



UNIVERSIDAD MICHOACANA DE
SAN NICOLÁS DE HIDALGO.

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO
DOCTORADO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA
MECÁNICA.

**CONCEPCIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
DE FATIGA, PARA ESTUDIAR LA FATIGA POR
TORSIÓN TEÓRICA Y EXPERIMENTAL EN
MATERIALES INDUSTRIALES.**

Tesis

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTOR EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA.**

PRESENTA: M.C. Jorge Luis Avila Ambriz.

ASESOR: Dr. Gonzalo M. Domínguez Almaraz.

Morelia Mich., México. Febrero 2017.



RESUMEN.

La presente investigación doctoral puede explicarse en dos etapas:

1. Concepción y construcción de una máquina de fatiga mecánica trabajando en las modalidades de: torsión y flexión-torsión. Los resultados de esta etapa fueron presentados y/o publicados en:
 - a. Máquina de ensayos de fatiga para desarrollar ensayos de fatiga en diferentes modos, incluyendo flexión rotativa, torsión y sus combinaciones. “Congreso Internacional de Investigación Academia Journals” Celaya con ISSN 1946-5351, Volumen 6, No. 5., 2014, Online 1948-2353 CD ROM.
 - b. Fatigue Testing Machine for Developing Fatigue Tests Under Different Modes, Including: Rotating Bending, Torsion, and Its Combinations. “Journal of Mechatronics”, Volume 2, Number 4, December 2014, pp. 246-250(5) ISSN 2326-2885
 - c. Fatigue Endurance Under Rotating Bending and Torsion Testing, of AISI 6063-T5 Aluminum Alloy “International Journal of Advanced Materials Research”, Vol. 1, No. 4, September 2015 Publish Date: Aug. 10, 2015 Pages: 120-125, <http://www.aiscience.org/journal/ijamr>
 - d. MINI MÁQUINA DE FATIGA POR TORSIÓN: CONCEPCIÓN, CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN DE FUNCIONABILIDAD. “Congreso Internacional de Investigación Academia Journals”, Celaya 2016 con ISSN 1946-5351, Volumen 8, No. 5, 2016.

2. Puesta en marcha de ensayos experimentales de fatiga por torsión en las aleaciones de aluminio 6063-T5 y 6061-T6. Los resultados de esta etapa fueron presentados y/o publicados en:
 - a. Torsion fatigue endurance and load ratio confrontation R=0 VS. R=-1 on the AISI 6061-T6 aluminum alloy. “International Journal of Advanced Research” (2015), Volume 3, Issue 12, 1428 – 1433, ISSN NO 2320-5407
 - b. “Fatigue endurance Under Torsion Testing of Aluminum Alloys: AISI6061-T6 and 6063-T5, a Comparative Study”, Encyclopedy of Aluminum and its Alloys - Taylor & Francis Editor, aceptado en marzo 2016.
 - c. Resistencia a la fatiga por flexión rotativa y por torsión del aluminio 6063-T5. “Revista RIIIT” Vol. 4, No. 23 Noviembre – Diciembre 2016 con ISSN: 2007-9753 y Latindex Folio: 23614.
 - d. DESIGN AND CALIBRATION OF A TORSION FATIGUE MACHINE: TORSION FATIGUE TESTS ON TWO INDUSTRIAL ALUMINUM ALLOYS. “University of Bucharest- Bulletin” ISSN 1223-7027, enviado en Agosto 2016.

La primera etapa se centra en el desarrollo de una máquina de fatiga mecánica con la capacidad de realizar dos modalidades de pruebas: fatiga por torsión y fatiga por flexión - torsión. El estudio abarca desde la concepción, manufactura, ensamble del dispositivo, calibración del mismo y finalmente el control de la máquina por medio de tarjetas integradas y una computadora para la puesta en marcha de los ensayos de torsión. Dicha máquina no excede 20 Kg de peso, tiene la capacidad de 10 N-m de torque para ensayos de torsión y alcanza 490 N de fuerza de flexión. Un servomotor y un actuador lineal controlan el movimiento de torsión y flexión respectivamente, ambos son alimentados con 12 VDC y son controlados mediante la tarjeta electrónica CM-900 (fabricación por Dynamixel, Corea del Sur), que es una tarjeta integrada basada en STMicroelectronics y su hardware y software son de código abierto. La programación de la tarjeta incluye el control del tipo de ensayo, la selección de la frecuencia y la carga aplicada. Para esta máquina de fatiga se cuenta con una pantalla (asociada al software de control Robotis), que muestra el número de ciclos de vida en fatiga en tiempo real. Tanto el contador de ciclos como la máquina se detienen simultáneamente cuando el espécimen se rompe, debido a que los ensayos experimentales están condicionados a la continuidad de corriente a lo largo de la probeta. La sujeción del espécimen es perfectamente alineada por líneas guía y dos mandriles de sujeción rápida de 12.7 mm, y la longitud del espécimen puede ser fijada desde 30 mm hasta 140 mm.

En la segunda etapa se llevó a cabo la explotación intensiva de los ensayos de fatiga por torsión en las aleaciones de aluminio 6061-T6 y 6063-T5. Ensayos de fatiga por flexión rotativa (publicados con anterioridad por los autores) han sido comparados contra ensayos de fatiga por torsión para la aleación de aluminio 6063-T5. Para el alto régimen de carga (90% del límite elástico y de cizalladura de este material), la resistencia a la fatiga por flexión rotativa ($R=-1$) es cien veces más alta comparada con la resistencia a la fatiga por torsión ($R=0$), bajo los mismos niveles de carga. Concerniente al bajo régimen de carga, (60% del límite elástico y de cizalladura de este material), la resistencia a la fatiga bajo flexión rotativa es solamente 20 veces mayor a la correspondiente en torsión. Estos resultados constituyen una aportación científica del presente trabajo doctoral, los cuales ya han sido publicados en dos revistas de estricto arbitraje.

Del mismo modo, se llevó a cabo un estudio comparativo de la respuesta en vida a fatiga por torsión entre las aleaciones: 6063-T5 y 6061-T6, a 10Hz de frecuencia, con relaciones de carga de $R=0$ y $R=-1$; los ensayos fueron obtenidos a temperatura y humedad ambiental. Los resultados revelan una notable reducción de resistencia a la fatiga en ensayos con $R=0$ contra ensayos con $R=-1$ para ambas aleaciones de aluminio. A lo largo del escrito se muestran y discuten las superficies de fractura obtenidas de los ensayos de fatiga por torsión, tanto imágenes por microscopio óptico como por microscopio de barrido electrónico; finalmente se enlistan las conclusiones.

PALABRAS CLAVE.

Fatiga por torsión, Aleación de aluminio 6063-T5, Aleación de aluminio 6061-T6, Inicio y propagación de grieta.

ABSTRACT.

This doctoral research can be explained in two stages:

1. Conception and construction of a mechanical fatigue machine working in the modalities of: torsion and flexion-torsion. The results of this stage were presented or/and published at:
 - a. Máquina de ensayos de fatiga para desarrollar ensayos de fatiga en diferentes modos, incluyendo flexión rotativa, torsión y sus combinaciones. "Congreso Internacional de Investigación Academia Journals" Celaya con ISSN 1946-5351, Volumen 6, No. 5., 2014, Online 1948-2353 CD ROM.
 - b. Fatigue Testing Machine for Developing Fatigue Tests Under Different Modes, Including: Rotating Bending, Torsion, and Its Combinations. "Journal of Mechatronics", Volume 2, Number 4, December 2014, pp. 246-250(5) ISSN 2326-2885
 - c. Fatigue Endurance Under Rotating Bending and Torsion Testing, of AISI 6063-T5 Aluminum Alloy "International Journal of Advanced Materials Research", Vol. 1, No. 4, September 2015 Publish Date: Aug. 10, 2015 Pages: 120-125, <http://www.aiscience.org/journal/ijamr>
 - d. MINI MÁQUINA DE FATIGA POR TORSIÓN: CONCEPCIÓN, CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN DE FUNCIONABILIDAD. "Congreso Internacional de Investigación Academia Journals", Celaya 2016 con ISSN 1946-5351, Volumen 8, No. 5, 2016.

2. Implementation of experimental torsion fatigue tests on aluminum alloys 6063-T5 and 6061-T6. The results of this stage were presented or/and published at:
 - a. Torsion fatigue endurance and load ratio confrontation $R=0$ VS. $R=-1$ on the AISI 6061-T6 aluminum alloy. "International Journal of Advanced Research" (2015), Volume 3, Issue 12, 1428 – 1433, ISSN NO 2320-5407
 - b. "Fatigue endurance Under Torsion Testing of Aluminum Alloys: AISI6061-T6 and 6063-T5, a Comparative Study", Encyclopedia of Aluminum and its Alloys - Taylor & Francis Editor, aceptado en marzo 2016.
 - c. Resistencia a la fatiga por flexión rotativa y por torsión del aluminio 6063-T5. "Revista RIIIT" Vol. 4, No. 23 Noviembre – Diciembre 2016 con ISSN: 2007-9753 y Latindex Folio: 23614.
 - d. DESIGN AND CALIBRATION OF A TORSION FATIGUE MACHINE: TORSION FATIGUE TESTS ON TWO INDUSTRIAL ALUMINUM ALLOYS. "University of Bucharest- Bulletin" ISSN 1223-7027, enviado en Agosto 2016.

The first stage focuses on the development of a mechanical fatigue machine with the capability of perform different types of tests, principally: Torsion fatigue and combined bending – torsion fatigue. The study includes the design, manufacturing, assembly of the device, calibration of the same and finally the control of the machine by embedded boards and a computer to the startup of torsional tests. The machine does not exceed 10 Kg of weigh, has 10 N-m of torque capability for torsional test and reaches 500 N of bending load. A servo and a linear actuator conduce the movement of torsion and flexion respectively, both of them has a power supply of 12 VDC and are controller by the CM-900 card, that is an embedded board based on STMicroelectronics and its hardware and software are open source. The programing card involves the control of test type, the selection of frequency and the applying load. The Fatigue machine has a led display that shows the number of cycles of fatigue life in real time. Both, the cycles counter and the machine stop simultaneously when specimen is broken. The subjection of test specimen is perfectly aligned by alignment guides and two quick action chucks of 12.7 mm, and the longitude of the specimen can be adjusted from 30 mm to 140 mm.

In the second stage, it was carried out intensive exploitation of torsional fatigue tests on aluminum alloys 6061-T6 and 6063-T5. Rotating bending fatigue tests have been compared to torsion fatigue for aluminum alloy 6063-T5. For the high loading regime (90% of elastic and shear limit of this material), fatigue endurance under rotating bending ($R=-1$) is one hundred times higher compared to torsion fatigue endurance ($R=0$). Concerning the low loading regime (60% of elastic and shear limit of this material), fatigue endurance under rotating bending is only 20 times the corresponding to torsion testing. The last results constitute a scientific contribution of the present doctoral work, which has been published in two well recognized journals.

In the same way, it was carried out a comparative study of the response in torsion fatigue life between the aluminum alloys: 6063-T5 and 6061-T6, at frequency of 10Hz, for $R=0$ and $R=-1$; tests were obtained at room temperature and environmental humidity. Results reveal a noticeable fatigue endurance reduction for tests with $R=0$ versus tests with $R=-1$ for both aluminum alloys. Along the write it is shown and discussed the fracture surfaces obtained on the torsion fatigue, both images by optical microscopy and by scanning electron microscopy; finally, conclusions are enlisted.

KEYWORDS.

Torsion fatigue, 6063-T5 aluminum alloy, 6061-T6 aluminum alloy Crack initiation and propagation.

TABLA DE CONTENIDO.

RESUMEN.....	2
PALABRAS CLAVE.....	3
ABSTRACT.....	4
KEYWORDS.....	5
TABLA DE CONTENIDO.....	6
ÍNDICE DE FIGURAS.....	8
ÍNDICE DE TABLAS.....	12
SIMBOLOGÍA.....	13
INTRODUCCIÓN.....	15
ANTECEDENTES.....	18
JUSTIFICACIÓN.....	27
OBJETIVO GENERAL.....	28
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	28
HIPÓTESIS.....	29
CAPÍTULO I.....	30
MARCO TEÓRICO.....	30
Fractura de estructuras [30].....	30
Definiciones y conceptos básicos.....	31
Diseño tradicional de estructuras y componentes mecánicos.....	32
Fatiga mecánica [31,32].....	36
Carga cíclica, tensión media y tensión alternante.....	38
Torsión pura [33].....	39
Deducción de las fórmulas de torsión.....	40
Energía Elástica acumulada en torsión [34].....	48
CAPÍTULO II.....	50
CONCEPCIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA EN MODO TORSIÓN Y FLEXIÓN-TORSIÓN.....	50
2.1 Concepción de la máquina de fatiga.....	50
2.1.1 Cálculos mediante técnicas de elemento finito para los esfuerzos generados en el eje principal de la máquina.....	53
2.1.2 Selección de los actuadores.....	54

2.2	Manufactura y ensamble de la máquina de fatiga.....	65
2.2.1	Montaje final.....	66
2.3	Programación y control de la máquina de fatiga.....	66
2.3.1	Control mediante la tarjeta CM-900, aplicación del software Robotis.....	68
2.3.2	Control mediante las tarjetas CM-485EXP y CM 9.04.....	69
2.4	Calibración de los ensayos de torsión.....	71
CAPÍTULO III.....		75
PUESTA EN MARCHA DE LOS ENSAYOS DE FATIGA POR TORSIÓN.....		75
3.1	Especímenes de prueba.....	75
3.2	Maquinado del espécimen experimental.....	75
3.3	Simulaciones numéricas.....	77
3.4	Diseño de los ensayos de fatiga por torsión.....	81
3.4.1	Cálculo del nivel de carga inducido a las probetas en los ensayos de fatiga por torsión.....	82
CAPÍTULO IV.....		84
RESULTADOS EXPERIMENTALES.....		84
4.1	Metodología de los ensayos experimentales.....	84
4.2	Comparación de la resistencia a la fatiga de la aleación de aluminio nominación 6063-T5, bajo la relación de carga $R=-1$ en flexión rotativa, contra ensayos en torsión y $R=0$	85
4.3	Confrontación de la resistencia en fatiga en torsión de la aleación de aluminio 6061-T6, bajo dos relaciones de carga: $R=0$ y $R= -1$	92
4.4	Ensayos de resistencia a la fatiga por torsión de las aleaciones: 6061-T6 y 6063-T5, estudio comparativo.....	98
4.5	Cálculo de la energía elástica acumulada por torsión y ensayos experimentales finales.....	108
4.5.1	Resultados experimentales finales.....	111
CONCLUSIONES.....		115
ANEXO.....		116
REFERENCIAS.....		118

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura #		Página
1	Dispositivo experimental para ensayos de fatiga en flexión rotativa (Número de patente 276818, recibida en 2010).	17
2	Grafica de vida en fatiga	21
3	Superficie de fractura por fatiga	23
4	Zonas características en una superficie de fractura por fatiga típica.	25
5	a) Fractura frágil, b) fractura dúctil tipo taza y cono, c) fractura dúctil.	36
6	Variables de diseño de componentes estructurales por mecánica del medio continuo.	37
7	Comportamiento típico esfuerzo contra deformación de un material en tensión uniaxial.	39
8	Definición de los niveles de esfuerzo en un componente estructural.	39
9	Ciclos de amplitud constante y nomenclatura asociada.	42
10	Deformación de un árbol circular.	44
11	Diagrama del cuerpo libre de la Figura 10.	46
12	Momentos polares de inercia.	48
13	Árbol compuesto estáticamente indeterminado.	50
14	Deformaciones angulares por torsión.	51
15	Generatriz después de la aplicación de torque.	52
16	Forma de especímenes para ensayos de flexión rotativa utilizados en estudios previos.	55
17	Dimensiones de los especímenes para ensayos de torsión.	55
18	Componentes generales del primer prototipo virtual de la máquina de fatiga.	56
19	Movimiento de torsión-flexión para la primera propuesta virtual de la máquina de fatiga.	57
20	a) Puntos de fijación y aplicación de torque al espécimen de aluminio 6063-T5, b) máximos esfuerzos de Von Mises, c) máximas deflexiones en eje Y.	58
21	a) Puntos de fijación y aplicación de torque al espécimen de acero inoxidable AISI 430, b) máximos esfuerzos de Von Mises, c) máximas deformaciones en eje Y.	59
22	a) Actuador lineal sin vástago, b) actuador giratorio, ambos marca Festo.	60

23	Diagrama neumático del control de 2 actuadores neumáticos.	60
24	Diagrama electro neumático del control de 2 actuadores neumáticos.	61
25	Mini servomotor de 3.3 V y 1.5 Kg.cm de torque.	62
26	Actuador lineal de 12 V ac y 4" de longitud.	62
27	Tarjeta ARDUINO UNO	62
28	Conexión de la tarjeta ARDUINO UNO con un mini servo.	63
29	Código de manipulación del servo en el programa ARDUINO.	63
30	Servomotor DYNAMIXEL MX 106R.	64
31	Actuador lineal 2333 de 6" retro.	64
32	Circuito eléctrico para controlar un servo DYNAMIXEL mediante ARDUINO.	66
33	Conexión de la tarjeta VNH5019 Driver 12A con un actuador lineal.	67
34	Tarjeta CM – 900 para controlar servomotores DYNAMIXEL.	68
35	Comunicación serial entra la tarjeta CM – 900 y la PC.	68
36	Software Robotis CM9 v1.0.0d y programación para el control de giro de un DYNAMIXEL.	69
37	Conexión serial entre la tarjeta y la PC.	69
38	Suministro de energía a la tarjeta mediante dos opciones: a) fuente de poder, b) batería.	70
39	Conexión del servo DYNAMIXEL con la tarjeta CM-900.	70
40	Desarrollo de una máquina de ensayos de fatiga por torsión y por combinación torsión-flexión.	71
41	a) Placa barrenada, b) cavidad para el servo, c) fresadora.	72
42	a) Pistón electrónico y líneas guía, b) mandriles de sujeción rápida, c) transmisión mediante cadena y catarinas.	72
43	Máquina de fatiga desarrollada en nuestro laboratorio.	73
44	Software de programación Robotis	75
45	Ventana del software ROBOTIS y contador de ciclos en una ventana secundaria.	75
46	a) Acoplamiento de las tarjetas electrónicas: OpenCM9.04 y OpenCM485EXP, b) tarjeta electrónica OpenCM9.04.	76
47	Conexión de las tarjetas CM, fuente de alimentación y servomotor.	76
48	Lista de comandos para los ensayos de fatiga por torsión bajo una relación de carga R=0 y 10 Hz de frecuencia, de 0° a 2.8°.	77
49	Gráfica: Valor Robotis vs ángulo de torsión con carga, a diferentes frecuencias.	78
50	Dimensiones del espécimen de torsión en mm.	79
51	Gráfica: Valor Robotis vs ángulo de torsión sin carga, a diferentes frecuencias.	79
52	Efecto de la frecuencia de torsión en el valor de Robotis y ángulo de torsión, en la aleación de aluminio 6061-T6.	80

53	Gráfica: Valor Robotis vs ángulo de torsión a 10 Hz, para especímenes con y sin carga.	80
54	Vista superior de una probeta girada 1° y su respectivo cambio de posición en el eje horizontal.	81
55	Ventana principal del programa CNC-Calc v6.	82
56	Primera parte del maquinado de las probetas: corte, refrentado y taladrado de centros.	82
57	Segunda parte del maquinado de las probetas en CNC.	83
58	Tipo de estudio en Ansys.	83
59	Selección de elemento SOLID 185 en Ansys.	84
60	Selección de problema lineal – elástico – isotrópico, en Ansys.	84
61	Módulo de elasticidad en torsión y coeficiente de Poisson de la aleación 6061 – T6.	84
62	Modelado de un rectángulo y un círculo en Ansys.	84
63	Operación booleana entre el rectángulo y el círculo.	85
64	Extrusión de área a lo largo del eje X.	85
65	Malla libre aplicada al volumen.	85
66	Condiciones frontera de la probeta.	86
67	Etapa de solución en Ansys.	86
68	Máximo esfuerzo cortante por torsión en el plano XZ.	87
69	a) Zona de máxima concentración de esfuerzos, b) Zona de máximos desplazamientos.	87
70	Metodología seguida.	91
71	a) Forma, dimensiones (mm), y restricciones de las probetas a torsión, b) barras sólidas y probetas fabricadas.	94
72	Un grado de torsión induce 44MPa en la sección de cuello de la probeta.	94
73	Una carga de 9.81N induce 44MPa en la sección de cuello en una probeta de flexión rotativa.	95
74	Resistencia a la fatiga de la aleación 6063 – T5, en ensayos de flexión rotativa y torsión.	96
75	a) Caminos de grieta para flexión rotativa, y b) caminos de grieta por torsión.	97
76	a) Propagación intergranular de grieta al centro del espécimen bajo cargas de torsión, b) alta deformación plástica en la sección angosta del espécimen.	98
77	Relaciones de carga bajo ensayos de fatiga por torsión: a) Relación de carga R=0, b) relación de carga R=-1.	100
78	Resultados experimentales de resistencia a la fatiga por torsión en la aleación de aluminio 6061-T6, R=0 y R=-1.	100
79	Dimensiones de los especímenes de prueba (mm) y restricciones a), simulación numérica bajo un ángulo de 1° y el esfuerzo inducido a lo largo de la probeta.	102
80	Caminos de grieta para ensayos de fatiga por torsión: grieta dúctil, perpendicular al eje principal del espécimen a) b), grieta frágil a través de un ángulo cercano a 45°.	103

81	Superficies de fractura con alta carga aplicada y dos puntos de inicio de grieta a), superficies de fractura con 3 puntos de inicio de grieta que convergen en una zona granular b).	104
82	Dimensiones (mm) del espécimen de ensayos de torsión a), y sujeción de la probeta en la máquina de torsión b).	106
83	Desplazamientos de torsión para las dos relaciones de carga y ángulos de torsión de 3.22 grados: carga completamente reversible R=-1 a), y relación de carga R=0, b).	107
84	Set de probetas maquinadas a partir de una barra sólida.	107
85	a) Cálculo de los desplazamientos en torsión (mm), b) esfuerzo de cizalladura en MPa.	108
86	Vidas en fatiga con relaciones de carga R=0 y R=-1 para la aleación de aluminio 6061-T6.	109
87	Vidas en fatiga con relaciones de carga R=0 y R=-1 para la aleación de aluminio 6063-T5.	110
88	Superficie de fractura para la aleación 6061-T6. a) Grita circunferencial por fatiga producida por torsión cíclica, b) superficie de fractura con propagación de grieta intergranular convergiendo en una zona granular, c) fractografía mostrando coalescencia de micro huecos resultado de carga torsional.	111
89	a) Diagrama de cuerpo libre de la probeta de torsión, b) Máxima deformación elástica por cizalladura producida por 0,64 N-m de par aplicado.	112
90	Evolución cualitativa del ángulo de torsión θ con las dimensiones geométricas del espécimen: a, b y c.	114
91	Resistencia a la fatiga por torsión para las aleaciones de aluminio: 6061-T6 y 6063-T5, bajo relación de carga R=0.	115
92	a) y b) Caminos de fractura dúctil por torsión de la aleación 6063-T5; c) vista lateral de fractura frágil y d) superficie frontal de fractura de la aleación de aluminio 6061-T6.	112
93	Superficies de fractura de la aleación 6063-T5 observadas mediante microscopía electrónica de barrido (SEM).	113
94	Superficies de fractura de la aleación 6063-T5 observadas mediante microscopía electrónica de barrido (SEM).	113

ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla		Página
1	Máximos esfuerzos de Von Mises y máximas deformaciones en el eje Y para simulaciones numéricas a diferentes valores de torque.	58
2	Máximos esfuerzos de Von Mises y máximas deflexiones en el eje Y para simulaciones numéricas del acero inoxidable AISI 430, a diferentes valores de torque.	59
3	Características de los actuadores.	
4a	Composición química en peso (%) de la aleación de aluminio 6063 – T5.	81
4b	Composición química en peso (%) de la aleación de aluminio 6061 – T6.	81
5a	Principales propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6063 – T5.	82
5b	Principales propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6061 – T6.	82
6	Relación ángulo – esfuerzo de la aleación 6061 – T6.	90
7	Relación ángulo – esfuerzo de la aleación 6063 – T5.	90
8	Resistencia a la fatiga para ensayos con R=0, a 3.22° de torsión.	101
9	Resistencia a la fatiga para ensayos con R=0, a 2.93° de torsión.	101
10	Resistencia a la fatiga para ensayos con R=0, a 2.64° de torsión.	101
11	Resistencia a la fatiga para ensayos con R=0, a 2.34° de torsión.	102

SIMBOLOGÍA.

Kg	Kilogramo
N-m	Newton metro
N	Newton
VDC	Volts corriente directa
mm	Milímetros
R	Relación de carga
rpm	Revoluciones por minuto
CD	Corriente directa
”	Pulgadas
Hz	Hertz
KN	Kilo Newton
σ_0	Límite de cedencia
E	Módulo elástico
σ_{max}	Resistencia máxima
σ	Esfuerzo
FS	Factor de seguridad
θ	Ángulo de torsión
δ_s	Deformación tangencial
γ	Distorsión
L	Longitud
τ	Esfuerzo cortante
G	Módulo de corte
$\tau_{máx}$	Esfuerzo cortante máximo
T	Momento torsor
dP	Elemento diferencial de fuerza
M	Momento
T_r	Par resistente
J	Momento polar de inercia
rad	Radian
ρ	Longitud de radio
w	Velocidad angular
f	Frecuencia
P	Potencia
W	Watt
KW	Kilo watt
r/s	Radianes sobre segundo
MN/m ²	Mega Pascales
GN/m ²	Giga Pascales
U	Energía de deformación

Pa	Pascal
MPa	Mega Pascal
GPa	Giga Pascal
SEM	Microscopía de berrido electrónico (por sus siglas en inglés)

INTRODUCCIÓN

El desarrollo del presente proyecto doctoral se inscribe en la continuidad de la formación de recursos humanos de calidad en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo (UMSNH) en México. Desde hace 13 años, el posgrado en ingeniería mecánica ha estado estudiando un área muy poco desarrollada en el país, como es el caso de la mecánica de la fractura y la resistencia a la fatiga en materiales industriales, lo que constituye un antecedente para el sustento del proyecto.

En los últimos 30 años ha habido un aumento en el interés de mejorar la calidad, productividad y confiabilidad de los productos fabricados [1]; por ejemplo, en la industria automotriz debido a la competencia global y la gran demanda de los clientes en el terreno de seguridad, durabilidad y confiabilidad de carros. Como resultado, los materiales que componen estos productos deben ser diseñados y probados para una suficiente resistencia a la fatiga a gran número de ciclos.

A pesar de que se han llevado a cabo esfuerzos para desarrollar métodos y máquinas para realizar ensayos de fatiga mecánica, en México no existe un gran número de patentes en esta área, cabe destacar que la UMSNH cuenta con una de esas patentes y que se encuentra en uso intensivo en la facultad de ingeniería mecánica bajo la supervisión del Dr. Gonzalo Domínguez, autor de la patente [2,3] y director de este trabajo doctoral, ver Figura 1. Aunado a ello, existe un área que no es extensamente investigada dentro del comportamiento de fatiga mecánica, esta es: la resistencia a la fatiga en torsión.

En el curso del estudio se desarrollará una máquina de fatiga capaz de realizar ensayos de fatiga por torsión y de combinación flexión torsión. La fatiga por torsión es un tema raramente tocado en nuestro país y menos con equipo construido por los autores del trabajo (dependencia tecnológica); por lo cual este trabajo doctoral se enfoca en sentar las bases teóricas de fatiga por torsión aplicadas a nuestros resultados experimentales, siendo esta última una contribución científica del proyecto, dada la relevancia científica y tecnológica a nivel internacional en este tema.



Figura 1. Dispositivo experimental para ensayos de fatiga en flexión rotativa (Número de patente 276818, recibida en 2010).

De manera global, el presente estudio abarca la concepción y el diseño de una máquina de fatiga mecánica con la capacidad de realizar ensayos en diferentes modalidades, particularmente de fatiga por torsión. Del mismo modo, se presenta una serie de investigaciones relacionadas con el estudio de la resistencia a la fatiga por torsión de las aleaciones de aluminio 6061-T6 y 6063-T5.

Este estudio doctoral nace como respuesta a la necesidad en alumnos de la facultad de ingeniería mecánica de la UMSNH, de investigar el fenómeno de fatiga por torsión; tomando en cuenta el alto costo de los dispositivos mecánicos existentes en el comercio (algunos superiores a un millón de pesos), la dependencia tecnológica con otros países productores de tecnología y la necesidad de formar recursos humanos en el área de fatiga mecánica. Habitualmente se imparte la teoría básica necesaria para el cálculo de componentes de máquinas, pero en el caso de fatiga por torsión, los estudiantes se encuentran con dificultades para realizar ejercicios prácticos de ensayos destructivos; más aún, la teoría de fatiga sigue siendo un área de oportunidad por conocer e investigar, particularmente el caso de ensayos de vida en fatiga en condiciones de torsión. Tres aspectos fundamentales en esta última modalidad de fatiga no han sido completamente comprendidos y siguen siendo investigados:

1. La influencia de la frecuencia a la cual fueron realizados los ensayos.
2. El efecto de la relación de carga R en los ensayos de fatiga.
3. El espectro de carga durante los ensayos.

Por ello, se resumen aquí cuatro artículos publicados que detallan: Una máquina de fatiga capaz de realizar diferentes tipos de ensayos, comenzando por el diseño conceptual, diseño a detalle, manufactura, ensamble, programación, control y puesta en marcha de ensayos de fatiga mecánica por torsión. Continuando con la explotación intensiva de ensayos de fatiga por torsión, dando respuesta a preguntas

como ¿Cuál es el efecto de la relación de carga R en ensayos de torsión?, ¿Cómo se diferencia el comportamiento de la aleación de aluminio 6063-T5 en fatiga por torsión contra fatiga por flexión rotativa?, y ¿Cuál es la respuesta de vida en fatiga por torsión de las aleaciones 6061-T6 y 6063-T5?

La parte concerniente al diseño y manufactura de la máquina de ensayos de fatiga mecánica, se ha realizado haciendo hincapié en un carácter didáctico de los conceptos y principios fundamentales, sin entrar en un análisis exhaustivo de las ecuaciones de fatiga mecánica por torsión; en cambio, se muestra una metodología general para llevar a cabo ensayos de fatiga por torsión, con la finalidad de que el lector aprenda mediante un método simple y sencillo a utilizar dicha máquina. En este respecto, el autor encontró en estudios previos de maestría [3-6] algunas áreas susceptibles a mejorar en una máquina de fatiga, tales como: mejorar la alineación, reducir las vibraciones y mejorar el control automático.

ANTECEDENTES

Los antecedentes más significativos asociados a este proyecto doctoral son: una patente obtenida en mayo del 2010 bajo el título “máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa, a gran número de ciclos” con el número de patente 276818; la dirección de 6 tesis de maestría de estudiantes graduados en la maestría de Ingeniería Mecánica en esta disciplina (Fatiga – Mecánica de la fractura), con al menos una publicación en un journal internacional; la solicitud de una segunda patente depositada en Diciembre del 2011 ante el IMPI (Instituto Mexicano de la Propiedad Intelectual), concerniente a una máquina de fatiga ultrasónica o giga cíclica (en nuestro conocimiento, única en América Latina al momento de depositar la solicitud ante el IMPI) y la participación en congresos nacionales e internacionales para promover los resultados en el marco de trabajo del programa de maestría.

HISTORIA Y DEFICIÓN DE FATIGA [7]

El agrietamiento por fatiga es un proceso progresivo que culmina en la fractura de un material sujeto a cargas repetitivas y fluctuantes, cuyo máximo valor es siempre menor que el límite de fluencia. Las fracturas por fatiga inician como grietas que crecen bajo la acción de esfuerzos fluctuantes hasta alcanzar un tamaño crítico y finalmente la fractura ocurre. La fatiga en su primera y mediana etapa, aparentemente no produce cambios en la geometría o microestructura del material y las grietas producidas son muy delgadas, haciendo muy difícil de detectarlas de manera anticipada, de aquí su peligro. Se estima que más del 90% de los fallos mecánicos son atribuidos a fallos por fatiga o combinación fatiga – corrosión [8].

La fatiga mecánica es un fenómeno reconocido desde el inicio del uso de maquinaria y estructuras metálicas de gran escala en la mitad del siglo diecinueve. La fractura aparentemente frágil de las piezas que fallaban por fatiga, en aquel tiempo se interpretó como una “cristalización” del metal durante el uso que lo volvía frágil como el vidrio y hacia que fracturara bajo cargas o impactos súbitos; pero gracias a las investigaciones de Wöhler [9-12] se supo que este fenómeno no alteraba las propiedades del material, más bien era un proceso gradual de agrietamiento producido por la acción de cargas repetidas, introduciendo de manera formal el concepto de fatiga. Hoy en día se sabe que la fatiga ocurre en virtualmente todos los materiales ingenieriles, incluyendo plásticos y algunos cerámicos. A pesar de los grandes avances en el tema, este tipo de fallo mecánico sigue siendo incomprendido en su totalidad y muchas investigaciones son conducidas con el propósito de predecir la vida en fatiga, desarrollar materiales resistentes a ella y entender sus mecanismos.

Para que la fatiga ocurra deben coincidir las 3 siguientes condiciones:

1. Un esfuerzo suficientemente alto, pero menor que el esfuerzo de fluencia del material.
2. Una variación o fluctuación de esfuerzo mayor al límite de fatiga.
3. Un número suficiente de ciclos de carga.

En otras palabras, lo que importa en fatiga no es si va a ocurrir o no (teóricamente siempre va a ocurrir un fallo), pero en términos de tiempo o número de ciclos ¿Cuándo se presentará? Y si ese tiempo o número de ciclos es más grande que la vida esperada del componente en servicio.

Esto hace que la fatiga sea evaluada en términos de tiempo o de número de ciclos que toma en ocurrir la fractura final, definiendo esa cantidad como vida en fatiga. De este modo, en ciertos casos, es muy probable que el fallo por fatiga ocurra después de cierto tiempo, pero si la vida en fatiga es más grande que la vida esperada, entonces es más probable que el componente falle por alguna otra causa diferente a fatiga mecánica. Esto limita las preocupaciones por evaluar la vida de componentes donde la fatiga ocurre en una etapa temprana o aquellas en donde bajo ciertas condiciones la fractura puede ocurrir de manera inexplicable y rápida. Desafortunadamente, hay abundancia de componentes que son candidatos a fatiga, algunos de los más notables son:

- Partes estructurales de aviones.
- Partes de suspensión, dirección y frenos de vehículos terrestres.
- Todo tipo de motores.
- Pistones y prensas hidráulicas.
- Estructuras de puentes y edificios.
- Partes de maquinaria.
- Grúas, montacargas y equipos de manejo de materiales.
- Bombas y turbinas.
- Tuberías.
- Reactores.
- Ruedas y vías de ferrocarril, etc.

Dos de los primeros descubrimientos respecto a la naturaleza de fatiga fueron: primero, que entre más grande sea la amplitud del esfuerzo, el número de ciclos de carga requerido para causar el fallo se reduce a una razón exponencial y segundo, que la presencia de muescas afiladas, grietas y generalmente cualquier concentrador de esfuerzo reduce drásticamente el número de ciclos a la falla. Fue claramente demostrado en las gráficas de amplitud de esfuerzo vs. Número de ciclos a la falla introducidas por Wöler [9-12], conocidas como gráficas SN por sus siglas en inglés (stress – number of cycles), como se muestra en la Figura 2.

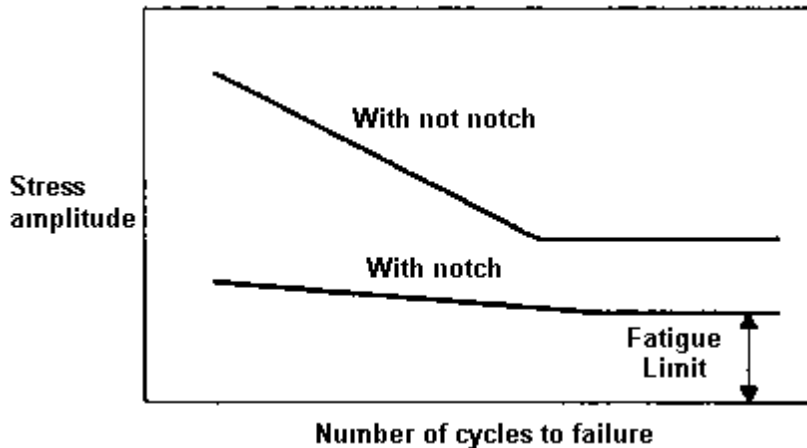


Figura 2. Grafica de vida en fatiga [7].

Subsecuentemente, fue observado que la fatiga puede ser dividida en tres fases. Las cuales son fácilmente distinguibles y son mencionadas a continuación:

1. Etapa I, nucleación de grietas. También llamada etapa de “daño interno” y ocurre en la ausencia de concentradores de esfuerzos. A esta etapa la deformación cíclica causa una alteración de la subestructura de dislocaciones que conducen a la formación de discontinuidades geométricas que subsecuentemente se desarrollan en grietas. La extensión de este paso depende de la amplitud del esfuerzo, en bajas amplitudes de esfuerzo, la nucleación de grietas puede absorber más del 90% de la vida en fatiga.
2. Etapa II, propagación de grietas. Para la mayoría de casos reales, la fatiga transcurre como una grieta de propagación estable en el material, ya sea por la presencia de concentradores de esfuerzos o porque la nucleación de grietas es acelerada por algunos medios. En este punto la fractura ocurre por un mecanismo particular asociado con la deformación plástica en la punta de la grieta, mientras la deformación del resto de la pieza puede ser del tipo elástica. Esta situación permite la aplicación del análisis mediante la mecánica de la fractura elástica lineal y la predicción de vida en fatiga en componentes reales.
3. Etapa III, la fractura final. Cuando la grieta está próxima a alcanzar su tamaño crítico, la fractura comienza a ocurrir por una combinación de fatiga (es decir, deformación cíclica de la punta de la grieta) y formas de fractura estática, como la fractura por coalescencia de huecos. En esta etapa la falla es controlada por la tenacidad a la fractura del material y con una gran influencia de la microestructura y del estado de esfuerzos.

La fatiga es un fenómeno complejo de analizar por la gran cantidad de factores que afectan este fenómeno. Entre dichos factores se cuentan:

1. Concentración de esfuerzos (geometría).

2. Estado de esfuerzos y deformaciones.
3. Tamaño.
4. Microestructura.
5. Propiedades mecánicas (dureza, tensión, tenacidad a la fractura).
6. Temperatura.
7. Medio ambiente.
8. Esfuerzos residuales.
9. Combinación de esfuerzos (carga multi-axial).
10. Acabado superficial.

FRACTURA POR FATIGA.

La fatiga es fácilmente identificable en una pieza ya fracturada, por la apariencia de la superficie de fractura. La Figura 3 muestra el aspecto típico de una fractura por fatiga.

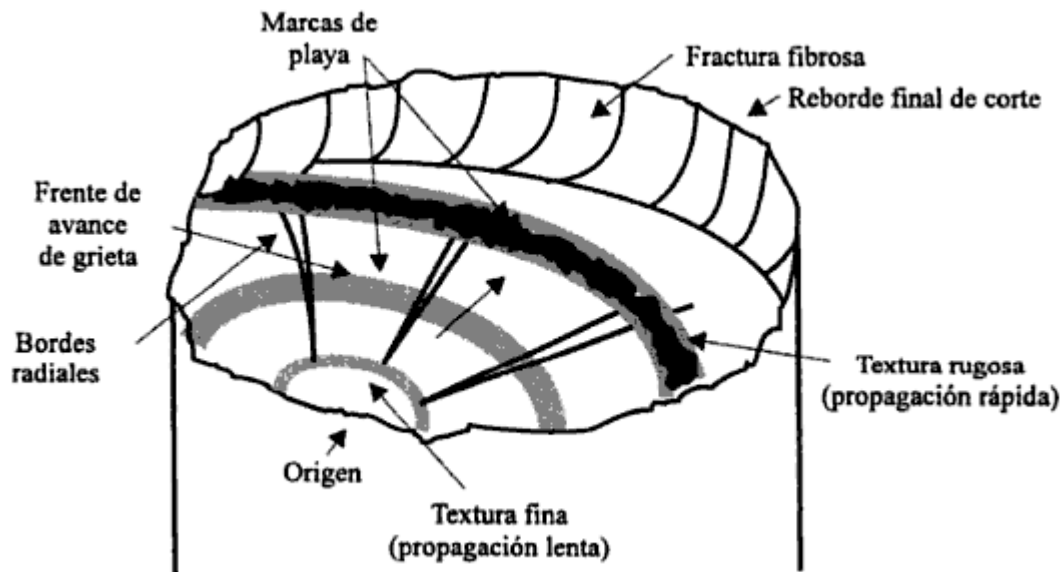


Figura 3. Superficie de fractura por fatiga [7].

La superficie de fractura por fatiga puede dividirse en tres zonas:

1. Zona de inicio. Las superficies de fractura por fatiga en su etapa de inicio no presentan rasgos sobresalientes, siendo estas superficies lisas, planas,

brillantes y con muy pocas líneas, pudiendo notarse pequeños escalones en la zona de iniciación debido a la nucleación de varias grietas simultáneamente. Usualmente el límite de la zona de iniciación está bien definido por una línea de frente de propagación.

2. Zona de propagación estable. Es una superficie relativamente plana, orientada perpendicularmente a la dirección del esfuerzo principal máximo, brillante u opaca según el medio en que se encuentre la pieza. La principal característica de esta superficie es la presencia de marcas en forma de ondas o surcos paralelos entre sí, ligeramente curvos y cuyo centro parece navegar hacia el punto de inicio. Estas marcas son conocidas como “marcas de playa”, por su semejanza con las ondas formadas en la arena de playa por efecto del viento y la marea. Estas marcas son formadas por el frente de propagación de la grieta cuando éste sufre alguna alteración por variación de la amplitud de carga, detención temporal, o cambio del ambiente y por lo mismo son muy valiosas en un análisis de fallas para reconstruir la secuencia de la falla. La segunda característica sobresaliente de esta superficie son una serie de escalones o bordes radiales, paralelos a la dirección de propagación de la grieta y que se forman cuando la grieta se propaga a niveles ligeramente diferentes.
3. Zona de fractura final. Cuando la grieta está próxima a alcanzar su tamaño crítico, la alta concentración de esfuerzos provoca una transición a una fractura por corte y la superficie de fractura se hace más rugosa y comienza a inclinarse hasta un ángulo cercano a los 45° , formando un labio en la zona de desprendimiento final. Dependiendo de la ductilidad del material, puede presentarse una deformación severa e incluso un cuello en esta zona.

Ha sido mencionado que las grietas por fatiga inician típicamente en la superficie y son asociadas a concentradores de esfuerzos; ello hace que la zona de inicio de fractura sea relativamente fácil de identificar por microscopía, ya que se encuentra localizada cerca de una superficie libre tal como un concentrador, por ejemplo, una muesca, una picadura, una grieta, etc. Únicamente en las partes con fallas internas graves (como fundiciones con porosidades) y materiales con partículas de formas agudas, las grietas por fatiga pueden nuclear por dentro. Las características macroscópicas del área de iniciación de fracturas internas son básicamente similares a aquellas observadas en fracturas en la superficie.

La extensión de cada zona de fractura por fatiga depende de la magnitud del concentrador de esfuerzos, la amplitud de carga y tenacidad a la fractura del material. La Figura 4 muestra las zonas características de una típica superficie de fractura por fatiga.

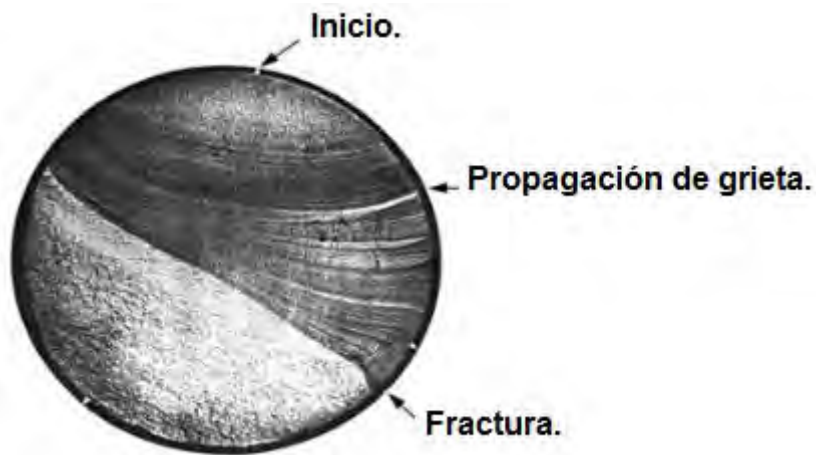


Figura 4. Zonas características en una superficie de fractura por fatiga típica [13].

EQUIPO Y MÁQUINAS DE ENSAYOS DE FATIGA [14,15]

Las máquinas para ensayos de fatiga pueden clasificarse desde diferentes puntos de vista tales como el propósito del ensayo, tipo de esfuerzo, forma de producir la carga, características de operación, tipo de carga... La secuencia más apropiada de estas alternativas para construir un sistema de clasificación depende de quien lo va a usar.

Un sistema puede ser preferido por el fabricante de máquinas de fatiga y otro por los investigadores. El propósito de esta sección está destinado a mostrar los diferentes tipos de máquinas de fatiga por flexión rotativa y por torsión, de acuerdo a la siguiente clasificación general.

FLEXIÓN ROTATIVA:

- Carga producida por deflexión mecánica.

Si un cable es flexionado y rotado alrededor de su propio eje, se obtiene un método fácil y eficiente para producir amplitudes de esfuerzo constantes. Máquinas de este tipo fueron diseñadas por Kenyon [14] y fueron descritas y usadas por Votta [16].

- Cargas producidas por pesos muertos y/o resortes de fuerza constante.

Este tipo de máquinas usan una probeta rotando o una carga rotando. El primer diseño es la clásica máquina de fatiga introducida por Wöhler [12]. El mérito de este principio se encuentra en el hecho de que todas las fuerzas de inercia son fácilmente removidas. El primer diseño desarrollado por Krouse [17] y también descrito por Moore y Krouse [17,18] alcanzando velocidades alrededor de 30,000 rpm.

TORSION:

- Carga de flexión producida por fuerzas mecánicas o de inercia.

Máquinas de este tipo fueron desarrolladas por Wöhler [12], usando un actuador manual operando directamente en una probeta conectada en serie con un resorte embobinado o barra pesada de torsión.

DISEÑOS ACTUALES

1. Máquinas de fatiga por flexión rotativa.

En internet es fácil encontrar varios diseños de máquinas de fatiga por flexión rotativa [18-21] la mayoría de ellos son de patentes extranjeras y los costos son significativamente altos debido a que son fabricadas con componentes caros como servomotores, bombas hidráulicas de aceite o compresores de aire, actuadores hidráulicos y neumáticos, además presentan una morfología robusta y suficientemente pesada (en algunos de los casos). Aquí se encuentran algunos de los más notables:

- FATIMAT (prototipo de una máquina de fatiga por flexión rotativa).

Esta máquina trabaja a una velocidad de 6000 rpm para ensayos a alta frecuencia, la longitud de las probetas a ser ensayadas es de aproximadamente 300mm mientras que el diámetro va desde 26mm hasta 4mm; en términos de fuerza de flexión, es superior a 20KN. Finalmente cuenta con una carga programable en secuencia a través de un actuador [18,19].

- Probador de fatiga R. R. Moore.

Velocidad de operación de 500 a 10,000 rpm con una estabilidad de $\pm 2\%$, contador de ciclos de 1 a 99, 999, 999, caja de seguridad transparente. Finalmente, la carga es aplicada por pesos colgantes [19,20].

- Máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa de la Universidad Nacional de Comahue, Buenos Aires.

Esta es una máquina de flexión en 4 puntos para caracterizar la fatiga en materiales. La probeta a ensayar es acorde a la norma estándar ASTM E466-82-1986 5mm a 8mm de diámetro, alcanzando esfuerzos máximos alrededor de 800 MPa para probetas arriba de 8 mm. Las cargas son aplicadas usando pesos y un mecanismo de palanca; la máquina está equipada con un motor de inducción de 2900 rpm controlado por un inversor comercial que permite realizar ensayos a diferentes velocidades. Cuenta con un contador de ciclos y un interruptor de paro automático cuando la probeta fractura [20,21].

- Máquina de ensayos para fatiga por flexión rotativa de la Universidad Federal de Tecnología de Akure, Nigeria.

Esta máquina tiene un motor CD de 1 HP. Trabaja a 50 Hz, tiene un contador de 6 dígitos, la carga es aplicada mediante pesos muertos y la probeta es sostenida por un mandril de 7/16". Tiene un sensor de proximidad para detener el ensayo cuando el espécimen fractura. Es relativamente barato comparado con otros diseños similares en el mercado [21,22].

- *Máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, México.*

Esta máquina fue diseñada, construida y patentada por el Dr. Gonzalo M. Domínguez Almaraz; dicha máquina trabaja a velocidad variable y alcanza 150 Hz, la carga se aplica mediante un mecanismo de resorte por tensión y una celda con capacidad de carga desde 0.02 Kg hasta 20 Kg. Un interruptor de contacto detiene el ensayo cuando la probeta fractura y un contador electrónico de ciclos se detiene simultáneamente cuando lo hace la máquina [2-5]. Cabe señalar que esta máquina fue usada por el autor del presente trabajo en estudios previos de maestría.

2. Máquinas de fatiga por torsión.

Estas a diferencia que en flexión rotativa, el esfuerzo es creado por torcedura, ya sea en una o dos direcciones de rotación; son más difíciles de encontrar que las anteriores y las existentes son también de patente extranjera. Este tipo de máquinas de fatiga ensayan el esfuerzo a la torsión, característico de engranes, turbinas, motores, ejes, acoplamientos y embragues de transmisión de torsión en automóviles, máquinas eléctricas y vehículos en general. A continuación, se enlistan algunas de estas máquinas.

- *Máquina de ensayos de fatiga para torsión arm-high resolution.wmv*

Un actuador rotatorio servo hidráulico es usado para simular el efecto de transmisión torque a los elementos de máquinas y estructuras. Esta máquina fue desarrollada en el instituto de investigaciones en ciencia y tecnología en Tailandia (no se muestran detalles) [21,22].

- *Máquina de ensayos de fatiga SHIMADZU.*

Esta es una máquina comercial "SHIMADZU Excellence in science" que tiene un torque de sujeción que va desde 0.5 a 20KN.m de torque generado por un actuador hidráulico [23,24].

- *Máquina de ensayos de torsión con engranes.*

Esta es una máquina americana de la Purdue University, West Lafayette, que consiste en una base, un actuador hidráulico rotatorio y una celda de carga [24,25].

3. Máquinas de fatiga por combinación flexión torsión.

En este tipo de máquinas, el esfuerzo inducido es transmitido a la probeta de ensayo por combinación de una carga de flexión y una de torsión, ambas actuando simultáneamente.

- *Dispositivo de flexión – torsión.*

Los laboratorios de Battelle Columbus [25,26], donaron el marco conceptual para esta máquina. Fue fabricada en torno a las actividades del comité de diseño y evaluación de fatiga de la SAE. El dispositivo puede ser programado para realizar cualquier historial de carga de torsión o flexión en probetas cilíndricas con formas de ejes [26,27].

- *Sistema de ensayos de fatiga bajo carga axial-torsión 8874.*

El 8874 es un sistema que provee carga axial-torsion mediante un actuador en la cruceta superior. Cuenta con alineación de precisión mediante dos columnas. Esta es una máquina patentada por Instron [27,28] y sus características son: 25 KN de capacidad de carga axial, 100N.m de capacidad de torque y compensación de fuerzas de inercia.

JUSTIFICACIÓN.

Los problemas de grietas en componentes y sistemas mecánicos industriales son comúnmente asociados con grietas por fatiga y fatiga – corrosión. La fatiga por torsión está largamente presente en las industrias modernas, particularmente en ejes de transmisión de potencia (motores eléctricos, transmisión de potencia hidráulica, ejes sujetos a torsión, etc.) Y sigue siendo un área de experiencia a nivel mundial poco explorada. Sin embargo, existe una fuerte demanda en expansión en los últimos 13 años en México, particularmente en la industria automotriz y aeronáutica; la formación de expertos en esta disciplina científica es muy pequeña (alrededor de 6 en el país).

Tres aspectos principales de la fatiga por torsión no son suficientemente estudiados en la actualidad: nivel de carga, frecuencia de carga y espectro de carga a través del tiempo. El desarrollo de una máquina de torsión en el marco de esta tesis doctoral, tomando en cuenta el diseño óptimo en su construcción, pudiendo estudiar la variación de los parámetros anteriormente mencionados a fin de conocer las más diversas demandas del sector industrial.

En adición a lo anterior, este proyecto corresponde a una necesidad específica en México de formar recursos humanos especializados en un área pobremente desarrollada, a pesar de su gran impacto a nivel industrial y científico. Aunque el tema de fatiga mecánica ha sido cada vez más investigado, no hay un número significativo de investigadores nacionales trabajando con fatiga mecánica en torsión y que hayan construido sus propias máquinas de ensayos, de aquí, este proyecto presenta la contribución tecnológica de una máquina diseñada y construida por investigadores nacionales, al mismo tiempo de trabajar en el estudio del fenómeno de fatiga mecánica, que es también pobremente investigado y presenta una contribución científica bajo la misma tesis doctoral.

OBJETIVO GENERAL.

Construir una máquina para ensayos de fatiga en diferentes formas, particularmente de fatiga por torsión; estudiar con dicha máquina el comportamiento de materiales industriales bajo la modalidad de fatiga por torsión y aplicar los resultados experimentales para desarrollar las bases teóricas de fatiga en dicha modalidad.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

1. Comparar la vida en fatiga por torsión contra la vida en fatiga por flexión rotativa de la aleación de aluminio 6063-T5.
2. Estudiar el comportamiento de fatiga por torsión de la aleación 6061-T6.
3. Realizar un estudio comparativo de la resistencia a la fatiga por torsión entre las aleaciones de aluminio 6063-T5 y 6061-T6.
4. Analizar las superficies de fractura para determinar posibles causas de fallo por fatiga en torsión.

HIPÓTESIS.

Es posible construir una máquina de ensayos de fatiga que trabaje en diferentes modalidades, con la cual se pueda estudiar el comportamiento a la fatiga por torsión en materiales industriales, es también posible estudiar el efecto de la relación de carga en los ensayos de torsión en dicha máquina. Se espera verificar que la resistencia a la fatiga por torsión es menor a la resistencia a la fatiga por flexión rotativa para las aleaciones de aluminio 6063-T5 y 6061-T6.

CAPÍTULO I.

MARCO TEÓRICO.

Fractura de estructuras [30].

La fractura es un fenómeno que ha recibido atención constante prácticamente desde que se comenzaron a utilizar en gran escala máquinas y estructuras cuya función principal es la de resistir y transmitir una carga o presión. En particular, el uso de componentes metálicos siempre ha sido acompañado del riesgo de fractura y la fractura de grandes estructuras ha sido acompañada de considerables pérdidas materiales, económicas y humanas. Es común también que aunque muchos casos de fallas ocurran una vez en toda la vida, una sola falla puede significar una gran catástrofe, como es el caso de los accidentes aeronáuticos, las explosiones en grandes ductos de gases o líquidos combustibles o las fallas de reactores nucleares. Las pérdidas por estas fallas usualmente no se limitan a la pérdida de la estructura y a los daños causados a las vidas humanas y propiedades aledañas; con frecuencia también hay grandes pérdidas por la demora de la producción, daños al ambiente y el deterioro ante la opinión pública de la imagen de la empresa. La fractura prematura de pequeños componentes también es un problema insidioso que es asociado por el usuario como una mala calidad del producto. En resumen, sería imposible cuantificar la magnitud de las pérdidas causadas por las fallas asociadas con la fractura, en componentes grandes y pequeños y se puede decir que la fractura ha significado en muchos casos un freno al desarrollo tecnológico de naciones enteras.

A través del tiempo se he demostrado que criterios tradicionales de diseño de estructuras bajo la suposición de la ausencia de defectos, para después considerar su efecto mediante factores de seguridad (o de ignorancia) son arriesgados y muchas veces carentes de todo fundamento. La mecánica de la fractura es la disciplina que provee las bases y la metodología para el diseño y la evaluación de componentes agrietados a fin de desarrollar estructuras más resistentes y tolerantes a los defectos. Sin embargo, la mecánica de la fractura se encuentra aún en fase de desarrollo y actualmente se realizan grandes esfuerzos en todo el mundo para comprender mejor el fenómeno de la fractura y desarrollar mejores métodos de medición y análisis de grietas. Un hecho significativo es que en las revistas especializadas de investigación en materiales, de un 40 a un 50% de los artículos publicados están relacionados directa o indirectamente con el comportamiento mecánico y la fractura. En el ámbito industrial, la mecánica de la fractura es extensamente empleada en las industrias aeronáutica, aeroespacial y nuclear y comienza a ser usada con mayor frecuencia en el diseño automotriz, en diseño y mantenimiento de plantas de generación de potencia y en las industrias química y petrolera.

Aunque la operación económica y segura de componentes e instalaciones requiere cada vez más de un diseño resistente al agrietamiento y a la fractura; la mecánica

de fractura es también de gran utilidad en aquellos componentes que ya han sido contruidos o fabricados e incluso que ya fallaron, para proveer los criterios de aceptación o rechazo, frecuencia de inspección y para definir los límites de operación.

Las aplicaciones prácticas de la mecánica de la fractura redundan finalmente en una mayor seguridad y economía en la operación, inspección y mantenimiento de estructuras y componentes en servicio y al reducir el problema de las fallas inesperadas y catastróficas, permite a los ingenieros una mayor atención a otros aspectos fundamentales, como son el desarrollo de nuevos materiales y la mejora en diseños que finalmente repercuten en un mayor avance tecnológico.

Definiciones y conceptos básicos.

La fractura es la separación o fragmentación de un sólido bajo la acción de una carga externa, a través de un proceso de creación de nuevas superficies; las superficies de fractura. Usualmente, para fracturar un material se requiere incrementar la carga progresivamente hasta que un proceso de nucleación y propagación de grietas ocurra. Dependiendo de las condiciones de carga, geometría del cuerpo y de las propiedades mecánicas del material, para fracturar un componente estructural, puede ser necesario sostener e incluso incrementar la carga después de que la iniciación de grietas ha tenido lugar; mientras que en otros casos bastará con alcanzar el punto de iniciación de grieta que después se propagará espontáneamente. Una circunstancia muy importante es que la fractura puede iniciar a partir de una grieta preexistente en el material, entonces la etapa de nucleación de grietas es suprimida y el proceso se reduce a iniciar la propagación de la grieta.

Es importante señalar que para que la fractura ocurra no es necesario que el esfuerzo de iniciación y propagación de grietas esté presente en todo el volumen del cuerpo, pues basta con que este esfuerzo se alcance en una región estrecha para que la fractura ocurra; esto se conoce como principio de la ruptura de cadena que establece que: “para romper una cadena, basta con romper un eslabón”.

El hecho de que una fractura pueda iniciar en regiones muy localizadas y frecuentemente pequeñas de un componente estructural y de que ocurra a esfuerzos menores de los de diseño, le dan sus características de ser súbita, inesperada y catastrófica. Estas características del fenómeno de fractura de materiales son las que la hacen objeto de estudio de gran importancia en la actualidad; el conocerla y comprenderla mejor ayudará a prevenirla y predecirla con mayor exactitud, lo que repercutirá en mayor seguridad para la industria y la vida diaria en general.

Desde el punto de vista del comportamiento de los materiales, se reconocen dos tipos de fractura dependiendo de la cantidad de deformación plástica previa, estos son:

Fractura frágil: es la que ocurre cuando la deformación de la mayor parte del cuerpo es elástica, de manera que después de la fractura, los fragmentos de la pieza pueden volver a juntarse sin que haya cambios significativos en la geometría.

Fractura dúctil: es la fractura que ocurre después de una apreciable deformación plástica del cuerpo, entendiéndose que los esfuerzos en una región relativamente grande de la pieza rebasaron el esfuerzo de cedencia o límite elástico.

La Figura 5 presenta en forma esquemática dos cuerpos con fractura frágil y dúctil respectivamente. La clasificación de las fracturas en frágiles y dúctiles es estrictamente ingenieril, ya que de hecho, en algunas fracturas de aspecto frágil, puede existir una intensa deformación plástica, solo que ésta se localiza en una región pequeña alrededor de la grieta y el resto del material permanece sin deformación plástica como muestra el tercer cuerpo de la Figura 5. Tradicionalmente, la mayor atención se le ha dado a la fractura frágil por sus características de ser súbita, catastrófica y de ocurrir a esfuerzos por debajo de los esfuerzos de diseño, aunque en la actualidad, la fractura dúctil es también ampliamente estudiada, en particular en aquellos casos en los que se utilizan materiales de alta ductilidad y donde los niveles de esfuerzo son altos. En la práctica ambos tipos de fractura pueden llegar a presentarse en un mismo componente fallado.

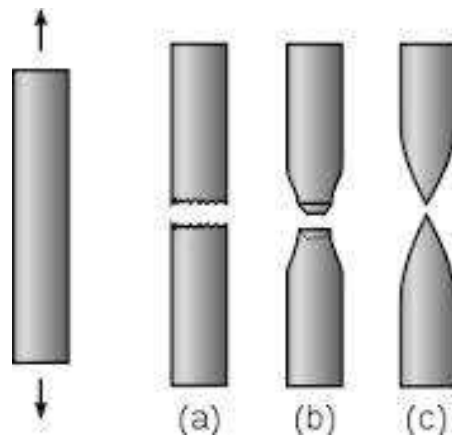


Figura 5. a) Fractura frágil, b) fractura dúctil tipo taza y cono, c) fractura dúctil.

Diseño tradicional de estructuras y componentes mecánicos.

La inmensa mayoría de objetos que utilizamos, desde el más pequeño perno de un reloj, hasta la estructura de un rascacielos, tienen como una de sus funciones principales la de soportar una carga externamente impuesta. Estrictamente hablando, un objeto sólido ya tiene de por sí la tarea de soportar su propio peso y conservar su forma, además de formar parte de una estructura; así, se define como componente estructural a todo aquel objeto sólido cuya función es soportar o transmitir una carga externamente aplicada.

La consecuencia inmediata de la aplicación de cargas en un cuerpo sólido es la aparición de los esfuerzos. El esfuerzo, es la reacción interna a la aplicación de una carga externa. Los esfuerzos causan las deformaciones y en el momento en que un metal no puede deformarse más, sobreviene la fractura. Técnicamente hablando, la fractura impone el fin absoluto de la vida útil de un componente, situación que puede darse tanto en el servicio, lo más común, o antes de ponerse en servicio, si la fractura se presenta durante la fabricación, transporte o instalación.

Tradicionalmente el análisis de esfuerzos en un componente estructural es realizado considerando que el material es un continuo; esto significa que no existen huecos, grietas ni defectos en el material y por lo tanto los esfuerzos generados por las cargas externamente impuestas son calculados considerando el total del área de la sección donde son transmitidos los esfuerzos. Este tipo de análisis es conocido como mecánica del medio continuo. Bajo este concepto, el análisis del comportamiento mecánico de un sólido se hace bajo el siguiente procedimiento:

- 1) Definición de la geometría de la pieza o estructura.
- 2) Definición o cálculo de las cargas.
- 3) Cálculo o medición de esfuerzos.
- 4) Cálculo de los desplazamientos y deformaciones resultado de los esfuerzos generados.

Una vez conocidos estos cuatro aspectos, se selecciona el material cuya resistencia sea superior a los esfuerzos calculados o bien, se define una geometría tal, que los esfuerzos presentes no superen la resistencia del material. En todo caso, los desplazamientos y deformaciones existentes deben mantenerse debajo de un valor tal, que no alteren el funcionamiento de la pieza o estructura.

En resumen, la base del diseño de un componente con base en la mecánica del medio continuo es que el componente tenga la capacidad de soportar y transmitir cargas menores a su resistencia, que se establece como el esfuerzo máximo permisible. Así, como ilustra la Figura 6 en el diseño tradicional, el ingeniero juega con tres variables que son: la resistencia del material, definida por sus propiedades en tensión; la geometría, caracterizada por la forma y tamaño de la sección transversal que soporta los esfuerzos y las cargas, para las cuales considera los valores normales de servicio y sobrecargas eventuales.



Figura 6. Variables de diseño de componentes estructurales por mecánica del medio continuo.

Para llevar a cabo el diseño con base en la mecánica del medio continuo es necesario conocer:

- 1) La distribución de esfuerzos en la sección transversal del componente, en función de las cargas, geometrías y dimensiones del mismo.
- 2) El valor de la resistencia última y el límite de cedencia del material.
- 3) La forma y dimensiones de la sección transversal del componente y sobre la cual están definidos los esfuerzos.

Estos tres factores están relacionados en forma general por la definición matemática del esfuerzo, que es:

$$\sigma = P / A \tag{1}$$

Donde σ es el esfuerzo, P es la carga o fuerza externa que actúa sobre el componente y A es la magnitud del área de sección transversal. El criterio general de diseño es usualmente:

Si $\sigma >$ que EMP, el componente es propenso a la falla.

Donde EMP es el esfuerzo máximo permisible. En el diseño tradicional, por lo general, se busca prevenir la deformación plástica, ya que una pieza deformada plásticamente no cumplirá su función eficientemente; por lo que el esfuerzo máximo permisible a considerar en la estructura, es el límite de cedencia (σ_0). Bajo esta condición, todas las deformaciones en el material son elásticas y la magnitud de las deformaciones en la pieza son solo función del módulo elástico (E) del material. Este criterio está basado en el comportamiento típico esfuerzo-deformación de los materiales en el ensayo de tensión uniaxial, el cual se muestra esquemáticamente en la Figura 7. En esta figura, se observa que un material sometido a un esfuerzo

de tensión, primero ocurre una deformación elástica, cuya magnitud es proporcional al esfuerzo (la constante de proporcionalidad es el módulo elástico E); seguida de una deformación plástica, después de sobrepasar el esfuerzo de cedencia (σ_0). Durante la deformación plástica, el esfuerzo para continuar la deformación se incrementa debido al endurecimiento por deformación, hasta alcanzar un valor máximo llamado resistencia máxima (σ_{max}). Después de este punto el esfuerzo decrece porque se forma una constricción en la sección transversal de la pieza, llamada cuello, hasta llegar al punto de fractura. La deformación plástica hasta el punto de fractura se conoce como ductilidad. Como la fractura es una etapa posterior a la deformación plástica, se supone que un diseño contra deformación plástica automáticamente es un diseño contra fractura.

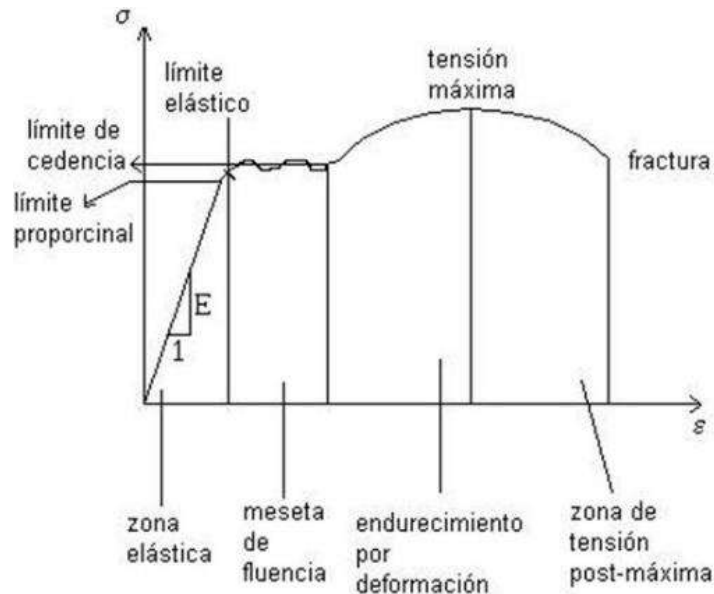


Figura 7. Comportamiento típico esfuerzo contra deformación de un material en tensión uniaxial.

Para compensar la presencia de esfuerzos adicionales introducidos durante la fabricación, ensamble o servicio y de defectos que incrementen los esfuerzos, el esfuerzo máximo permisible o esfuerzo de diseño se calcula dividiendo la resistencia del material (límite elástico o resistencia máxima) entre un factor de seguridad, el cual típicamente varía desde 1 hasta 10, dependiendo del tipo de aplicación, servicio, calidad del material, etcétera. Entre más desconfianza se tenga acerca de las cargas en servicio y calidad del material y entre más graves sean las posibles consecuencias de una falla, más alto es el factor de seguridad. De esta manera, al diseñar y poner en servicio un componente estructural, se definen al menos cuatro niveles de esfuerzos, como muestra la Figura 8.

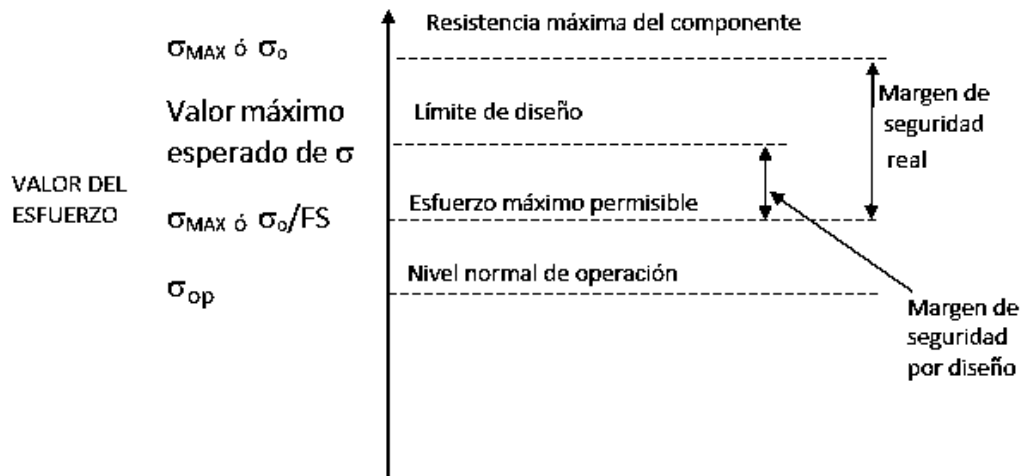


Figura 8. Definición de los niveles de esfuerzo en un componente estructural.

En casos muy especiales, el diseño se realiza contra colapso plástico. El colapso es la fractura precedida de la deformación plástica de la totalidad del componente; en este caso el esfuerzo rebasa la resistencia última a la tensión en la sección transversal del material y la falla ocurre cuando el material agota su capacidad de continuar deformándose plásticamente.

Fatiga mecánica [31,32].

Se entiende por fatiga de una estructura o componente mecánico el fallo del mismo debido a una carga que es variable con el tiempo. Dicha carga es relativamente baja, de tal suerte que no alcanza el esfuerzo de rotura del material en ningún ciclo de carga. Sin embargo el efecto repetitivo de la carga aplicada da lugar al fallo del componente o la estructura, aunque los esfuerzos nominales alcanzados en servicio no sean elevados. El origen del fallo es la generación de pequeñas grietas (conocidas como grietas de fatiga) que crecen una pequeña cantidad con cada ciclo de aplicación de la carga. Con el tiempo la grieta es lo suficientemente grande para que el componente se vea notablemente debilitado, provocando su rotura total.

Existen 3 situaciones que potencialmente pueden originar el fallo por fatiga:

1. Un componente fijo sometido a cargas (ya sean fuerzas o momentos) variables con el tiempo.
2. Un componente giratorio (como un árbol o eje), sometido a cargas (fuerzas o momentos) constantes con el tiempo. En este caso los esfuerzos soportados por un punto material del componente pueden cambiar con el tiempo debido al giro del componente.
3. Un componente giratorio sometido a cargas variables con el tiempo.

Se entiende por fallo en fatiga a alto número de ciclos aquella que se produce tras un número de ciclos mayor que 10^3 (habitualmente cientos de miles o millones de ciclos de repetición).

El fenómeno de fatiga mecánica ha sido considerado desde la revolución industrial, donde se empezaron a producir y utilizar un gran número de máquinas y herramientas, sin embargo, no fue hasta hace unos 23 años atrás cuando su estudio se incrementó, para realizar diseños capaces de resistir las cargas o presiones para las cuales fueron concebidos.

Alrededor del siglo XIX la Revolución Industrial estaba en su apogeo y fue entonces cuando los puentes, los monumentos a la ingeniería comenzaron a fallar. Pero aún, comenzaron a fallar en formas extremadamente confusas. A las 10 en punto, una locomotora de 50 toneladas pasaría por un puente sin tener incidente; a las 11 en punto, un granjero que conducía una carreta llena de forraje jalada por caballos causaría que el puente colapsara. Hoy por hoy, los fallos por fatiga no son completamente extraños, la fatiga constituye la causa individual más grande de fallos en los metales, la cual se estima que es el 90% de todas las fallas mecánicas. Las fallas por fatiga, especialmente en las estructuras, resultan catastróficas e insidiosas, ocurren repentinamente, a menudo sin advertencia.

La fatiga se aplica en escalas microscópica y macroscópica. Es decir, aunque la falla por resquebrajamiento de la superficie de un cojinete de elementos rodantes y la fragmentación de un barco en dos resulten dos eventos muy diferentes, tanto el cojinete como el barco fallan debido a la fatiga. Los esfuerzos de falla fueron considerablemente menores que las resistencias a la fluencia del material. El cojinete de elementos rodantes sufrió una falla por fatiga de la superficie; el barco, una falla por fatiga estructural. De esta manera, la falla por fatiga ocurre en esfuerzos relativamente bajos de un componente o en una estructura sometidos a esfuerzos fluctuantes o cíclicos. Los investigadores han encontrado que las grietas por fatiga por lo general comienzan en la superficie y se propagan por el volumen de un componente, a menos que existan grandes defectos bajo la superficie o concentradores de esfuerzos en el sustrato. Las grietas por fatiga comienzan en varios sitios simultáneamente y se propagan cuando un defecto domina y crece más rápidamente que los otros. La vida total de un componente o estructura representa el tiempo que le toma a una grieta para comenzar más el tiempo que necesita para propagarse por la sección transversal. Entonces la vida de diseño se maximiza en las formas siguientes:

1. *Minimizando los defectos iniciales, especialmente los defectos de la superficie.* Se tiene gran cuidado al producir superficies que sean susceptibles a la fatiga mediante procesos, como el maquinado o el pulido, que dejan una superficie muy lisa. Luego estas superficies son cuidadosamente protegidas antes de ponerlas en servicio.
2. *Maximizando el tiempo de iniciación.* Los esfuerzos residuales superficiales se presentan (o al menos los esfuerzos de tensión se reducen) por medio de procesos de manufactura, como el granallado o el bruñido, o por una variedad de tratamientos superficiales.

3. *Maximizando el tiempo de propagación.* También son importantes las propiedades del sustrato, especialmente las que retardan el crecimiento de las grietas. Por ejemplo, las grietas por fatiga se propagan más rápido a lo largo de los límites de las fronteras reticulares que a través de los granos (porque la disposición de los granos tiene un empaque atómico mucho más eficiente). De esta forma, la utilización de un material que no presente granos alargados en la dirección del crecimiento de grietas por fatiga extiende la vida a la fatiga (por ejemplo, usando componentes trabajados en frío en vez de fundidos).

4. *Maximizando la longitud crítica de la grieta.* La tenacidad a la fractura es un ingrediente esencial.

Carga cíclica, tensión media y tensión alternante.

La Figura 9 muestra una carga cíclica en tensiones de amplitud constante que oscila entre un valor máximo $\sigma_{m\acute{a}x}$ y un mínimo $\sigma_{m\acute{i}n}$, se define:

- Tensión media σ_m : Promedio entre los valores máximo y mínimo.
- Tensión alternante σ_a : Mitad de la diferencia entre el valor máximo y el mínimo.
- Rango de tensiones $\Delta\sigma$: Diferencia entre el valor máximo y el mínimo.
- Relación de tensiones R: Cociente entre el valor mínimo y el máximo.

$$\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2}$$

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad \sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_m + \sigma_a \quad \sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_m - \sigma_a \quad (2)$$

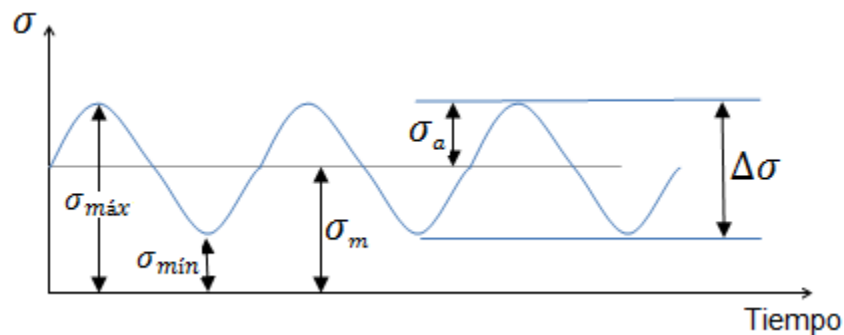


Figura 9. Ciclos de amplitud constante y nomenclatura asociada

Torsión pura [33].

En este apartado se estudia el problema de la torsión y sus aplicaciones, pero solo en el caso de árboles de sección circular, o de tubos de pared delgada. La torsión de árboles de sección arbitraria es un problema complejo del que solo se exponen las fórmulas de aplicación.

Con la torsión se inicia, por otra parte, el estudio de los problemas en los que el esfuerzo no se distribuye uniformemente dentro de una sección. Aunque la teoría general de este tipo de problemas es complicada, su aplicación es sencilla, y una vez deducidas las fórmulas, no hay más que sustituir en ellas los valores de los datos y nada más.

El procedimiento general que se sigue en todos los casos de distribución no uniforme de esfuerzos se puede resumir en los siguientes puntos:

1. Del eximen de las deformaciones elásticas que producen un determinado tipo de carga, y la aplicación de la ley de Hooke, se determinan unas relaciones entre los esfuerzos en los distintos puntos de la sección, de manera que sean compatibles con las deformaciones. Tales relaciones se denominan ecuaciones de compatibilidad.
2. Aplicando las condiciones de equilibrio en el diagrama de cuerpo libre correspondiente a una porción del cuerpo, se obtienen otras relaciones entre los esfuerzos. Dichas relaciones, deducidas de la consideración del equilibrio entre las fuerzas exteriores aplicadas y las fuerzas resistentes interiores en una sección de exploración, se llaman ecuaciones de equilibrio.
3. Comprobación de que la solución del sistema de ecuaciones de los puntos 1 y 2 satisface las condiciones de carga en la superficie del cuerpo. Es decir, se han de verificar las condiciones de frontera impuestas.

En la teoría de la elasticidad se demuestra que si existe una solución que satisface estos tres grupos de ecuaciones, esta solución es única.

Para deducir las fórmulas de la torsión se debe establecer una serie de hipótesis que pueden demostrarse matemáticamente y algunas de ellas, comprobarse experimentalmente. Las dos primeras corresponden a secciones circulares.

1. Las secciones circulares permanecen circulares después de la torsión.
2. Las secciones planas permanecen planas y no se alabean después de la torsión.
3. La proyección sobre una sección transversal de una línea radial de una sección permanece radial después de la torsión.
4. El árbol está sometido a la acción de pares de torsión o torsionantes que actúan en planos perpendiculares a su eje.
5. Los esfuerzos no sobrepasan el límite de proporcionalidad.

Deducción de las fórmulas de torsión.

En la Figura 10 se muestran dos proyecciones de un árbol circular macizo. Al aplicar un momento torsionante T a los extremos del árbol, una generatriz cualquiera, tal como AB , en la superficie del cilindro, inicialmente recta y paralela al eje, se tuerce formando una hélice AC , al tiempo que la sección en B gira un cierto ángulo θ respecto a la sección en A .

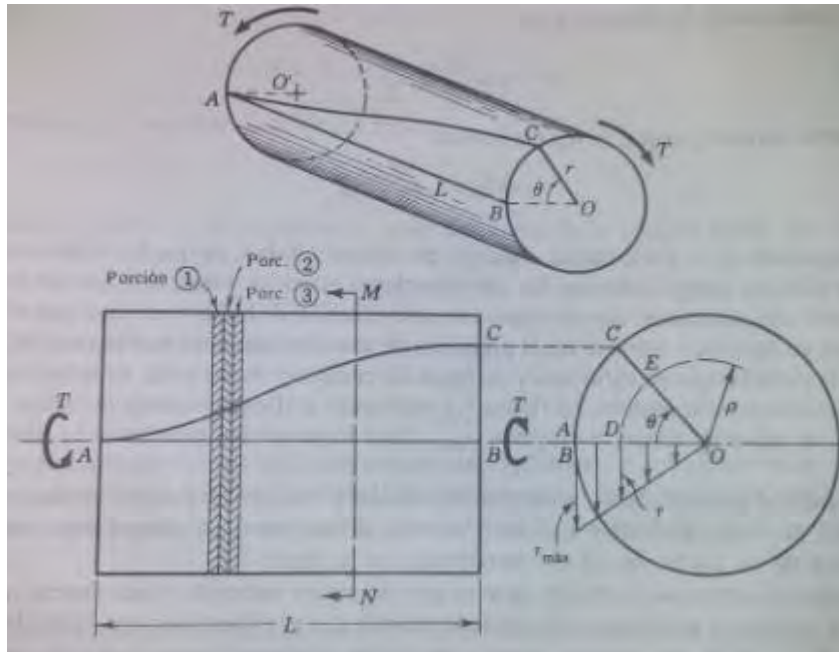


Figura 10. Deformación de un árbol circular.

Se puede adquirir una representación intuitiva de cómo se forma esta hélice de la manera siguiente:

Imaginemos que el árbol está formado por innumerables rebanadas o porciones helicoidales muy delgadas, todas ellas perfectamente rígidas y unidas mediante fibras elásticas. La 2 sufre una rotación resbalando sobre la 1 hasta que las fibras elásticas que las unen se deformen y produzcan, al estirarse, un par resistente que equilibre al par aplicado. En este momento, las rebanadas o porciones discoidales 1 y 2 actuarán como un conjunto único y rígido, transmitiendo el par torsionante a la 3; esta girará hasta que las fibras elásticas que la unen a 2 desarrollen como antes un par resistente igual al par aplicado, y así sucesivamente, propagándose la deformación a lo largo de la longitud L del árbol. La hélice AC es la línea que une los puntos iniciales de referencia de todas las rebanadas infinitamente delgadas, puntos que antes de la deformación estaban sobre AB . Esta descripción intuitiva de la deformación por torsión en un árbol es puramente ideal, pero la hélice que resulta está perfectamente definida. En realidad, todas las rebanadas empiezan a girar al mismo tiempo sobre las anteriores, tan pronto como se aplica el momento

torsionante, y el ángulo total de torsión θ de uno a otro extremo aumenta si el momento de torsión se incrementa.

Consideremos ahora una fibra cualquiera a una distancia ρ del eje del árbol. Por la hipótesis 3 de la sección 3.1, el radio de dicha fibra gira también el mismo ángulo θ , produciéndose una deformación tangencial δ_s igual a DE . La longitud de esta deformación es el arco de círculo de radio ρ y ángulo θ viene dada por:

$$\delta_s = DE = \rho\theta \quad (a)$$

En estas condiciones, la distorsión es:

$$\gamma = \frac{\delta_s}{L} = \frac{\rho\theta}{L} \quad (b)$$

Y el esfuerzo cortante según la ley de Hooke,

$$\tau = G\gamma = \frac{G\theta}{L}\rho \quad (c)$$

La expresión (c) se suele llamar ecuación de compatibilidad, ya que los esfuerzos expresados por ella son compatibles con las deformaciones elásticas. Obsérvese que los términos de paréntesis son constantes que no dependen de la posición de la fibra; de aquí que el esfuerzo cortante en un punto interior sea el producto de una constante por su distancia al centro, es decir, la distribución de esfuerzos a lo largo de cualquier radio varía linealmente con la distancia al centro de la sección. La Figura 10 representa gráficamente esta variación a lo largo de OB ; el esfuerzo cortante máximo, $\tau_{\text{máx}}$, tiene lugar evidentemente en las fibras exteriores.

Siguiendo el procedimiento general de la sección 3.1 se divide el árbol en dos mediante una sección $M-N$ perpendicular a su eje y se traza el diagrama del cuerpo libre correspondiente a una de las partes, como el representado en la Figura 11.

Un elemento diferencial de área de esta sección estará sometido a una fuerza resistente $dP = \tau dA$, ya que al ser diferencial se puede admitir que el esfuerzo es constante dentro del elemento. Como la misión de estas fuerzas resistentes, que presentan la acción sobre esta sección de la parte suprimida del sólido, es oponerse al momento torsionante aplicado T , han de tener la dirección perpendicular al radio para producir el máximo efecto.

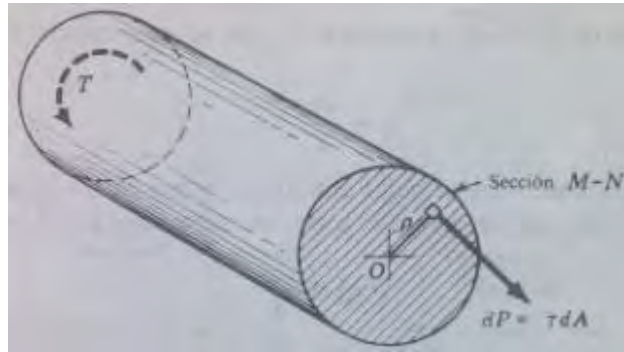


Figura 11. Diagrama del cuerpo libre de la Figura 10.

En una sección circular esto es matemáticamente cierto, pero difícil de demostrar aquí; basta con decir, aunque se considere como axioma, que, como consecuencia del principio de conservación de la energía, las fuerzas resistentes se distribuyen siempre de una manera que sean lo más eficaces posibles y que, por tanto, dP ha de ser perpendicular a ρ de forma que produzca la máxima resistencia a la torsión.

Para que se cumplan las condiciones de equilibrio estático, apliquemos la condición $\Sigma M = 0$, es decir, que el par torsor resistente ha de ser igual al momento torsionante aplicado. El par resistente T_r es la suma de los momentos respecto al centro de todas las fuerzas diferenciales dP :

$$T = T_r = \int \rho dP = \int \rho(\tau dA)$$

Sustituyendo τ por su valor dado en (c) resulta:

$$T = \frac{G\theta}{L} \int \rho^2 dA$$

Ahora bien, $\int \rho^2 dA = J$, es el momento polar de inercia de la sección recta, con lo que:

$$T = \frac{G\theta}{L} J$$

Que también se suele escribir en la forma:

$$\theta = \frac{TL}{JG} \quad (3)$$

A fin de expresar θ en las unidades apropiadas (radianes), T debe estar en N.m y L en m; J por supuesto en m^4 y G , en N/m^2 . Si deseamos expresar θ en grados, multiplicamos el segundo miembro de la ecuación (3) por la fracción unitaria $180 \text{ grad} / \pi \text{ rad} = 57.3 \text{ grad/rad}$.

Sustituyendo el valor de $G\theta/L$ en la ecuación (c) por su equivalente T/J dado por (3.1) se obtiene:

$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad (4)$$

Que es la fórmula de torsión. Para calcular el máximo esfuerzo cortante, que es la expresión más utilizada en la práctica, se sustituye ρ por el radio r del árbol, es decir:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{Tr}{J} \quad (5)$$

Obsérvese que al haber aplicado la ley de Hooke en la deducción de estas fórmulas, los esfuerzos no deben sobrepasar el límite de proporcionalidad. Además, conviene insistir en que estas expresiones solo son válidas en el caso de secciones circulares, llenas o huecas. En la Figura 12 se muestran los valores del momento polar de inercia para secciones circulares. Sustituyendo estos valores en la fórmula de torsión, ésta adquiere las siguientes formas:

$$\text{Eje macizo: } \tau_{\text{máx}} = \frac{2T}{\pi r^3} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (6)$$

$$\text{Eje hueco: } \tau_{\text{máx}} = \frac{2TR}{\pi(R^4 - r^4)} = \frac{16TD}{\pi(D^4 - d^4)} \quad (7)$$

En muchas aplicaciones prácticas, los árboles se utilizan para transmitir potencia. Del estudio de la dinámica se sabe que la potencia P transmitida por un par constante T que gira a velocidad angular constante w está dada por:

$$P = Tw$$

Donde w está medida en radianes por unidad de tiempo. Si el árbol gira a una frecuencia de f revoluciones por unidad de tiempo, $w = 2\pi f$, y se tiene

$$P = T2\pi f$$

Así, el momento torsionante transmitido puede expresarse como

$$T = \frac{P}{2\pi f} \quad (8)$$

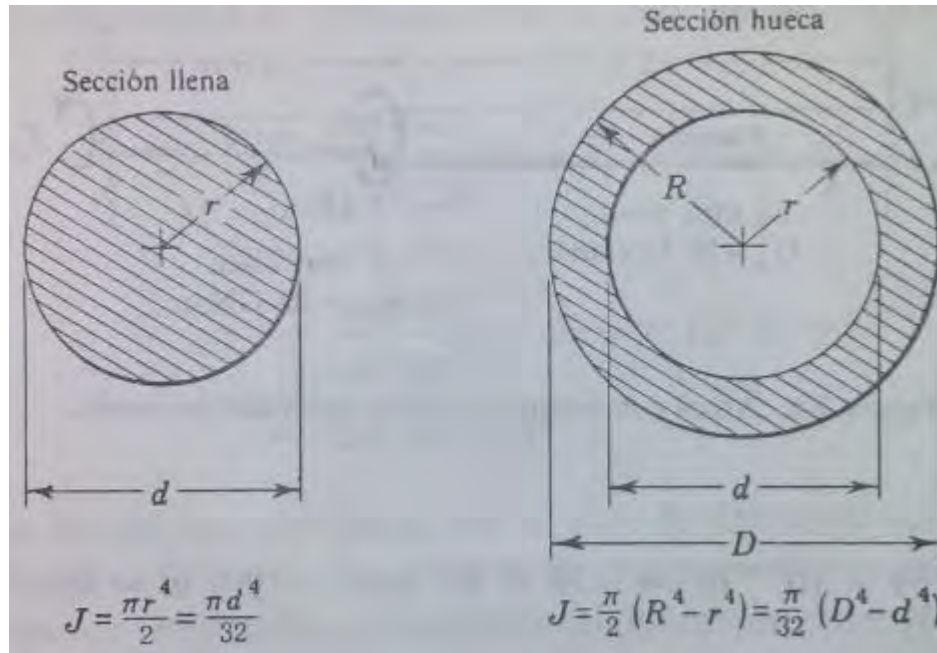


Figura 12. Momentos polares de inercia.

Con P medida en watts ($1W = 1 \text{ N.m/s}$) y f en revoluciones por segundo (r/s), la ecuación anterior determinará el momento torsionante en newton-metros. Puede usarse este valor de T en la ecuación (4) para obtener el esfuerzo cortante máximo y en la ecuación (3) para determinar el ángulo de giro.

Problemas ilustrativos.

1) Un árbol macizo de un tren de laminación tiene que transmitir una potencia de 20 KW a 2 r/s. Determinar su diámetro de manera que el esfuerzo cortante máximo no exceda de 40 MN/m^2 y que el ángulo de torsión, en una longitud de 3m, sea como máximo de 6° . Emplee un valor G de 83 GN/m^2 .

Solución: Este problema es un ejemplo de diseño de un elemento de máquina en el que se ha de tener en cuenta tanto la resistencia tanto como la rigidez. Se comienza por determinar, según (5), el momento torsionante a que está sometido el árbol.

$$T = \frac{P}{2\pi f} = \frac{2 \times 10^3}{2\pi(2)} = 1590 \text{ N.m}$$

Para satisfacer la condición de resistencia se aplica (6) que da el esfuerzo cortante máximo,

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{sustituyendo valores:} \quad 4 \times 10^6 = \frac{16(1590)}{\pi d^3}$$

De donde $d^3 = 202 \times 10^{-6} m^3 = 202 \times 10^3 mm^3$ y $d = 58.7 mm$

Ahora, de la expresión del ángulo de torsión (3), se deduce el diámetro necesario que satisface la condición de rigidez,

$$\theta = \frac{TL}{JG} \times 57.3 \quad \text{o bien,} \quad J = \frac{TL}{\theta G} \times 57.3$$

De donde:
$$\frac{\pi d^4}{32} = \frac{1590(3)(57.7)}{(6)(83 \times 10^9)}$$

Por tanto: $d^4 = 5.59 \times 10^{-6} m^4 = 5.59 \times 10^6 mm^4$ y $d = 48.6 mm$

El diámetro mayor de 58.7 mm satisface, pues, a las dos condiciones de resistencia y de rigidez.

2) La Figura 13 muestra un árbol macizo de dos materiales y diámetros distintos, firmemente unidos y perfectamente empotrados en sus extremos. La parte del aluminio tiene 75 mm de diámetro y G_{Al} vale $28 \times 10^9 N/m^2$ y la del acero tiene 50 mm de diámetro y $G_a = 83 \times 10^9 N/m^2$. El par torsor aplicado es de $1000 Nm$, y como se observa en la figura, se aplica en la unión de las dos partes. Calcular el máximo esfuerzo cortante en el acero y en el aluminio.

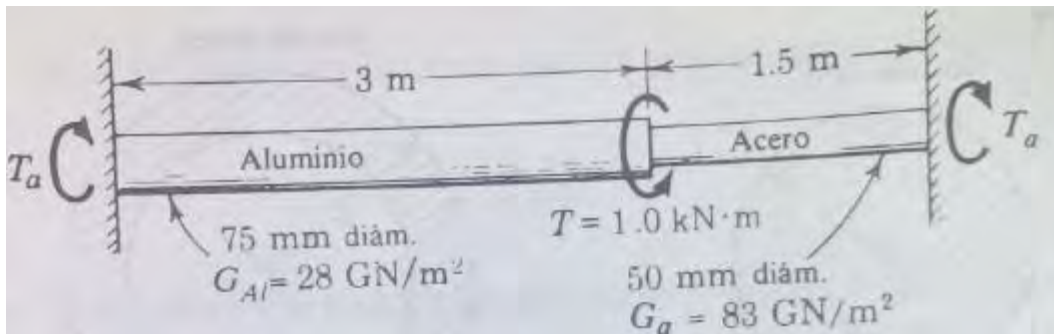


Figura 13. Árbol compuesto estáticamente indeterminado.

Solución: Se trata de un problema estáticamente indeterminado en el que se desconoce en qué proporción se reparte el par torsor aplicado entre las dos partes, derecha e izquierda, del árbol. El procedimiento es primeramente aplicar las condiciones de equilibrio estático:

$$\sum M = 0 \quad T_{ac} + T_{Al} = T = 1000 \quad (a)$$

La otra relación entre T_{ac} y T_{Al} se obtiene por las condiciones geométricas de la deformación que, en este caso, se expresa por la igualdad del ángulo de torsión desde la sección en que se aplica el par torsor, a los dos extremos del eje. Es decir $\theta_{ac} = \theta_{al}$. Por consiguiente, según (3),

$$\left[\frac{TL}{JG}\right]_{Al} = \left[\frac{TL}{JG}\right]_{ac}$$

$$\frac{T_{ac} (1.5)}{\frac{\pi(0.050)^4}{32} (83 \times 10^9)} = \frac{T_{Al} (3)}{\frac{\pi(0.075)^4}{32} (28 \times 10^9)}$$

De donde

$$T_{ac} = 1.17T_{Al} \quad (b)$$

Resolviendo el sistema formado por (a) y (b) resulta:

$$T_{ac} = 539 \text{ Nm y } T_{Al} = 461 \text{ Nm}$$

3) Un árbol de sección constante, de 50 mm de diámetro está sometido a los pares tensores que se indican en la Figura 14 a través de engranes montados sobre él. Si $G = 83 \times 10^3 \text{ MN/m}^2$, determinar, en grados, el ángulo total de torsión entre A y D. (Material: acero.)

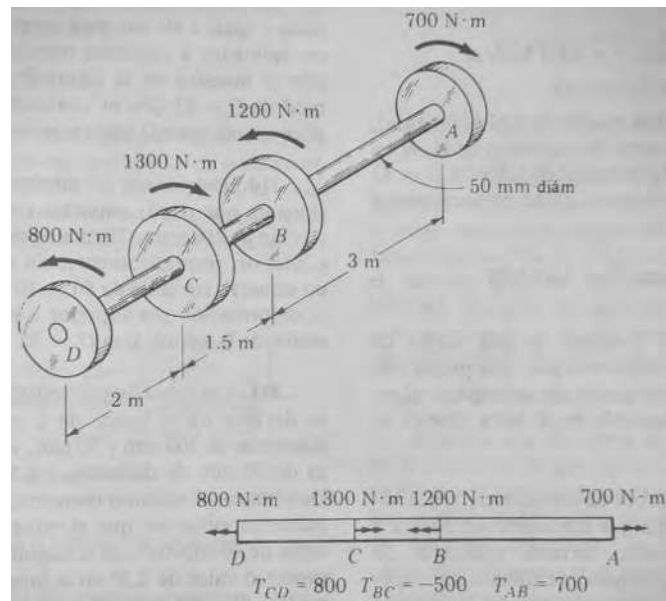


Figura 14. Deformaciones angulares por torsión.

Solución: El empleo de vectores para indicar el sentido de los pares aplicados, como se ve en la parte inferior de la Figura 14, facilita la determinación del momento torsionante resultante sobre cada parte del árbol. Para ello, apliquemos las condiciones de equilibrio al diagrama de cuerpo libre en una sección cualquiera y un extremo del eje, por ejemplo, D. Entonces, con respecto a D, los pares transmitidos por cada porción y, por tanto, los momentos torsionantes a que están

sometidos, son: $T_{AB} = 700 \text{ N.m}$ en sentido del reloj, $T_{BC} = 500 \text{ N.m}$ en sentido contrario al del reloj y $T_{DC} = 800 \text{ N.m}$ en sentido del reloj.

El ángulo de torsión total es la suma algebraica de los ángulos parciales en cada porción.

Tomando arbitrariamente la deformación en sentido del reloj como positiva, y aplicando la expresión 3 con el factor 57.3 para obtener el ángulo en grados, se obtiene:

$$\left[\theta_{A/D} = \sum \frac{TL}{JG} \right]$$
$$\theta_{A/D} = \frac{1}{JG} \sum TL \times 57.3 = \frac{57.3}{\frac{\pi(0.050)^4}{32} (83 \times 10^9)} [700(3) - 500(1.5) + 800(2)]$$
$$\theta_{A/D} = 3.32^\circ$$

El signo positivo indica que el ángulo de torsión de A respecto a D es en sentido del reloj.

Energía Elástica acumulada en torsión [34].

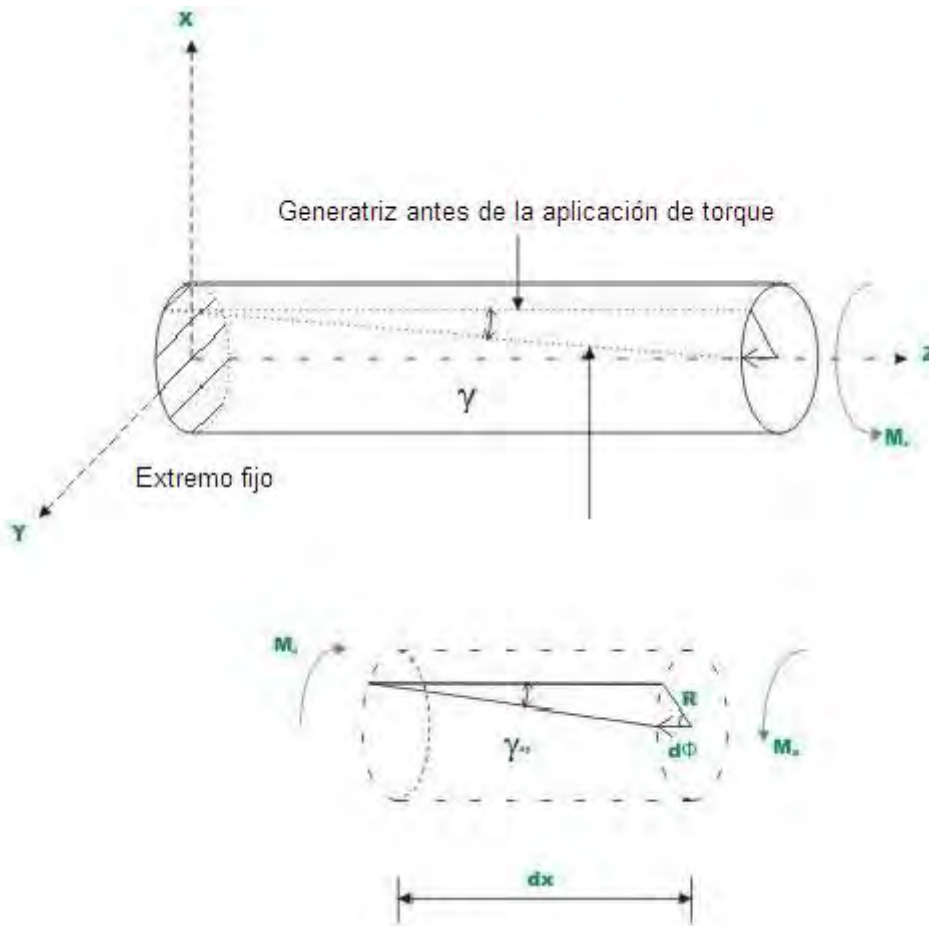


Figura 15. Generatriz después de la aplicación de torque.

Considere un eje circular de longitud L y radio R , sometido a un torque T en un extremo Figura 15. Bajo la acción del torque el extremo libre del eje rota un ángulo $d\phi$ con respecto al extremo fijo, de aquí la energía de deformación acumulada en el eje es:

$$U = \frac{1}{2} T \phi \quad (9)$$

Considerando un elemento del eje de longitud ds . Dejando que un extremo rote una pequeña cantidad $d\phi$ con respecto al extremo opuesto. Ahora, la energía de deformación almacenada en la longitud del elemento es:

$$dU = \frac{1}{2} T d\phi \quad (10)$$

Sabiendo que,

$$d\phi = \frac{T ds}{GJ} \quad (11)$$

Donde, G es el módulo de corte del material del eje y J es el momento polar de inercia. Substituyendo la ecuación 11 en 10:

$$dU = \frac{T^2}{2GJ} ds \quad (12)$$

Ahora, la energía de deformación total almacenada en la barra puede ser obtenida integrando la siguiente ecuación:

$$U = \int_0^L \frac{T^2}{2GJ} ds \quad (13)$$

CAPÍTULO II.

CONCEPCIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA EN MODO TORSIÓN Y FLEXIÓN-TORSIÓN.

2.1 Concepción de la máquina de fatiga.

Se inició con el proceso de diseño conceptual de la máquina, con el cual básicamente se generaron las posibles opciones a tomar en cuenta para el diseño a detalle. Primeramente, se tomaron en cuenta los requerimientos planteados para solventar la necesidad; en este caso la necesidad a cubrir es una máquina de fatiga capaz de realizar ensayos de resistencia a la fatiga por torsión y por combinación flexión – torsión, para lo cual se plantean los siguientes requisitos:

1. El diseño debe ser capaz de ensayar especímenes en diámetros que van desde alambres hasta 12.7 mm; además de poder ajustar la longitud de los extremos de sujeción para ensayar probetas de diferentes longitudes.
2. Los materiales seleccionados para la máquina deben combinar las propiedades buena resistencia mecánica y bajo peso, además de resistir las condiciones del medio ambiente tales como temperatura, humedad polvo y corrosión.
3. La máquina debe realizar las pruebas de fatiga de una manera semiautomática, la única intervención humana es al momento de montar la probeta y fijar las condiciones del ensayo (nivel de carga, frecuencia de operación, amplitud angular de movimiento y tipo de ensayo), la puesta en marcha, el seguimiento en tiempo real del ensayo, así como el paro cuando el espécimen fracture y el registro del tiempo de duración deben ser automáticos.
4. El diseño debe ser lo más compacto y ligero posible, además de ser fácilmente transportable y tener una adecuada alineación para evitar desbalanceo y vibración.

Primer propuesta de diseño:

Para iniciar el diseño, se tomó en cuenta la forma y dimensiones de los especímenes a ensayar, de tal manera que la máquina se adapte a los estándares de las normas para ensayos de fatiga por flexión rotativa y fatiga por torsión. Dichos estándares están enunciados en las normas ASTM E466 – 96, E739 – 91 [35].

Esta normativa ha sido desarrollada por la American Society for Testing and Materials [36] (ASTM por su denominación en inglés) como estándares para la

realización de ensayos de materiales estableciendo las condiciones y procedimientos más adecuados para la obtención de resultados aceptados internacionalmente. La razón por la que se optó por el uso de las normas ASTM en vez de las británicas (British Standards) [37] o francesas [38] por ejemplo, es por su extenso uso a nivel internacional.

Partiendo de esta base, la máquina de fatiga mecánica podrá ensayar probetas con forma de reloj de arena, como las utilizadas en estudios previos de maestría del autor Figura 16. Del mismo modo se planea ensayar nuevo perfil destinado a ensayos de torsión, Figura 17.

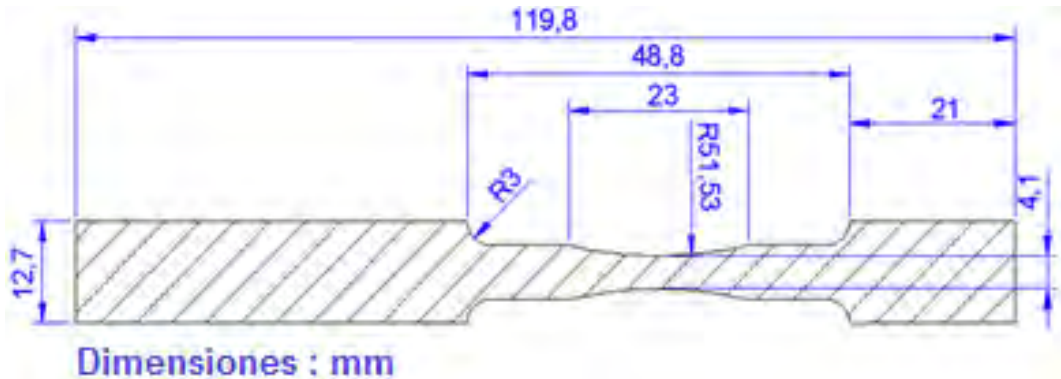


Figura 16. Forma de especímenes para ensayos de flexión rotativa utilizados en estudios previos.

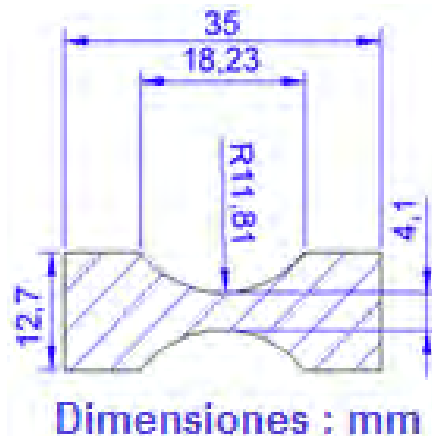


Figura 17. Dimensiones de los especímenes para ensayos de torsión.

La primera propuesta se inició planteando la solución al objetivo general de la investigación, de tal manera que se obtenga un mecanismo capaz de transmitir torsión y/o flexión a un espécimen de ensayos de fatiga mecánica. Los componentes generales del primer prototipo virtual se muestran en la Figuras 18.

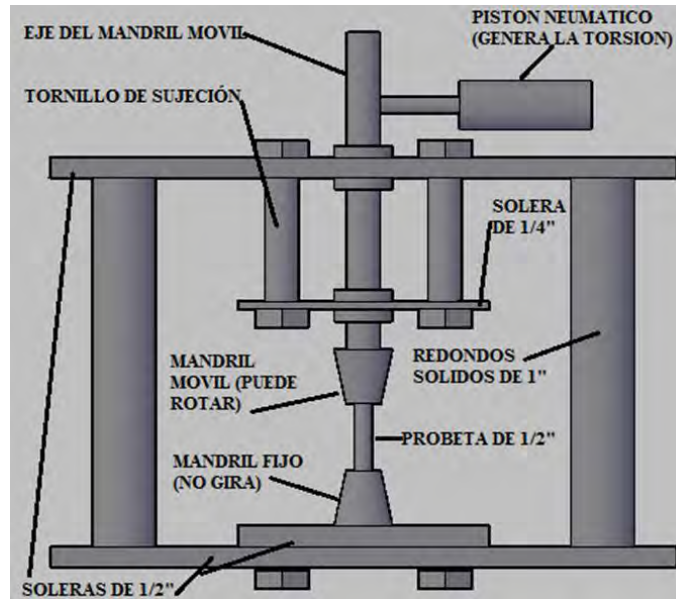


Figura 18. Componentes generales del primer prototipo virtual de la máquina de fatiga.

En una primera propuesta, el movimiento de torsión se logra mediante un pistón con movimiento lineal de vaivén, que es aplicado a una palanca unida al eje del mandril móvil y genera la torsión en ambos sentidos. Se prevé que la punta del pistón se fijará a la palanca del eje del mandril, como se muestra en la parte superior de la Figura 18; mientras que, para producir la flexión en el espécimen de prueba, se acoplará un tornillo sinfín a la sujeción inferior del espécimen de prueba, como se ilustra en la parte inferior de la Figura 19.

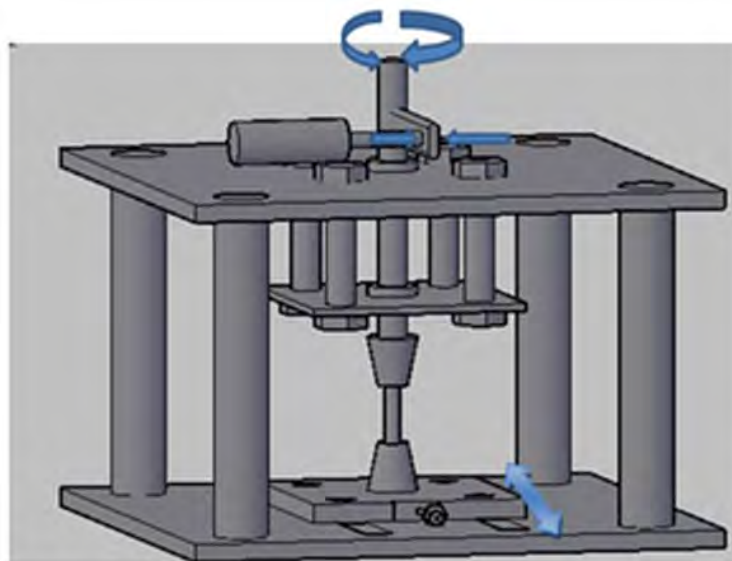


Figura 19. Movimiento de torsión-flexión para la primera propuesta virtual de la máquina de fatiga.

2.1.1 Cálculos mediante técnicas de elemento finito para los esfuerzos generados en el eje principal de la máquina.

Para efecto de la puesta en marcha de los ensayos experimentales, resulta necesario obtener valores de distribución de esfuerzos mediante la simulación numérica para conocer la relación: par aplicado de carga – ángulo máximo de torsión – distribución de esfuerzos en la parte estrecha de la probeta, para de este modo, seleccionar los actuadores de acuerdo a las necesidades requeridas.

De este modo, se llevaron a cabo una serie de simulaciones numéricas con el programa Ansys Multiphysics; con ellas se obtuvieron los parámetros de torque y fuerza de flexión necesaria para producir esfuerzos por debajo del límite elástico del material y evaluar su resistencia a la fatiga en ensayos dinámicos.

La primera simulación se realizó usando la aleación de aluminio 6063-T5 con el perfil de la Figura 17, aplicando un par torsor de 0.5 N.m en un extremo del espécimen y sujetándolo por el extremo opuesto, como se muestra en la Figura 20 a), b) y c).

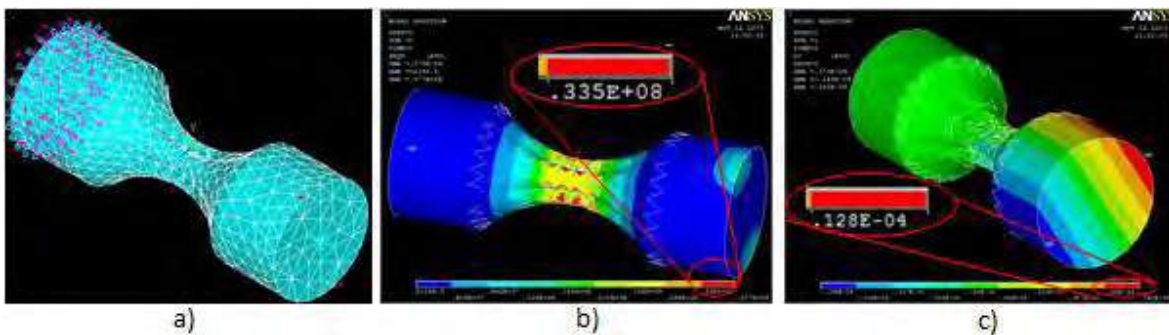


Figura 20. a) Puntos de fijación y aplicación de torque al espécimen de aluminio 6063-T5, b) máximos esfuerzos de Von Misses, c) máximas deflexiones en eje Y.

En la Tabla 1 se muestra el resultado de diferentes simulaciones numéricas en especímenes para ensayos de fatiga por torsión, aplicando diferentes condiciones de carga.

Tabla 1. Máximos esfuerzos de Von Misses y máximas deformaciones en el eje Y para simulaciones numéricas a diferentes valores de torque.

Torque aplicado. N.m.	Máximos esfuerzos de Von Misses. MPa.	Máxima deformación angular en eje Y.
0.5	37.7	4.13°
1	75.4	5.91°
2	151	8.37°

Como puede observarse en la Tabla 1, un torque de 2 N.m aplicado a la aleación de aluminio 6063-T5 (cuya geometría se mostró en la Figura 17) genera un esfuerzo

de 151 MPa, el cual sobrepasa el límite elástico del material (145 MPa). De tal modo que para ensayar esta aleación es necesario un actuador con al menos 2 N.m de capacidad de torque.

Teniendo en cuenta que existe una multitud de materiales ingenieriles, se realizaron una serie de simulaciones numéricas para un acero inoxidable recocido y estirado en frío AISI 430, el cual tiene un límite elástico de 483 MPa; que es superior en un 333.1% al de la aleación de aluminio 6063-T5. Los resultados de dichas simulaciones se muestran la Figura 21 y la Tabla 2.

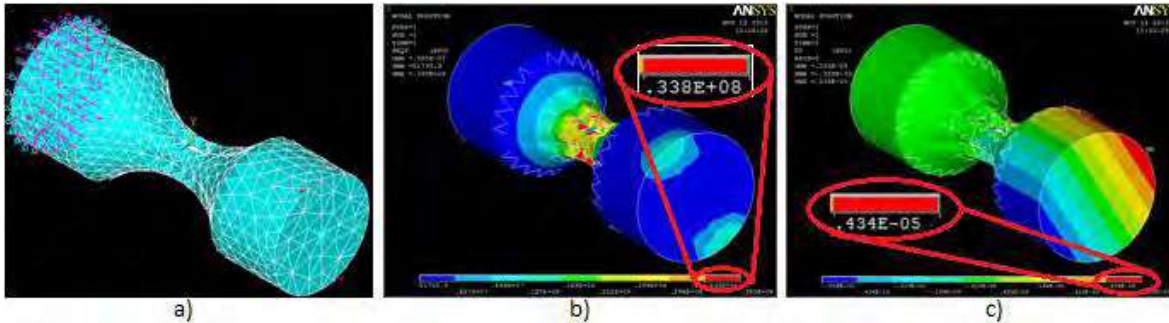


Figura 21. a) Puntos de fijación y aplicación de torque al espécimen de acero inoxidable AISI 430, b) máximos esfuerzos de Von Misses, c) máximas deflexiones en eje Y.

Tabla 2. Máximos esfuerzos de Von Misses y máximas deflexiones en el eje Y para simulaciones numéricas del acero inoxidable AISI 430, a diferentes valores de torque.

Torque aplicado. N.m.	Máximos esfuerzos de Von Misses. MPa.	Máxima deformación angular en eje Y.
1.5	114	4.16°
3	228	5.89°
6	456	6.87

Los resultados de esta última simulación nos muestran que para ensayar este acero inoxidable, es necesario un actuador con al menos 6 N.m de capacidad de torque.

2.1.2 Selección de los actuadores.

Una vez conocida la forma en que se van a aplicar las cargas a los especímenes de prueba, conocidas las magnitudes de las fuerzas y torques necesarios para inducir esfuerzos por debajo del límite elástico a materiales que tienen esfuerzos de cedencia que van desde los 145 MPa hasta los 483 MPa, el paso que sigue es buscar los actuadores que nos entreguen dichas fuerzas y torques; para lo cual, en una primera instancia se investigó la tecnología de la hidráulica y neumática como se describe a continuación:

En principio se optó por el uso de actuadores neumáticos en vez de hidráulicos, esto debido a que en hidráulica se manejan fuerzas mucho mayores que en neumática, las cuales sobrepasaban nuestras necesidades, toda vez de ser más costosos y más lentos; como en nuestro caso requerimos la mayor velocidad posible, los actuadores neumáticos fueron la opción que cumplía de mejor manera las necesidades de fuerza y velocidad.

Para el diseño de la máquina se seleccionó el actuador lineal sin vástago DGC-32-100-G-PPV-A Figura 22 a), y el Módulo giratorio DSM-32-270-P-FW-A-B – 547583 Figura 22 b), de la marca FESTO [39].



Figura 22. a) Actuador lineal sin vástago, b) actuador giratorio, ambos marca Festo.

Un acercamiento al control de los mismos se muestra en la Figura 23, la cual muestra el diagrama neumático para mover un motor neumático de doble efecto y un actuador lineal sin vástago.

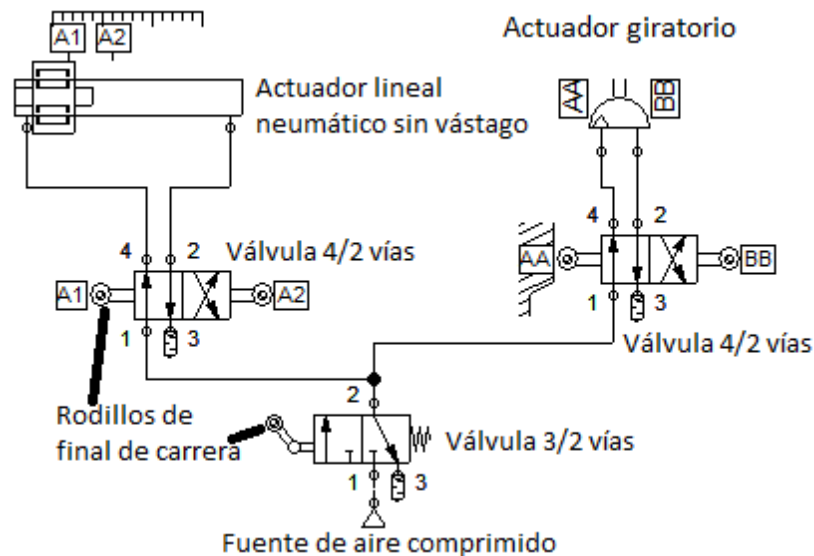


Figura 23. Diagrama neumático del control de 2 actuadores neumáticos.

Para la realización de los diagramas de control se utilizó el programa FLUIDSIM [40] con el cual es posible realizar simulaciones del movimiento de los actuadores.

Durante el estudio de las opciones para el control de los actuadores se hizo notar que algunas válvulas neumáticas podían ser reemplazadas por electroválvulas, esto debido a que estas últimas son más rápidas, por lo cual se realizó un diagrama de control electro neumático que en principio sería más rápido que el primer diagrama propuesto, véase Figura 24.

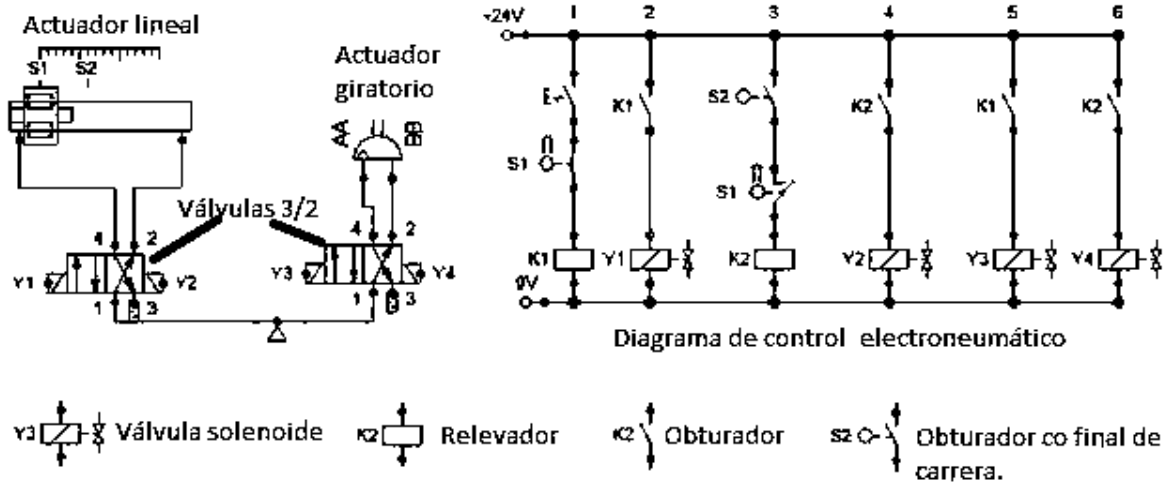


Figura 24. Diagrama electro neumático del control de 2 actuadores neumáticos.

Una vez seleccionados los actuadores y habiendo diseñado su sistema de control se procedió a la cotización del equipo necesario, mismo que superó por 5 veces el presupuesto total de la máquina, no dejando margen a la compra de los elementos estructurales y de fijación restantes. Este hecho obligó a dejar de lado la tecnología electro neumática y se continuó con la tecnología electrónica, misma que se detalla a continuación:

La opción más viable desde el punto de vista electrónico fue la implementación de un servomotor para el movimiento rotativo con inversión de giro para la torsión y un pistón eléctrico para el ensayo de flexión torsión.

Los servomotores son motores eléctricos con un tren de engranajes integrado y un sistema de control que permite manipular a voluntad (dentro de las especificaciones del equipo) la velocidad y posición exacta del servomotor; por otro lado, los pistones eléctricos se componen de un motor con un tornillo sinfín acoplado a una cremallera que transforma el movimiento rotativo del motor en un movimiento lineal del pistón. La Figura 25 muestra un mini servomotor de 3.3 VCD y un torque de 1.5 Kg.cm, mientras que la Figura 26 muestra un actuador lineal de 12 VCD y 98.1 N de fuerza.



Figura 25. Mini servomotor de 3.3 VCD y 1.5 Kg.cm de torque.



Figura 26. Actuador lineal de 12 VCD y 4" de longitud.

Respecto al control de los actuadores eléctricos, existe una plataforma de código abierto cada vez más generalizada por su versatilidad y facilidad de operación, está es la plataforma ARDUINO [41], la cual permite realizar proyectos de manipulación y control electrónico tanto a ingenieros como artistas, en aplicaciones que van desde la automatización de la iluminación en una discoteca hasta el control de máquinas de fabricación industrial; la Figura 16 muestra la tarjeta ARDUINO UNO, la cual es la versión más general y mayormente recomendada para principiantes.



Figura 27. Tarjeta ARDUINO UNO.

A continuación se muestra un ejemplo básico para controlar un mini servomotor, para lo cual se necesitan dos partes: la primera es la conexión del hardware, tarjeta ARDUINO UNO con el servomotor y la PC, mientras que la segunda es la programación de la tarjeta mediante su propio código y su descarga a la tarjeta mediante el cable USB.

La Figura 28 muestra la conexión de la tarjeta con el mini servo, el cual tiene 3 cables de diferentes colores, rojo (corriente a 3.3 V), negro (conexión a tierra) y uno amarillo o marrón (para el control de la posición mediante PWM).

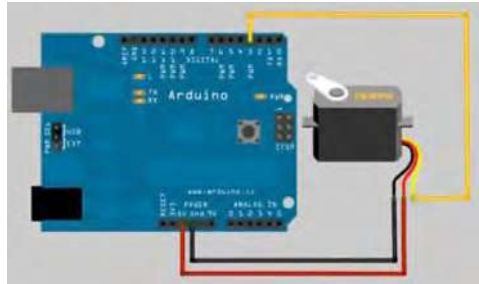


Figura 28. Conexión de la tarjeta ARDUINO UNO con un mini servo.

El control mediante PWM [42] (Pulse-Width Modulation por sus siglas en inglés), se refiere a la modulación de ancho de pulso, el cual como su nombre lo indica, modula el ancho de pulsos que recibe el motor y de esta manera controla su posición y sentido de giro.

Una vez conectado el hardware, se procede a programar el movimiento del servo, que para nuestro ejemplo será un movimiento intermitente en un ángulo especificado; la Figura 29 muestra el código de programación para el software de la tarjeta ARDUINO, mismo que se divide en 2 partes principales: void setup (en donde se da de alta el hardware y se declaran las variables) y el void loop (donde se programa la acción que se quiere realizar).

```
#include <Servo.h>
Servo myservo;
int pos = 0;

void setup() {
  myservo.attach(9);
}

void loop() {
  for(pos = 0; pos < 180; pos += 1)
  { myservo.write(pos);
    delay(15);}
  for(pos = 180; pos >= 1; pos -= 1)
  {myservo.write(pos);
    delay(15); }
}
```

Figura 29. Código de manipulación del servo en el programa ARDUINO.

En este punto de la investigación se tenía la información sobre los servomotores y su manipulación mediante la plataforma ARDUINO, así que se procedió a la búsqueda, selección y compra de los actuadores.

El equipo adquirido fue un servomotor DYNAMIXEL MX 106R, Figura 30 y un actuador lineal 2333, Figura 31.



Figura 30. Servomotor DYNAMIXEL MX 106R.



Figura 31. Actuador lineal 2333 de 6" retro.

El servomotor DYNAMIXEL tiene las siguientes características:

- Resolución: 0.088° .
- Ángulo de giro: $0^\circ \sim 360^\circ$.
- Peso: 153g.
- Dimensión: 40.2mm x 65.1mm x 46mm.
- Taza de reducción del engranaje: 225:1.
- Torque:
 - 8.0N.m (a 11.1V y 4.8A).
 - 8.4N.m (a 12V y 5.2A).
 - 10.0N.m (a 14.8V y 6.3A).
- Velocidad sin carga:
 - 41rpm (a 11.1VCD).
 - 45rpm (a 12VCD).
 - 55rpm (a 14.8VCD).

De todas ellas las que representaban un mayor beneficio para el proyecto eran su alto torque (el mayor torque encontrado en los servomotores comerciales) y su precisión superior a los de su clase.

Las características del actuador lineal 2333 6" retro, son:

- Voltaje: 12 VCD.
- Capacidad de carga: 51 Kg.
- Velocidad: 1.6 cm/s
- Transmisión: Tornillo sinfín y cremallera.
- Mantiene la posición final aún sin energía.
- Sensores de final de carrera para detener el motor en las posiciones finales.

Del mismo modo que en el caso anterior, el actuador se seleccionó debido a su capacidad de carga (50Kg) y su velocidad (1.6 cm/seg).

CONTROL DE LOS ACTUADORES:

En esta etapa del proyecto se tienen los actuadores y la tarjeta de control para manipularlos, de tal suerte que se abordará con el tema de control.

Primeramente al observar el servomotor, este cuenta con dos puertos de comunicación, uno de 3 pines y otro de 4 pines; al buscar en la ficha técnica del servo DYNAMIXEL [43, 44] el uso de cada puerto, vemos que el puerto de 3 pines es para establecer una comunicación serial entre uno o varios servomotores, mientras que el puerto de 4 pines se usa para la propia manipulación del actuador. Los problemas iniciaron debido a que el ejemplo de manipulación de un mini servo mostrado con anterioridad no podía reproducirse para manipular el servomotor DYNAMIXEL es decir había un cable de más... Una investigación a fondo reveló que es poco común que alguien quiera controlar un servomotor DYNAMIXEL con una tarjeta ARDUINO ya que no se puede hacer directamente y requiere de conocimientos de electrónica y programación avanzados.

El servomotor MX-106R se comunica mediante protocolo serial RS-485 por lo que se requiere un circuito convertidor de protocolo serial TTL propio de ARDUINO, a un protocolo RS-485, necesario para el servo Dynamixel 106R.

La Figura 32 muestra un ejemplo de circuitos eléctricos para manipular un servo Dynamixel con la tarjeta Arduino.

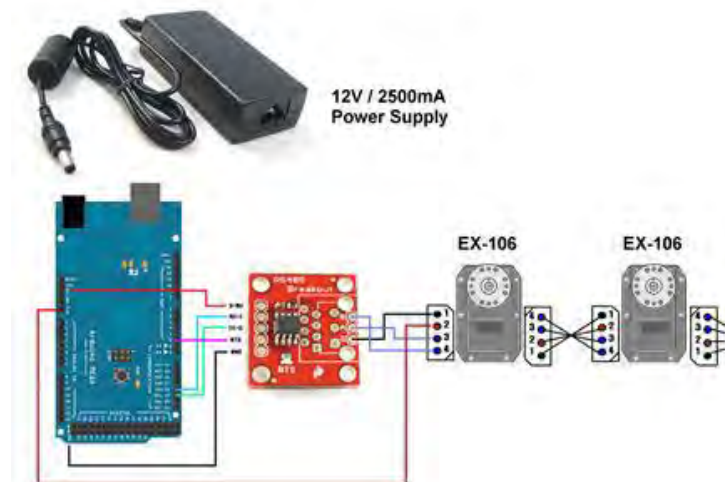


Figura 32. Circuito eléctrico para controlar un servo DYNAMIXEL mediante ARDUINO.

Una vez conectado se puede manipular usando alguna librería de código abierto para el control de los actuadores DYNAMIXEL [45], tal como las siguientes:

Biblioteca Dynamixel Serial

Descripción: En esta versión se utilizan los pines Seriales del Arduino 0 - Rx y 1 – Tx además de un pin de control de flujo de datos si se desea utilizar el circuito 74LS241.

Hardware requerido: Servomotor Dynamixel , Arduino, tarjeta IC 74LS241, USB2Serial Converter (opcional).

Biblioteca Dynamixel Serial1

Descripción: En esta versión se utilizan los pines Seriales del Arduino Mega 19 – Rx1 y 18 – Tx1 además de un pin de control de flujo de datos si se desea utilizar el circuito 74LS241.

Hardware requerido: Servomotor Dynamixel , Arduino Mega, tarjeta IC 74LS241.

Biblioteca Dynamixel Serial2

Descripción: En esta versión se utilizan los pines Seriales del Arduino Mega 17 – Rx2 y 16 – Tx2 además de un pin de control de flujo de datos si se desea utilizar el circuito 74LS241.

Hardware requerido: Servomotor Dynamixel , Arduino Mega, tarjeta IC 74LS241.

El actuador 2333 tampoco se puede controlar directamente desde la tarjeta Arduino, requiere una tarjeta capaz de suministrar la corriente necesaria al actuador como la mostrada en la Figura 33.

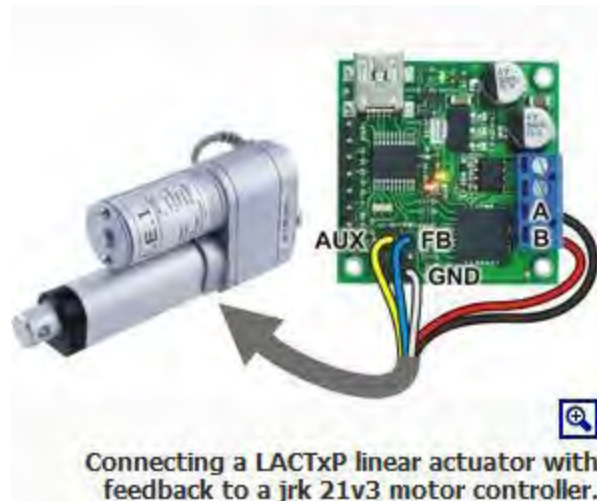


Figura 33. Conexión de la tarjeta VNH5019 Driver 12A con un actuador lineal.

Los cables rojo y negro son la alimentación del motor 12 V CD. Si al cable rojo se le conecta al positivo y el negro al negativo, el pistón sale; si se invierte la conexión el pistón se retrae. Los cables amarillo, blanco y azul se usan para conectar un potenciómetro, el cual puede usarse para controlar la posición del actuador. Los cables amarillo y blanco son los extremos y el azul el intermedio.

De tal suerte que para controlar los actuadores se tenía que hacer una inversión extra de alrededor de \$750.00 para la tarjeta que controla el servomotor y \$630.00 para la que controla el actuador lineal. Por azares del destino ambas tarjetas estaban agotadas con el proveedor y repentinamente apareció en el mercado una tarjeta capaz de controlar toda la gama de motores DYNAMIXEL mediante una plataforma basada en la tecnología ARDUINO. La investigación volvió por el camino que se había estado investigando y se adquirió la tarjeta CM-900 [46, 47] con un costo de \$450.00 Figura 34.



Figura 34. Tarjeta CM – 900 para controlar servomotores DYNAMIXEL.

Cabe señalar que pocas personas han controlado un servomotor DYNAMIXEL mediante ARDUINO, de tal suerte que son escasas las referencias sobre el tema, por lo cual se recurrió al manual de la tarjeta CM – 900 para lograr la manipulación del actuador.

Una vez instalado el controlador de la tarjeta y su software de programación (ROBOTIS) [46] se procede a hacer la comunicación serial entre la computadora y la tarjeta, como se muestra en la Figura 35.



Figura 35. Comunicación serial entra la tarjeta CM – 900 y la PC.

En el software de programación de la tarjeta se carga un ejemplo básico en la librería DYNAMIXEL, el cual hace mover el actuador invirtiendo el sentido de giro a un ángulo determinado, Figura 36. Es importante resaltar que en el ejemplo mencionado es necesario cambiar el valor de la instrucción **Dxl.beguin(1)**; por **Dxl.beguin(34)**; (como se muestra en la Figura 36) con lo cual se se hace compatible la comunicación entre el hardware y el actuador Dynamixel MX 106R.

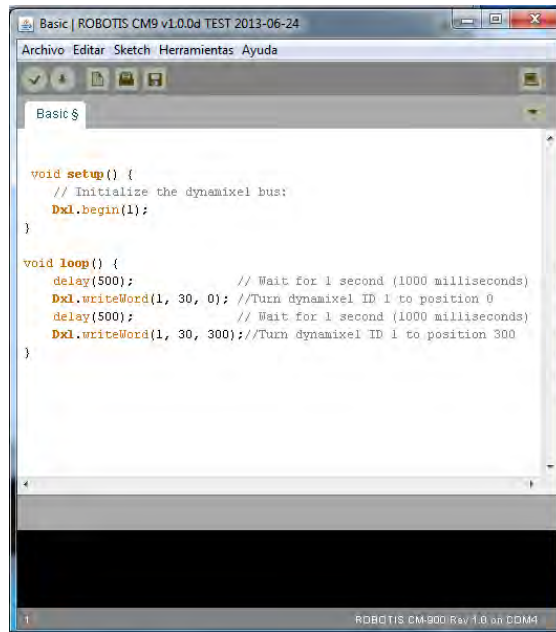


Figura 36. Software Robotis CM9 v1.0.0d y programación para el control de giro de un DYNAMIXEL.

Respecto al hardware, la conexión entre la tarjeta y la PC se hace mediante un cable USB micro, Figura 37.



Figura 37. Conexión serial entre la tarjeta y la PC.

Mientras que la corriente eléctrica se puede suministrar a la tarjeta mediante 2 formas, la primera es mediante una fuente de alimentación de 12 volts y la segunda es por medio de una batería también de 12 volts, Figura 38.



Figura 38. Suministro de energía a la tarjeta mediante dos opciones: a) fuente de poder, b) batería.

Finalmente la conexión del servomotor se hace mediante la entrada para puerto RS-485, Figura 39.

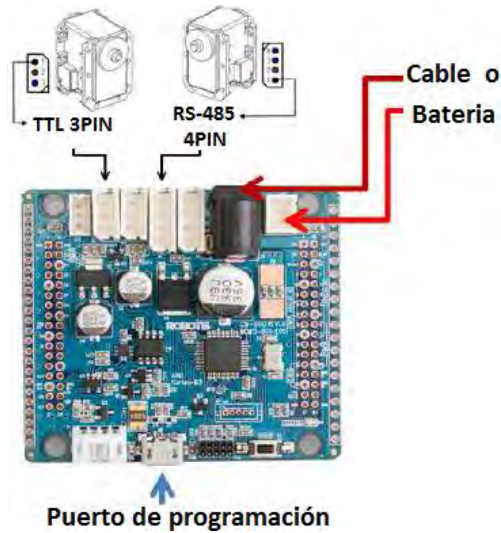


Figura 39. Conexión del servo DYNAMIXEL con la tarjeta CM-900.

Con la información recopilada hasta el momento se procedió a mejorar la propuesta de diseño, acoplado los actuadores seleccionados en la máquina de fatiga y realizando un diseño virtual con el uso del programa Autocad Figura 40. Por motivos de protección de derechos de autor no se muestran cotas.

La descripción general de la máquina de torsión desarrollada, se muestra a continuación:

- Un servomotor es usado para comunicar el movimiento de rotación al eje principal por medio de una cadena y estrellas, como se ilustra en la Figura 40.
- El servomotor es controlado por medio de un programa desarrollado en la plataforma "Robotis", permitiendo la transmisión de movimiento rotativo con una precisión de ± 0.088 grados.
- El eje vertical conecta con el espécimen de prueba mediante un mandril que transmite el movimiento de torsión; la parte inferior del espécimen se sujeta a un mandril fijo.
- Un actuador lineal permite comunicar movimiento lineal a la base que sujeta el mandril fijo, a fin de transmitir una flexión y de este modo, desarrollar ensayos de fatiga por combinación flexión – torsión.
- El ensayo se detiene de manera automática, esto se logra mediante continuidad de corriente: el servomotor es accionado mediante una señal eléctrica de continuidad de corriente a través del espécimen de prueba: cuando ocurre un fallo por torsión, la corriente es interrumpida a lo largo de la probeta permitiendo el paro automático del servomotor.

- El conteo de ciclos de torsión se hace mediante un contador eléctrico, el cual es conectado en serie a la continuidad de corriente del espécimen. Bajo una falla por torsión, la corriente es interrumpida y el contador de ciclos se detiene.

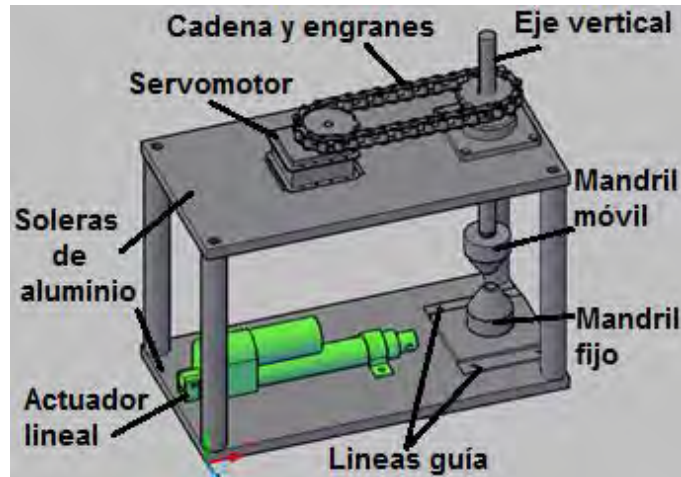


Figura 40. Desarrollo de una máquina de ensayos de fatiga por torsión y por combinación torsión-flexión.

Esta máquina de fatiga por torsión, es una de las pocas máquinas de fatiga del mundo capaces de desarrollar diferentes ensayos: torsión, flexión pura, y combinación torsión – flexión.

2.2 Manufactura y ensamble de la máquina de fatiga.

Como se muestra en la Figura 40, la máquina tiene dos placas planas de la aleación de aluminio 6061-T6 y cuatro barras de celorón que componen la estructura rígida de la máquina. La placa superior de aluminio tiene 5 perforaciones en un lado para fijar dos chumaceras de pared y un eje, Figura 41 a). Una cavidad en el extremo opuesto fija el servomotor, Figura 41 b). Dichas operaciones fueron hechas en un taller de manufactura, con la ayuda de una fresadora, Figura 41 c).

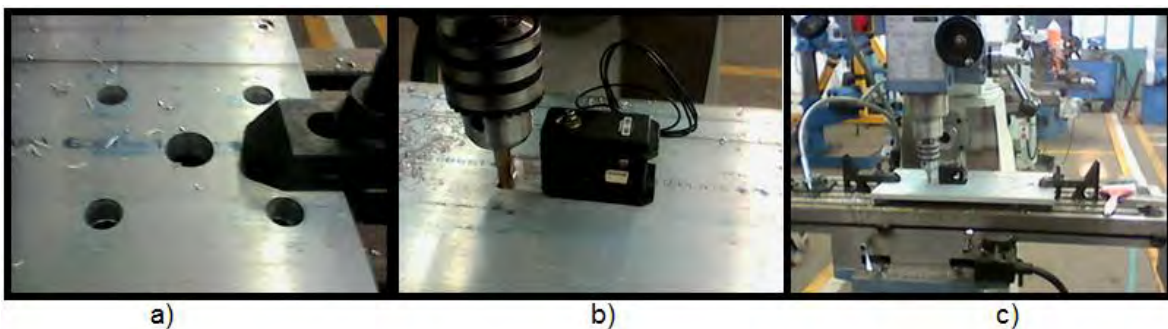


Figura 41. a) Placa barrenada, b) cavidad para el servo, c) fresadora.

La solera inferior solo tiene dos líneas guía para alinear el espécimen de ensayos, estas líneas son de la misma aleación de aluminio y están fijadas con tornillos así como el pistón electrónico, Figura 42 a). La sujeción del espécimen de prueba se hace mediante dos mandriles de sujeción rápida, Figura 42 b) y la transmisión del movimiento se hace mediante una cadena y dos catarinas Figura 42 c).



Figura 42. a) Pistón electrónico y líneas guía, b) mandriles de sujeción rápida, c) transmisión mediante cadena y catarinas.

2.2.1 Montaje final.

En la Figura 43 se muestra la máquina de fatiga desarrollada en nuestro laboratorio, permitiendo obtener la resistencia a la fatiga de las aleaciones de aluminio 6063-T5 y 6061-T6. La máxima frecuencia de trabajo de esta máquina es 10Hz y se detiene automáticamente cuando el espécimen de prueba se rompe. Adicionalmente, un contador de ciclos entrega la duración del ensayo y se detiene simultáneamente cuando el espécimen se rompe.



Figura 43. Máquina de fatiga desarrollada en nuestro laboratorio.

2.3 Programación y control de la máquina de fatiga.

En primera instancia, debemos introducir el motor MX-106R DYNAMIXEL Figura 30, que fue usado para los movimientos rotativos de la máquina; DYNAMIXEL es un pequeño actuador exclusivo para robots con un motor de corriente directa completamente integrado a un reductor de engranajes, un controlador, una tarjeta de mando y una red de trabajo en un módulo de servomotor de corriente directa. La

serie MX es un nuevo concepto de DYNAMIXEL con funciones avanzadas como control preciso, 360 grados de giro para el control de la posición y alta velocidad de comunicación, control PID (proportional-integral-derivative) que permite calcular un error entre cada movimiento desde una posición a otra. Las características del servo están enlistadas en la Tabla 3.

Es importante mostrar el segundo actuador, este es el actuador lineal alternante 2333 de 6 pulgadas, de la compañía POLOLU, Figura 31. Este actuador lineal de alta calidad funciona con 12 volts, tiene un motor de corriente directa y un reductor de tornillo sinfín; interruptores de final de carrera en cada extremo del pistón hacen el actuador fácilmente controlable a lo largo de su completo rango de movimiento. Finalmente, un tornillo sinfín asegura que el pistón mantenga su posición aun cuando el motor está des energizado. Las características de este motor se enlistan también en la Tabla 3.

Tabla 3. Características de los actuadores.

DYNAMIXEL MX106R	Actuador lineal 2333 de 6".
<ul style="list-style-type: none"> • Resolución 0.088°. • Control PID permite tener mayor confiabilidad y precisión. • Protocolo de comunicación RS-485. • Soporta modo dual para modo esclavo maestro. • 360° control de posición sin zona muerta. • Alta velocidad de comunicación serial, 3Mbps. 	<ul style="list-style-type: none"> • 51 Kg de capacidad de carga. • Transmisión por gusano sinfín. • Mantiene su posición desconectado. • Velocidad de 0.016 m/s.

En el presente apartado se describirá el control del servomotor Dynamixel 106R mediante dos formas:

1. La primera es utilizando la tarjeta CM-900, misma que se usó durante la mayor parte de la investigación y cuyo desempeño fue excelente para los ensayos de fatiga por torsión. Lamentablemente esta tarjeta esta descontinuada del mercado y es imposible adquirir una nueva, aunque existen los manuales para su fabricación, toda vez que es de código abierto.
2. La segunda forma es el control del servomotor Dynamixel 106R utilizando la tarjeta CM-9.04 y la tarjeta CM-485EXP, mismas que sustituyen a la anteriormente descontinuada.

2.3.1 Control mediante la tarjeta CM-900, aplicación del software Robotis.

La tarjeta CM-900 es un circuito integrado basado en STMicroelectronics [48] y su hardware y software es de código abierto (Robotis es el software que controla la tarjeta electrónica, es soportado en Windows, Mac OSX y Linux para desarrollo fácil y conveniente de tecnología robótica Figura 34). Respecto a los aspectos generales de la programación del software Robotis, en la Figura 44, la línea: *Dxl. Write Word (ID, Address, Value)* es una función que indica: *ID*-el número del actuador, *Address*-Identifica la posición y *Value*-la posición final. En este ejemplo, la posición cambia de 0 a 130.6 en intervalos de 50 ms (las tres líneas de programación en la Figura 44). Adicionalmente, este software cuenta con una pantalla adicional que muestra el número de ciclos de vida en fatiga en tiempo real. Ambos, el contador de ciclos y la máquina de fatiga se detienen simultáneamente cuando el espécimen fractura.

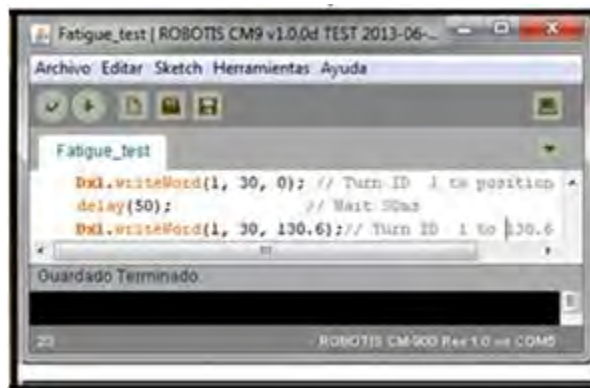


Figura 44. Software de programación Robotis CM9 v1.0.0d.

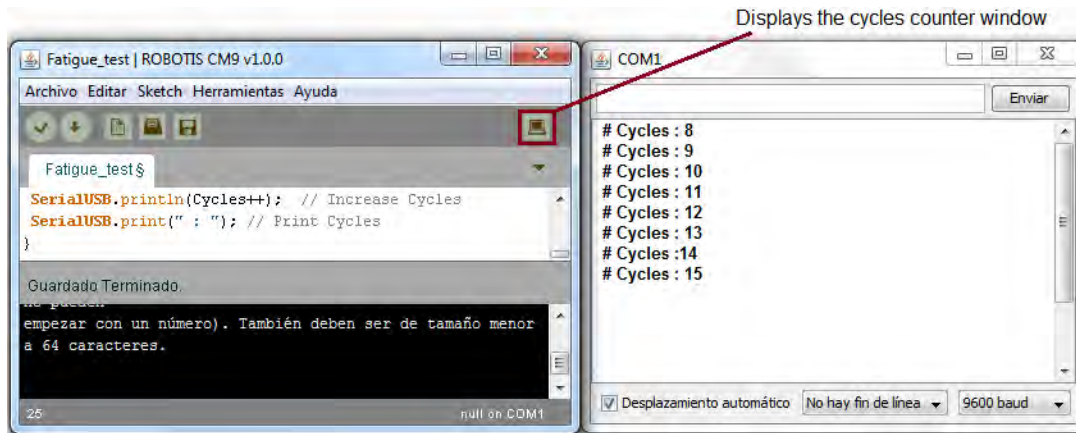


Figura 45. Ventana del software ROBOTIS y contador de ciclos en una ventana secundaria.

2.3.2 Control mediante las tarjetas CM-485EXP y CM 9.04.

A fin de llevar a cabo ensayos de fatiga por torsión, es necesario controlar el servomotor; este comunica un movimiento rotatorio y alternante relacionado a un movimiento angular predefinido. El ángulo predefinido se obtiene mediante simulación numérica, como se muestra en las Figuras 20 y 21. El movimiento mecánico se programa mediante el software “ROBOTISv1.31.00” [49] tomando en cuenta tres aspectos generales: la posición inicial del servomotor, la posición final y la frecuencia de rotación. La Figura 46a muestra la conexión de la tarjeta electrónica OpenCM 485 Expansion Board la cual trabaja con 12 volts para alimentar al servomotor y la Figura 46b la tarjeta electrónica OpenCM9.04 destinada a controlar la máquina de fatiga. La tarjeta OpenCM9.04 requiere el software Robotis para ser programada; este software puede ser descargado del sitio Robotis e-mnuals [50, 51].

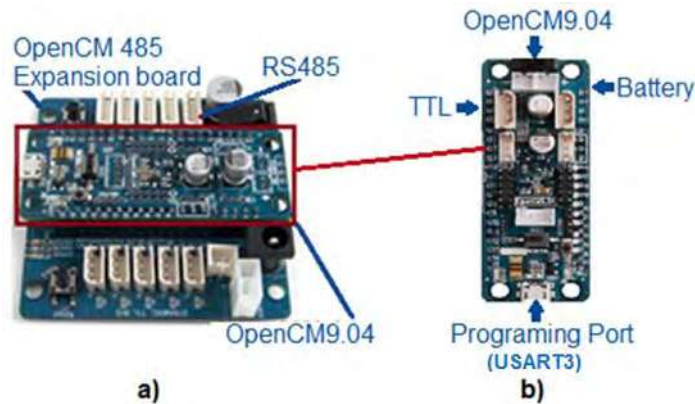


Figura 46. a) Acoplamiento de las tarjetas electrónicas: OpenCM9.04 y OpenCM485EXP, b) tarjeta electrónica OpenCM9.04.

La tarjeta OpenCM9.04 es controlada con hardware y software de código abierto basado en procesamiento y lenguajes de programación; el software utilizado en este trabajo es Robotis el cual facilita el desarrollo de tecnología robótica. Adicionalmente, este software es soportado por computadoras con plataformas: Windows, Linux y macOS. La tarjeta: OpenCM485 EXP suministra 5 V a la tarjeta electrónica OpenCM9.04 como voltaje nominal y esta última opera con un cable serial conectado al Dynamixel usando la comunicación serial USART3 (Serial3). Ambas tarjetas electrónicas se ensamblan como se muestra en la Figura 47; se debe respetar la orientación de la conexión: el cable USB se conecta en la tarjeta OpenCM9.04, mientras que el suministro de corriente y el servo Dynamixel se montan en la tarjeta OpenCM485EXP.

Respecto a la programación de esta versión del software Robotis, la Figura 48 muestra el listado completo de comandos para los ensayos de fatiga por torsión en esta máquina. A la cabeza del programa, la comunicación serial (DXL_BUS_SERIAL1), es usado por la tarjeta electrónica OpenCM485EXP. Dos instrucciones generales son obligatorias para programar en el software Robotis, estas son: el comando “void setup”, el cual se usa para poner el código de

configuración a fin de que corra una sola vez, y el comando “vpid loop”, requerido para colocar el código principal a correr de forma repetida.

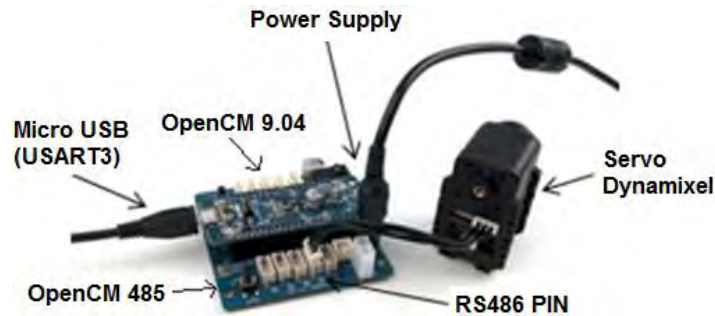


Figura 47. Conexión de las tarjetas CM, fuente de alimentación y servomotor.

```

int e=0;
int c=0;

#define DXL_BUS_SERIAL1 1 //Dynamixel on Serial1(USART1) <-OpenCM9.04
#define DXL_BUS_SERIAL2 2 //Dynamixel on Serial2(USART2) <-LM101,BT210
#define DXL_BUS_SERIAL3 3 //Dynamixel on Serial3(USART3) <-OpenCM 485EXP
#define ID_NUM 1 /* Dynamixel ID defines */
#define GOAL_POSITION 30 /* Control table defines */

Dynamixel Dxl(DXL_BUS_SERIAL1);

void setup() {
    // Dynamixel 2.0 Baudrate -> 0: 9600, 1: 57600, 2: 115200, 3: 1Mbps
    Dxl.begin(0);
    Dxl.jointMode(ID_NUM); //jointMode() is to use position mode
    pinMode(16, INPUT); //Declare pin 16 as input
    Dxl.writeWord(ID_NUM, GOAL_POSITION, 0); //Reach the initial position 0°
    delay(60000); // Wait for 60000 milliseconds
}

void loop() {
    e = digitalRead(16);
    if(e==HIGH) {
        Dxl.writeWord(ID_NUM, GOAL_POSITION, 0); // Turn dynamixel ID 1 to position 0
        delay(50); // Wait for 50 milliseconds
        Dxl.writeWord(ID_NUM, GOAL_POSITION, 80); // Turn dynamixel ID 1 to position 80
        delay(50); // Wait for 50 milliseconds
        SerialUSB.println(c++); // Increase the cycles counter
        SerialUSB.print(" : "); // Display the window counter
    }
}

```

Figura 48. Lista de comandos para los ensayos de fatiga por torsión bajo una relación de carga R=0 y 10 Hz de frecuencia, de 0° a 2.8°.

El comando "void setup()" indica los parámetros para la configuración general del control de la máquina: el primero es el baud rate (en este caso el valor 0 corresponde al Dynamixel MX-106R cuyo baud rate es 9600 megabytes por segundo: la velocidad de comunicación entre el servomotor y la tarjeta electrónica OpenCM485EXP). El comando "Dxl.jointMode()" se usa para imponer el modo posición, el cual es necesario para iniciar el ensayo. La continuidad de corriente se controla mediante el pin de conexión (pinMode 16 en la tarjeta electrónica), y finalmente el comando "Dxl.writeWorld (ID_NUM,GOAL_POSITION,0)", indica el identificador del actuador #1, la velocidad de rotación nominal máxima de 45 rpm, y la posición inicial objetivo (valor 0 en este caso). El tiempo de retardo en este punto es controlado con la instrucción "delay 60000" (que corresponde a 60 mil milisegundos).

El comando "void loop()", permite repetir líneas de programación selectas: leyendo el estado del pin 16, condición de continuidad de corriente ("if e==HGH"), en la posición inicial en el ciclo. El comando (ID, NUM,GOAL_POSITION, 0), tiene la misma función que el anterior: retardar un tiempo en la posición inicial (50 milisegundos) dentro del ciclo loop. Finalmente, el comando para moverse a la segunda posición es (ID_NUM, GOAL_POSITION, 80), y el valor 80 representa el ángulo de torsión, en este caso 2.7°. el tiempo de espera en esta posición es una vez más 50 milisegundos. Adicionalmente, el comando "C++" permite acumular el número de ciclos del ensayo de fatiga por torsión, mientras que el comando (" : ") despliega el número de ciclos, igual que en la Figura 45.

2.4 Calibración de los ensayos de torsión.

El ángulo de torsión relacionado a un valor del software Robotis fue obtenido, como se muestra en la Figura 49. Por ejemplo, para la frecuencia comprendida entre 0.5 y 5 Hz el valor en el software Robotis es de 50 para un ángulo de torsión de 2.5°. Sin embargo, se observan variaciones importantes cuando la frecuencia de torsión alcanza 10 Hz: con el mismo valor de Robotis de 50 y una frecuencia de 10 Hz, el ángulo de torsión es solamente 0.5°, para la razón de carga ($R=0$ y $R=-1$). La figura 49 también muestra el correspondiente esfuerzo a la cizalladura para cada ángulo de torsión cuando se usa una probeta de la aleación de aluminio 6061-T6 mostradas en la Figura 50, cuyo módulo de corte es de 26 GPa.

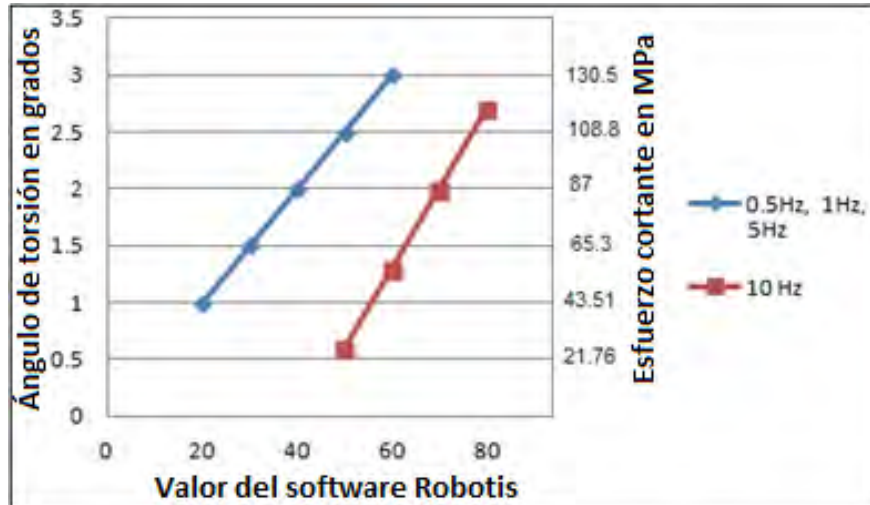


Figura 49. Gráfica: Valor Robotis vs ángulo de torsión con carga, a diferentes frecuencias.

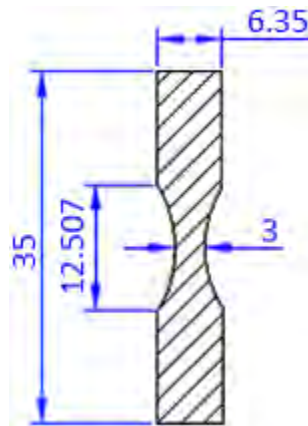


Figura 50. Dimensiones del espécimen de torsión en mm.

Concerniente al comportamiento del ángulo de torsión contra el valor del software Robotis a diferentes frecuencias y sin carga, la Figura 51 muestra los resultados correspondientes: un valor de Robotis de 30 corresponde a 2.5° para las frecuencias de 0.5, 1 y 5 Hz, bajo la condición de carga nula; mientras que usando este valor de Robotis a 10 Hz de frecuencia el ángulo de torsión es cercano a 0.5° . Este comportamiento no lineal entre la frecuencia y el valor Robotis se atribuye al servomotor dynamixel MX-106R.

En la figura 52 se grafican los valores de Robotis para 6 ángulos de torsión a diferentes frecuencias en ensayos de fatiga por torsión: desde 0.5 hasta 10 Hz. Por encima de 5 Hz de frecuencia, el valor de Robotis permanece constante para cada ángulo de torsión; sin embargo, por debajo de 5 Hz el valor Robotis necesita ser incrementado con la frecuencia de carga a fin de mantener el mismo ángulo de torsión. El valor de Robotis de 50 corresponde a 0.5 grados de torsión a 10 Hz, este valor es cercano a 10 para las frecuencias por encima de 5 Hz, considerando el mismo ángulo. Además, el valor de Robotis es cercano a 50 para 2.5 grados de

torsión y frecuencias por debajo de 5 Hz; este valor alcanza 77 para el mismo ángulo de torsión y 10 Hz de frecuencia de carga.

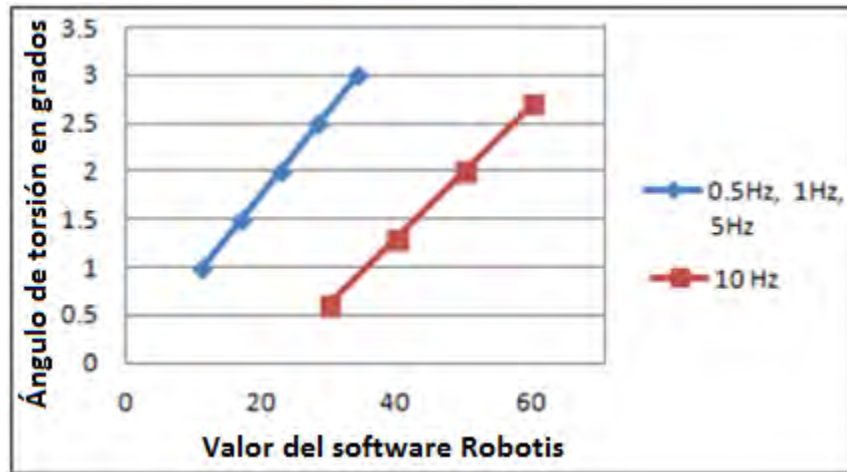


Figura 51. Gráfica: Valor Robotis vs ángulo de torsión sin carga, a diferentes frecuencias.

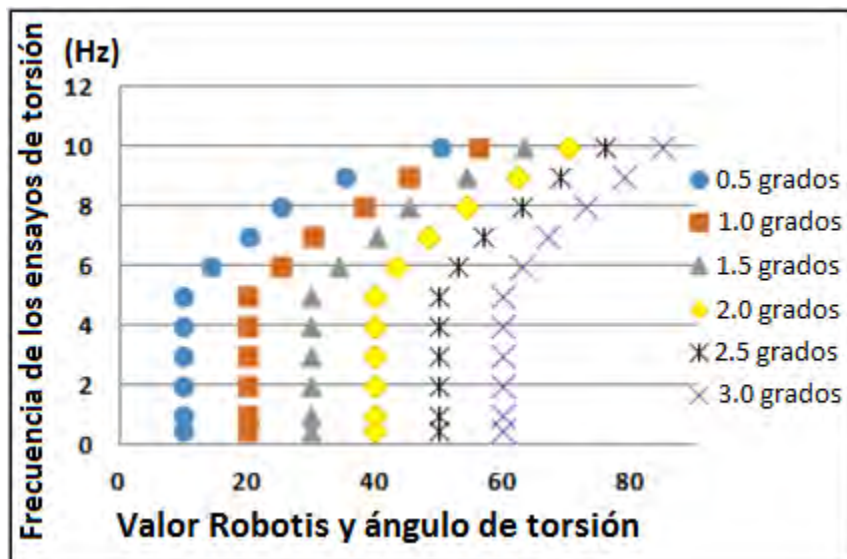


Figura 52. Efecto de la frecuencia de torsión en el valor de Robotis y ángulo de torsión, en la aleación de aluminio 6061-T6.

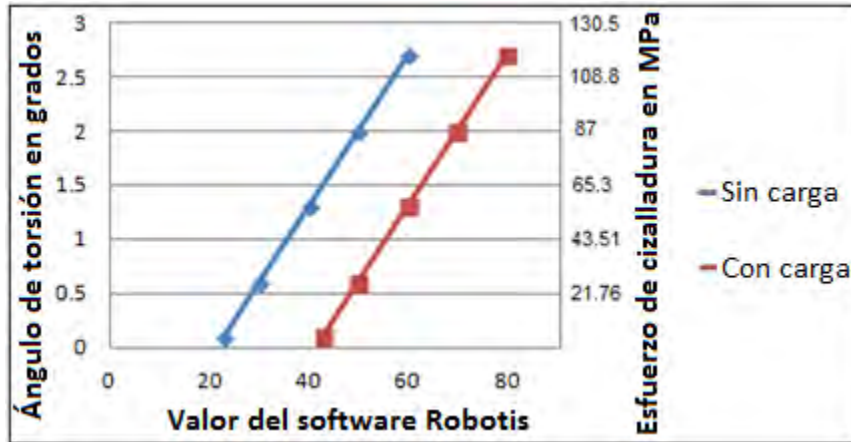


Figura 53. Gráfica: Valor Robotis vs ángulo de torsión a 10 Hz, para especímenes con y sin carga.

Finalmente, se observa una diferencia constante para los valores de Robotis a 10 Hz de frecuencia de torsión cuando se consideran ensayos con y sin carga aplicada, como se muestra en la Figura 54. Esta vez, la diferencia de los valores en Robotis entre ensayos con y sin carga se muestra constante: para todos los ángulos de torsión, la diferencia es cercana a 20. El esfuerzo de cizalladura impreso en el eje vertical derecho corresponde a la aleación cargada de aluminio 6061-T6 bajo ensayos en torsión.

CAPÍTULO III.

PUESTA EN MARCHA DE LOS ENSAYOS DE FATIGA POR TORSIÓN.

3.1 Especímenes de prueba.

El diseño de los especímenes de prueba o probetas se realizó con la ayuda del programa Autocad. Las Figuras 17 y 50 muestran los especímenes de prueba con forma de reloj de arena para ensayos de torsión. La reducción de área en la parte central de los mismos es para inducir un concentrador de esfuerzos en esa zona y condicionar la fractura justo en la parte central. Con este mismo diseño es posible reducir o aumentar la zona de la sección estrecha de la probeta para trabajar con materiales con mayor o menor resistencia a la cizalladura.

Teniendo el diseño de la probeta, se aprovecha el programa Autocad para obtener las coordenadas de posición de una probeta que se hace rotar un grado por un extremo, toda vez que se sujeta por el extremo opuesto Figura 54. Esto permitirá realizar una serie de simulaciones numéricas en el programa Ansys Multiphysics, con el cual se determinarán los esfuerzos máximos presentes en un espécimen de un material específico y a un ángulo de torsión impuesto.

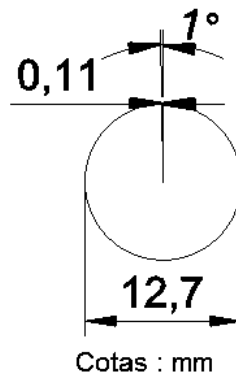


Figura 54. Vista superior de una probeta girada 1° y su respectivo cambio de posición en el eje horizontal.

3.2 Maquinado del espécimen experimental.

El maquinado de las probetas se realizó en un torno CNC en el laboratorio de manufactura avanzada de la UMSNH con ayuda del programa CNC-Calc v6, el cual pueden dibujar geometrías 2D y generar los códigos de control numérico en formatos conversacionales ISO para todas las operaciones habituales, como contornos y ciclos de taladrado. Se muestra a continuación la ventana principal del programa, con el panel de dibujo vacío, Figura 55.

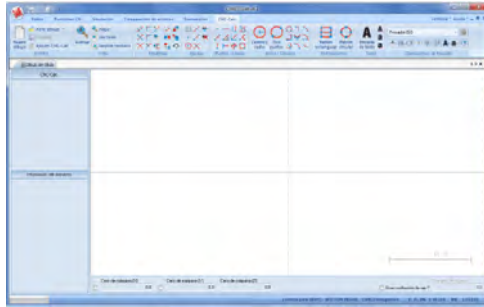


Figura 55. Ventana principal del programa CNC-Calc v6.

El proceso de maquinado de las probetas se resume en dos partes Figuras 56 y 57: la primera es en el taller de manufactura, donde se realiza el corte del material suministrado en barras de 6 metros de largo por 6.35 milímetros de diámetro, en pedazos más pequeños de 70 milímetros de largo, seguido del refrentado de las pequeñas piezas por ambos lados, continuando con un taladrado de cada extremo con una broca de centros. La segunda parte se lleva a cabo en el taller de manufactura moderna, donde se da el maquinado de las probetas en un torno CNC.



Figura 56. Primera parte del maquinado de las probetas: corte, refrentado y taladrado de centros.



Figura 57. Segunda parte del maquinado de las probetas en CNC.

La presente etapa culmina con la obtención de un tándem importante de probetas listas para ensayarse, por lo cual, en la siguiente sección se analizarán las cargas

aplicadas y los estados de esfuerzos inducidos a las probetas para llevar a cabo los ensayos de fatiga por torsión.

3.3 Simulaciones numéricas.

Para efecto de la puesta en marcha de los ensayos experimentales, resulta necesario obtener valores de distribución de esfuerzos mediante la simulación numérica para conocer la relación: ángulo de torsión – distribución de esfuerzos en la parte estrecha de la probeta. De este modo, se induce un par torsor inferior al límite de resistencia a la torsión del material a ensayar.

Primeramente abrimos el programa Ansys Multiphysics y seleccionamos "Preferences" y después "Structural", Figura 58.

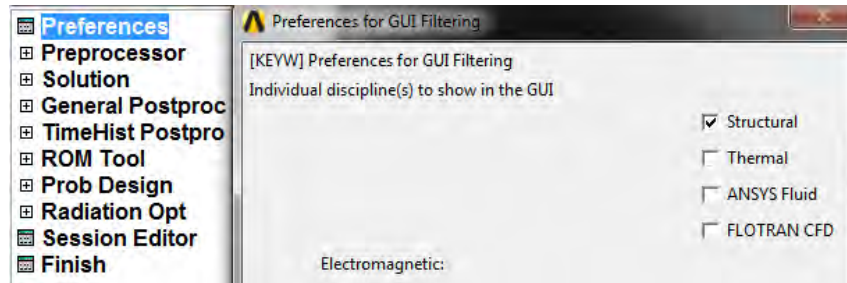


Figura 58. Tipo de estudio en Ansys.

Continuamos con la selección del elemento y se hace en "Preprocessor – Element Type – Add/Edit/Delete".

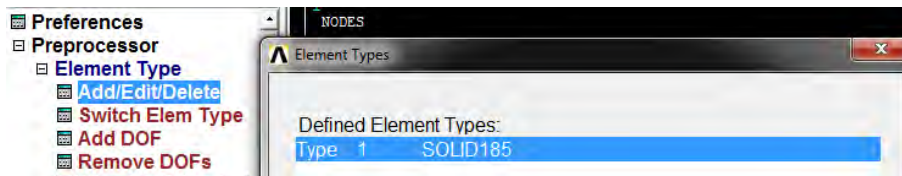


Figura 59. Selección de elemento SOLID 185 en Ansys.

En "Material Props", seleccionamos "Material Models" y luego damos click en "Structural, - Linear – Elastic – Isotropic".

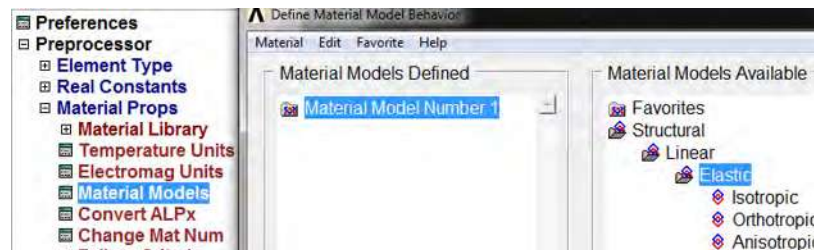


Figura 60. Selección de problema lineal – elástico – isotrópico, en Ansys.

Enseguida, se ingresan los valores del módulo de elasticidad en torsión y el módulo de Poisson.

EX	2.6E+010
PRXY	0.33

Figura 61. Módulo de elasticidad en torsión y coeficiente de Poisson de la aleación 6061 – T6.

Se continúa con el MODELADO de la probeta, lo cual se logra haciendo un rectángulo de 6.35mm de alto por 35mm de largo y un círculo de 12.9mm como se muestra en la Figura 62.

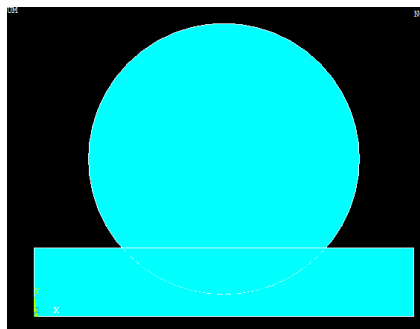


Figura 62. Modelado de un rectángulo y un círculo en Ansys.

Con una operación booleana se subtrae el círculo al rectángulo ("Modeling / Operate / Booleans / Subtract / Areas")

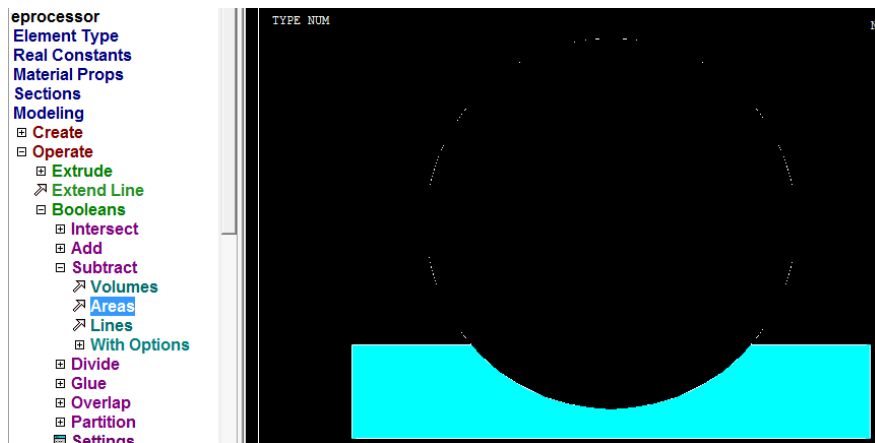


Figura 63. Operación booleana entre el rectángulo y el círculo.

Y se hace rotar el área obtenida, a lo largo de su eje base ("Preprocessor / Modeling / Operate / Extrude / Areas / About Axis"), para obtener el volumen de la probeta:

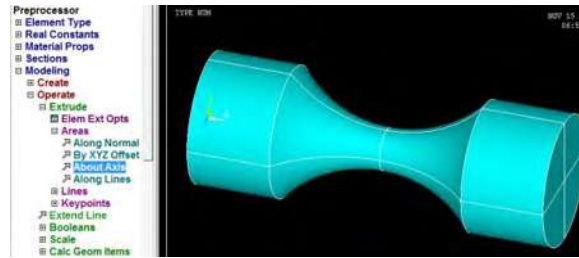


Figura 64. Extrusión de área a lo largo del eje X.

Enseguida, se hace un mallado libre ("Preprocessor / Meshing / Mesh / Volumes / Free")

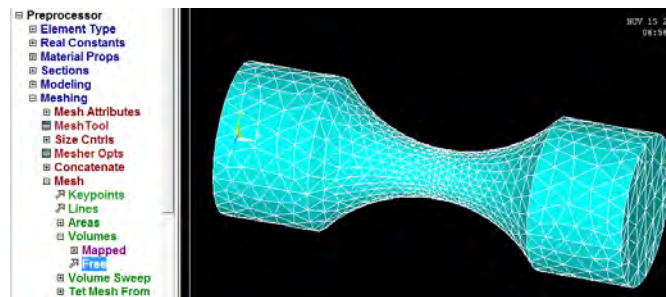


Figura 65. Malla libre aplicada al volumen.

Aplicando las condiciones frontera, se restringe el movimiento por un extremo de la probeta en todas las direcciones y se iguala a cero. Después, se restringe el nodo central opuesto en la dirección Y, Z y se igualan a cero aplicando una carga de 3N en el mismo nodo. Finalmente, se aplica un desplazamiento lineal de 0.11mm en la línea D en el eje Z y un desplazamiento de -0.11mm en la línea E en el eje Z, quedando la probeta fija de un lado y con un torque y una tensión en el lado opuesto, Figura 66.

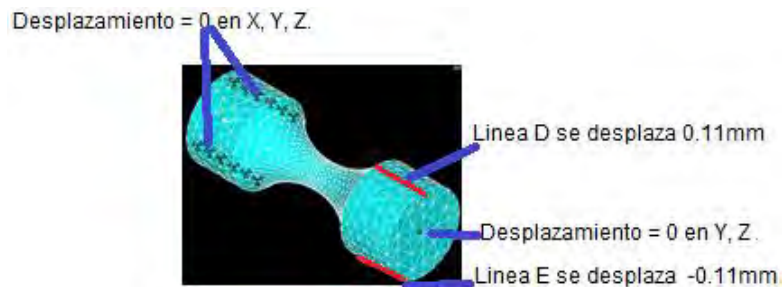


Figura 66. Condiciones frontera de la probeta.

A continuación, se solución el modelo mediante la instrucción (Solution / Solve / Current LS).

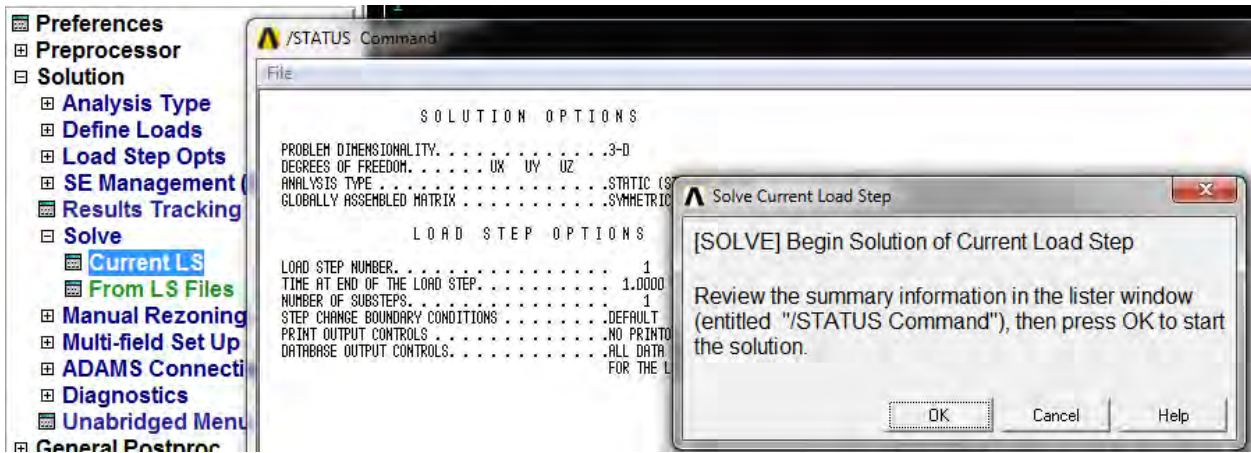


Figura 67. Etapa de solución en Ansys.

Habitualmente, se imprimen los máximos esfuerzos cortantes por torsión, generados por un grado de torsión en la probeta, que para este caso el mayor esfuerzo obtenido es de 50.4MPa.

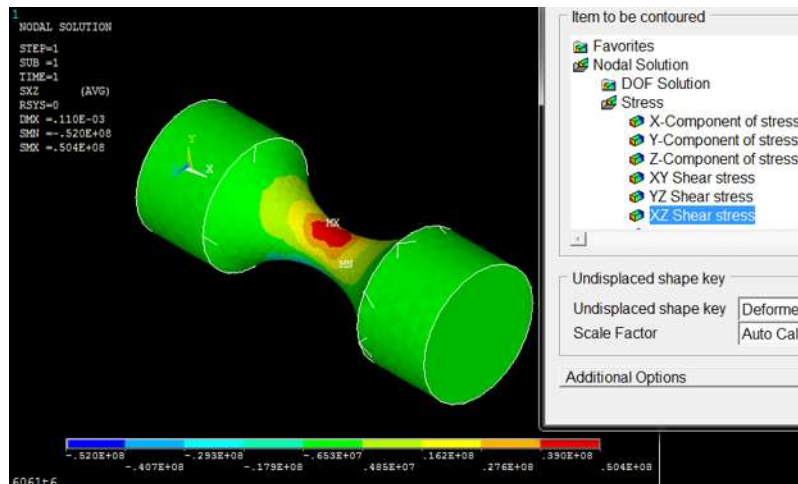
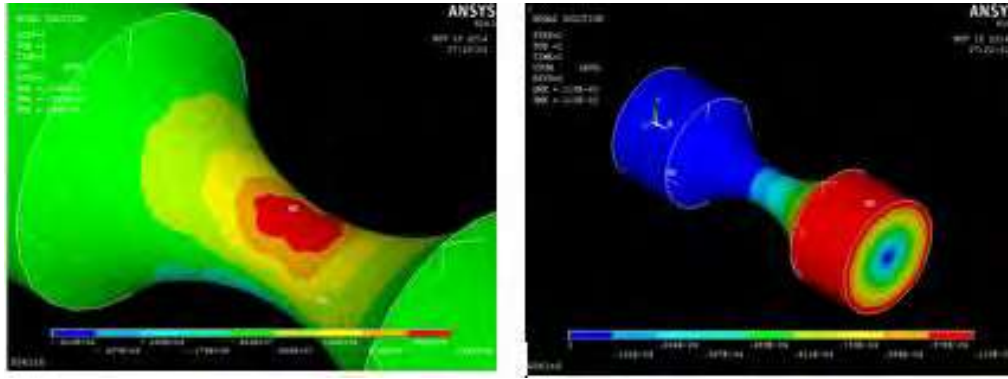


Figura 68. Máximo esfuerzo cortante por torsión en el plano XZ.

Una comparación entre resultados de zonas de mayor concentración de esfuerzos y máximas deformaciones, evidencia que la zona central de la probeta presenta sistemáticamente el inicio de fisura; mientras que la zona de máximos desplazamientos se localizan en los extremos de la misma, como se muestran en Figuras 69a y 69b.



a)

b)

Figura 69. a) Zona de máxima concentración de esfuerzos, b) Zona de máximos desplazamientos.

En etapas anteriores se revisó el diseño de los especímenes de prueba, el maquinado de los mismos y la metodología para hacer simulaciones numéricas en ANSYS MULTIPHYSICS. Esa metodología permite conocer la relación “ángulo de torsión – esfuerzo de cizalladura” que sufrirán las probetas durante los ensayos de fatiga; cuyo desarrollo se presenta en la siguiente etapa.

3.4 Diseño de los ensayos de fatiga por torsión.

Primeramente, se muestran las propiedades químicas y principales propiedades mecánicas de las aleaciones de aluminio 6063-T5 y 6061-T6, cuyas resistencias a la fatiga por torsión serán analizadas. Las Tablas 4a y b muestran las propiedades químicas mientras que las Tablas 5a y b las principales propiedades mecánicas de dichas aleaciones.

Tabla 4 a). Composición química en peso (%) de la aleación de aluminio 6063 – T5.

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Al
0.3 – 0.6	0.35	0.1	0.1	0.4 – 0.85	0.1	0.1	0.1	>96.9

Tabla 4 b). Composición química en peso (%) de la aleación de aluminio 6061 – T6.

Componente	Peso. %	Componente	Peso. %	Componente	Peso. %
Al	95.8 - 98.6	Mg	0.8 – 1.2	Si	0.4 – 0.8
Cr	0.04 – 0.35	Mn	Max. 0.15	Ti	Max. 0.15
Cu	0.15 – 0.4	Otro, cada	Max. 0.05	Zn	Max. 0.25
Fe	Max. 0.7	Otro, total	Max. 0.15		

Tabla 5 a). Principales propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6063 – T5.

Límite elástico	Esfuerzo ultimo de tensión	%	Módulo de Young	Dureza	Módulo de corte	Resistencia a la cizalladura
MPa	MPa	Elongación	GPa	Brinell	GPa	MPa
145	187	0.33	68.9	60	25.8	117

Tabla 5 b). Principales propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6061 – T6.

Resistencia a la cizalladura	Resistencia a la tracción	Elongación	Módulo de corte	Dureza
MPa	MPa	%	GPa	Brinell
207	310	0.33	26	95

3.4.1 Cálculo del nivel de carga inducido a las probetas en los ensayos de fatiga por torsión.

Anteriormente se mostró una simulación numérica que relaciona el ángulo de torsión necesario para deformar una probeta en la zona central (zona de mayor concentración de esfuerzos) por debajo del esfuerzo de cedencia del material. Debido a que se trabaja en la zona elástica, es posible establecer una relación lineal entre el ángulo de torsión y el esfuerzo que dicho ángulo genera en el espécimen de prueba.

Retomando los resultados de las simulaciones numéricas en el capítulo 3.3, es evidente que un grado de torsión genera un esfuerzo cortante por torsión de 50.4 MPa, lo cual comparado con resistencia a la torsión de la aleación 6061 – T6 (207 MPa), equivale al 24.34%. Con esta información, es posible obtener la relación ángulo de torsión – esfuerzo inducido, mediante una regla de tres:

$$\frac{1^\circ}{X} = \frac{50.4 \text{ MPa}}{186.3 \text{ MPa}}$$

En donde: 50.4 MPa corresponde al 24.34% del límite elástico en torsión para la aleación 6061-T6 y 186.3 MPa el 90% de ese mismo límite.

De acuerdo a las Tablas 5a y 5b de las aleaciones de aluminio 6063-T5 y 6061-T6, el límite elástico a la torsión del material 6061 – T6 es 207 MPa, mientras que la del 6063-T5 es 117 MPa. Con estos datos y con los resultados de las simulaciones numéricas es posible determinar las relaciones necesarias para llevar a cabo ensayos de fatiga al 90%, 80%, 70%, 60% del límite elástico a la torsión de

estas dos aleaciones de aluminio. Estas relaciones se muestran en las Tablas 3 y 4.

Tabla 6. Relación ángulo – esfuerzo de la aleación 6061 – T6.

Ángulo de torsión	% Limite elástico en torsión 6061 – T6
3.7°	90%
3.3°	80%
2.88°	70%
2.46°	60%

Tabla 7. Relación ángulo – esfuerzo de la aleación 6063 – T5.

Ángulo de torsión	% Límite elástico en torsión 6063 – T5
2.11°	90%
1.87°	80%
1.64°	70%
1.3°	60%

Con la información recopilada hasta el momento, se cuenta con los requerimientos necesarios para iniciar la explotación intensiva de los ensayos experimentales.

CAPÍTULO IV.

RESULTADOS EXPERIMENTALES.

4.1 Metodología de los ensayos experimentales.



Figura 70. Metodología seguida.

Como se muestra en la figura 70, el primer paso en el estudio fue hacer una búsqueda bibliográfica para conocer el estado del arte concerniente a fatiga mecánica por torsión, propiedades mecánicas y usos de las aleaciones de aluminio 6063-T5 y 6061-T6, a la par de trabajar en la concepción y construcción de la máquina de fatiga. Posteriormente se resolvió el control de la máquina, se fabricaron tandems de probetas con diferentes dimensiones y se llevaron a cabo simulaciones numéricas en el programa Ansys Multiphysics para conocer las condiciones o niveles de carga para los ensayos de fatiga por torsión. Finalmente se inició con la explotación intensiva de los ensayos de fatiga por torsión, se analizaron los resultados y las superficies de fractura; posteriormente se discutieron los resultados obtenidos y se concluyó la investigación.

4.2 Comparación de la resistencia a la fatiga de la aleación de aluminio nominación 6063-T5, bajo la relación de carga $R=-1$ en flexión rotativa, contra ensayos en torsión y $R=0$.

El siguiente estudio de innovación tecnológica muestra la confrontación de la resistencia de una aleación de aluminio en dos modos de aplicación de carga dinámica: Fatiga por torsión VS fatiga por flexión rotativa. Cuya área de aplicación industrial está comprendida en: Diseño mecánico, diseño de estructuras, industria aérea y automotriz.

A manera de resumen, este trabajo trata sobre el estudio de fatiga en condiciones de flexión rotativa y por torsión de la aleación de aluminio 6063-T5. Se observó con especial atención la reducción de la resistencia a la fatiga de esta aleación en los ensayos de torsión, con respecto a los ensayos de flexión rotativa. La máquina utilizada para los ensayos de fatiga fue diseñada y construida por los autores y ha sido publicada previamente; los niveles de esfuerzo aplicado a los ensayos fueron del 60%, 70%, 80% y 90% del límite elástico para flexión rotativa y del esfuerzo de cizalladura para los ensayos de fatiga por torsión.

Los ensayos de fatiga por torsión fueron a una frecuencia de 10 Hz y una relación de cambio $R = 0$; mientras que los ensayos por flexión rotativa fueron obtenidos a una frecuencia de 50 Hz y $R = -1$. Los resultados revelan una notable reducción de resistencia a la fatiga bajo torsión, comparada con la pieza sometida a flexión rotativa. Vida en fatiga, iniciación de grieta y los mecanismos de su propagación fueron analizados para las dos modalidades de ensayos de fatiga. El presente trabajo permitiría ampliar el campo de aplicaciones de la aleación en estudio, al conocer más profundamente el comportamiento bajo fatiga.

Palabras clave: Fatiga por torsión, Fatiga por flexión rotativa, Aleación de aluminio 6063-T5, Inicio y propagación de grieta.

Como una introducción al trabajo, el alto potencial de las aleaciones de aluminio como materiales estructurales requiere el conocimiento de sus propiedades mecánicas; dichas aleaciones han sido usadas en un creciente número de nuevas estructuras o proyectos de recubrimiento, como torres de antenas, estructuras de aviones, puentes, industria automotriz, domos de gran envergadura, estructuras en áreas con temperaturas extremadamente bajas, etc. [52-54]. Además, ha sido señalado por varios autores que el uso potencial de aleaciones de aluminio, no concuerda con los beneficios obtenidos hoy en día por sus aplicaciones. Asimismo, la combinación de su resistencia relativamente alta en relación a su propio peso, alta durabilidad y disponibilidad, alta resistencia a la corrosión [55-56], y su bajo costo hacen de las aleaciones de aluminio una excelente opción para una amplia variedad de aplicaciones estructurales. La pertinencia de estudiar la aleación 6063-T5 es debido a su gran disponibilidad en el mercado, siendo la aleación de aluminio más comúnmente producida por extrusión en los estados unidos [57], además de

presentar una alta resistencia a la corrosión y buena soldabilidad combinada con buena resistencia a la fatiga, lo cual conduce a variadas aplicaciones industriales, tales como: tuberías para sistemas de riego, marcos de puertas y ventanas, componentes y conductores eléctricos, barandales y muebles, intercambiadores de calor, torres de antenas, estructuras con en aplicaciones donde la temperatura sea extremadamente baja, etc.

La principal contribución de este estudio es la confrontación entre la resistencia de fatiga en torsión contra la resistencia a la fatiga por flexión rotativa en esta aleación de aluminio, ambas bajo mismas condiciones de esfuerzo.

Las propiedades físicas y mecánicas de las aleaciones de aluminio son de principal interés en aplicaciones industriales. El uso de fundiciones de aleaciones de aluminio en aplicaciones estructurales automotrices está creciendo rápidamente debido a la necesidad de reducción de peso [58], o el uso de aleaciones de aluminio en la industria aeronáutica [59]. En investigaciones recientes [60-61], se ha reportado que la carga requerida para inducir una fractura en ensayos de fatiga por torsión es menor comparada con la carga necesaria para inducir una fractura en ensayos de fatiga por carga axial. Esto último puede ser atribuido al alto gradiente de tensión o fuerza motriz en especímenes a torsión, comparados con los especímenes ensayados con carga axial. Para el presente estudio, se ha utilizado la máquina de fatiga por torsión descrita en el Capítulo II [62].

La composición química en peso, y las principales propiedades mecánicas del material de prueba se muestran en las Tablas 4a y b, respectivamente. Las probetas para los ensayos de fatiga por torsión y por flexión rotativa con el tipo de aplicación de carga se muestran en la Figura 71 y 73, respectivamente. Debe hacerse notar que las dimensiones de las probetas para los ensayos en flexión rotativa fueron diferentes respecto a la norma ISO 1143-2010, a fin de inducir un alto esfuerzo en la sección estrecha de 60, 70, 80 y 90% del esfuerzo de cedencia de este material. Los ensayos de fatiga por flexión rotativa fueron obtenidos en un estudio previo [63], a una frecuencia de 50 Hz y una relación de cambio $R = -1$. Por otro lado, los ensayos de fatiga por torsión fueron obtenidos recientemente a una frecuencia de 10 Hz y una relación de cambio $R = 0$. Acerca de la rugosidad superficial, todos los especímenes fueron maquinados de manera similar a fin de mantener la rugosidad superficial sin una gran variación; el parámetro de rugosidad R_a (promedio aritmético de valores absolutos) fue cercano a las $10\mu\text{m}$ para todas las probetas.

El diámetro en la sección estrecha de las probetas a torsión fue cercano a 4.1 mm; no existe una norma internacional disponible para probetas de fatiga por torsión; la norma ASTM A939-97 trata de ensayos de alambres de sección constante bajo torsión. El perfil del espécimen fue determinado para inducir un esfuerzo de trabajo en la sección del cuello de 90, 80, 70 y 60% del esfuerzo de cedencia por torsión de este material (117 MPa). La Figura 71 a) muestra las dimensiones (mm) y las restricciones de la probeta simétrica con forma de reloj de arena usada en los ensayos de fatiga por torsión, y la Figura 71 b) presenta la probeta fabricada para los ensayos de torsión, partiendo de una barra sólida.

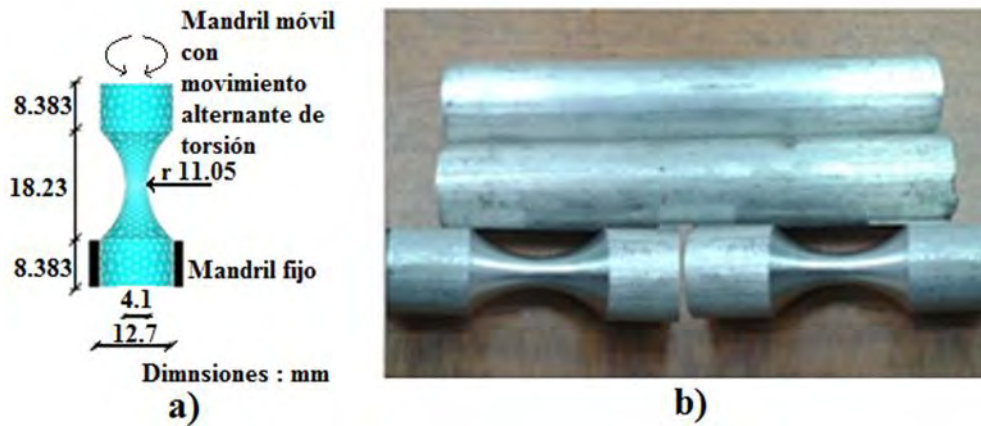


Figura 71. a) Forma, dimensiones (mm), y restricciones de las probetas a torsión, b) barras sólidas y probetas fabricadas.

Se llevó a cabo un análisis por técnicas de elemento finito en el programa Ansys Multiphysics, con las dimensiones de especímenes y condiciones frontera anteriormente señaladas. En dicho análisis se encontró que, por debajo del límite de cizalladura, existe una relación lineal entre el ángulo de torsión impuesto a un espécimen y el esfuerzo por torsión inducido en la sección estrecha de la probeta; en el ejemplo de la Figura 72: un grado de torsión induce 44MPa en la zona de cuello de la probeta de fatiga por torsión.

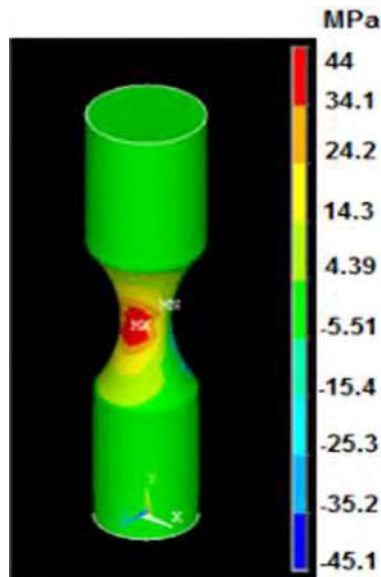


Figura 72. Un grado de torsión induce 44MPa en la sección de cuello de la probeta.

De manera análoga, se llevó a cabo un análisis para determinar el nivel de carga requerido para los ensayos de fatiga por flexión rotativa. La Figura 73 muestra que

una carga de 9.81N de flexión, induce un esfuerzo de 44MPa en la sección de cuello en la probeta de la Figura 16.

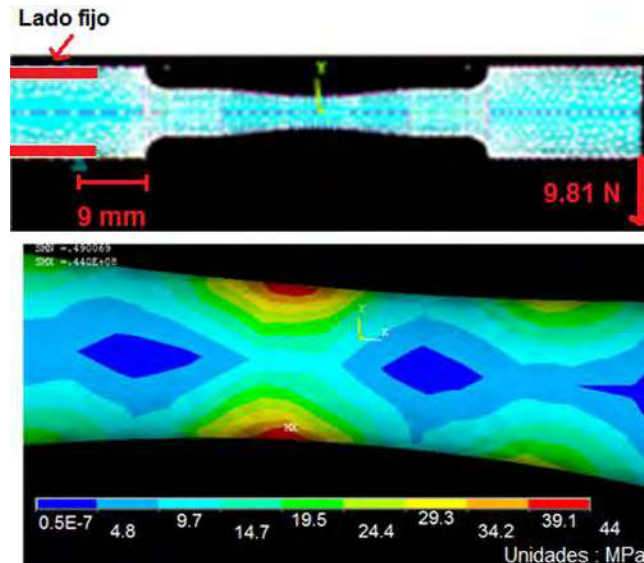


Figura 73. Una carga de 9.81N induce 44MPa en la sección de cuello en una probeta de flexión rotativa.

Con las simulaciones numéricas en probetas de torsión y de flexión rotativa se pusieron en marcha ensayos de fatiga, cuyos resultados se muestran y comparan a continuación:

La Figura 74 muestra los resultados experimentales para las dos modalidades de ensayos de fatiga; se observa que la vida en torsión es menor respecto a la vida en fatiga en flexión rotativa para los cuatro niveles de carga aplicados. Las líneas de tendencia logarítmica (roja y azul) no son paralelas; ellas convergen para la baja carga aplicada y divergen para el alto nivel de carga. Si se reduce el nivel de carga, la diferencia entre las dos modalidades decrece; estos resultados han sido observados por algunos autores [64-66]. Adicionalmente, desde el punto de vista teórico, una carga muy baja debería implicar una vida de fatiga infinita para ambas modalidades de ensayos. Por otro lado, si se incrementa la carga, la diferencia entre el esfuerzo de cizalladura en torsión y el esfuerzo de cedencia en flexión rotativa es el origen de la variación en la resistencia a la fatiga.

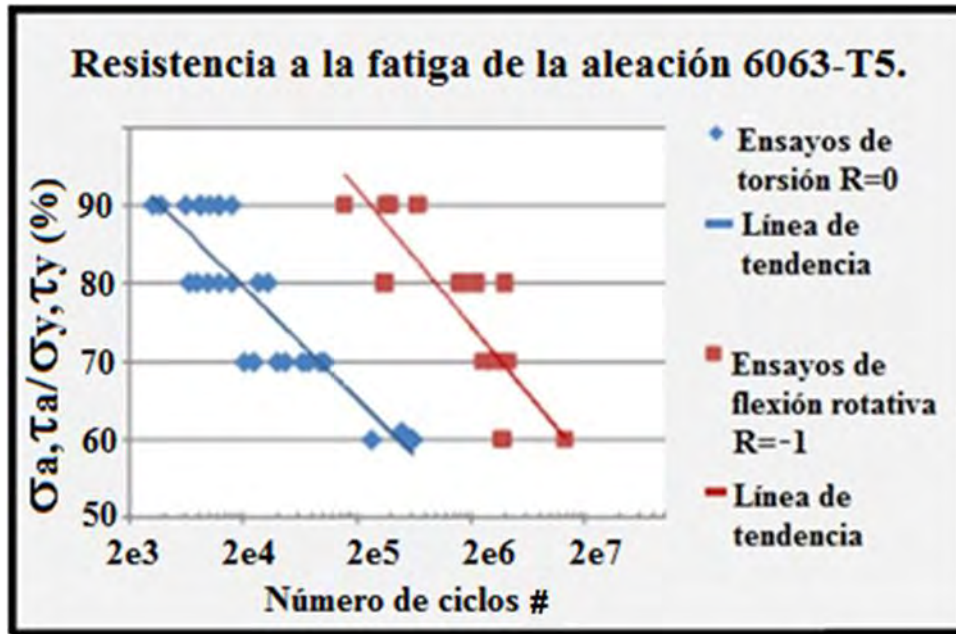


Figura 74. Resistencia a la fatiga de la aleación 6063 – T5, en ensayos de flexión rotativa y torsión.

Como discusión a los resultados obtenidos, la Figura 74 muestra que los resultados de fatiga en flexión rotativa ($R=-1$), en esta aleación de aluminio están cerca de 3×10^5 ciclos al 90% del límite elástico de este material; mientras que al 90% del esfuerzo de cedencia por torsión, la vida en fatiga es cercana a 3000 ciclos ($R=0$), se aprecia una marcada diferencia 100 veces mayor en resistencia a la fatiga por flexión rotativa frente a la resistencia por torsión. Para el bajo nivel de carga aplicado, la vida en fatiga es cercana a 7 millones de ciclos para el 60% del límite elástico de este material bajo fatiga por flexión rotativa y 3.5×10^5 ciclos bajo fatiga por torsión, con 60% del límite elástico por torsión; de nuevo existe una reducción en la resistencia a la fatiga por torsión, esta vez 20 veces menor que su equivalente en flexión rotativa. Con los resultados anteriores y con el análisis de las líneas de tendencia de la Figura 74, es posible generalizar que la resistencia a la fatiga por torsión es menor que la de flexión rotativa en esta aleación de aluminio. Para aplicaciones con cargas cercanas al esfuerzo de cedencia y/o al esfuerzo de cizalladura, se tendrá que poner mayor atención en el cálculo y diseño de los componentes sometidos a fatiga por torsión, mientras que en el caso de aplicaciones con cargas inferiores al 60% del esfuerzo de cizalladura y/o cedencia del mismo material, la resistencia a la fatiga por torsión parece converger con la resistencia a la fatiga por flexión rotativa. Mayores investigaciones por debajo del 50% del esfuerzo de cedencia y del esfuerzo de cizalladura de este material serán llevadas a cabo en un futuro próximo.

Respecto a las superficies de fractura, se observa un camino de grieta principal y uno secundario para los ensayos de flexión rotativa, Figura 75 a), perpendicular al eje principal de la probeta. Bajo fatiga por flexión rotativa de aleaciones de aluminio, es frecuentemente observado un camino principal de grieta y otro camino de grieta

secundario y simultaneo, los cuales compiten entre sí para generar la fractura final [67-68].

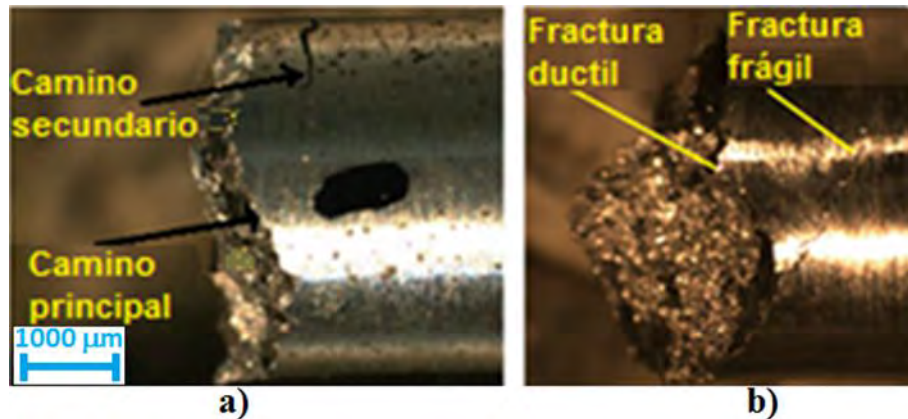


Figura 75. a) Caminos de grieta para flexión rotativa, y b) caminos de grieta por torsión.

Caminos de grietas de ensayos de fatiga por torsión son mostrados en la Figura 75 b). Un comportamiento dúctil de agrietamiento es presente en este material el cual es perpendicular al eje principal. Además, se observa un agrietamiento angular de tipo frágil que se desarrolla simultáneamente a un ángulo cercano a 45° respecto del eje principal de la probeta.

El último resultado revela el comportamiento de la aparición y propagación de la grieta en un material intermedio entre dúctil-frágil, como lo es esta aleación de aluminio, bajo condiciones de fatiga por torsión [69-70]. La propagación de la grieta de manera perpendicular al eje principal está relacionada a un comportamiento dúctil bajo cargas de fatiga por torsión, lo cual ha sido estudiado por otro autor [71]; mientras que la propagación de la grieta con un ángulo cercano a 45° está asociada con un comportamiento frágil bajo cargas de fatiga por torsión [72].

Superficies de fractura obtenidas por microscopía electrónica de barrido para los ensayos de fatiga por torsión se muestran en la Figura 76, resalta la propagación de grieta intergranular Figura 76 a) y una importante deformación plástica caracteriza la zona cercana a la superficie de la probeta, Figura 76 b). Los resultados están en concordancia con el alto gradiente de esfuerzo bajo cargas por torsión: alto esfuerzo en la superficie de la probeta y linealmente decrece en dirección radial hacia el centro de la misma.

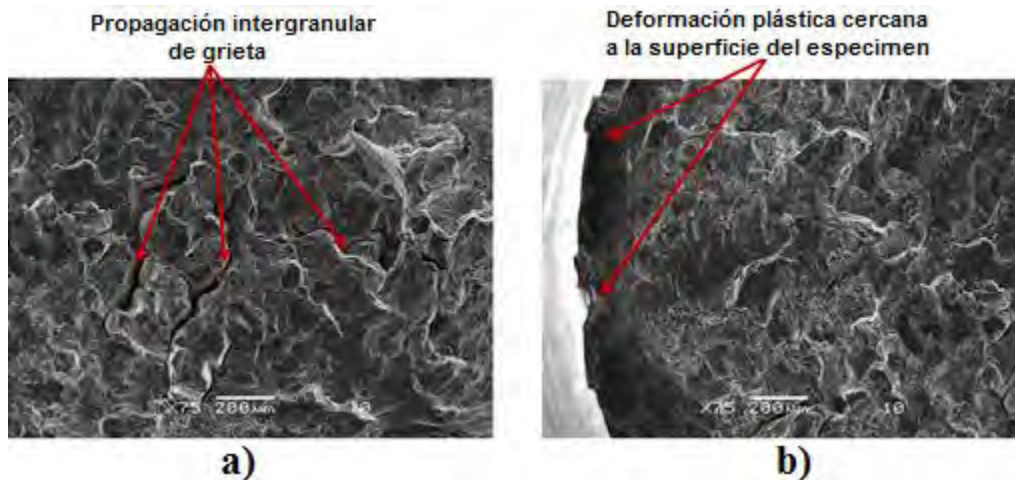


Figura 76. A) Propagación intergranular de grieta al centro del espécimen bajo cargas de torsión, b) alta deformación plástica en la sección angosta del espécimen.

De este trabajo es posible concluir:

Ensayos de fatiga por flexión rotativa han sido comparados con ensayos de fatiga por torsión para la aleación de aluminio 6063 – T5. Para el alto régimen de carga (90% del límite elástico y por torsión de este material), la resistencia a la fatiga por flexión rotativa ($R = -1$) es cien veces más grande comparada con la resistencia a la fatiga por torsión ($R = 0$). De acuerdo al bajo régimen de carga (60% del límite elástico y a torsión de este material), la resistencia a la fatiga por flexión rotativa es solamente 20 veces la correspondiente a los ensayos de torsión. Una máquina de ensayos de fatiga por torsión ha sido diseñada y desarrollada para llevar a cabo los ensayos de fatiga por torsión.

Se observan caminos de propagación de grieta primario y secundario bajo flexión rotativa, mientras que un comportamiento dúctil-frágil en la propagación de grieta es observado en las probetas de fatiga por torsión. Las superficies de fractura por torsión presentan una propagación de grieta intergranular en el centro de la probeta, donde el nivel de esfuerzos es bajo comparado a la superficie del espécimen. Una importante deformación plástica es observada en la superficie del espécimen (sección estrecha), donde el esfuerzo por torsión es alto.

Mayores investigaciones serán llevadas a cabo en un futuro próximo, particularmente en la transición del comportamiento dúctil-frágil de la propagación de grieta, la variación de la resistencia a la fatiga entre flexión rotativa y torsión en esta aleación de aluminio bajo la misma relación de cambio, e investigaciones

concernientes a los efectos de los límites elástico y de torsión en la aparición y propagación de grietas en esta aleación de aluminio.

4.3 Confrontación de la resistencia en fatiga en torsión de la aleación de aluminio 6061-T6, bajo dos relaciones de carga: $R=0$ y $R=-1$.

En el presente apartado, ensayos de fatiga por torsión se llevaron a cabo en la aleación de aluminio 6061-T6 para dos relaciones de carga: $R=-1$ y $R=0$, ambas a 10Hz de frecuencia, temperatura ambiente y sin control de la humedad ambiental. Los resultados revelan una notable reducción en la resistencia a la fatiga en ensayos con $R=0$ contra ensayos a $R=-1$. La relación de carga fue fijada cambiando únicamente el ángulo de inicio del ensayo. Vida en fatiga y superficies de fractura a escala macro y micro fueron analizadas para ambas relaciones de fatiga y finalmente, se enlistan las conclusiones.

Primeramente y como introducción a este estudio en particular, podemos comprobar que las aleaciones de aluminio son ampliamente usadas como materiales estructurales de componentes ingenieriles debido a su alta resistencia mecánica, excelente resistencia a la fatiga y buena relación resistencia-peso [73], la mejor aplicación puede ser obtenida en algunos casos típicos, que se caracterizan en tener un perfil con al menos una de las propiedades básicas: ligereza, resistencia a la corrosión y funcionalidad [74]; otra investigación en una aleación de aluminio diferente señala que el comportamiento al agrietamiento por fatiga depende de la forma de aplicación de carga así como la magnitud de la misma [75]. El presente escrito se concentra en determinar la respuesta a la fatiga por torsión de la aleación 6061-T6 para cuatro niveles de aplicación de carga: 70, 60, 50 y 40% respecto del límite elástico en torsión de este material. Este trabajo también incluye la confrontación de resultados de fatiga por torsión con dos relaciones de carga diferentes, $R=0$ contra $R=-1$. Ensayos experimentales se llevaron a cabo a 10 Hz de frecuencia, temperatura ambiente y sin control de la humedad ambiental ni control de la rugosidad superficial; sin embargo, todos los especímenes fueron maquinados de forma similar a fin de mantener la rugosidad superficial sin una alta variación. El proceso de experimentación fue llevado a cabo bajo las dos relaciones de carga mencionadas, en las cuales ensayos de fatiga por torsión se obtuvieron bajo condiciones similares de frecuencia y aplicación de carga. La confrontación de fatiga por torsión fue obtenida con las dos relaciones de carga: respecto a la relación e carga $R=0$, el esfuerzo fue aplicado desde una posición no esforzada alcanzando el mayor esfuerzo con un simple movimiento de rotación; mientras que para la relación $R=-1$, el punto inicial fue el mismo que para el anterior, pero la rotación aplicada fue en dos direcciones opuestas. En ambos casos, la amplitud del ángulo de rotación en torsión fue el mismo. En la Figura 77 se presenta esquemáticamente los dos casos de relación de carga, para un ángulo de torsión de 14 grados. Figura 77a representa el caso para $R=0$ y la Figura 1b el caso para $R=-1$.

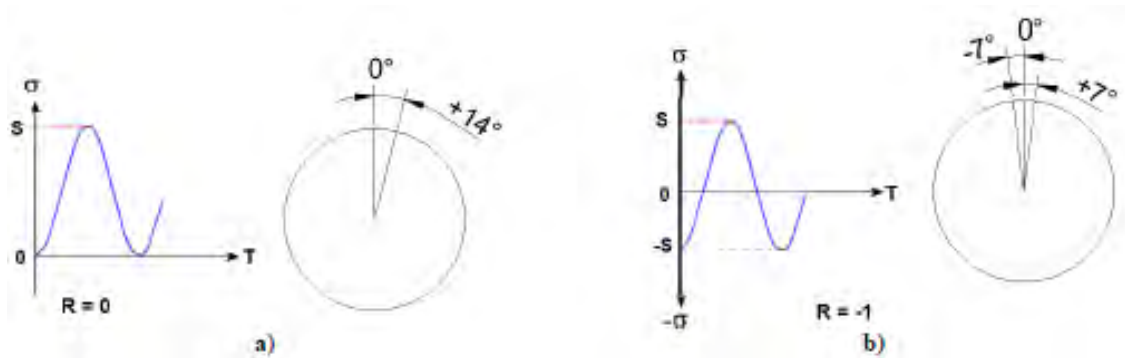


Figura 77. Relaciones de carga bajo ensayos de fatiga por torsión: a) Relación de carga $R=0$, b) relación de carga $R=-1$.

Como ha sido mencionado con anterioridad, el material de estudio es la aleación de aluminio AISI 6061-T6, el cual es usado ampliamente en aplicaciones industriales: aviones, miembros de alas de tensión, ruedas de carros, instrumentos científicos, brazos ortopédicos entre otras [76].

La composición química en peso y las principales propiedades mecánicas se muestran en la Tabla 4b y Tabla 5b respectivamente.

Los resultados experimentales se imprimen en la Figura 78. Relación de carga $R=0$ muestra vidas en fatiga más bajas que $R=-1$ para los más bajos niveles de carga aplicados. Para los niveles de carga más altos, no existe una diferencia significativa en la resistencia a la fatiga entre ambas relaciones de carga, además cuando la carga aplicada decrece, las diferencias en vida en fatiga por torsión se incrementan entre $R=0$ y $R=-1$.

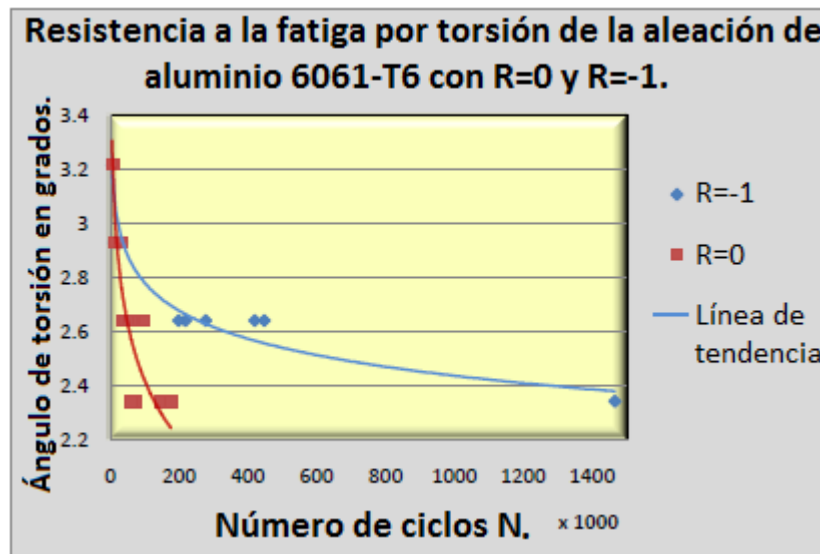


Figura 78. Resultados experimentales de resistencia a la fatiga por torsión en la aleación de aluminio 6061-T6, $R=0$ y $R=-1$.

Los puntos experimentales impresos en la Figura 78 muestran que para la alta carga (ángulo de torsión de 2.8 a 3.2 grados), no se observó diferencia en la resistencia a la fatiga para las dos relaciones de carga; mientras que, decreciendo el ángulo de torsión, la resistencia a la fatiga decrece para los especímenes ensayados a una relación de carga $R=0$ con respecto a los especímenes ensayados a una relación de carga $R=-1$. Estos resultados se obtienen para una amplitud similar de ángulo de torsión bajo las dos relaciones de carga ensayadas ($R=0$ y $R=-1$). Además, un trabajo reciente ha señalado la variación de fatiga por torsión axial en esta aleación de aluminio, cuando la secuencia de aplicación de carga se modifica [77].

Se enlistan los resultados experimentales en las siguientes tablas concernientes a ensayos de fatiga por torsión, para los ángulos de torsión de 3.22° , 2.93° , 2.64° y 2.34° y la confrontación de la resistencia a la fatiga entre las dos relaciones de carga $R=0$ y $R=-1$.

El ángulo de torsión de 3.22° , 2.93° , 2.64° y 2.34° induce amplitudes de esfuerzo en la sección de cuello de los especímenes ensayados cercana al 70%, 60%, 50%, y 40% de la resistencia a la cizalladura de esta aleación de aluminio. En la Figura 79 se presentan las dimensiones de los especímenes de prueba en mm, las condiciones frontera de la probeta y la simulación numérica bajo un ángulo de torsión de 1 grado con su respectivo esfuerzo máximo en la sección de cuello de la probeta.

Tabla 8. Resistencia a la fatiga para ensayos con $R=0$, a 3.22° de torsión.

Ángulo de torsión	Número de ciclos $R=0$	Número de ciclos $R= -1$
3.22°	5800	7560
3.22°	10200	8870
3.22°	12140	8810
3.22°	12340	8350
3.22°	7620	7000

Tabla 9. Resistencia a la fatiga para ensayos con $R=0$, a 2.93° de torsión.

Ángulo de torsión	Número de ciclos $R=0$	Número de ciclos $R= -1$
2.93°	21790	11710
2.93°	13250	22310
2.93°	19160	33940
2.93°	15990	26770
2.93°	35100	24690

Tabla 10. Resistencia a la fatiga para ensayos con R=0, a 2.64° de torsión.

Ángulo de torsión	Número de ciclos R=0	Número de ciclos R= -1
2.64°	36350	218980
2.64°	99460	198400
2.64°	42140	420540
2.64°	63450	448180
2.64°	176500	277200

Tabla 11. Resistencia a la fatiga para ensayos con R=0, a 2.34° de torsión.

Ángulo de torsión	Número de ciclos R=0	Número de ciclos R= -1
2.34°	63100	1465480
2.34°	72400	
2.34°	54000	
2.34°	146760	
2.34°	60350	

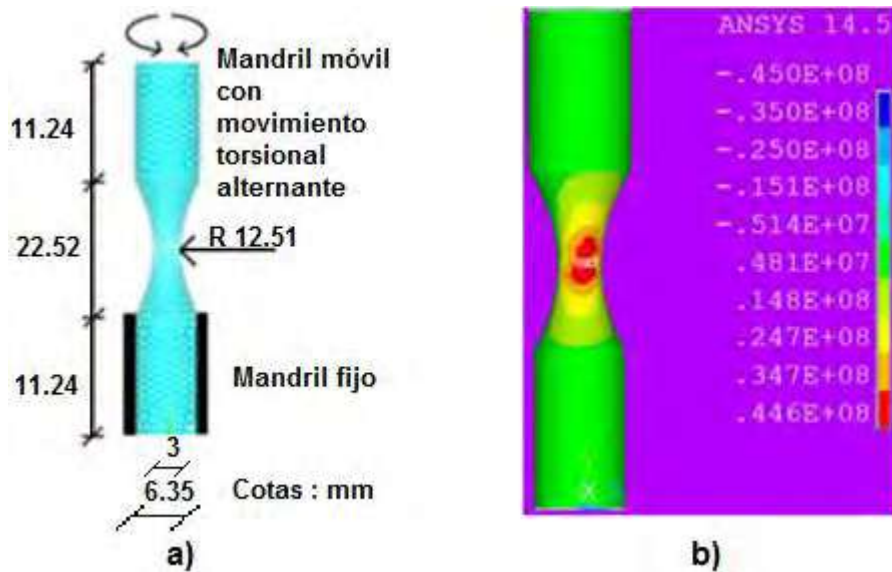


Figura 79. Dimensiones de los especímenes de prueba (mm) y restricciones a), simulación numérica bajo un ángulo de 1° y el esfuerzo inducido a lo largo de la probeta.

Las Tablas 8 a 11 muestran que la resistencia a la fatiga (R=0), en esta aleación de aluminio es cercana a 9.6×10^3 ciclos al 70% del límite de cizalladura de este material; mientras que para la misma carga y R=-1, vida en fatiga es cercana a 8.1×10^3 ciclos. Por otra parte, para bajas cargas aplicadas, la vida en fatiga está cerca de 59×10^3 ciclos para el 50% de la resistencia a la cizalladura de este material bajo R=0 y 312×10^3 ciclos bajo R=-1. Esta tendencia confirma que la vida en fatiga cuando se aplican altas cargas es similar para ambas relaciones de carga R;

mientras que para el bajo nivel de cargas, la resistencia a la fatiga bajo $R=-1$ es considerablemente mayor con respecto a la relación de carga $R=0$.

Las vistas laterales de los caminos de grieta para los ensayos de fatiga por torsión se muestran en la Figura 80. Un comportamiento de fractura dúctil [78] está presente en este material mismo que es perpendicular al eje principal, Figura 80a,b. Además, se observa un comportamiento de fractura frágil [79] que se desarrolla simultáneamente bajo un ángulo de 45° respecto del eje principal del espécimen, Figura 80c,d. Ambos comportamientos de fractura son presentes en este material bajo ensayos de fatiga por torsión. Los últimos resultados revelan patrones de propagación de grieta en un material intermedio dúctil-frágil como esta aleación [80]. Propagación de grieta perpendicular al eje principal se relaciona al comportamiento dúctil bajo cargas de fatiga por torsión; mientras que la propagación de grieta con un ángulo cercano a 45° se asocia con comportamiento frágil, bajo cargas de fatiga por torsión.

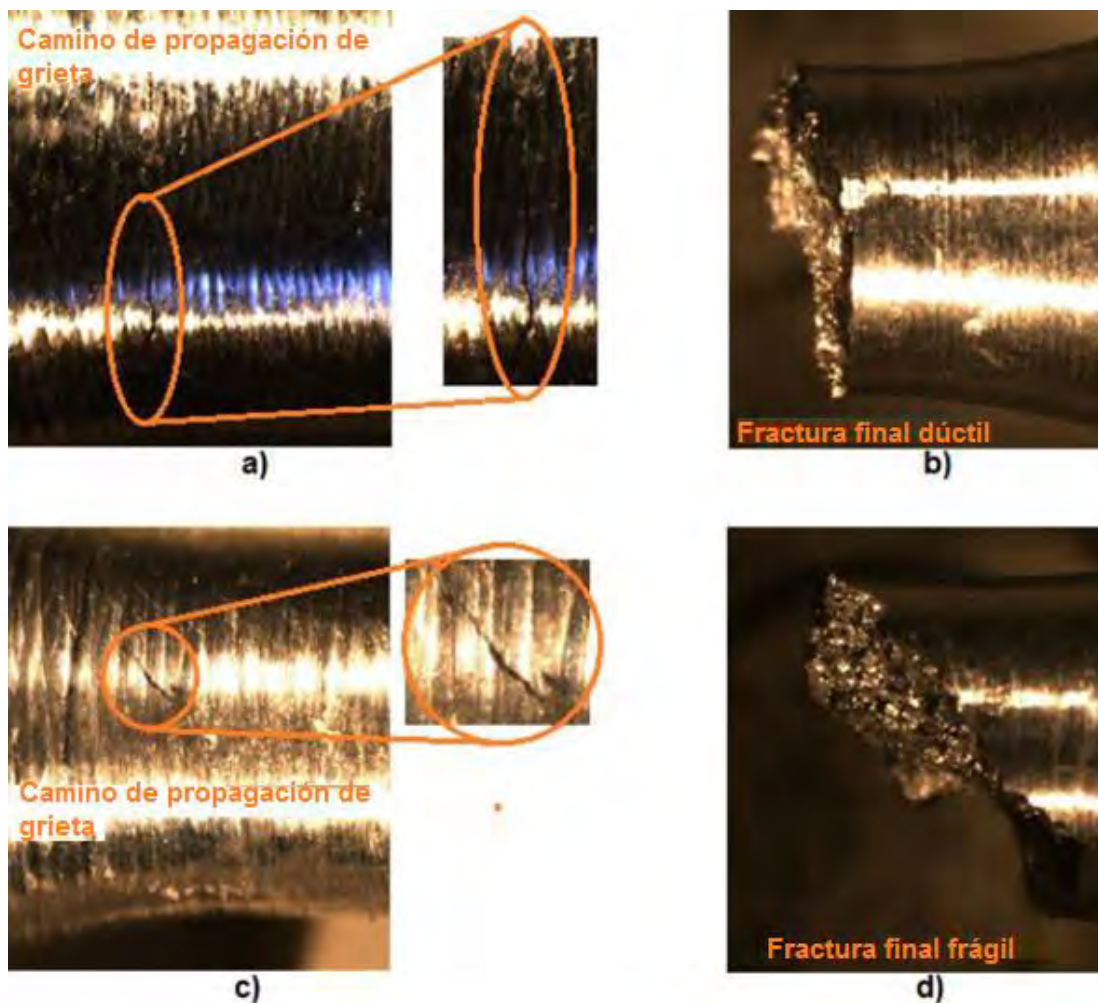


Figura 80. Caminos de grieta para ensayos de fatiga por torsión: grieta dúctil, perpendicular al eje principal del espécimen a) b), grieta frágil a través de un ángulo cercano a 45° .

Se obtuvieron superficies de fractura frontales por microscopia electrónica de barrido; en la Figura 81 se muestran dos superficies de fractura con 2 y 3 sitios de inicio de grieta.

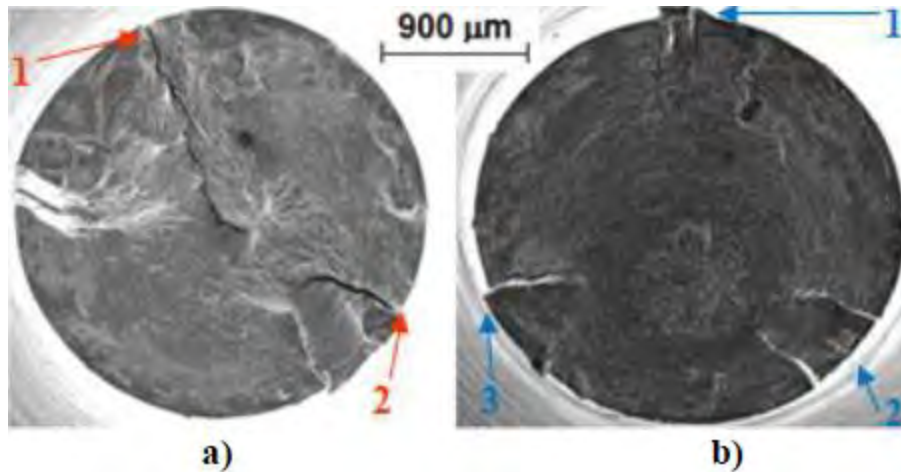


Figura 81. Superficies de fractura con alta carga aplicada y dos puntos de inicio de grieta a), superficies de fractura con 3 puntos de inicio de grieta que convergen en una zona granular b).

Diferencias en cargas aplicadas se traducen en superficies de fractura: alta aplicación de carga conduce a una superficie de fractura irregular como se muestra en la Figura 81 a), mientras que el bajo nivel de carga aplicada se relaciona con una zona de fractura más regular, Figura 81 b).

De esta investigación se pueden enlistar las siguientes conclusiones:

1. La relación de carga R induce una importante diferencia en la resistencia de fatiga por torsión, para el nivel bajo de cargas aplicadas.
2. Para el alto nivel de cargas aplicadas: 70% y 60% de la resistencia a la cizalladura de este material, la resistencia a la fatiga por torsión en esta aleación aparentemente no tiene una larga variación entre relaciones de carga de $R=0$ y $R=-1$.
3. Respecto al bajo régimen de cargas aplicadas: 50% y 40% de la resistencia a la cizalladura de este material, la resistencia a la fatiga por torsión presenta una diferencia alrededor de 4.5 veces entre relaciones de carga de $R=0$ y $R=-1$.
4. En esta aleación de aluminio, la vida a la fatiga es mayor en ensayos con $R=-1$ que para $R=0$ para cargas aplicadas por debajo del 50% del esfuerzo de cizalladura.
5. Propagación de grieta bajo ensayos de fatiga por torsión en este material, presentan una competencia entre comportamiento dúctil y frágil: algunos especímenes se rompen perpendicularmente respecto al eje principal del espécimen (comportamiento dúctil), y otros se rompen con un ángulo cercano a 45° respecto al eje principal del espécimen (comportamiento frágil).

4.4 Ensayos de resistencia a la fatiga por torsión de las aleaciones: 6061-T6 y 6063-T5, estudio comparativo.

Este trabajo trata con ensayos de fatiga por torsión llevados a cabo en las aleaciones de aluminio: AISI 6061-T6 y 6063-T5, bajo dos relaciones de carga: $R=-1$ y $R=0$, ambos a 10Hz de frecuencia. Los ensayos fueron obtenidos a temperatura ambiente (23°C) y con humedad ambiental comprendida entre el 35% y el 45%. Los resultados revelan una notable reducción de resistencia a la fatiga en ensayos con $R=0$ contra ensayos a $R=-1$ para ambas aleaciones de aluminio. La relación de carga fue fijada imponiendo un ángulo inicial antes de arrancar el ensayo. Los ensayos fueron llevados a cabo por la máquina desarrollada por el tesista y el director de tesis, de la cual se ha mencionado, tiene la versatilidad de realizar ensayos de fatiga por torsión a diferentes frecuencias y diferentes relaciones de carga. La vida en fatiga por torsión y las superficies de fatiga por torsión fueron analizadas para las dos aleaciones de aluminio y ambas relaciones de fatiga por torsión, conduciendo a elaborar las conclusiones relacionadas a este trabajo de investigación.

Las aleaciones de aluminio AISI 6061-T6 y 6063-T5 son dos de las más populares aleaciones de aluminio usadas en aplicaciones industriales. Respecto a la aleación 6061-T6, presenta un buen balance entre peso, precio y propiedades mecánicas, permitiendo aplicaciones industriales que incluyen: pisos de camiones y camionetas, construcción de partes de avión, instalaciones neumáticas, escaleras, marcos, botes y embarcaciones, etc. [81-83]. La aleación 6063-T5 presenta propiedades mecánicas más bajas comparadas a la 6061-T6; sin embargo, su resistencia a la corrosión es considerable mayor, su soldabilidad combinada con mejor resistencia a la fatiga, lo cual conduce a aplicaciones industriales muy amplias, tales como: tuberías y conductos para sistemas de irrigación, puertas, ventanas y marcos, componentes eléctricos y conductores, barandillas y muebles, disipadores de calor, torres de antena, estructuras de aeronaves, puentes, en la industria automotriz, estructuras con aplicaciones en temperaturas extremadamente bajas, etc., [84-86]. Estas dos aleaciones de aluminio están sujetas a cargas mecánicas oscilantes (fatiga), en condiciones de uso; además, algunos ensayos mecánicos han sido llevados a cabo a fin de evaluar la respuesta mecánica bajo carga de tensión compresión [87, 88], ensayos de impactos pequeños [89], características micro estructurales relacionadas al aspecto de la superficie y propiedades mecánicas [90], ensayos de dureza y endurecimiento por precipitación [91]. Concerniente a ensayos de fatiga por torsión en estas aleaciones de aluminio, algunos esfuerzos han sido orientados en la predicción de vida en fatiga por torsión y vida residual, basados en la disipación de la energía total de deformación durante una fractura mono tónica y procesos cíclicos [92], confrontando fatiga por flexión rotativa contra fatiga por torsión [93], o investigando el efecto de la relación de carga R en ensayos de torsión [94].

Este trabajo presenta un estudio para dos aleaciones de aluminio ensayadas en fatiga por torsión bajo las relaciones de carga: $R=-1$ y $R=0$; con el objetivo de

investigar y comparar el comportamiento de estas aleaciones bajo las dos relaciones de carga descritas. Sin embargo, investigaciones de fatiga por torsión en aleaciones de aluminio no están ampliamente disponibles hoy en día; algunos resultados experimentales han sido reportados en los últimos años, tales como: ensayos de fatiga ultrasónica en la aleación aeronáutica de aluminio 2024-T351, bajo carga de vibración de amplitud constante [95], el efecto del esfuerzo medio de cizalladura en el fallo por fatiga en torsión de la aleación de aluminio 2A12-T4, bajo amplitud constante de carga [96]. Para estas dos referencias, incluso si el tratamiento térmico no es el mismo para la aleación de aluminio 2024, la resistencia a la fatiga por torsión parece aproximarse a 5×10^5 ciclos cuando la amplitud del esfuerzo de cizalladura es cercana a 180MPa, considerando un esfuerzo medio de cizalladura nulo $\tau_m=0$ ($R=-1$). Respecto a la aleación aeronáutica de aluminio 7075-T651, bajo ensayos de torsión con esfuerzo medio de cizalladura cero ($\tau_m=0$), se reportó 150MPa de amplitud de esfuerzo para el medio millón de ciclos de vida a fatiga en torsión [97]. Las aleaciones aeronáuticas de aluminio están sujetas a corrosión ambiental; particularmente a corrosión por exfoliación la cual es un fenómeno de corrosión intergranular drástico que influye la resistencia a la fatiga. Una reciente investigación de fatiga en la aleación 2024-T3 con relación de carga $R=0.1$ y frecuencia de 1 Hz, muestra que la vida en fatiga puede ser estimada mediante los factores de concentración de esfuerzos relacionados con corrosión y la forma de la muestra [98].

Las aleaciones de aluminio con series 7000 y 2000 presentan un contenido mayor de magnesio comparado con las series 6000; este elemento de aleación provee mayor resistencia. A pesar de este factor, algunas aplicaciones de la serie 6000 han sido desarrolladas para la industria aeronáutica y aeroespacial, incluyendo: alas y fuselajes para aviones pequeños (uso comercial reducido o aviones militares), componentes de rotores para helicópteros, misiles, etc. [99,100].

La presente investigación muestra un estudio para dos aleaciones de aluminio bajo cargas de fatiga por torsión y con relaciones de carga $R=0$ y $R=-1$; con el objetivo de investigar y comparar el comportamiento de estas aleaciones de aluminio bajo las dos relaciones de carga anteriormente descritas. Los ensayos de fatiga por torsión para todos los especímenes fueron llevados a cabo bajo una amplitud de torsión constante.

Todos los ensayos experimentales fueron llevados a cabo en la máquina de fatiga por torsión descrita en el capítulo II. Concerniente a los especímenes de prueba, no existe una norma internacional disponible para probetas de ensayos de fatiga por torsión; la norma ASTM A938-97 se relaciona con ensayos de torsión en un cable de sección uniforme. Las dimensiones en (mm) de la probeta de ensayos mostrada en la Figura 82a, fue determinada para inducir un esfuerzo de cizalladura en la sección angosta del espécimen por debajo de la correspondiente resistencia a la cizalladura de estas dos aleaciones de aluminio (207 MPa para la 6061-T6 y 117 MPa para la 6063-T5).

La ilustración de la forma de sujeción de la probeta de ensayo y de la máquina de torsión se muestra en la Figura 82b.

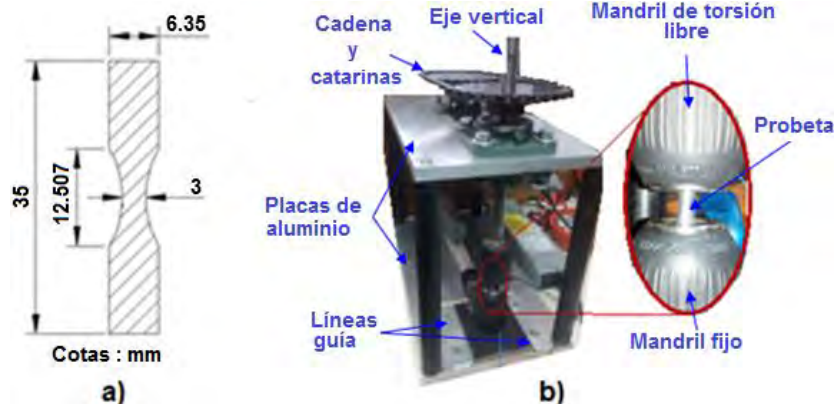


Figura 82. Dimensiones (mm) del espécimen de ensayos de torsión a), y sujeción de la probeta en la máquina de torsión b).

El material utilizado para este estudio fue la aleación 6061-T6 y 6063-T5, ambas en grado comercial; la composición química en peso (%) y las principales propiedades mecánicas para cada material están impresas en las Tablas 4a, 4b, 5a y 5b.

Los ensayos fueron llevados a cabo a temperatura ambiente y con una humedad ambiental entre 35% y 45%; las dos aleaciones de aluminio fueron sujetas a ensayos de fatiga en desplazamiento constante y ensayadas a cuatro niveles de carga, inducidas por un ángulo fijo de torsión de: 2.43°, 2.16°, 1.89°, 1.62°, el cual corresponde a 50.9%, 45.2%, 39.6%, 34% del esfuerzo de cizalladura de la aleación 6061-T6 (207 MPa), y 90%, 80%, 70%, 60% del esfuerzo de cizalladura de la aleación 6063-T5 (117 MPa). Ya que los módulos de corte para las dos aleaciones de aluminio están muy cercanos uno del otro (Tabla 5a y 5b), un desplazamiento por torsión induce esfuerzos de cizalladura similares para las dos aleaciones en la sección de cuello, sin embargo, este esfuerzo de cizalladura representa un porcentaje diferente con respecto a la resistencia a la cizalladura correspondiente de cada aleación de aluminio. El 90% de la resistencia a la cizalladura de la aleación 6063-T5 se logra aplicando un ángulo de torsión de 2.43° (el mayor esfuerzo de cizalladura en la sección de cuello cercano a 105 MPa). Bajo ensayos de fatiga con desplazamiento controlado, la rigidez del material decrece al final del ensayo; se observó que la resistencia se mantuvo casi constante por encima del 95% del tiempo total de vida: el inicio de la grieta consume cerca del 95% del tiempo total y el 5% restante lo utiliza la propagación de grieta, aproximadamente.

La relación de carga completamente reversible $R=-1$ fue implementada aplicando un ángulo inicial de torsión en sentido opuesto a las manecillas del reloj; después oscilando desde esta posición a un ángulo máximo en la dirección opuesta como se muestra en la Figura 83a; mientras que la relación de carga $R=0$ se implementó desde una posición inicial 0° sin esfuerzo, hasta la posición de mayor estado de

esfuerzo en sentido horario, Figura 83b. Todos los especímenes fueron maquinados siguiendo un proceso similar a fin de evitar variaciones significativas en la rugosidad superficial; en la Figura 84 se muestra un set de probetas maquinadas, para las cuales la media aritmética de los valores absolutos ordenados de la rugosidad superficial R_a fue cercana a las $8 \mu\text{m}$. Aun cuando la rugosidad superficial y los parámetros de la geometría asociada no pueden describir correctamente el efecto de la rugosidad en la vida en fatiga en aleaciones metálicas [101, 102], en este estudio se obtuvo el factor de concentración de esfuerzos K_t relativo a la rugosidad superficial por el proceso de maquinado para los ensayos de fatiga por torsión: $K_{t\text{-superficial}}=1.18$. El factor de concentración de esfuerzos para la forma de la muestra fue investigado mediante el método de elemento finito, como se muestra en la Figura 84b. Respecto a la frecuencia de los ensayos experimentales, todos los ensayos fueron a 10Hz.

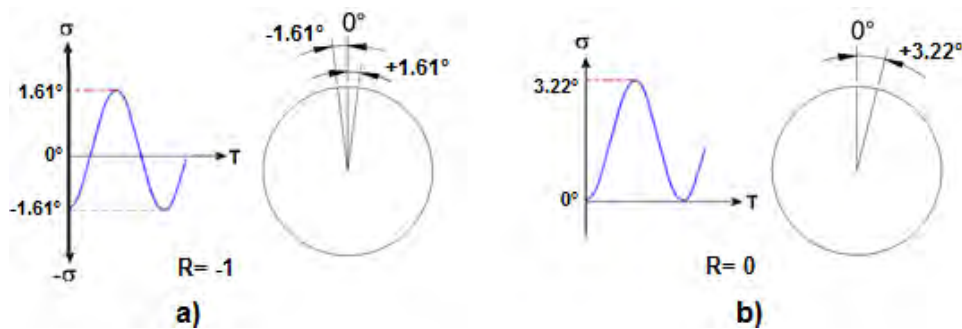


Figura 83. Desplazamientos de torsión para las dos relaciones de carga y ángulos de torsión de 3.22 grados: carga completamente reversible $R=-1$ a), y relación de carga $R=0$, b).

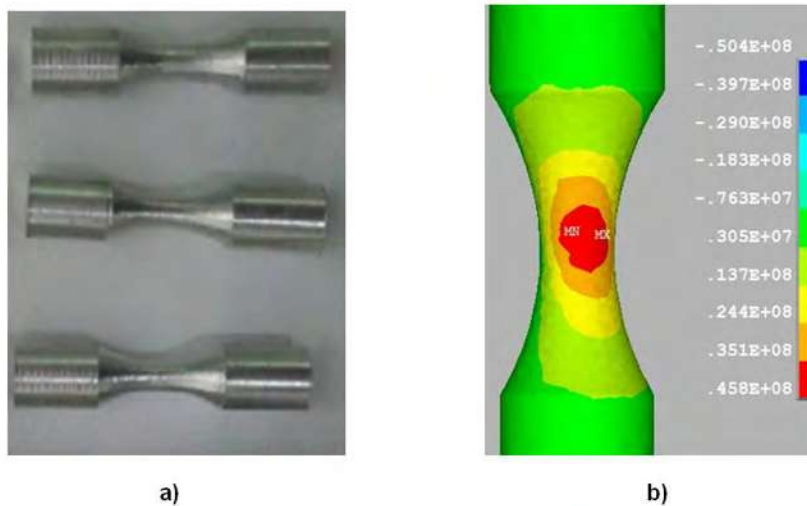


Figura 84. Set de probetas maquinadas a partir de una barra sólida a), esfuerzo de cizalladura (Pa) obtenido a lo largo del espécimen con un ángulo de torsión de 1° , aplicado al inicio de la sección variable b).

Se llevaron a cabo una serie de simulaciones numéricas a fin de determinar los desplazamientos a lo largo de las probetas de torsión y los esfuerzos de cizalladura concentrados en la sección estrecha de la probeta, como se muestra en la Figura 85a y 85b respectivamente. La simulación numérica se realizó en el software Ansys Multiphysics, y el perfil de las probetas de torsión fue determinado para inducir un alto esfuerzo en el cuello de la probeta con forma de reloj de arena. Los resultados impresos en la Figura 85 son para un movimiento de torsión de 1° de rotación en la parte superior del espécimen, mientras que el lado opuesto está fijo. El mayor esfuerzo de cizalladura en la Figura 85b corresponde a la simulación de la aleación 6061-T6: $207(0.34) / 1.62 = 43.4$ MPa y para la aleación 6063-T5: $117(0.6) / 1.62 = 43.3$. Se obtiene un máximo esfuerzo de cizalladura similar para un grado de torsión en ambas aleaciones de aluminio, de aquí: tomando la referencia de 1.62 grados de torsión, esto representa el 34% de la resistencia a la cizalladura para la aleación 6061-T6 (207 MPa), y el 60% de la aleación 6063-T5 (117 MPa).

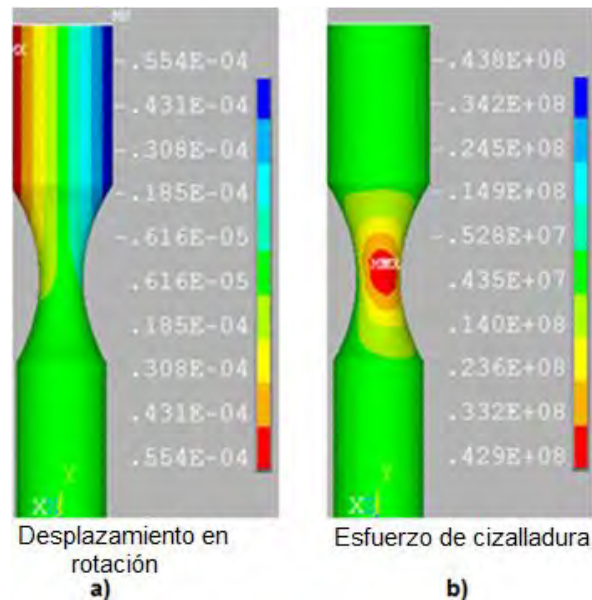


Figura 85. a) Cálculo de los desplazamientos en torsión (mm), b) esfuerzo de cizalladura en MPa.

Resultados de fatiga para la aleación 6061-T6.

Las gráficas *S-N* de resistencia a la fatiga por torsión para la aleación de aluminio 6061-T6 se muestran en la Figura 86. Se imprimen resultados para dos relaciones de carga ($R=-1$ y $R=0$), revelando una importante reducción en la vida en fatiga para la relación de carga $R=0$ comparado con $R=-1$, particularmente para el bajo nivel de carga. Por ejemplo, con un ángulo de torsión de 1.9° (≈ 82 MPa), vida en fatiga bajo $R=0$ es cercana a 50 mil ciclos, mientras que con la relación de carga $R=-1$ la vida en fatiga alcanza cerca de 300 mil ciclos. Respecto al alto nivel de carga aplicada o bajo número de ciclos, no se observa diferencia para el comportamiento a fatiga en esta aleación de aluminio bajo carga de torsión: ángulo de torsión entre 2.16° y

2.16°, correspondientes a 105.5 y 93.7 MPa respectivamente, del esfuerzo de cizalladura. Líneas de regresión logarítmicas han sido obtenidas a partir de los puntos experimentales impresos en la Figura 86; no se obtuvo el nivel de dispersión de los puntos experimentales cuando se realizó la regresión logarítmica. Las ecuaciones correspondientes son:

$$D = -0.3308 N + 3.6732, \text{ y } D = -0.6377 N + 4.901$$

Para $R = -1$ y $R = 0$, respectivamente. En estas últimas ecuaciones, D es el ángulo de torsión en el eje vertical de la Figura 86, y N es la base logarítmica 10 del número de ciclos, representado en el eje horizontal de la misma figura.

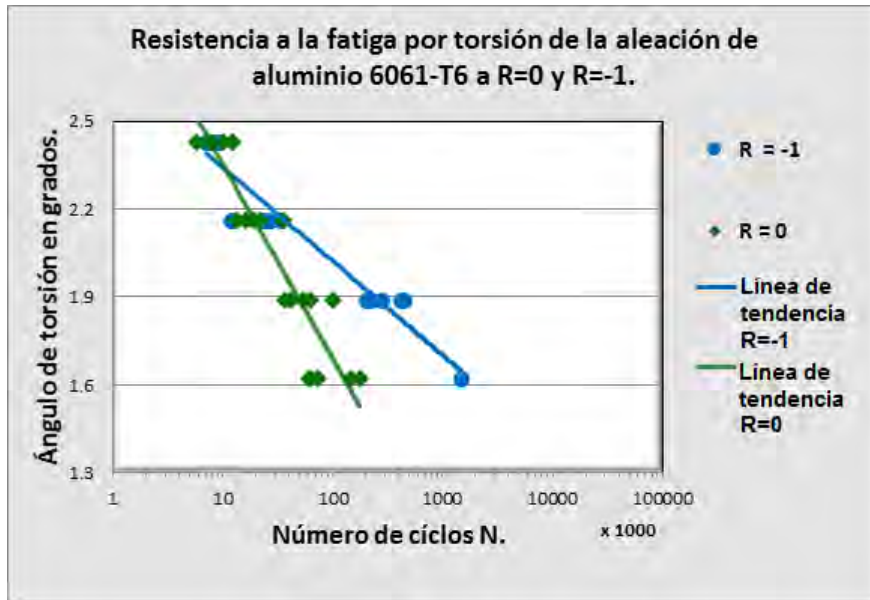


Figura 86. Vidas en fatiga con relaciones de carga $R=0$ y $R=-1$ para la aleación de aluminio 6061-T6.

Resultados en fatiga para la aleación 6063-T5.

En la Figura 87 se muestran los resultados experimentales de resistencia a la fatiga por torsión de la aleación de aluminio 6063-T5. Se observa un comportamiento similar al anterior, sin embargo, algunas diferencias generales son características de este material: a) La diferencia entre la resistencia a la fatiga entre $R=-1$ y $R=0$ es menos brusca cuando la carga aplicada se modifica. Por ejemplo, resistencia a la fatiga a 1.9° (≈ 82 MPa), es cercana a 30 mil ciclos para $R=0$, mientras que este valor alcanza 100 mil ciclos con $R=-1$, b) En la zona de vida en fatiga corta se alcanzan menos de 10 mil ciclos, la vida en fatiga para $R=-1$ sigue siendo mayor en comparación de $R=0$; incluso si la correspondiente diferencia disminuye.

Para esta aleación de aluminio, las ecuaciones correspondientes a las líneas son:

$$D = -0.3934 N + 3.8672, \text{ y } D = -0.4533 N + 3.9464$$

Para $R=-1$ y $R=0$, respectivamente. La descripción de los parámetros D y N es similar a la de las ecuaciones de la aleación previa. Para la alta carga en esta aleación 105 MPa (90% del esfuerzo de cizalladura), se observa deformación plástica local, como se aprecia en la Figura 89c.

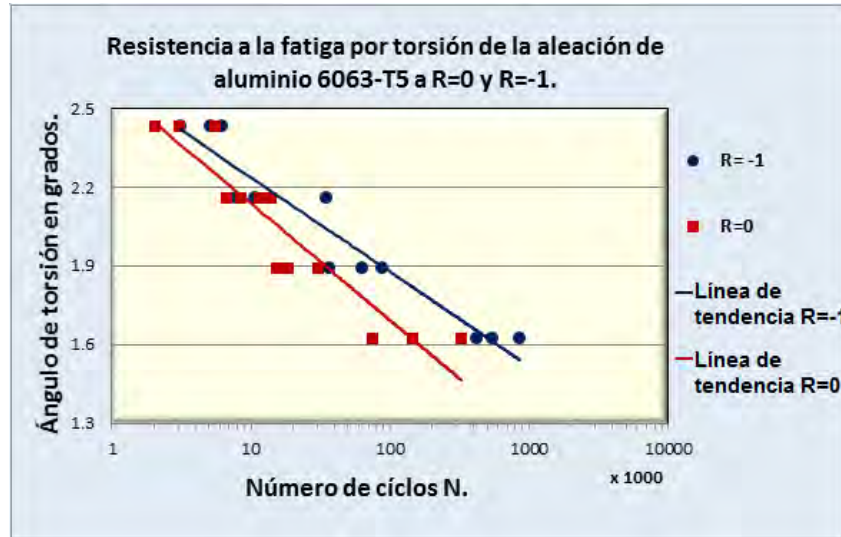


Figura 87. Vidas en fatiga con relaciones de carga $R=0$ y $R=-1$ para la aleación de aluminio 6063-T5.

La amplitud de esfuerzo para alcanzar medio millón de ciclos de vida en fatiga por torsión bajo la relación de carga $R=-1$ para las mencionadas aleaciones de aluminio aeronáuticas-espaciales, es revelada como sigue: la aleación 2024 alcanza este número de ciclos con 180 MPa de amplitud de esfuerzo, aproximadamente 150 MPa es la amplitud de esfuerzo requerida por la aleación de aluminio 7075; mientras que estos valores fueron 76 MPa para la aleación 6061-T6 y 69 MPa para la aleación 6063-T5. La rigidez de las aleaciones de aluminio ensayadas se mantuvo casi constante para aproximadamente el 95% del tiempo del ensayo, implicando que el inicio de grieta consume la mayor porción del tiempo de ensayo.

Superficies de fractura fueron observadas mediante SEM como se muestran en las Figuras 88 y 89 para las aleaciones de aluminio 6061-T6 y 6063-T5, respectivamente. Concerniente a la aleación 6061, la Figura 88a ilustra las superficies de fractura asociadas con cuatro sitios de inicio de grieta, los cuales presentan propagación de grieta en dirección radial desde la superficie exterior al centro de la superficie de fractura. Esta tendencia de propagación de grieta es típica en fatiga por torsión para una aleación de aluminio [103]: las grietas inician en la superficie exterior donde se aplica la mayor amplitud de esfuerzo a la cizalladura; entonces, cuando esta carga supera un valor umbral, dependiendo de la naturaleza del material, la amplitud de la carga y el número de ciclos, la propagación de la grieta toma lugar en dirección radial, como se muestra en la Figura 88a. Fractura dúctil es presente en esta aleación; esto se relaciona a deformación plástica y

coalescencia de micro huecos en la zona interior de la superficie de fractura, como se representa en la Figura 88c. Adicionalmente, propagación de grieta inter-granular toma lugar siguiendo una dirección radial, localizada dentro de la zona granular, como es observado en la Figura 88b.

Las imágenes de fractura para la aleación de aluminio 6063-T5 son presentadas en la Figura 89. Se distingue el sitio principal de inicio de grieta en la superficie de fractura, Figura 89a, el cual inicia en la superficie exterior y se asocia con la mayor deformación plástica, como se muestra en la Figura 89c. Se observa una propagación de grieta inter-granular de nuevo siguiendo una dirección radial, como se muestra en la Figura 89b. La aleación de aluminio 6063-T5 presenta mayor ductilidad comparada con la 6061-T6, esto debe ser el origen de solo un sitio aparente de inicio de fractura. Para la aleación 6061-T6, parece evidente una competencia de diferentes sitios de iniciación de grieta.

La carga por torsión induce deformación plástica no uniforme a lo largo de la dirección radial de las superficies de fractura; se deduce que mejoras significantes en el endurecimiento pueden estar presentes a micro escala [104-106]. Además, los tamaños de micro huecos se incrementan con la ductilidad, conduciendo a facilitar la coalescencia de micro huecos y reduciendo los caminos de propagación de grieta, bajo cargas de esfuerzo triaxial [107].

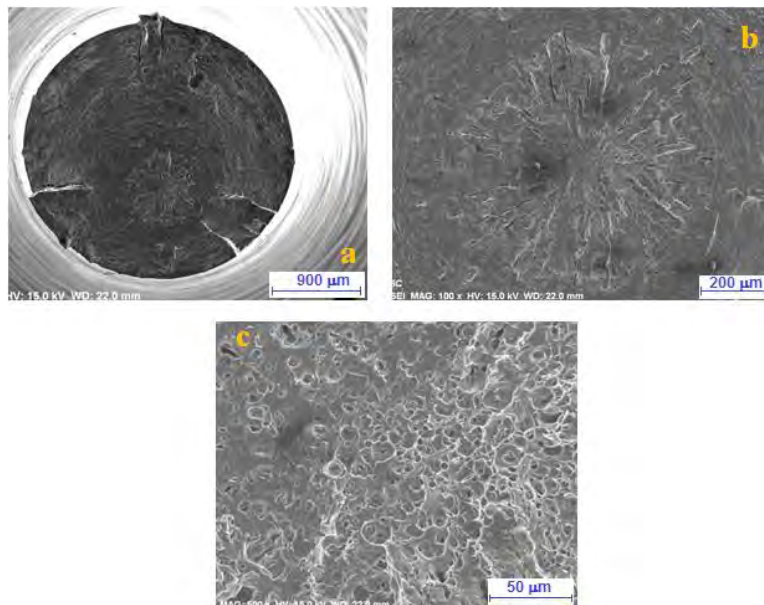


Figura 88. Superficie de fractura para la aleación 6061-T6. a) Grieta circunferencial por fatiga producida por torsión cíclica, b) superficie de fractura con propagación de grieta intergranular convergiendo en una zona granular, c) fractografía mostrando coalescencia de micro huecos resultado de carga torsional.

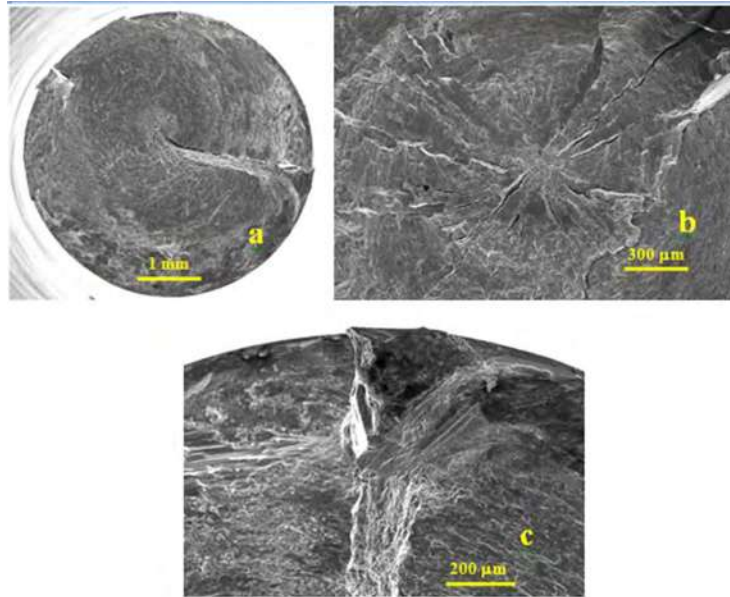


Figura 89. Superficies de fractura para la aleación de aluminio 6063-T5: a) Propagación radial de grieta por fatiga inducida por torsión cíclica, b) Propagación intergranular convergiendo en la zona granular, c) Coalescencia de micro huecos y deformación plástica local generada por carga de torsión: 105 MPa de carga de cizalladura.

De este trabajo se pueden enlistar las siguientes conclusiones:

1. Resultados experimentales de fatiga por torsión fueron obtenidos para las aleaciones de aluminio 6061-T6 y 6063-T5, bajo dos relaciones de carga: $R=0$ y $R=-1$.
2. La resistencia a la fatiga por torsión decrece para la relación de carga $R=0$, comparada con $R=-1$, para las dos aleaciones de aluminio.
3. La resistencia a la fatiga por torsión de la aleación 6061-T6 es cercana a 5×10^4 ciclos cuando la amplitud del esfuerzo de cizalladura es cercana a 82 MPa (39.6% de la resistencia a la cizalladura de este material), y $R=0$; mientras que la resistencia a la fatiga se incrementa a 3×10^5 ciclos para el mismo material y la misma amplitud de esfuerzo a la cizalladura, pero con $R=-1$. Para la aleación 6063-T5, la resistencia a la fatiga alcanza los 3×10^4 ciclos cuando la amplitud del esfuerzo de cizalladura es 82 MPa aproximadamente (el 70% de la resistencia a la cizalladura de este material) y $R = 0$; este valor es 1×10^5 ciclos cuando $R=-1$, para la misma amplitud de esfuerzo de cizalladura.
4. Bajo la misma amplitud del esfuerzo de cizalladura y la misma relación de carga, la aleación de aluminio 6061-T6 muestra la más alta resistencia a la fatiga por torsión comparada con la aleación 6063-T5. Esto está relacionado a la mayor resistencia a la cizalladura de la aleación 6061-T6 comparada con la 6063-T5, incluso si la última aleación presenta la más alta ductilidad y

mayor capacidad de absorber energía de deformación mediante deformación plástica.

5. Las ecuaciones para las cuatro líneas de regresión logarítmica han sido obtenidas respecto a las dos aleaciones de aluminio y las dos relaciones de carga. En estas ecuaciones interviene el ángulo de torsión y la amplitud del esfuerzo de cizalladura con base logarítmica 10 en el número de ciclos por de fatiga por torsión.
6. Las grietas inician en la superficie exterior del espécimen bajo ensayos de fatiga por torsión, donde se induce la mayor amplitud del esfuerzo por cizalladura; de aquí, se propaga al centro de la superficie de fractura en dirección radial.
7. Se observaron dos o más sitios de inicio de fractura en las superficies de fractura de la aleación de aluminio 6061-T6; mientras que para la aleación 6063-T5, solo un sitio de inicio de grieta fue frecuentemente detectado.
8. El tamaño de micro huecos se incrementa con la ductilidad; tamaños grandes de micro huecos facilitan su coalescencia y tienden a reducir el número de sitios de inicio de grieta.
9. Futuras investigaciones serán retomadas en un futuro próximo para mejorar el conocimiento de la resistencia a la fatiga por torsión en estas aleaciones de aluminio, particularmente: el efecto del endurecimiento relativo a la frecuencia de los ensayos de fatiga, la forma y coalescencia de micro huecos bajo carga por torsión, los factores de concentración de esfuerzos asociados con la vida a fatiga por torsión.

4.5 Cálculo de la energía elástica acumulada por torsión y ensayos experimentales finales.

La energía elástica acumulada bajo una carga de torsión es el producto del par aplicado T y el ángulo de torsión θ :

$$E = \frac{1}{2} T \theta \quad (14)$$

En la Figura 89a se muestra el diagrama de cuerpo libre para la sección de desplazamiento de torsión de la muestra de ensayo; esta sección corresponde al diámetro variable a lo largo de la muestra. El radio a lo largo de esta sección es una función cuadrática de la coordenada x :

$$R(x) = a + b x^2 \quad (15)$$

Para $x = 0$ el radio $R = 0,0015$ m, mientras que para $x = \pm 0,006255$ m, el radio es $R = 0,003175$ m; a continuación, $a = 0,0015$ y $b = 42.825$. El momento polar de inercia de la sección A-B se escribe como:

$$J_{AB} = \frac{\pi}{2} R^4 = \frac{\pi}{2} (0.0015 + 42.825 x^2)^4 \quad (16)$$

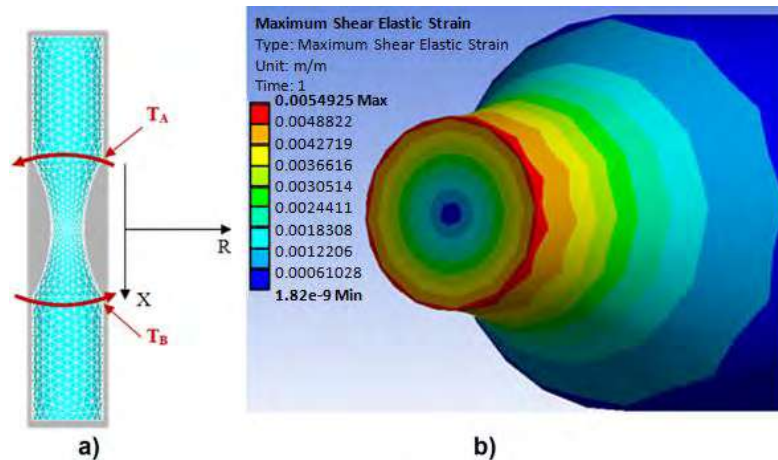


Figura 89. a) Diagrama de cuerpo libre de la probeta de torsión, b) Máxima deformación elástica por cizalladura producida por 0,64 N-m de par aplicado.

Y la rotación relativa en la sección de A con respecto a la sección en B es:

$$\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{AB} = \frac{T_{AB}}{G_{AB}J_{AB}} = \frac{T_{AB}}{G_{AB}\frac{\pi}{2}(0.0015+42.825 x^2)^4} \quad (17)$$

Donde G_{AB} es el módulo de corte para el material de prueba (26 GPa para la aleación de aluminio 6061-T6). La integración de la última ecuación:

$$\int_{\theta_B}^{\theta_A} d\theta = \int_{-0.006254}^{0.006254} \frac{T_{AB}}{G_{AB}\frac{\pi}{2}(0.0015+42.825 x^2)^4} dx \quad (18)$$

Con el resultado para el ángulo de torsión

$$\theta_A = \frac{2T_{AB}}{G_{AB}\pi} \frac{2.16212 \cdot 10^6 x^5 + 201.949x^3 + 0.00583565x}{(x^2 + 0.0000350263)^3} + 3.65327 \cdot 10^8 \tan^{-1}(168.967x) \Big|_{-0.006254}^{0.006254} \quad (19)$$

Y la sustitución de los límites de integración, produce:

$$\theta = \frac{2T_{AB}}{G_{AB}\pi} (1.117037 \cdot 10^9) \quad (20)$$

Los valores de θ están en radianes, T_{AB} en N-m, y G en pascuales. Un par aplicado $T_{AB} = 0,64$ N-m en las muestras de aleación de aluminio 6061-T6 de torsión induce un ángulo de torsión $\theta = 0,0175$ rad ≈ 1 grado. Bajo estas condiciones de carga y el mismo material de prueba, la energía elástica acumulada a lo largo de la sección de diámetro variable de la Figura 89a se obtiene por:

$$E = \frac{1}{2} T\theta = \frac{1}{2} \cdot 0.64 \cdot (0.0175) = 0.0056 \text{ Joules} \quad (21)$$

En la Figura 89b se representa la deformación elástica por cizalladura a lo largo de la sección de radio variable: los máximos valores se localizan en la superficie de la sección de cuello de la probeta. Estos valores corresponden a la aleación de aluminio 6061-T6 con un torque aplicado de $T_{AB} = 0.64$ N-m.

Una expresión general para el ángulo de torsión entre A y B, en función de las propiedades geométricas de la probeta de ensayos (perfil cuadrático, ecuación 15) es la siguiente:

$$\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_{AB} = \frac{T_{AB}}{G_{AB}J_{AB}} = \frac{T_{AB}}{G_{AB}\frac{\pi}{2}(a+bx^2)^4} \quad (22)$$

Integrando a lo largo de la sección de diámetro variable, Figura 89a, resulta la siguiente expresión:

$$\int_{\theta_B}^{\theta_A} d\theta = \int_{-c}^c \frac{T_{AB}}{G_{AB}\pi(a+bx^2)^4} dx \quad (23)$$

Con el resultado de la integración:

$$\theta_A = \frac{2T_{AB}}{G_{AB}\pi} \left[\frac{5 \tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{b}x}{\sqrt{a}}\right)}{16a^{7/2}\sqrt{b}} + \frac{5x}{16a^3(a+bx^2)} + \frac{5x}{24a^2(a+bx^2)^2} + \frac{x}{6a(a+bx^2)^3} \right] \cdot \frac{c}{-c} \quad (24)$$

Los límites de integración [-c, c] corresponden a una tercera propiedad geométrica de la probeta de ensayo: la longitud de la sección de diámetro variable. Respecto a la constante b en la ecuación 15, su valor es obtenido por:

$$b = (R(c) - a)/c^2 \quad (25)$$

En la Figura 90 se muestra la evolución del ángulo de torsión θ , contra las tres dimensiones geométricas de la probeta de ensayos: a , b y c , para valores constantes de T_{AB} y G_{AB} . El radio en la sección de cuello de la probeta a , parece ser un parámetro crítico para el incremento del ángulo de rotación: la reducción de a induce un crecimiento exponencial a la cuarta potencia en θ . La reducción en el parámetro b induce un moderado incremento en el ángulo de torsión θ ; mientras que el ángulo de torsión se incrementa con la dimensión geométrica c , desde 0 hasta un valor asintótico.

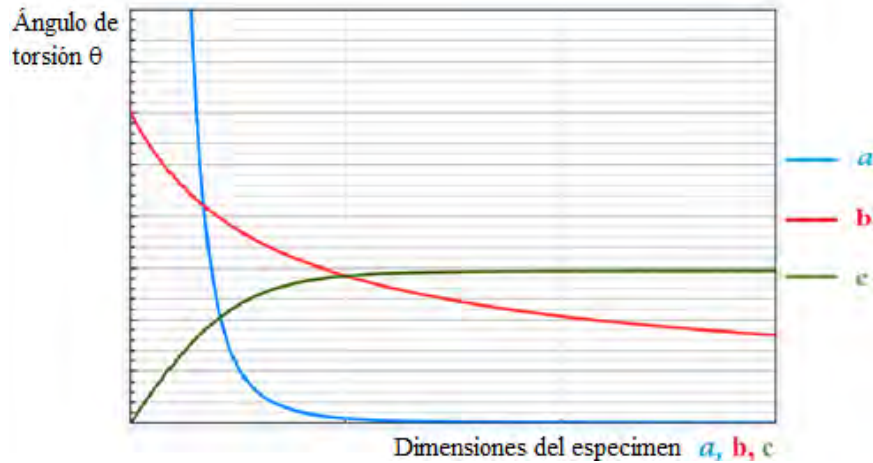


Figura 90. Evolución cualitativa del ángulo de torsión θ con las dimensiones geométricas del espécimen: a , b y c .

4.5.1 Resultados experimentales finales.

Teniendo la máquina de fatiga lista se llevaron a cabo ensayos por torsión en dos aleaciones de aluminio (6063-T5 y 6061-T6) cuyos resultados se muestran en la Figura 91; las superficies de fractura obtenidas se analizaron por microscopio óptico y de barrido electrónico. Los ensayos fueron obtenidos a temperatura ambiente (22°C) y con humedad ambiental comprendida entre 35% y 45%. Las dos aleaciones de aluminio fueron sujetas a ensayos de fatiga por torsión a cuatro niveles de aplicación de carga, inducida por un ángulo fijo de torsión de: 2.43°, 2.16°, 1.89°, 1.62°, que corresponden al 50.9%, 45.2%, 39.6%, 34% de la resistencia a la fatiga de la aleación 6061-T6 y al 90%, 80%, 70%, 60% de la aleación 6063-T5. Todos los ensayos fueron hechos a 10 Hz de frecuencia y a una relación de carga $R=0$. Las líneas de tendencia en la Figura 91 han sido obtenidas por interpolación logarítmica de los puntos experimentales.

El comportamiento de fatiga por torsión plasmado en la Figura 91 sugiere que para el alto nivel de carga aplicado (más grande ángulo de torsión), la aleación de aluminio 6061-T6 presenta la mayor resistencia a la fatiga por torsión comparada con la 6063-T5; esta diferencia parece decrecer cuando disminuye la carga aplicada.

Las Figuras 92a y 92b muestran vistas laterales de fracturas por torsión donde se observó un predominante comportamiento dúctil en la aleación 6063-T5: esta fractura se caracteriza por un camino de grieta casi perpendicular con respecto al eje principal del espécimen ensayado. Por otro lado, se observó una predominante fractura frágil en la sección de cuello de la aleación de aluminio 6061-T6, como se ilustra en la Figura 92c: es dicha figura aparece el camino lateral de fractura cercano a 45° con respecto al eje longitudinal del espécimen. Además, se muestra una superficie de fractura frontal de otra probeta del 6061-T6 en la Figura 91d, presentando una importante deformación plástica en la zona externa de la superficie de fractura (zonas oscuras), donde inicia la grieta. En la última superficie de fractura también se localiza una zona granular en el centro (zona brillante), relativa a una propagación de grieta rápida sin una alta deformación plástica aparente.

Imágenes tomadas mediante microscopía electrónica de barrido muestran que las micro grietas inician en la superficie del espécimen y se propagan en un camino radial hacia el centro del espécimen de la aleación 6061-T6, como se muestra en la figura 93a. Tales micro grietas son el resultado de la coalescencia de micro huecos asociados deformación plástica a micro escala, como se ilustra en la Figura 93b.

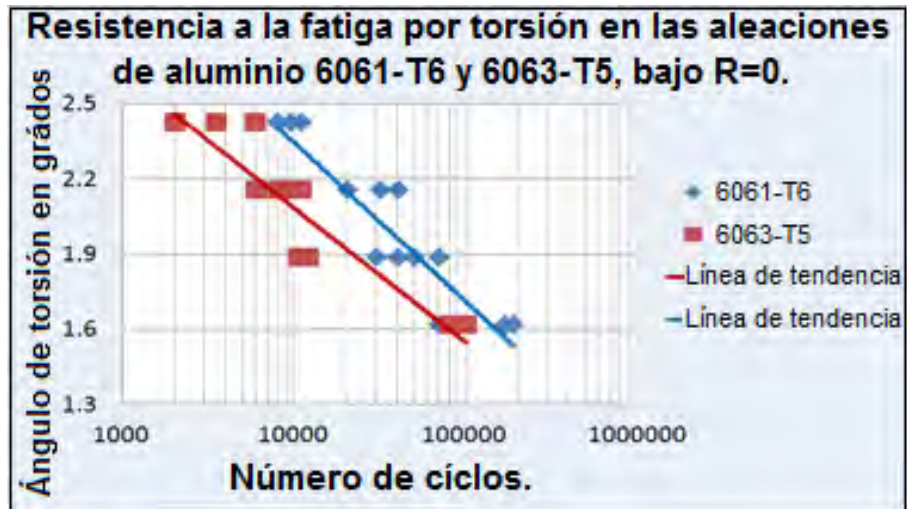


Figura 91. Resistencia a la fatiga por torsión para las aleaciones de aluminio: 6061-T6 y 6063-T5, bajo relación de carga R=0.

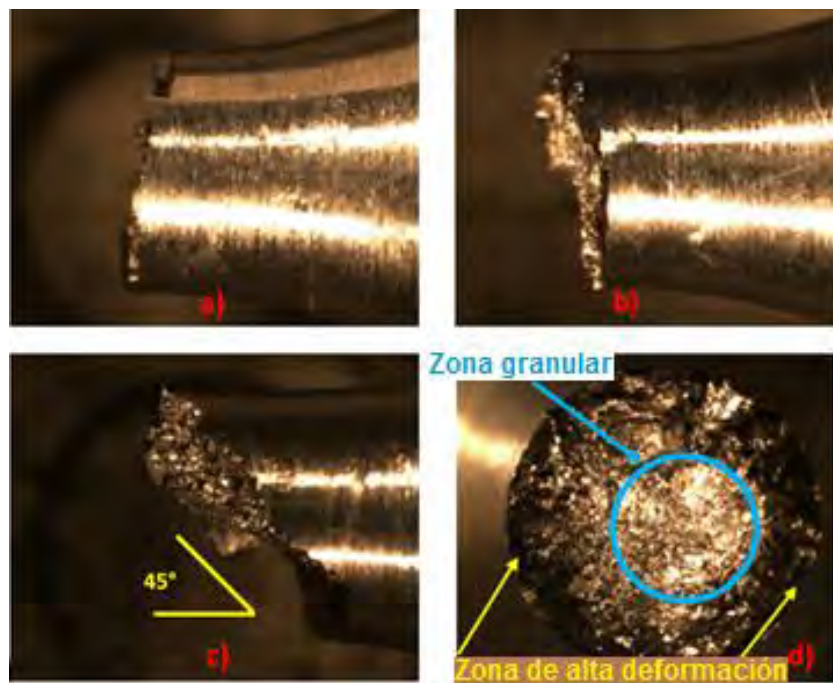


Figura 92. a) y b) Caminos de fractura dúctil por torsión de la aleación 6063-T5; c) vista lateral de fractura frágil y d) superficie frontal de fractura de la aleación de aluminio 6061-T6.

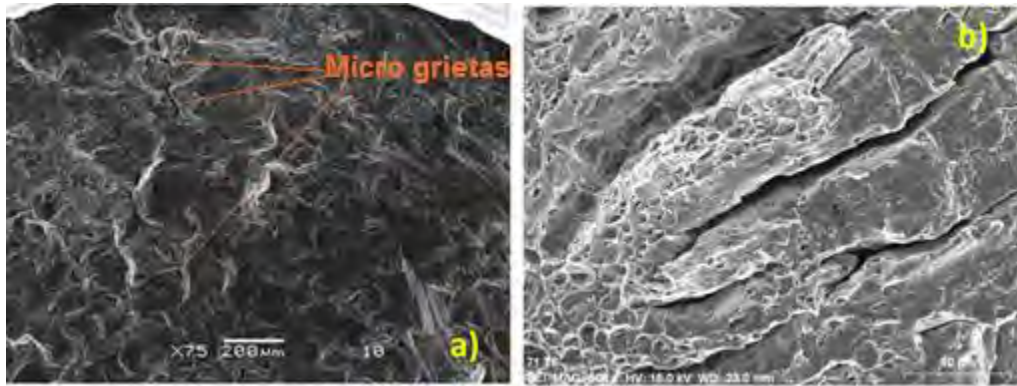


Figura 93. Superficies de fractura de la aleación 6061-T6 observadas mediante microscopía electrónica de barrido (SEM).

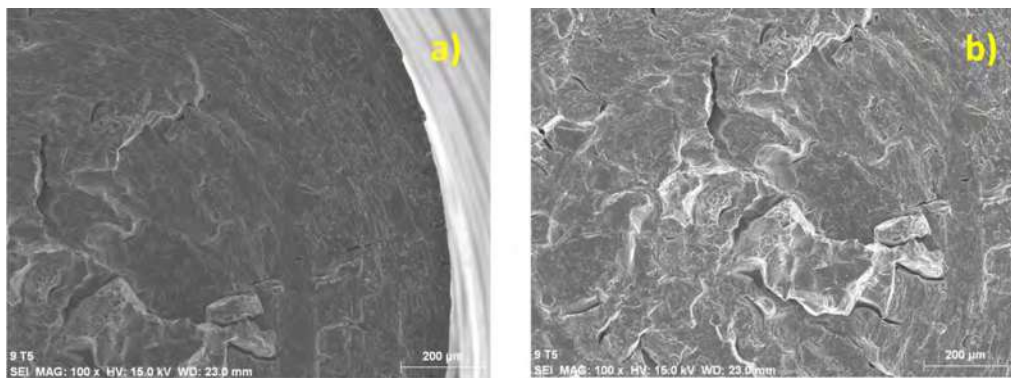


Figura 94. Superficies de fractura de la aleación 6063-T5 observadas mediante microscopía electrónica de barrido (SEM).

Respecto a las imágenes SEM de superficies de fractura bajo ensayos de torsión en la aleación de aluminio 6063-T5, en la Figura 94 se mostraron las principales características: Se observa deformación plástica y micro grietas en dirección radial como en el caso anterior con el efecto de endurecimiento a escala microscópica [95, 96]; sin embargo, en esta ocasión la densidad de micro grietas en dirección radial parece disminuir, Figura 93a: una mayor ductilidad de la aleación de aluminio 6063-T5, comparada con la 6061-T6, tiende a reducir los sitios de inicio de grieta. Por otro lado, en el centro de la superficie de fractura para esta aleación de aluminio se observan micro grietas radiales generadas por micro huecos grandes, Figura 93b. El incremento en la ductilidad en las aleaciones de aluminio induce un incremento en el tamaño de micro huecos, facilitando la coalescencia entre ellos y reduciendo los caminos de propagación de grietas, cuando se sujetan a cargas por fatiga [97].

A continuación, se enlistan las conclusiones de este estudio:

1. Se obtuvo la energía elástica acumulada en el espécimen de torsión en función del torque aplicado y del ángulo de torsión: el caso para la aleación de aluminio 6061-T6 y su expresión general.
2. El ángulo de torsión inducido θ se incrementa dramáticamente con la reducción del radio en la sección de cuello del espécimen (parámetro a);

mientras que la reducción en el parámetro \hat{b} induce un incremento moderado en el ángulo de torsión. El ángulo de torsión θ se incrementa con la dimensión geométrica c , desde 0 hasta un valor asintótico.

3. De los resultados de fatiga por torsión, la aleación de aluminio 6061-T6 presenta una mayor resistencia a la fatiga comparada con la 6063-T5 para el alto nivel de carga aplicado.
4. Las superficies de fractura muestran una propagación radial de micro grietas para las dos aleaciones de aluminio. La ductilidad más alta de la aleación de aluminio 6063-T5 comparada a la 6061-T6 induce grandes tamaños de micro huecos en la primera aleación, conduciendo a reducir los sitios de inicio de grieta y a incrementar los tamaños de micro grietas.

CONCLUSIONES

Con el presente estudio se puede concluir que es posible la construcción de una máquina de fatiga mecánica que trabaje en las modalidades de torsión y combinación flexión-torsión; para ello fue suficiente el uso de dos actuadores: uno lineal y otro rotativo. La culminación del proyecto con una máquina lista para usarse fue el producto de meses de estudio ideando, haciendo bosquejos, investigando y comparando materiales, seleccionando los actuadores que resolvieran las necesidades y finalmente fabricando, ensamblando y probando la máquina. Esta etapa fue muy gratificante toda vez de generar tecnología nacional y no depender de países extranjeros para la investigación. En futuros trabajos, centrados en el código de programación, se podrá utilizar la máquina de fatiga para variar y analizar el efecto del espectro de carga en un ensayo dinámico, mediante la modificación cíclica de parámetros como: la frecuencia de trabajo y la amplitud de carga.

Respecto a los ensayos destructivos en la modalidad de fatiga por torsión, se hace evidente que la aleación 6061-T6 es más resistente a la fatiga por torsión que la aleación 6063-T5; aunque ambas aleaciones tienen un módulo de corte muy cercano (25.8GPa para la 6063-T5 y 26GPa para la 6061-T6) su resistencia a la cizalladura es muy diferente (117MPa para la 6063-T5 y 207MPa para la 6061-T6) lo cual parece ser el origen de la diferencia en vidas a fatiga en dichas aleaciones de aluminio. De manera sistemática, los ensayos a fatiga en ambas aleaciones de aluminio, presentaron mayor vida en fatiga aquellos cuya relación de carga fue $R=-1$ en comparación con los ensayados a una relación de carga $R=0$. Para comparar ensayos de vida a fatiga por torsión, lo que importa es que la amplitud de carga sea la misma en las diferentes relaciones de carga, por lo cual debo concluir y sostener que para las aleaciones 6061-T6 y 6063-T5, la relación de carga $R=0$ es la que presenta una menor vida en fatiga por torsión.

Finalmente, el análisis de las superficies de fractura muestra que en aleaciones con un comportamiento intermedio dúctil-frágil, se presentan superficies de fractura aproximadamente a 45° del eje principal de la probeta y son asociadas a un comportamiento frágil; mientras que las superficies de fractura a un ángulo aproximado de 90° con respecto del eje principal de la probeta, se asocian a una fractura dúctil, propia de las aleaciones de aluminio 6063-T5 y 6061-T6.

Las superficies de fractura analizadas por microscopía electrónica de barrido muestran:

Para la aleación de aluminio 6063-T5, un solo inicio de grieta es predominante en esta aleación, esto puede atribuirse a la mayor ductilidad de dicha aleación, favoreciendo una deformación plástica en la superficie del espécimen (donde los esfuerzos son máximos) y reduciendo el número de sitios de inicio de grieta.

En el caso de la aleación de aluminio 6061-T6, son frecuentemente encontrados múltiples sitios de inicio de grieta, esto se atribuye a una mayor ductilidad del material, produciendo 2 o más sitios de inicio de grieta, los cuales compiten entre sí para propiciar la fractura final. En esta aleación se hace notar que los sitios de inicio de grieta se propagan hacia el centro del espécimen, convergiendo en una zona granular.

ANEXO

ARTÍCULOS PUBLICADOS EN EL MARCO DE ESTA TESIS.

Dear **Dr. Almarez**,

I am pleased to announce that your article - "**Fatigue Endurance Under Torsion Testing of Aluminum Alloys: AISI 6061-T6 and 6063-T5, a Comparative Study**" - has been approved and is scheduled to publish in the *Encyclopedia of Aluminum and Its Alloys*.

I like to take advantage of every opportunity to urge contributors to update me with ANY changes to your contact information. This will be essential for keeping you informed about reviewing page proofs.

Also, I want to confirm that our database correctly reflects certain information. I currently have you listed as the corresponding author. This means you would receive the page proofs to review (by email) and you will receive **12 months** of complimentary online access when the article publishes.

In addition we list Dr. Ambriz as the lead author, and he will receive a **coupon for \$150** as well as **12 months** of complimentary online access when the article publishes. We also list Drs. Gomez, Juarez, and Dominguez as co-authors, and Taylor and Francis will compensate **one of them** with **12 months** of complimentary online access, please let me know which co-author you designate to receive access.

Please let me know if the database is incorrect on any of these points.

I will transmit your manuscript to production in 2016. After that, you will be contacted by email to review the page proofs. Please make sure you check these proofs VERY carefully, including the art. Of course let me know if you don't receive these or if you have any questions at all.

Again, on behalf of our Editors, I thank you for your assistance, and for helping us create a wonderful reference.

Best wishes,

Molly

Molly Pohlig

Editor, Encyclopedia Program

Taylor & Francis Group

711 Third Avenue, 8th Floor

New York, NY 10017

Tel: 917-351-7144

EIA@taylorandfrancis.com

Dear Prof. Dominguez Almaraz:

The Encyclopedia of Aluminum and Its Alloys is not set to publish until next year; you will be seeing proofs sometime in early 2017.

Regards,

Claire Miller

-----Original Message-----

From: Gonzalo Dominguez Almaraz [mailto:dalmaraz@umich.mx]

Sent: Monday, June 06, 2016 1:49 PM

To: zzz_Pohlig, Molly <molly.pohlig@taylorandfrancis.com>

Subject: Re: Entry approved for publication

REFERENCIAS.

- [1] Yung – Li Lee, Jwo Pan, Richard B. Hathaway, Mark E. Barkey (2005). Fatigue Testing and Analysis (Theory and Practice), ELSEVIER.
- [2] G. M. Domínguez Almaraz, M. Guzmán Tapia, E. E. Tapia Silva and E. Cadenas Calderón (2010), Fatigue life prediction based on macroscopic plastic zone on fracture surface of AISI-SAE 1018 steel. IJAME, ISSN: 2229-8649 (Print); ISSN: 2180-1606 (Online); Volume 1, pp. 29-37, January-June 2010.
- [3] G. M. Domínguez Almaraz, J. L. Ávila Ambriz, E. Cadenas Calderón and J. J. Villalón López (2012). Rotating Bending Fatigue Endurance and Effect of Controlled Corrosion on the AISI-SAE 6063-T5 Aluminum Alloy. MRS Proceedings, 1373, imrc-1373-s4-21 doi:10.1557/opl.2012.308
- [4] G. M. Domínguez Almaraz, J. L. Ávila Ambriz, E. Cadenas Calderón (2012), Fatigue endurance and crack propagation under rotating bending fatigue tests on aluminum alloy AISI 6063-T5 with controlled corrosion attack. Engineering fracture Mechanics. Volume 93, Pages 119-131, ELSEVIER.
- [5] Gonzalo Mariano Domínguez Almaraz, Jorge Luis Avila Ambriz, Victor Lopez Garza, Erasmo Cadenas Calderón, J. Jesús Villalón López. Effect of controlled corrosion on the fatigue endurance of aluminum alloy AISI 6063 – T5, under rotating bending fatigue test (2012), Advanced Structural Materials Symposium at the XXI IMRC, Cancun Mexico.
- [6] Julio C. Verduzco Juárez, Gonzalo M. Domínguez Almaraz, Erasmo Correa Gómez, Renato González Bernal, Jorge L. Avila Ambriz. *Fatigue analysis undergoing rotating bending test of aluminum alloy AISI 6061 – T6, subject to welding process GMAW (gas metal arc welding) (2012), Advanced Structural Materials Symposium at the XXI IMRC, Cancun Mexico.*
- [7] Metalurgia Mecánica, Jorge Luis González (1999), Limusa Noriega Editores.
- [8] R. P. Reed, J. H. Smith and B. W. Christ "The Economic Effects of Fracture in the United States," U. S. Department of Commerce, National Bureau of Standards, Special Publication 647, March 1983.
- [9] Wöhler, A. (1855) Theorie rechteckiger eiserner Brückenbalken mit Gitterwänden und mit Blechwänden, Zeitschrift für Bauwesen vol. 5 pp121-166.
- [10] Wöhler, A. (1870) Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl, Zeitschrift für Bauwesen vol. 20 pp73-106.
- 26
- [11] Wöhler's experiments on the strength of metals (1867) Engineering vol. 4 pp160-161.
- [12] Wöhler, A. (1871) Engl. Abstr. Eng. vol. 2.
- [13] Consideraciones sobre el crecimiento de la grieta por fatiga en materiales de ingeniería, encontrado en:
<http://www.plusformacion.com/Recursos/r/Consideraciones-sobre-crecimientogrieta-por-fatiga-materiales-ingenieria> el 10 de Diciembre del 2012.
- [14] Kenyon, John N. 1939 Fatigue testing machine United States Kenyon, John N.2170640 encontrado en: www.freepatentsonline.com/2170640.html el 10 de Diciembre del 2012.
- [15] Weibull, W. (1961). *Fatigue Testing and Analysis of Results*. London:

PERGAMON PRESS, pages 25-39.

[16] Votta, F. A., new wire fatigue testing method. The IRON AGE (1948), pp. 78-81.

[17] H. F. Moore, G. N. Krouse University of Illinois, Engng. Exp. Sta. Circ., 23 (1934) 7.

[18] 17/11/2009, MOPT KaHo St. Lieven 'The FATIMAT Project' encontrado en: www.mechanics.kahosl.be/fatimat el 19 de Noviembre del 2012.

[19] Fatigue test equipment – World-Leading Testing Equipments, encontrado en: www.ucandyna.com el 19 de Noviembre del 2012

[20] Diseño y construcción de una máquina de fatiga por flexión rotativa encontrado en [www.materialessam.org.ar/sitio/biblioteca/jovenesSAM08/Trabajos_completos/7.Fractura,](http://www.materialessam.org.ar/sitio/biblioteca/jovenesSAM08/Trabajos_completos/7.Fractura,%20Fatiga%20y%20An%C3%A1lisis%20de%20Fallas/07085CalarcoF.pdf)

[%20Fatiga%20y%20An%C3%A1lisis%20de%20Fallas/07085CalarcoF.pdf](http://www.materialessam.org.ar/sitio/biblioteca/jovenesSAM08/Trabajos_completos/7.Fractura,%20Fatiga%20y%20An%C3%A1lisis%20de%20Fallas/07085CalarcoF.pdf) el 19 de Noviembre del 2012

[21] Design of a Cantilever - Type Rotating Bending Fatigue Testing Machine, K. K. Alaneme, Journal of Minerals & Materials Characterization & Engineering, Vol. 10, No.11, pp.1027-1039, 2011

[22] Torsion fatigue test of control arm-high resolution.wmv, encontrado en <http://www.flickr.com/photos/googala/sets/72157629522840683/> el 20 de Noviembre del 2012.

[23] T Series Torsional Fatigue Testing Machines, encontrado en www.shimadzu.com/an/test/fatigue/t-series.html el 20 de Noviembre del 2012.

[24] Torsion Fatigue Test Rig, encontrado en www.engineering.purdue.edu/METL/facilities/torsion-fatigue-test-rig/ el 20 de Noviembre del 2012.

[25] Battelle the Business of Innovation, encontrado en www.battelle.org/ El 25 de Noviembre del 2012.

[26] SAE Bending / Torsion Test Fixture encontrado en www.coiledtubingutulsa.org/sae_bending_torsion_1.html el 25 de Noviembre del 2012

[27] Instron La diferencia se puede medir, encontrado en www.instron.com.es/wa/home/default_es.aspx?ref=http%3a%2f%2fwww.google.com.mx%2furl el 25 de Noviembre del 2012.

[28] Sistema de ensayos de fatiga axial-torsión 8874, encontrada en el 25 de Noviembre del 2012 en www.instron.com.es/wa/product/8874-AxialTorsion-Fatigue-Testing-System.aspx?ref=http://www.google.com.mx/url

[29] Coffin L. F. Jr., in Symposium on Effect of Cyclic Heating and Stressing on Metals at Elevated Temperatures, ASTM STP 165, American Society for Testing Materials, June 1954, p. 31-52.

[30] J. L. González V. *Mecánica de fractura bases y aplicaciones*. Noriega Limusa, 1998, p. 9-16.

[31] HAMROCK, Bernard, Jacobson BO, and Steven Y SCHMID. Elementos de máquinas, México, DF 2000, p. 259-264.

[32] Shigley, Joseph Edward Mischke, Charles R. Joseph Edward Shigley, and Charles R. Mischke. *Diseño en ingeniería mecánica*. McGraw-Hill, 1990, p. 364-370.

- [33] Pytel Andrew, Ferdinand Singer. Resistencia de Materiales, 4 Edición, México DF, Harla, 1994, p. 60-67.
- [34] Strain Energy In Torsion, encontrado en:
<http://www.codecogs.com/library/engineering/materials/torsion.php>
el 28 de diciembre de 2016
- [35] ASTM INTERNATIONAL, encontrado en:
<http://www.astm.org/DATABASE.CART/HISTORICAL/E466-96.htm>
El 28 de diciembre del 2016.
- [36] ASTM INTERNATIONAL, encontrado en:
<http://www.astm.org/ABOUT/overview.html>
El 28 de diciembre del 2016.
- [37] Standards Centre, encontrado en:
<http://www.standardscentre.co.uk/?kw=british%20standards&ad=7903124248&cm=B>
El 28 de diciembre del 2016.
- [38] AFNOR, encontrado en:
<http://www.afnor.org/en/>
el 28 de diciembre de 2016
- [39] Festo Didactic Home, encontrado en:
<http://www.festo-didactic.com/mx-es/?fbid=bXguZXMuNTY0LjE0LjEyLjM2Njk>
el 11 de noviembre del 2013
- [40] Fluidsim 4 new, encontrado en:
http://www.fluidsim.de/fluidsim/index4_e.htm
el 11 de noviembre del 2013
- [41] Arduino, encontrado en:
<http://www.arduino.cc/>
el 11 de noviembre del 2013
- [42] Introducción a PWM, encontrado en:
<http://www.arcos.inf.uc3m.es/~infostr/lib/exe/fetch.php?media=introduccionpwm.pdf>
el 11 de noviembre del 2013
- [43] ROBOTIS e-Manual v1.15.00, encontrado en:
http://support.robotis.com/en/product/dynamixel/mx_series/mx-106.htm
el 11 de noviembre del 2013
- [44] ROBOTIS e-Manual v1.15.00, encontrado en:
<http://support.robotis.com/en/>
el 29 de diciembre del 2016
- [45] The Arduino / Dynamixel Resource Page, encontrado en:
<http://www.pablogindel.com/informacion/the-arduinodynamixel-resource-page/>
el 11 de Noviembre del 2013
- [46] ROBOTIS e-Manual v1.15.00, encontrado en:
http://support.robotis.com/en/product/auxdevice/controller/cm-900_manual.htm
el 11 de Noviembre del 2013
- [47] TrossenRobotics.com CM-900, encontrado en:
<http://www.trossenrobotics.com/cm-900>
el 29 de diciembre del 2016
- [48] STMicroelectronics, encontrado en:

http://www.st.com/content/st_com/en.html

el 29 de diciembre del 2016

[49] ROBOTIS e-Manual v1.31.00, encontrado en:

http://support.robotis.com/en/techsupport_eng.htm#software/robotis_opencm.htm

el 30 de diciembre de 2016

[50] Robotis e-manuals, encontrado en:

www.support.robotis.com o www.robotsource.org

el 25 de abril 2016.

[51] Thai Ch. N. Exploring Robotis with ROBOTIS Systems, Springer Cham Heidelberg New York Dordrecht London, 172 pages.

[52] Mazzolani, FM. Structural applications of aluminium in civil engineering. Structural Engineering International. 2006: 16(4); 280-285.

[53] Pan B, Jiang TM, Jin JM, M. Ma D. Failure Analysis of Aircraft Aluminum Alloy Structures in Coastal Environments. Advanced Materials Research. 2012: 430-432; 1509-1513.

[54] Sasaki K, Takahashi T. Low cycle thermal fatigue and microstructural change of AC2B-T6 aluminum alloy. Int. J. of Fatigue. 2006: 28(3); 203-210.

[55] Kciuk M, Tkaczyk S. Structure, mechanical properties and corrosion resistance of AlMg5 and AlMg1Si1 alloys. J. of Achiev. in Materials and Manufact. Engineering. 2007: 21(1); 39-42.

[56] Ghali E. Corrosion Resistance of Aluminum and Magnesium Alloys (Understanding, Performance and Testing). Hoboken, New Jersey, John Wiley & Sons; 2010, 640 pages.

[57] [Aluminum Alloys](#). *Materials Management Inc.* 23 December 2015.

Retrieved 2016-07-<http://www.thealuminumsources.com/tech/alloys.htm>

[58] Zhu X, Shyam A, Jones, JW, Mayer H, Lasecki, JV, and Allison, JE. (2006). Effects of microstructure and temperature on fatigue behavior of E319-T7 cast aluminum alloy in very long life cycles. Int. J. of Fatigue. 2006: 28(11); 1566-1571.

[59] Kermandidis, AT, Petroyiannis, PV, and Pantelakis, SG. Fatigue and damage tolerance behavior of corroded 2024 T351 aircraft aluminum alloy. Theor. and Appl. Fract. Mechanics. 2005: 43(1); 121-132.

[60] Li, RH, Zhang P, and Zhang ZF. Fatigue cracking and fracture behaviors of coarse-grained copper under cyclic tension-compression and torsion loadings. Mat. Scien. and Eng.: A. 2013: 574; 113-122.

[61] Akiniwa Y, Stanzl-Tschegg, S, Mayer H, Wakita M, and Tanaka.(2008). Fatigue strength of spring steel under axial and torsional loading in the very high cycle regime. Int. J. of Fatigue. 2008: 30(12); 2057-2063.

[62] Ávila Ambriz, JL, Domínguez Almaraz GM, Correa Gómez, E, and González Bernal, R. Fatigue Testing Machine for Developing Fatigue Tests Under Different Modes, Including: Rotating Bending, Torsion, and Its Combinations. J. of Mechatronics. 2014: 2(4); 246-250.

[63] Dominguez Almaraz, GM, Avila Ambriz, JL, and Cadenas Calderón E. Fatigue endurance and crack propagation under rotating bending fatigue tests on aluminum alloy AISI 6063-T5 with controlled corrosion attack. Eng. Fracture Mechanics. 2012: 93; 119-131.

- [64] Mayer H, Schuller R, Karr U, Irrasch D, Fitzka M, Hahn M, Bacher-Höchst M. Cyclic torsion very high cycle fatigue of VDSiCr spring steel at different load ratios. *Int. J. of Fatigue*. 2015: 70; 322–327.
- [65] Zhang J, Xiao Q, Shi X, Fei B. Effect of mean shear stress on torsion fatigue failure behavior of 2A12-T4 aluminum alloy. *Int. J. of Fatigue*. 2014: 67; 173–182.
- [66] Mayer H. Ultrasonic torsion and tension–compression fatigue testing: Measuring principles and investigations on 2024-T351 aluminium alloy. *Int. J. of Fatigue*. 2006: 28; 1446–1455.
- [67] Takahashi Y, Yoshitake H, Nakamichi R, Wada T, Takuma M, Shikama T, Noguchi H. Fatigue limit investigation of 6061-T6 aluminum alloy in giga-cycle regime. *Materials Science and Engineering: A*. 2014: 614; 243–249.
- [68] Couteri H, Bellett D, Morel F, Agustins L, Adrien J. High cycle fatigue damage mechanisms in cast aluminium subject to complex loads. *Int. J. of Fatigue*. 2013: 47; 44-57.
- [69] Liu S, Chao YJ, Zhu X. Tensile-shear transition in mixed mode I/III fracture. *Int. J. of Solids and Structures*. 2004: 41; 6147-6172.
- [70] Campbell FC. *Fatigue and Fracture: Understanding the Basis*. Materials Park OH 44073-0002, ASM International 2012, 685 pages.
- [71] Billington EW. Failure on ductile materials deformed in simple torsion. *Eng. Fract. Mechanics* 1981: 15(1-2); 21-37
- [72] McClafflin D, Fatemi A. Torsional deformation and fatigue of hardened steel including mean stress and stress gradient effects. *Int. J. of Fatigue* 2004: 26; 773-784.
- [73] RODRÍGUEZ-MILLÁN, Marcos; VAZ-ROMERO, Álvaro; ARIAS, Ángel. Failure behavior of 2024-T3 aluminum under tension-torsion conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, vol. 29, no 11, p. 4657-4663.
- [74] MAZZOLANI, Federico M. Structural applications of aluminium in civil engineering. *Structural engineering international*, 2006, vol. 16, no 4, p. 280-285.
- [75] ZHAO, Tianwen; JIANG, Yanyao. Fatigue of 7075-T651 aluminum alloy. *International Journal of Fatigue*, 2008, vol. 30, no 5, p. 834-849.
- [76] NIKNAM, Seyed Ali; SONGMENE, Victor. Simultaneous optimization of burrs size and surface finish when milling 6061-T6 aluminium alloy. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2013, vol. 14, no 8, p. 1311-1320.
- [77] LIN, Hong; NAYEB-HASHEMI, Hamid; BERG, Charles A. Cumulative damage behavior of anisotropic Al-6061-T6 as a function of axial-torsional loading mode sequence. *Journal of engineering materials and technology*, 1994, vol. 116, no 1, p. 27-34.
- [78] BILLINGTON, E. W. Failure of ductile materials deformed in simple torsion. *Engineering Fracture Mechanics*, 1981, vol. 15, no 1, p. 21-37.
- [79] MCCLAFLIN, D.; FATEMI, A. Torsional deformation and fatigue of hardened steel including mean stress and stress gradient effects. *International Journal of Fatigue*, 2004, vol. 26, no 7, p. 773-784.
- [80] GILATH, I., et al. Brittle-to-ductile transition in laser-induced spall at ultrahigh strain rate in 6061-T6 aluminum alloy. *Applied physics letters*, 1988, vol. 52, no 15, p. 1207-1209.

- [81] A.K. Amiruddin, S.M. Sapuan, A.A. Jaafar, Development of a hovercraft prototype with an aluminium hull base. *Int. J. of Physical Sci.* 2011; 6(17): 4185-4194.
- [82] K. M. Ko, J.B.Ou, B. M. Hsu, J. F. Chen and M. H. Shu, Dynamic strength analysis of Al-6061-T6 threaded-pipe connectors under preload and internal pressure. *Mat. Research Innov.* 2015: 10(SUP. 10): 253-258.
- [83] M. Priettoa, M. Tsanga, S. Hernandez, J. Roepkea, D. Piatkowskib, E. Leec, P. Stoyanova, J. Ogrena, O.S. Es-Saida, The effects of heat damage of aluminum 6061-T6 AM-2 Mats and High Power Run-Up Anchor. *Eng. Fail. Anal.* 2011; 18(1): 124-137.
- [84] I. Barsoum, F. Khan, A. Molki, A. Seibi, Modeling of ductile crack propagation in expanded thin-walled 6063-T5 aluminum tubes. *Int. J. of Mech. Sci.* 2014; 80: 160-168.
- [85] Y. H. Cho, T. S. Kim, Ultimate strength and shear-lag effect of aluminum alloy (6063-T5) bolted angle connections. *Int. J. of Prec. Eng. And Manuf.* 2015; 16(7): 1681-1684.
- [86] G.M. Scamans, N. Birbilis, R.G. Buchheit, 3.08 - Corrosion of Aluminum and its Alloys. *Shreir's Corrosion* 2010; 3: 1974-2010.
- [87] G. T. Yahr, Fatigue Design Curves for 6061-T6 Aluminum. *J. of Pressure Vessel and Technol.* 1997; 119(2): 211-215.
- [88] G. M. Domínguez-Almaraz, J. L. Ávila-Ambriz, F. Peyraut and E. Cadenas-Calderón (2012). Effect of controlled corrosion attack with HCl acid on the fatigue endurance of aluminum alloy AISI 6063-T5, under rotating bending fatigue tests. *MRS Proceedings*, 1485, 53-58. doi:10.1557/opl.2013.213.
- [89] Ji-S. Qiao, J.-H. Chen, L. Zhu, The use of small punch sample for testing of mechanics properties of aluminium alloy welded joint. *Solid State Phen.* 2006; 116-117: 661-664.
- [90] J. A.Lozano, B. Suárez-Peña, G. F. Vander Voort, Effect of processing steps on the mechanical properties and surface appearance of 6063 aluminium extruded products. *Materials* 2014; 7: 4224-4242.
- [91] Ch. F. Tan, M. R. Said, Effect of hardness test on precipitation hardening aluminium Alloy 6061-T6. *Chiang Mai J. Sci.* 2009; 36(3): 276-286.
- [92] Wertz J.N., Herman Shen M.-H., George T., Cross Ch., Scott-Emuakpor, An energy-based experimental-analytical torsional fatigue life-prediction method. *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air* 2010; 6 Structures and Dynamics, Parts A and B: 529-537.
- [93]] Jorge L. ÁvilaAmbriz, Gonzalo M. Domínguez Almaraz, Erasmo Correa Gómez, Julio C. Verduzco Juárez, Fatigue endurance under rotating bending and torsion testing, of AISI 6063-T5 aluminum alloy. *Int. J. of Adv. Mater. Research* 2015; 1(4): 120-125.
- [94] Jorge L. Ávila Ambriz, Gonzalo M. Domínguez Almaraz, Erasmo Correa Gómez, Julio C. Verduzco Juarez, Torsion fatigue endurance and load ratio confrontation R=0 VS. R=-1 on the AISI 6061-T6 aluminum alloy. *Int. J. of Adv. Research* 2015; 3(12): 1428-1433.

- [95] H. Mayer, Ultrasonic torsion and tension–compression fatigue testing: Measuring principles and investigations on 2024-T351 aluminium alloy. *Int. J. of Fatigue* 2006; 28: 1446-1455.
- [96] J. Zhang, Q. Xiao, X. Shi, B. Fei, Effect of mean shear stress on torsion fatigue failure behavior of 2A12-T4 aluminum alloy. *Int. J. of Fatigue* 2014; 67: 173-182.
- [97] T. Zhao, Y. Jiang, Fatigue of 7075-T651 aluminum alloy. *Int. J. of Fatigue* 2008; 30: 834-849.
- [98] G. Frulla, G. Avalor, V. Sapienza, Preliminary evaluation of the fatigue behaviour of aluminium alloy in corrosive environment. *Aircraft Eng. and Aeros. Tech.* 2015; 87(2): 165-171.
- [99] B. R. Leigh, C. Poon, H. W. Kerr, W. H. S. Lawson, N. Ferguson, An evaluation of the physical properties of ND:YAG laser welded high strength 6000 series aluminum alloys. 23rd Congress of Int. Council of the Aeronautical Sciences, 8-13 September, 2002, Toronto, Canada. Paper ICAS 2002-4.10.2, ISBN 0-9533991-3-3.
- [100] M.V. N. Reddy, M. N. Reddy , K. V. Kumar , P. Garre, Experimental investigation of tensile strength on Al 6351 to the aerospace structural applications. *Int.J. of Mech. Eng. and Tech.* 2014; 5(2): 110-114.
- [101] D. Arola, C.L. Williams, Estimating the fatigue stress concentration factor of machined surfaces. *Int. J. of Fatigue* 2002; 24: 923-930.
- [102] S.K. As, B Skallerud, B.W. Tveiten, B. Holme, Fatigue life prediction of machined components using finite element analysis of surface topography. *Int. J. of Fatigue* 2005; 27: 1590-1596.
- [103] D. J. Wulpi, *Understanding How Components Fail*, 2nd Edition ed.: ASM International, 1999.
- [104] V. Tvergaard, J.W. Hutchinson, “Two mechanisms of ductile fracture: void by void growth versus multiple void interaction”, *International Journal of Solids and Structures*, vol. 39, no. 13-14, 2002, pp. 3581-3597.
- [105] Y. Estrin, A. Vinogradov, “Fatigue behaviour of light alloys with ultrafine grain structure produced by severe plastic deformation: An overview”, *International Journal of Fatigue*, vol. 32, 2010, pp. 898-907.
- [106] P. Mukhopadhyay, Alloy designation, processing and use of AA6XXX series aluminium alloys. *ISRN Metallurgy* 2012; 2012: 15 pages.
- [107] A.A. Benzerga, “Micromechanics of coalescence in ductile fracture”, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, vol. 50, no. 6, 2002, pp. 1331-1362.