cual actúa en dirección opuesta al movimiento. Esto se genera por las imperfecciones de las superficies en contacto, las cuales son de carácter micro o nano. Toda superficie tiene imperfecciones, solo que no son visibles al ojo humano; por ende, la fricción no es una propiedad del material, sino una respuesta del sistema. (D.Tabor, 1981)

Charles Coulomb y Guillaume Amonton establecieron las leyes del mecanismo de fricción.

- La fuerza de fricción es independiente del área de contacto.
- La fuerza de fricción es directamente proporcional a la carga aplicada.
- La fricción cinética es independiente de la velocidad de deslizamiento.

Con estas tres leyes se puede describir el mecanismo de fricción de forma macroscópica, donde lo que sucede en la interfaz de contacto no tiene mayor importancia. Sin embargo, en investigaciones recientes se demuestra que, en la interfaz de contacto entre dos cuerpos con movimiento relativo, existe una fuerte interacción entre las superficies de los materiales.

**Fricción seca:** Es la resistencia relativa al movimiento entre dos superficies sólidas en contacto, la cual se define por la ecuación:

$$F_f = \mu N$$

Donde:

$F_f$  = Fuerza de fricción [N]

N = Fuerza normal [N]

$\mu$  = coeficiente de fricción

La fuerza de fricción siempre aparece en dirección contraria a la dirección del movimiento entre las superficies. Si el objeto se ubica en una superficie horizontal, la fuerza normal es igual al peso del propio objeto; por el contrario, si el objeto se encuentra sobre un plano inclinado, la fuerza normal corresponde únicamente a una fracción del peso del objeto.

La fuerza normal es definida como la fuerza neta que comprime al contacto de dos superficies paralelas, su dirección es perpendicular a la superficie de contacto (K.L.Johnson, 1985).

**Fricción y adhesión:** Partiendo que la fricción y la adhesión tienen el mismo origen entre las moléculas de dos superficies, la fricción se incrementa con el aumento de la adhesión. Una fuerte adhesión entre dos cuerpos es originada por fuertes fuerzas de atracción (Kappl, 2010).

Tomando esta fuerza de adhesión y agregándola a la ecuación de la carga se obtiene:

$$F_f = \mu(N + F_{adh})$$

## 2.3 Ensayos de *fretting*

Los ensayos de *fretting* se realizan con el objeto de analizar y de estudiar las causas que provocan el fenómeno y de cuantificar el efecto de cada uno de los parámetros involucrados en el proceso. En estos ensayos se estudia entre otros muchos aspectos los siguientes: el modo en que afectan las cargas a las que se encuentran sometidos los componentes, el comportamiento a *fretting* de los materiales usados, el lugar y el modo de iniciación de las grietas, las propagación de éstas, de qué forma influyen las condiciones ambientales, y el efecto de las tensiones residuales, el desgaste producido en las superficies de contacto. En este proyecto se analiza la influencia del *fretting* en la zona de contacto así como la presión y los esfuerzos superficiales.

Los ensayos de *fretting* comprenden dos tipos de ensayos: los que se realizan sobre componentes reales, y los que hacen con geometrías sencillas. Con ambos tipos de ensayos se trata de conocer la respuesta real de estos componentes. A continuación, se describen ambos tipos de ensayos.

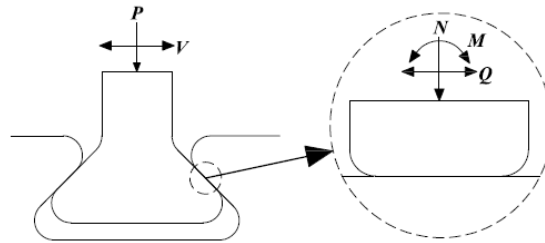
### 2.3.1 Ensayos con geometrías reales

Este tipo de ensayos permite simular, en la forma más fiel posible, el comportamiento de componentes reales frente a diversas sollicitaciones. Los ensayos sobre configuraciones reales, a pesar de que en el proceso previo de diseño se puede simular el comportamiento del componente a las diversas sollicitaciones, son necesarios para completar la información del comportamiento en servicio del componente. Otras veces, se hace necesario el uso de ensayos sobre componentes reales con el fin de analizar las causas del fallo o el mal comportamiento observado de un componente que se encontraba en servicio.

Es típico este tipo de ensayos en los álabes de turbinas (Yoshimura, 2003), (Nowell, 2000), transmisiones de ejes (Leen, 2002), cogidas de cables eléctricos (Cardou, 1992), amortiguadores de automóviles (Domínguez, 1988), (Domínguez, 2001), etc. Aunque este tipo de ensayos reproducen de una forma fiel las condiciones de trabajo reales de los componentes cuando están en servicio, tienen una serie de inconvenientes, como son: su alto coste económico, sólo permiten conocer el comportamiento para el componente estudiado (lo que impide extrapolar estos resultados a otros tipos de geometrías), y por último, que en muchos casos con un mismo componente no es posible extrapolar los resultados de unas condiciones a otras.

En general, las geometrías de los componentes reales son complicadas, por lo que se requiere el uso de herramientas numéricas, tales como el método de los elementos finitos o el método de los elementos de contorno, a fin de obtener los estados de tensiones y deformaciones en las zona de interés. El uso de este tipo de técnicas añade un

inconveniente más a los ensayos con geometrías reales, ya que un modelo detallado de un determinado componente mediante estas técnicas numéricas generalmente requiere bastante tiempo de trabajo. Hay ciertas ocasiones, en las que se puede simular el comportamiento de un componente real mediante una geometría sencilla. Éste es el caso del contacto entre un álabe de turbina y su rotor, el cual se puede aproximar mediante el contacto entre el punzón plano con esquinas redondeadas y un plano, tal y como se muestra en la Figura 2.3.1.



**Figura 2.3.1 Aproximación de un álabe con su rotor mediante un punzón recto con esquinas redondeadas y un plano (Nowell, *Advances in the Understanding of Fretting Fatigue with Reference to Gas Turbine Engines*, 2000)**

### 2.3.2 Ensayos con geometrías sencillas

En este tipo de ensayos, las geometrías de los componentes que se encuentran en contacto son muy simples. En estas condiciones, por lo general se disponen de soluciones analíticas que permiten obtener el estado de tensiones y deformaciones en la zona de contacto, lo que simplifica enormemente el estudio del comportamiento de este tipo de ensayos.

Estos ensayos suelen ser realizados con los siguientes tipos de geometrías: contacto entre una esfera y un plano, contacto entre un cilindro y un plano, contacto de punzón recto con un plano y contacto de un punzón recto con los bordes redondeados y un plano. A continuación, se comentarán con más detalle los aspectos más importantes de los ensayos realizados con cada uno de estos tipos de contactos.

En el contacto esférico, al disponer de una solución analítica para el estado de tensiones y deformaciones, se tiene la ventaja de poder analizar fácilmente y sin hacer uso de técnicas numéricas, el comportamiento a fatiga de un componente en este tipo de circunstancias. El principal problema que presenta esta configuración esfera-plano, es que este tipo de contacto no es muy usual en la práctica. Otra de las ventajas que ofrece este montaje es que no hace falta una alineación entre los componentes, ya que la superficie de contacto es un círculo. Una ventaja vista desde el punto de vista experimental es la detección de grietas incipientes, ya que en este tipo de contacto las principales grietas normalmente aparecen en las inmediaciones del eje de simetría del sistema y cerca del borde de la zona de contacto en  $x = a$ . Esto simplifica bastante la labor de buscar grietas en componentes que han sido sometidos a fatiga por *fretting*, pero que no ha llegado a fallar, sobre todo cuando se pretenden detectar y analizar grietas micro estructuralmente pequeñas.

Para el contacto cilíndrico, al igual que en el caso esférico, se disponen de soluciones analíticas lo que supone una ventaja, con la simplificación añadida de que en este caso el

problema puede ser tratado de forma bidimensional. Por contra, respecto al contacto esférico, este tipo de configuración presenta el problema de alineación entre el eje del indentador y la dirección de aplicación de la carga tangencial, siendo necesario que este eje sea perpendicular a la dirección de la aplicación de la carga. Otro de los inconvenientes que presenta este tipo de geometría con respecto a la esférica, es la dificultad para la detección de grietas incipientes. En este caso, estas grietas se inician a lo largo de la banda situada en las inmediaciones del borde de la zona de contacto, con lo que su detección requiere el análisis microscópico exhaustivo de una zona de gran extensión, en comparación al tamaño de la grieta.

Respecto a las geometrías anteriores, el contacto punzón recto-plano presenta una serie de desventajas. Quizá la más evidente sea la necesidad de utilizar un modelo elastoplástico a causa de la singularidad que se produce en el borde de la zona de contacto. Esto añadido al inconveniente de que para esta configuración no existen ecuaciones analíticas para el cálculo de las tensiones fuera del plano de contacto, hacen que sea necesario el uso de un modelo numérico. Otro de los inconvenientes que presenta es que, a causa del rozamiento, se produce un par de giro en el punzón, lo que provoca la tendencia a la rotación de éste tal y cómo se muestra en la Figura 2.3.2, dando lugar a una distribución de tensiones diferentes a la obtenida por las ecuaciones 2.23 y 2.24. La solución a este problema fue obtenida por Sackfield (2001). Otro problema que también comparte con la geometría cilindro-plano es la necesidad de un correcto alineamiento, pero con mayor influencia en este caso por requerir el alineamiento en dos ejes.

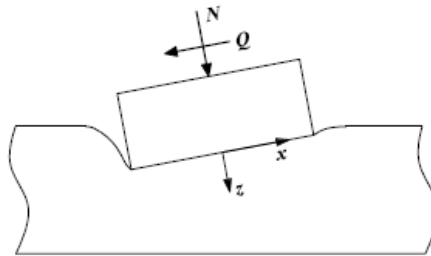


Figura 2.3.2 Giro del elemento de contacto (Sackfield A. T., 2001)

La principal ventaja que presenta el contacto punzón recto-plano, es la simplicidad de los ensayos cuando éstos son realizados mediante el puente de *fretting* fatiga. Uno de estos dispositivos se muestra en la Figura 2.3.3.

El contacto de un punzón recto de esquinas redondeadas con un plano comparte algunos de los problemas presentes en el del punzón recto. Uno de ellos es la necesidad de una correcta alineación de punzón y de las caras planas que entran en contacto, con el fin de evitar una distribución de tensiones asimétricas que produzca un concentrador de tensiones, el cuál pueda afectar a los resultados obtenidos en los ensayos. Además, la presencia de un par de giro a causa de la fricción entre los componentes, origina un giro de elemento de contacto (Sackfield A. D., 2005).

En este tipo de ensayos existen diferentes tipos de montajes, dentro de los cuales se citan los más usados, comentando sus principales características.

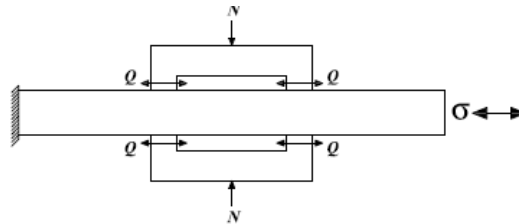


Figura 2.3.3 Puente de *fretting* fatiga (Sackfield A. D., 2005)

En el tipo de montaje que fue usado por Nishioka y Hirakawa (Nishioka, 1969), Hoepfner y Goss (Hoepfner, 1974), Nowell (Nowell, An Analysis of Fretting Fatigue, 1988), Szolwinski (Szolwinski, 1995). Se usa una máquina de ensayos que consta de un actuador el cuál somete a carga cíclica, la tensión, de flexión o de torsión (Endo, 1974), a una probeta. Esta probeta, se encuentra cargada lateralmente mediante dos elementos fijos de contacto. Estos elementos de contacto le aplican a la probeta una carga normal constante, de modo tal que al aplicar el actuador la carga cíclica sobre la probeta, se desarrolla una fuerza tangencial cíclica. Un esquema de este montaje se ve en la Figura 2.3.4.

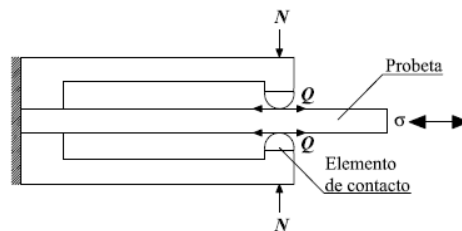


Figura 2.3.4 Montaje de *fretting* (Nishioka, 1969)

Este tipo de montajes tiene una serie de ventajas, entre las que cabe destacar el buen control que ofrece sobre la tensión global  $\sigma$  que se está introduciendo en la probeta; además, es posible utilizar fácilmente diferentes geometrías para elemento de contacto. Un tipo de montaje muy similar al mostrado anteriormente, es el propuesto por Wittkowsky (1999), en el cual se aplica mediante un actuador una carga cíclica a la probeta, y en la zona de contacto de ésta. Como consecuencia de la flexibilidad de los elementos de contacto, se genera una carga tangencial cíclica. En este tipo de montaje es posible controlar de forma independiente las cargas normales y tangenciales aplicadas en ambas zonas del contacto.

Vincent (Vincent, 1992), usa un montaje en el que a la probeta se le aplica una tensión global constante, mientras que un actuador mueve los elementos de contacto, aplicando de este modo la tensión tangencial sobre la zona de contacto. Este tipo de montaje tiene el inconveniente de que no favorece el crecimiento de grietas más allá de la zona de influencia del contacto, por lo que sólo es recomendable su uso en ensayos de iniciación de grietas por *fretting* o de desgaste por *fretting*.

Un montaje que se puede considerar mixto de los anteriormente citados, es el empleado por Favrow (2000). En este tipo de montaje existen dos actuadores servohidráulico independientes, uno aplica la tensión global a la probeta, mientras que el otro puede aplicar movimiento a los elementos de contacto. Este tipo de montaje tiene la ventaja de que permite controlar de forma independiente los desplazamientos relativos entre los elementos de contacto y la probeta, lo que no es posible con los anteriores montajes.

## 2.4 Tipos de contacto en los ensayos de *fretting*

Antes de analizar las características de las diferentes geometrías que son generalmente usadas en los ensayos de *fretting*, convendría hacer una distinción de estos en función de la variación del tamaño de la zona de contacto con la carga normal  $N$ . Se dice que un contacto es incompleto cuando el tamaño de la zona del contacto depende de la carga normal aplicada, esto es el caso de contacto esfera-esfera, cilindro-cilindro, cuña-plano y punzón recto de esquinas redondeadas-plano. Por el contrario, un contacto se dice que es completo cuando el tamaño de la zona de contacto es independiente de la carga normal aplicada, como es el caso del contacto punzón recto-plano.

### 2.4.1 Contacto esfera-plano

En este tipo de ensayos el contacto se realiza entre una esfera de radio  $R$  y un plano, tal y como se muestra en la Figura 2.4.1. Inicialmente, la esfera se encuentra presionada contra el plano por acción de la fuerza normal constante  $N$ . Posteriormente, el plano se somete a una carga oscilante  $P$ , lo que provoca una tensión global oscilatoria  $\sigma$  y somete a la esfera a una fuerza oscilatoria  $Q$ . La tensión global oscilatoria  $\sigma_Q$  aparece como consecuencia del equilibrio de las fuerzas horizontales, su valor es  $\frac{Q}{A_{plano}}$ , donde  $A_{plano}$  es el área del plano sobre el que actúa  $\sigma$  y su sentido es contrario a  $Q$ . En general la tensiones  $\sigma$  y  $\sigma_Q$  a las que se encuentra sometido el plano y la fuerza  $Q$  que actúa sobre la esfera, suelen estar en fase.

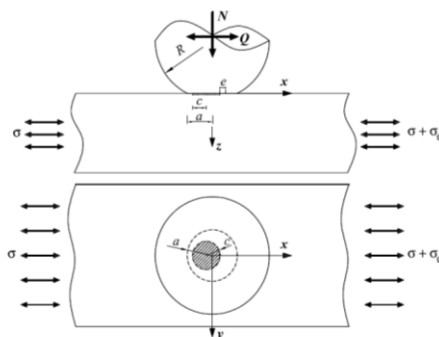


Figura 2.4.1 Contacto esfera plano (Hill, 1987)

Tal y como se observa en la Figura 2.4.1, la zona de contacto es un círculo de radio  $a$ , la zona de adhesión tiene un radio  $c$  y debido a la tensión global ésta se encuentra desplazada hacia la izquierda en dirección  $x$  una cantidad  $e$ . Que la zona de adhesión se encuentre desplazada hacia la izquierda o hacia la derecha depende de cómo actúen simultáneamente  $\sigma$  y  $Q$ . Para el caso mostrado en la Figura 2.4.1, en el cual se ha considerado un montaje similar al mostrado en la Figura 2.3.4, cuando la tensión global  $\sigma$  es de tracción, el sentido de la fuerza tangencial  $Q$  es hacia la izquierda. El radio de la zona de contacto en esta configuración viene dado por:

$$a = \sqrt[3]{\frac{3NR}{4E^*}} \quad (2.6)$$

Donde  $E^*$  es el módulo de Young equivalente, que en el caso de materiales iguales para la esfera y el plano viene dado por la expresión:

$$E^* = \frac{E}{2(1 - \nu^2)} \quad (2.7)$$

El tamaño de la zona de adhesión viene dado por la relación entre la carga normal y la tangencial de la siguiente forma:

$$c = a \sqrt[3]{1 - \frac{Q}{\mu N}} \quad (2.8)$$

Donde  $\mu$  es el coeficiente de deslizamiento global.

En la ecuación (2.4) se puede comprobar cómo disminuye la zona de adhesión conforme aumenta la carga tangencial  $Q$ , hasta un valor límite de  $Q = \mu N$ , para el que toda la zona de contacto se encuentra deslizando, alcanzándose por tanto el deslizamiento global en estas circunstancias. Tal y como se comentó anteriormente, esta zona de adhesión se encuentra desplazada (Wittkoowsky, 1999), basados en el trabajo de Hills y Nowell (Hill, 1987), encontraron una expresión para este desplazamiento dado por:

$$e = \frac{2R\sigma}{\mu E^*} \frac{1 - \nu}{4 - 3\nu} \quad (2.9)$$

Esta ecuación del desplazamiento lateral de la zona de adhesión está basada en dos supuestos. El primero, es asumir que el plano se encuentra en condiciones de deformación plana, y el segundo es suponer que las condiciones del contacto no son de deslizamiento reverso, esto es, que el valor de  $e$  no llegue a producir que la zona de adhesión se salga de la zona de contacto  $e \leq a - c$ , lo que se traduce en:



$$\sigma \leq \frac{4 - 3\nu}{2(1 - \nu)} \sqrt[3]{\frac{3\mu^2 E^{*2}}{4R^2}} [\sqrt[3]{\mu N} - \sqrt[3]{\mu N - Q}] \quad (2.10)$$

Estudios realizados mediante la técnica de los elementos finitos demuestran que los resultados obtenidos en condiciones de tensión plana se ajustan mejor al modelo 3D que los obtenidos en deformación plana (Tur, 2002), aunque la diferencia entre ambas soluciones es pequeña (Navarro C. y., 1999). La ecuación 2.6 es interesante, ya que para una geometría y materiales determinados, permite conocer para unas cargas  $N$  y  $Q$  cuál es el valor máximo de la tensión global que hace se produzca deslizamiento reverso. Si se dieran las condiciones de deslizamiento reverso el problema no tendría solución analítica, teniendo que utilizarse algún método numérico para su resolución (Tur, 2002).

La distribución de tensiones normales dentro de la zona de contacto viene dada por (Hills, 1994).

$$\sigma_{zz} \begin{cases} -p_0 \sqrt{1 - (r/a)^2} & r \leq a \\ 0 & r > a \end{cases}, z = 0 \quad (2.11)$$

Donde  $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ .

De la ecuación anterior se desprende que el valor máximo de compresión es igual a  $p_0$ , y se alcanza en el centro del contacto, esto es  $r = 0$ . El valor de  $p_0$  se determina imponiendo el equilibrio entre la fuerza normal aplicada  $N$  y la distribución de  $\sigma_{zz}(r)$  en la zona de contacto, dado:

$$p_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{6NE^{*2}}{R^2}} \quad (2.12)$$

De las ecuaciones (2.2) y (2.8) se obtiene que:

$$a \propto \sqrt[3]{NR} \quad (2.13)$$

$$p_0 \propto \sqrt[3]{N/R^2} \quad (2.14)$$

Por lo que en este tipo de contacto es necesario es necesario aumentar o disminuir  $n^2$  veces  $N$  y  $n$  veces  $R$  para mantener constante  $p_0$ , produciéndose en  $a$  un aumento/disminución de  $n$  veces.

En esta situación la carga  $Q$  crea una distribución de tensiones tangenciales en la superficie, que se obtiene mediante una perturbación del problema de Mindlin (Hills, 1994), (Mindlin, 1953). Como resultado de esta técnica esta distribución es la siguiente:

$$\sigma_{xz} = \begin{cases} \mu p_0 \sqrt{1 - (r/a)^2} & r \leq a, r_e > c \\ \mu p_0 \sqrt{1 - (r/a)^2} - \mu p_0 \frac{c}{a} \sqrt{1 - (r_e/c)^2} & r_e \leq c \\ 0 & r > a \end{cases}, z = 0 \quad (2.15)$$

Siendo  $r_e = \sqrt{(x+e)^2 + y^2}$ .

Una solución analítica a las restantes componentes del tensor de tensiones tanto en la superficie como debajo de ésta, se puede encontrar en los trabajos realizados por Hamilton (Hamilton) y Sackfield (Sackfield A. a., 1983).

## 2.4.2 Contacto cilindro-plano

Este tipo de contacto es similar al esfera-plano, pero ahora el indentador es un cilindro de radio  $R$ , de modo que la forma del contacto es una banda de semiancho  $a$ , tal y como se ve en la Figura 2.4.2. A diferencia del caso mostrado anteriormente, donde la fuerza  $N$  y  $Q$  eran puntuales, en este contacto cilindro-plano las fuerzas  $N$  y  $Q$  tienen dimensiones de fuerza por unidad de longitud.

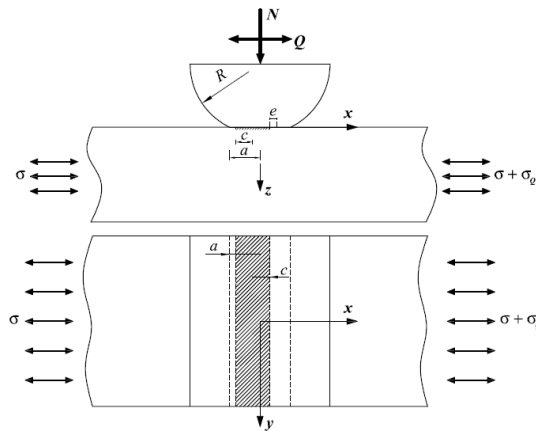


Figura 2.4.2 Contacto cilindro-plano (Hill, 1987)

En esta configuración el semiancho  $a$  de la zona de contacto viene dado por:

$$a = 2 \sqrt{\frac{NR}{\pi E^*}} \quad (2.16)$$

La relación entre la zona de deslizamiento y la adhesión viene dada por la siguiente expresión:

$$c = a \sqrt{1 - \frac{Q}{\mu N}} \quad (2.17)$$

Similares conclusiones a las propuestas en el caso esférico con la ecuación 2.4, se puede obtener de la ecuación 2.14. Suponiendo un estado de deformación plana, la expresión del desplazamiento lateral de la zona de adhesión a causa de la tensión global es (Hill, 1987).

$$e = \frac{R\sigma}{2\mu E^*} \quad (2.18)$$

Si se compara este desplazamiento lateral, con el obtenido para el caso esférico con un módulo en Poisson de  $\nu = 0.3$ , se obtiene que  $e_{cil.} \approx 1.11 e_{esf.}$ . Al igual que antes es importante conocer bajo qué condición se alcanza el deslizamiento, esto es (Hills, 1994).

$$\sigma \leq 4 \sqrt{\frac{\mu E^*}{\pi R}} [\sqrt{\mu N} - \sqrt{\mu N - Q}] \quad (2.19)$$

Al igual que en el caso esférico, si la condición dada por la ecuación 2.15 no se cumple, no existe una solución analítica al problema. En este caso se puede usar una técnica que consiste en resolver numéricamente la ecuación integral que relaciona las deformaciones producidas en la superficie, con la distribución de tensiones tangenciales superficiales (Hill, 1987).

La distribución de tensiones normales en la superficie de contacto viene dada por una ecuación bastante similar a la del caso esférico.

$$\sigma_{zz} \begin{cases} -p_0 \sqrt{1 - (r/a)^2} & |x| \leq a \\ 0 & |x| > a \end{cases}, z = 0 \quad (2.20)$$

De nuevo se observa que la máxima presión normal  $p_0$ , se produce en el centro de la zona de contacto; esto es, en la línea  $x = 0$ . De nuevo, imponiendo el equilibrio de las fuerzas normales a la superficie de contacto y la distribución dada por 2.16, se obtiene el valor de esta presión máxima.

$$p_0 = \sqrt{\frac{NE^*}{\pi R}} \quad (2.21)$$

Haciendo un análisis similar al caso del contacto esférico se tiene que:

$$a \propto \sqrt{NR} \quad (2.22)$$

$$p_0 \propto \sqrt{N/R} \quad (2.23)$$

Estas relaciones muestran que aumentando o disminuyendo  $n$  veces  $N$  y  $R$ , la presión máxima  $p_0$  no varía, mientras que el semiancho de la zona de contacto  $a$  aumenta/disminuye  $n$  veces. De forma similar al contacto esférico, la distribución de cargas

tangenciales en la superficie se puede obtener mediante una perturbación del problema de Mindlin (Hills, 1994).

$$\sigma_{xz} = \begin{cases} \mu p_0 \sqrt{1 - (x/a)^2} & |x| \leq a, |x + e| > c \\ \mu p_0 \sqrt{1 - (x/a)^2} - \mu p_0 \frac{c}{a} \sqrt{1 - ((x + e)/c)^2} & |x + e| \leq c \\ 0 & |x| > a \end{cases}, z \quad (2.24)$$

La solución analítica completa del resto de componentes del tensor de tensiones se puede ver en el libro de Hills y Nowell (Hills, 1994).

### 2.4.3 Contacto punzón recto-plano

Este tipo de contacto presenta dos diferencias notables con respecto a los dos casos analizados anteriormente. La primera, y haciendo referencia a lo introducido al comienzo de esta sección, es que en este tipo de geometría el contacto es completo, de modo que el tamaño de la zona de contacto no depende de la carga normal aplicada. La segunda diferencia es que se está suponiendo que uno de los dos cuerpos que entran en contacto, en este caso el indentador, es rígido, con lo que éste no sufre deformación en el proceso de contacto. En realidad, a la hora de realizar un ensayo con este tipo de geometrías, ninguna de las dos diferencias comentadas se cumplen, ya que ni el punzón es perfectamente rígido, ni el contacto es realmente completo, ya que los materiales implicados son elásticos y las esquinas del punzón no son perfectamente rectas. El motivo de tomar estas dos características, es que bajo estas condiciones existe una solución analítica que permite hacer un estudio aproximado de este tipo de contacto.

En lo que se refiere a las cargas aplicadas, esta configuración es similar a los casos esféricos y cilíndricos. En la Figura 2.4.3 vemos el esquema en el cuál un indentador rígido con una base de semiancho  $a$  es presionado contra un plano elástico.

En este caso la relación entre el tamaño de la zona de contacto y la zona de adhesión,  $c$ , no depende de la carga tangencial, sino que es una función del coeficiente de rozamiento  $\mu$  y del coeficiente de Poisson  $\nu$  (Spence, 1973).

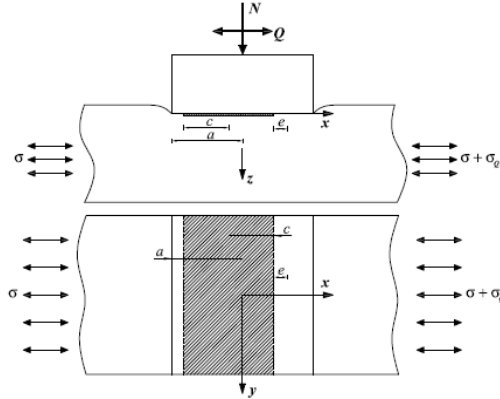


Figura 2.4.3 Contacto punzón rígido recto-plano (Spence, 1973)

$$\frac{K\left(\frac{C}{a}\right)}{K}\left(\sqrt{1-\left(\frac{C}{a}\right)^2}\right) = \frac{2\mu(1-\nu)}{(1-2\nu)} \quad (2.25)$$

Donde  $K(x)$  es la integral elíptica completa de segunda especie:

$$K(x) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\theta}{\sqrt{1-x \sin^2 \theta}} \quad (2.26)$$

La relación entre el semiancho de la zona de adhesión y el coeficiente de rozamiento para un valor de  $\nu = 0.3$  se muestra en al Figura 2.4.4.

Para este tipo de contacto no se dispone de una expresión analítica para el desplazamiento lateral de la zona de adhesión por efecto de la tensión global, teniéndose que recurrir a técnicas numéricas (Navarro C. M., 2003).

La distribución de tensiones normales en la superficie viene dada por:

$$\sigma_{zz} \begin{cases} \frac{-N}{\pi\sqrt{a^2-x^2}} & |x| \leq a \\ 0 & |x| > a \end{cases}, z = 0 \quad (2.27)$$

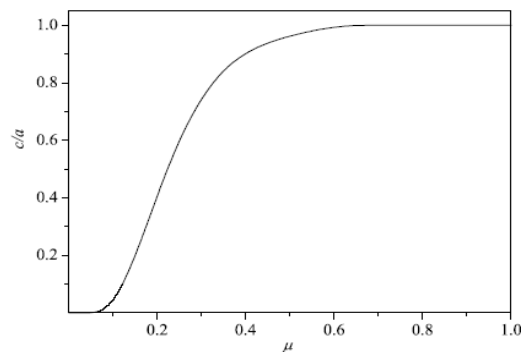


Figura 2.4.4 Relación entre  $c/a$  y  $\mu$  para  $\nu = 0.3$ , ecuación 2.21 (Spence, 1973)

Se ve que la ecuación 2.23, presenta una singularidad cuando  $x = \pm a$ , lo que se traduce teóricamente en unas tensiones infinitas. Esto en la práctica no es posible, ya que un material real sólo puede soportar tensiones finitas, lo que dará lugar a un comportamiento elasto-plástico del material en las cercanías de estas zonas. La distribución de tensiones tangenciales en la superficie es (Spence, 1973):

$$\sigma_{xz} = \begin{cases} \frac{\mu N}{\pi\sqrt{a^2 - x^2}} & |x| \leq a, |x + e| > c \\ \frac{\mu N}{\pi\sqrt{a^2 - x^2}} \frac{F\left(\sin^{-1}\left(\frac{a}{c}x\right), \frac{c}{a}\right)}{K\left(\frac{c}{a}\right)} & |x + e| \leq c \\ 0 & |x| > a \end{cases}, z = 0 \quad (2.28)$$

Siendo  $F\left(\sin^{-1}\left(\frac{c}{a}x\right), \frac{c}{a}\right)$  la integral elíptica incompleta:

$$K(\xi, x) = \int_0^\xi \frac{d\theta}{\sqrt{1 - x^2 \sin^2 \theta}} \quad (2.29)$$

En el Figura 2.4.5 se muestra la distribución de tensiones tangenciales en la superficie para  $\nu = 0.3$  y una excentricidad de  $e = 0.1a$  obtenidas mediante la ecuación 2.24. En la Figura 2.4.5 se muestra cómo para valores de  $x < 0$  la distribución de tensiones tangenciales  $q(x)$  es igual al caso de  $x > 0$  pero de signo contrario.

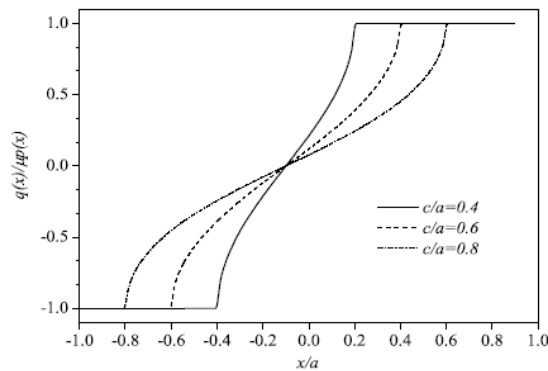


Figura 2.4.5 Tensiones tangenciales en contacto punzón rígido plano-plano, ecuación 2.24 (Spence, 1973)

#### 2.4.4 Contacto punzón recto de esquinas redondeadas-plano

Para evitar algunos de los problemas que presenta el tipo de contacto anterior, tales como la singularidad en las esquinas del contacto, se utiliza la configuración punzón recto de esquinas redondeadas-plano. Este tipo de contacto es más real que el anterior, ya que en la práctica las esquinas perfectamente rectas no existen, sino que éstas son redondeadas. La Figura 2.4.6 muestra un esquema del contacto, donde se observa cómo las esquinas tienen un radio de acuerdo con la superficie plana de valor  $R$ . El semiancho de la zona plana

es  $b$ , mientras que el resto de los parámetros tienen el mismo significado que en los casos anteriores.

Este tipo de contacto ha sido estudiado de forma analítica por Ciavarella y Navarro. En el trabajo de Ciavarella (Ciavarella, 1988), se trata este tipo de contacto en régimen de deslizamiento parcial, mientras que en el de Navarro (Navarro C. M., 2003) se estudia el efecto de la tensión global. Para este tipo de geometría la extensión de la zona de contacto  $a$  se puede obtener de la siguiente expresión:

$$N = -\frac{a^2 E}{4(1-\nu^2)R} \left[ \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{b}{a} - \frac{b}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2} \right] \quad (2.30)$$

En el caso de estar en una situación de deslizamiento parcial, es posible obtener la relación entre el tamaño de la zona de contacto y de la zona de adhesión a través de la ecuación:

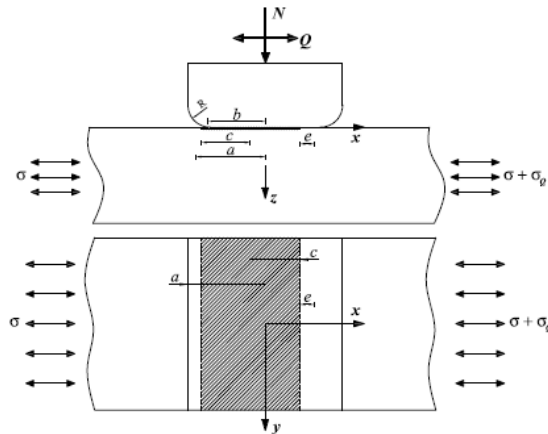


Figura 2.4.6 Contacto cilindro-plano (Ciavarella, 1988)

$$\frac{Q}{fP} = 1 - (c/a)^2 \frac{\left[ \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left(\frac{b}{c}\right) - \frac{b}{c} \sqrt{1 - \left(\frac{b}{c}\right)^2} \right]}{\left[ \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \frac{b}{a} - \frac{b}{a} \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2} \right]} \quad (2.31)$$

Al igual que en los tipos de contactos anteriores, por efecto de la tensión global  $\sigma$ , se produce un desplazamiento de la zona de adhesión. Este desplazamiento se puede obtener mediante la técnica descrita en la sección 2.3.3.

La distribución de la tensión normal en la superficie viene dada por la siguiente expresión:

$$\sigma_{zz} \begin{cases} -\frac{E}{4(1-\nu^2)\pi R} \left[ \sqrt{a^2-x^2} \left[ \pi - 2\sin^{-1}\left(\frac{b}{a}\right) \right] + \right. & |x| \leq a \\ \left. (b-x)F_b + (b+x)F_{-b} \right] & |x| > a \end{cases}, z=0 \quad (2.32)$$

Donde  $F_s = F(t=s)$  es:

$$F(t) = \ln \left| \frac{\sqrt{\frac{a-x}{a+x}} - \sqrt{\frac{a-t}{a+t}}}{\sqrt{\frac{a-x}{a+x}} + \sqrt{\frac{a-t}{a+t}}} \right|$$

De nuevo a causa de la fuerza tangencial  $Q$ , habrá una distribución de tensiones tangenciales en la superficie, que viene dada por:

$$\sigma_{xz} \begin{cases} \frac{-N}{\pi\sqrt{a^2-x^2}} & d < |x| < a \\ \mu\sigma_{zz} & -d < |x| > a \end{cases}$$

Siendo  $\sigma_{xz}^*$  la perturbación al modelo de Mindlin, que tiene la expresión

$$\sigma_{xz}^* = \frac{E}{4(1-\nu^2)\pi R} \left\{ \sqrt{c^2-x^2} \left[ \pi - 2\sin^{-1}\left(\frac{b}{c}\right) \right] + (b-x)G_b + (b+x)G_{-b} \right\} \quad (2.33)$$

donde  $G_s = G(t=s)$  viene dado por :

$$G(t) = \ln \left| \frac{\sqrt{\frac{a-x}{a+x}} - \sqrt{\frac{a-t}{a+t}}}{\sqrt{\frac{a-x}{a+x}} + \sqrt{\frac{a-t}{a+t}}} \right|$$



## CAPITULO 3

### 3 ANÁLISIS NUMÉRICO

En este capítulo se desarrollan los métodos discretos para delimitar el tema de investigación. En el primer modelo se realiza la comparación del método de los elementos finitos con las ecuaciones analíticas del contacto elástico de Hertz. En el segundo modelo se analiza la influencia de una carga dinámica aplicada y aplicando fricción.

#### 3.1 Calibración del modelo

Para la calibración de este modelo se ha tomado un modelo de experimentación como referencia para observar cómo el fenómeno se puede recrear en condiciones dinámicas. Este modelo muestra cómo es afectado al cambio de sus condiciones como fuerza normal y fuerza dinámica.

Se ha utilizado un contacto esfera-plano como el mostrado en la Figura 2.4.1, ya que este tipo de contacto tal y como se vio tiene una serie de ventajas. Desde el punto de vista experimental, se observó que este tipo de geometría no presenta problemas de alineamiento, y desde el punto de vista analítico, se tienen expresiones que permiten determinar por completo el campo de tensiones desarrollados como consecuencia del contacto. Como este primer punto es para calibración del modelo y ver cómo afecta el tipo de elementos y el tamaño de malla, se verificó con las ecuaciones de HERTZ en contacto estático, y después se realizó el análisis dinámico para ver cómo el fenómeno de *fretting* se realiza con la carga dinámica.

El tipo de probeta que se ha utilizado en los ensayos de experimentación de referencia son llamados *dog-bone*. En la Figura 3.1.1, se muestra este tipo de probeta con todas sus dimensiones acotadas en milímetros.

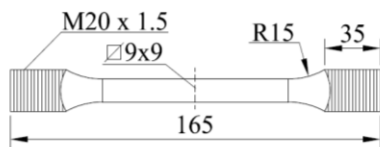


Figura 3.1.1 tipo de probeta en los ensayos (mm)  
(Vásquez Valeo, 2009)

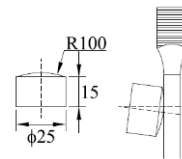


Figura 3.1.2 tipo de elemento de contacto y montaje utilizado en los ensayos (mm) (Vásquez Valeo, 2009)

En la Figura 3.1.1, se observa que la sección central de este tipo de probeta es cuadrada y de dimensiones de 9 mm x 9 mm, mientras que la sección superior de la reducción, es roscada con un diámetro de 20 mm y con un paso de rosca de 1.5 mm. Debido a que una sección es cuadrada y la otra circular se ha mecanizado en una zona de transición entre ambas secciones mediante un radio de 15 mm. En la Figura 3.1.2 se muestran los elementos de contacto con sus dimensiones en milímetros. Estos elementos de contacto

consisten en dos casquetes esféricos con un radio  $R$  igual a 100 mm, los cuales van montados en una cierta inclinación con respecto a la vertical, tal y como se muestra en la Figura 3.1.2. El motivo de esta inclinación es evitar que la zona de contacto se produzca en la parte central del casquete esférico, ya que al ser fabricado éste en un torno, el punto central es el lugar de entrada de la herramienta de corte, y por ello siempre presenta una irregularidad en el mecanizado (Vásquez Valeo, 2009).

El modelo discreto se muestra en la Figura: 3.1.3. Consta de tres elementos deformables, dos de ellos representan casquetes con punta esférica con movimiento en dirección X y un elemento que representa la probeta con movimiento cíclico en dirección Y. Estos elementos son de aluminio 7075-T651, a diferencia del ensayo en el modelo no se dará una inclinación ya que no se presenta el problema del mecanizado.

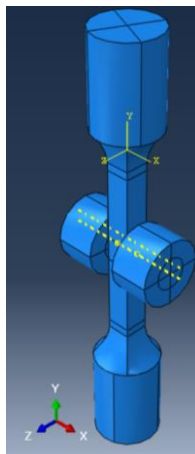


Figura: 3.1.3 Modelo discreto de elementos deformables.

Un problema en el caso de modelo de *fretting* son los parámetros de rugosidad y tipo de contacto entre los elementos. Al no tener los parámetros de rugosidad se ha optado por tomar como referencia el coeficiente de fricción para simular la superficie en contacto. Las relaciones de contacto en el presente modelo fueron definidas usando el algoritmo *master-slave* disponible en ABAQUS.

Las interacciones de los elementos se muestran en la Figura: 3.1.3. Se observan las relaciones de contacto entre las superficies de los casquetes y la probeta.

### 3.1.1 Definición de elementos

En la Figura 3.1.4, se puede observar una malla más fina en la parte central de la probeta, esto es con el fin de obtener una mayor precisión de los resultados. En la Figura 3.1.5, se observa el mallado fino del casquete en su parte central para tener mejor convergencia al contacto con la probeta. Se ha realizado un análisis de malla para garantizar un número adecuado de nodos y de elementos en los cuales no sean estos los que afecten el resultado final.

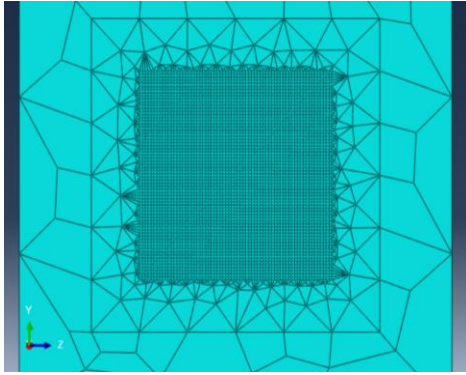


Figura 3.1.4 Mallado fino de la probeta.

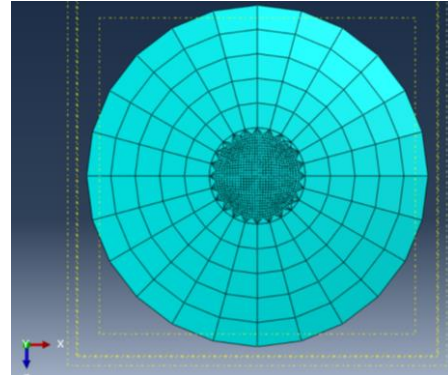


Figura 3.1.5 Mallado fino del casquete.

Las características de los elementos a utilizar en dicho modelo son: C3D8R y C3D20R, elementos cuadráticos en tres dimensiones de 8 y 20 nodos, como se ve en la Figura 3.1.6. Se ha optado el variar el número de nodos para observar cómo afecta esta variación en los resultados de la simulación.

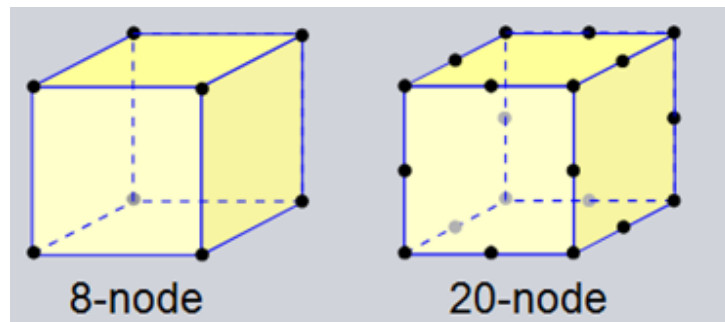


Figura 3.1.6 Tipos de elementos a utilizar.

### 3.1.2 Condiciones de frontera.

Las condiciones de frontera que se han ocupado para este modelo en especial son de encastre total en la parte superior de la probeta, como se puede ver en la Figura: 3.1.7.

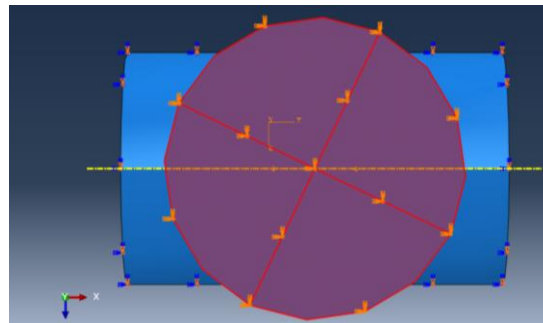


Figura: 3.1.7 Encastre en la cara superior de la probeta.

En la parte superior de la probeta se ha implementado un encastre total, mientras que en la inferior se configura el movimiento en dirección (Y) de la probeta. De esta manera se hace una representación del modelo experimental de referencia (Navarro, García, & Domínguez, 2002). En la Figura 3.1.8 y la Figura 3.1.9, se pueden observar los movimientos restringidos en las direcciones (x) y (z) para simular la restricción que ofrece el modelo experimental de referencia como en la Figura 4.1.1.

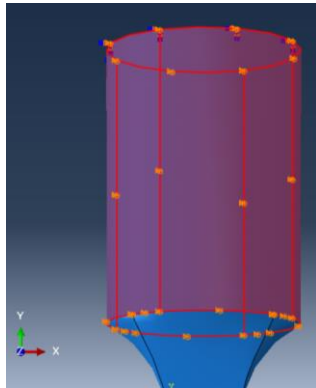


Figura 3.1.8 Restricción superior de la probeta.

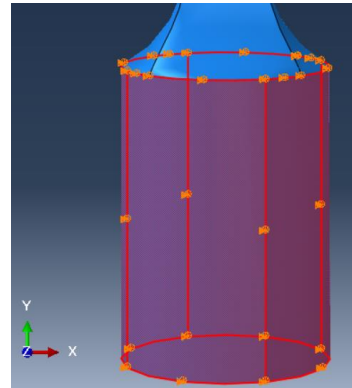


Figura 3.1.9 Restricción inferior de la probeta.

En los casquetes se ha implementado sólo el movimiento en dirección del eje X para la carga aplicada de manera normal a la superficie en la parte posterior de los casquetes. De esta manera se puede representar el fenómeno físico que se ha seleccionado, para calibrar el sistema con los datos del método experimental tomado como referencia.

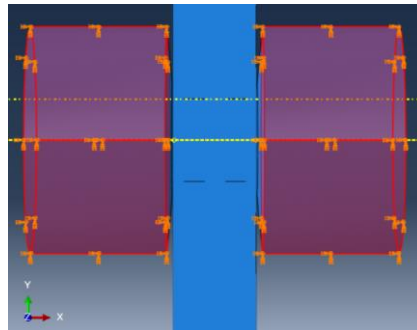


Figura 3.1.10 Restricciones de los casquetes.

En la Figura 3.1.10, se pueden apreciar las condiciones de frontera de los casquetes previamente mencionados. En ambos casquetes se ha implementado la misma condición de frontera.

### 3.1.3 Cargas aplicadas al sistema.

Las cargas aplicadas al sistema en el análisis de elemento finito fueron sólo dos de misma magnitud. Estas cargas fueron aplicadas en forma de presión en la parte posterior de los casquetes, como se puede observar en la Figura 3.1.11.

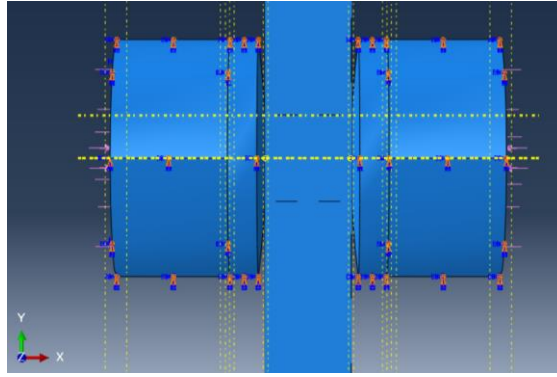


Figura 3.1.11 Carga estática aplicada en los casquetes.

Elemento	Carga normal aplicada (MPa)	Carga normal aplicada (N)
Casquete	1.324169127	650

### 3.1.4 Condiciones y propiedades del material.

Las condiciones para recrear un contacto de Hertz con una carga puntual aplicada se crearon mediante una carga en forma de presión uniforme en la parte posterior del casque. El casquete tiene una radio de acción de 100 mm. En la Tabla 3.1.2, se presentan las propiedades mecánicas de los materiales del que están contruidos los casquetes y la probeta.

Elemento	Material	Módulo de Young (GPa)	Coficiente de Poisson	Coficiente de fricción
Casquete	Al 7075-T651	71	0.33	0
Probeta	Al 7075-T651	71	0.33	0

### 3.1.5 Análisis de malla

Para obtener resultados óptimos y que no dependan del tamaño y de los elementos se ha realizado un análisis de sensibilidad de malla tanto en los casquetes como en la probeta. En la Figura 3.1.12 y la Figura 3.1.13, se pueden observar las diferencias de utilizar elementos cuadráticos de 20 nodos y elementos lineales de 8 nodos. La CPRESS o presión de contacto muestra similitud en ambos casos, tanto en forma como en distribución de presión. El tamaño de elementos usados en las siguientes simulaciones es de 3.00E-04 metros.

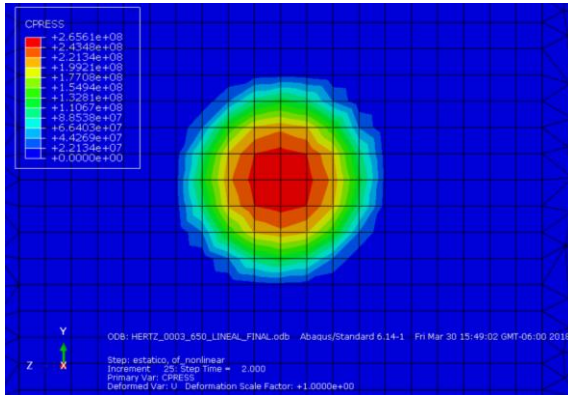


Figura 3.1.12 Presión de contacto con elementos de 8 nodos.

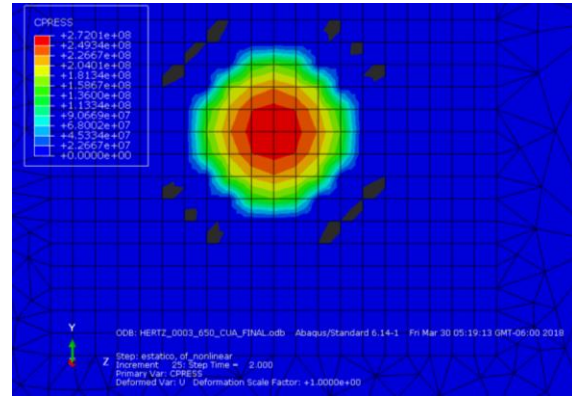


Figura 3.1.13 Presión de contacto con elementos de 20 nodos.

Como se observó en la Figura 3.1.12 y la Figura 3.1.13, aunque las similitudes son aparentes en realidad existen unas partes negras en la Figura 3.1.13. Estas sombras no se encuentran en la escala, esto quiere decir que son pequeñas cantidades, y dependen de los números de nodos usados en el elemento; esto puede ocasionar una pequeña interferencia en los resultados. Por esta razón, se ha realizado un análisis de sensibilidad de malla para determinar en qué punto los resultados se acercan al modelo matemático y ver la diferencia que ocurre con el uso de más nodos en dichos elementos.

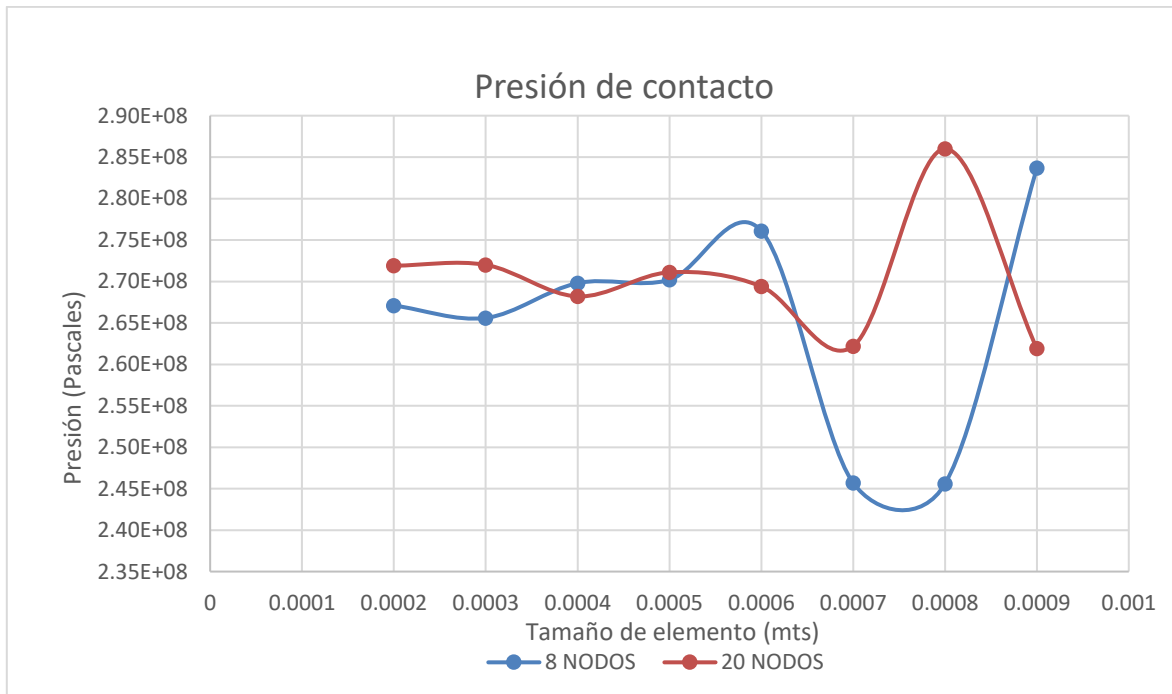
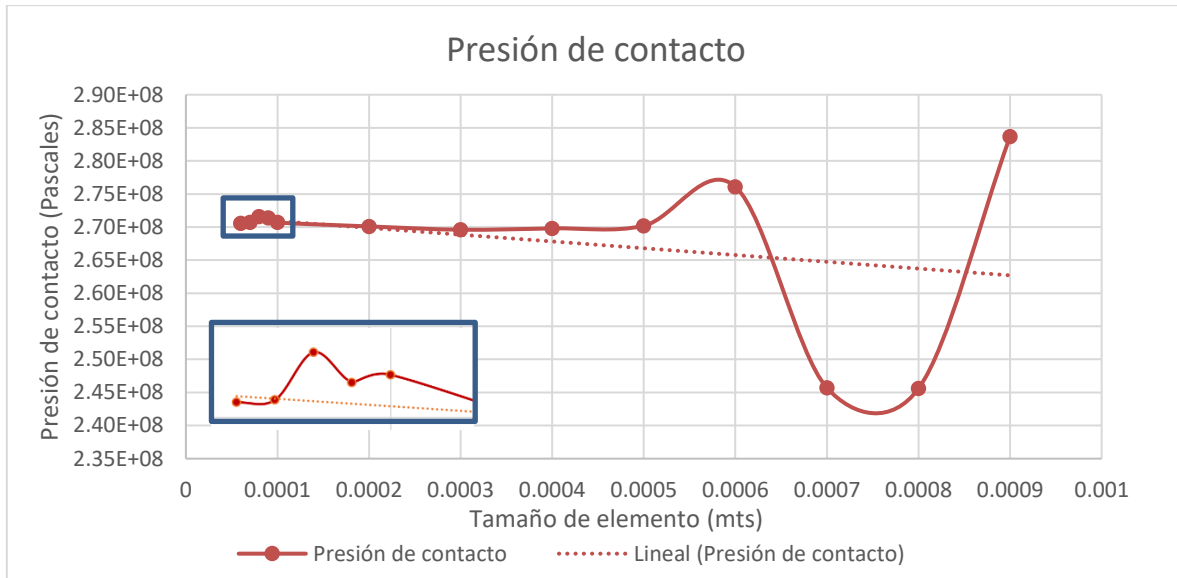


Figura 3.1.14 Relación de presión de contacto y número de nodos por elemento.

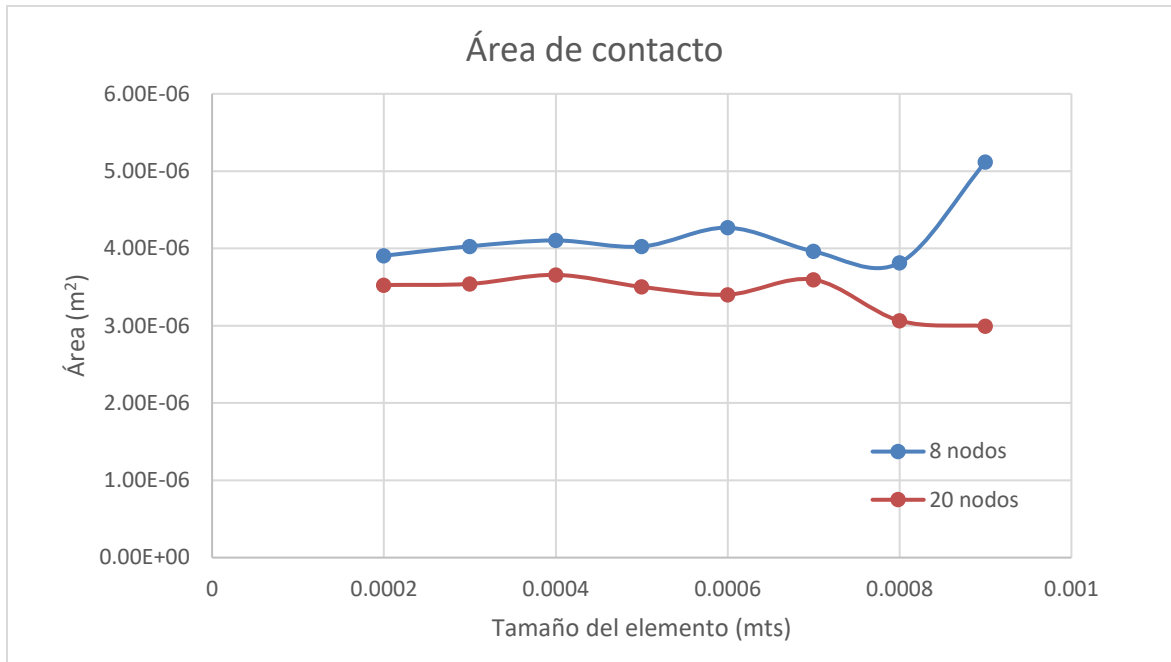
En la Figura 3.1.14, se han analizado elementos de tamaño 9.00E-04 a 2.00E-04, con la variante del número de nodos por elemento. Como se puede observar existe mucha

variación en resultados. El tiempo computacional aumenta en los elementos con 20 nodos con respecto a los de 8 nodos, por esta razón se opta por usar elementos con 8 nodos para las siguientes pruebas.



**Figura 3.1.15 Relación de presión de contacto y tamaño de elemento.**

La Figura 3.1.15, corresponde a elementos con 8 nodos y se ha analizado desde  $9.00E-4$  a  $6.00E-5$  metros, donde se ha encontrado convergencia de los resultados, con respecto a la presión de contacto. No obstante esto no es suficiente porque existe otro valor para analizar el modelo y que no es dependiente de la malla. Este valor es el área de contacto, y se puede observar en la siguiente figura

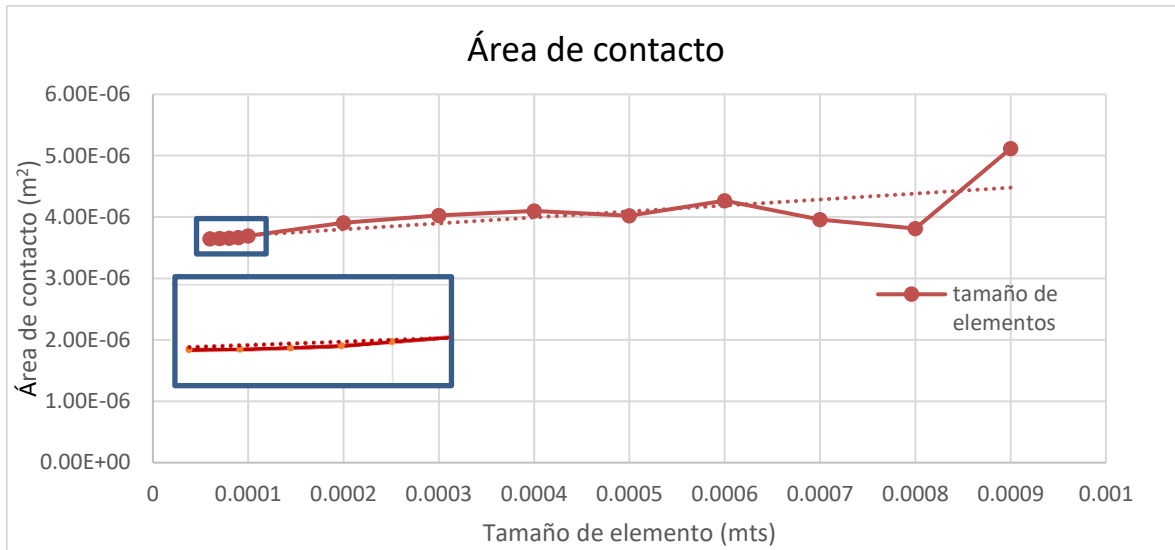


**Figura 3.1.16 Relación de área de contacto y número de nodos por elemento.**

Note que en la Figura 3.1.16, también se analizaron elementos de tamaño  $9.00E-04$  a  $2.00E-04$ , con la variante del número de nodos. A diferencia de la presión de contacto, el área de contacto tiende a ser más convergente pero aún lejos de los resultados requeridos. Los elementos con 20 nodos mostraron mayor eficiencia en términos de convergencia de los resultados de las simulaciones numéricas. Sin embargo, el costo computacional es alto, además, se origina un inconveniente en el modelo numérico, el cual es el traslape entre los nodos.

En conclusión, para el modelo CAD mostrado en Figura 3.1.11, la mejor forma de resolver los problemas de convergencia y de tiempo de solución numérica es usar elementos lineales de 8 nodos.





**Figura 3.1.17 Relación de área y tamaño de elemento.**

En la Figura 3.1.17, se puede ver la convergencia del área de contacto de acuerdo con la variación del tamaño de elemento, el cual está dentro del intervalo de  $9.00E-4$  a  $6.00E-5$ . Esta razón de convergencia y el tiempo computacional hacen hincapié en que es mejor usar elementos lineales de 8 nodos para este modelo, que elementos cuadráticos de 20 nodos. También se puede observar la tendencia en dicha gráfica.

No obstante, no es suficiente decir que los valores obtenidos mediante el análisis de malla son los adecuados para la convergencia de las simulaciones numéricas. Por esta razón, se corroboran estos valores con el modelo matemático del fenómeno de contacto de Hertz.

### 3.1.6 Comparación de resultados matemáticos y numéricos de malla.

En la Tabla 3.1.3 se aprecian las ecuaciones de HERTZ que se han utilizado para corroborar los resultados obtenidos a través de las simulaciones numéricas del modelo CAD mostrado en la Figura 3.1.11.

Tabla 3.1.3: Parámetros, ecuaciones y resultados del contacto hertziano.			
Parámetros	Ecuación	Resultado	Unidades
Radio efectivo	$R^* = \left[ \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right]^{-1}$	0.1	[m]
Módulo de Young efectivo	$E^* = \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]^{-1}$	$3.98384 \times 10^{10}$	[N/m <sup>2</sup> ]
Radio de contacto	$a = \sqrt[3]{\frac{3FR^*}{4E^*}}$	$1.06961 \times 10^{-3}$	[m]
Presión máxima	$p_{m\acute{a}x} = \frac{3F}{2\pi a^2}$	$2.71271 \times 10^8$	[N/m <sup>2</sup> ]

Como se puede apreciar en la Figura 3.1.15, la presión tiende a ser similar de acuerdo con el número de nodos como al tamaño de la malla. En la Figura 3.1.16, el área de contacto tiene una similitud más equitativa, su aproximación es en forma paralela, lo que hace pensar que el tamaño va en sincronía con el número de nodos. En **Tabla 3.1.4**, se aprecia la diferencia o el error de los resultados numéricos con respecto a los resultados analíticos. Se han limitado las simulaciones con el tamaño de 6.00 E metros, ya que los valores están muy cercanos al modelo matemático y el error o diferencia está por debajo del 5.0 %. Por esta razón, se ha tomado la decisión de usar el tamaño de 8.00E-5, ya que se encuentra en la parte media de las evaluaciones y su error está dentro de lo permitido.

**Tabla 3.1.4: Diferencia porcentual comparativa de valores matemáticos y de elementos finitos.**

Tamaño de elemento (metros)	Presión de contacto Error (%)	Área de contacto Error (%)
8 nodos	Error (%)	Error (%)
9.00E-4	4.582150625	42.2570062
8.00E-4	9.462896745	6.00811833
7.00E-4	9.426033104	10.1423488
6.00E-4	1.780513879	18.6554715
5.00E-4	0.394440963	11.8883452
4.00E-4	0.541895528	14.0791815
3.00E-4	0.57875917	12.766904
2.00E-4	1.463486563	8.5798488
1.00E-4	0.188513658	2.64679715
9.00E-5	0.047922734	2.02402135
8.00E-5	0.49028643	1.7209742
7.00E-5	0.210122756	1.51801601
6.00E-5	0.246986397	1.44294929

En la **Tabla 3.1.5** se muestran los resultados analíticos y los obtenidos mediante el método de los elementos finitos. Note que el error está por debajo del 5.0%, y además el tiempo de cómputo es bajo relativamente con respecto a los modelos de 20 nodos.

**Tabla 3.1.5: Comparación de resultados analíticos y numéricos.**

Parámetros	Analítico (Pa)	Numérico 8 nodos (Pa)	Diferencia (%)
Presión de contacto	2.71271X10 <sup>8</sup>	2.707X10 <sup>8</sup>	0.18
Área de contacto	3.59680X10 <sup>-6</sup>	3.658X10 <sup>-6</sup>	2.6

En la Figura 3.1.14 se observa que hay una cercanía al valor analítico en el área de contacto, y en la Figura 3.1.15 se observa también una convergencia de la presión numérica con la analítica, por esta razón se toma la decisión de usar la malla con el tamaño de 1.00E-4 metros, además, el costo computacional es menor.

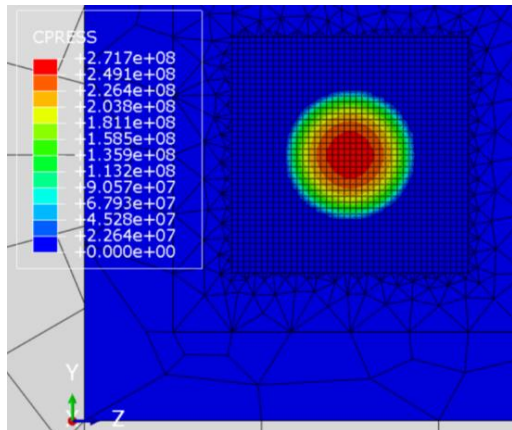


Figura 3.1.18 Presión de contacto con tamaño de 1.00E-4 del elemento.

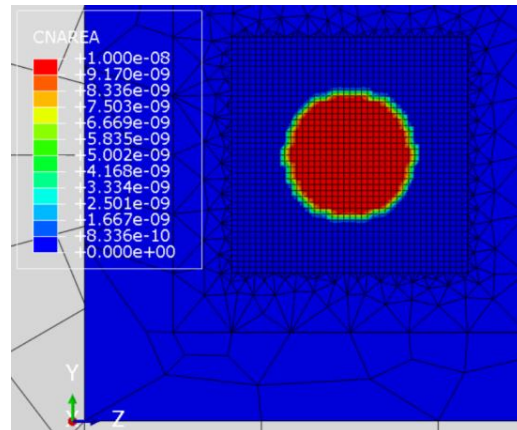


Figura 3.1.19 Área nodal de contacto con tamaño de 1.00E-4 del elemento.

En la Figura 3.1.18 se aprecia la forma en la cual la presión de contacto está relacionada con el tipo de contacto esférico-plano. De acuerdo con la teoría de HERTZ, la presión tiene una forma circular; en la Figura 3.1.19, el área de contacto de igual manera tiende a hacer una circunferencia, esto es debido a la calidad de malla para generar la forma más apropiada a la teoría.

## 3.2 Modelo con cargas estáticas

En esta sección se analiza el modelo con carga estática con una variación de carga normal de acuerdo con los datos experimentales de la Tabla 4.1.4 Se analiza el cambio de presión en la zona de contacto y el área de contacto de acuerdo con la carga aplicada.

Como se vio en la sección 3.1.6, la malla con el tamaño de 1.00 E-4 metros, es una malla recomendable para este tipo de análisis, ya que al tener una gran precisión también el tiempo computacional es aceptable.

### 3.2.1 Presión de contacto con carga estática

Como se observa en la Figura 3.2.1, Figura 3.2.2 y Figura 3.2.3, la forma de la distribución de la presión de contacto es uniforme en diferentes simulaciones con variación de carga normal. La distribución de colores da una referencia sobre dónde se encuentra la mayor concentración de presión: esta concentración se presenta en el centro debido al contacto esférico.

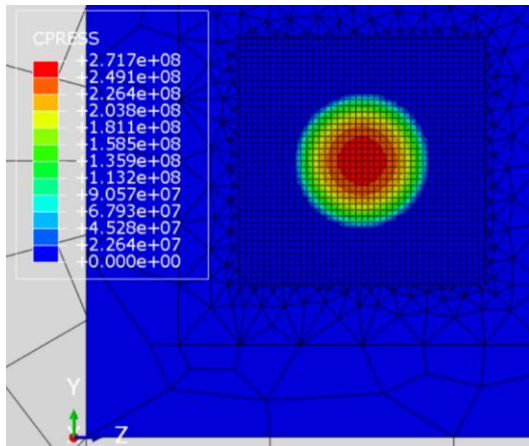


Figura 3.2.1 Presión estática con carga de 650N.

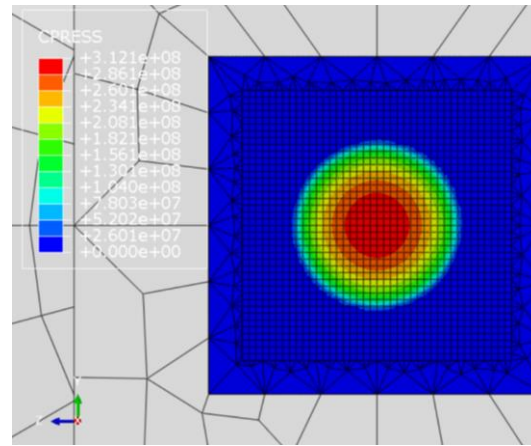


Figura 3.2.2 Presión estática con carga de 1000N.

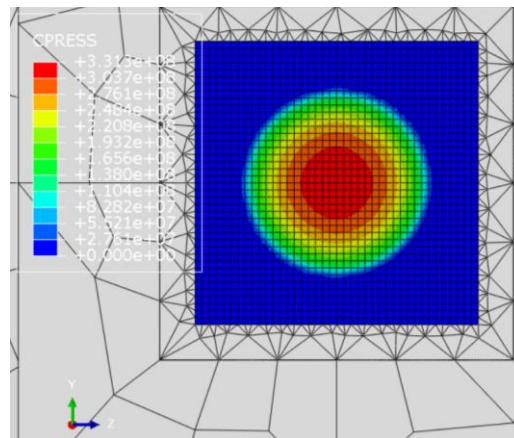


Figura 3.2.3 Presión estática con carga de 1200N.

Esta presión está ubicada en la zona de contacto de la probeta y el casquete, la diferencia de estas presiones respecto a la teoría de contacto de Hertz se puede observar en la **Tabla 3.2.1**.

**Tabla 3.2.1: Diferencia de presión de las pruebas estáticas.**

Cargas normales (N)	$presión_{num}$ (MPa)	$presión_{teo}$ (MPa)	Inc. %
1200	331.3	332.7	0.42
1000	312.1	313.1	0.31
650	270.7	271.2	0.18

La diferencia de los valores obtenidos mediante el método de elementos finitos, como se ve en la **Tabla 3.2.1** son valores por debajo del 1 % en diferentes casos. Esto da pauta a que los resultados posteriores con cargas dinámicas no tendrán gran influencia en este apartado.

### 3.2.2 Área de contacto con carga estática

En esta sección se analiza el efecto de la carga normal con respecto a la zona de contacto, así también se relacionan los cambios que ocurren con la variación de carga en las diferentes pruebas.

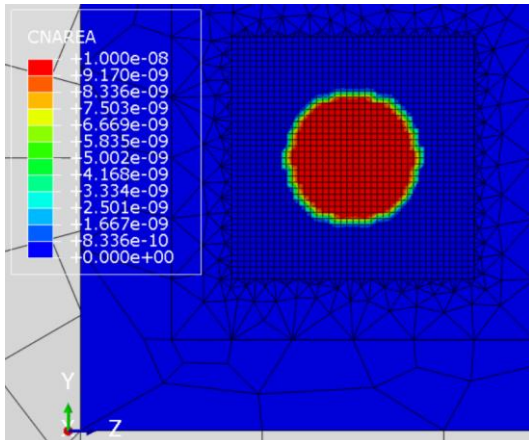


Figura 3.2.4 Área nodal de contacto con 650N.

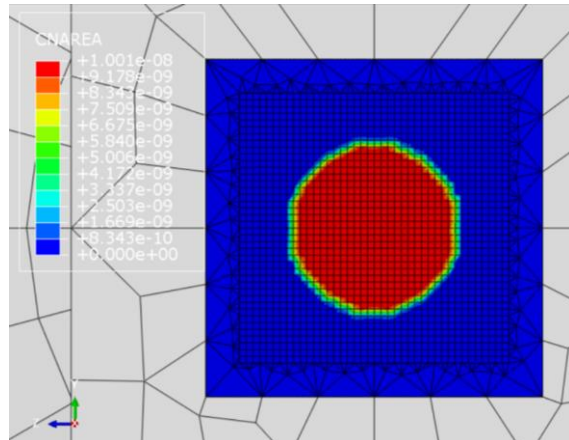


Figura 3.2.5 Área nodal de contacto con 1000N.

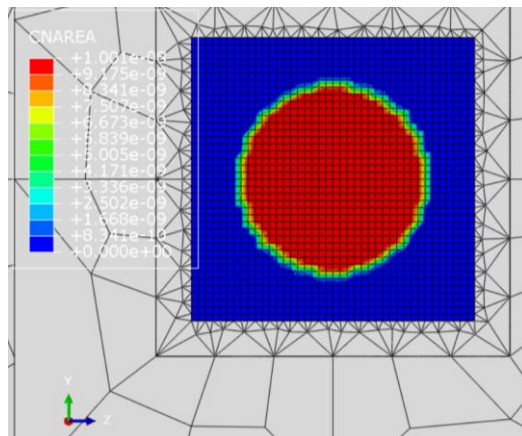
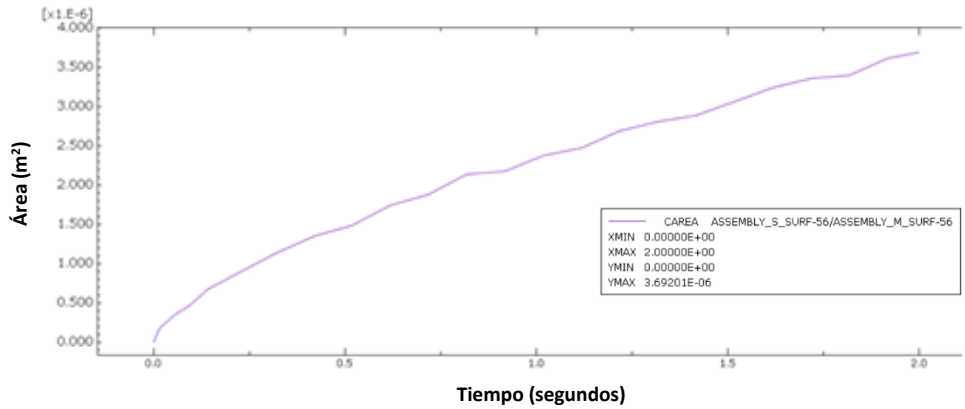
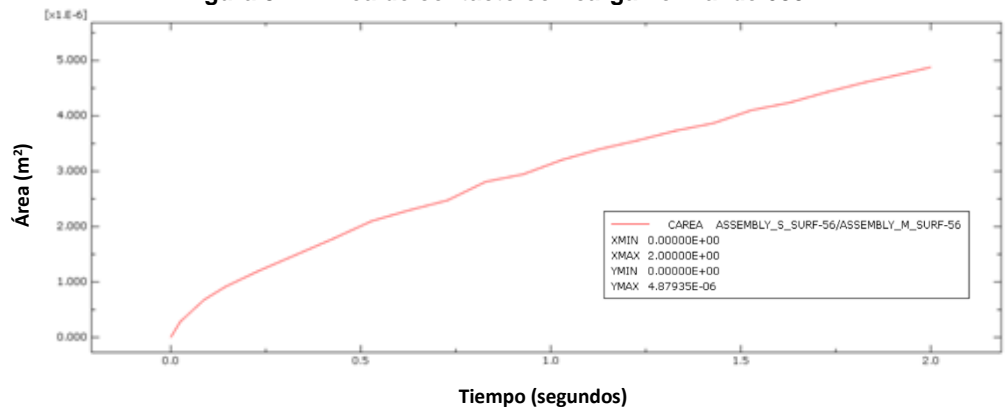


Figura 3.2.6 Área nodal de contacto con 1200N.

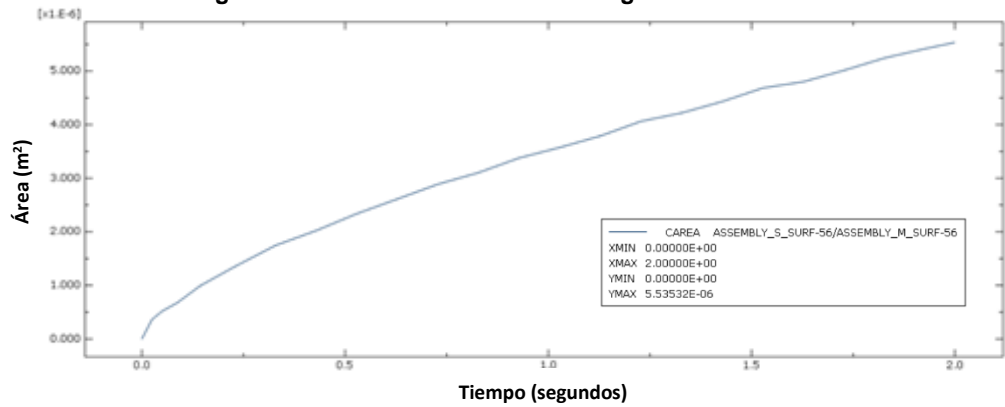
Las áreas nodales en contacto proporcionan una idea de los elementos totales en contacto. En la Figura 3.2.4, Figura 3.2.5 y Figura 3.2.6, como se puede apreciar en las diferentes simulaciones, el área nodal es la misma. Esto es debido a que el tamaño del elemento es igual, lo que cambia es el número de elementos en contacto, el cual es dependiente de la carga aplicada. El área nodal da una referencia de cómo es la huella debido al contacto o la forma de este, con una concentración en el centro y una pequeña disminución en los bordes.



**Figura 3.2.7 Área de contacto con carga normal de 650N.**



**Figura 3.2.8 Área de contacto con carga normal 1000N.**



**Figura 3.2.9 Área de contacto de carga normal 1200N.**

En la Figura 3.2.10, Figura 3.2.8 y Figura 3.2.9, se observan las variaciones de la carga normal en el modelo CAD mostrado en el Figura 3.1.15 con respecto de la distribución del área de contacto. Note que las curvas presentadas en estas figuras son suaves, esto significa que la zona de contacto entre los elementos del modelo CAD es uniforme, además, no se generan traslapes de los nodos de las mallas. Por otra parte, en simulaciones anteriores se observaron cambios de la forma del área de contacto de los elementos del modelo CAD, esto es por el tamaño de los elementos que conforman el mallado del modelo. Por lo tanto, es importante señalar que el tamaño de los elementos que conforman el

mallado del modelo CAD propuesto debe ser el adecuado para el estudio del fenómeno del *fretting*.

**Tabla 3.2.2: Diferencia de área de contacto de las pruebas estáticas.**

Cargas normales (N)	Área $a_{num}$ (mm)	Área $a_{teo}$ (mm)
1200	5.535	5.391
1000	4.879	4.830
650	3.692	3.596

En la Tabla 3.2.2, se observa la diferencia de las áreas en función de la carga normal aplicada. La pequeña diferencia entre los resultados numéricos y analíticos es pequeña. Adicionalmente, note que en la Tabla 3.2.3 la diferencia en porcentaje del radio de contacto numérico y teórico es menos del 5 %.

**Tabla 3.2.3: Diferencia porcentual en los radios teóricos y numéricos.**

Cargas (N)	$a_{num}$ (mm)	$a_{teo}$ (mm)	Inc. %
1200	1.32	1.31	1.3
1000	1.24	1.24	0.5
650	1.084	1.07	1.3

### 3.2.3 Esfuerzo superficial de contacto con carga estática

En esta sección se analizan los efectos de los esfuerzos superficiales que se origina a partir de la carga normal aplicada entre los elementos mecánicos del modelo CAD mostrado en la Figura 3.1.15. El fenómeno de *fretting* ocasiona daño superficial debido al desfasamiento de los esfuerzos locales y globales; esto significa que cuando están en fase ambos esfuerzos, los elementos mecánicos disminuyen su resistencia a la fatiga por el daño superficial y por una concentración de esfuerzo superficial. Por esta razón, en condición estática se pretende analizar el esfuerzo superficial con diferentes cargas normales.

Por lo tanto, el análisis de esfuerzos superficiales se analiza con un coeficiente de fricción de 1.2. Este coeficiente de fricción se tomó con base en las pruebas de ensayo de *fretting* reportadas en la literatura. Por otra parte, las ecuaciones de Hertz no consideran el coeficiente fricción, y por lo tanto, se toma la ecuación 2.7 para calcular el área de contacto cuando se añade fricción entre los elementos mecánicos del modelo CAD. Posteriormente, se comparan estos resultados con los obtenidos por el método de elementos finitos.



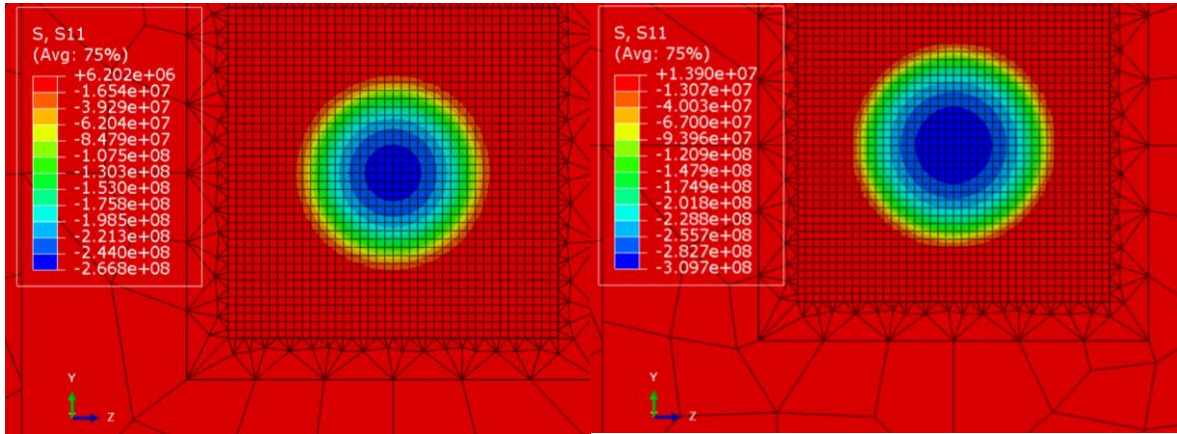


Figura 3.2.10 Esfuerzo superficial de contacto, con carga de 650N.

Figura 3.2.11 Esfuerzo superficial de contacto, con carga de 1000N.

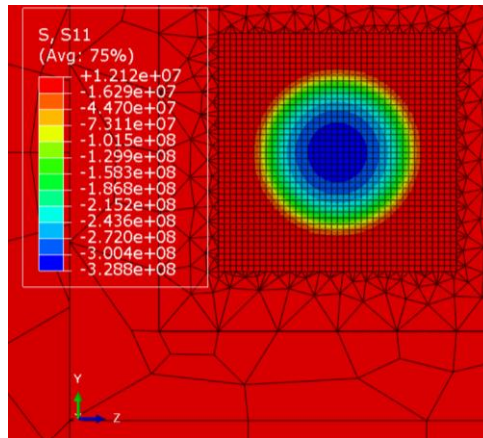


Figura 3.2.12 Esfuerzo superficial de contacto, con carga de 1200N.

Tabla 3.2.4: Diferencias entre esfuerzos superficiales numéricos y teóricos.				
Prueba (N)	Esfuerzo S11 (MPa)	Esfuerzo teórico (MPa)	Coefficiente de fricción	Inc. %
650	-266.8	-270.08	1.2	1.21
1000	-309.7	-312.13	1.2	0.8
1200	-328.8	-331.82	1.2	0.9

Note que la diferencia de los esfuerzos superficiales numéricos y los teóricos obtenidos por medio de la ecuación 2.7 son pequeñas. Estos esfuerzos superficiales son del tipo de compresión, por esta razón el signo negativo y el color azul en elementos finitos, como se puede apreciar en la Figura 3.2.10. El esfuerzo es menor que la presión máxima de contacto de acuerdo con los resultados numéricos; por esta razón, al igual que las dos simulaciones de 1000N Y 1200N, los valores de esfuerzo superficial son también menores al valor de presión, esto es apreciable analizando la ecuación 2.7.



## CAPITULO 4

### 4 MODELADO DE ELEMENTOS DEFORMABLES EN CONDICIONES DE FRETTING

En esta sección se presenta el análisis del modelo de contacto esfera-plano en condiciones de fretting por medio del método elementos finitos. En este modelo se consideran los efectos producidos por las cargas dinámicas y estáticas con el objetivo de observar el fenómeno de fretting. A continuación se presentan simulaciones numéricas considerando datos experimentos reportados en la literatura, tales como la amplitud y frecuencia de la carga dinámica, la presión de contacto, coeficiente de fricción, módulo de Poisson, modulo elástico, etc.

#### 4.1 Datos experimentales de referencia para análisis dinámico

En esta sección se toman datos experimentales de referencia para simular las condiciones de *fretting* en una probeta con variación de cargas dinámicas y cargas normales con un tipo de contacto.

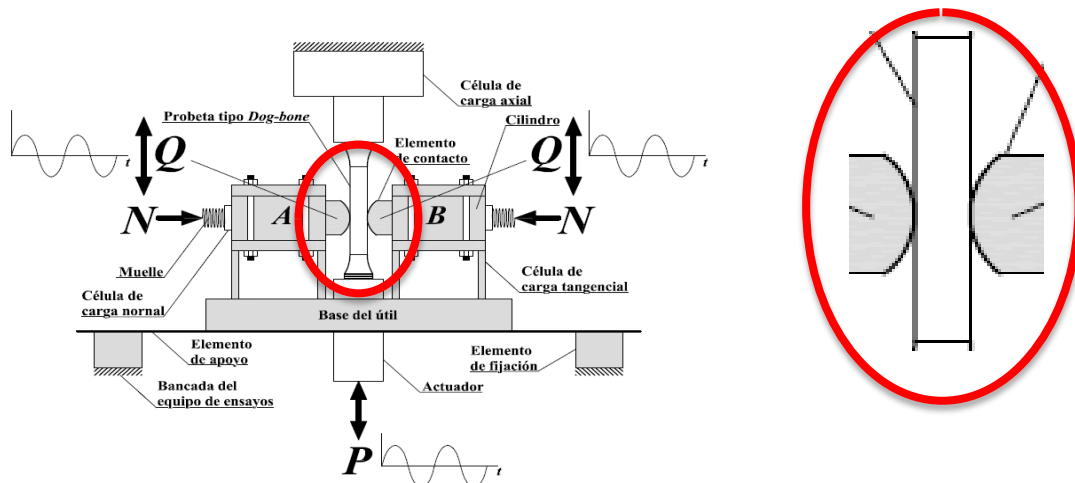


Figura 4.1.1: esquema del equipo de ensayos de fatiga por *fretting*. (Vásquez Valeo, 2009)

Se diseñaron los elementos mecánicos mostrados en la Figura 4.1.1. con el objetivo de simular el fenómeno de *fretting* por fatiga en el Software Abacus. Este diseño es muy similar al descrito en Wittkowsky (Wittkoowsky, 1999), el cual fue desarrollado en el departamento de Ingeniería Mecánica y de los Materiales de la Universidad de Sevilla (Moreno, julio del 2007).

Los elementos de contacto existentes en A y B están montados sobre unos cilindros de acero inoxidable, los cuales se pueden desplazar horizontalmente. Una vez que los elementos de contacto se tocan con la probeta, estos cilindros son fijados mediante una unión roscada a una base que conecta con las patas donde se encuentran las células de

carga tangencial, de modo que se impida su desplazamiento horizontal. A continuación, ambos cilindros son presionados de forma mecánica contra la probeta, mediante un actuador de tipo rosca. El valor de la fuerza normal  $N$  aplicada en A y B con este actuador, es medida mediante las células de carga normal. Cada una de estas células de carga normal tiene una capacidad máxima de carga de 1500 N. Con objeto de mantener la fuerza normal aplicada constante a lo largo de un ensayo, entre el actuador de tipo rosca y la célula de carga normal, se ha introducido un muelle, tal y como se ve en la Figura 4.1.1. Una vez realizado el proceso de carga normal, se le aplica a la probeta una carga axial sinusoidal  $P$  mediante un actuador hidráulico KEELAVITE, el cual está dirigido por un control automático MTS 407, capaz de aplicar cargas cíclicas de hasta 50 kN con frecuencias comprendidas entre 0-50 Hz. En todos los ensayos, la carga axial ha sido aplicada siguiendo una onda sinusoidal con frecuencia de 10 Hz y bajo control de carga. El valor de  $P$  se mide mediante una célula de carga axial MTS 3174-20K, la cual tiene una capacidad máxima de carga de 50 kN. Por efecto de la fricción existente entre los elementos de contacto y la probeta, y por efecto de la carga  $P$ , entre los elementos A y B se desarrollan fuerzas tangenciales  $Q$  que van en fase con  $P$ . La magnitud de estas fuerzas tangenciales es medida con galgas extensométricas colocadas en las patas, sobre las que se apoyan las piezas que recogen los elementos de contacto. Estas patas, las cuales se encuentran unidas directamente a la base del dispositivo, están fabricadas a partir de una chapa de acero inoxidable de 1.2 mm de espesor con un alto límite elástico. Las patas son lo suficientemente flexibles, tanto vertical como horizontalmente, de modo que se pueda obtener una buena medida de la deformación producida por un amplio rango de las cargas tangenciales y que además no se transmita carga normal al contacto. En este punto, es importante tener en cuenta que, como consecuencia de las cargas tangenciales desarrolladas, el valor de  $P$  medido por célula de carga axial difiere del valor aplicado por el actuador hidráulico.

#### 4.1.1 Propiedades de los elementos en contacto

En la sección 3.1 se comentó que tanto las probetas como los elementos de contacto han sido fabricados a partir de una barra de 25 mm de Al 7075-T651 fabricada por AICOA. En la Tabla 4.1.1, se muestra la composición química de esta aleación Al 7075-T651 y en la Tabla 3.1.2 las propiedades mecánicas.

La designación T651 se refiere al tratamiento térmico que se le ha aplicado a la aleación. Este tratamiento térmico consta de una primera parte, en la cual se realiza una solubilización de las partículas de segunda fase. Posteriormente, se le aplica un enfriamiento con la velocidad adecuada, de modo que las partículas se mantengan en solución sólida, y por último se le aplica una maduración con objeto de obtener una distribución fina y uniforme de partículas (Vásquez Valeo, 2009).

<b>Tabla 4.1.1: Composición química Al 7075-T651.</b>									
<i>Elementos</i>	% Zn	% Mg	% Cu	% Fe	% Si	% Mn	% Cr	% Ti	% otros
Max.	6.1	2.9	2.0	0.5	0.4	0.3	0.28	0.2	0.05
Min.	5.1	2.1	1.2	-	-	-	0.18	-	-

Material	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Módulo de Young (GPa)	Coefficiente de Poisson
Al 7075-T651	2700	71	0.33

Un parámetro importante en *fretting* es el coeficiente de rozamiento  $\mu$  entre las superficies en contacto. Por ello se ha medido el valor del coeficiente de rozamiento siguiendo el método descrito por Muñoz (2004), utilizando el mismo montaje que en los ensayos de fatiga por *fretting*. Para ello, en primer lugar se aplica una determinada carga normal  $N$ , posteriormente se aplica la carga axial  $P$  a la misma frecuencia de los ensayos de *fretting*, esto es a 10 Hz. Esta carga axial se va aumentando progresivamente, y por consiguiente también lo hace la carga tangencial  $Q$ . Durante este proceso a veces se produce un estado de deslizamiento global temporal, pero rápidamente se recupera el estado de deslizamiento parcial. Este fenómeno ocurre hasta que se alcanza el valor máximo de  $\mu$ , a partir del cual se produce el deslizamiento global permanente. De este modo, el valor del coeficiente de rozamiento vendrá dado por el cociente  $\mu = \frac{Q}{N}$  justo antes del deslizamiento global definitivo. En la Tabla 4.1.3 se presenta el coeficiente de rozamiento y la rugosidad de la superficie.

Propiedad		Rug. Sup. ( $\mu\text{m}$ )		
Material	$\mu$	$R_a$	$R_z$	$R_t$
Sin tratar	1.20	0.5	2.9	2.9

Note que en la Figura 4.1.1, se observa una probeta sometida a contacto entre dos elementos, y las condiciones de *fretting* esenciales son:

- Contacto entre dos elementos.
- Fuerza normal o precarga en uno de los elementos en contacto.
- Fuerza o carga dinámica en un elemento en contacto.
- Movimiento relativo de entre las superficies en contacto.

#### **4.1.2 Tipos de ensayos de *fretting*.**

En la Tabla 4.1.4 se encuentran los datos experimentales del ensayo de fatiga por *fretting*. Estos datos se utilizarán para validar el modelo CAD que se quiere recrear; y además son medidos con celdas de carga en el sistema, de manera que se ha tomado valores tomados por estas celdas.

<b>Tabla 4.1.4: Ensayos realizados con la probeta sin tratamiento (Vásquez Valeo, 2009).</b>						
<i>Tipo de ensayo</i>	$\bar{\sigma}$ (MPa)	$Q_a$	$Q_b$	$N$	$a_{exp}$	$a_{teo}$
90/1100/1200	89.6	1093	1097	1200	1.53	1.31
100/1100/1200	100.5	1052	1092	1200	1.50	1.31
110/900/1000	112.4	880	894	1000	1.41	1.24
125/900/1000	123.6	857	914	1000	1.37	1.24
125/600/650	125.3	603	605	650	1.15	1.07
125/600/650	126.2	562	569	650	1.17	1.07

En las simulaciones numéricas no se analiza el fenómeno de la fractura ocasionado por *fretting*, solo se analiza los desplazamientos relativos que ocurren cuando el sistema está sujeto a cargas estáticas, dinámicas y los efectos del coeficiente de fricción entre los elementos mecánicos del modelo CAD.

## 4.2 Modelo en condiciones de *fretting*

En esta sección se analizan los efectos de la carga normal y dinámica en la zona de contacto del modelo CAD. Estos efectos de interés son el área de contacto ligada a la presión de contacto entre los elementos, el radio de contacto y el esfuerzo superficiales del modelo CAD. De esta manera se obtiene un patrón estadístico de estos cambios, sin realizar un análisis de fatiga por *fretting* como es el punto de la experimentación de referencia mostrado en la Figura 3.1.1.

Se realizaron tres de las cinco pruebas señaladas en la Tabla 4.2.1. Se tomaron las condiciones de carga estática y condiciones de carga dinámica cíclica, el coeficiente de fricción de 1.2, la densidad de  $2300 \frac{kg}{m^3}$ , el coeficiente de Poisson de 0.33 y el módulo de Young de 71 GPa.

En la sección 3.1.5, del análisis de malla se optó por usar la de tamaño de 1.00 E-4 metros, ya que esta presenta poca diferencia en cuanto a los resultados analíticos y el tiempo computacional.

Al igual que el modelo estático se ha implementado la carga normal en forma de rampa. Las propiedades mecánicas son las mismas, solo se agrega el coeficiente de fricción y la carga dinámica en forma sinusoidal al modelo CAD.

### 4.2.1 Presión de contacto en condiciones de *fretting*

Note que en la Figura 4.2.1, Figura 4.2.2 y Figura 4.2.3 se puede observar que la presión estática no varía en gran medida con respecto a la presión de contacto en condiciones dinámicas. El margen de incremento es apenas de un 2 %, ver Tabla 4.2.1, esto significa el

área de contacto depende de las condiciones de frontera del modelo CAD, tales como la variación de carga estática y dinámica en el sistema.

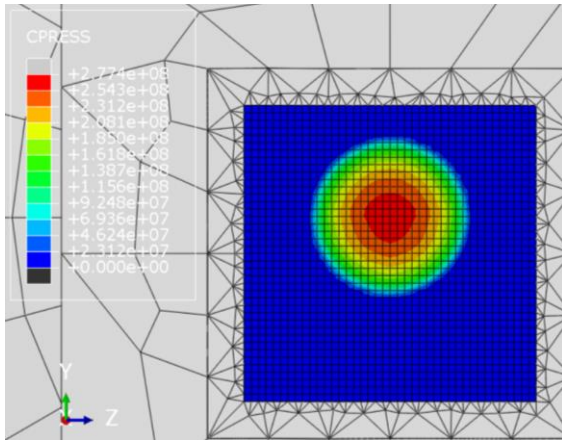


Figura 4.2.1 Presión de contacto, prueba 125.3/600/650

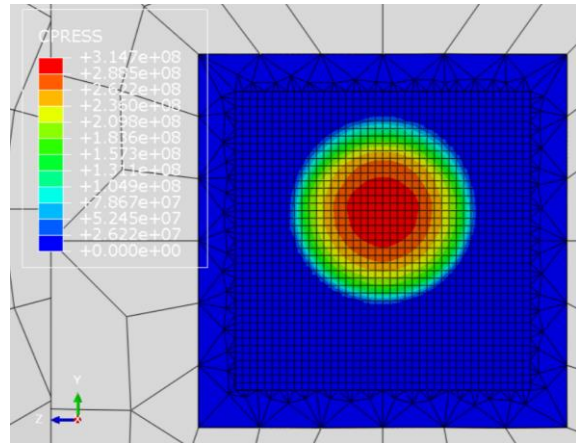


Figura 4.2.2 Presión de contacto, prueba 112.4/900/1000

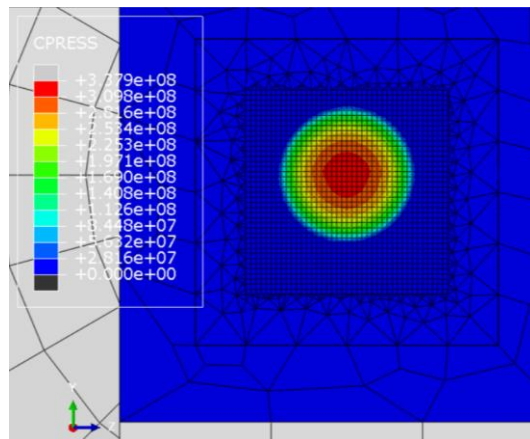


Figura 4.2.3 Presión de contacto, prueba 89.6/1100/1200

Cargas estáticas (N)	Cargas dinámicas (MPa)	$presión_{estatica}$ (MPa)	$presión_{dinamica}$ (MPa)	Diferencia %
1200	89.6	331.3	337.9	1.95
1000	112.4	312.1	314.7	0.9
650	125.3	270.7	277.4	2.4

Tabla 4.2.1 diferencia de presión de las pruebas dinámicas

## 4.2.2 Área de contacto en condiciones de *fretting*

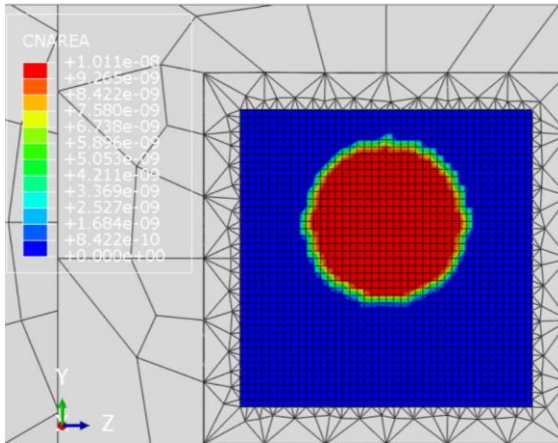


Figura 4.2.4 Área nodal de contacto con *fretting*, prueba 125.3/600/650

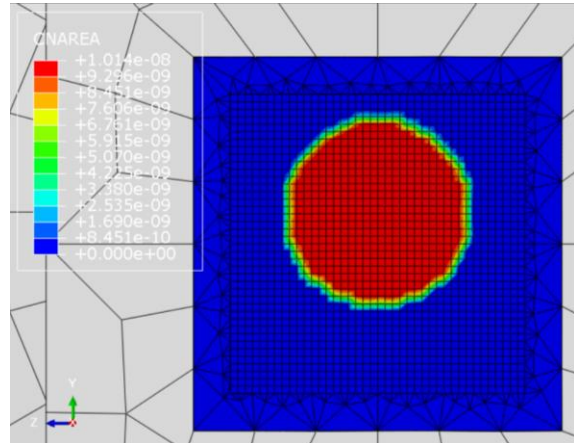


Figura 4.2.5 Área nodal de contacto con *fretting*, prueba 112.4/900/1000

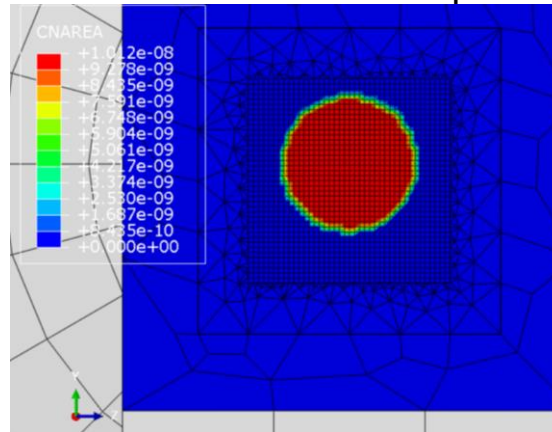


Figura 4.2.6 Área nodal de contacto con *fretting*, prueba 89.6/1100/1200

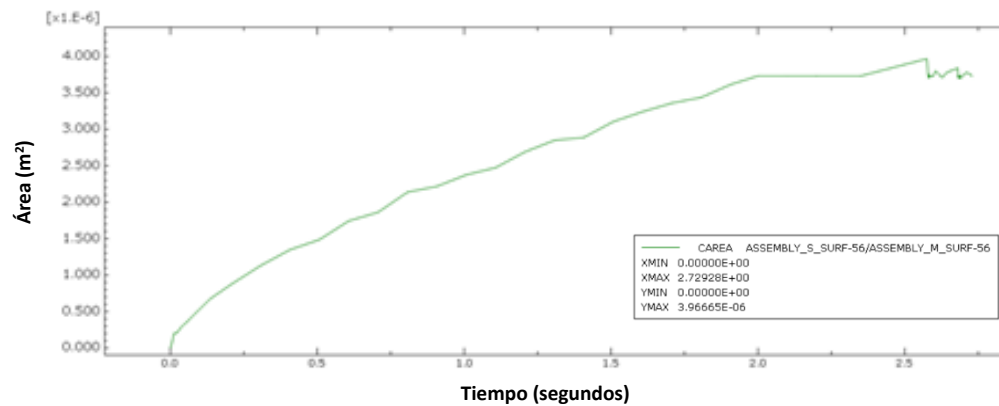


Figura 4.2.7 Área de contacto, prueba 125.3/600/650.

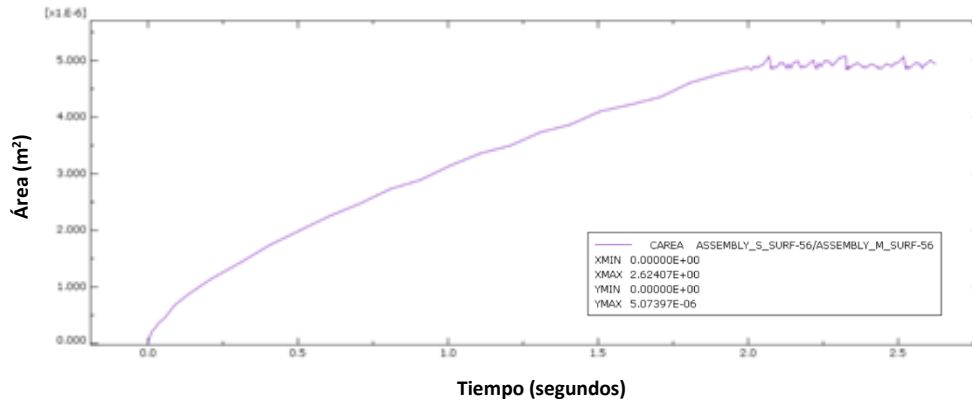


Figura 4.2.8 Área de contacto, prueba 112.4/900/1000.

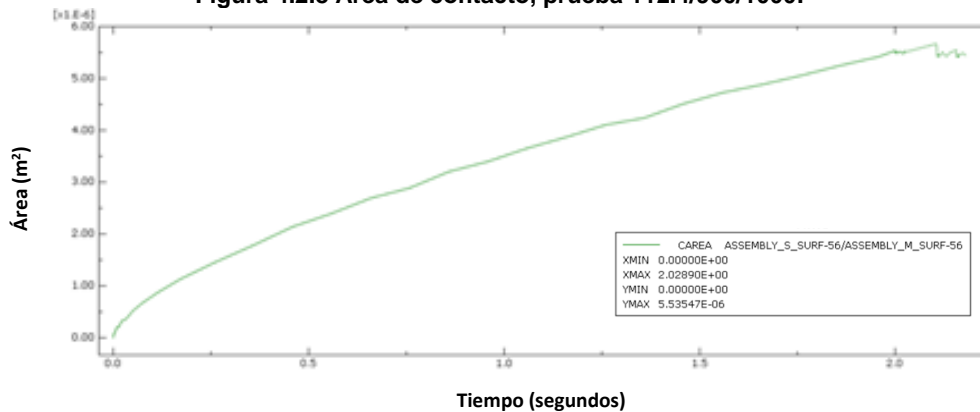


Figura 4.2.9 Área de contacto, prueba 89.6/1100/1200.

En las Figura 4.2.10, Figura 4.2.11 y Figura 4.2.12, se pueden apreciar los cambios de área que ocurren cuando el sistema es sometido a carga dinámica y estática. Estos cambios de áreas representan pequeños desplazamientos longitudinales y así es como actúa el fenómeno de *fretting*. Este estudio se basa en los cambios que ocurren en el área de contacto, presión y esfuerzo superficial.

<b>Tabla 4.2.2: Radios de contacto en condiciones de <i>fretting</i>, experimental, numérico y teórico.</b>			
<i>Pruebas</i>	$a_{exp}$	$a_{num}$	$a_{teo}$
89.6 /1100/1200	1.53	1.327	1.31
112.4/900/1000	1.41	1.270	1.24
125.3/600/650	1.15	1.123	1.07

<b>Tabla 4.2.3 Incertidumbre en los radios numéricos y experimentales.</b>			
<i>Pruebas</i>	$a_{exp}$	$a_{num}$	<i>Inc. %</i>
89.6/1100/1200	1.53	1.327	13.2
112.4/900/1000	1.41	1.270	9.92
125.3/600/650	1.15	1.123	2.34



En la Tabla 4.2.2, los resultados numéricos tienen mayor exactitud que los teóricos frente a los resultados experimentales. Los resultados numéricos tienen una aproximación más cercana si la simulación se realiza de acuerdo a la configuración del modelo. Como se ve en la Tabla 4.2.3, se aprecia la diferencia en porcentaje de la variación de los radios de contacto con un promedio de 10 % de diferencia en comparación con los analíticos, que tienen un promedio de 25 % de diferencia.

### 4.2.3 Análisis de esfuerzos del modelo en condiciones de fretting

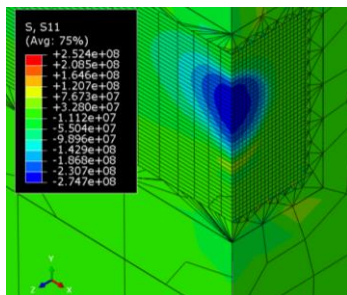


Figura 4.2.10 Esfuerzo superficial S11, prueba 125.3/600/650.

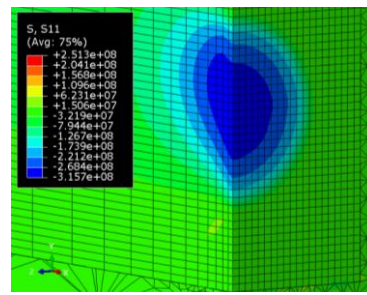


Figura 4.2.11 Esfuerzo superficial S11, prueba 112.4/900/1000.

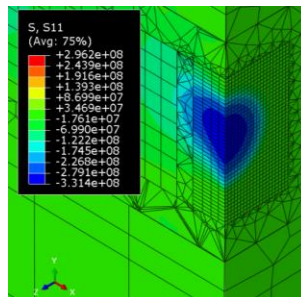


Figura 4.2.12 Esfuerzo superficial S11, prueba 89.6/1100/1200.

Se compararon los resultados obtenidos a partir de las ecuaciones de contacto esférico con *fretting* con el método numérico, observándose algunas variaciones en cada uno de los ensayos. Los efectos de colores de elementos finitos nos da una forma de entender el comportamiento de la probeta sometida a este tipo de fenómeno, con las condiciones de carga normal, carga dinámica y contacto, como se puede apreciar en las Figura 4.2.10, Figura 4.2.11 y Figura 4.2.12.

En las configuraciones de forma y distribución del esfuerzo superficial se observa una forma de corazón con base al corte de sección; este tipo de efecto está relacionado al tipo de contacto.



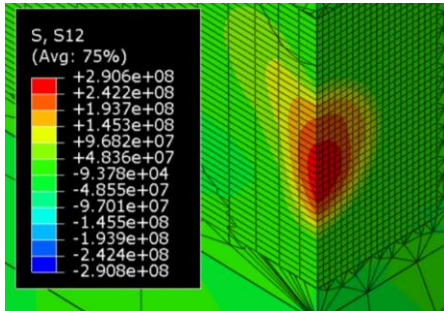


Figura 4.2.13 Esfuerzo superficial S12, prueba 125.3/600/650.

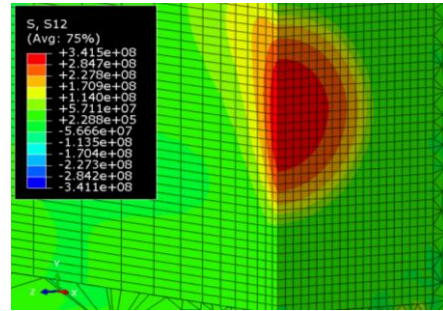


Figura 4.2.14 Esfuerzo superficial S12, prueba 112.4/900/1000.

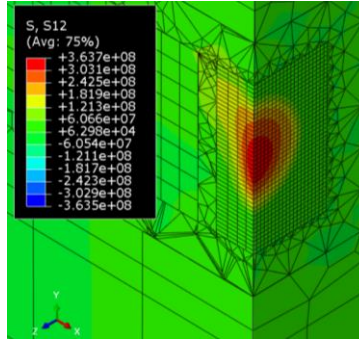


Figura 4.2.15 Esfuerzo superficial S12, prueba 89.6/1100/1200.

Las simulaciones numéricas mostraron que los esfuerzos internos son más grandes que los superficiales. Esto quiere decir que para un análisis de diseño y construcción donde esté involucrado este tipo de contacto y condiciones estática y dinámicas, se debe tomar en cuenta el esfuerzo interno más que el superficial. En Tabla 4.2.4, se muestra la comparación de los resultados obtenidos mediante el método de los elementos finitos y las ecuaciones del contacto esférico, con *fretting*.

<b>Tabla 4.2.4: Resultados de los esfuerzos superficiales he internos numéricos y analíticos.</b>				
<i>Pruebas</i>	<i>Analítica</i> ( $\sigma_{zz}$ ) (MPa)	<i>Numérico</i> ( $\sigma_{11}$ ) (MPa)	<i>Analítica</i> ( $\sigma_{xz}$ ) MPa	<i>Numérico</i> ( $\sigma_{12}$ ) MPa
89.6 /1100/1200	-331.82	-331.4	398.1	363.7
112.4/900/1000	-312.13	-315.7	374.5	341.5
125.3/600/650	-270.08	274.7	324.1	290.6

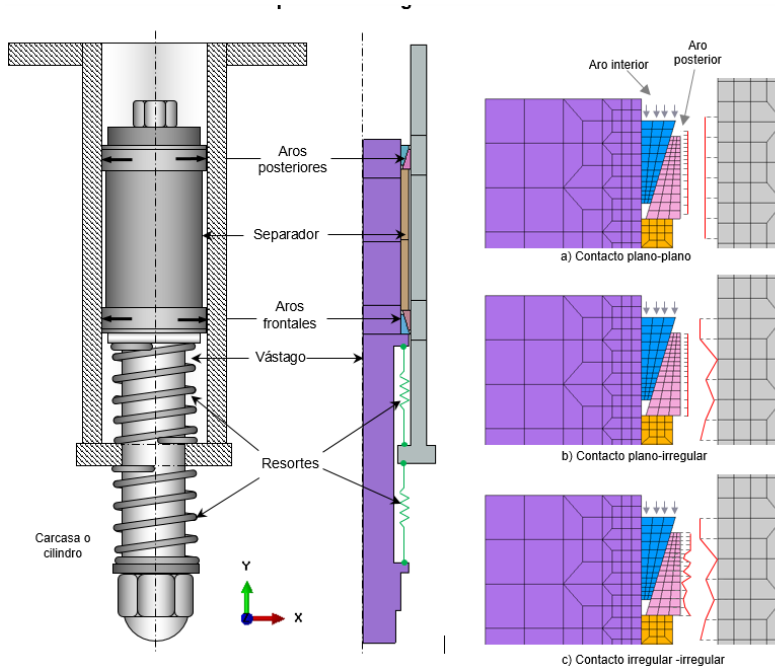
## CAPITULO 5

### 5 COMPARACIÓN DE RESULTADOS CON EL MODELO DE AROS CÓNICOS

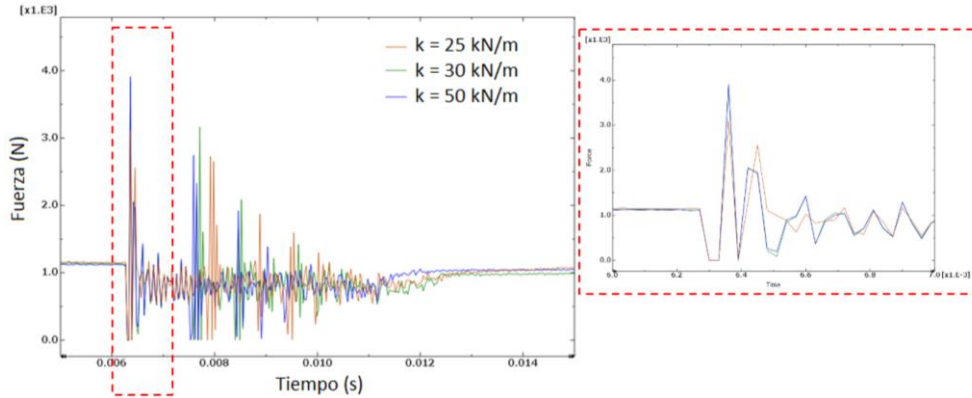
En esta sección se presenta el análisis de un tope de impacto con aros cónicos, en el cual se presenta la existencia del fenómeno de *fretting*. Como en la sección anterior se tienen los datos de las variantes del esfuerzo, área y presión, se prueba comprobar si existe realmente la presencia de este fenómeno en el tope de impacto.

#### 5.1 Tope de impacto con aros cónicos

En este tope de impacto (Figura 5.1.1), se observaron una serie de picos adicionales que indican movimientos relativos vibratorios en las partes de contacto, lo cual puede deberse a presencia del fenómeno de *fretting* en la interacción de contacto.

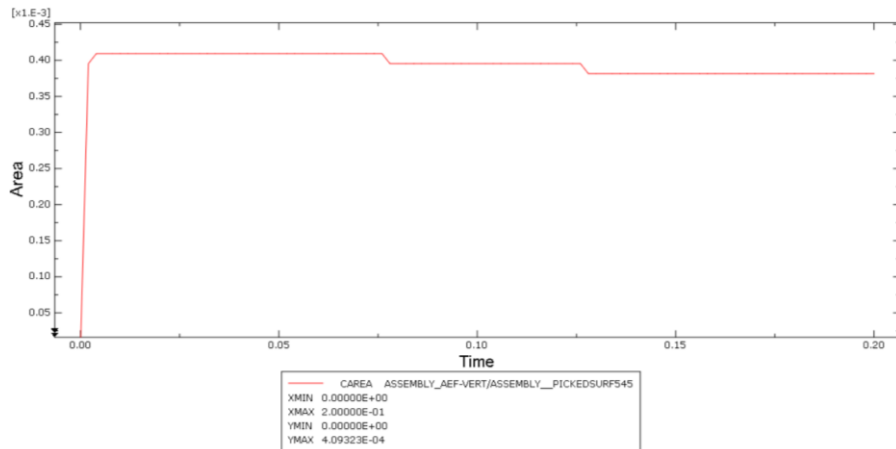


**Figura 5.1.1 Esquema del modelo axisimétrico del prototipo de tope de impacto utilizando. a) Esquema de la zona de contacto vástago-aro exterior posterior de modelo sin imperfecciones superficiales; (b) representación de la zona de contacto modificada en el perfil de la flecha con imperfecciones tipo ondulación, exagerado para su mejor visualización; (c) representación de la zona de contacto con perfiles de ambas superficiales modificadas (Cortés García, 2014)**



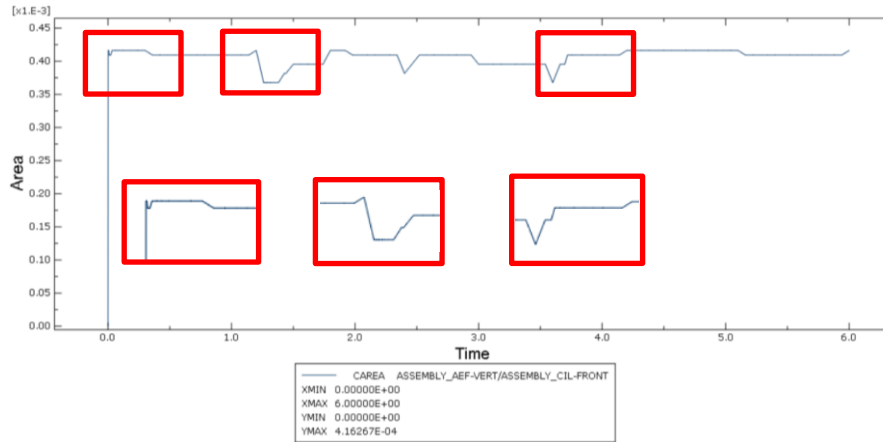
**Figura 5.1.2 Fuerzas normales de contacto en la interacción del aro exterior posterior con el cilindro (Cortés García, 2014)**

Los picos mencionados se aprecian en la Figura 5.1.2, donde existe variación de amplitud en cambios de tiempo muy pequeños.



**Figura 5.1.3 Gráfica del área de contacto del aro cónico exterior con carga estática.**

En la Figura 5.1.3, se muestra el comportamiento de la zona de contacto cuando se aplica la carga estática de 700N. Como se puede apreciar, existen tres secciones de cambio de área; es posible que el cambio de área esté relacionado con la compresión del material, ya que en forma de escalón de mayor a menor. También es apreciable que la carga se esté aplicando en secciones, es comprensible ya que la zona de contacto es semitotal por la forma del aro cónico, a diferencia del modelo de esfera-plano.



**Figura 5.1.4** Gráfica del área de contacto del aro cónico exterior con carga dinámica.

En la Figura 5.1.4, se aprecian unos valles en el área de contacto con la carga de impacto. Esta carga tiene un efecto sobre el área de contacto: estos valles son diferentes a los del contacto casquete-probeta, pero tiene que ver el tipo de contacto. Esto marca una gran diferencia; en la gráfica existen puntos máximos y mínimos.

Este cambio de área es lo que se presume que sea el fenómeno de *fretting* actuando. En esta tesis se ha encontrado un acercamiento de los resultados numéricos con respecto a los experimentales. Tomando esto en consideración, se pretende analizar si existe este tipo cambio porcentual en el área de conatcto.

**Tabla 5.1.1: Diferencia entre área estática y área dinámica en los aros cónicos.**

<i>Carga normal</i> (N)	<i>Área<sub>Estática</sub></i> (mm)	<i>Área<sub>Dinámica</sub></i> (MPa)	<i>Incremento %</i>
700	0.409323	0.416267	1.66

Como se muestra en la Tabla 5.1.1, existe una pequeña diferencia de área de acuerdo al efecto que ocurre cuando el sistema esta precargado y con carga dinámica. Al revisar el pequeño cambio de área y los picos que se puede ver en la Figura 5.1.6, estos picos y valles dependen del comportamiento del material en funcion de las cargas y los pequeños incrementos de área son semejantes a los del modelo representado en este trabajo, pero con diferente forma de comportamiento.

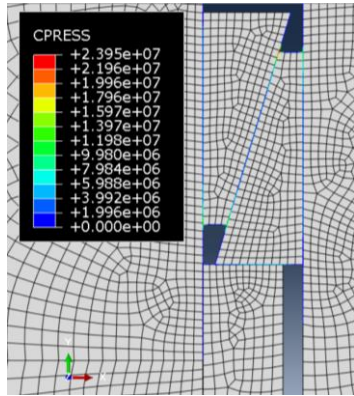


Figura 5.1.5 Presión de contacto en condición estática aro cónico.

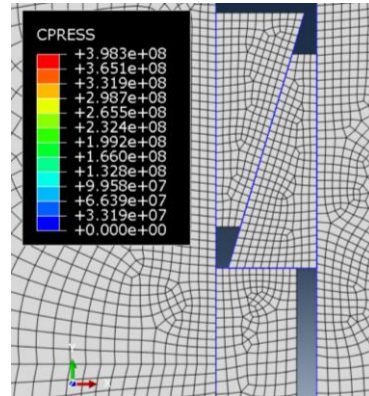


Figura 5.1.6 Presión de contacto en condición dinámica aro cónico.

El incremento de presión que se puede apreciar en la zona de contacto es casi el doble como se muestra en la Figura 5.1.6. Note que no es tan apreciable el cambio de presión que ocurre en el sistema, pero sí se puede apreciar una línea azul de presión a compresión en las zonas de contacto. Esto indica que aun cuando el sistema esté en movimiento relativo, la presión es constante a un instante de tiempo.

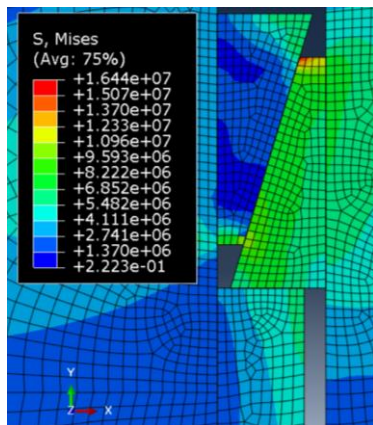


Figura 5.1.7 Esfuerzo de Von Mises aro cónico exterior.

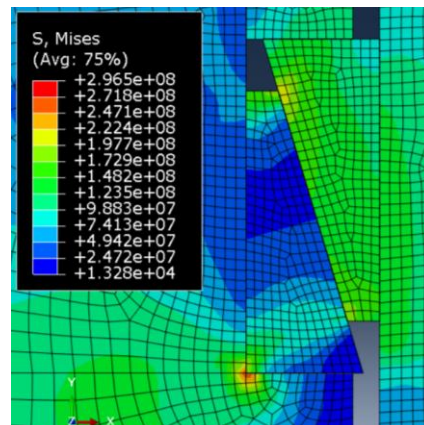


Figura 5.1.8 Esfuerzo de Von Mises aro cónico interior.

El esfuerzo de Von Mises proporciona un rango de colores donde el esfuerzo promedio máximo está ubicado en las zonas rojas, también cabe mencionar que en la Figura 5.1.7 este esfuerzo promedio de Von Mises es en el aro cónico exterior. Cuando el sistema empieza en condición dinámica el promedio de Von Mises se concentra en el aro cónico exterior, como se puede apreciar en Figura 5.1.8.



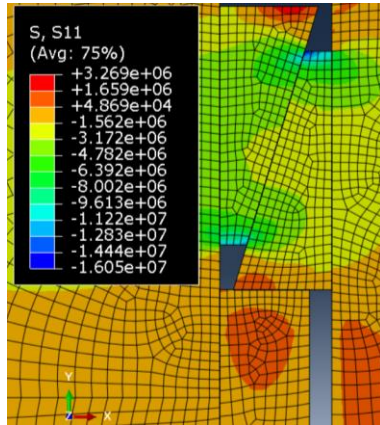


Figura 5.1.9 Esfuerzo superficial S11 en condición estática.

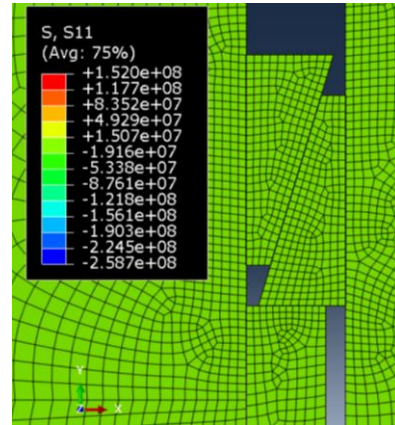


Figura 5.1.10 Esfuerzo superficial S11 en condición dinámica.

El esfuerzo superficial se muestra en la Figura 5.1.9. De acuerdo al rango de colores es posible apreciar el color amarillo como dominante en la zona de contacto, este es en condición estática. En la Figura 5.1.10 del esfuerzo superficial en condición dinámica, el color dominante es el verde en el primer instante de cambio estático a dinámico, por ello los esfuerzos en la dirección S11 se focalizan en el aro interior.

A diferencia del modelo propuesto de contacto casquete-probeta, el esfuerzo superficial se describe por medio de colores azules tanto máximo como dominantes. Este tipo de esfuerzo se produce en la etapa de compresión en el modelo CAD. De hecho, el color azul de los esfuerzos esta relacionado al tipo de contacto. Por otra parte, como el modelo está en 2D no es apreciable la forma de contacto ni la huella que deja tampoco la forma del esfuerzo no es apreciable en comparación del modelo en 3D.

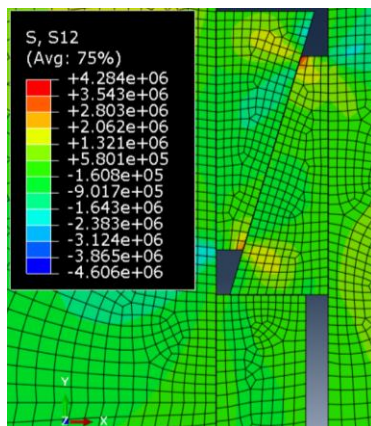


Figura 5.1.11 Esfuerzo interno S12 en condición estática.

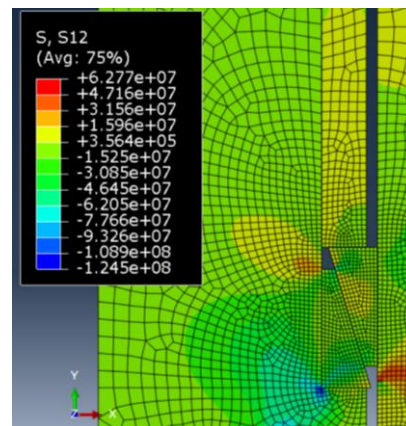


Figura 5.1.12 Esfuerzo interno S12 en condición dinámica.

Mientras que en los esfuerzos superficiales no es apreciable un cambio contundente en el esfuerzo interno, se aprecian incrementos en las zonas internas del aro y no en las zonas externas donde se plantea el fenómeno de *fretting*. Pero sí existe una concentración de esfuerzo cercanas al contacto.

Como el sistema se encuentra con múltiples zonas de contacto, es recomendable analizar todas las zonas de contacto y los esfuerzos asociados a ellos para ver si existe una reacción de acuerdo al modelo propuesto donde está en condiciones de *fretting*. Este caso en especial donde se está analizando el contacto del aro cónico con respecto al cilindro, la mayor presencia de este fenómeno es la variación de área en pequeños cambios de tiempo. Por esta razón el sistema se nota que el sistema está experimentando el fenómeno *fretting*.

## CAPITULO 6

### 6 Conclusiones y recomendaciones

El análisis de los problemas de contacto es uno de los más importantes temas de interés, no sólo es estudiado por investigadores sino también por ingenieros y diseñadores. El fenómeno de *fretting* es estudiado en la fase de diseño de piezas mecánicas en contacto, ya que cuando se presenta existe un cambio de vida a la fatiga debido a la concentración de esfuerzo local y global. Esto significa, que debido al contacto y los pequeños desplazamientos existe esta concentración de esfuerzos.

Además de recrear el fenómeno de *fretting*, este trabajo se enfocó principalmente en la forma de la huella en la zona de contacto de los elementos del modelo CAD originados por los esfuerzos superficiales e internos.

La huella producida cuando el sistema se encuentra sin movimiento relativo o carga cíclica está en una pequeña forma circular. Esto se ha comprobado con las ecuaciones de contacto de HERTZ; cabe señalar que estas ecuaciones no están relacionadas con el coeficiente de fricción.

Se confirmó la variante del área con respecto al sistema estático; se observó cómo cambia el área al dinámico con una fluctuación en pequeños intervalos de tiempo, acercándose más los resultados numéricos que los resultados analíticos con una diferencia del 10 %.

El tamaño de malla es importante, ya que al tener una malla más fina en la zona de contacto se tiene una forma más refinada que en mallas gruesas y los resultados más precisos. Por ello la importancia de realizar un análisis de sensibilidad de malla. Para este caso, por tener cambios de área muy pequeños en la zona de contacto, entre más refinada la malla mayor es el tiempo computacional.

Durante las pruebas de simulación virtual realizadas para conocer el fenómeno se encontraron traslapes de nodos fuera de la zona de contacto. Esto es debido al cambio brusco de tamaño; se recomienda hacer una degradación de elementos para no generar este tipo de traslapes en las zonas cercanas al contacto.

Después de entender el fenómeno y su comportamiento se realizaron comparaciones de los resultados numéricos obtenidos del modelo-aro cónico con respecto del modelo CAD estudiado en este trabajo. Se observó que el fenómeno *fretting* se produce cuando la zona de contacto presenta mayor esfuerzo superficial.



## 6.1 Trabajos futuros

La validación de los resultados teóricos con los resultados numéricos se realizó usando modelos experimentales de referencia. Se tomó alguna consideración como por ejemplo el coeficiente de fracción en vez de usar la rugosidad de los elementos, y usar tres pruebas de simulación con variación de carga estática, y de carga dinámica. Por ello, es recomendable realizar pruebas que continuación se enlistan:

- A. Realizar pruebas con un tipo de contacto diferente, más cercanos al modelo de contacto del aro cónico recomendable punzón recto con bordes redondeados.
- B. Encontrar una variación en el sistema, para cual el valor mínimo de las ecuaciones de puedan cumplir y obtener el valor crítico del esfuerzo permisible antes de que el sistema se encuentre en movimiento reverso.
- C. Realizar un banco de pruebas que sea capaz de medir los cambios de longitud de área con base en las condiciones de *fretting*.

## Referencias

- A. Cruzado, S. L. (2013). Finite element simulation of fretting wear and fatigue in thin steel wires. *International Journal of Fatigue*, 15.
- Attia, M. H. (2005). *La predicción de fretting fatiga, su comportamiento de metales con una fractura mecánica de enfoque al problema de contacto*. Revista de Tribología, ASME.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería*. New York: Mc Graw Hill.
- C. Mary, S. F. (2007). Numerical prediction of fretting contact durability using energy wear approach: optimisation of finite-element model. *wear*, 7.
- Cardou, A. C.-L. (1992). *Standardization of fretting Fatigue Test Methods and Equipment*.
- Ciavarella, M. (1988). *The Generalized Cattaneo Partial Slip Plane Contact Problem. II Ejemplos* (Vol. 35). Int. J. Solids Structures.
- Cortés Garcia, C. (2014). *Análisis de amortiguadores de fricción con elementos deformables aplicados a vibraciones estructurales*. Cuernavaca: cenidet.
- D. Godfrey. (1950). *Investigation of fretting corrosion by microscopic observation*. NACA Technical note 2039.
- D. Tabor. (1981). *friction the present state for ours understating ASME* (Vol. 103).
- Dagang Wang, D. Z. (2013). finite element analysis of fretting fatigue behavior of steel wires and crack initiation characteristics. *Engineering Fatilure Analysis*, 16.
- Domínguez, J. (1988). *Análisis y mejora de la Resistencia a Fretting Fatiga en los Tubos Depósitos de los Amortiguadores para el Toyota 202-776-TR*. DELPHI S.A.
- Domínguez, J. (2001). *Análisis Experimental de la Resitencia a Fatiga de Amortiguadores tipo McPherson*. DELPHI S.A.
- E. Gine N. Sukumar, F. D. (2008). *Método de elementos finitos aplicado al estudio de la propagación de grietas por fretting fatiga*. Revista Internacional de Estructuras y Sólidos.
- E. Giner, M. (2011). *Determinación experimental de la vida de fretting fatiga en los ensayos de contacto completo y correlación numerica mediante X-FEM*. valencia: universidad politecnica de valencia .
- Eduardo Martins, M. A. (2017). A methodology for fretting life estimation using strain-based fracture mechanics. *Engineering Fracture Mechanics*, 34.
- Endo, K. G. (1974). *Behaviors of Frictional Force in Fretting Fatigue*. JSME 17.

- Favrow, L. W. (2000). *Fretting fatigue testing methodology incorporating independent slip and fatigue stress control*, ASTM STP 1367. Fretting Fatigue: Current Technology and Practices.
- Field., A. F. (1958). *Fatiga en las fronteras* (Vol. 55). Rev. Metall .
- Hamilton, G. (s.f.). *Explicit Equations for the Stresses Beneath a Sliding Spherical Contact*. Proc. Instn. Mech. Engrs.
- Hill, D. y. (1987). mechanics of fretting fatigue test. *International journal of mechanical sciences*, 5(29), 355-365.
- Hills, D. (1994). *Mecanics of Fretting Fatigue*.
- Hoepfner, D. a. (1974). *A Fretting Fatigue Damage Threshold Concept*, *Wear* (Vol. 27).
- I. R. McColl, J. D. (2004). Finite element simulation and experimental validation of fretting wear. *Wear*, 14.
- Jouksukangas Janne, L. A. (2016). Experimental and numerical investigation of fretting fatigue behavior in bolted joints. *Tribology International*, 40.
- K Hirakawa, K. N. (1968). Fundamental investigations of fretting fatigue (part 1). *bull JSME*, 11(45), 437.
- K.L.Johnson. (1985). *Contact Mechanics*. Cambridge: Cambridge University.
- Kappl, H. B. ( 2010). *Surface and interfacial forces* . germany: wiley VHC verlag GmbH & KGaA.
- Leen, S. H. (2002). *An Investigation of the Fatigue and Fretting Performance of a Representative Aero-Engine Spline Coupling* (Vol. 37). Journal of Strain Analysis.
- Ludema, K. (1996). A textbook in tribology. En *friction, wear, lubricación*. CRC Press.
- M. Yezdan, D. C. (2017). Finite elements analysis of fretting contact for dissimilar and nonhomogeneous materials. *2nd Internatinal Conference on Structural integrity*, 8.
- M.A. Urchegui, X. G. (2014). Finite Element Modeling of Fretting wear scars in the thin steel wires: Application in crossed cylinder arrangements. *wear*, 8.
- McDowell., J. (1953). Tendencias de fretting corrosión en contactos de diferentes materiales. *ASTM STP-144: Simposio en Fretting Corrosión*. Filadelfia.
- Mindlin, R. D. (1953). *Elastic Espheres in Contact Under Varaying Oblique Forces* (Vol. 20). Journal of Apllied Mechanics.
- Moreno, S. M. (julio del 2007). *tesis estimacion de vida a fatiga por fretting aplicacion a componentes recubiertos* . universidad de sevilla, sevilla.

- Muñoz, S. y. (2004). *Influencia del Coeficiente de Rozamiento en Fretting* (Vol. 21). Anales de la Mecanica de la Fractura.
- Navarro, C. M. (2003). *The Influence of Underlying Tension on Partial Slip in Complete and Nearly Complete Contacts* (Vol. 45). International Journal of Mechanical Sciences.
- Navarro, C. y. (1999). *Desplazamiento de la Zona no Deslizante del contacto en Fretting Fatigue con contacto Esferico y Carga axial* (Vol. 16). Anales de la mecánica de la fractura.
- Navarro, C., García, M., & Domínguez, J. (2002). Fretting fatiga en contacto esférico. *Universidad de sevilla, 19*.
- Nishioka, K. a. (1969). *Fundamental Investigation on Fretting Fatigue- Part 2. Fretting Fatigue Test Result and Some Test Results* (Vol. 12). JSME.
- Nowell, D. (1988). *An Analysis of Fretting Fatigue*. Oxford University: Tesis Doctoral.
- Nowell, D. (2000). *Advances in the Understanding of Fretting Fatigue with Reference to Gas Turbine Engines*. University of Seville.
- P. Arnaud, S. F. (2016). Fretting wear rate impact on Ti-6Al-4V fretting crack risk. *Tribology International, 15*.
- Sackfield, A. a. (1983). *A Note on the Hertz Contact Problem: A correlation of Standard Formulae* (Vol. 18). Journal of Strain Analysis.
- Sackfield, A. D. (2005). *The Finite and Semi-infinite Tilted, Flat but Rounded Punch* (Vol. 42). International Journal of Solids and Structures.
- Sackfield, A. T. (2001). *The Tilted Punch Under Normal and Shear Load* (Vol. 43). International Journal of Mechanical Sciences.
- Shaffer, S., & Glaeser, W. (1997). *ASM Handbook* (Vol. 19). ASM International.
- Spence, A. (1973). *An Eigenvalue Problem for Elastic Contact with Finite Friction* (Vol. 73). Proc. Camb. Phil. Soc.
- Szolwinski, M. (1995). *Mechanics of fretting Fatigue Crack Initiation*. Purdue University.
- T.Hatorri. (1994). *fretting fatigue problems in structural design*. (T. I. waterhouse, Ed.) london: mechanical engineering publications limited.
- Tongyan Yue, M. A. (2017). Finite elemnt analysis of fretting wear under variable coefficient of fretting and diferent contact regimes. *Tribology International , 9*.
- Tur, M. F. (2002). *Influence of Bulk Stress on Contact Conditions and Stresses During Fretting Fatigue* (Vol. 37).

- v, J. (2009). *Efecto de las tensiones residuales en la fatiga por fretting*. universidad de sevilla, sevilla.
- Vásquez Valeo, J. (2009). *Efectos de las tensiones residuales en la fatiga por fretting*. Sevilla: Universidad de Sevilla.
- Vincent, L. B. (1992). *Mechanics and Materials in Fretting*.
- Viorica Constantin, D. D. (2003). *Contribuciones de estudio de fretting desgaste*. Romania : Universidad Dunarea de Jos.
- Warlow-Davies, E. (1941). fretting corrosion and fatigue strength: brief results of preliminary experiments. En *Proceedings Institution Mechanical Engineers* (págs. 33-38).
- Waterhouse, D. T. (1972). *Revestimientos de molibdeno proyectado como una protección contra fretting fatiga*.
- waterhouse, R. (1971). fretting corrosion. *pergamon press USA*.
- Waterhouse, R. (1972). *Fretting corrosion*. Oxford pergamon.
- Waterhouse, R. B. (1981). fretting fatigue.
- Wittkoowsky, B. B. (1999). *Fatigue and Fracture Engineering Materials and Structures*. An Apparatus for Quantitative Fretting-Fatigue.
- Wittkowsky, B. B. (1999). *An Apparatus for Quantitative Fretting-Fatigue Testing* (Vol. 22). Fatigue and Fracture Engineering Materials and Structures.
- Y.B. Gessesse M.H. Attia, H. O. (2004). *Iniciación y propagación de grietas por fretting desgaste en materiales plásticos elasto-impacto*. Revista de Tribología ASME.
- Yoshimura, T. M. (2003). *Evaluating Fatigue Life of Compressor Dovetails by Using Stress Singularity Parameters at the Contact Edge*.