

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



EVALUACIÓN DEL ÍNDICE DE DAÑO
EN UNIONES ADHESIVAS ESTRUCTURALES.

POR

JOSÉ DE JESÚS VILLALOBOS LUNA

TESIS

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
DOCTOR EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AERONÁUTICA

MAYO, 2026

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



EVALUACIÓN DEL ÍNDICE DE DAÑO
EN UNIONES ADHESIVAS ESTRUCTURALES.

Por

JOSÉ DE JESÚS VILLALOBOS LUNA

TESIS

para obtener el Grado de

DOCTOR EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AERONÁUTICA

Mayo, 2026

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Posgrado

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la tesis "Evaluación del índice de daño en uniones adhesivas estructurales", realizada por el estudiante José de Jesús Villalobos Luna, con número de matrícula 765944, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Doctorado en Ciencias de la Ingeniería Aeronáutica.

El Comité de Evaluación de Tesis

Dr. Pedro López Cruz
Director

Dr. Moisés Hinojosa Rivera
Codirector

Dr. Diego Francisco Ledezma Ramírez
Revisor

Dr. Pablo Ernesto Tapia González
Revisor

Dr. Jesús Gabino Puente Córdova
Revisor

Dra. Adriana Salas Zamarripa
Revisora

Dr. Rodolfo Morales Ibarra
Revisor

Vº. Bº.



Dr. Azael Martínez de la Cruz
Secretario de Estudios de Posgrado



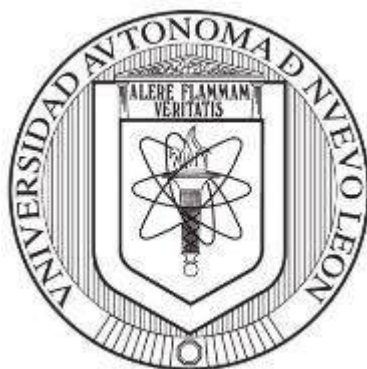
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA

Institución 190001

Programa 557603

Acta núm. 380

Ciudad Universitaria, 3 de junio de 2026.



RECTOR

DR. SANTOS GUZMÁN LÓPEZ

SECRETARIA GENERAL

DR. JUAN PAURA GARCÍA

SECRETARIO ACADEMICO

DR. JAIME ARTURO CASTILLO ELIZONDO

DIRECTOR DEL SISTEMA DE ESTUDIOS DE POSGRADO

DR. GERARDO ENRIQUE MUÑOZ MALDONADO

Agradecimientos

Agradezco a la vida por permitirme alcanzar una distinción académica tan alta, contribuyendo con este trabajo a entender mejor un aspecto muy particular de la ciencia, y al mismo tiempo permitirme ser consciente de las limitaciones humanas y del desconocimiento de tantas otras cosas materiales e inmateriales, de la existencia, la mente y el espíritu en este vasto universo.

Agradezco a mis padres Don José de Jesús Villalobos Mercado y mi madre Doña María del Rosario Luna Martínez y a mi hermana Rocio, quienes siempre me apoyaron y creyeron en mí para alcanzar esta meta profesional.

El agradecimiento más especial es para mi familia, mi esposa Rosalveny Valencia e hijo Juan Esteban, culminando con éxito este proyecto compartido gracias a su amor, apoyo, comprensión, tolerancia y sacrificio por estos años.

Agradezco por supuesto a mi Alma Mater, la Universidad Autónoma de Nuevo León y a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica por todo el apoyo recibido por sus autoridades administrativas, a todos y cada uno de mis maestros, tutores y revisores durante mis años de estudio de posgrado en diferentes administraciones.

Agradecimiento particular a mi Director de Tesis, Doc. Pedro López Cruz, que sugirió el tema de tesis, como derivación de sus líneas de investigación, fungiendo como asesor, orientador, maestro y facilitador durante mi estancia en el programa y al Co-Director de Tesis, Doc. Moises Hinojosa Rivera, con quien trabajamos temas afines durante mis estudios de posgrado.

Agradecimiento especial a mis asesores y amigos en el Programa Doctoral, los Doctores Pedro López Cruz, Diego Francisco Ledezma Ramírez, Pablo Ernesto Tapia González, Martín Castillo Morales, Jesús Gabino Puente Córdova de quienes recibí siempre su apoyo, retroalimentación y orientación para transitar por el programa.

Agradezco a todos mis amigos y compañeros de la FIME y el programa doctoral, quienes, a través de su interés constante y legítimo, palabras de apoyo, directas e indirectas, ayuda incondicional, tiempo dedicado, y amistad sincera y apoyo mutuo me acompañaron en este largo proceso de manera desinteresada y que al tiempo serían parte importante de este logro.

Justificación.

Las necesidades globales de contar con estructuras de alto desempeño y alta tecnología, ha llevado al desarrollo de materiales y estructuras que permiten ser más resistentes a las aeronaves, vehículos terrestres y edificaciones, con menor peso, consumiendo menos energía y con mayor seguridad.

En la fabricación de aeronaves, el desarrollo de uniones adhesivas estructurales encuentra cada vez más terreno de aplicación, ya que por ser un sector altamente regulado, se les exige a las uniones estructurales un comportamiento de alta resistencia y seguridad equiparable a las uniones mecánicas del tipo pernos y remaches; sin embargo, hoy día no se cuenta con estándares de seguridad definitivos en uniones adhesivas estructurales debido a la incertidumbre en la evaluación de todos sus modos de falla por el gran número de combinaciones de parámetros y condiciones que pueden ocurrir durante su aplicación. Algunos de esos factores asociados a la resistencia de las uniones adhesivas son las características fisicoquímicas de los adhesivos y sustratos, la preparación de las superficies donde se aplicará el adhesivo, así como todas las condiciones físicas y ambientales asociados al comportamiento del adhesivo, como lo son los diferentes tipos de carga, temperaturas, humedad, etc.

A pesar de los avances en el estudio de uniones adhesivas estructurales, persiste una limitación fundamental en la capacidad de cuantificar de manera confiable y reproducible la evolución del daño bajo condiciones de carga cíclica y cuasi estática, particularmente mediante parámetros dinámicos como el amortiguamiento.

Los enfoques actuales se centran en variaciones de rigidez o resistencia última, mientras que el uso del amortiguamiento como indicador cuantitativo de daño no ha sido suficientemente desarrollado ni validado experimentalmente en el contexto de uniones adhesivas estructurales de aplicación aeroespacial.

En este sentido, existe una brecha en el desarrollo de modelos que permitan correlacionar de forma directa los cambios en propiedades dinámicas, como el factor de pérdida, con la evolución del daño interno del adhesivo, considerando su comportamiento viscoelástico y la disipación energética asociada.

Por lo tanto, el problema científico que aborda esta investigación consiste en determinar si es posible establecer un modelo cuantitativo y experimentalmente validado que relacione la evolución del daño en uniones adhesivas estructurales con cambios en el amortiguamiento interno, bajo condiciones de carga cíclica y cuasi estática.

En este trabajo de investigación, los resultados experimentales y conclusiones aportan información relevante en este campo y los resultados obtenidos permitirán sentar las bases de una nueva línea de investigación que permita analizar con mejor precisión la calidad de uniones adhesivas estructurales, así como proveer información experimental para la validación de modelos matemáticos y de simulación, además de establecer las bases para el desarrollo de teorías y criterios para el monitoreo de la integridad estructural de uniones adhesivas estructurales.

Índice.

Índice.	iv
Índice de figuras.	viii
Índice de tablas.	xiv
Nomenclatura.	xv
Publicaciones Científicas.	xix
Resumen.	xxi
Capítulo 1. Introducción.	1
1.1. Antecedentes.	1
1.2. Uniones estructurales aeroespaciales.	3
1.3. Regulaciones.	4
1.4. Monitoreo de Integridad Estructural.	7
1.5. Revisión del estado del arte.	9
1.5.1. Mecánica de uniones adhesivas estructurales.	9
1.5.1.1. Unión adhesiva estructural.	14
1.5.2. Dinámica estructural, análisis modal y amortiguamiento.	19
1.5.3. Daño en uniones adhesivas estructurales.	28
1.5.4. Análisis crítico del estado del arte.	30
1.7. Propuestas tecnológicas y científicas.	35
1.8. Justificación del proyecto.	36
1.9. Hipótesis.	36
1.10. Objetivo general.	36
1.11. Objetivos específicos.	36
1.12. Metas.	37
1.13. Metodología.	38
1.14. Limitantes y consideraciones.	38
1.15. Estructura de la tesis.	39
Capítulo 2. Marco teórico.	42
2.1. Introducción.	42
2.2. Mecánica de uniones adhesivas estructurales.	43
2.2.1. Resistencia mecánica de las uniones adhesivas.	43

2.3. Correlación Digital de Imágenes.....	45
2.4. Modelo de Goland-Reissner inverso aplicado a UAE's	49
2.4.1. Medición del campo de deformaciones mediante CDI.	49
2.4.2. Ajuste inverso del Modelo de Goland-Reissner.	50
2.4.3. Evaluación del daño y disipación de energía.	52
2.5. Dinámica estructural y amortiguamiento.	55
2.6. Fundamentos de dinámica estructural.	55
2.7. Amortiguamiento.	63
2.7.1. Amortiguamiento estructural.	64
2.7.2. Amortiguamiento por histéresis.	65
2.8. Daño en uniones adhesivas estructurales.	73
2.9. Daño con base en cambios de la rigidez, las frecuencias y amortiguamiento modales.....	74
2.10. Conclusión del marco teórico.....	76
Capítulo 3. Metodología experimental.....	78
3.1. Metodología experimental.	78
3.2. Etapa I. Materiales y fabricación de probetas.	80
3.2.1. Diseño de probetas de uniones adhesivas estructurales.	81
3.2.2. Dimensionamiento geométrico.	81
3.2.3. Fabricación y preparación de materiales.	81
3.2.4. Preparación de las superficies de los adherentes o sustratos.....	83
3.2.5. Preparación de adhesivo.....	86
3.2.6. Ensamble de Probetas.	86
3.3. Etapa II. Ensayo de resistencia mecánica de referencia en sollicitación de CE.....	89
3.4. Etapa III. Ensayo de fatiga mecánica en sollicitación de CC.....	92
3.5. Etapa IV. Posprocesamiento.	96
3.7. Análisis estadístico y validación experimental.	98
3.8. Conclusión de la metodología experimental.	99
Capítulo 4. Resultados experimentales.	100
4.1. Introducción.	100
4.2. Propiedades de resistencia mecánica y módulo de rigidez en sollicitación de CE. .	101

4.2.1. Control de espesor del adhesivo.....	101
4.2.2. Resultados experimentales en sollicitación de CE.....	102
4.2.3. Propiedades de resistencia mecánica en condición de CE.....	102
4.2.4. Carga cortante máxima (V_{max}).....	103
4.2.5. Campo de deformaciones y esfuerzos cortantes.	105
4.2.6. Cambios en el Módulo de Corte G.....	109
4.3. Resultados experimentales de la Etapa II en Carga Cíclica, CC.....	110
4.3.1. Lazos de histéresis mediante curva carga vs desplazamiento.	110
4.3.2. Lazos de histéresis esfuerzo-deformación mediante CDI.	111
4.3.3. Módulo de corte dinámico.	114
4.4. Dinámica estructural de las UAE's en condición de CC.	117
4.4.1. Frecuencias modales de las UAE's.....	117
4.4.2. Amortiguamiento modal de las UAE's.....	121
4.4.3. Amortiguamiento por histéresis en condición de CC.	124
4.5. Modelo semi empírico del amortiguamiento en CC.	128
4.6. Índices de daño en UAE's en condición de CC.	133
4.6.1. Índice de daño en función del cambio de frecuencias modales y razón de ciclaje.	133
4.6.2. Índice de daño basado en amortiguamiento modal.	137
4.7. Equivalencia entre factor de pérdida modal y por histéresis.....	142
Capítulo 5. Discusión de resultados.....	145
5.1. Introducción.....	145
5.2. Sobre el corrimiento en frecuencias modales en condición de CC.	146
5.3. Sobre el factor de pérdida modal de las UAE's.....	146
5.4. Sobre el factor de pérdida por histéresis en condición de CC.	147
5.5. Sobre los índices de daño en condición de CC.....	149
5.6. Relación causal de la progresión del daño de las UAE's.	150
5.7. Equivalencia entre amortiguamiento modal y amortiguamiento por histéresis....	151
5.8. Validación del modelo propuesto con enfoques existentes.	152
5.9. Comparación del modelo propuesto con el estado del arte.	153
Capítulo 6. Conclusiones y trabajo futuro.....	155

6.1. Contribuciones principales.	155
6.2. Conclusiones principales.	156
6.3. Alcances y limitaciones.	158
6.4. Trabajo futuro.	159
Apéndice 1. Publicaciones Científicas	163
Apéndice 2. Hoja técnica del adhesivo 3M™ Scotch-Weld™, Epoxy Adhesive EC2216 B/A	217
Apéndice 3. Imágenes del daño en uniones adhesivas estructurales.....	225
Referencias.....	232

Índice de figuras.

Figura 1.1. Disciplinas influyentes en el estudio de las uniones adhesivas.	10
Figura 1.2. Unión de traslape simple, a) en carga inicial sin deformación de los sustratos, b) en carga máxima con deformación de los sustratos.	15
Figura 1.3. Componentes de una unión adhesiva o sellante.	16
Figura 1.4. Esquema de calidad de humectación, a) humectación pobre y b) humectación buena.	19
Figura 2.1. Modos de falla más comunes en pruebas de adhesivos.	43
Figura 2.2. Geometría de la unión de traslape simple.	44
Figura 2.3. Distribución de esfuerzos en el adhesivo de una unión de traslape simple, a) Modelo de Volkersen, b) Modelo de Goland-Reisner, c) Modelo de Bigwood- Crocombe.	44
Figura 2.4. Patrones aleatorios de moteado. Imagen tomada de Khoo et. al [71].....	46
Figura 2.5. Diagrama esquemático del arreglo experimental del sistema de 2D-CDI.....	46
Figura 2.6. Determinación de los vectores de desplazamiento utilizando CDI. a) Imagen de referencia, b) imagen deformada, c) vectores de desplazamiento. Imagen tomada de Khoo et al. [71].	47
Figura 2.7. Parámetros de deformación utilizados para representar los desplazamientos promedio en el plano de un sub-conjunto. Imagen adaptada de Khoo et al. [71].	48
Figura 2.8. Distribución de deformación cortante según la Ec. 2.5	49
Figura 2.9. Distribución del esfuerzo cortante con base en el modelo Goland-Reissner.	50
Figura 2.10. Representación de un modelo $m-c-k$ de 1 GDL.....	55
Figura 2.11. a) Esquema de cargas y deformación en el corte de una viga y b) Elemento diferencial en equilibrio de fuerzas cortantes y momentos flectores.	56
Figura 2.12. Formas modales en valores paramétricos de acuerdo con la Ec. 2.33.....	59
Figura 2.13. Pasos del análisis espectral mediante la Integral de Convolución (flecha roja) o mediante la Transformada de Fourier y la FRF (flechas azules).	60
Figura 2.14. Función de respuesta a la frecuencia de un sistema con 5 GDL. a) Gráfico $H(\omega)$, Amplitud real vs frecuencia, b) Gráfico $H(\omega)$, Amplitud imaginaria vs frecuencia.	61

Figura 2.15. Diagrama de Nyquist Re vs Im para 5 modos.	61
Figura 2.16. Diagrama de Nyquist Re vs Im para cualquier modo (Ej. Modo 5).	62
Figura 2.17. Gráficos de magnitud y fase de la función $H(\omega)$	63
Figura 2.18. Clasificación del amortiguamiento estructural.	64
Figura 2.19. Lazo de histéresis y las energías, almacenada W_s , disipada W_d y residual W_r	65
Figura 2.20. Modelo $m-h-k$	65
Figura 2.21. Modelo de amortiguamiento de Rayleigh.....	69
Figura 2.22. Modelo de sistema de 1 GDL con amortiguamiento de Coulomb.	70
Figura 2.23. Amortiguamiento por efecto del cierre de grieta. Figura retomada de [89].	72
Figura 2.24. a) Módulo de rigidez efectivo G_0 y con daño G en curva esfuerzo- deformación. b) Modulo de rigidez degradado con el esfuerzo [94].	74
Figura 2.25. Cambio de frecuencia modal como indicador de daño.....	75
Figura 2.26. Cambio de factor de pérdida como indicador de daño.	76
Figura 3.1. Esquema de metodología experimental.	80
Figura 3.2. Modelo CAD de la probeta de uniones adhesivas. Dimensiones en mm.	81
Figura 3.3. Materiales de fabricación de probetas. a) Adherentes o sustratos, b) Doublers, c) Laminas de ajuste de espesor, d) Adhesivo.....	82
Figura 3.4. Limpieza de piezas con desengrasante alcalino.....	83
Figura 3.5. Materiales para preparación de 1 litro de solución de ataque optimizada FPL. a) Agua destilada (1 lt), b) Dicromato de sodio (50 gr), c) Ácido sulfúrico (300 gr), d) Virutas de aluminio 2024 (1.5 gr).	84
Figura 3.6 a) Mezcla de 1 litro de solución para ataque químico con base de ácido sulfúrico y dicromato de sodio, b) Solución con virutas de aluminio 2024.	84
Figura 3.7. Limpieza química de adherentes, a) adherentes de aluminio 6063 T5 sumergidos en ataque químico, b) Adherentes y c) Doublers en secado posterior al ataque químico.	85
Figura 3.8. Preparación de adhesivos, (arriba) Partes (base y acelerador) y (abajo) Mezcla de adhesivo con consistencia uniforme.	86

Figura 3.9. a) Modelo isométrico del molde, b) Armado estándar de lote con probetas, c) Armado final del molde con prensas y probetas en su interior.	88
Figura 3.10. Vista general de probetas terminadas de uniones adhesivas.	88
Figura 3.11. a) Máquina universal Shimadzu AGS-X, b) Montaje de probeta de uniones adhesivas.	89
Figura 3.12. Configuración experimental para sollicitación en CE con la máquina universal y la técnica de CDI.	90
Figura 3.13. Zona de medición en la unión y resolución.	91
Figura 3.14. Área de medición y tamaño de subset.	92
Figura 3.15. Carga cíclica, a) Unión sin carga, b) Unión con carga y desplazamiento cortante, c) Ciclo de carga y descarga en zona de tensión (unidireccional)..	93
Figura 3.16. Configuración experimental del análisis modal, a) Esquema de la técnica de martillo de impacto, b) Montaje experimental	94
Figura 3.17. a) Martillo de impacto, b) Impulso real en el dominio del tiempo (arriba) y en el dominio de la frecuencia para diferentes durezas de puntas de impacto (abajo). c) Impulso teórico en el dominio del tiempo (arriba) y en el dominio de la frecuencia con contenido espectral plano (abajo).....	95
Figura 3.18. a) Sistema de adquisición de datos por medio de PC, b) Tarjeta de adquisición de datos o convertidor analógico digital (Data Physics, Modelo Quattro), c) ejemplo de pantalla de software de procesamiento Signal Calc. (Imágenes retomadas de http://www.dataphysics.com).....	96
Figura 4.1. Variabilidad de espesor de adhesivo por probeta de los lotes 4, 5 y 6.	101
Figura 4.2. Geometría final de las UAE's con control de espesores, a) Apariencia de una probeta de UAE, b) Vista lateral de una probeta de UAE, c) Acercamiento de la vista lateral con el espesor de los adherentes de aluminio y del adhesivo.	102
Figura 4.3. Gráficas carga - desplazamiento cortantes $V-\Delta$ para las probetas del lote 5.	104
Figura 4.4. Modos de falla de las probetas del lote 5.....	104
Figura 4.5. Deformación XY en tres niveles de carga 2, 3.94 y 5 kN.	105
Figura 4.6. Medición de deformación cortante en la línea de adhesión mediante CDI.	106

Figura 4.7. Campo de deformaciones medido mediante CDI. Escala en $\mu\epsilon$	107
Figura 4.8. Distribución de deformaciones en la línea central del adhesivo, $\gamma(x)$	108
Figura 4.9. Distribución de esfuerzos cortantes obtenida mediante el modelo inverso de Goland-Reissner.	108
Figura 4.10. Distribución del módulo de corte resultante del ajuste de Goland-Reissner.	109
Figura 4.11. Lazos de Histéresis ($V-\Delta$) para la probeta 8 L5M420.....	111
Figura 4.12. Campo de deformaciones cortantes para el primer ciclo de la probeta 8, L4M4225KN.	112
Figura 4.13. Lazos de histéresis de la probeta 8 o L5M4205KN para 5 kN. a) 2 mm, b) 3mm y c) 4 mm de la línea de adhesión.	113
Figura 4.14. Variación del módulo de corte dinámico G^* (MPa) en función de la razón de ciclaje r_C de la probeta 4, L5M4205K para 2, 3 y 4 mm sobre la línea de adhesión.....	114
Figura 4.15. Variación promedio del módulo de corte dinámico G^* (MPa) en función de la razón de ciclaje r_C para la probeta 4, L5M4205K.	115
Figura 4.16. Variación del módulo dinámico G^* (MPa) para la probeta 6 o L4M1095KN en función de la deformación cortante máxima $\gamma_{\max}$ (rad) a) para tres posiciones de la línea de adhesión (2, 3 y 4 mm), b) variación promedio. .	116
Figura 4.17. Función de Respuesta a la Frecuencia (FRF) de la probeta 4 L4M4304KN en condición de carga máxima y carga mínima para el primer ciclo prístina. .	117
Figura 4.18. Conjunto de Funciones de Respuesta a la Frecuencia (FRF's) de la probeta 4 o L4M4304KN en condición de carga máxima del ciclo 1 al 29.....	118
Figura 4.19. Gráfico de cascada con el total de las FRF en la probeta 4 o L4M4304KN en condición de carga máxima de 4kN.	119
Figura 4.20. Razón de frecuencias, r_f respecto a la razón de ciclaje r_C para los 5 modos principales en la probeta 4 o L4M4304KN para carga máxima.	120
Figura 4.21. Cambio del factor de pérdida para los 5 modos de la Probeta 4, L4M4304KN.	122
Figura 4.22. Cambio del factor de pérdida para los 5 modos de la Probeta 8, L5M4205K.	122

Figura 4.23. Cambio del factor de pérdida para los 5 modos de la Probeta 9, L6M3136KN.	123
Figura 4.24. Intercambio de energías respecto a la razón de ciclaje en CC para la probeta 4, L4M4304KN, a) Energía almacenada (W_s), b) Energía disipada (W_d), c) Energía residual (W_r)......	124
Figura 4.25. Evolución de la razón de energía vs razón de ciclaje r_c para la probeta 4, L4M4304KN.	126
Figura 4.26. Factor de pérdida por histéresis vs razón de ciclaje para las 5 probetas....	127
Figura 4.27. Modelo semi empírico de 2 Etapas para la evolución del factor de pérdida respecto a la razón de ciclaje para a) Probeta 1, b) Probeta 3, c) Probeta 4, d) Probeta 8, e) Probeta 9	130
Figura 4.28. Por ciento de índice de daño por variación de las frecuencias modales f_m para la probeta 10, L6M2056KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3.....	134
Figura 4.29. Por ciento de índice de daño por variación de las frecuencias modales f_m para la probeta 9, L6M3136KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3.....	135
Figura 4.30. Por ciento de índice de daño por variación de las frecuencias modales f_m para la probeta 8, L5M4205KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3.....	136
Figura 4.31. Por ciento de índice de daño por variación de las frecuencias modales f_m para la probeta 4, L4M4304KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3.....	137
Figura 4.32. Por ciento de índice de daño con base en el cambio del factor de pérdida modal ($\%ID^{\eta_m}$) respecto a la razón de ciclaje para la probeta 10, L6M2056KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3	139
Figura 4.33. Por ciento de índice de daño con base en el cambio del factor de pérdida modal ($\%ID^{\eta_m}$) respecto a la razón de ciclaje para la probeta 9, L6M3136KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3	140
Figura 4.34. Por ciento de índice de daño con base en el cambio del factor de pérdida modal ($\%ID^{\eta_m}$) respecto a la razón de ciclaje para la probeta 8, L5M4205KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3	141
Figura 4.35. Por ciento de índice de daño con base en el cambio del factor de pérdida modal ($\%ID^{\eta_m}$) respecto a la razón de ciclaje para la probeta 4, L4M4304KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3.	142

Figura 4.36. Energía total vs razón de ciclaje, extraída del balance de energías del lazo de histéresis y de la suma del amortiguamiento modal para las probetas 4, 8 y 9.	144
Figura A1.1. Hoja técnica del adhesivo 3MTM Scotch-WeldTM, Epoxy Adhesive EC2216 B/A.	218
Figura A2.1. Tipos de falla en probetas del lote 1.	226
Figura A2.2. Tipos de falla en probetas del lote 2.	227
Figura A2.3. Tipos de falla en probetas del lote 3.	228
Figura A2.4. Tipos de falla en probetas del lote 4.	229
Figura A2.5. Tipos de falla en probetas del lote 5.	230
Figura A2.6. Tipos de falla en probetas del lote 6.	231

Índice de tablas.

Tabla 1.1. Principales enfoques reportados en la literatura para la evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales.....	32
Tabla 2.1. Valores característicos βL por modo.....	58
Tabla 3.1. Lista de materiales para preparación del ataque químico.	83
Tabla 4.1. Desviación estándar de espesor del adhesivo de la UAE de los lotes 4, 5 y 6	101
Tabla 4.2. Listado de probetas con nomenclatura de identificación.	103
Tabla 4.3. Lista de probetas ensayadas en CC con lazos de histéresis.	110
Tabla 4.4. Ajuste de curvas de la variación del módulo de corte dinámico G^* (MPa) respecto a la deformación cortante máxima $\gamma_{\max}$ (rad) y las tres posiciones de la línea de adhesión (2, 3 y 4 mm) y deformación promedio.....	116
Tabla 4.5. Probetas ensayadas en CC utilizadas para FRF.	117
Tabla 4.6. Resumen del % de cambio de frecuencias $\% \Delta f$ respecto a la razón de ciclaje en la probeta 4 o L4M4304KN.	120
Tabla 4.7. Resumen del balance de energías de lazos de histéresis respecto a la razón de ciclaje.	125
Tabla 4.8. Valores de ajuste semi empíricos b y ηf para $0 < rC < 0.7$	131
Tabla 4.9. Valores semi empíricos de los coeficientes A , B y C para $rC > 0.7$	132
Tabla 4.10. Comparación de la sensibilidad de la frecuencia del $\%ID$ con base al cambio en frecuencia y amortiguamiento para la Probeta 8, L5M4205KN.	138

Nomenclatura.

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$	Deformación unitaria normal en la dirección x, y o z .
$\gamma_{xy} = \gamma_{yx}$	Deformación cortante en el plano xy .
$\gamma_{xz} = \gamma_{zx}$	Deformación cortante en el plano xz .
$\gamma_{yz} = \gamma_{zy}$	Deformación cortante en el plano yz .
$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3$	Deformaciones unitarias principales.
$\gamma_{1,2}$	Deformaciones cortantes principales máximas positiva y negativa.
$\theta_{xy} = \gamma_{xy}$	Deformación cortante.
V	Carga cortante.
A	Área de traslape de la unión adhesiva.
τ_{prom}	Esfuerzo cortante promedio de la unión adhesiva.
G	Módulo de corte del adhesivo.
t_{ad}	Espesor del adhesivo.
L	Longitud de traslape.
$t_{1,2}$	Espesor de los sustratos 1 y 2
$E_{1,2}$	Módulo de Young de los sustratos 1 y 2
ν	Módulo de Poisson.
CDI	Correlación Digital de Imágenes.
$2D$	Bidimensional.
ζ_1 y η_1	Desplazamientos totales de los subconjuntos.
u y v	Traslaciones de los subconjuntos.
$\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}$	Deformaciones normales.
$\frac{\partial u}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial x}$	Deformaciones cortantes.

$\Delta x, \Delta y$	Distancias desde el centro de los subconjuntos hasta un punto arbitrario del mismo en las direcciones x o y .
m	Masa o inercia equivalente.
$\ddot{x}$	Aceleración en traslación rectilínea.
c	Constante de amortiguamiento equivalente.
$\dot{x}$	Velocidad en traslación rectilínea.
k	Constante de rigidez.
x	Desplazamiento en traslación rectilínea.
ω_n	Frecuencia natural.
ζ	Razón de amortiguamiento.
δ	Decremento logarítmico.
GDL	Grados de libertad.
MGDL	Múltiples grados de libertad.
$[\mathbf{M}]$	Matriz de masa.
$[\mathbf{C}]$	Matriz de amortiguamiento.
$[\mathbf{K}]$	Matriz de rigidez.
ψ	Amplitud modal.
FRF	Función de respuesta a la frecuencia.
$H(\omega)$	Amplitud de la función de respuesta a la frecuencia.
ω	Frecuencia angular de excitación.
$F(\omega)$	Fuerza de excitación armónica en el dominio de la frecuencia.
$X(\omega)$	Desplazamiento a una excitación armónica en el dominio de la frecuencia.
W_s	Energía recibida o aplicada en el sistema.
W_d	Energía disipada.

W_r	Energía residual.
W_h	Energía disipada por amortiguamiento por histéresis
h	Constante de amortiguamiento por histéresis
W_c	Energía disipada por amortiguamiento por fricción seca.
μ_k	Coefficiente de fricción cinética
W_{CC}	Energía disipada por efecto de apertura y cierre de grieta.
V_{max}	Carga cortante máxima por ciclo
Δ_{max}	Desplazamiento cortante máximo por ciclo
η^m	Factor de pérdida modal.
A_{lazo}	Área del lazo de histéresis.
G^*	Módulo de corte dinámico
$M(\omega, t)$	Factor de magnificación de excitación armónica.
CE	Carga cuasi estática cortante unidireccional.
CC	Carga cortante cíclica unidireccional.
G_n	Módulo de corte respecto al del nivel de carga cuasi estática n.
G_o	Módulo de corte inicial en condición prístina.
$\%ID^{G^*}$	Porcentaje de índice de daño basado en el módulo de corte dinámico.
G_n^*	Módulo de corte dinámico después de un número n de ciclos de carga y descarga.
G_o	Módulo de corte dinámico inicial en condición prístina.
η_n	Factor de pérdida para el enésimo ciclo.
η_h	Factor de pérdida por histéresis.
$\%ID^{f_{m,n}}$	Porcentaje de índice de daño con base en el cambio en frecuencias modales respecto a la razón de ciclaje.
$f_{m,n}$	Frecuencia modal después de un número n de ciclos.

f_o	Frecuencia modal en instante de carga máxima del primer ciclo.
$\%ID^{\eta m}$	Porcentaje de índice de daño en base al cambio en el factor de pérdida modal respecto a la razón de ciclaje.
r_c	Razón de ciclaje.

Publicaciones Científicas.

La presente investigación se sustenta en un conjunto de trabajos científicos desarrollados de manera paralela al proyecto doctoral, los cuales, en conjunto, conforman una base sólida que integra aspectos experimentales, teóricos y metodológicos para el estudio del daño en uniones adhesivas estructurales. Estas publicaciones no solo complementan el desarrollo de la tesis, sino que constituyen etapas progresivas en la construcción del modelo propuesto, permitiendo una evolución coherente desde la caracterización dinámica hasta la formulación de un índice de daño basado en parámetros energéticos.

En primer lugar, el trabajo titulado *Teaching structural dynamics in aeronautic engineering: A hands-on approach using frequency response analysis of a quadrotor UAV* aportó las bases experimentales y conceptuales para la implementación del análisis modal mediante funciones de respuesta en frecuencia (FRF). Aunque originalmente planteado en un contexto educativo, este estudio permitió validar la aplicación de técnicas dinámicas en sistemas reales complejos, demostrando la relevancia de la identificación de frecuencias naturales y fenómenos de resonancia en la evaluación estructural. En la presente tesis, estos conceptos fueron adaptados y extendidos hacia el análisis de uniones adhesivas, permitiendo utilizar el amortiguamiento modal como una variable medible y sensible a cambios internos en el material. De esta forma, este trabajo constituye el fundamento metodológico para la caracterización dinámica experimental empleada en la investigación.

En segundo lugar, el artículo *Fractional Viscoelastic Modeling of Multi-Step Creep and Relaxation in an Aerospace Epoxy Adhesive* proporcionó el soporte teórico necesario para comprender el comportamiento viscoelástico del adhesivo estructural empleado, particularmente bajo condiciones de carga dependientes del tiempo. Este trabajo demostró que los modelos clásicos no son suficientes para describir la complejidad del comportamiento mecánico de adhesivos aeroespaciales, introduciendo en su lugar modelos basados en cálculo fraccional que permiten representar efectos de memoria, relajación jerárquica y dependencia del historial de carga. En la tesis, estos conceptos son fundamentales para interpretar la disipación de energía como un fenómeno intrínseco al proceso de daño, así como para justificar la relación entre amortiguamiento y evolución

del daño estructural. Adicionalmente, la incorporación de criterios estadísticos para la validación de modelos influyó en el enfoque adoptado para el desarrollo del modelo semi-empírico propuesto.

Finalmente, el artículo *Experimental Analysis of Energy Dissipation in Structural Adhesive Joints: Relationship Between Hysteresis and Modal Damping* representa la contribución experimental más directa y relevante para el desarrollo de la tesis. En este trabajo se estableció, mediante evidencia experimental, la equivalencia entre el amortiguamiento por histéresis y el amortiguamiento modal en uniones adhesivas sometidas a carga cíclica. Este hallazgo permitió consolidar la hipótesis central de la investigación, al demostrar que el amortiguamiento puede ser utilizado como un indicador indirecto pero confiable de la disipación de energía y, por ende, de la evolución del daño. Asimismo, la identificación de patrones característicos en la evolución del amortiguamiento, como el comportamiento tipo “bathtub”, proporcionó una base para la interpretación de la vida útil residual de las uniones. En la tesis, este trabajo se integra directamente en la formulación del índice de daño basado en el factor de pérdida, así como en la validación experimental del modelo propuesto.

En conjunto, estas publicaciones permiten articular una contribución científica integral que abarca tres niveles fundamentales: (i) la implementación de metodologías experimentales avanzadas para la caracterización dinámica, (ii) la fundamentación teórica del comportamiento viscoelástico mediante modelos de orden fraccional, y (iii) la validación experimental de la relación entre disipación de energía y evolución del daño. Esta integración da lugar a una propuesta original que establece el amortiguamiento estructural como un parámetro cuantitativo y físicamente consistente para la evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales, contribuyendo al desarrollo de nuevas metodologías de monitoreo de integridad estructural en aplicaciones aeroespaciales.

Resumen.

La caracterización del daño en uniones adhesivas estructurales (UAE's) es muy relevante en las industrias aeronáutica por el riesgo potencial que representa el daño en una estructura primaria y la generación de un accidente con resultados catastróficos. Actualmente, alrededor del mundo se continúa trabajando en proyectos de investigación con el objetivo de conocer completamente su desempeño desarrollando técnicas que permitan conocer el índice de daño en forma temprana, repetitiva y confiable, cuantificar el tiempo de vida útil, segura o residual con que cuenta una unión posterior a la nucleación del daño.

En esta tesis se presenta la investigación sobre la relación del amortiguamiento interno y la evolución del daño en uniones adhesivas estructurales de traslape simple bajo regímenes de carga Cuasi Estática (CE) y carga cíclica (CC), ambas aplicadas como carga cortante con una relación de esfuerzo $R=0$.

La experimentación se desarrolló en Probetas de uniones adhesivas estructurales de traslape simple con base en la norma ASTM D1002-10(2019) Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal). El adhesivo utilizado en la unión estructural fue un adhesivo epóxico 3M Scotch-Weld Epoxy Adhesive EC-2216 B/A con calidad de aplicaciones aeroespaciales.

Para el proceso experimental, se integraron principalmente dos técnicas, la primera fue la medición de esfuerzos por medio de la correlación digital de imágenes para determinar las variaciones de las deformaciones cortantes en la unión, los esfuerzos cortantes en el interior del adhesivo y el módulo de corte, y la segunda técnica fue la medición de la respuesta dinámica por martillo de impacto y la medición de la función de respuesta en frecuencia (FRF), para la obtención de las frecuencias y amortiguamientos modales.

De los análisis modales experimentales por medio de la FRF se encontró que los cambios en el amortiguamiento interno de la unión adhesiva estructural tienen mayor sensibilidad al daño y a los cambios en las propiedades elásticas que los cambios en las frecuencias modales son potencialmente útil para la identificación oportuna de daños, ya

que en sí misma no depende del comparativo respecto a una unión prístina sino a la razón de ciclaje a la que se encuentra sometida la unión.

Se propone un modelo analítico de cuantificación del daño con base en la teoría del daño isotrópico de la mecánica del daño en medios continuos tomando como referencia el concepto de degradación de la elasticidad utilizando la comparación de los valores de las propiedades mecánicas elásticas y parámetros dinámicos estructurales de Probetas de uniones adhesivas estructurales sin daño inicial y la evolución del daño en condiciones cuasi estáticas y cíclicas.

Dichos cambios y/o incrementos en el índice de daño, se encuentran asociados al instante de la degradación de las propiedades elásticas de la unión adhesiva y, por otro lado, los incrementos repentinos o picos fueron asociados a la nucleación o generación del daño en la integridad de la unión adhesiva estructural.

Durante la aplicación de ciclos de carga y descarga, los lazos de histéresis cambian su área, lo que permitió correlacionar la energía disipada durante la carga cíclica y el instante de ruptura o falla del sistema de la unión. En términos generales, se encontró que el 70% de la razón de ciclaje podría ser considerado como el límite máximo de vida segura de las uniones adhesivas de traslape simple, ya que a mayores razones de ciclaje se incrementará el nivel de daño de las uniones, lo que acelera el proceso hacia una falla catastrófica final.

Con base en los comportamientos energéticos se propone un modelo semi-empírico que permite obtener la variación del amortiguamiento interno respecto a la razón de ciclaje, el cual depende de parámetros de ajuste proporcionados bajo condiciones de pruebas similares.

Finalmente, en este trabajo de investigación se realizaron las siguientes contribuciones tecnológicas:

- Integración simultánea de la técnica de medición de propiedades de la resistencia mecánica de una unión adhesiva estructural por medio de la Correlación Digital de Imágenes y la técnica de medición de la Función de Respuesta a la Frecuencia obteniendo la variación en la elasticidad cuasi-estática, dinámica y cambios en las frecuencias y amortiguamientos modales.

- Diseño, síntesis y construcción de un molde para manufactura de probetas de UAS lo que permitió realizar las experimentaciones en probetas con las mismas propiedades geométricas y resistencia mecánica.
- Síntesis, desarrollo y optimización del proceso de fabricación de Probetas de UAE's, el cual fue desarrollado y mejorado a partir de experiencias experimentales previas, así como a partir de recomendaciones de los principales fabricantes de adhesivos estructurales.
- Validación experimental de los cambios de las frecuencias de acuerdo con investigaciones previas. Esta validación, permite establecer las referencias para el desarrollo de modelos computacionales y estudios posteriores.
- Se registró una relación directa entre la variación del factor de pérdida y la generación del daño en Uniones Adhesivas Estructurales.

Las contribuciones científicas centrales de la presente investigación se centran en:

- Adecuación del modelo de análisis de daño con base en la teoría del daño isotrópico aplicado al uso de la variación del amortiguamiento interno o factor de pérdida modal o de histéresis.
- Registro experimental del mayor grado de sensibilidad del cambio en el factor de pérdida modal que en las frecuencias modales.
- Propuesta de modelo semi empírico para determinar la evolución del factor de pérdida modal, el cual predice en dos etapas la integridad de la unión adhesiva estructural.
- Registro experimental del intercambio energético en el interior de las UAE's durante la aplicación de condiciones de carga cíclica y cuantificación de la energía que alimenta la progresión del daño.
- Propuesta de modelo analítico equivalente entre el amortiguamiento modal y por histéresis bajo carga cíclica.
- Registro experimental y equivalencia entre el amortiguamiento modal total y el amortiguamiento por histéresis.

Capítulo 1. Introducción.

1.1. Antecedentes.

La industria aeroespacial a nivel global es de las más avanzadas tecnológicamente, la cual se encarga de producir, administrar y mantener todos los sistemas relacionados con los vehículos o aeronaves de vuelo atmosférico, así como dispositivos y vehículos que se trasladan fuera de la atmósfera como cohetes, satélites, sondas espaciales, etc. Además de lo anterior, también se incluyen las tecnologías terrestres de producción, administración, despacho, comunicaciones, seguridad y mantenimiento de todo lo que se incluye dentro de un aeródromo, aeropuerto o puertos espaciales, etc.

Debido a su importancia, exigencias tecnológicas, así como el nivel de seguridad que esta industria representa, su desarrollo tecnológico ha sido acelerado desde el primer vuelo de una aeronave tripulada, autopropulsada y controlada por los hermanos Wright el 17 de diciembre de 1903, pasando por el hito histórico de la llegada del hombre a la Luna en 1969 y el envío de sondas planetarias en el sistema solar, hasta las actuales misiones para regresar a la Luna con la Misión Artemis de la NASA antes del 2030 [1] y enviar una misión tripulada por humanos a Marte en la década de los 30's de este siglo mediante la primera misión de exploración planetaria auspiciada en conjunto por la NASA [2] y la empresa privada SpaceX [3].

En lo que respecta a la industria aeronáutica de aviación y transporte de pasajeros, se detonó gracias al desarrollo de los motores a reacción y la integración en sistemas de propulsión llamados turbo-jets en la década de los 50's del siglo XX, dejando en un segundo plano los motores de pistón, iniciando la llamada "Era del Jet", siendo la fabricación de motores a reacción, uno de los hitos más importantes para la aviación comercial global y trasladar grandes volúmenes de pasajeros en menos tiempo. La "Era del Jet" fue protagonizada con aeronaves como el De Havilland Comet en el Reino Unido en 1949, Tupolev TU-104 en la antigua Unión Soviética en 1956, en Francia el Caravelle 12 en 1955 y el Concorde en 1973, en Estados Unidos las aeronaves Boeing B707 en 1955, el 727 en 1963, 737 en 1964, los DC 9 en 1965, el B747 en 1969, los MD80 en 1977, y posteriormente hacia finales del siglo XX la aparición de las aeronaves de la familia Airbus A300 y la aeronave gigante de dos niveles el A380.

Una parte muy importante de la aviación civil es la llamada aviación general (AG), la cual incluye a las aeronaves que no realizan vuelos regulares y que no son operados por aerolíneas, ni organismos militares. Son aeronaves de pasajeros, más pequeñas que las aeronaves de aviación comercial, que pueden ser aeronaves de pistón o de turbina para uso privado, recreativo, turismo, de empresas y organizaciones civiles de emergencia, rescate, seguridad, etc.

La AG se puede medir en términos de número de aeronaves, de pilotos, de actividad económica y de empleos. Solo en Estados Unidos, la AG representa más del 90% de las aeronaves civiles registradas y más del 80% de los pilotos certificados vuelan en aeronaves de AG. Algunos fabricantes de aeronaves para aviación general son: Bombardier, Dassault, Embraer, Gulfstream, Pilatus, Raytheon, Cessna, Leonardo SpA, Saab AB, Textron Inc, Beechcraft, ATR, Dornier, Fokker, Piaggio Aerospace, Vulcanair entre otros.

Algunas de las organizaciones que regulan la aviación en su conjunto a nivel internacional son la Organización de Aviación Civil Internacional (OACI), Administración Federal de Aviación de Estados Unidos (Federal Aviation Administration, FAA), la Agencia Europea de Seguridad Aérea (EASA), entre otras organizaciones internacionales, quienes generan los reglamentos, normas, circulares obligatorias y no obligatorias para el buen funcionamiento de todo el ecosistema de aviación.

Debido al contexto de alta tecnología, requerimientos de seguridad para los usuarios y el alto nivel de los estándares de producción y seguridad que tiene la industria aeroespacial en general, la búsqueda de tecnologías de ensamblaje más seguras y eficientes se ha vuelto un asunto primordial para todo el sector.

1.2. Uniones estructurales aeroespaciales.

Las uniones estructurales aeroespaciales son la principal técnica para unir componentes estructurales como los fuselajes, alas, empenajes y cualquier componente que forme parte de la aeronave que deba estar fija y que deba resistir o transmitir carga de un punto a otro de manera eficiente y segura.

Las uniones estructurales aeroespaciales, actualmente se consideran uno de los retos más importantes en la manufactura y producción de las aeronaves modernas, debido a que, con la incorporación de materiales compuestos y avanzados, que son más ligeros pero muy resistentes, existen problemas mecánicos asociados al uso conjunto de remaches y adhesivos (uniones híbridas) o la imposibilidad de utilizar solo remaches en el proceso de ensamble.

Los remaches utilizados para unir materiales metálicos han sido estudiados ampliamente y se conoce de manera certera su comportamiento mecánico al estar sometidos a diferentes regímenes de carga, ambientes, etc. Sin embargo, la transición del uso de remaches metálicos para unir componentes de materiales compuestos o disímiles (metálicos y no metálicos) ha derivado en que se presenten nuevos modos de falla que no existían en el pasado o condiciones de mayor exigencia en su desempeño como altas fuerzas aerodinámicas, fenómenos aeroelásticos en regímenes transónicos, supersónicos e hipersónicos, entre otros.

Una solución para garantizar por más tiempo la durabilidad de las uniones estructurales entre materiales disímiles o puramente materiales compuestos, es el uso de uniones híbridas. Esta solución se ha utilizado en la industria de manera ingeniosa para prevenir modos de falla inesperados en uniones compuestas o de materiales disímiles, sin embargo, aunque por sentido común y de manera intuitiva se siga utilizando, representa un sobre costo importante en los procesos de manufactura, inspección de calidad, certificaciones y eventualmente de inspecciones de mantenimiento y técnicas de reparación. A esta solución también se le conoce popularmente en la industria como

“chicken bolts” [4], ya que utiliza los adhesivos como mecanismo de respaldo en caso de que la unión basada en remache metálico falle por efectos de desgaste, vibración, sobrecarga etc.

1.3. Regulaciones.

El uso de adhesivos en la industria aeroespacial no es nuevo, ya que históricamente, desde inicios del siglo XX, se han utilizado en la fabricación de aeronaves o partes de ellas, componentes de madera y tela y posteriormente laminas delgadas y ligeras de acero y aluminio. Sin embargo, debido a que no se conocen ampliamente sus mecanismos de falla, así como muchos aspectos de su durabilidad, la industria aeroespacial actualmente ha regulado su aplicación bajo criterios de seguridad, mediante circulares de las agencias como la FAA, EASA, etc.

En 2005, la FAA publicó una declaración de política llamada “Uniones y estructuras adheridas: cuestiones técnicas y certificación” [5]. En 2009, las uniones también se incluyeron en la AC 20-107B Estructura de aeronaves compuestas [6]. En 2014, se publicó una política sobre límites de tamaño de reparación en uniones adhesivas para garantizar que las ideas ya contenidas en AC 20-107B se entendieran de manera consistente para la producción de productos aeronáuticos y la reparación en el campo [7].

La AC 20-107B establece que las uniones híbridas (remaches y adhesivos) deben ser utilizados en estructuras primarias, las cuales son las responsables de mantener la presurización, la sustentación y el control del vuelo. Solamente adhesivos sin remaches pueden ser aplicados en estructuras secundarias o terciarias que no tienen que ver con la funcionalidad del vuelo o control de la aeronave [6].

Con base en dicha regulación acordada junto con fabricantes, el procedimiento para utilizar uniones híbridas en estructuras primarias consiste en los siguientes pasos en forma general:

1. Preparación de superficie.
2. Colocación del adhesivo.
3. Perforar sustratos o partes adherentes (Al-Al, Al-Comp o Comp-Comp) y
4. Finalmente colocar y ajustar remache.

La preparación de la superficie y la técnica de colocación del adhesivo en sí mismas representan un reto tecnológico que los fabricantes de adhesivos han trabajado

históricamente. Cuando toca el turno de perforar los sustratos hechos de materiales disimiles o materiales compuestos, genera efectos adversos en la unión:

- Se introduce un concentrador de esfuerzo que antes no existía
- Se induce un daño al adhesivo generando puntos de inicio de falla en las interfases de adhesión.
- Se induce un daño en el cuerpo del adhesivo.
- Se dañan los sustratos o materiales a unir, debido al acabado despostillado que se deja en el material compuesto.
- Se daña el continuo de las fibras sintéticas que son las que dan la resistencia a un material compuesto induciendo nucleación de cavidades, delaminaciones, kink-bands, canales de humedad, etc.

Es una paradoja, que por una parte, debido a la experiencia de la industria, la regulación establezca que la seguridad de una unión estructural subyace en el uso conjunto de remaches con adhesivos y, por otro lado, se generan daños notables durante su proceso de aplicación que a la larga representan un riesgo potencial en la vida útil de las estructuras y de la aeronave debido al gran número de uniones híbridas y los sobre costos asociados a esta técnica [4].

Por otro lado, las mismas autoridades aeronáuticas en acuerdo con fabricantes, no han llegado a una conclusión definitiva sobre la aplicación de solamente utilizar adhesivos en estructuras primarias, debido al amplio desconocimiento que aún prevalece sobre los modos de falla, mecanismos de desgaste, deterioro y envejecimiento, así como las técnicas de inspección confiables y seguras que se deben aplicar durante el proceso de fabricación, inspecciones de calidad, mantenimiento y reparación de este tipo de uniones.

Por otra parte, el historial de accidentes e incidentes debido a problemas derivados del uso de adhesivos o adherencia recalca la importancia de contar con un conocimiento profundo de la mecánica de las uniones adhesivas, sus modos de falla y durabilidad para aplicaciones aeronáuticas donde la seguridad es primordial.

En el documento publicado por la FAA, DOT/FAA/TC-21/22 Bond-Related Aircraft Accidents/Incidents: A Review [8], enfatiza la necesidad de profundizar y ampliar las investigaciones relacionadas con adhesivos en sus aplicaciones en estructuras aeronáuticas. Documenta una recopilación de 73 accidentes en las últimas 7 décadas en

los que las uniones adhesivas fueron un factor importante. Fallas originadas desde los procesos de manufactura y aplicación de los adhesivos, degradación por el medio ambiente, asociados con todo tipo de aeronave, tanto de ala fija como ala rotativa, y diferentes sistemas de propulsión. Específicamente se encontraron recurrencias y daños mayores de los adhesivos en propelas y hélices de helicópteros en transporte de Aviación General. Dentro de las recomendaciones finales de este reporte mencionan que “es necesario contar con una "mentalidad de control de procesos" y de una justificación de la durabilidad para garantizar el funcionamiento seguro a largo plazo de las estructuras ensambladas con adhesivos. Estas necesidades son más evidentes en las estructuras críticas con redundancia de trayectoria de carga limitada (por ejemplo, las palas de los helicópteros), aunque no se limitan a ellas. Ninguna capa adicional de protección (como redundancia de trayectoria de carga adicional, características de detención del crecimiento de daños, protección ambiental de la estructura del avión, acciones de mantenimiento basadas en la tolerancia a los daños o técnicas NDI más sofisticadas) puede garantizar por sí sola el rendimiento estructural conjunto esperado en caso de un control/validación inadecuados del proceso de unión y de la falta de justificación de la durabilidad”.

“Como ilustran los datos analizados, las técnicas de NDI (Non Destructive Inspection) de uso común pueden detectar cierta falta de adhesión (por ejemplo, huecos), pero es poco probable que encuentren uniones deficientes (por ejemplo, uniones débiles) o indicaciones de que el adhesivo haya adoptado un comportamiento no lineal y dependiente de la historia Además, en muchos casos (por ejemplo, palas de rotor), los tamaños críticos de los defectos dependen en gran medida de los detalles y secciones estructurales. Por lo tanto, la confiabilidad estructural a largo plazo de dichas uniones adheridas podría mejorarse aplicando exhaustivamente técnicas especiales de NDI (por ejemplo, para detectar signos de degradación ambiental de la unión) o características de diseño (por ejemplo, para detener el crecimiento del daño). *La investigación sobre estas aplicaciones representaría una contribución al campo*”.

1.4. Monitoreo de Integridad Estructural.

Los antecedentes mencionados, detallan la importancia de realizar un trabajo de investigación relacionado con las uniones adhesivas, debido a su impacto que puede tener en la tecnología aeroespacial. Desde que se comenzaron a utilizar uniones adhesivas, se ha buscado contar con procedimientos y técnicas de inspección que garanticen la resistencia, vida útil o condición mecánica de las uniones, lo que ha llevado al desarrollo de múltiples técnicas de medición e inspección utilizadas en el monitoreo de la integridad estructural (Structural Health Monitoring SHM) [9]. Muchos de ellos tienen ventajas en términos de la confiabilidad de los resultados, pero algunos tienen desventajas en la viabilidad de su aplicación.

Una de las principales técnicas de inspección ha sido el ultrasonido, el cual consiste en introducir una señal de alta frecuencia de un valor específico y estudiar su reflejo esperando encontrar cambios significativos en amplitud, fase y posición, lo que indicaría la presencia de defectos en el interior del material.

No obstante que es una técnica de inspección de integridad estructural muy poderosa, tiene sus limitantes debido a factores asociados a la misma técnica, así como del tipo de materiales que se pueden inspeccionar incluyendo las uniones adhesivas, debido a que la naturaleza física de las ondas de ultrasonido pueden verse afectadas por los materiales que constituyen las uniones adhesivas, incluyendo el comportamiento viscoelástico y amortiguante del adhesivo que puede afectar la eficiencia de la técnica.

Debido a lo anterior, existen parámetros físicos que podrían ser indicadores de la evolución del daño con detección temprana, como son las variaciones en parámetros estructurales como la rigidez a flexión (EI) o torsión (GJ), parámetros dinámicos como frecuencias o formas modales, y de hecho el mismo amortiguamiento que puede ser una desventaja en las técnicas de ultrasonido, pueden ser un indicador de falla de la unión adhesiva.

Se sabe que cuando los materiales se someten a cargas cíclicas se produce un proceso de degradación de las propiedades mecánicas, es decir, pérdida de resistencia y elasticidad. [10], y por lo tanto, los cambios se pueden utilizar para detectar daños internos, nucleación de grietas, evolución de daños y vida útil esperada. De la misma manera, se espera que las propiedades de amortiguamiento cambien y se utilizan como

indicador de daños; sin embargo, no es posible predecir teóricamente su cambio hasta que se mida experimentalmente.

El amortiguamiento en los sistemas mecánicos es la capacidad de disipar energía en forma de calor de los cuerpos o sistemas oscilantes, lo que resulta en una reducción o disminución de la amplitud de las oscilaciones o una alteración en la deformación [11]. Todos los sistemas físicos tienen mecanismos de transferencia de energía en algún grado. La energía se disipará en diferentes escalas, como la interacción con el entorno (amortiguamiento viscoso y fricción seca), las interconexiones (uniones mecánicas), las interfaces internas (adhesivos, pernos y soldaduras) y la capacidad de disipación de energía interna o amortiguamiento del material.

En esta tesis se presenta la investigación sobre la relación del amortiguamiento interno y la evolución del daño en Uniones Adhesivas Estructurales (UAE's) de traslape simple bajo regímenes de carga cuasi estática (CE) y carga cíclica (CC).

Se inicia con una revisión exhaustiva del estado del arte de los principales campos de estudio relacionados con metodologías, técnicas y teorías existentes para la detección y el diagnóstico del daño, así como los últimos avances y retos científicos en la determinación de la resistencia y predicción de vida residual y durabilidad de los materiales de los que se conforman las UAE's. Por último, la revisión bibliográfica sobre la ciencia de la adhesión y la mecánica de uniones adhesivas.

Se presenta el planteamiento del problema principal a estudiar, la propuesta científica, la justificación del proyecto, la principal hipótesis, los objetivos generales y específicos, metas, metodología y limitantes de la investigación, así como la estructura de esta tesis.

1.5. Revisión del estado del arte.

En esta sección se desarrolla la revisión del estado del arte de los diferentes campos de estudio abordados en esta tesis, la cual se encuentra organizada en tres subsecciones como se indica a continuación:

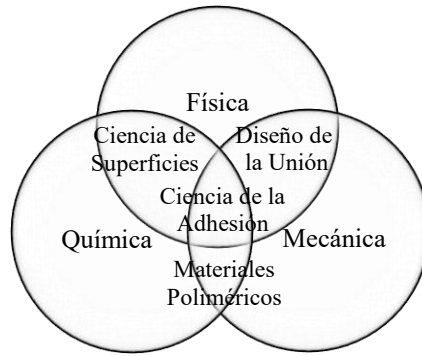
- Mecánica de uniones adhesivas estructurales.
- Dinámica estructural, análisis modal y amortiguamiento.
- Daño en uniones adhesivas estructurales.

1.5.1. Mecánica de uniones adhesivas estructurales.

Las uniones adhesivas han cobrado una especial relevancia en la industria en general debido a sus beneficios de reducción de costos y facilidad de instalación en el lugar de uniones mecánicas con remaches o tornillos. En la industria aeronáutica, representan uno de los principales retos en la manufactura de aeronaves debido a que es necesario realizar un proceso de certificación donde el punto central consiste en validar de forma exhaustiva la seguridad mecánica de estas uniones adhesivas y por consiguiente mantener segura la operación de las aeronaves.

La unión mediante adhesivos suele ser la solución más adecuada cuando se trata de unir materiales físicamente disimilares o metalúrgicamente incompatibles, polímeros termoestables, cerámicos, elastómeros, materiales muy delgados o sustratos de tamaño muy pequeño. La unión adhesiva, generalmente, también es adecuada cuando se trata de unir áreas grandes o cuando el empleo de adhesivos supone grandes mejoras en cuanto a la productividad.

La mecánica de uniones estructurales adhesivas está formada por diferentes campos investigación, tales como la fisicoquímica del fenómeno de adhesión, la síntesis de adhesivos epóxicos, la viscoelasticidad, la resistencia mecánica de los materiales de las uniones adhesivas al ser sometidos a diferentes regímenes de carga, así como la dinámica estructural del sistema mecánico formado por la unión adhesiva. Todos estos campos convergen en un objetivo común, el cual es obtener mejores estructuras en cuanto a sus propiedades de resistencia mecánica, durabilidad y confiabilidad.



Fuente: Figura elaborada por el autor.

Figura 1.1. Disciplinas influyentes en el estudio de las uniones adhesivas.

En la Figura 1.1, se incluyen las disciplinas científicas mayormente involucradas en el estudio de las uniones adhesivas. Ciencias primarias como Física, Química y Mecánica se relacionan con las disciplinas de Ciencias de Superficies, Materiales Poliméricos y Diseño Mecánico de la unión para entre todas dar lugar a la ciencia de la adhesión. También hay segmentos de estas ciencias tales como Reología de Polímeros y Mecánica de la Fractura que son altamente relevantes. Todas estas disciplinas han contribuido significativamente a la formación de un campo de la ciencia conocido como ciencia de la adhesión.

El componente central de las uniones adhesivas estructurales son los adhesivos de alto desempeño que son resinas poliméricas epóxicas con propiedades termo-mecánicas y viscoelásticas de alto desempeño y altas prestaciones.

El desarrollo de adhesivos y selladores poliméricos modernos comenzó casi al mismo tiempo que la propia industria de polímeros, a principios del siglo XX. De hecho, la industria de resinas poliméricas y elastoméricas está estrechamente ligada a las industrias de adhesivos y sellantes.

Como lo reportan Nagavally y Petry [12, 13], se ha documentado desde la antigüedad el uso de adhesivos y recubrimientos como un avance y ventaja tecnológica en la construcción de objetos como armas, vasijas, barcos etc., contruidos a base de sustancias orgánicas a base de vegetales y restos de sustancias y tejidos animales.

De acuerdo con Wahab [14], “Probablemente, el hito más importante en la historia de los adhesivos estructurales fue el desarrollo de resinas estructurales a fines de la década de 1930. Los adhesivos epóxicos obtuvieron un rápido éxito en aplicaciones aeronáuticas,

automotrices, de construcción, electrónicas y de carpintería, en gran parte debido a su facilidad de uso, versatilidad y propiedades mecánicas. Típicamente poseen fuertes resistencias al esfuerzo cortante sin embargo poseen tenacidad y resistencia relativamente baja a la peladura. Se hicieron intentos para mejorar estas propiedades probando enfoques diferentes, utilizando aditivos y desarrollando híbridos epóxicos, pero el gran avance se produjo a principios de la década de 1970 con la introducción de modificadores de caucho basados en butadieno en la empresa Goodrich. Estos avances transformaron el rendimiento de los adhesivos epóxicos y acrílicos, añadiendo resistencia a la fatiga a la peladura y al impacto sin comprometer las características de rendimiento existentes”.

De acuerdo con Armstrong et al. [15], “La industria aeronáutica ha sido el referente para el desarrollo de adhesivos estructurales de gran desempeño, por lo que comenzaron a tener gran protagonismo a partir del otoño de 1938, cuando el ingeniero y aviador Geoffrey de Havilland desarrolla por cuenta propia un bombardero el cual denomina De Havilland D.H.98 Mosquito, una aeronave ensamblada con uniones adhesivas, piel de madera contrachapada y núcleo de madera balsa”.

De acuerdo con Wilkinson [16], “Los primeros Mosquitos se ensamblaron con colas de caseína, (pegamento de carpintero). Las colas de caseína son subproductos lácteos, por lo que comienzan a proliferar los microorganismos, especialmente cuando el ambiente es húmedo y cálido, como fue el caso cuando los primeros mosquitos fueron enviados al sudeste asiático. En la de guerra del Pacífico, algunas colas de Mosquito se comenzaron a derretir, y las pieles superiores de las alas se desprendieron del larguero principal a causa del calor solar.

La solución resultó ser un pegamento de urea-formaldehído en dos partes, que De Havilland comenzó a usar en la primavera de 1943. El pegamento de urea se aplicaba sobre una superficie de madera y el catalizador de formaldehído se aplicaba sobre la otra. Cuando los dos se sujetaron juntos, en algunos lugares con la simple presión de diminutos clavos de bronce, se formó una unión impermeable más fuerte que la madera misma”.

En los años 40 y 50, se produjo un crecimiento significativo con el desarrollo de adhesivos y selladores estructurales para la industria aeronáutica militar debido a su excepcional relación resistencia-peso. La introducción de las fibras de vidrio en la década de 1940 y su uso de posguerra con poliéster y resinas epoxi sentaron las bases para la

industria de materiales compuestos aeroespaciales como la conocemos en la actualidad. Las nuevas fibras de mayor rendimiento introducidas en los años sesenta, como las de boro (1966), de carbono (1968), aramidas (1972), y polietileno de alto rendimiento (1987), aceleraron el uso de resinas y adhesivos.

Los adhesivos y los sistemas de unión son un tema que se volvió relevante a partir de los años 70's y hasta la actualidad, debido al acelerado desarrollo de los materiales compuestos y sus altas prestaciones de resistencia y bajo peso.

W. R. Broughton et al. [17] en 2002, mencionaban que era insuficiente la información sobre la fiabilidad de las metodologías para predecir el comportamiento mecánico de fatiga y fluencia de las uniones estructurales y sus componentes constituyentes.

En 2009 Banea et al. [18] y en 2013 Krishnaraj et al. [19] trabajaron en la predicción de la resistencia de los adhesivos y la unión mecánica compuesta de adhesivo y remache. En teoría, agregar un remache a la unión adhesiva, permite tener una trayectoria de falla predecible primeramente en el remache actuando como fusible mecánico antes de que falle la unión adhesiva; sin embargo, esta premisa no siempre es la más segura, aceptable ni certificable, ya que, en el caso del uso en materiales compuestos, la unión adhesiva puede fallar antes que el remache debido al daño provocado al sustrato y al adhesivo mismo generando concentraciones de esfuerzos que impactan significativamente en la integridad estructural y puede reducir significativamente la resistencia mecánica de la unión completa.

De acuerdo con la revisión realizada en 2009 por Banea et al. [18], se han desarrollado trabajos de investigación para mejorar el desempeño de las uniones adhesivas en las que existen áreas abiertas de estudio, investigación y desarrollo como lo son:

- Efectos de la preparación de las superficies.
- Efectos de configuración de las uniones.
- Las propiedades de los adhesivos.
- Factores medioambientales
- Modos de falla.
- Métodos de análisis (Analíticos y numéricos).

En 2010, H. Khoramishad et al. [20], desarrollaron un modelo de adhesión para uniones adhesivas utilizando el modelo bilineal de tensión-separación de la zona cohesiva para simular el proceso de daño. El modelo de la zona cohesiva (Cohesive Zone Model, CZM) fue introducido originalmente por Barenblatt [21, 22], basado en la teoría de la fractura de Griffith [23].

De acuerdo con Wahab [24] y basado en un estudio de 222 referencias publicadas en el Web of Science de 1975 al 2012, se ha publicado la literatura para estudiar el efecto de muchos parámetros con la intención de optimizarlos y maximizar la resistencia a la fatiga y la durabilidad de las uniones adhesivas. Estos parámetros se identificaron como parámetros geométricos, parámetros del material, condiciones de carga y tratamiento superficial y condiciones de curado.

Wahab [24] menciona que el estudio del inicio de la fractura por fatiga es un tema muy importante, pero es difícil de tratar debido a las dificultades asociadas con el modelado de la nucleación de una grieta y la capacidad de controlar y detectar la fase de iniciación. La precisión y confiabilidad del uso y las técnicas ópticas para monitorear y detectar la iniciación de grietas es aún cuestionable. Wahab menciona que la investigación sobre el inicio de grietas en uniones adhesivas no se ha terminado de desarrollar y podría considerarse en una etapa inicial. Incluso menciona que aún se pueden lograr avances en el área de la propagación de la grieta por fatiga mejorando las técnicas de medición experimental y el modelado numérico de propagación de grietas de modo mixto I/II y modo puro II.

En 2015, Antunes [25] realizó una publicación sobre la comprensión de las fallas en uniones adhesivas, realizando pruebas de adhesivos en uniones de traslape simple con sustratos de aluminio y uniones de traslape doble en sustratos de fibra de carbón reforzado debido a que ambos materiales son de sumo interés para la industria aeronáutica e industrias de alta tecnología; sin embargo, sus resultados no fueron concluyentes o satisfactorios, sugiriendo que es necesario continuar con el estudio del comportamiento de las uniones adhesivas debido a su complejidad, en los métodos de adhesión utilizados y los procedimientos prácticos para la fabricación, pruebas en uniones adhesivas y diagnóstico de daño.

En 2016, de Sousa et al. [9] reportaron los modelos numéricos de la zona cohesiva y analíticos por el método del elemento finito extendido desarrollados para determinar el daño en uniones adhesivas de traslape simple.

En 2016, Budhe et al. [26] presentaron una actualización a la revisión de las uniones adhesivas en materiales compuestos, mencionan el considerable aumento en los estudios relacionados con las uniones adhesivas donde se presentan los desarrollos en materiales avanzados, modelaje del daño utilizando el Modelo de la Zona Cohesiva, MZC (Cohesive Zone Model, CZM), así como los efectos del medio ambiente.

De acuerdo con Banea, al 2017, aún existe problemas muy importantes por resolver como:

- La falta de comprensión de los métodos de unión en el comportamiento de falla y la relación entre la resistencia del cuerpo del adhesivo y la resistencia de la unión.
- No existe una relación generalizada entre la resistencia de la unión adhesiva con respecto a los parámetros geométricos (longitud de traslape, grosor de la unión y configuración conjunta) ya que existen otros factores como las propiedades del material adhesivo (dúctil o frágil), tipo de carga y material de adhesión, etc. involucrado. Por lo tanto, es importante considerar estos parámetros mientras se optimizan los parámetros geométricos para el máximo rendimiento de las uniones.
- El modelado de daño sigue siendo un campo innovador y en desarrollo, con respecto a técnicas de modelado más precisas, métodos de determinación de parámetros fiables y simples, aumento de robustez y eliminación de problemas de convergencia, y también está bajo una fuerte implementación en paquetes comerciales de software de elemento finito.

1.5.1.1. Unión adhesiva estructural.

Un *adhesivo* es una sustancia capaz de contener al menos dos superficies para unir las de una manera fuerte y permanente. Los adhesivos son elegidos por su poder de retención y unión. En general, son materiales que tienen alta resistencia al cortante y a la tensión.

El *adhesivo estructural* es el término que generalmente se reserva para describir adhesivos con alta resistencia al corte (más de 6,900 Pa) y buena resistencia ambiental como los adhesivos epóxicos, el acrílico termo-endurecible y el uretano.

El tipo más común de UAE es la unión de traslape simple (Single Lap Joint, SLJ) en la que la carga se transfiere de un sustrato a otro por tensiones de corte en el adhesivo Figura 1.2.

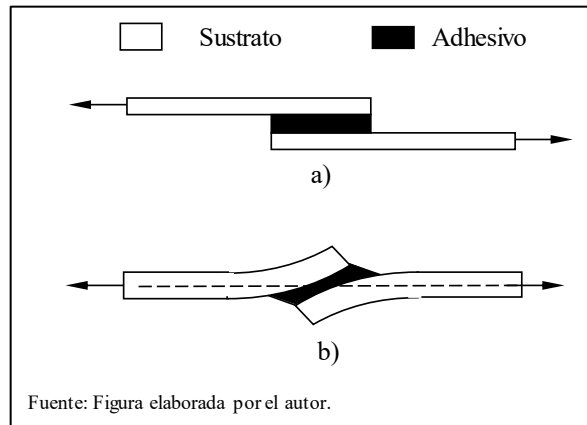


Figura 1.2. Unión de traslape simple, a) en carga inicial sin deformación de los sustratos, b) en carga máxima con deformación de los sustratos.

Debido a que las cargas aplicadas están descentradas durante una unión de traslape simple, la acción de flexión causada por la carga aplicada crea tensiones normales (tensión de división) en la dirección del espesor del adhesivo. La combinación del esfuerzo de corte y el esfuerzo normal reduce la resistencia de la unión en los extremos del traslape. Para fines de selección y caracterización de adhesivos, es muy común se realizan pruebas con las uniones SLJ debido a que son fáciles de fabricar.

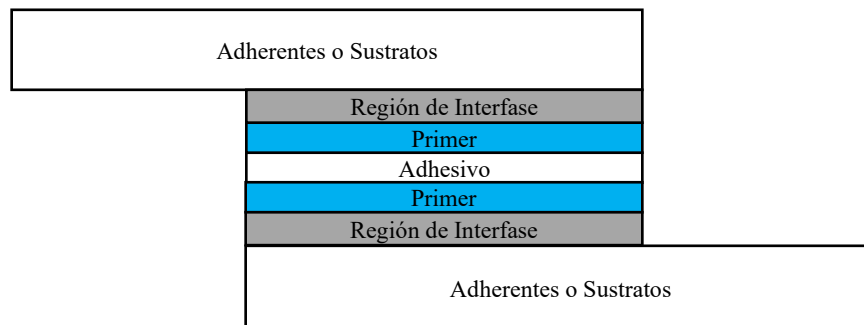
El método de prueba más común para las pruebas de resistencia en la de unión de traslape simple es a través de la prueba normalizada ASTM D-1002 [27]. Debido a que el corte en la superficie adherida durante la prueba de unión de traslape se crea aplicando una carga de tensión sobre el material del sustrato, esta prueba también se denomina “*prueba de corte por tensión*”.

Este método de prueba se utiliza ampliamente debido a su simplicidad y bajo costo para fines de evaluación. Se utiliza para ver los efectos que tienen en la resistencia las propiedades mecánicas y geometrías de los componentes de la unión, tales como longitud del traslape, espesor y elasticidad del adhesivo, etc. También se utiliza para determinar la resistencia de la unión para dos materiales diferentes unidos por el adhesivo.

Definiendo a la *adhesión* como la tensión de dos “sustancias o materiales diferentes” resultante de la interacción de las fuerzas moleculares entre ellas, es el principal fenómeno que interviene para el ensamble de la unión adhesiva.

La *Unión Adhesiva Estructural* es la interacción conjunta de materiales o estructuras unidas mediante una sustancia adhesiva solidificada para transmitir las cargas aplicadas en los adherentes o sustratos. Está formada por el ensamble de los adherentes o sustratos, los adhesivos o selladores, “*primer*” (si aplican) y las regiones de interfases como se muestra en la Figura 1.3.

En este esquema, no a escala, existe una región o frontera entre el adhesivo y el adherente la cual se denomina región de *interfase*. Esta región de interfase es una delgada región cerca del punto de contacto entre adhesivo y adherente. La región de interfase tiene diferentes características químicas y físicas que el cuerpo del adhesivo o el adherente. La naturaleza de la región de interfase es un factor crítico para determinar las propiedades y la calidad de una unión adhesiva.



Fuente: Figura elaborada por el autor.

Figura 1.3. Componentes de una unión adhesiva o sellante.

La *interfaz* es el plano de contacto entre la superficie de un material y la superficie del otro. La *interfaz* suele ser útil para describir la energía de la superficie. Entre el adhesivo y el adherente pueden existir varias interfaces compuestas por capas de diferentes materiales.

Algunas veces se usa un *primer recubrimiento* o “*primer*” antes de colocar los adhesivos o selladores. Generalmente se aplica para mejorar el desempeño de la unión o proteger la superficie de agentes contaminantes del medio ambiente hasta que se pueda aplicar el adhesivo o sellante.

El fenómeno de adhesión se encarga de mantener la tensión de los componentes de la unión, entiéndase entre sustratos y adhesivos. La *cohesión*, involucra solo las fuerzas de tensiones intermoleculares “dentro de una sola sustancia o material”. No obstante, las fuerzas intermoleculares que actúan tanto en la adhesión como en la cohesión son principalmente fuerzas de Van der Waals.

No hay una sola teoría que explique los fenómenos completos de adhesión. Algunas teorías son más acordes para un tipo de aplicación que otros; sin embargo, las teorías presentadas aquí proporcionan una idea general sobre la formación de una buena unión [28, 29].

Las teorías de la ciencia de la adhesión más relevantes son:

Teoría de Adsorción. De acuerdo con Petrie [13], describe que “la adherencia resulta del contacto molecular entre dos materiales y las fuerzas de superficie que se desarrollan entre estos materiales”. Las fuerzas superficiales se conocen como fuerzas secundarias o Fuerzas de Van der Waals. Para que se desarrollen fuerzas de tensión molecular efectivas entre el adhesivo y las superficies del sustrato, es indispensable que exista un contacto muy estrecho entre ambos materiales. Esto se debe a que la eficacia de la adhesión depende de la proximidad de las moléculas en la interfaz; si la separación entre las superficies supera los 5 Å, las fuerzas intermoleculares, como las de Van der Waals, disminuyen drásticamente y no pueden contribuir de manera significativa a la formación de una unión adhesiva fuerte.

El proceso de desarrollo del contacto estrecho entre el material adhesivo y el sustrato se conoce como humectación o “wetting”.

Para que un adhesivo humecte una superficie sólida, el adhesivo debe tener una tensión superficial más baja que la tensión superficial crítica del sólido. Los metales tienen generalmente alta tensión superficial y las superficies orgánicas generalmente tienen una tensión superficial más baja.

Por ejemplo, las resinas epóxicas tienen una tensión superficial crítica de 0.047 N/m y el aluminio tiene una tensión superficial de unos 0.5 N/m. Por esta razón, una resina epóxica humecta muy bien una superficie limpia de aluminio.

Por otro lado, un adhesivo epóxico tiene una humectación pobre sobre superficies con tensiones superficiales críticas más bajas que la tensión superficial de las resinas

estructurales como son las superficies de policarbonato (0.046 N/m), poliestireno (0.033 N/m), poliamidas (0.040 N/m), polietileno (0.031 N/m) y silicón (0.024 N/m). Sustratos hechos de estos materiales no tienen buena humectación y por lo tanto tienen pobre o nula adherencia con los adhesivos epóxicos.

En la interfaz existen tres fuerzas a saber:

- Fuerzas de Van der Waals (Adsorción física).
- Enlace de hidrógeno (Fuerte tensión polar).
- Enlaces iónicos, covalentes o de coordinación (Quimisorción).

Las fuerzas más importantes relacionadas con la adhesión son las fuerzas secundarias o de Van der Waals a través de un proceso de dispersión. Surgen de las interacciones entre dipolos temporales. Representa el 75-100% de la cohesión molecular. Las fuerzas de Van der Waals decrecen aproximadamente a la sexta potencia de la distancia.

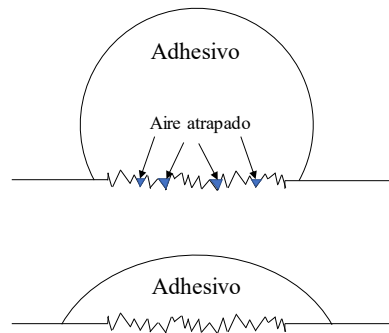
Las fuerzas que mantienen unido un adhesivo a un sustrato o mantienen la integridad cohesiva de un sólido se pueden medir como el trabajo necesario para separar dos superficies más allá del rango de las fuerzas que las mantienen unidas. En materiales solidificados, este trabajo es la energía necesaria para mantener la cohesión llamada energía libre de superficie (ELS), γ (mJ/m^2). La cohesión depende de las fuerzas intermoleculares que existen en el material y en el espaciado intermolecular.

Los materiales poliméricos presentan niveles bajos de energías superficiales libres y se estiman a través de métodos de medición del ángulo de contacto [30] [31] [32] [33].

Teoría Mecánica [34]. De acuerdo con esta teoría, la formación de uniones es primeramente debida al entrelazamiento entre las superficies del adhesivo y del sustrato. La verdadera superficie del sustrato nunca es completamente plana, sino que contiene picos y valles. Durante el proceso de humectación o wetting, el adhesivo fluye entre las micro cavidades de las superficies del sustrato y son rellenas por el adhesivo.

Cuando el adhesivo endurece, los dos sustratos son mantenidos unidos mecánicamente. La aplicación de presión durante el proceso de adhesión ayuda al penetrar en las cavidades y desplazar el aire atrapado en las interfaces. Para la unión de materiales compuestos o metales, se practican el chorro de arena o escoriación para incrementar la resistencia de la unión. La rugosidad de la superficie provee otros beneficios tales como

remoción de impurezas superficiales, formación de superficies reactivas, incrementa el enlazamiento mecánico y la formación de un área más grande. Un área más grande, incrementa la resistencia de la unión incrementando las fuerzas intermoleculares (Teoría de Adsorción). En la Figura 1.4 se ilustra una humectación buena y pobre.



Fuente: Figura elaborada por el autor.

Figura 1.4. Esquema de calidad de humectación, a) humectación pobre y b) humectación buena.

Teoría Electrostática y de Difusión [34]. De acuerdo con esta teoría, las fuerzas electrostáticas en la forma de una doble capa eléctrica forman una interfase /adhesivo/sustrato. Estas fuerzas crean una resistencia contra la separación. De acuerdo con la teoría de difusión, la adhesión ocurre debido a la inter-difusión de moléculas en las superficies entre el adhesivo y el sustrato. Esta teoría es más aplicable para los casos en los que el sustrato y el adhesivo son materiales de base polimérica. La clave del proceso de difusión es que el sustrato y el adhesivo deben ser químicamente compatibles.

1.5.2. Dinámica estructural, análisis modal y amortiguamiento.

Respecto a las técnicas de evaluación del daño en la integridad mecánica de materiales y estructuras, existen muchos trabajos de investigación donde se reportan técnicas experimentales basadas en vibraciones para la evaluación del daño en materiales tipo sándwich o materiales compuestos; sin embargo, no existe una técnica universal, ya que, dependiendo de la técnica utilizada, será la factibilidad y confiabilidad de la identificación y evaluación del daño.

De acuerdo con la teoría fundamental de sistemas vibratorios y la dinámica estructural, la respuesta dinámica depende de sus propiedades de masa, elasticidad y amortiguamiento, así como de las condiciones iniciales y el tipo y magnitud de la excitación.

Si para UAE's las condiciones iniciales y de excitación permanezcan constantes, la respuesta vibratoria estructural debería ser la misma en cualquier momento; sin embargo, pueden existir cambios notables en la respuesta vibratoria, debidos a cambios o degradación en las propiedades mecánico-estructurales, la generación repentina y progresión de daños y fracturas en el interior de las estructuras.

Comparar la Función de Respuesta en Frecuencia o FRF de probetas de UAE's en condición prístina (sin daños) y posteriormente compararla con la FRF durante o después de la aplicación de condiciones de carga permite determinar cambios en las frecuencias y amortiguamientos modales.

Métodos basados en frecuencias modales.

La identificación del daño basada en vibraciones se remonta hasta los años 70's con el uso masivo de los primeros algoritmos computacionales utilizados para el procesamiento de señales para monitoreo de estructuras y maquinaria, siendo Andrew Dimarogonas un referente en el estudio de la respuesta dinámica para monitoreo de la integridad estructural en máquinas y estructuras, al realizar una revisión del estado del arte en este campo en 1996 [35], recopilando más de 500 publicaciones relacionadas entre 1970 y 1996 donde reporta todos los trabajos relacionados con la respuesta vibratoria en presencia de grietas siendo la última revisión más completa de este campo en el siglo XX y sentando las bases para continuar con su estudio el siglo XXI.

Dimarogonas et al. [35], concluyeron que una disminución en la flexibilidad local, causada por la presencia de una grieta, causa una disminución en la frecuencia natural; sin embargo, los modelos matemáticos desarrollados no eran del todo concluyentes en la práctica, concluyendo que el cambio de la elasticidad y la frecuencia no tienen un comportamiento proporcional o lineal respecto al tamaño de las grietas y que debían existir otros aspectos que en esa época aún estaban en estudio.

Dimarogonas enfatizó que se debe de distinguir entre muesca y fractura, ya que muchos de los trabajos de investigación analíticos, numéricos y experimentales publicados los utilizaban como sinónimos.

A la diferencia entre entalla o muesca y fractura, subyacen los conceptos de daño e intercambio energético para la progresión de fracturas. Las entallas, son una solución relacionada con el factor de intensidad de esfuerzo y permite predecir e inducir la

progresión de una falla; sin embargo, no posee las mismas características energéticas que las presentadas por una fractura que ha sido nucleada y que se encuentra en progreso debido al intercambio de energías alrededor del frente de grieta.

Dimarogonas, también reporta los trabajos de los 80's de Christides et al. [36, 37], en donde desarrollaron un modelo continuo para fracturas en vigas que fue validado en otros trabajos; sin embargo, este modelo posee dos limitantes, el primero es que depende de obtener un parámetro experimental relacionado a la sección de la geometría de la viga y la otra limitante es que modela la fractura como una entalla.

Dimarogonas reporta al menos 65 publicaciones relacionadas con métodos basados en vibraciones para la detección de fracturas específicamente la localización de la fractura y su magnitud. Estos trabajos contribuyeron en la generación de nomogramas para el cálculo de profundidad de fracturas para diferentes tipos de vigas y su localización, modelos que describen el cambio en la frecuencia natural para un modelo de un grado de libertad o el espectro de frecuencias para un modelo continuo de acuerdo con la profundidad de fractura, el análisis de los cambios en las formas modales en presencia de fracturas, así como los efectos en la respuesta al variar la magnitud de la vibración forzada de entrada.

En 2000, Zou et al. [38] realizan una revisión bibliográfica sobre las técnicas basadas en vibraciones para la determinación de daño, concluyendo que existen ventajas y desventajas en el uso de estas técnicas. Tanto las técnicas basadas en cambios en frecuencias como en formas modales permiten obtener información de manera fácil y se procesa para evaluar el nivel de daño en base a alguna teoría de referencia; sin embargo, la mayoría de las técnicas basadas en vibración poseen limitaciones. Primero, solo pueden detectarse ciertos patrones de cambios para ciertos tipos o geometrías del daño. Segundo, normalmente es necesaria una estructura sin daño con parámetros modales de base para hacer comparaciones respecto a las estructuras con daño, lo cual resulta en un gran almacenamiento de datos de referencia para estructuras más complejas. Tercero, estas técnicas tienen fallos para la detección de daños pequeños en general.

En 2001, He et al. [39] investigaron la influencia de las características del adhesivo en vigas con unión de traslape simple, reportando que las frecuencias modales se incrementan con el aumento del Módulo de Young del adhesivo, pero que no existen

cambios significativos con el aumento de la razón de Poisson. Compararon una configuración de viga en cantiléver homogénea con la configuración de la viga en cantiléver ensamblada con una unión de traslape simple, en las cuales, para un adhesivo con Módulo de Young muy bajo (“suave”) hasta 2 GPa, el cambio en las frecuencias naturales es muy notable, y para valores mayores a 2 GPa, la diferencia en las frecuencias es menor del 1.5 % para los modos pares y mayor al 7% para los modos impares. Con esto concluyeron que, para los modos pares, la diferencia es menor debido a que el traslape simple está localizado cerca de una posición nodal donde la amplitud de la vibración es aproximadamente cero, pero, por otra parte, la diferencia mayor en los modos impares es debida a que el traslape simple se encuentra cerca de un antinodo donde la amplitud de vibración es mayor. Además, la resistencia del adhesivo tiene un efecto significativo en las formas modales de los modos impares. Cuando el adhesivo es relativamente suave, las formas modales son de puntas más agudas, pero cuando el adhesivo es más rígido las formas modales son más planas, la cual denominaron “efecto de rigidez local”. La consecuencia de esto es que los esfuerzos más grandes se desarrollarán en el adhesivo con mayor rigidez, que el adhesivo más suave. Consecuentemente, el adhesivo más rígido es probable que sufra falla por fatiga y des adherencia más regularmente que el más suave. Así, las formas modales de una viga en voladizo muestran que hay diferentes deformaciones en el adhesivo que para una viga en cantiléver sin adhesivo. Estas deformaciones pueden resultar en esfuerzos grandes en el adhesivo e iniciar fracturas locales y fallas de delaminación.

En 2003, Sohn et al. [40] actualizaron la revisión sobre el Monitoreo de la Integridad Estructural para la determinación del daño en estructuras donde abordaron aspectos no incluidos en la revisión del 1996, tales como definir el proceso de SHM por medio de parámetros estadísticos, la evaluación operacional, la adquisición, fusión y limpieza de datos, extensión de información y condensación y el desarrollo de modelos estadísticos con propósito de discriminación.

En 2007, Farrar et al. [41], publicaron algunos retos que aun existían en el campo del Monitoreo de la Integridad Estructural, estableciendo que una de las premisas principales para la selección de la técnica adecuada era que el daño cambiará significativamente la rigidez, la masa y las propiedades de disipación de energía del

sistema y por lo tanto la respuesta dinámica del sistema. El reto fundamental es el hecho que el daño es típicamente un fenómeno local y puede no afectar significativamente la influencia de la respuesta global en bajas frecuencias de la estructura que es medida normalmente en operación. Otro reto fundamental es que, en muchas aplicaciones, no es posible contar con datos de daño a priori, además que el daño puede acumularse en un amplio rango de tiempo. Este aspecto en la actualidad se solventa realizando mediciones periódicas en la estructura a monitorear por largos periodos de tiempo en puntos de medición limitados en estructuras complejas y en medio ambientes adversos. Finalmente, el reto final es la selección de la instrumentación y sensores, los cuales vienen acompañados de las complejidades de montaje, mantenimiento y daños en los mismos que introduzcan datos erróneos al sistema de monitoreo.

En 2007, Worden et al. [42] reportaron los axiomas fundamentales o principios generales aceptados del SHM para la detección del daño como resultado de extensas revisiones bibliográficas y aceptadas por la comunidad científica durante los últimos 20 años a la elaboración de su artículo. Dichos axiomas representan la verdad fundamental conocida y aceptada hasta el momento; sin embargo, pueden existir otros no reportados. Los axiomas no generan una metodología y es necesario el uso de algoritmos que permitan llevar a cabo la práctica del SHM a datos para una toma de decisiones. Estos algoritmos tienen que emerger de la disciplina de reconocimiento de patrones estadísticos.

Los axiomas son mencionados por Worden et al. [42] son:

- Axioma I.* Todos los materiales tienen fallas o defectos inherentes.
- Axioma II.* La evaluación del daño requiere de comparar entre dos estados del sistema.
- Axioma III.* Identificar la existencia y localización del daño puede hacerse en un modo de aprendizaje sin supervisión, pero identificando el tipo de daño presente y la severidad del daño pueden generalmente solo ser realizadas en un modo de aprendizaje supervisado.
- Axioma IVa.* Los sensores no pueden medir daños. Es necesario convertir las señales de los sensores en información de daño a través del procesamiento de señales y clasificación estadística.

- Axioma IVb.* Extensión inteligente de características. A mayor sensibilidad de la medición del daño, más sensibilidad de determinar el daño en las condiciones operacionales y ambientales cambiantes.
- Axioma V.* Las escalas de longitud y tiempo asociadas con el inicio y evolución del daño dictan las propiedades requeridas del sistema de sensores de SHM.
- Axioma VI.* Hay una compensación entre la sensibilidad al daño de un algoritmo y su capacidad de rechazar el ruido.
- Axioma VI.* El tamaño del daño que puede ser detectado por los cambios en la respuesta dinámica del sistema es inversamente proporcional al rango de frecuencias de excitación.

En 2009, Sinou [43] actualiza la revisión bibliográfica sobre métodos de detección del daño y su aplicación en SHM y concluye que es necesario desarrollar estudios en modelos de apertura y cierre de grieta y sus efectos en la propagación, los efectos de cambio en amortiguamiento y efectos térmicos para la detección del daño debido a las vibraciones no lineales y la propagación de grietas en estructuras, la extensión de los criterios que han sido desarrollados de la teoría lineal para detectar efectos no lineales basados en funciones de respuesta a la frecuencia de orden superior, desarrollo de técnicas de condiciones de monitoreo para efectos lineales y no lineales tomando en cuenta las incertidumbres debida a condiciones ambientales o cambios en las condiciones de frontera, mejorar las correlaciones entre experimentaciones y análisis numéricos para técnicas de evaluación lineal y no lineal, incluyendo modelos de error e incertidumbres y desarrollo de modelos de optimización, algoritmos genéticos y redes neuronales artificiales.

En 2010, Ingole et al. [44], también realizaron una investigación analítica y experimental mediante el análisis de vibraciones en uniones adhesivas de traslape simple donde corroboran el comportamiento monolítico de las primeras frecuencias de resonancia de las uniones (también reportado por Vaziri et al. en 2004), así como el aumento de la frecuencia fundamental (primer frecuencia de resonancia) con el aumento de la longitud de traslape reportando hasta el 60% y se atribuye al aumento de la rigidez del sistema aportado por los dos adherentes. Además, en su investigación, reportan un error de

medición experimental de las frecuencias como un efecto de la masa de los acelerómetros utilizados en las mediciones.

En 2014, Du et al. [45] investigaron el efecto de la fatiga por vibración en las propiedades modales de las uniones adhesivas de traslape simple, con adherentes de diferentes materiales de aluminio y acero utilizando el adhesivo AV138/HV998 sujeto a una vibración armónica de fatiga de 40 Hz. La principal contribución de este estudio fue que demostraron experimentalmente que las frecuencias modales de la unión estructural decrecen conforme se incrementan los ciclos de fatiga, atribuyéndolas a las propiedades del adhesivo (sin explicar cuáles), pero no asociadas a los metales adherentes. Además, durante el desarrollo de su investigación reportaron las discrepancias entre los resultados experimentales y un modelo en FEM en donde estudiaron el efecto del Módulo de Young y el área de traslape, donde encontraron similitudes en la disminución de las frecuencias naturales al disminuir el Módulo de Young como un efecto de la fatiga, pero no fue posible encontrar una adecuada correlación del módulo con los valores de las frecuencias disminuidas.

En 2017, Salloum et al. [46] presentaron una investigación paramétrica de la vibración libre de uniones de traslape doble de material compuesto en una viga en cantiliver. Obtuvieron una buena correlación de su modelo matemático basado en el Principio de Hamilton, implementado en Matlab con resultados por FEM en Ansys Workbench.

De los resultados obtenidos concluyen que el volumen de las fibras y el espesor de los sustratos o adherentes, así como la longitud de traslape afectan marcadamente las frecuencias naturales de la vibración libre mientras que el espesor del adhesivo no tiene ningún efecto excepto en el modo torsional 4. Por último, reportaron que, a valores pequeños del módulo de Young, las frecuencias naturales se incrementan significativamente; sin embargo, a valores grandes del módulo de Young (arriba de 2 GPa) las frecuencias naturales incrementan muy poco.

En 2017, Cao et al. [10] encontraron que, en comparación con las frecuencias naturales, las formas modales y sus derivadas tienen mayor sensibilidad al daño. Esta técnica es difícil de llevar a cabo en forma práctica debido a crea dificultades en la

utilización de las formas modales y sus derivadas para representar la detección del daño estructural.

Sobre cambios en el amortiguamiento en estructuras.

En 1959, Ungar et al. [47] desarrollaron algunos de los primeros estudios sobre amortiguamiento en estructuras compuestas, y encontraron que, incrementando el espesor y el número de capas de adhesivo, incrementa el amortiguamiento en bajas y altas frecuencias.

En 1978, Nelson et al. [48] reportaron el aumento del amortiguamiento debido al desplazamiento de la matriz de polímero de caucho reforzado con fibras, con la posibilidad de cuantificar el daño en la matriz de fibras a partir de las mediciones dinámicas del amortiguamiento por histéresis.

Varios investigadores, Dieterle et al. [49], Daneshjoo et al. [50], Bovsunovsky et al. [51], investigaron experimental y numéricamente el comportamiento del amortiguamiento en vigas de concreto reforzado con fracturas. Encontraron que existe un considerable aumento en el amortiguamiento que podría ser inducido por fracturas.

En 2001, Panteliou et al. [52] calcularon el amortiguamiento en una barra analítica y experimentalmente. Los resultados mostraron el cambio del amortiguamiento con una muy buena correlación con la profundidad de una fractura.

En 2002, Zhang et al. [53] estudiaron el proceso de daño causado por fatiga en materiales compuestos por fibras unidireccionales. El amortiguamiento presentó un aumento al aumentar los ciclos de fatiga. Concluyeron que es más recomendable la medición del amortiguamiento, ya que fue más sensible que la elasticidad en la evolución del daño.

En 2002, Vaziri et al. [54] investigaron la respuesta dinámica de uniones tubulares con una falla, cavidad o vacancia anular sujetas a cargas axiales armónicas. Concluyeron que la respuesta es función de las propiedades mecánicas y geometría de los adherentes, así como de las propiedades mecánicas y amortiguamiento del adhesivo. El factor de pérdida (Loss Factor, η) como indicador del amortiguamiento, tiene un pequeño efecto en las frecuencias de resonancia más bajas; sin embargo, encontraron un aparente efecto en las resonancias de alta frecuencia. En este sentido, describen que las primeras resonancias incrementan sensiblemente con el aumento de la relación de módulos entre el adhesivo y

el adherente (G_a/E_I); sin embargo, después de cierto valor, este efecto es menos pronunciado. También concluyeron que el esfuerzo cortante máximo se reduce con valores grandes de factor de pérdida. Con respecto al esfuerzo cortante del adhesivo, encontraron que a valores de $G_a/E_I > 0.05$ el esfuerzo cortante en la sección media del traslape es casi cero, describiendo una “zona muerta” de esfuerzo y aunado a este efecto, se encontró que la frecuencia de resonancia se ve afectada por el tamaño de la “zona muerta”. Por último, reportaron que la primera frecuencia de resonancia se ve poco afectada por la presencia del defecto anular en el área de traslape con menos del 40% de la longitud de traslape y que valores mayores del defecto reduce drásticamente la frecuencia de resonancia.

En 2003, Birman et al. [55] presentaron una solución analítica capaz de predecir el efecto de fracturas en la matriz cerámica compuesta sobre el amortiguamiento. El amortiguamiento se incrementa con la densidad de las fracturas en la matriz debido al aumento de la fricción en las interfases.

Posteriormente en 2004, Vaziri et al. [56], desarrollaron una investigación experimental y analítica de la respuesta dinámica en uniones adhesivas de traslape simple (Adhesively Bonded Single Lap Joints), complementando su trabajo del 2002, en el que confirmaron que la primera frecuencia natural corresponde a la frecuencia natural de los adherentes, siendo poco sensibles a los cambios en el valor de amortiguamiento del adhesivo. Reportaron que las frecuencias naturales para las geometrías y materiales investigados son poco afectadas por la presencia de defectos en el centro del traslape hasta en un 80% de la longitud de traslape. También indican que la primera frecuencia de resonancia se incrementa drásticamente con el aumento de la longitud de traslape hasta cierto punto y después, aunque se siga incrementando el traslape, la frecuencia natural no cambia. En contraste con la poca sensibilidad de la frecuencia natural a los tamaños de huecos, las razones de amortiguamiento modal, decrece con el tamaño de los defectos.

En 2006, Li et al. [57] y Kiral en 2012 [58] analizaron estructuras de materiales compuestos tipo sándwich de panal de abeja relleno de espuma y vidrio epóxico de 6 capas y estudiaron la relación entre los espesores de las capas y la delaminación, encontrando que existen cambios en el amortiguamiento interno en función de la naturaleza del daño y los rangos de frecuencia baja, media y alta.

En 2008, Consuegra et al. [59] llevaron a cabo pruebas cuasi-estáticas en una estructura con tres niveles en tamaño real. En sus investigaciones, encontraron que la razón de amortiguamiento, en el rango de las pequeñas amplitudes presentó un valor casi constante y cuando se presentó el daño en la estructura, “el amortiguamiento se volvió sensible al nivel de desplazamientos de la estructura”.

En 2013, Idriss et al. [60] caracterizaron el comportamiento bajo carga estática y fatiga de materiales compuestos tipo sándwich con interior de espuma de diferentes densidades. Los resultados mostraron degradación significativa de la elasticidad durante las pruebas de fatiga, así como un aumento en el amortiguamiento con el aumento del número de ciclos.

En 2015, Montalvo et al. [61] en general encontraron que existe una correlación entre la evolución del daño y el aumento en el amortiguamiento, también encontraron que existen algunos problemas para la determinación del daño a través de formas modales individuales.

En 2017, Hwang et al. [62] reportaron una correlación positiva entre el aumento del daño en estructuras de acero y el aumento del amortiguamiento.

En una publicación reciente en 2022, Khoshmanesh et al. [63], demostraron experimentalmente que los cambios en las propiedades del amortiguamiento del material de una unión adhesiva representativa de una pala de turbina eólica son más sensibles al daño que los cambios en la rigidez y podrían usarse en el monitoreo de condición de una pala comentando que “sería necesario seguir trabajando para determinar cómo podrían utilizarse esos cambios en un sistema de monitoreo que funcione y que incorpore el uso de métodos termográficos y de vibración”.

Los estudios anteriores implican una correlación positiva del amortiguamiento con el grado de daño, recalcando que la sensibilidad del amortiguamiento a la presencia o evolución del daño es mejor que en frecuencias naturales o formas modales. Esta correlación proporciona una guía básica para el uso del amortiguamiento como una función dinámica eficiente para detectar, localizar y cuantificar el daño.

1.5.3. Daño en uniones adhesivas estructurales.

Además del cambio en los parámetros modales, existen otras propiedades que presentan cambios durante la aplicación de cargas en las UAE's. Propiedades geométricas,

de resistencia, elasticidad, amortiguamiento, comportamiento dinámico estructural, densidad, homogeneidad, isotropía, acabados, ambiente, por mencionar solo algunos de tantos factores que intervienen.

Debido a lo anterior, en 1986 Guyott [64] describió las ventajas y desventajas de las pruebas no destructivas utilizadas en la época para uniones adhesivas estructurales, tales como, pruebas de ultrasonido, impedancia ultrasónica y espectroscopía, vibraciones sónicas, termografía pasiva y rayos x. En su trabajo, Guyott describió que es difícil determinar la resistencia cohesiva de las uniones adhesivas utilizando técnicas basadas en el cambio de frecuencias ultrasónicas, ya que esto se debe a variaciones en las propiedades cohesivas, tales como la elasticidad de corte y el módulo de corte dinámicos o el espesor del adhesivo, y aunque las técnicas eran extensamente utilizadas, no existía claridad en la práctica, entre la sensibilidad de estos cambios y la resistencia de la unión adhesiva. Aún más dramática es su afirmación de que no existían en los 80's técnicas universales para determinar la resistencia o calidad de una unión una vez que esta era fabricada.

Ya en 1997, Adams et al. [65], describen extensivamente las técnicas no destructivas desarrolladas hasta la época y las clasificaron en “previo a la unión” (test prior to bonding) y las pruebas “posterior a la unión” (test after bonding). En las primeras se encuentran las de humedecimiento para medición del ángulo de contacto y la prueba de contaminación Fokker. En las pruebas posterior a la unión, se encuentran las técnicas convencionales de ultrasonido, ultrasonido de incidencia oblicua, ondas lamb, vibraciones sónicas, espectroscopía, emisión acústica, métodos térmicos, radiografía y holografía óptica; sin embargo, concluyen: *“todos los métodos poseen limitaciones debido a que ninguno puede medir directamente la resistencia de la unión”*. Aunque pueden determinar el espesor del adhesivo y en cuanto a la presencia del daño, en la mayoría de las ocasiones no es posible distinguir el tamaño de este.

En 1998, Fatemi et al. [66] presentaron un estudio del estado del arte sobre las teorías de fatiga por daño acumulativo y predicción de vida en materiales homogéneos. En su estudio presentan más de 50 modelos de daño por fatiga desde los primeros modelos introducidos por Palmgren (1924) y Miner (1945). El estudio clasifica estas teorías de daño por fatiga en seis categorías:

1. Evolución de daño lineal y sumatoria lineal.

2. Procedimientos de linealización de la curva de daño no lineal y la curva de dos etapas.
3. Modificaciones de la curva de vida debido a la interacción de cargas.
4. Métodos basados en el concepto de crecimiento de grieta.
5. Modelos basados en mecánica del medio continuo.
6. Métodos basados en energías.

Fatemi et al. [66], concluían en su revisión bibliográfica de las teorías de daño, que ninguna de estas teorías se podría considerar universales debido a que cada modelo solo toma en cuenta uno o algunos factores fenomenológicos, tales como dependencia de la carga, múltiples etapas de daño, evolución del daño no lineal, efectos de la secuencia de carga e interacciones, efectos de sobrecarga, ciclos de pequeña amplitud debajo del límite de fatiga y del esfuerzo medio. Debido a las complejidades de los sistemas, reportaron que no existía ningún modelo predictivo capaz de involucrar todos los factores. La aplicabilidad del modelo depende del caso. Consecuentemente, las teorías Pilgren-Miner prevalecen a pesar de sus fallos y limitantes. El método más común de evaluación del daño acumulativo utilizado por la teoría de la Mecánica de Fractura Elástica Lineal (MFEL), ha sido basada en una integración de una ecuación de la razón del crecimiento de la fractura tipo ecuación de Paris con modificaciones, para tomar en cuenta la razón de carga y los efectos de interacción. Concluyen su estudio mencionando que es necesario realizar mayores estudios sobre el daño acumulativo por fatiga para mejorar los análisis y modelos de predicción de daño.

1.5.4. Análisis crítico del estado del arte.

A partir de la revisión del estado del arte, se identifica que los enfoques predominantes para la evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales se han centrado principalmente en modelos analíticos y numéricos, tales como los modelos de zona cohesiva (CZM) y formulaciones basadas en mecánica de la fractura, los cuales permiten describir la iniciación y propagación del daño bajo condiciones controladas. Sin embargo, estos enfoques presentan limitaciones importantes asociadas a la necesidad de parámetros experimentales difíciles de obtener, así como a su dependencia de condiciones específicas de carga y geometría.

Por otro lado, los métodos experimentales tradicionales se han enfocado en la medición de la resistencia última, la rigidez o la evolución de grietas, sin explotar completamente el potencial de los parámetros dinámicos como indicadores tempranos de daño. En particular, el uso del amortiguamiento estructural, representado mediante el factor de pérdida, ha sido identificado como un parámetro altamente sensible a los mecanismos de disipación de energía interna; sin embargo, su aplicación como herramienta cuantitativa para la evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales no ha sido suficientemente desarrollada ni estandarizada.

En este contexto, existe una oportunidad de investigación en la integración de técnicas experimentales que permitan correlacionar directamente los cambios en el amortiguamiento con la evolución del daño, superando las limitaciones de los enfoques tradicionales y contribuyendo al desarrollo de metodologías más sensibles y aplicables en condiciones reales de operación.

En la Tabla 1.1 se presenta una comparación de los principales enfoques reportados en la literatura para la evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales, destacando sus alcances y limitaciones.

Tabla 1.1. Principales enfoques reportados en la literatura para la evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales.

Enfoque	Fundamento teórico	Variables principales	Ventajas	Limitaciones	Nivel de madurez	Aplicación	Ref's
Modelo de Zona Cohesiva (CZM)	Mecánica de la fractura basada en leyes tracción-separación	Energía de fractura, desplazamiento de apertura, tensiones cohesivas	Permite modelar iniciación y propagación de daño de forma continua	Requiere calibración experimental compleja; alta sensibilidad a parámetros; dependencia de condiciones específicas	Alto (numérico)	Simulación FEM avanzada	[9], [20], [21], [22], [23], [26]
Mecánica de la fractura clásica	Teoría de Griffith y extensiones (modos I, II, mixto)	Factor de intensidad de esfuerzos (K), energía de liberación (G)	Base física sólida; ampliamente validada	Dificultad para modelar nucleación de grietas; limitada para daño distribuido	Alto (teórico)	Análisis de laboratorio	[23], [24]
Modelos analíticos (Volkersen, Goland-Reissner)	Elasticidad y equilibrio de esfuerzos en uniones adhesivas	Esfuerzo cortante, deformación, módulo elástico	Simplicidad matemática; interpretación física clara	No capturan efectos no lineales, viscoelasticidad ni daño progresivo	Medio	Diseño preliminar	[9], [18]
Modelos numéricos (FEM extendido, XFEM)	Métodos computacionales avanzados para discontinuidades	Campos de esfuerzo/deformación, variables de daño	Alta capacidad de predicción; modelado complejo	Alto costo computacional; dependencia de calibración	Alto	Investigación avanzada	[9], [25]
Métodos experimentales tradicionales	Ensayos mecánicos (tensión, corte, fatiga)	Resistencia, deformación, vida a fatiga	Datos directos y confiables	No detectan daño temprano; enfoque en falla final	Alto	Validación experimental	[17], [24]
Monitoreo por rigidez/frecuencia modal	Dinámica estructural lineal	Frecuencia natural, rigidez equivalente	Fácil implementación; aplicable en SHM	Baja sensibilidad a daño incipiente; cambios pequeños	Medio	SHM industrial	[10], [11]
Técnicas NDI (ultrasonido, etc.)	Propagación de ondas en medios materiales	Amplitud, fase, tiempo de vuelo	Detección de defectos internos	Limitado en adhesivos viscoelásticos; difícil interpretación	Alto	Inspección industrial	[8]
Amortiguamiento estructural (propuesto)	Disipación de energía y comportamiento viscoelástico	Factor de pérdida (η), energía disipada, histéresis	Alta sensibilidad al daño temprano; relacionado con mecanismos físicos internos	Falta de modelos cuantitativos generalizados; escasa estandarización	Bajo-Medio (emergente)	SHM avanzado e investigación	[10], [11] (este trabajo)

1.6. Planteamiento del problema.

Con base a la revisión del estado del arte, el estudio del daño en uniones adhesivas estructurales se enmarca en un contexto multidisciplinario; sin embargo, aún existen limitaciones para poder determinar el daño de manera temprana, repetitiva, confiable y segura en elementos estructurales complejos como las UAE's.

Aunque se mencionan las ventajas, desventajas, limitaciones y alcances, los retos más importantes de las uniones adhesivas estructurales están relacionados con:

- Identificar de manera temprana la existencia de un daño, ya que es difícil su detección hasta que el defecto o daño tienen una dimensión mínima,
- Pronosticar el tiempo de vida del material o estructura con la presencia del daño.
- Contar con una metodología más robusta que tome en cuenta el amortiguamiento interno de las UAE's.

Como lo mencionan Banea et al. [18] y Wahab et al. [14, 24] en sus revisiones del estado del arte y publicaciones, aún no se cuenta con modelos generalizados de predicción de resistencia en uniones adhesivas o algoritmos computacionales que permitan predecir el comportamiento mecánico de las uniones en donde se consideren todos los factores involucrados.

La mecánica de la fractura en uniones adhesivas aún tiene el reto de resolver el modelado de la formación de grietas, métodos de medición y detección confiables en fases iniciales, sobre todo en temas relacionados con fatiga.

Dimarogonas [35] por su parte, enfatiza y ha demostrado que un aspecto relevante y subyacente es la no equivalencia entre el concepto de daño y el concepto de entalla o muesca, ya que energéticamente no son equivalentes y las teorías de la mecánica de la fractura y los modelos comúnmente referenciados y aceptados se basan en considerar que ambos términos como equivalentes. Debido a lo anterior, aun es necesario revisar los modelos actuales tomando muy en cuenta esta diferencia y desarrollar nuevos métodos de análisis y diagnóstico basados en modelos de daño reales para los diferentes regímenes de carga, tipos de materiales y estructuras.

Aunque se han realizado extensos estudios sobre el uso sobre la caracterización del amortiguamiento, se considera como un área en desarrollo debido a que aún no existen

modelos, métodos o técnicas universales y confiables que describan los mecanismos de pérdida o disipación de la energía que se relacionen directamente con el daño en UAE's.

Como plantean Amafabia et al. [67], existen limitaciones de las técnicas de diagnóstico y la identificación confiable y temprana de defectos, además, plantean el amortiguamiento como un parámetro potencial para evaluación del daño.

Se documentaron una serie de estudios que poseen una correlación positiva respecto a la eficiencia de detectar la presencia del daño mediante la medición del amortiguamiento, sin embargo, aún no existen estudios concluyentes sobre su utilización para la predicción de daños en UAE's.

Todos estas áreas aún se encuentran en desarrollo y permiten establecer la pertinencia e importancia de la investigación presentada en esta tesis que contribuya en la predicción del daño en la integridad estructural mediante medición de cambios en la respuesta dinámica estructural y las propiedades mecánicas de las uniones adhesivas estructurales.

Con el propósito de estructurar el análisis del problema planteado, se definen las variables principales que intervienen en la investigación. Como variable dependiente se considera el índice de daño ($\%ID$), el cual representa la degradación de las propiedades mecánicas y dinámicas de la unión adhesiva estructural respecto a su condición inicial. Como variables independientes se establecen la razón de ciclaje (r_C), que describe el nivel de sollicitación cíclica aplicado a la unión; el factor de pérdida o amortiguamiento (η^m), asociado a la disipación de energía interna del sistema; y la frecuencia modal (f^m), relacionada con la rigidez global de la estructura. Estas variables permiten establecer un marco cuantitativo para analizar la evolución del daño y su correlación con parámetros dinámicos medibles experimentalmente.

La investigación de este trabajo de tesis es de relevante importancia, ya que se realizan las siguientes aportaciones:

- Se mejora la comprensión de la mecánica del daño en uniones adhesivas estructurales.
- Se integran técnicas de medición experimentales para la síntesis de una técnica de diagnóstico del daño basada en el amortiguamiento modal (factor de pérdida modal).

- La metodología propuesta no requiere comparar con estructuras prístinas para determinar su nivel de daño, sino que depende solo de las condiciones de carga y variaciones de sus propiedades de amortiguamiento interno.
- Se establece un modelo semi-empírico para la evolución del daño en uniones adhesivas estructurales de traslape simple Al-Al.
- Se establece un primer modelo de equivalencia entre amortiguamiento modal y por histéresis.

1.7. Propuestas tecnológicas y científicas.

Durante la presente investigación, se establecen las siguientes propuestas tecnológicas (PT) y científicas (PC) con el fin de contribuir al entendimiento de la resistencia mecánica de uniones adhesivas estructurales:

- PT: La integración como técnicas para el diagnóstico del daño en UAE's tales como: correlación digital de imágenes (Digital Image Correlation, DIC) y la técnica de medición de la respuesta dinámica estructural para la obtención de la función de respuesta a la frecuencia (FRF).
- PT. Diseño y fabricación de un molde reutilizable para la fabricación de probetas de uniones adhesivas estructurales para el control de dimensiones geométricas y control de espesor del adhesivo.
- PT. Síntesis y optimización del proceso de preparación de superficies para la fabricación de uniones adhesivas y síntesis y optimización del adhesivo.
- PC. Registrar y relacionar los cambios en las propiedades de amortiguamiento interno (histéresis o modal), evolución del daño y pronóstico de vida de las UAE's.
- PC. Evaluación del índice de daño de las UAE's mediante un método basado en cambios en el amortiguamiento interno.
- PC. Estudiar el efecto que tiene la degradación de las propiedades de resistencia mecánica bajo regímenes de carga cuasi-estática y carga cíclica con los cambios en las frecuencias, amortiguamientos internos (histéresis y modales).
- PC. Propuesta de un modelo semi-empírico que predice la evolución del daño en uniones adhesivas estructurales de traslape simple.

1.8. Justificación del proyecto.

El presente trabajo de investigación encuentra su justificación debido a varios aspectos a saber:

- La escasez de trabajos de investigación concluyentes respecto al diagnóstico del daño en uniones adhesivas.
- La factibilidad de integrar la técnica de correlación digital de imágenes y la técnica de medición de cambios en el amortiguamiento para el diagnóstico de daños en uniones adhesivas.
- La validación experimental de la equivalencia entre amortiguamiento de histéresis y modal.
- Contar con un índice de daño el cual puede ser evaluado a partir de las mediciones de los cambios en las propiedades mecánicas y las respuestas dinámicas.
- Sentar las bases para el desarrollo de una metodología que permita analizar la calidad de uniones adhesivas estructurales, evaluar la integridad estructural de uniones con geometrías de mayor complejidad, proveer información experimental para la validación de modelos matemáticos y de simulación.

1.9. Hipótesis.

La hipótesis de este trabajo es que

“El amortiguamiento interno, expresado mediante el factor de pérdida modal y por histéresis, es más sensible a la evolución del daño en uniones adhesivas estructurales que los cambios en las frecuencias modales, permitiendo su uso como indicador cuantitativo del daño bajo condiciones de carga cíclica”.

1.10. Objetivo general.

Conocer la correlación entre la evolución del amortiguamiento interno, el índice de daño y las propiedades de resistencia mecánica de las uniones adhesivas estructurales bajo condiciones de carga cortante cuasi estática y cíclica.

1.11. Objetivos específicos.

Los objetivos específicos del presente trabajo de investigación consisten en evaluar la formación y progresión del daño en uniones adhesivas estructurales al estar

sometidas a solicitaciones de cargas cuasi estáticas y cargas cíclicas unidireccionales por medio de:

- Medir el amortiguamiento interno y su evolución a lo largo de las pruebas experimentales.
- Identificar los mecanismos de amortiguamiento interno que intervienen en la progresión del daño.
- Comprobar que los cambios en el amortiguamiento interno son más sensibles a la progresión del daño que al cambio en las frecuencias modales.
- Documentar la relación causal entre la evolución del daño y los cambios en el amortiguamiento interno.
- Proponer un modelo semi empírico para predecir la condición de daño de la unión adhesiva estructural en etapas tempranas según cambios en su respuesta dinámico estructural.

1.12. Metas.

Las metas de investigación de esta tesis consisten en:

- Medición y registro de las variaciones de propiedades de resistencia mecánica, rigidez cortante en probetas de UAE's durante ensayos de resistencia en carga cuasi estática.
- Relacionar los cambios de estas propiedades con la formación y progresión del daño desde etapas tempranas y su progresión hasta su falla por ruptura.
- Medición y registro de las variaciones de la respuesta dinámica estructural en probetas de UAE's durante ensayos de cargas cíclicas.
- Relacionar los cambios de la respuesta dinámica con la formación y progresión del daño desde etapas tempranas y su progresión hasta su falla por ruptura.
- Identificar los mecanismos de amortiguamiento interno que intervienen durante la progresión del daño hasta su falla por ruptura.
- Cuantificar el porcentaje de índice de daño por cambios en las frecuencias y amortiguamientos modales
- Determinar la sensibilidad al daño entre cambios en las frecuencias y los amortiguamientos modales.
- Documentar la relación causal entre los cambios en el amortiguamiento interno y la evolución del daño.

- Presentar la propuesta de un modelo semi empírico con base en los cambios en el amortiguamiento interno y las condiciones de carga para predecir la condición de integridad estructural de las UAE's en etapas tempranas.

1.13. Metodología.

Estudio del estado del arte. En esta etapa de revisión bibliográfica se documentaron las principales teorías relacionadas con la evaluación del daño a partir de cambios en la respuesta dinámica estructural, las teorías del daño, así como las teorías de resistencia mecánica de las UAE's. Estas teorías servirán como punto de partida y referencia para establecer la hipótesis principal de este trabajo, así como seleccionar la metodología experimental más adecuada.

Etapa experimental. Diseño y fabricación de probetas de UAE's, caracterización de las propiedades de resistencia máxima y distribución del campo de deformaciones, así como de la respuesta dinámica de las frecuencias y amortiguamientos modales por cargas estáticas y cíclicas. Para la caracterización se utilizaron las técnicas del Ensayo de Resistencia de Corte a Tensión mediante el uso de la Máquina Universal en sollicitación de carga cuasi estática y cíclica, la técnica de martillo de impacto y acelerómetro para la medición de la Función de Respuesta a la Frecuencia FRF y la técnica de la Correlación Digital de Imágenes o CDI.

Estudio de resultados. El análisis de resultados experimentales permitirá contar con evidencia que permita corroborar la hipótesis, además, proporcionará información que permita correlacionar el daño en la integridad del adhesivo con los cambios en las propiedades mecánicas y respuestas dinámicas.

1.14. Limitantes y consideraciones.

Debido a que el proceso de investigación depende de la fabricación permanente de Probetas de uniones adhesivas estructurales, algunas de las limitantes fueron:

- Adhesivo. Se cuenta con una cantidad limitada y tipos de adhesivo debido a su elevado costo por el grado de certificación aeroespacial.
- Número total de probetas. El número total de probetas dependió del tiempo de fabricación, el cual es aproximadamente de 1 semana por lote, fueron fabricados en total 6 lotes de 5 probetas para un total de 30 que fueron probadas en diferentes

condiciones de carga. El número de probetas por lote de fabricación dependió del diseño del molde de fabricación, en el cual solo se pueden fabricar 5 probetas por vez, lo que implica repetir el proceso cuantas veces sea necesario.

- Control del espesor del adhesivo. El control del espesor fue realizado por medio de lanas de cinta adhesiva de 2 milésimas de pulgada, y la ayuda del molde de fabricación. Las probetas fueron diseñadas para obtener un espesor de adhesivo de 0.5 mm.
- Carga estática y cíclica. La máquina Universal Shimadzu, permite aplicar una carga máxima de 10 kN en tensión; siendo suficiente para las probetas de adhesivo fabricadas; por otro lado, en lo que respecta a las cargas cíclicas se aplicaron a una velocidad baja de aproximadamente 6000 N/min, lo que representa una frecuencia aproximada de 0.5 ciclos por minuto, por lo que no fueron realizados experimentos a frecuencias más altas.
- Debido a que la carga (de tensión de la máquina universal) es transformada en una carga cortante debido a la geometría de la unión de traslape simple, las cargas cíclicas aplicadas se describen con una razón de esfuerzo $R=0$, lo que significa que se aplicaron ciclos de carga y descarga es decir en una sola dirección cortante o unidireccional.
- En cuanto a la medición de los cambios en la respuesta dinámica fue utilizada la respuesta de martillo de impacto por su simplicidad de implementación y practicidad en la obtención de resultados de frecuencia y amortiguamiento; sin embargo, el rango de análisis de frecuencias fue entre 0 y 10,000 Hz, obteniendo solamente las primeras 5 frecuencias modales o “resonancias” de las UAE’s. Lo anterior debido a que este es el mayor rango obtenido con el martillo de impacto utilizando una punta de impacto metálica.
- Una limitante de la mayoría de las técnicas de diagnóstico es que se debe contar con un material sin daños para poder realizar la comparación; sin embargo, esto no siempre es posible en la práctica.

1.15. Estructura de la tesis.

En el Capítulo 1, se muestra el estudio del estado del arte de los principales campos de estudio relacionados como la mecánica de las UAE’s, la respuesta dinámica estructural

y el amortiguamiento de estructuras, los avances en el diagnóstico y evaluación del daño. Se presenta el planteamiento del problema principal a estudiar, la propuesta científica, la justificación del proyecto, la principal hipótesis, los objetivos generales y específicos, metas, metodología y limitantes de la investigación.

En el Capítulo 2, se presenta el marco teórico relacionado con los objetivos de esta tesis, iniciando con los fundamentos de la mecánica de las UAE's, la teoría de mecánica inversa y principio de mínima energía para la determinación del campo de deformaciones y los fundamentos de la correlación digital de imágenes. Posteriormente se presentan los fundamentos de la dinámica estructural y las frecuencias y amortiguamiento modales y finalmente los fundamentos para la evaluación del daño.

En el Capítulo 3, se describe la metodología experimental para investigar la relación entre el índice de daño y los cambios en el amortiguamiento interno (modal e histéresis) en probetas de UAE's bajo cargas cuasi estáticas y cíclicas. Se presenta el proceso de fabricación de las probetas de UAE's, las principales técnicas de caracterización utilizadas como lo es la Función de Respuesta a la Frecuencia para determinar las frecuencias y amortiguamientos modales, la correlación digital de imágenes para determinar la resistencia máxima de la unión adhesiva y la máquina universal para la aplicación de cargas cuasi-estáticas y cíclicas.

En el Capítulo 4, se presentan los resultados experimentales bajo carga cíclica y tomando solo como medio de referencia y comparación los resultados en carga estática. Se presentan los resultados de espesor del adhesivo, la resistencia máxima y módulo de corte de las UAE's y para la condición de referencia en CE y por otra parte se presentan los resultados derivados de las cargas cíclicas a un grupo de 5 Probetas, en los cuales se realizaron mediciones de la FRF y determinación del cambio en las frecuencias y amortiguamiento modales (factor de pérdida modal), amortiguamiento por histéresis (factor de pérdida por histéresis), así como los índices de daño correspondientes con base a los cambios en factor de pérdida.

En el Capítulo 5, se discuten ampliamente los resultados experimentales obtenidos sobre los cambios en los cambios en las frecuencias y amortiguamientos modales y por histéresis, así como el índice de daño basado en amortiguamiento para las condiciones de carga cortante cuasi-estática y cíclica.

En el Capítulo 6, se reportan las principales contribuciones tecnológicas y científicas, conclusiones de la investigación y recomendaciones de trabajo futuro donde se establece una correlación entre la generación de un daño y los cambios en la respuesta dinámica de la frecuencia y amortiguamientos modales y de histéresis estableciendo los criterios para predicción de la vida y durabilidad de las uniones adhesivas. Además, se declaran los temas que quedaron fuera del alcance de la tesis como recomendaciones para futuros trabajos de investigación.

En el Apéndice A1 se presentan las tres publicaciones científicas realizadas entre los años 2025 y 2026 donde se presentaron y discutieron algunas de las técnicas utilizadas, así como los resultados experimentales y modelos de análisis propuestos que contribuyeron al contenido y propósito de esta tesis.

En el Apéndice A2 se reporta la hoja técnica del adhesivo experimentado, adhesivo 3M™ Scotch-Weld™, Epoxy Adhesive EC2216 B/A.

En el Apéndice A3, se reportan las imágenes del tipo de daño cohesivo, adhesivo y compuesto presente en todas las probetas.

Capítulo 2. Marco teórico.

2.1. Introducción.

En este capítulo se presenta el marco teórico en el que se fundamenta la presente tesis estructurado en tres secciones: la mecánica de uniones adhesivas estructurales, la dinámica estructural y amortiguamiento, y el daño en uniones adhesivas estructurales.

En la sección de “Mecánica de uniones adhesivas estructurales” se presenta el marco teórico del principio de energía mínima y mecánica inversa, el cual permite a partir de los campos de deformaciones obtener las distribuciones de deformaciones, esfuerzos cortantes, módulo de corte y distribución del daño en la línea de adhesión de las UAE’s.

Por último, en esta sección se presentan los fundamentos de la correlación digital de imágenes como técnica para la determinación de esfuerzos y deformaciones.

En la sección de “Dinámica estructural y amortiguamiento” se presentan los fundamentos de la dinámica estructural y análisis modal utilizados para la medición de las frecuencias y amortiguamientos modales.

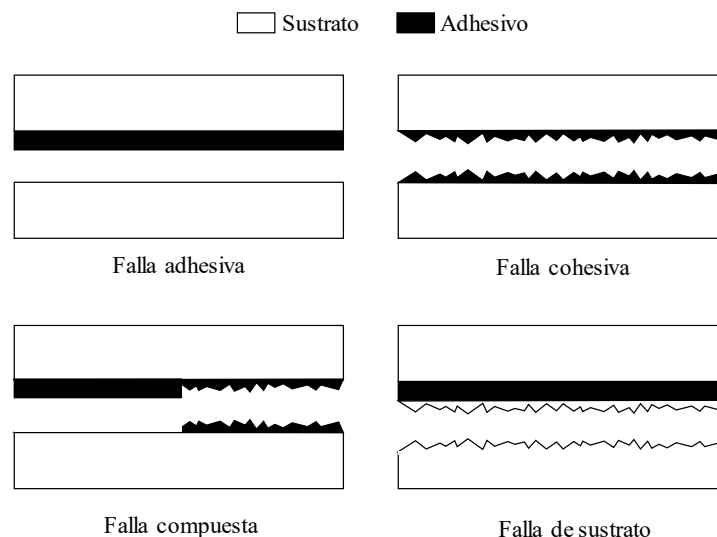
En la sección de “Daño en uniones adhesivas estructurales” se presentan los fundamentos conceptuales y de aplicación en el diagnóstico del daño en materiales, estructuras y específicamente en uniones adhesivas estructurales tomando como base el cambio en el amortiguamiento interno o factor de pérdida, tanto para carga estática como para carga cíclica.

2.2. Mecánica de uniones adhesivas estructurales.

El objetivo de las uniones adhesivas es tener la resistencia y durabilidad requerida para aplicaciones en estructuras de manera predecible y segura, su estudio representa un reto de investigación debido a que involucra diferentes campos de estudio y combinaciones de múltiples factores como lo son las diferentes técnicas experimentales implementadas, los diferentes tipos de materiales y combinaciones utilizados como adherentes, primers y adhesivos; las técnicas y materiales utilizadas para la preparación de las superficies a ser adheridas, los controles de las variables del proceso de unión, control de las geometrías de las uniones, los regímenes de carga, direccionalidad y tiempos de exposición.

2.2.1. Resistencia mecánica de las uniones adhesivas.

Experimentalmente existen cuatro modos de fallas durante la prueba de uniones adhesiva como se muestra en la Figura 2.1. La falla adhesiva es una falla en la interfaz entre el adherente y el adhesivo. La falla cohesiva ocurre en el cuerpo del adhesivo, quedando parte del cuerpo del adhesivo en ambos sustratos. La falla compuesta es la que presenta zonas parciales con falla adhesiva y cohesiva en el área de traslape. La falla del sustrato ocurre cuando la unión entre el adhesivo y el material del sustrato es más fuerte que la fuerza interna del material del sustrato. Este modo de falla es común en la adhesión de materiales compuestos.



Fuente: Figura elaborada por el autor.

Figura 2.1. Modos de falla más comunes en pruebas de adhesivos.

Una primera aproximación analítica clásica para el cálculo del esfuerzo cortante en adhesivos es suponer una carga axial o de tensión ejercida de forma longitudinal en un sustrato rígido o no deformable. Al transferir la carga V al adhesivo se convierte en un esfuerzo cortante uniforme promedio determinado por la Ec. 2.1:

$$\tau_{prom} = V/A \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde:

V : Carga Cortante (N)

A : Area normal de contacto entre el adhesivo y sustrato (mm^2).

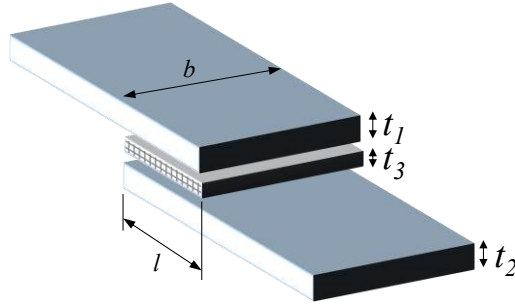
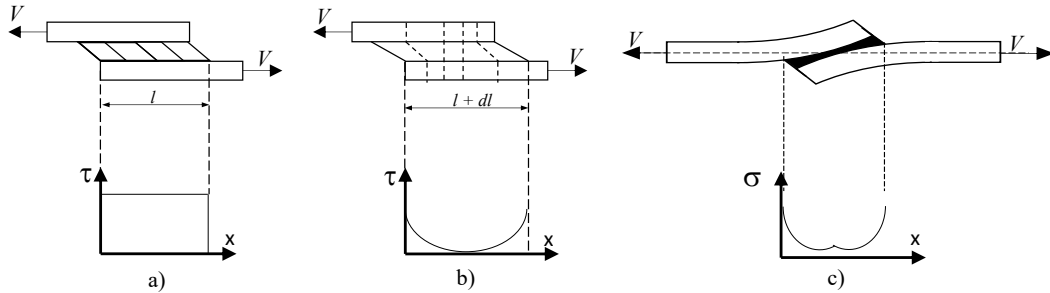


Figura 2.2. Geometría de la unión de traslape simple.

En la Figura 2.2 se muestra la geometría de la unión adhesiva siendo el ancho de la unión como b , la longitud de traslape l y la carga V . Sustituyendo en la Ec. 2.1, el esfuerzo cortante promedio se escribe mediante la ecuación Ec. 2.2 como:

$$\tau_{prom} = V/bl \quad \text{Ec. 2.2}$$

No obstante, para predecir de manera más precisa la distribución de los esfuerzos en el interior de una unión adhesiva, durante el siglo XX, fueron desarrollados los modelos que tomaron en cuenta los aspectos mostrados en la Figura 2.3, conocidos como Modelo de Volkersen desarrollado en 1938 [68], el Modelo de Goland-Reissner desarrollado en 1944 [69] y Modelo de Bigwood-Crocombe desarrollado en 1989 [70].



Fuente: Figura elaborada por el autor.

Figura 2.3. Distribución de esfuerzos en el adhesivo de una unión de traslape simple, a) Modelo de Volkersen, b) Modelo de Goland-Reisner, c) Modelo de Bigwood-Crocombe.

2.3. Correlación Digital de Imágenes.

La *correlación digital de imágenes o CDI* es ampliamente utilizada para la medición de desplazamiento en la mecánica de sólidos experimental. En comparación con los métodos de interferometría, la técnica DIC ha recibido una atención sustancial, ya que no requiere una configuración experimental rigurosa ni un sistema óptico complejo. Además, la medición de la deformación de la superficie utilizando la técnica CDI se realiza sin dificultad, ya que no requiere de procesamiento avanzado de imágenes. Los algoritmos CDI se han modificado y mejorado gradualmente en las últimas décadas para aumentar su eficiencia de cálculo y precisión de medición [71]. En 2009, Pan et al. [72] publicó un artículo que revisa ampliamente el desarrollo de algoritmos CDI.

La técnica de correlación de imagen digital (CDI) se aplicó por primera vez en 1982 por Peters et al. [73] en mecánica experimental para realizar la medición de deformación bidimensional. En 2017, López et al. [74] desarrollaron una investigación en donde fue utilizada la técnica CDI en un diseño de experimentos para analizar la resistencia de uniones híbridas perno-adhesivo entre otros parámetros demostrando la eficiencia de la aplicación de la técnica.

Debido a que los patrones superficiales naturales de los materiales exhiben un comportamiento isotrópico, no presentan una orientación preferida durante su deformación. Por lo anterior, la técnica requiere de la aplicación de patrones de moteado aleatorio como se muestran en la Figura 2.4, ya que se consideran texturas no periódicas. Dichas texturas o patrones de moteado se adhieren directamente a la superficie del objeto a medir y se deforman junto con este. Existen ventajas de usar un patrón de moteado aleatorio, por ejemplo, las correlaciones durante el procesamiento de la imagen no se perderán incluso si el objeto experimenta grandes deformaciones. Además, el patrón de moteado que contiene mucha información está disponible en todas partes en toda la superficie, de modo que permite el uso de subconjuntos durante el proceso de correlación [75].

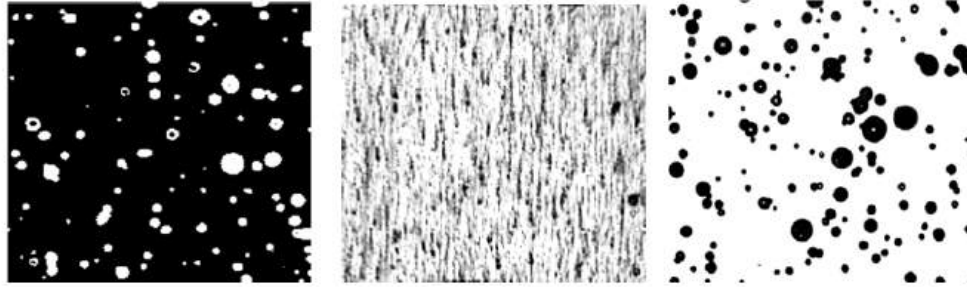
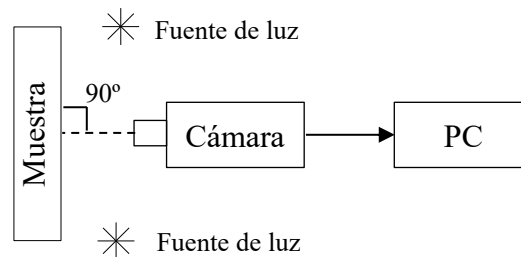


Figura 2.4. Patrones aleatorios de moteado. Imagen tomada de Khoo et. al [71].

La Figura 2.5 muestra un diagrama esquemático de la configuración experimental para el sistema en 2D. La muestra preparada con el patrón moteado debe colocarse en el eje óptico de la cámara para eliminar el desplazamiento fuera del plano. Durante el ensayo, se realiza la captura de imágenes antes y después de la deformación y almacenan digitalmente para su posprocesamiento. La resolución de la imagen digital juega un papel importante en la mejora de la precisión de la medición. Al utilizar una imagen de mayor resolución espacial, se obtienen resultados más precisos, ya que cada píxel representa una cantidad más refinada del espacio de la superficie de la muestra.



Fuente: Figura elaborada por el autor.

Figura 2.5. Diagrama esquemático del arreglo experimental del sistema de 2D-CDI.

Para iniciar la medición, mediante software se especifica la región de interés en la imagen de referencia, seguida de determinar los subconjuntos correspondientes en las imágenes deformadas. La Figura 2.6 muestra la correspondencia de los subconjuntos de la referencia y las imágenes deformadas, seguida de la determinación de los vectores de desplazamiento que indican los movimientos de los subconjuntos correlacionados.

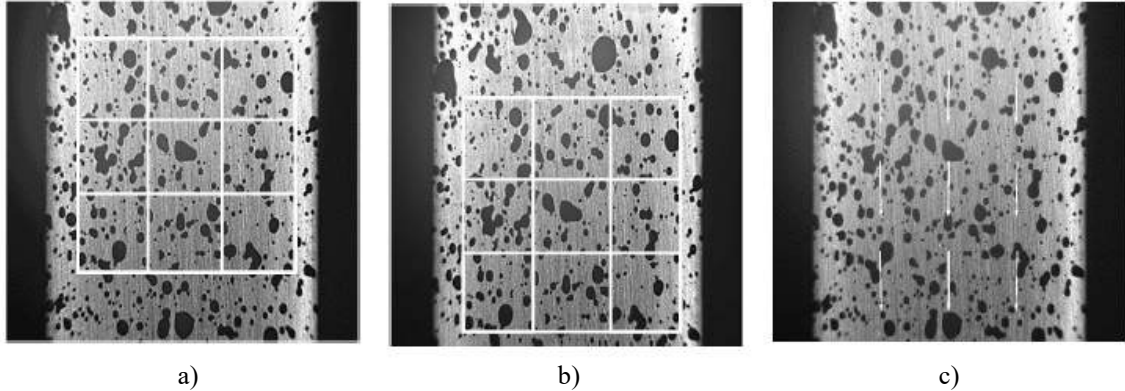


Figura 2.6. Determinación de los vectores de desplazamiento utilizando CDI. a) Imagen de referencia, b) imagen deformada, c) vectores de desplazamiento. Imagen tomada de Khoo et al. [71].

Durante el proceso de comparación y procesamiento de imágenes, se aplican criterios para evaluar la similitud entre la imagen de referencia y los subespacios deformados. Estos criterios son: el Criterio de Correlación Cruzada (Cross-Correlation Criterion, CC), el Criterio de la Suma de Diferencias Absolutas (Sum of Absolute Differences Criterion, SAD) y el Criterio de Diferencias de Suma Cuadrada (Squared Sum Differences Criterion, SSD).

Se han desarrollado algoritmos de correlación robustos, que no se ven afectados por los cambios o las intensidades de luminosidad como, el Criterio de Correlación Cruzada Normalizada Cero (Zero-Normalized Cross-Correlation Criterion, ZNCC) y el Criterio de Diferencias de Suma Cuadrada Normalizada Cero (Zero-Normalized Squared Sum Differences Criterion, ZNSSD).

Para determinar el desplazamiento promedio en la zona de medición, se utilizan funciones de mapeo o funciones de forma [16] para ubicar un subconjunto inicialmente cuadrado en la imagen de referencia dentro de la siguiente imagen capturada en condiciones deformadas. Para la traslación de cuerpo rígido, las funciones de forma de orden cero se utilizan para representar la traslación de cada punto dentro del subconjunto seleccionado en las direcciones “ x ” y “ y ”; sin embargo, las funciones de forma de orden cero no son adecuadas para representar los subconjuntos que están experimentando una combinación de traslación, rotación, deformación normal y deformación por corte.

Por lo tanto, las funciones de forma de primer orden se utilizan y se expresan en la forma de:

$$\zeta_1 = u + \frac{\partial u}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial u}{\partial y} \Delta y$$

Ec. 2.3

$$\eta_1 = v + \frac{\partial v}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial v}{\partial y} \Delta y$$

Donde:

ζ_1 y η_1 : Desplazamientos totales de los subconjuntos.

u y v : Traslaciones.

$\frac{\partial u}{\partial x}$ y $\frac{\partial v}{\partial y}$: Deformaciones normales.

$\frac{\partial u}{\partial y}$ y $\frac{\partial v}{\partial x}$: Deformaciones cortantes.

Δx y Δy : Distancias desde el centro de los subconjuntos hasta un punto arbitrario del mismo en las direcciones “x” y “y” respectivamente.

En la Figura 2.7 se muestran los parámetros de deformación utilizados para representar los desplazamientos promedio en el plano de un subconjunto.

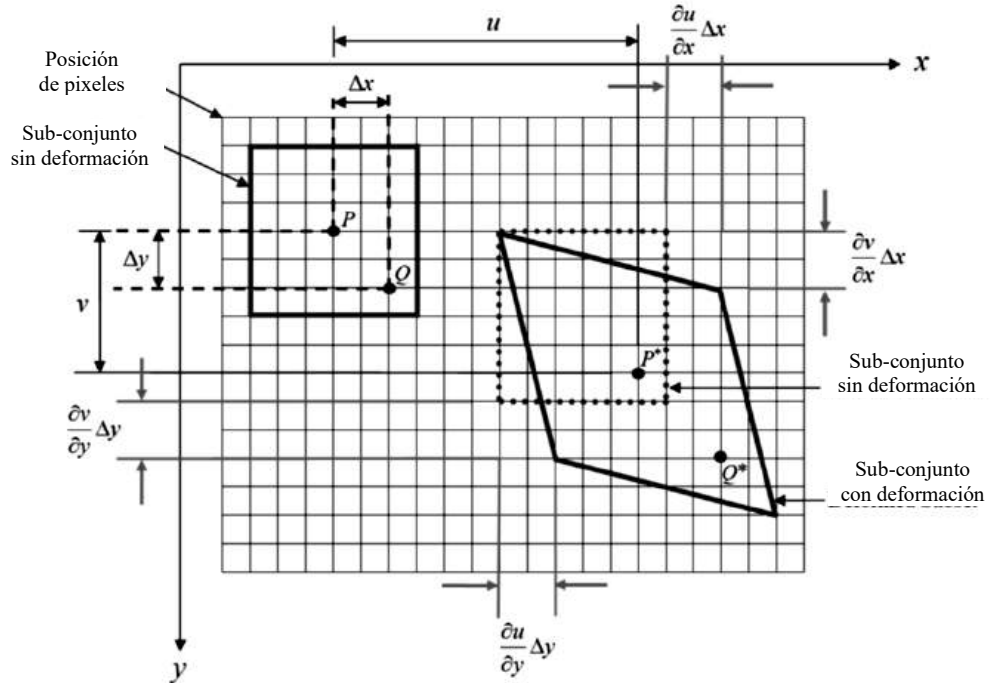


Figura 2.7. Parámetros de deformación utilizados para representar los desplazamientos promedio en el plano de un sub-conjunto. Imagen adaptada de Khoo et al. [71].

2.4. Modelo de Goland-Reissner inverso aplicado a UAE's

La distribución de deformaciones cortantes fue extraída mediante el campo de desplazamientos, obtenido mediante la Correlación Digital de Imágenes; posteriormente, mediante el Método Inverso de Goland Reissner, fue obtenida la distribución de esfuerzos y finalmente se obtuvieron los valores locales del módulo de corte.

2.4.1. Medición del campo de deformaciones mediante CDI.

Mediante los campos de desplazamiento obtenidos con la técnica de CDI $u(x, y)$ y $v(x, y)$ se calcula la deformación cortante del adhesivo según la Ec. 2.4:

$$\gamma_{xy}(x, y) = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Para el análisis del traslape se considera la distribución promedio de deformación a lo largo del espesor del adhesivo según la Ec. 2.5 que produce el campo experimental de deformación cortantes a lo largo de la longitud de traslape:

$$\gamma(x) = \frac{1}{t} \int_0^t \gamma_{xy}(x, y) dy \quad \text{Ec. 2.5}$$

En la Figura 2.8. se muestra la distribución teórica en el centro de la línea de adhesión extraída del campo de deformaciones obtenido por CDI.

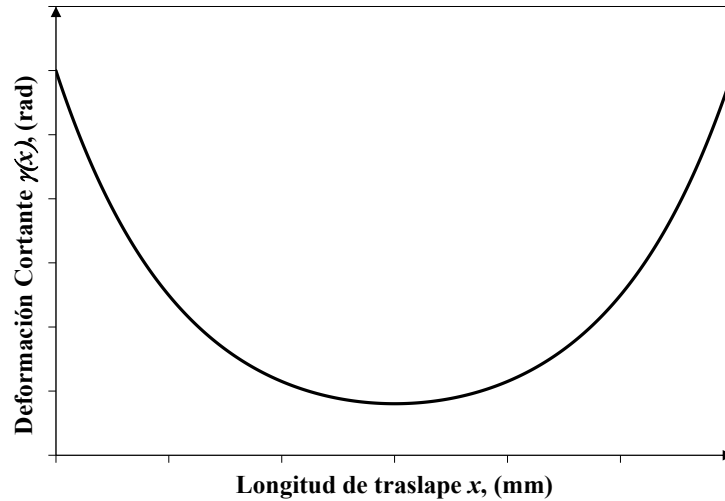


Figura 2.8. Distribución de deformación cortante según la Ec. 2.5

2.4.2. Ajuste inverso del Modelo de Goland-Reissner.

El modelo de Goland–Reissner describe la transferencia de carga en uniones adhesivas considerando la deformación axial de los adherentes, flexión de los adherentes y deformación cortante del adhesivo.

El esfuerzo cortante puede reconstruirse mediante el equilibrio global de fuerzas en la unión. Para una unión cargada con fuerza P se obtiene la Ec. 2.6:

$$\int_0^{L/2} \tau(x)b \, dy = \frac{P}{2} \quad \text{Ec. 2.6}$$

donde b es el ancho del traslape.

Este paso permite obtener la distribución experimental $\tau_{exp}(x)$ a partir del campo de deformaciones o del gradiente de deformaciones.

El modelo de Goland-Reissner se describe como la Ec. 2.7:

$$\tau(x) = \tau_0 \frac{\cosh [\beta(x - L/2)]}{\cosh (\beta L/2)} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Sustituyendo el modelo de Goland-Reissner en la ecuación de equilibrio y resolviendo la integral se obtiene tiene la Ec. 2.8 que solo depende del parámetro β .

$$\tau(x) = \frac{P\beta}{2b \tanh (\beta L/2)} \frac{\cosh [\beta(x - L/2)]}{\cosh (\beta L/2)} \quad \text{Ec. 2.8}$$

En la Figura 2.9 se muestra el gráfico del modelo de Goland-Reissner.

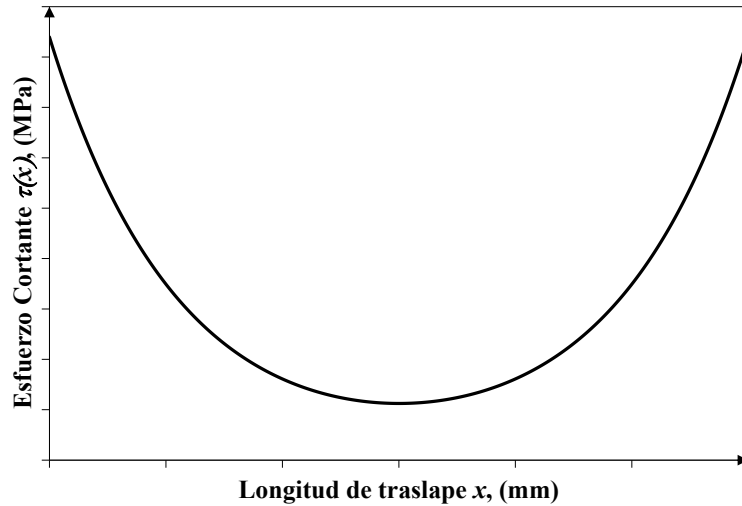


Figura 2.9. Distribución del esfuerzo cortante con base en el modelo Goland-Reissner.

La relación constitutiva del adhesivo basada en la generalización de la ley de Hooke para esfuerzos y deformaciones elásticas locales se describe según la Ec. 2.9

$$\tau(x) = G\gamma(x) \quad \text{Ec. 2.9}$$

donde G es el módulo de corte.

Sustituyendo en la ecuación anterior se obtiene la Ec. 2.10:

$$G\gamma(x) = \frac{P\beta}{2b \tanh(\beta L/2)} \frac{\cosh[\beta(x - L/2)]}{\cosh(\beta L/2)} \quad \text{Ec. 2.10}$$

El problema es que G es desconocido. Sin embargo, el modelo de Goland–Reissner establece que según la Ec. 2.11, el parámetro β se puede escribir como:

$$\beta^2 = \frac{2G}{Et_a t} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

E : módulo del adherente

t_a : espesor del adherente

t : espesor del adhesivo.

Así que despejando G se obtiene una expresión de la Ec. 2.12 como:

$$G = \frac{\beta^2 Et_a t}{2} \quad \text{Ec. 2.12}$$

Sustituyendo en la relación anterior se tiene la Ec. 2.13:

$$\frac{\beta^2 Et_a t}{2} \gamma(x) = \frac{P\beta}{2b \tanh(\beta L/2)} \frac{\cosh[\beta(x - L/2)]}{\cosh(\beta L/2)} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Esta ecuación contiene únicamente una incógnita β , así que reordenando para el ajuste inverso se obtiene la Ec. 2.14 describe la distribución teórica de deformaciones cortantes:

$$\gamma(x) = \frac{P}{bEt_a t} \frac{1}{\beta \tanh(\beta L/2)} \frac{\cosh[\beta(x - L/2)]}{\cosh(\beta L/2)} \quad \text{Ec. 2.14}$$

Con los datos experimentales del campo de deformaciones $\gamma_{exp}(x_i)$ medido en N puntos del traslape. La predicción del modelo es $\gamma_{GR}(x_i, \beta)$. Mediante una función de error basada en mínimos cuadrados descrita en la Ec. 2.15:

$$J(\beta) = \sum_{i=1}^N [\gamma_{exp}(x_i) - \gamma_{GR}(x_i, \beta)]^2 \quad \text{Ec. 2.15}$$

El objetivo es encontrar $\beta_{opt} = \arg \min J(\beta)$

El ajuste se realiza mediante un algoritmo iterativo que puede realizarse por regresión no lineal u optimización tipo Levenberg–Marquardt.

1. Seleccionar un valor inicial de β
2. Calcular $\gamma_{GR}(x_i)$
3. Evaluar el error $J(\beta)$
4. Modificar β
5. Repetir hasta minimizar el error.

Finalmente, para obtener el módulo de corte, una vez determinado β_{opt} el módulo del adhesivo se calcula directamente la Ec. 2.16:

$$G = \frac{\beta_{opt}^2 E t_a t}{2} \quad \text{Ec. 2.16}$$

Este valor corresponde al módulo efectivo del adhesivo dentro de la unión estructural, sin embargo, puede obtenerse el valor instantáneo de G para cada valor de la longitud de traslape mediante el cociente de cada valor de $\tau(y)$ y $\gamma(y)$ como la Ec. 2.17

$$G = \frac{\tau(y)}{\gamma(y)} \quad \text{Ec. 2.17}$$

2.4.3. Evaluación del daño y disipación de energía.

La evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales se aborda en este trabajo desde el marco de la mecánica del daño en medios continuos, considerando la degradación progresiva de las propiedades mecánicas del adhesivo como consecuencia de la acumulación de microdefectos, nucleación de cavidades y crecimiento de daño interno bajo sollicitaciones mecánicas [23] [24].

En este contexto, se define una variable escalar de daño D , la cual representa la pérdida relativa de rigidez del material respecto a su condición inicial. Para el caso del adhesivo sometido a esfuerzos cortantes, esta variable puede expresarse en función del módulo de corte como la Ec. 2.18:

$$D = 1 - \frac{G}{G_0} \quad \text{Ec. 2.18}$$

donde G_0 corresponde al módulo de corte inicial en condición prístina y G al módulo de corte degradado debido a la evolución del daño. Esta formulación permite

establecer una relación directa entre la degradación mecánica y el estado interno del material, en concordancia con los enfoques de degradación de rigidez reportados en la literatura [24].

Bajo este enfoque, la relación constitutiva del material en presencia de daño puede representarse como se presenta en la Ec. 2.19:

$$G = (1 - D) G_0 \quad \text{Ec. 2.19}$$

lo cual implica que la pérdida de capacidad resistente del adhesivo se traduce en una reducción efectiva de su rigidez al corte, consistente con los modelos de daño isotrópico utilizados en materiales estructurales [23].

Por otra parte, considerando que los materiales adhesivos presentan un comportamiento viscoelástico, el daño no solo se manifiesta en la degradación de la rigidez, sino también en el incremento de los mecanismos de disipación de energía interna [10], [11]. Estos mecanismos están directamente relacionados con el amortiguamiento estructural, el cual puede ser cuantificado mediante el factor de pérdida η , definido mediante la Ec. 2.20 como:

$$\eta = \frac{W_d}{2\pi W_s} \quad \text{Ec. 2.20}$$

donde W_d es la energía disipada por ciclo y W_s la energía almacenada. Esta relación permite vincular el comportamiento dinámico del sistema con los procesos internos de degradación del material, como ha sido ampliamente documentado en estudios de dinámica estructural [10], [11].

Con base en lo anterior, se propone un índice de daño dinámico D_η , definido en función de la variación del factor de pérdida respecto a su condición inicial según la Ec. 2.21:

$$D_\eta = 1 - \frac{\eta_0}{\eta} \quad \text{Ec. 2.21}$$

donde η_0 representa el factor de pérdida en estado prístino y η el valor correspondiente a un estado de carga determinado. Este índice permite capturar la sensibilidad del amortiguamiento a la evolución del daño, particularmente en etapas tempranas donde los cambios en rigidez o frecuencia modal pueden ser poco significativos, en concordancia con observaciones experimentales reportadas en literatura [10].

Adicionalmente, la evolución del daño en función de la razón de ciclaje r_c puede representarse mediante una expresión semi-empírica, la cual describe el comportamiento no lineal del proceso de degradación:

$$D(r_c) = 1 - e^{-kr_c} \quad \text{Ec. 2.22}$$

donde k es un parámetro de ajuste dependiente de las condiciones del material, geometría y nivel de carga. Esta formulación es consistente con modelos de evolución de daño reportados para materiales sometidos a fatiga y cargas cíclicas [24].

De esta manera, el enfoque propuesto integra la degradación de propiedades mecánicas, la disipación de energía y los parámetros dinámicos en un marco unificado, permitiendo establecer una correlación directa entre el amortiguamiento estructural y la evolución del daño en uniones adhesivas estructurales. Esto proporciona una herramienta cuantitativa para la evaluación del daño bajo condiciones de carga cuasi estática y cíclica, superando las limitaciones de los enfoques tradicionales basados únicamente en rigidez o resistencia última [17], [24].

La formulación anterior se complementa con la obtención experimental de los parámetros involucrados mediante la técnica de correlación digital de imágenes (CDI) para la determinación de campos de deformación, así como mediante el análisis de lazos de histéresis y funciones de respuesta en frecuencia (FRF), lo cual permite validar el modelo propuesto a partir de mediciones directas del comportamiento mecánico y dinámico de las uniones adhesivas estructurales.

Es importante señalar que el modelo propuesto presenta un carácter semi-empírico, ya que, si bien se fundamenta en principios físicos asociados a la mecánica del daño y la disipación de energía en materiales viscoelásticos, su formulación funcional se obtiene a partir del ajuste de los datos experimentales. Este enfoque es consistente con múltiples modelos utilizados en la literatura para describir procesos de degradación en materiales sometidos a fatiga, donde la complejidad de los mecanismos físicos involucrados dificulta la obtención de soluciones completamente analíticas.

No obstante, el modelo mantiene una base física clara, al relacionar la evolución del daño con parámetros energéticos y dinámicos medibles, lo cual permite su interpretación dentro del marco de la mecánica del daño en medios continuos.

2.5. Dinámica estructural y amortiguamiento.

La dinámica estructural aborda el comportamiento de la deformación dinámica en estructuras continuas. En general, las relaciones carga-deflexión son no lineales y las deflexiones no son necesariamente pequeñas. Es un campo de estudio amplio cubriendo desde la determinación de frecuencias naturales y formas modales, respuesta debida a condiciones iniciales, respuestas forzadas en el dominio del tiempo y la frecuencia.

En lo que respecta al amortiguamiento estructural, se define como la capacidad de disipar energía de los materiales y estructuras. En una estructura real, existe la combinación de diferentes mecanismos de disipación de energía en las diferentes escalas geométricas y niveles de precisión del análisis.

2.6. Fundamentos de dinámica estructural.

Esta sección aborda los fundamentos de dinámica estructural. Para mayor detalle el lector puede consultar las referencias [76, 77, 78].

Parámetros de un sistema vibratorio. Un sistema en vibración libre o forzada de un grado de libertad se representa mediante un modelo simplificado equivalente m - c - k como se muestra en la Figura 2.10. Para el caso más simple, el grado de libertad es equivalente a la posición del sistema representado por $x(t)$.

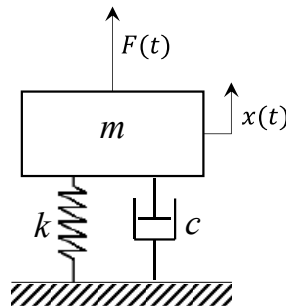


Figura 2.10. Representación de un modelo m - c - k de 1 GDL.

La masa (m) representa la inercia del sistema y por medio de la segunda ley de Newton la fuerza inercial es $F_i = m\ddot{x}$ siendo $\ddot{x}$ la aceleración de la masa. El amortiguamiento (c) es la capacidad de los sistemas mecánicos o cuerpos de disipar la energía. Es una propiedad física asociada con procesos termodinámicos y sus leyes en el interior de una estructura en general. La fuerza amortiguante, al igual que la elasticidad, es opuesta al movimiento de la inercia representándose como $F_c = -c\dot{x}$ siendo $\dot{x}$ la

velocidad asociada a la masa. La elasticidad (k) es la capacidad de los cuerpos de deformarse debido a la acción de fuerzas externas y recuperar su forma original al retirarse estas. Desde el punto de vista energético es la capacidad de almacenar energía de los materiales o estructuras. La fuerza elástica por medio de la ley de Hooke se representa como $F_e = -kx$, siendo x el desplazamiento del elemento elástico asociado a la masa.

Dinámica estructural de una UAE como sistema continuo. Una de las configuraciones más comunes es la unión de traslape simple, donde dos placas se superponen y se conectan mediante una capa adhesiva.

Desde el punto de vista dinámico, la región de traslape puede modelarse como una estructura equivalente tipo viga compuesta cuya rigidez y masa distribuida representan el comportamiento combinado del adhesivo y de los adherentes. Este enfoque permite analizar las frecuencias naturales, modos de vibración distribución de deformaciones y la disipación de energía.

El análisis dinámico de este tipo de estructuras se basa en la teoría de vigas y en el análisis modal estructural [76], [79].

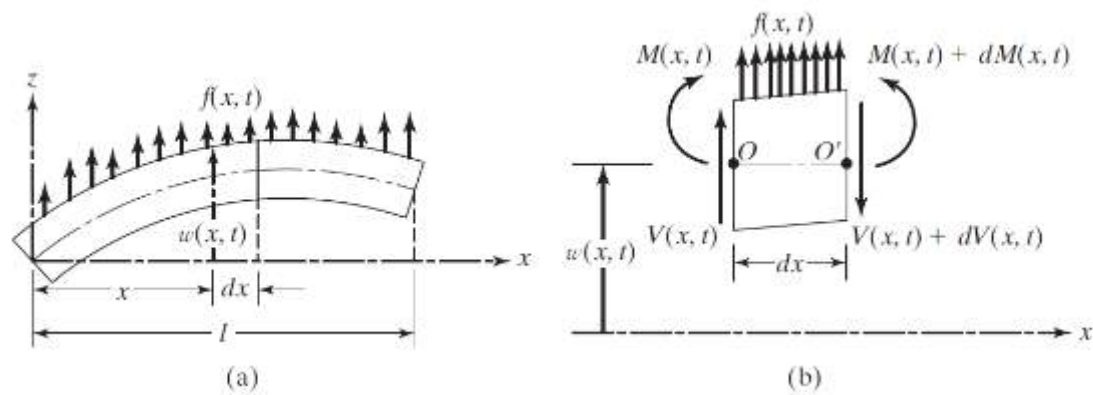


Figura 2.11. a) Esquema de cargas y deformación en el corte de una viga y b) Elemento diferencial en equilibrio de fuerzas cortantes y momentos flectores.

La teoría de vigas de Euler–Bernoulli supone que:

1. Las secciones transversales permanecen planas durante la deformación.
2. Las deformaciones por corte son despreciables.
3. La rotación de la sección es pequeña.

Considerando un elemento diferencial de viga Figura 2.11 sometido a flexión, el momento flector se relaciona con la curvatura mediante la Ec. 2.23:

$$M(x, t) = EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad \text{Ec. 2.23}$$

Donde:

E : es el módulo de rigidez equivalente (MPa).

$I(x)$: es el momento de inercia de la sección transversal (mm⁴).

La ecuación de equilibrio dinámico se obtiene aplicando la segunda ley de Newton al elemento diferencial mediante la Ec. 2.24:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = \rho(x)A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad \text{Ec. 2.24}$$

Sustituyendo la expresión del momento flector se obtiene la Ec. 2.25:

$$EI(x) \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \rho(x)A(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad \text{Ec. 2.25}$$

Si se incorpora amortiguamiento viscoso distribuido se determina la que describe la vibración transversal de la viga equivalente según la Ec. 2.26:

$$EI(x) \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + c \frac{\partial w}{\partial t} + \rho(x)A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad \text{Ec. 2.26}$$

En un sistema compuesto como en las UAE's, la rigidez flexural se expresa en la Ec. 2.27

$$EI = E_{eq}I_{eq} \quad \text{Ec. 2.27}$$

Donde:

EI : Rigidez flexural de la sección compuesta.

De esta manera, la rigidez flexural equivalente EI se determina experimentalmente mediante ensayo de flexión y puede utilizarse la relación carga–deflexión para una viga empotrada en ambos extremos con carga puntual en el centro [80] obteniendo la Ec. 2.28:

$$EI = \frac{PL^3}{192x} \quad \text{Ec. 2.28}$$

Donde:

P : Carga aplicada (N)

L : Longitud de la viga (mm)

x : Deflexión máxima (mm).

En una viga empotrada en ambos extremos (ya sea sección simple o compuesta), tienen las siguientes condiciones de frontera que implican ausencia de desplazamiento y rotación en los extremos.:

$$\begin{array}{lll} \text{en } x = 0 & w(0, t) = 0 & \frac{\partial w}{\partial x}(0, t) = 0 \\ \text{en } x = L & w(L, t) = 0 & \frac{\partial w}{\partial x}(L, t) = 0 \end{array}$$

Solución modal. Al resolver la ecuación diferencial de la Ec. 2.24 con sus respectivas condiciones de frontera, se obtiene una solución separable que se muestra en la Ec. 2.40

$$w(x, t) = \phi(x)q(t) \quad \text{Ec. 2.29}$$

Sustituyendo en la ecuación diferencial se obtiene la Ec. 2.41

$$\frac{d^4 \phi}{dx^4} - \beta^4 \phi = 0 \quad \text{Ec. 2.30}$$

La solución general para las formas modales se presenta en la Ec. 2.42:

$$\phi(x) = A(\cosh \beta x - \cos \beta x) + B(\sinh \beta x - \sin \beta x) \quad \text{Ec. 2.31}$$

La ecuación característica para viga empotrada–empotrada se escribe según la Ec. 2.43:

$$\cosh(\beta L)\cos(\beta L) = 1 \quad \text{Ec. 2.32}$$

Los valores característicos βL para cada modo se muestran en la Tabla 2.1:

Tabla 2.1. Valores característicos βL por modo

Modo	βL
1	4.730
2	7.853
3	10.996
4	14.137

Estas figuras representan las soluciones paramétricas de

$$\phi_n(x) = \cosh(\beta_n x) - \cos(\beta_n x) - C_n(\sinh(\beta_n x) - \sin(\beta_n x)) \quad \text{Ec. 2.33}$$

En la Figura 2.12 se muestran las formas modales de los primeros 4 modos de una viga con sección no uniforme a partir de la Ec. 2.33. Esta representación muestra exclusivamente la forma de cada modo asumiendo que las amplitudes máximas son 1.

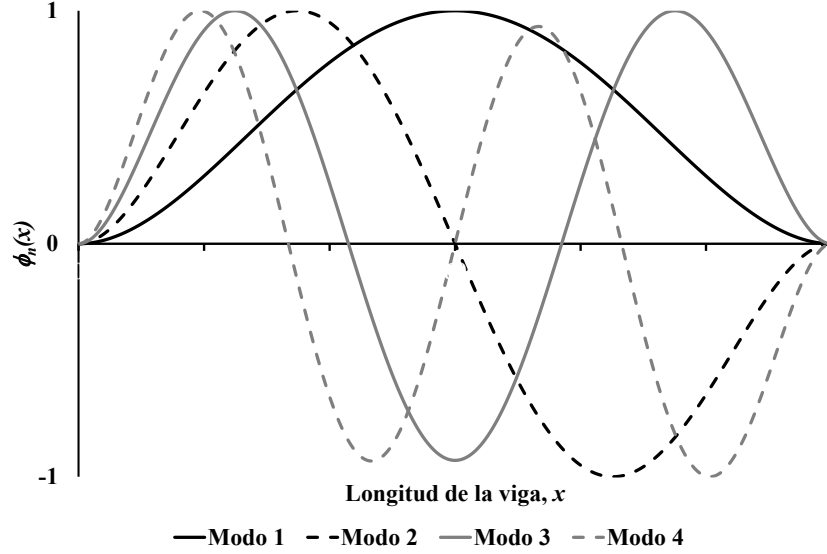


Figura 2.12. Formas modales en valores paramétricos de acuerdo con la Ec. 2.33.

El Modo 1 muestra amplitud máxima o antinodo en el centro de la viga y nodos o amplitud $\phi_n(x) = 0$ en los extremos. El Modo 2 muestra dos antinodos y tres nodos. El Modo 3 muestra 3 antinodos y 4 nodos y el Modo 4 muestra 4 antinodos y 5 nodos.

Finalmente, las frecuencias naturales del sistema se calculan mediante la Ec. 2.34:

$$\omega_n = \beta_n^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} = \beta_n^2 \sqrt{\frac{EI}{m/l}} \quad \text{Ec. 2.34}$$

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi}$$

Las frecuencias de resonancia o frecuencias modales no dependen de la amplitud, sino de las constantes del sistema, tales como:

EI : Rigidez flexural equivalente ($\text{N}\cdot\text{m}^2$).

$\rho A = m/l$: masa por unidad de longitud (kg/mm).

Función de Respuesta a la Frecuencia, FRF. Es la relación salida/entrada para los diferentes grados de libertad de la estructura para un rango de frecuencias. La FRF de los sistemas de múltiples grados de libertad se representa como $H(\omega)$ y es definido como la

respuesta armónica de j MGD (Múltiples Grados de Libertad) para una excitación armónica aplicada en el k MGD a la frecuencia ω .

La FRF es una ecuación de movimiento equivalente determinada para el dominio de la frecuencia (ω) según la Ec. 2.35:

$$\{-[\mathbf{M}]\omega^2 + j[\mathbf{C}]\omega + [\mathbf{K}]\}X(\omega) = F(\omega) \quad \text{Ec. 2.35}$$

La solución mediante la transformada de Fourier es una ecuación algebraica siendo la solución de estado estable en función de la frecuencia de la forma de la Ec. 2.36:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{-[\mathbf{M}]\omega^2 + j[\mathbf{C}]\omega + [\mathbf{K}]} \quad \text{Ec. 2.36}$$

Donde:

$H(\omega)$: Función de respuesta a la frecuencia (FRF).

$X(\omega)$: Transformada de Fourier de la función de respuesta.

$F(\omega)$: Transformada de Fourier de la función de excitación.

Normalmente, una estructura se excita con un estímulo externo, como un impulso o una señal aleatoria, y se mide la respuesta. Por lo tanto, la FRF puede estimarse aplicando la Transformada Rápida de Fourier tanto a la entrada como a la salida.

La Función de Respuesta en Frecuencia (FRF) es una herramienta valiosa en pruebas experimentales de dinámica estructural, ya que permite un análisis sencillo de frecuencias de resonancia, amortiguamiento y formas modales. La Figura 2.13 ilustra el concepto de análisis espectral utilizando la Transformada de Fourier y la Función de Respuesta en Frecuencia FRF, en lugar de la Integral de Convolución.

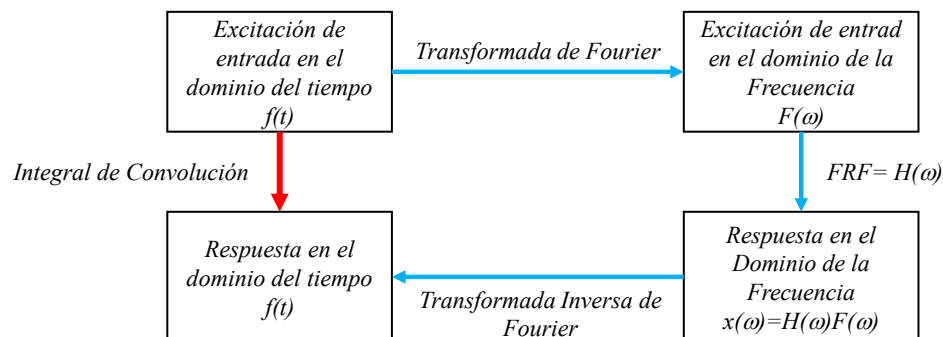


Figura 2.13. Pasos del análisis espectral mediante la Integral de Convolución (flecha roja) o mediante la Transformada de Fourier y la FRF (flechas azules).

Por ejemplo, la FRF de un sistema de 5 grados de libertad puede representarse mediante gráficos separados parte real vs frecuencia y parte imaginaria vs frecuencia como se muestra en la Figura 2.14.a y b respectivamente. Dado que la FRF es una función de valor complejo $H(\omega) = z(a, b)$ donde la parte real de z se denota por $a = \text{Re}(z)$ y la parte imaginaria de z se denota por $b = \text{Im}(z)$.

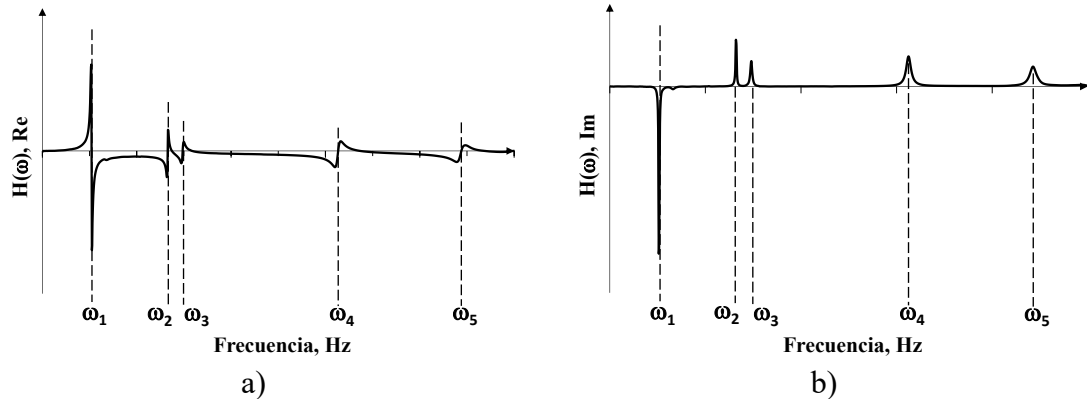


Figura 2.14. Función de respuesta a la frecuencia de un sistema con 5 GDL. a) Gráfico $H(\omega)$, Amplitud real vs frecuencia, b) Gráfico $H(\omega)$, Amplitud imaginaria vs frecuencia.

Otra forma de representar la FRF es mediante un gráfico combinando la parte real y parte imaginaria obteniéndose el llamado Diagrama de Nyquist que se muestra como ejemplo en la Figura 2.15.

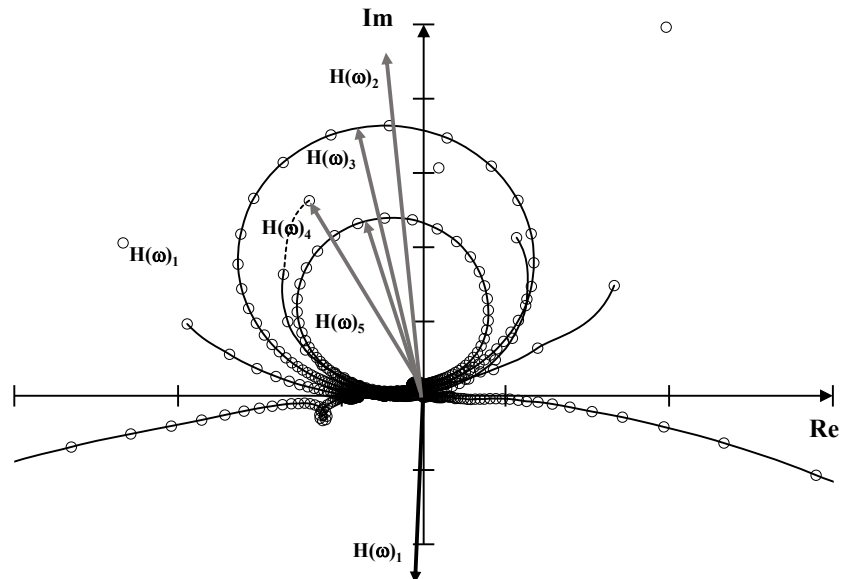


Figura 2.15. Diagrama de Nyquist Re vs Im para 5 modos.

El diagrama de Nyquist se utiliza para cuantificar el amortiguamiento mediante las ecuaciones Ec. 2.37 y Ec. 2.38:

$$H(\omega)_{real} = \frac{1 - r}{2[(1 - r^2) + \zeta^2]} \quad \text{Ec. 2.37}$$

$$H(\omega)_{imag} = \frac{-\zeta}{2[(1 - r^2) + \zeta^2]} \quad \text{Ec. 2.38}$$

Mediante la lectura de la FRF en su cruce por el eje imaginario FRF_{im} , la condición de resonancia $r = \omega/\omega_n = 1$ y suponiendo que la $H(\omega)_{imag}$ es el diámetro de un círculo en el eje y , a partir del origen y que $H(\omega)_{real}$ es el diámetro del círculo desde su valor mínimo al valor máximo en el eje real se puede verificar fácilmente mediante la Ec. 2.39:

$$H(\omega)_{imag} = \frac{1}{4\zeta} \quad \text{Ec. 2.39}$$

Despejando para la razón de amortiguamiento ζ se obtiene la Ec. 2.40:

$$\zeta = \frac{1}{4H(\omega)_{imag}} \quad \text{Ec. 2.40}$$

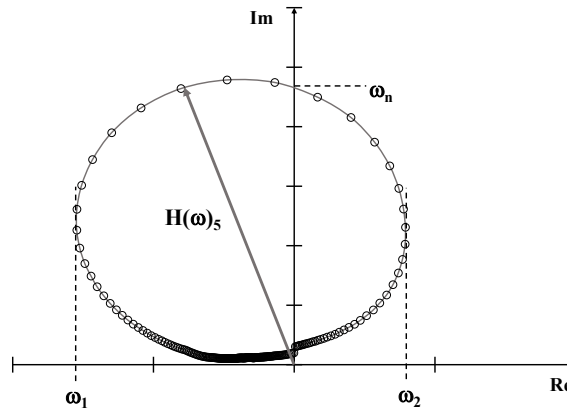


Figura 2.16. Diagrama de Nyquist Re vs Im para cualquier modo (Ej. Modo 5).

Como se observa en la Figura 2.16, también puede utilizarse la parte imaginaria para identificar los valores de frecuencia a partir de la geometría del círculo en sus valores mínimo y máximo en el eje real y mediante el valor de la frecuencia natural obtenido se introducen en la Ec. 2.41 como:

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_1} \quad \text{Ec. 2.41}$$

La FRF también se puede representar mediante la Ec. 2.42 para la magnitud y la Ec. 2.43 para la fase procesando los valores de la función compleja $z(a,b)$ como:

$$H(\omega)_{mag} = \sqrt{Re^2 + Im^2} \quad \text{Ec. 2.42}$$

$$H(\omega)_{fase} = \tan^{-1} \left(\frac{Im}{Re} \right) \quad \text{Ec. 2.43}$$

En la Figura 2.17 a) y b) se presentan los gráficos de magnitud y fase de la función de respuesta a la frecuencia $H(\omega)$.

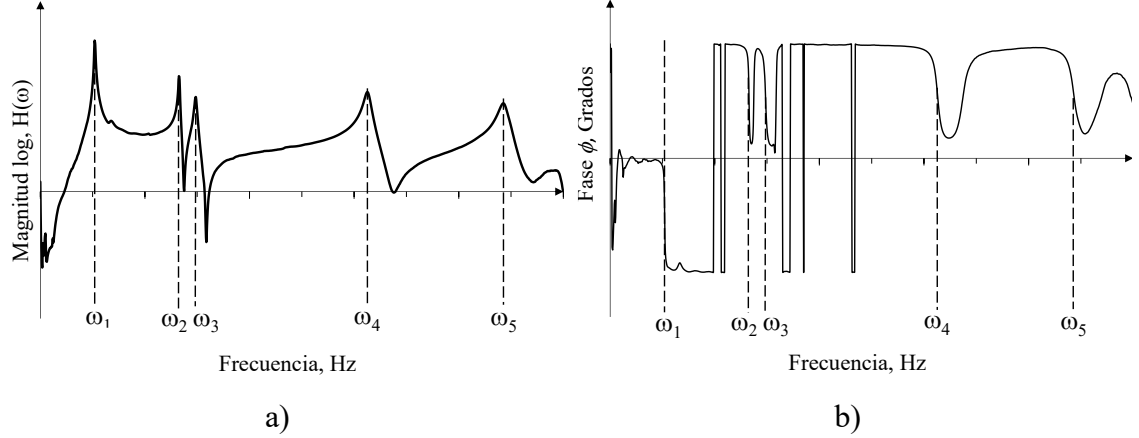


Figura 2.17. Gráficos de magnitud y fase de la función $H(\omega)$.

2.7. Amortiguamiento.

En esta sección se presentan los fundamentos de amortiguamiento en estructuras y los principales mecanismos que actúan en las uniones adhesivas como lo son el amortiguamiento de Rayleigh, el amortiguamiento en interfases causado por el amortiguamiento de coulomb y el amortiguamiento de apertura y cierre de grieta.

En términos generales, el amortiguamiento es la capacidad de disipar la energía de un material o estructura. Los diferentes tipos de amortiguamiento identificados a escala macroscópica son el amortiguamiento por fricción seca o amortiguamiento de Coulomb, el amortiguamiento viscoso o fluido y el amortiguamiento por histéresis o interno.

Desde el punto de vista general de una estructura macroscópica, el amortiguamiento se clasifica como amortiguamiento estructural y no estructural como se muestra en la Figura 2.18.

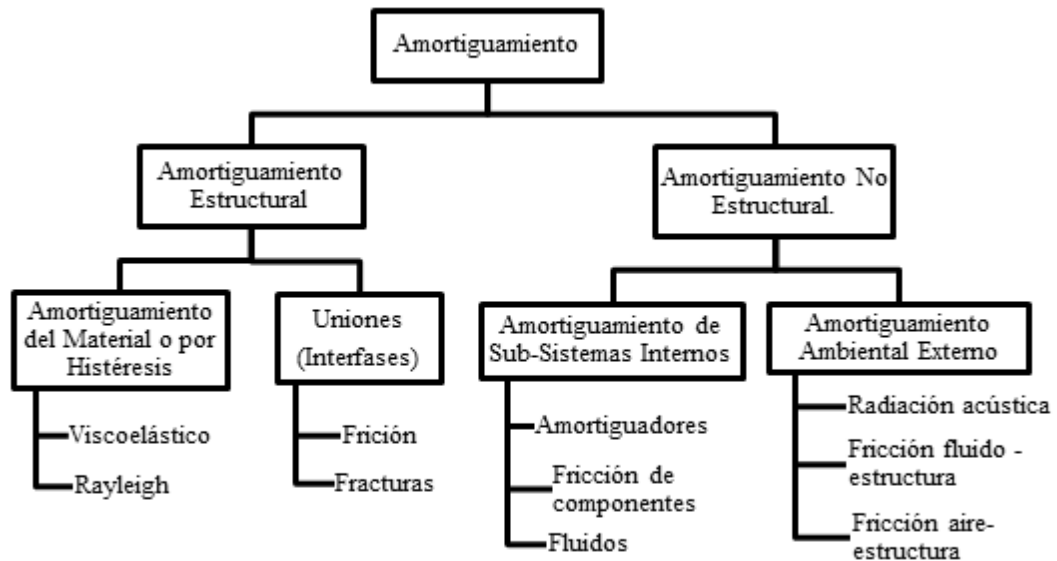


Figura 2.18. Clasificación del amortiguamiento estructural.

A continuación, se definen los tipos de amortiguamiento estructurales que se pueden presentar en el sistema de las UAE's. Los amortiguamientos no estructurales quedan fuera del alcance de esta investigación.

2.7.1. Amortiguamiento estructural.

El amortiguamiento estructural es aquel que predomina en el comportamiento de estructuras complejas formadas por al menos dos eslabones que forman parte de un marco estructural. El amortiguamiento estructural es el resultado de la interacción de varios mecanismos de disipación de energía a escala macroscópica [81], donde los mecanismos de disipación de energía a escala microscópica no predominan, ya que son entre 3 y 4 órdenes de magnitud menores y suceden en rangos de frecuencia del orden de los MHz y GHz [82]. El amortiguamiento estructural se divide en amortiguamiento material, interno o por histéresis y amortiguamiento de interfases.

Las energías involucradas durante el proceso de aplicación de la carga cíclica, así como la energía disipada por ciclo completo de carga se muestran en la Figura 2.19. El área bajo la curva la curva $V-\Delta$ representa la energía almacenada (W_s), el área dentro del lazo es la energía disipada (W_d) y la diferencia de estos es la energía residual (W_r). Como es sabido, la curva $V-\Delta$ tiene unidades $N-mm$ o *Jouls* (J).

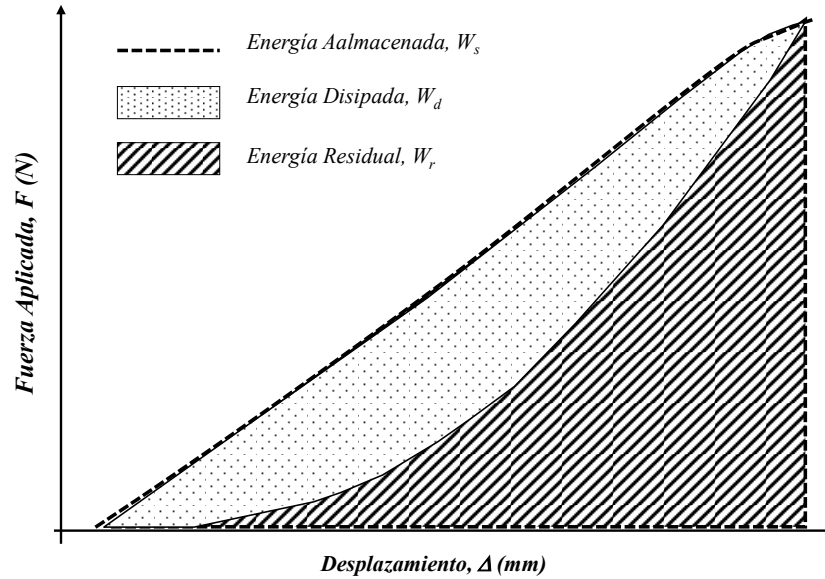


Figura 2.19. Lazo de histéresis y las energías, almacenada W_s , disipada W_d y residual W_r .

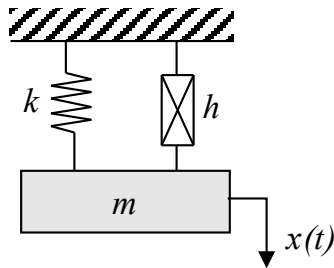
Para cualquier sistema amortiguado, el lazo de histéresis en el plano fuerza-desplazamiento (F-D) corresponde a la energía disipada por ciclo de movimiento por medio de la Ec. 2.44:

$$W_d = \oint F dx \quad \text{Ec. 2.44}$$

En términos generales, la energía es disipada cuando un material es deformado en forma cíclica o repetitiva debido a diferentes mecanismos internos como lo es la transferencia de calor interna, la viscoelasticidad, fricción viscosa de un adhesivo y fricción seca entre interfases de una unión, etc.

2.7.2. Amortiguamiento por histéresis.

La representación de un modelo con amortiguamiento por histéresis (modelo $m-h-k$) se muestra en la Figura 2.20.



Fuente: Figura elaborada por el autor.

Figura 2.20. Modelo $m-h-k$.

La energía perdida por ciclo debido al amortiguamiento por histéresis es independiente de la frecuencia, pero aproximadamente proporcional al cuadrado de la amplitud y está dado por la Ec. 2.45:

$$W_h = \pi h X^2 \quad \text{Ec. 2.45}$$

Donde h es la constante de amortiguamiento por histéresis y está relacionada con el amortiguamiento equivalente “ c ” según la Ec. 2.46 como:

$$c = \frac{h}{\omega} \quad \text{Ec. 2.46}$$

Como es sabido que la razón de amortiguamiento es $\zeta = c/2m\omega_n$, la razón de amortiguamiento por histéresis está dada por la Ec. 2.47:

$$\zeta = \frac{h}{2m\omega_n\omega} = \frac{W_h}{2\pi m\omega_n\omega X^2} \quad \text{Ec. 2.47}$$

Rigidez Compleja. En el modelo m - h - k representado en la Figura 2.20 se muestra un elemento de rigidez y un elemento amortiguante por histéresis sujetos a movimiento armónico general $x(t) = Xe^{i\omega t}$, la fuerza está dada por la Ec. 2.48:

$$F = kXe^{i\omega t} + c\omega iXe^{i\omega t} = (k + c\omega i)Xe^{i\omega t} \quad \text{Ec. 2.48}$$

$$F = (k + ih)x$$

Desarrollando el término $(k + ih) = k \left(1 + i \frac{h}{k}\right) = k(1 + i\mu)$ el cual es llamado rigidez compleja y $\mu = h/k$ es la constante adimensional del amortiguamiento por histéresis o constante de amortiguamiento interno.

La energía perdida por ciclo se expresa según la Ec. 2.49 como:

$$W_\eta = \pi k \mu X^2 \quad \text{Ec. 2.49}$$

Capacidad de amortiguamiento específico. Es la fracción de energía disipada (W_d) del sistema vibrante que es por cada ciclo respecto a la energía almacenada o ingresada al sistema (W_s). Es utilizada para comparar la capacidad de amortiguamiento de los materiales y se determina mediante la Ec. 2.50:

$$\frac{W_d}{W_s} \simeq 4\pi\zeta = \Psi \quad \text{Ec. 2.50}$$

Factor de Pérdida (Loss Factor, η_h). Es la fracción de energía total del sistema vibrante que es disipada por cada radian mediante la Ec. 2.51:

$$\eta_h = \frac{(\Delta W_d/2\pi)}{W_s} = \frac{\Delta W_d}{2\pi W_s} \quad \text{Ec. 2.51}$$

Suponiendo que este factor de pérdida es específico para cada ciclo de forma individual y uniforme, puede extenderse esta definición cuando existen subsecuentes ciclos “ n ” en ensayos de fatiga donde puede variar su forma debido a cambios en la probeta respecto a sus condiciones iniciales, de tal manera el factor de pérdida puede representarse según la Ec. 2.52:

$$\eta_n = \frac{W_{d,n}}{2\pi W_{s,n}} \quad \text{Ec. 2.52}$$

Siendo:

$W_{d,n}$: Energía disipada por ciclo.

$W_{s,n}$: Energía almacenada por ciclo.

El factor de pérdida η_n , ya es una razón normalizada de energías entre la energía disipada y la energía almacenada.

El amortiguamiento interno o por histéresis a su vez se clasifica en amortiguamiento viscoelástico y amortiguamiento de Rayleigh.

Amortiguamiento viscoelástico.

Se considera como histéresis, ya que se presenta por cambios en la estructura molecular interna de los materiales cuyas propiedades se consideran de naturaleza viscoelástica y por consiguiente no lineal. Los materiales viscoelásticos son aquellos en donde la relación esfuerzo-deformación depende del tiempo. Debido a esto, uno de los modelos matemáticos que más se ajusta a la energía disipada por los materiales o estructuras con propiedades viscoelásticas es conocido como modelo Kelvin-Voigt.

El modelo representa un sólido que experimenta una deformación viscoelástica reversible, lo que significa que, al retirar la carga, el material puede recuperar completamente su forma original, a diferencia de una deformación plástica permanente. Bajo la aplicación de esfuerzo constante, el material se deforma a un ritmo progresivamente más lento, alcanzando asintóticamente un estado cuasi estacionario, es decir, un régimen en el que la velocidad de deformación se vuelve prácticamente constante

a largo plazo. Cuando se eliminan las fuerzas exteriores que generan los esfuerzos internos, el material se relaja hasta su estado no deformado original. En una situación de esfuerzo constante (creep), el modelo resulta bastante realista y predice deformaciones que tienden al límite σ/E para tiempos grandes, donde σ es el esfuerzo aplicado y E el módulo de rigidez del material y se representa mediante la Ec. 2.53 y la viscosidad η mediante la Ec. 2.54:

$$\sigma_{KV} = E\varepsilon + \eta \frac{d\varepsilon}{dt} \quad \text{Ec. 2.53}$$

$$\eta = \tau_c E \quad \text{Ec. 2.54}$$

Donde:

E : Módulo de Rigidez (MPa).

ε : Deformación ($\mu\varepsilon$)

η : Viscosidad del material (Pa-s)

τ_c es el tiempo de retardo o creep del material viscoelástico (seg).

A partir de la solución de la ecuación diferencial y del área bajo la curva esfuerzo deformación, se determina la energía disipada por amortiguamiento viscoelástico por unidad de volumen W_v como la Ec. 2.55:

$$W_v = \eta \oint \frac{d\varepsilon}{dt} d\varepsilon \quad \text{Ec. 2.55}$$

También se expresa la disipación de energía por amortiguamiento viscoelástico en términos de la curva fuerza vs desplazamiento según la Ec. 2.56:

$$W_v = \eta \oint \frac{dx}{dt} dx \quad \text{Ec. 2.56}$$

Amortiguamiento de Rayleigh.

Aunque la teoría de Rayleigh y los métodos analíticos son bien conocidos, es difícil estimar a priori todas las constantes, restricciones y relaciones de movimiento para un sistema MDOF. Centrándose en el amortiguamiento modal, Rayleigh propuso la función de disipación [83] cuando la ecuación de movimiento se deriva a través del método de Lagrange derivando la matriz proporcional de amortiguamiento presentada en la Ec. 2.57

que es la combinación lineal de las matrices de masa y rigidez que son α y β constantes de proporcionalidad [84, 85, 86].

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad \text{Ec. 2.57}$$

De acuerdo con Cruz & Miranda [84], Adhikari & Pani [85] y Alipour & Zereian [86], el factor de pérdida y la relación de amortiguamiento se pueden calcular a través del amortiguamiento de Rayleigh con la Ec. 2.58:

$$\zeta_i = \frac{1}{2\omega_i} \alpha + \frac{\omega_i}{2} \beta \quad \text{Ec. 2.58}$$

Pudiéndose escribir como la suma de dos comportamientos como se puede observar en la Ec. 2.59:

$$\begin{aligned} \zeta_i &= \zeta_\alpha + \zeta_\beta \\ \zeta_\alpha &= \frac{1}{2\omega_i} \alpha \\ \zeta_\beta &= \frac{\omega_i}{2} \beta \end{aligned} \quad \text{Ec. 2.59}$$

Donde ω_i corresponde a la frecuencia angular del i -ésimo modo. Las constantes de proporcionalidad α y β se evalúan posteriormente midiendo la razón de amortiguamiento y cierta frecuencia angular para el i -ésimo modo. En la Figura 2.21, se presenta de forma gráfica el modelo Rayleigh y sus componentes.

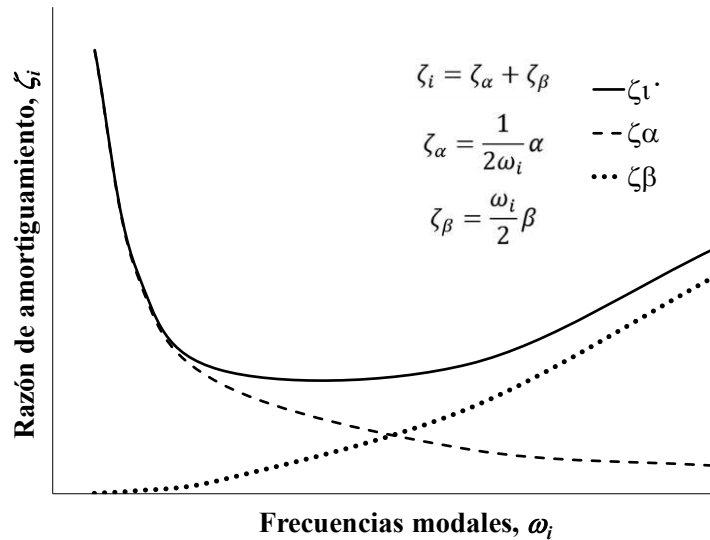
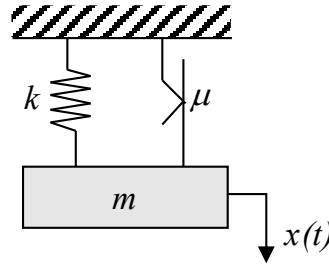


Figura 2.21. Modelo de amortiguamiento de Rayleigh.

Amortiguamiento de Coulomb. Se presenta entre los elementos en contacto sin fluidos de por medio como lo son las uniones mecánicas donde se utiliza pernos o remaches. Predomina cuando existen soldaduras mecánicas y rozamientos entre los elementos estructurales. La energía es disipada en forma de calor por la fricción seca de las superficies en contacto.

La representación de un modelo con amortiguamiento de Coulomb o *fricción seca* se muestra en la Figura 2.22.



Fuente: Figura elaborada por el autor.

Figura 2.22. Modelo de sistema de 1 GDL con amortiguamiento de Coulomb.

La energía disipada por el amortiguamiento de Coulomb por ciclo W_C para una amplitud máxima x_o , se representa según la ecuación Ec. 2.60:

$$W_C = \int F_f dx \quad \text{Ec. 2.60}$$

Siendo la fuerza de fricción F_f cuantificada por el modelo clásico lineal para pequeños desplazamientos como la Ec. 2.62

$$F_f = -\mu_k N \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad \text{Ec. 2.61}$$

Donde:

F_f : Fuerza de fricción (N).

N : Fuerza normal entre las superficies en contacto (N).

$\operatorname{sgn}(\dot{x})$: velocidad con sentido positivo o negativo

$\dot{x}$: velocidad relativa entre las superficies (m/s)

Finalmente, como es sabido, el desplazamiento total de un ciclo $x(t) = \int_0^T |\dot{x}(t)| dt = 4x_o$ y sustituyendo la Ec. 2.61 en la Ec. 2.60, se obtiene la energía disipada por ciclo mediante la Ec. 2.62:

$$W_C = 4x_o F_c = 4x_o \mu_k N \quad \text{Ec. 2.62}$$

Del análisis de la ecuación diferencial del sistema con amortiguamiento de Coulomb se tiene que la constante de amortiguamiento se obtiene mediante la Ec. 2.63:

$$c = \frac{4F_c}{\pi \omega x_o} \quad \text{Ec. 2.63}$$

Y como es sabido que la razón de amortiguamiento es $\zeta = c/2m\omega_n$, la razón de amortiguamiento de Coulomb al final se puede obtener mediante la Ec. 2.64:

$$\zeta = \frac{2F_c}{\pi m \omega_n \omega x_o} = \frac{W_C}{2\pi m \omega_n \omega x_o^2} \quad \text{Ec. 2.64}$$

Amortiguamiento por efecto de cierre de grieta (crack closure damping effect).

Este proceso se ha estudiado desde inicios de los años 70's [87] [88] y puede ser un significativo mecanismo de disipación de energía según sean las propiedades mecánicas de los sustratos y adhesivos, régimen elástico o plástico, morfología y rugosidad de la superficie, etc.

El amortiguamiento por efecto de cierre de grieta se define como la disipación de energía por la fricción de las superficies que han sido separadas por un proceso de fractura localizadas muy cerca del frente de grieta y vuelven a acercarse periódicamente durante la aplicación de cargas cíclicas.

Al efecto del cierre de grieta también se le conoce como “respiración de la grieta” (breathing behavior) por analogía al proceso de inhalación y exhalación de los seres vivos.

En la Figura 2.23 se muestra un modelo de una viga en cantiléver donde se muestra el detalle de la posición de las superficies creadas por el proceso de fractura siendo separadas y acercadas por la acción de las cargas cíclicas, generando amortiguamiento por fricción seca o de Coulomb entre las superficies [89].

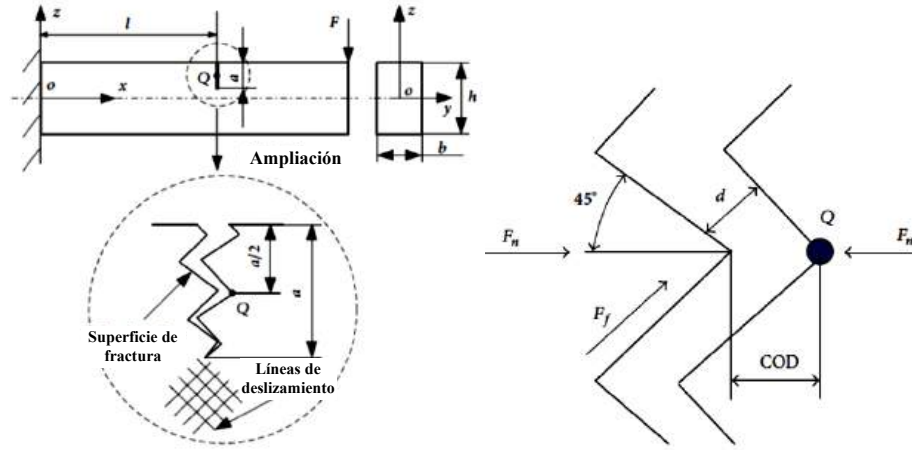


Figura 2.23. Amortiguamiento por efecto del cierre de grieta.
Figura retomada de [89].

Como lo reportan Liu et al. [89], la energía disipada por el comportamiento de “respiración de grieta” en un ciclo de apertura y cierre está dado por la Ec. 2.65:

$$W_{CC} = \frac{4}{\pi} \frac{\mu}{E} a^2 b \sigma_n^2 V \left(\frac{a}{h} \right) \quad \text{Ec. 2.65}$$

Donde $V(a/h)$ es la razón de avance de grieta (a/h) está dada por la Ec. 2.66:

$$V \left(\frac{a}{h} \right) = 0.8 - 1.7 \left(\frac{a}{h} \right) + 2.4 \left(\frac{a}{h} \right)^2 + \frac{0.66}{(1 - a/h)^2} \quad \text{Ec. 2.66}$$

Donde a es la profundidad real de grieta, h el espesor de la viga, b el ancho de la viga y σ_n el esfuerzo normal cuando la grieta está completamente cerrada. Así, el esfuerzo normal se determina por la Ec. 2.67:

$$\sigma_n = 0.5E(h - a) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \Big|_{x=l} \quad \text{Ec. 2.67}$$

Donde $\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \Big|_{x=l}$ es el radio de curvatura de la viga en la posición $x=l$ y relacionada con la ecuación diferencial de la curva elástica como la Ec. 2.68:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \Big|_{x=l} = \frac{M}{EI} \quad \text{Ec. 2.68}$$

Por lo tanto, la razón de amortiguamiento en función de la energía disipada por la apertura y cierre de grietas está dada por la Ec. 2.69:

$$\zeta = \frac{W_{CC}}{4\pi V_{max}} \quad \text{Ec. 2.69}$$

2.8. Daño en uniones adhesivas estructurales.

El concepto fundamental de daño tiene varias acepciones de acuerdo con el contexto y aplicación; sin embargo, Worden et al. [90] describieron los conceptos de falla, daño y defecto en una forma jerárquica como se describe a continuación:

Falla. Es cuando una estructura no puede operar satisfactoriamente.

Daño. Es cuando la estructura ya no opera en condiciones ideales, pero puede operar en condiciones satisfactoria, pero en una forma subóptima.

Defecto. Es inherente en el material y estadísticamente todos los materiales contendrán una cantidad conocida de defectos. Esto significa que la estructura operará de forma óptima aun y si los materiales constituyentes contienen defectos.

Por lo tanto, el objetivo principal de una teoría de daño es permitir la predicción de la vida útil de la estructura. Entonces, el concepto de vida remanente es una forma natural de definir el daño. El daño es el centro del estudio de la Mecánica de Daños Continuos (MDC) que aborda entre otros el estudio del crecimiento de microfisuras y microhuecos (y otros defectos) y su efecto en el comportamiento mecánico del material. Otra consideración es el efecto directo del daño en las propiedades mecánicas de los materiales que resultan en una influencia significativa en el aspecto de seguridad de las estructuras de ingeniería.

Debido a la presencia de daño a nivel microscópico que genera un efecto en las propiedades macroscópicas de los materiales o estructuras, varios grupos de investigadores han propuesto que un índice de daño puede asociarse con cambios observados en algunas propiedades como el cambio del área de la sección modal en una muestra estandarizada o el cambio en la rigidez de la estructura en comparación con una condición prístina o sin daños.

Voyiadijis et al. [91] proponen algunas variables escalares de daño. La primera variable escalar de daño se define en términos de la reducción del área de la sección transversal para una probeta cilíndrica, mientras que la segunda variable escalar de daño se define en términos de la reducción del módulo de rigidez.

Con base en Voyiadijis et al. [91], Balieu et al. [92], Lamaitre [93] y C. Basaran et al. [94], el índice de Daño (ID) se puede determinar con el cambio de rigidez mediante la Ec. 2.70:

$$ID = 1 - \frac{G}{G_o} \quad \text{Ec. 2.70}$$

Donde G es el módulo de rigidez del cuerpo o estructura con presencia de daño y G_o es el módulo de rigidez efectivo, en condiciones originales o sin falla. El módulo de rigidez G debería ser constante si las propiedades elásticas en el adhesivo se mantienen constantes, sin embargo, si existen cambios en las propiedades mecánicas por progresión de daño, el módulo de rigidez cambiará como se compara en la Figura 2.24.a cambiando su curva de respuesta esfuerzo deformación, y la Figura 2.24.b. cambiando el valor del módulo de rigidez durante la aplicación de esfuerzos y la progresión de algún daño.

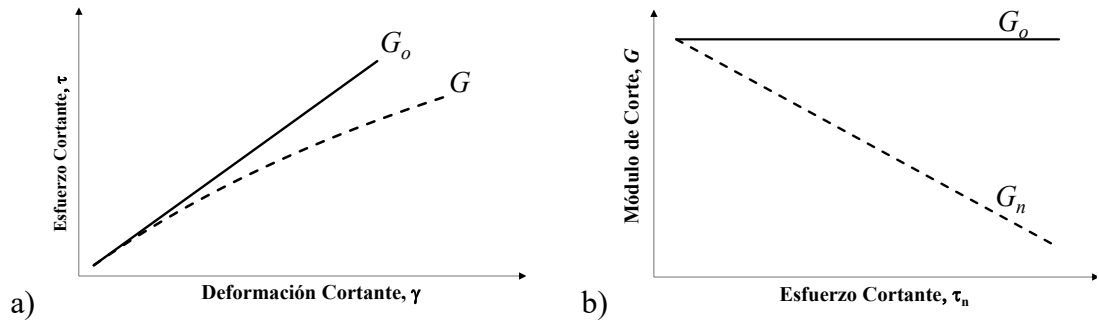


Figura 2.24. a) Módulo de rigidez efectivo G_o y con daño G en curva esfuerzo-deformación. b) Modulo de rigidez degradado con el esfuerzo [94].

En términos generales, el concepto de daño se refiere a la variación de algún parámetro físico (normalmente en la geometría o propiedad mecánica) cuando se presenta un daño respecto a sus valores originales en condición prístina.

2.9. Daño con base en cambios de la rigidez, las frecuencias y amortiguamiento modales.

Para la evaluación del daño, en esta investigación surge la necesidad de proponer 3 modelos inspirados en la Ec. 2.70, suponiendo cambios en las propiedades mecánicas de las UAE's como lo son cambios en el módulo de corte G del sistema de la unión adhesiva, cambios en la frecuencia modal f_m y cambios en el amortiguamiento interno del sistema medidos mediante el factor de pérdida modal η_m durante la propagación del daño en UAE's, ya sea en sollicitación de carga cuasi estática o en carga cíclica.

El primer modelo para la evaluación del daño utiliza el cambio en el Módulo de Corte en por ciento como $\%ID^{G,n}$ mediante la Ec. 2.72:

$$\%ID^{G,n} = \left| 1 - \frac{G_n}{G_o} \right| \times 100 \quad \text{Ec. 2.71}$$

Donde:

G_n : Módulo de Corte en a un nivel de carga “n” o ciclo de carga “n”, (MPa).

G_o : Módulo de Corte en condiciones prístinas, (MPa).

En el segundo modelo para la evaluación del daño, se utiliza el cambio en las frecuencias modales con daño y en condiciones prístinas en por ciento como $\%ID^{f_{m,n}}$ mediante la Ec. 2.72.

$$\%ID^{f_{m,n}} = \left| 1 - \frac{f_{m,n}}{f_o} \right| \times 100 \quad \text{Ec. 2.72}$$

Donde:

$f_{m,n}$: frecuencia modal “m” a un nivel de carga “n” o ciclo de carga “n”, (Hz).

f_o : frecuencia modal en condiciones prístinas, (Hz).

Cabe mencionar que la Ec. 2.72, puede ser aplicada a cualquier modo o frecuencia de resonancia “m” del sistema. En la Figura 2.25 se muestra el gráfico de cambio de frecuencia debido al cambio en las propiedades mecánicas.

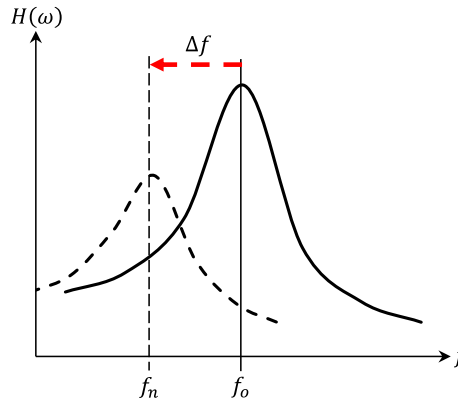


Figura 2.25. Cambio de frecuencia modal como indicador de daño.

Así mismo, el tercer modelo para la evaluación del daño utiliza el cambio en el factor de pérdida modal con daño y en condiciones prístinas en por ciento como $\%ID^{\eta,n}$, mediante la ecuación Ec. 2.73:

deformaciones en el cuerpo del adhesivo de las UAE's, la distribución de los esfuerzos cortantes, distribución del módulo de corte y finalmente la distribución del índice de daño.

Posteriormente se presentaron los fundamentos de la dinámica estructural aplicando los modelos analíticos de la Función de Respuesta a la Frecuencia FRF y obtener las frecuencias y amortiguamientos modales de las UAE's. Se profundiza en el marco teórico del amortiguamiento estructural y los principales mecanismos que actúan en el interior del sistema de las UAE's como lo son el amortiguamiento de Rayleigh, el amortiguamiento de Coulomb y el amortiguamiento de apertura y cierre de grieta.

Finalmente, se describió la teoría del daño en uniones adhesivas donde se propone un modelo de evaluación del daño basado en el cambio en la frecuencia y cambios en el amortiguamiento interno representados por el factor de pérdida.

Capítulo 3. Metodología experimental.

En este capítulo se describe la metodología experimental para investigar la relación entre los cambios en la resistencia de las UAE's, así como su respuesta dinámica. Se presenta el procedimiento experimental, geometrías de probetas de UAE's, materiales, proceso de fabricación. Finalmente se describe la instrumentación y técnicas de caracterización para la medición de la función de respuesta a la frecuencia o FRF y la técnica de Correlación Digital de Imágenes o CDI para la medición del campo de deformaciones en la línea de adhesión.

3.1. Metodología experimental.

A continuación, se describe la metodología experimental:

- *Etapa I. Diseño y fabricación de probetas de UAE's.* En esta etapa se realizaron actividades orientadas en la selección y recopilación de materiales para la fabricación de las probetas de UAE's. Diseño y fabricación de un molde para garantizar la uniformidad mecánica de las probetas. Preparación del adhesivo 3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A [95] y finalmente la fabricación de lotes de probetas de UAE's (5 probetas por lote).

- *Etapa II, Ensayo de resistencia mecánica de referencia en sollicitación de CE.* Se realizaron mediciones de resistencia bajo carga cuasi estática o sollicitación de CE en probetas de UAE's en condición prístina y de manera simultánea se realizaron mediciones del campo de deformaciones cortantes sobre la línea de adhesión mediante CDI. Los resultados experimentales de esta etapa contribuyeron a la validación de la uniformidad de la resistencia de 5 lotes fabricados, así como información de referencia de la carga cortante máxima promedio por lote y la distribución del campo de deformaciones de la línea de adhesión. Todos los registros experimentales fueron almacenados digitalmente.
- *Etapa III, Ensayo de fatiga mecánica en sollicitación de CC.* Se realizaron mediciones de resistencia a la fatiga o en sollicitación de CC ($R=0$) en probetas de UAE's en condición prístina para un valor de carga programado V_{max} , tomando como referencia los valores de carga máxima cortante de resistencia obtenidos en sollicitación de carga cuasi estática. El ensayo fue repetido cada vez en probetas prístinas para diferentes cargas máximas programadas V_{max} de 2, 3, 4, 5 y 6 kN. De manera simultánea se realizaron mediciones de la Función de Respuesta a la Frecuencia o FRF en el cuerpo de las probetas y de Correlación Digital de Imágenes o CDI en la línea de adhesión. Durante el ensayo se registró la vida a la fatiga de las UAE's en número de ciclos, las frecuencias y amortiguamientos modales y amortiguamiento por histéresis y sus evoluciones durante la sollicitación en CC. Todos los registros experimentales fueron almacenados digitalmente.
- *Etapa IV. Posprocesamiento.* Se realizaron la limpieza y depuración de los registros experimentales de los ensayos en CE y CC. Mediante los softwares de cada equipo, fueron exportados todos los datos de manera manual a formatos de hoja de cálculo. Se procedió a su análisis y validez, limpieza y depuración de datos. Posteriormente se procedió a la sincronización de los datos para identificar los datos experimentales en instantes específicos. Finalmente se separaron los resultados entre el grupo de datos de CE y CC. En las siguientes secciones se describen los tipos de gráficos realizados y sus respectivos parámetros normalizados.
- *Etapa V. Reporte de resultados.* Los resultados se reportarán en el Capítulo 4 Resultados Experimentales donde se describe el análisis de los datos, tendencias,

gráficos para realizar comparaciones y relaciones de los resultados y se mencionan los principales hallazgos importantes para la validación de la hipótesis de investigación. Todos los resultados de los ensayos en CE y CC se pueden revisar en el Anexo 2.

Para fines ilustrativos, en la Figura 3.1 se muestra un diagrama esquemático con la metodología experimental.

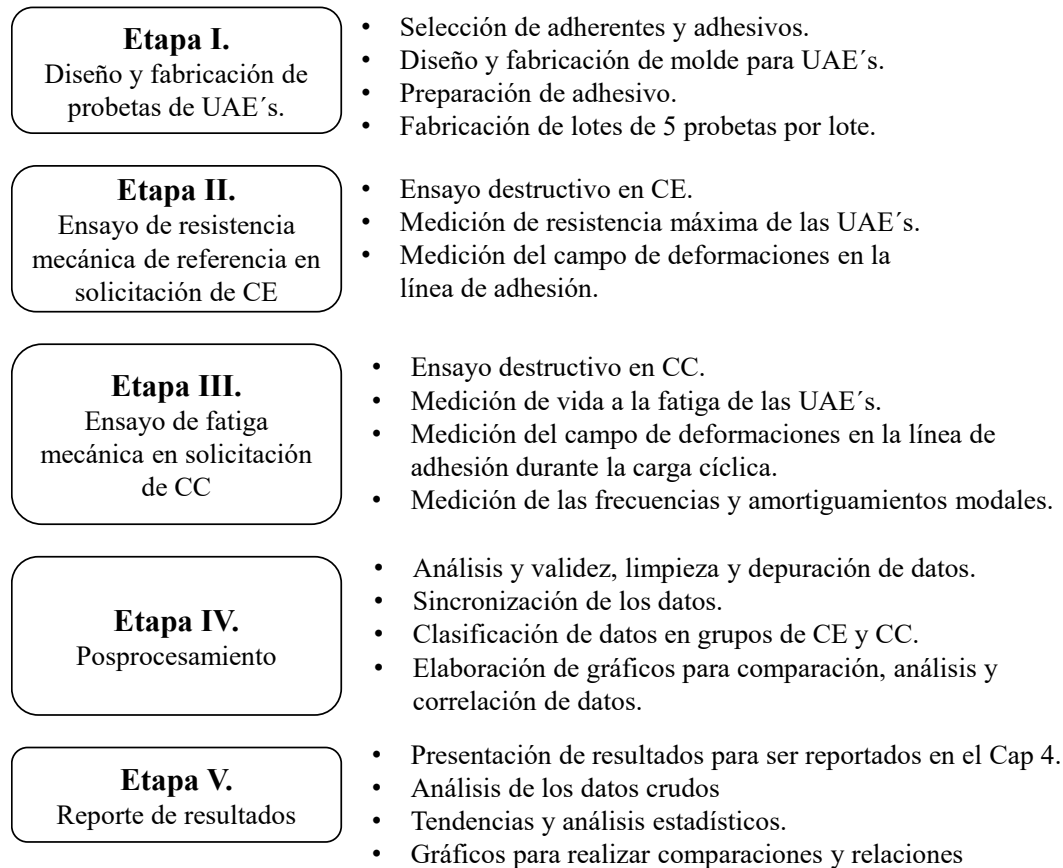


Figura 3.1. Esquema de metodología experimental.

3.2. Etapa I. Materiales y fabricación de probetas.

Los materiales utilizados para la fabricación de probetas de traslape simple fueron:

- Solera de aluminio 6063 T5 para la fabricación del cuerpo de las probetas.
- Adhesivo 3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A [95], que tiene como propiedades ser un adhesivo flexible epóxico, de dos partes, curado a temperatura ambiente con alta resistencia a la “peladura” y alta resistencia al corte. El adhesivo Scotch-Weld EC-2216 ha sido probado y certificado para aplicaciones

aeroespaciales. En el Apéndice A1 se muestra la ficha técnica con las principales propiedades del adhesivo.

3.2.1. Diseño de probetas de uniones adhesivas estructurales.

El dimensionamiento geométrico, fabricación y ensamble de las probetas se basa en el estándar ASTM D1002–10 Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal), la ficha técnica del fabricante del adhesivo, así como algunas recomendaciones mencionadas en la bibliografía [96, 97, 27].

3.2.2. Dimensionamiento geométrico.

La geometría exacta fue diseñada en CAD para realizar el dimensionamiento a partir del espesor del adhesivo t_a de 0.5 mm. En la Figura 3.2 se muestra el modelo de la probeta con sus dimensiones finales.

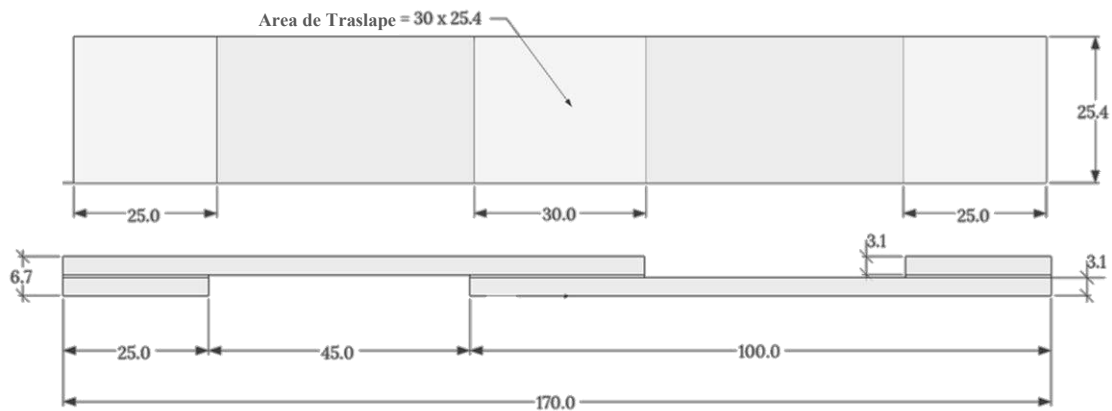


Figura 3.2. Modelo CAD de la probeta de uniones adhesivas. Dimensiones en mm.

Los adherentes o sustratos tienen una longitud de 100 mm, ancho de 25.4 mm y espesor de 3.1 mm cada uno. El resultado del traslape simple genera un área de traslape de 30 mm de largo por 25.4 mm de ancho y una longitud total de probeta de 170 mm. En cuanto al espesor total de la probeta en la zona de traslape es de 6.7 mm (3.1 mm por cada adherente o sustrato y 0.5 mm de espesor del adhesivo).

3.2.3. Fabricación y preparación de materiales.

En la Figura 3.3 se muestran las partes de que constan las probetas de UAE's, adherentes o sustratos, doublers, lanas de ajuste de espesor y adhesivo.

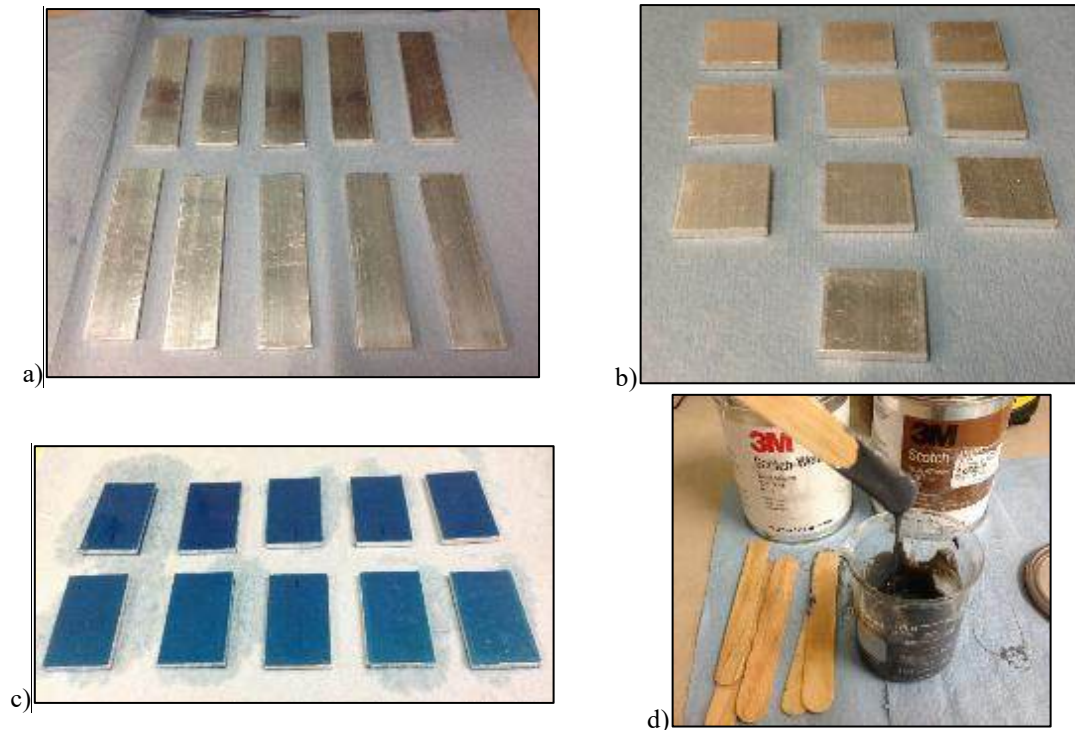


Figura 3.3. Materiales de fabricación de probetas.

a) Adherentes o sustratos, b) Doublers, c) Laminas de ajuste de espesor, d) Adhesivo.

A continuación, se describen cada una de las partes:

- *Adherentes o Sustratos*: solera comercial de aluminio 6063 T5 de 25.4 mm de ancho, 3.1 mm de espesor y 100 mm de largo. Cada probeta cuenta con dos adherentes o sustratos (Figura 3.3.a).
- *Doublers*: Solera comercial de aluminio 6063 T5 de 25.4 mm de ancho, 3.1 mm de espesor y 25 mm de largo. Cada probeta cuenta con dos doublers los cuales son utilizados para centrar la carga cortante en el adhesivo y evitar generar un momento flexionante secundario. Son colocados en los extremos de los adherentes, fijados con el mismo tipo de adhesivo que la unión adhesiva principal y sujetos por las mordazas de la máquina universal (Figura 3.3.b).
- *Laminas de Ajuste de Espesor*: Solera comercial de aluminio 6063 T5 de 25.4 mm de ancho, 3.1 mm de espesor y 40 mm de largo (Figura 3.3.c). Tienen como objetivo controlar el espesor promedio de 0.5 mm.
- *Adhesivo*: Adhesivo 3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A [95], flexible epóxico, de dos partes, curado a temperatura ambiente con alta resistencia a la “peladura” y alta resistencia al corte (Figura 3.3.d).

3.2.4. Preparación de las superficies de los adherentes o sustratos.

En base a las normas y referencias para el manejo del adhesivo 3M EC-2216, se preparó la superficie de los adherentes o sustratos del aluminio 6063 T5 utilizando una limpieza química mediante el siguiente procedimiento:

1. Aplicación de desengrasante alcalino. Sumergir por 10 a 20 minutos (Figura 3.4). Enjuagado inmediato en agua fría corriente.

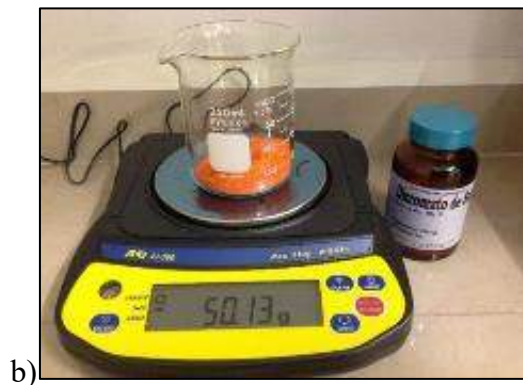


Figura 3.4. Limpieza de piezas con desengrasante alcalino.

2. Materiales y cantidades para la preparación de 1 litro de Solución de Ataque Optimizada FPL (Tabla 3.1 y Figura 3.5):

Tabla 3.1. Lista de materiales para preparación del ataque químico.

Material	Cantidad.
Agua destilada	700 ml más balance de litro (ver abajo)
Dicromato de sodio	28 a 67.3 gr.
Ácido sulfúrico	287.9 a 310.0 gr.
Virutas de aluminio 2024.	1.5 gr/litro de solución mezclada.



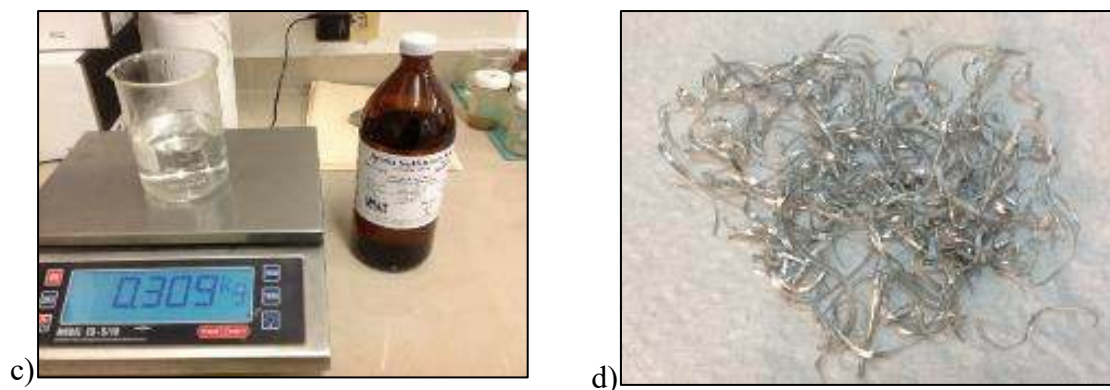


Figura 3.5. Materiales para preparación de 1 litro de solución de ataque optimizada FPL. a) Agua destilada (1 lt), b) Dicromato de sodio (50 gr), c) Ácido sulfúrico (300 gr), d) Virutas de aluminio 2024 (1.5 gr).

Preparación de 1 litro de la solución. Se disuelve el dicromato de sodio en 700 ml de agua destilada. Se agrega el ácido sulfúrico y se mezcla hasta obtener una mezcla homogénea. Se añade agua destilada adicional hasta completar 1 litro. Se calienta la solución mezclada entre 66 a 71 °C (150 a 160 °F). Se disuelven 1.5 gramos de viruta de aluminio 2024 por litro de solución mezclada. Se agita suavemente para ayudar a disolver el aluminio en cerca de 24 horas (Figura 3.6).

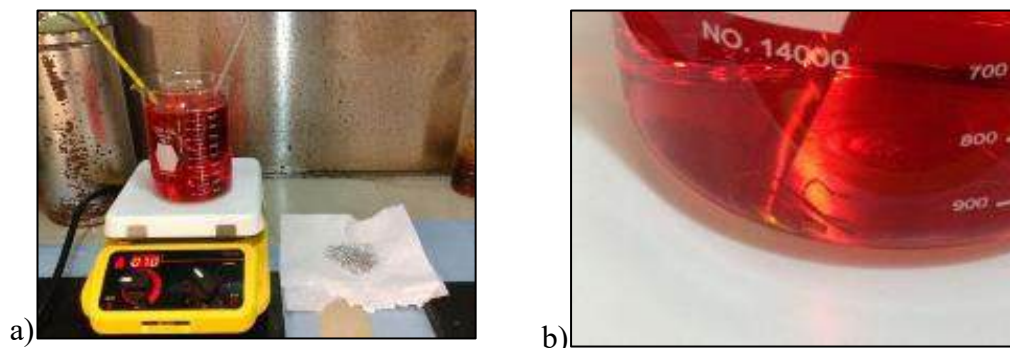
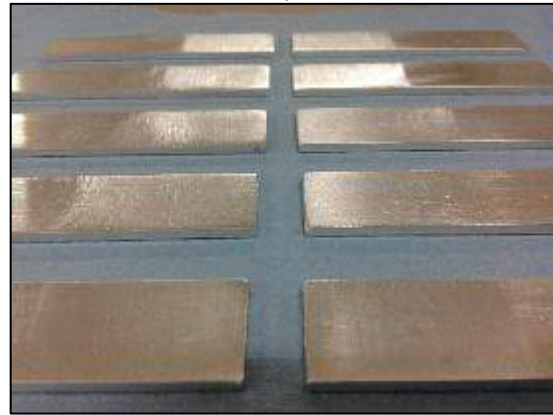


Figura 3.6 a) Mezcla de 1 litro de solución para ataque químico con base de ácido sulfúrico y dicromato de sodio, b) Solución con virutas de aluminio 2024.

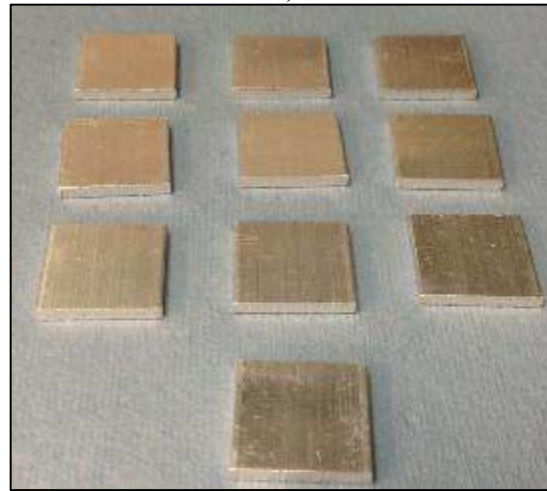
- Para realizar el ataque químico en los adherentes y doublers aluminio 6063 T5, se colocan en la solución FPL calentada entre 66 a 71°C (150 a 160°F). Las piezas deben remojar durante 12 a 15 minutos como se muestra en la Figura 3.7.a.



a)



b)



c)

Figura 3.7. Limpieza química de adherentes, a) adherentes de aluminio 6063 T5 sumergidos en ataque químico, b) Adherentes y c) Doublers en secado posterior al ataque químico.

4. Enjuague: Se enjuagan las piezas en agua corriente.
5. Secado: Ambiente 15 min.; 10 min. (mínimo) con aire forzado a 140 °F (60 °C).

3.2.5. Preparación de adhesivo.

El adhesivo 3M EC-2216 fue preparado de acuerdo con lo establecido en la ficha técnica del fabricante. El adhesivo es una mezcla de base y acelerador (o partes), la razón de mezcla por volumen fue de 2 partes por base y 3 partes de acelerador que es equivalente en su mezcla en peso a 5 partes de base por 7 partes de acelerador. Para tener una mezcla de adhesivo uniforme se mezcla por un periodo de 15 minutos (Figura 3.8).

Una vez realizada la mezcla, se aplicó el adhesivo en los adherentes o sustratos dentro de los 90 minutos siguientes a la mezcla.



Figura 3.8. Preparación de adhesivos, (arriba) Partes (base y acelerador) y (abajo) Mezcla de adhesivo con consistencia uniforme.

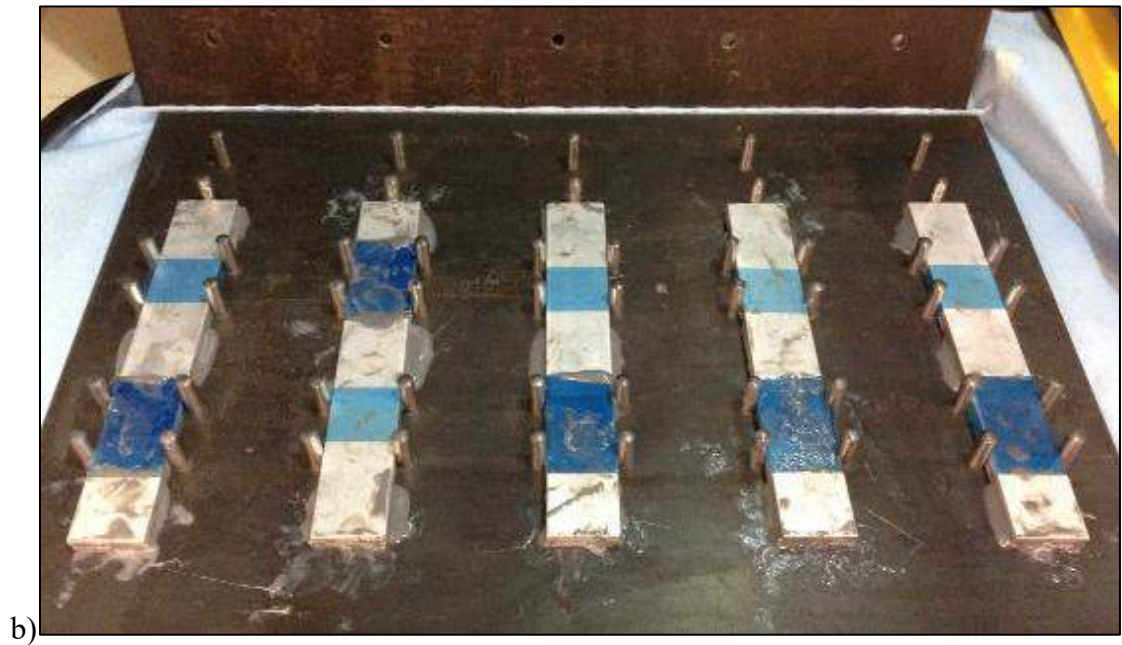
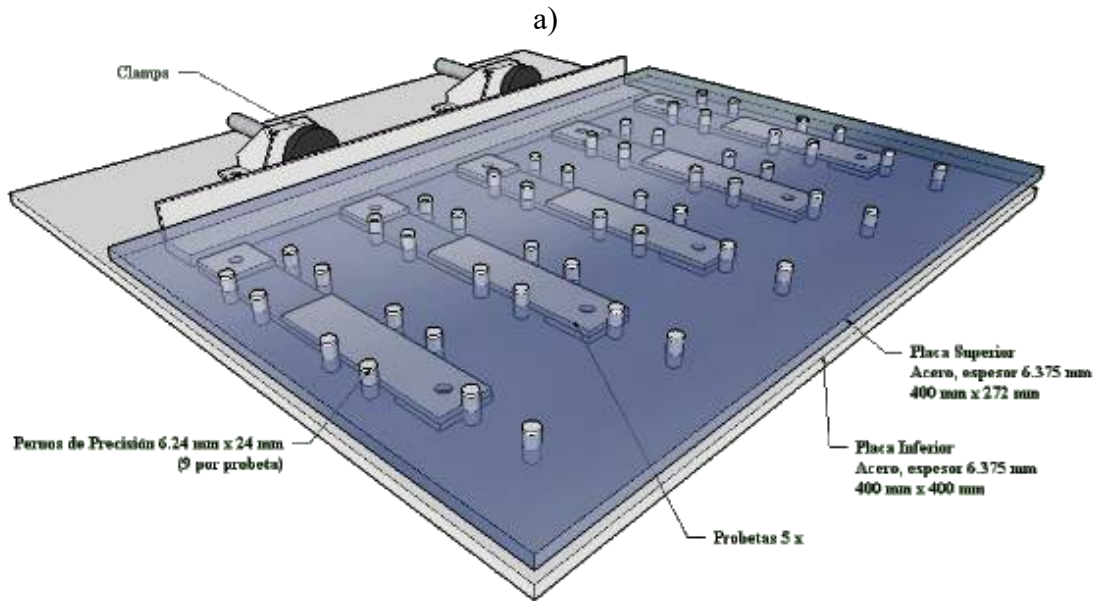
3.2.6. Ensamble de Probetas.

Para realizar el ensamblaje de las probetas de UAE's, se diseñó y fabricó un molde, cuyo objetivo fue garantizar la mayor repetibilidad posible de la geometría de las probetas, el espesor del adhesivo y calidad del traslape en la unión.

El molde está formado por dos placas de acero maquinadas y pulidas de 400 mm x 400 mm, con pernos separadores y espaciadores, los cuales permiten asegurar de forma precisa las dimensiones de las probetas.

El peso de las placas permite proporcionar la presión que se aplica a las uniones adhesivas que contribuye a la resistencia del adhesivo. El molde tiene la capacidad para fabricar lotes de 5 probetas por vez para controlar el espesor del adhesivo (0.5 mm) y la longitud de traslape (30 mm) minimizando la variabilidad de dimensiones del adhesivo en la zona de traslape.

En la Figura 3.9.a) se presenta una vista en 3D del molde, en la Figura 3.9.b) se muestra una imagen del ensamble de las probetas y en la Figura 3.9.c. se muestra el molde cerrado con el ensamble de probetas en su interior.

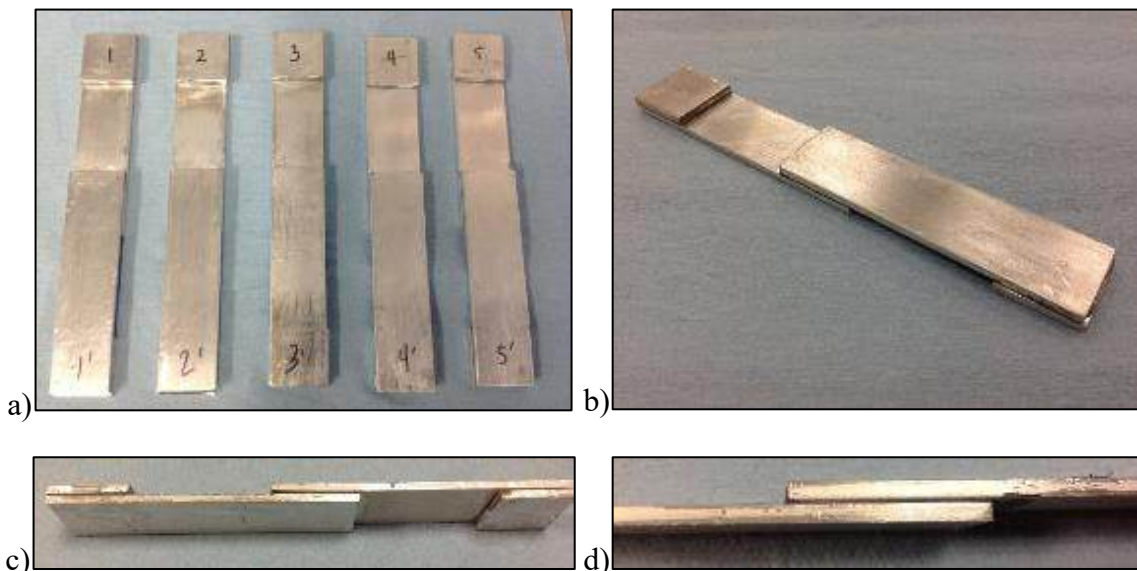




c)

Figura 3.9. a) Modelo isométrico del molde, b) Armado estándar de lote con probetas, c) Armado final del molde con prensas y probetas en su interior.

En la Figura 3.10.a) se muestra una vista general de las probetas físicas de uniones adhesivas terminada con las dimensiones estandarizadas. En la Figura 3.10.b) se muestra la perspectiva de una probeta típica. En la Figura 3.10.c) y d) se observa una probeta típica de perfil donde se aprecia el traslape simple de la unión adhesiva, así como los “doublers” que permiten alinear la carga axial hacia el plano cortante del cuerpo del adhesivo.



a)

b)

c)

d)

Figura 3.10. Vista general de probetas terminadas de uniones adhesivas.

3.3. Etapa II. Ensayo de resistencia mecánica de referencia en sollicitación de CE.

Mediante la máquina universal Shimadzu AGS-X se realizó la prueba de resistencia mecánica de las UAE's tomando como referencia la norma ASTM D1002-10 Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal). Se aplicó una carga cuasi estática con una velocidad 1.270 mm/min para un rango de carga máximo de 10,000 N y se obtuvo la curva de carga-desplazamiento ($V-\Delta$) de 20 probetas mediante el software Trapezium X de la marca Shimadzu para determinar las cargas máximas por probeta V_{max} y promedio por lote V_{prom} .

Los resultados experimentales obtenidos en sollicitación de CE serán de referencia para comparar los resultados experimentales en sollicitación de CC y la formación repentina del daño.

En las Figura 3.11.a se muestra la configuración experimental en CE de la máquina universal Shimadzu AGS-X y en la Figura 3.11.b se muestra el montaje de las probetas de UAE's mientras que en la Figura 3.12 se muestra la configuración experimental para la medición del campo de deformaciones mediante la Correlación Digital de Imágenes.

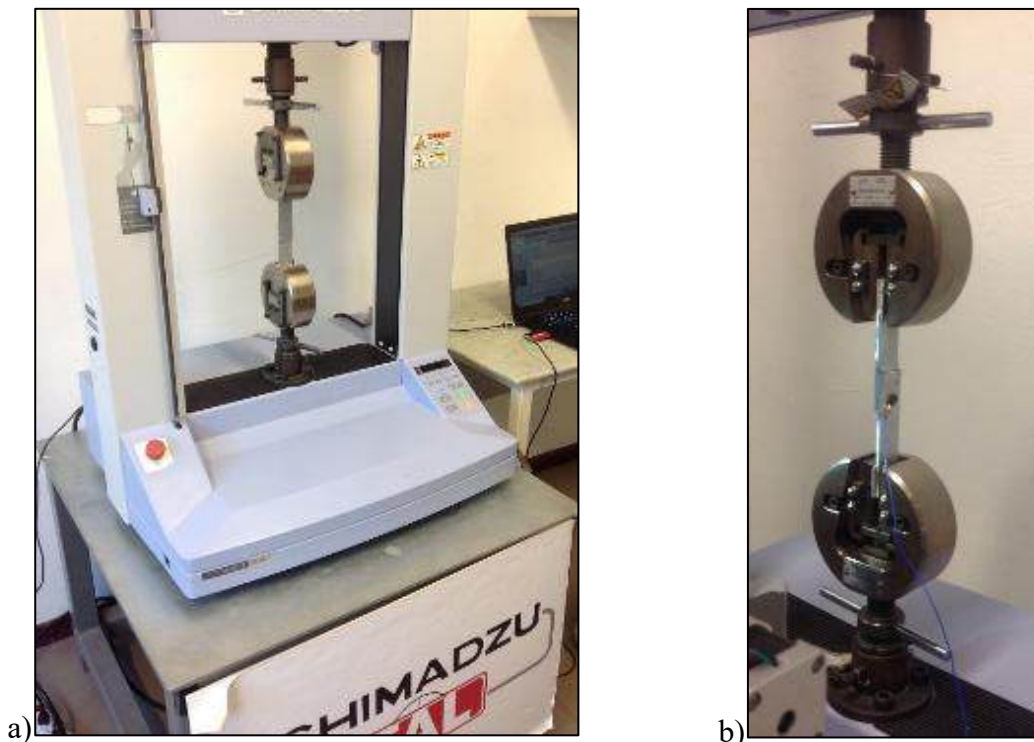


Figura 3.11. a) Máquina universal Shimadzu AGS-X,
b) Montaje de probeta de uniones adhesivas.

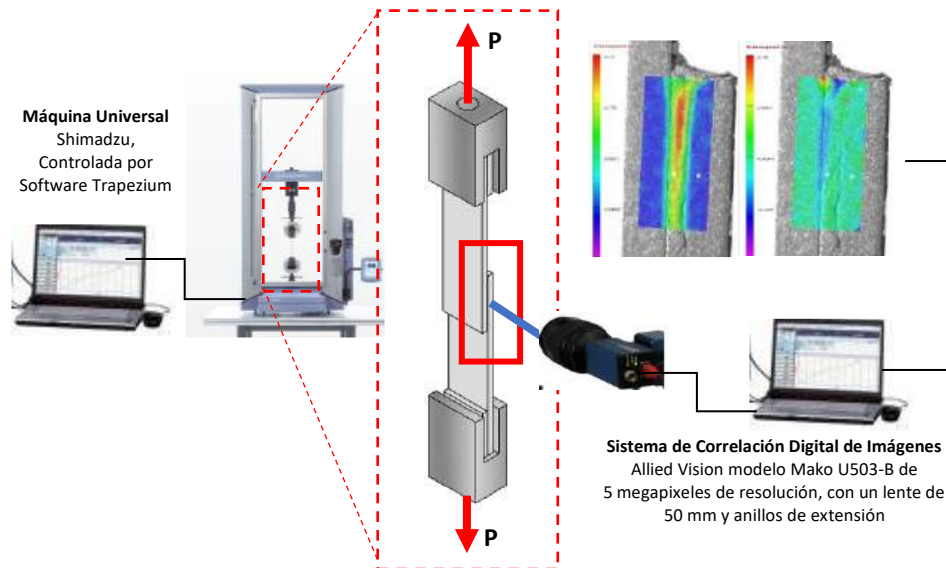


Figura 3.12. Configuración experimental para sollicitación en CE con la máquina universal y la técnica de CDI.

Con el objetivo de capturar el campo de deformaciones en la línea de adhesión se utilizaron cámaras de alta resolución enfocando un área próxima a la frontera entre la zona de adhesión como se muestra en la Figura 3.12. Se utilizó una cámara Allied Vision modelo Mako U503-B de 5 megapíxeles de resolución, con un lente de 50 mm y anillos de extensión. Debido a la alta magnificación y enfoque de alta precisión, se utilizó un soporte montado sobre guías lineales controladas a control remoto, con pequeños desplazamientos lineales por cada revolución del servomotor. Se estableció una configuración de 940 píxeles sobre el ancho de la unión, es decir, una resolución de 0.0072 mm/píxel, suficientes para medir con precisión tanto las deformaciones y los desplazamientos.

En la Figura 3.13 se muestra la zona de medición de la unión adhesiva con un ancho de 6.8 mm, con el patrón de contraste oscuro y moteado aleatorio brillante, el cual permite obtener los vectores de deformación y desplazamiento en el sub-espacio que se seleccione para el análisis. Además, se muestra la resolución la cual se mide entre los dos puntos de referencia indicados como punto 1 y 2, la cual es de 940.93 píxeles/6.8 mm, es decir de 138 píxeles/mm.

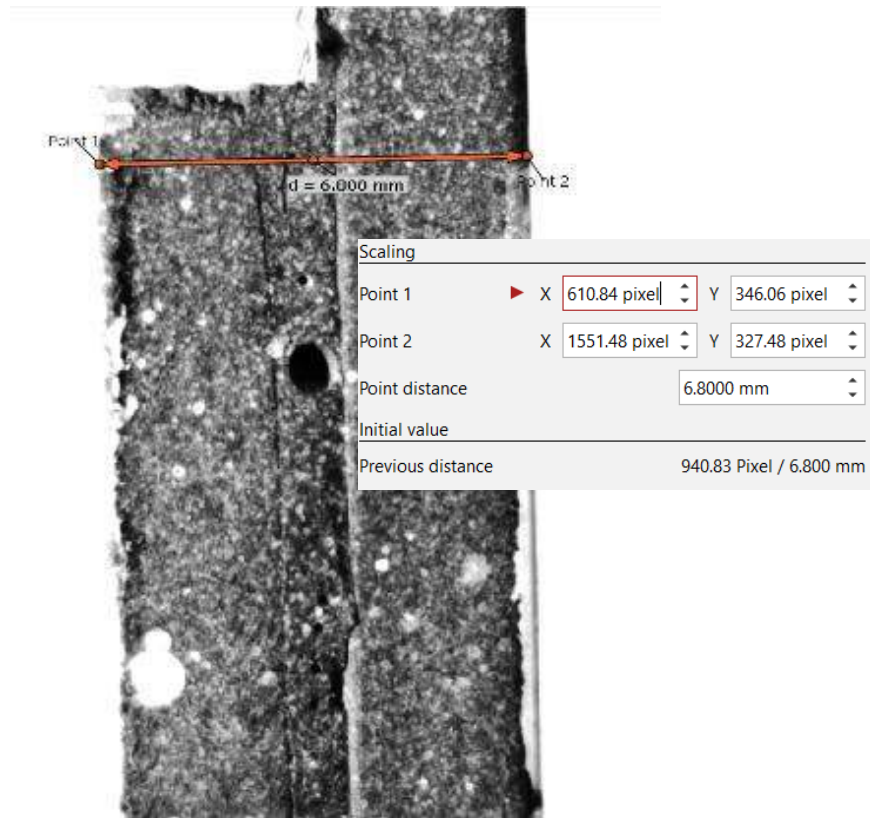


Figura 3.13. Zona de medición en la unión y resolución.

Las cámaras se conectan a una Workstation Dell Precision 3510 para la captura de las imágenes en forma secuencial y sincronizadas con la velocidad de adquisición de datos de la máquina universal Shimadzu AGX-10 de 10 kN de capacidad.

Las velocidades de captura de imágenes fueron de 1 imag/seg para las pruebas en CE y CC. Para las mediciones en CC, la captura de imágenes se realizó de manera manual en el instante carga máxima.

Para la captura de las imágenes y su procesamiento se utilizó el software comercial GOM© correlate. Las imágenes se cargan en secuencia, se determina una zona específica de medición y por último se establece el tamaño de los “subsets”. En este caso, se probaron diferentes tamaños de “subsets”, logrando una buena medición con un tamaño de 19 pixeles como se muestra en la Figura 3.14.

Para la correcta calibración, generalmente se utiliza una imagen inicial con una guía de medición; sin embargo, para este caso se utilizó el ancho total de la pieza previamente medida.

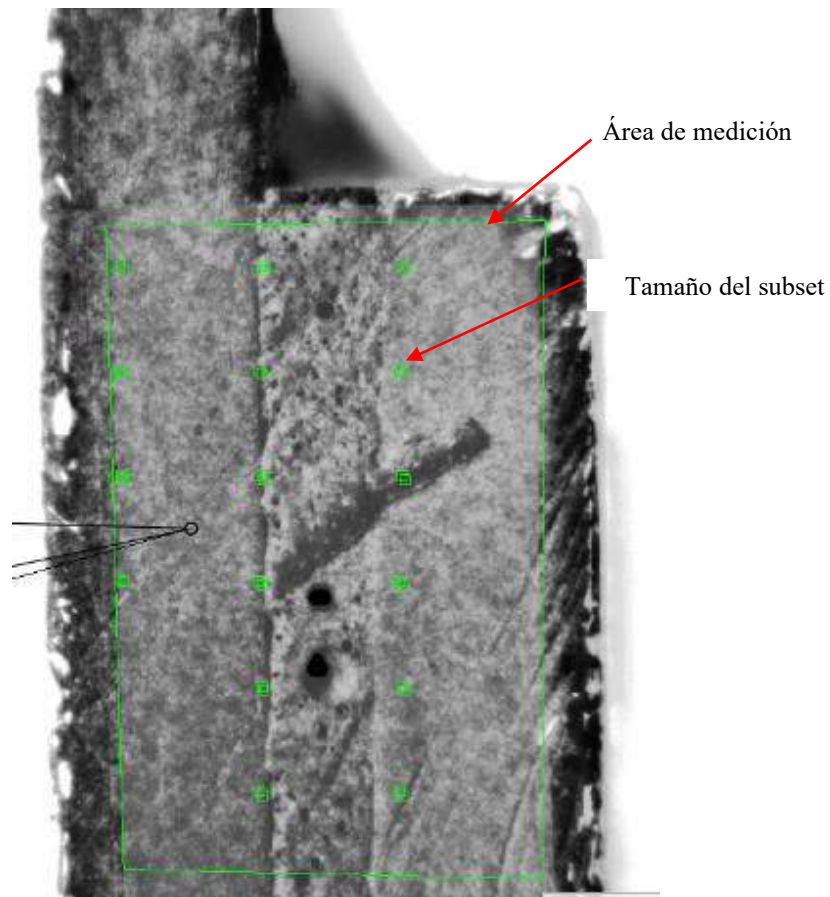


Figura 3.14. Área de medición y tamaño de subset.

3.4. Etapa III. Ensayo de fatiga mecánica en sollicitación de CC.

En esta etapa, se utilizaron de forma simultánea tres técnicas de medición: a) Máquina universal para determinar los lazos de histéresis $V-\Delta$ cortante, b) Correlación Digital de Imágenes para determinar los campos de deformaciones para posterior posprocesamiento y c) la técnica del martillo de impacto para medir las funciones de respuesta a la frecuencia y extraer las frecuencias y amortiguamientos modales.

Solicitación en Carga Cíclica (CC). Se realizaron ensayos de fatiga para 5 probetas con diferentes cargas máximas 2, 3, 4, 5 y 6 kN. Los ciclos de carga se configuraron como $R=0$, lo que significa que se aplica carga de tensión hasta la carga máxima programada y descarga hasta carga mínima de 0 N.

A continuación, se muestran las condiciones de carga durante el ensayo de fatiga. En la Figura 3.15.a se muestra la probeta sin carga, en la Figura 3.15.b se muestra con la carga de tensión aplicada mediante la Máquina Universal y el desplazamiento cortante Δ entre las posiciones de los adherentes o sustratos. En la Figura 3.15.c se muestra el lazo

de histéresis formado con los registros de carga axial (en el adherente) o cortante en el adhesivo y los registros del desplazamiento cortante Δ ambos administrados por el software Trapezium X.

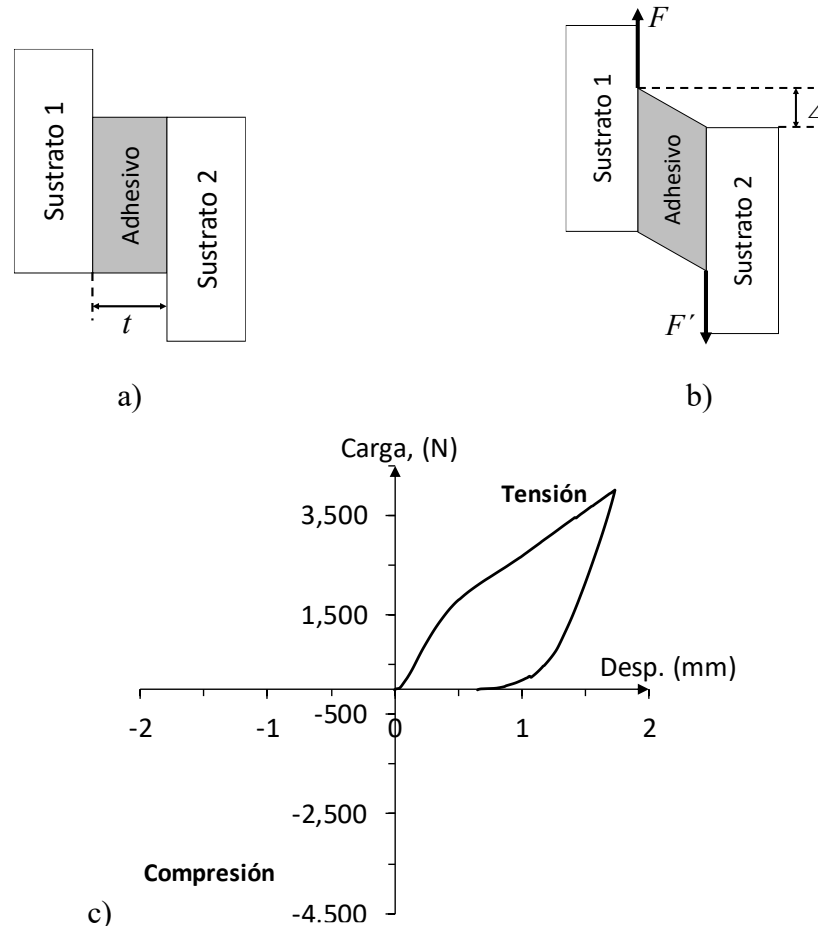


Figura 3.15. Carga cíclica, a) Unión sin carga, b) Unión con carga y desplazamiento cortante, c) Ciclo de carga y descarga en zona de tensión (unidireccional).

Análisis modal. El análisis modal se realizó mediante la medición de la Función de Respuesta a la Frecuencia FRF usando martillo de impacto y acelerómetro. El rango de frecuencias es entre 0 y 10,000 Hz debido a la respuesta del acelerómetro [98]. El impacto fue aplicado de forma manual en el centro de las probetas y la medición de las FRF fueron realizadas de forma simultánea durante el ensayo de CC en el instante de Carga Máxima (V_{max}). La instrumentación utilizada fueron el acelerómetro (PCB Piezotronics, Modelo 352C22), martillo de impacto (PCB Piezotronics Modelo 084A17, tarjeta de adquisición de datos (Data Physics Quatro), software para adquisición de datos Signa Calc Ace y software de post-procesamiento de datos MEScope-Vibrant.

En la Figura 3.16.a se muestra el esquema de la configuración experimental donde se muestra la posición de medición del acelerómetro y la aplicación del impacto en la dirección transversal a la dirección de la carga de tensión. En la Figura 3.16.b se muestra la aplicación del impacto con el martillo de forma manual y la posición del acelerómetro cerca del punto de impacto y la zona de traslape de la UAE.

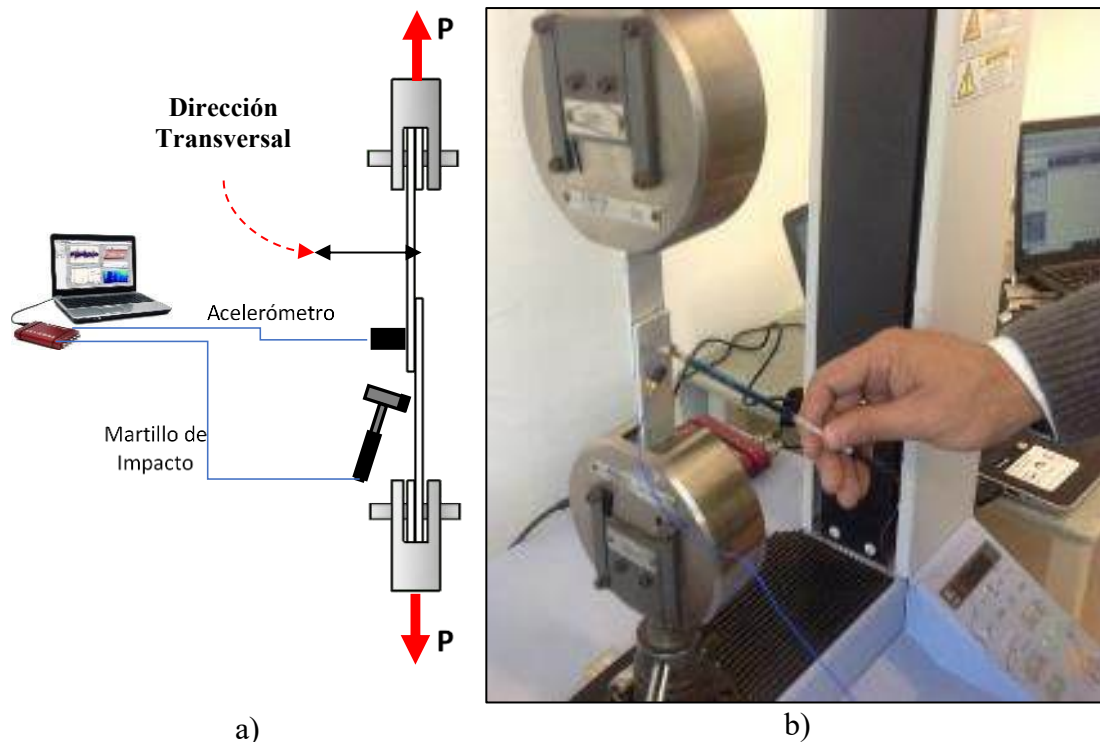


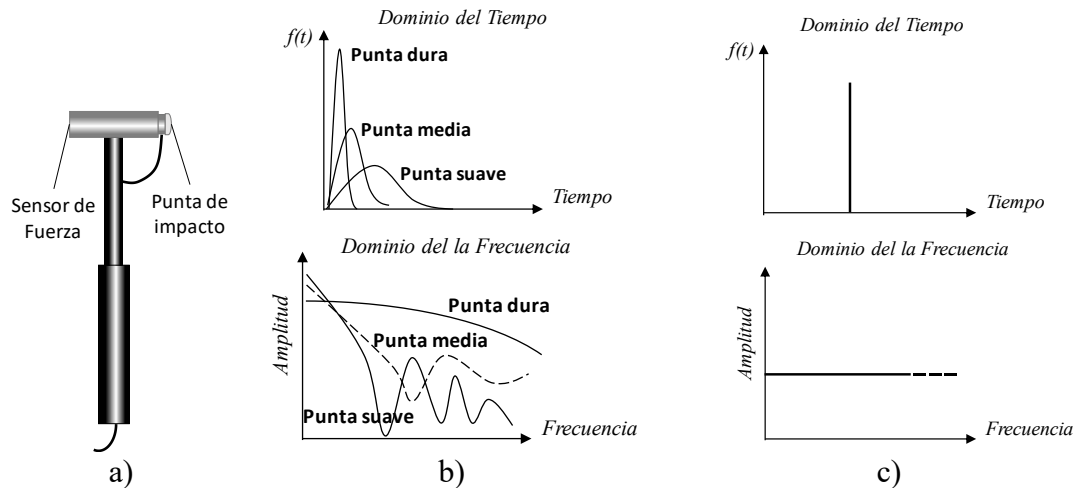
Figura 3.16. Configuración experimental del análisis modal, a) Esquema de la técnica de martillo de impacto, b) Montaje experimental

La instrumentación utilizada para la medición de la FRF consiste en mecanismo de excitación, sensores o transductores y sistema de adquisición y software de procesamiento de datos.

Mecanismo de excitación. Es un sistema que provee un movimiento de entrada al sistema estructural que será excitado, generalmente bajo la forma de una fuerza de excitación impulsiva $F(t)$ que varía en el tiempo y es aplicada en alguna coordenada específica.

Normalmente se utiliza un martillo de impacto instrumentado, el cual consiste en una cabeza o masa de impacto con un transductor de fuerza como se muestra en la Figura 3.17.a. No necesita un generador de señales, amplificador de potencia, ni estar unido a la estructura a probar. El rango de frecuencias cubierto depende de la masa del martillo, la

dureza de la punta de impacto y de la superficie a impactar. Además, la masa, así como el tamaño del martillo junto con la velocidad de impacto, definen la amplitud de la fuerza de impacto Figura 3.17.b. Los martillos de impacto concentran el total de la energía de excitación de entrada en un periodo de tiempo muy corto, produciendo un espectro de fuerza casi plano en un amplio rango de frecuencias Figura 3.17c. lo que permite excitar un rango de frecuencias muy grande en la estructura donde impacta.



Fuente: Figura elaborada por el autor.

Figura 3.17. a) Martillo de impacto, b) Impulso real en el dominio del tiempo (arriba) y en el dominio de la frecuencia para diferentes durezas de puntas de impacto (abajo). c) Impulso teórico en el dominio del tiempo (arriba) y en el dominio de la frecuencia con contenido espectral plano (abajo).

Sensores o transductores. Los sensores más utilizados para análisis modales son los transductores piezoeléctricos, que pueden medir tanto aceleración de vibración, como fuerza (en el caso de las cabezas de los martillos de impacto). En el caso de los sensores piezoeléctricos, funcionan en base al fenómeno de piezoelectricidad que proveen cristales como el cuarzo, el cual emite una señal eléctrica al estar sometido a fuerzas. La selección de los transductores está basada en la máxima fuerza o movimiento, rango de frecuencias, tamaño y peso, sensibilidad y método de montaje en la estructura.

Procesamiento Digital de Señales. Tiene como objetivo medir la señal eléctrica generada en el sensor o transductor y devolver los valores de las amplitudes y fases de las fuerzas de excitación y las respuestas de movimiento del sistema. En la Figura 3.18 se muestra un ejemplo del sistema adquisición de datos utilizado.

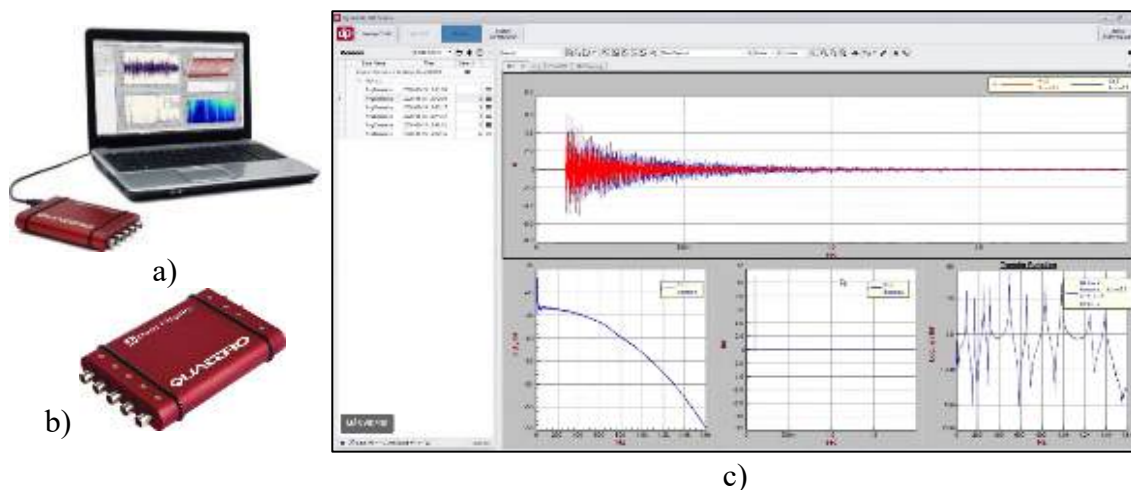


Figura 3.18. a) Sistema de adquisición de datos por medio de PC, b) Tarjeta de adquisición de datos o convertidor analógico digital (Data Physics, Modelo Quattro), c) ejemplo de pantalla de software de procesamiento Signal Calc. (Imágenes retomadas de <http://www.dataphysics.com>).

3.5. Etapa IV. Posprocesamiento.

Debido a la combinación de técnicas y la naturaleza de los datos registrados se realizaron diferentes acciones para el correcto procesamiento y análisis.

Los datos fueron divididos en dos grupos:

- Datos en carga estática CE.
- Datos en carga cíclica CC.

1. Administración de los registros experimentales. Los softwares de las 3 técnicas utilizadas permitieron secuenciar los datos de los ensayos de resistencia mediante la Máquina Universal, las mediciones de FRF y las mediciones del campo de deformaciones mediante CDI.

Los tres softwares utilizados permitieron extraer los datos y exportados en archivos de hojas de cálculo y Matlab.

Una vez agrupados, fueron limpiados y depurados manteniendo su integridad principal y definiendo su utilidad para los análisis posteriores.

La correcta administración de los datos experimentales, archivos y los registros de tiempo automáticos permitieron relacionar la simultaneidad de los fenómenos involucrados en las UAE's en los instantes críticos de carga máxima, mínima y número de ciclos.

2. *Identificación de probetas.* Se realizaron experimentos y mediciones a un total de 30 Probetas de UAE's para condición de carga cuasi estática y carga cíclica y para sollicitaciones en CE y CC. El número total de probetas experimentada en cada condición fue limitado, sin embargo, se encontraron patrones consistentes y repetibles en los resultados. Para facilitar su identificación, el tratamiento y post-procesamiento de los datos, se utilizaron las siguientes designaciones:

- Para probetas en sollicitación de CE:

Se identificaron con la nomenclatura **L#_M#_####N**

Siendo:

- L# es número de lote de fabricación (1 al 6).
- M# es el número de muestra o probeta (1 al 5).
- ####N es la carga máxima registrada en la muestra o probeta.

- Para probetas en sollicitación de CC:

Se identificaron con la nomenclatura **L#_M#_###_#KN**

Siendo:

- L# es el número de lote de fabricación (1 al 6).
- M# es el número de muestra o probeta (1 al 5).
- ### es el número de ciclos máximos hasta ruptura.
- _###_ es el número de ciclos de probeta sin ruptura.
- #KN es la carga cíclica máxima aplicada en la muestra o probeta.

- Para fines de la presentación de resultados, análisis e interpretación se utilizó la nomenclatura de “**Probeta #**”.

3.6. Etapa V. Reporte de Resultados.

El reporte de resultados se presenta de manera formal y completa en el Capítulo 4. Los resultados serán presentados en la misma secuencia de la metodología experimental haciendo énfasis en los principales patrones y tendencias encontrados experimentalmente, así como las relaciones de los datos encontrados durante el procesamiento de los datos.

3.7. Análisis estadístico y validación experimental.

Con el objetivo de garantizar la confiabilidad y reproducibilidad de los resultados experimentales obtenidos en este trabajo, se incorporó un análisis estadístico de las variables medidas, considerando la dispersión inherente a los procesos de fabricación de probetas, preparación superficial y condiciones de ensayo.

Para cada conjunto de probetas ensayadas, se evaluaron parámetros estadísticos descriptivos tales como el valor promedio, la desviación estándar y el coeficiente de variación, particularmente para variables críticas como el espesor del adhesivo, la carga máxima, el módulo de corte y el factor de pérdida. Estos parámetros permiten cuantificar la variabilidad experimental y establecer la consistencia de los resultados obtenidos.

La desviación estándar se calculó según la Ec. 3.1 como:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad \text{Ec. 3.1}$$

donde x_i representa cada medición individual, $\bar{x}$ el valor promedio y n el número de muestras.

Adicionalmente, se evaluó el coeficiente de variación (CV), definido según la Ec. 3.2:

$$CV = \frac{\sigma}{\bar{x}} \times 100\% \quad \text{Ec. 3.2}$$

el cual permite determinar la dispersión relativa de los datos y su nivel de repetibilidad. Valores bajos de CV indican una adecuada consistencia en los ensayos experimentales.

Para el análisis de la evolución del daño en función de la razón de ciclaje, se realizaron ajustes de curvas mediante modelos semi-empíricos, evaluando la calidad del ajuste mediante el coeficiente de determinación R^2 , lo cual permite cuantificar la correlación entre las variables experimentales y los modelos propuestos.

Asimismo, se consideraron fuentes de incertidumbre asociadas al sistema de medición, incluyendo la resolución de los equipos de adquisición de datos, la precisión de la técnica de correlación digital de imágenes (CDI) y las variaciones en las condiciones de carga. Estas incertidumbres fueron consideradas en la interpretación de los resultados,

particularmente en la identificación de tendencias y cambios significativos en los parámetros dinámicos.

Este enfoque permite fortalecer la validez de los resultados obtenidos, asegurando que las conclusiones derivadas del análisis experimental se sustentan en evidencia cuantitativa confiable y reproducible.

Adicionalmente, se calcularon intervalos de confianza (*IC*) para las variables principales utilizando una distribución *t* de Student, considerando el tamaño de muestra disponible. El intervalo de confianza (*IC*) para la media se determinó mediante la Ec. 3.3:

$$IC = \bar{x} \pm t_{\alpha/2, n-1} \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad \text{Ec. 3.3}$$

donde $t_{\alpha/2, n-1}$ es el valor crítico de la distribución *t* para un nivel de confianza del 95%, σ es la desviación estándar y *n* el número de muestras.

Este análisis permite establecer rangos de variación confiables para los parámetros medidos y evaluar la precisión de los resultados experimentales.

Asimismo, se evaluó la significancia de las tendencias observadas mediante el análisis de correlación entre variables, particularmente entre el factor de pérdida y la razón de ciclaje, así como entre el índice de daño y los parámetros dinámicos, utilizando el coeficiente de correlación de Pearson *r*. Valores cercanos a 1 indican una alta correlación entre las variables analizadas.

3.8. Conclusión de la metodología experimental.

La metodología experimental presentada permitió registrar datos de manera confiable y repetible durante todos los ensayos. La fabricación de las probetas implicó un trabajo exhaustivo y detallado para controlar la uniformidad del espesor del adhesivo y garantizar una fuerza de resistencia máxima. Tomó aproximadamente 2 semanas desde la preparación de los adhesivos, el armado de las probetas en el molde hasta alguno de los tipos de ensayo. Por lo que las campañas de ensayos implicaron un tiempo aproximado de 12 semanas. En paralelo al proceso de fabricación se inició con el procesamiento de los datos y los análisis y resultados preliminares.

Capítulo 4. Resultados experimentales.

4.1. Introducción.

En este capítulo se presentan los resultados experimentales de las probetas de UAE's tanto en CE como CC. Los resultados experimentales en CE se presentan como medio de referencia y comparación del resultado dinámico. Para fines de claridad y enfoque, esta sección se divide en dos apartados. La sección 4.2. donde se presentan los resultados de espesor del adhesivo, la resistencia máxima y módulo de corte de las UAE's y para la condición de referencia en CE y la Sección 4.3. donde se presentan los resultados experimentales en CC para un grupo de 5 probetas, en los cuales se realizaron mediciones de la respuesta dinámica mediante la FRF. En posprocesamiento se obtuvieron los cambios en las frecuencias y amortiguamiento modales (factor de pérdida modal), amortiguamiento por histéresis (factor de pérdida por histéresis), así como los índices de daño.

4.2. Propiedades de resistencia mecánica y módulo de rigidez en sollicitación de CE.

4.2.1. Control de espesor del adhesivo.

Para obtener propiedades de resistencia mecánica uniformes de las UAE's, fue necesario contar con un control de espesores de las uniones, mismo que se obtuvo mediante el uso del molde de fabricación y el uso de doublers y lanas de ajuste para garantizar un espesor uniforme.

El espesor de adhesivo que se deseaba lograr era de 0.5 mm, valor que será tomado como la media. Derivado del proceso de fabricación; se tuvieron las desviaciones estándar respecto a la media como se muestran en la y la Tabla 4.1.

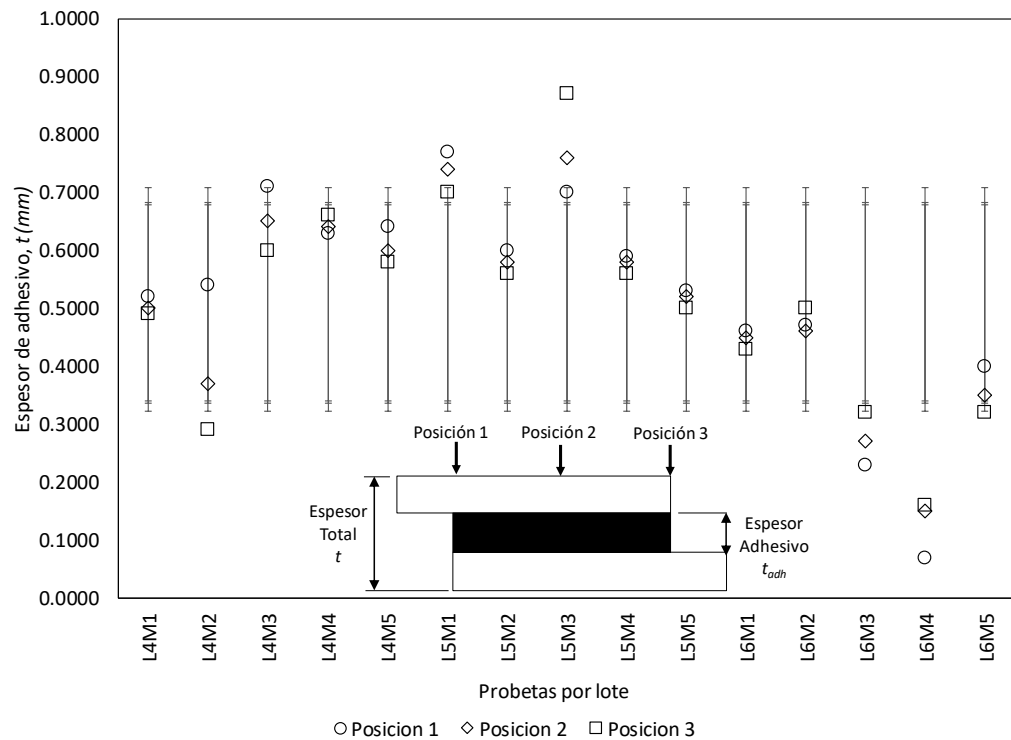


Figura 4.1. Variabilidad de espesor de adhesivo por probeta de los lotes 4, 5 y 6.

Tabla 4.1. Desviación estándar de espesor del adhesivo de la UAE de los lotes 4, 5 y 6

Lote	Desviación Estándar $\sigma_{prom \text{ por lote}}$
4	0.1133 mm
5	0.1173 mm
6	0.1438 mm

En la Figura 4.2 se muestra un ejemplo del espesor de las probetas de UAE's fabricados.

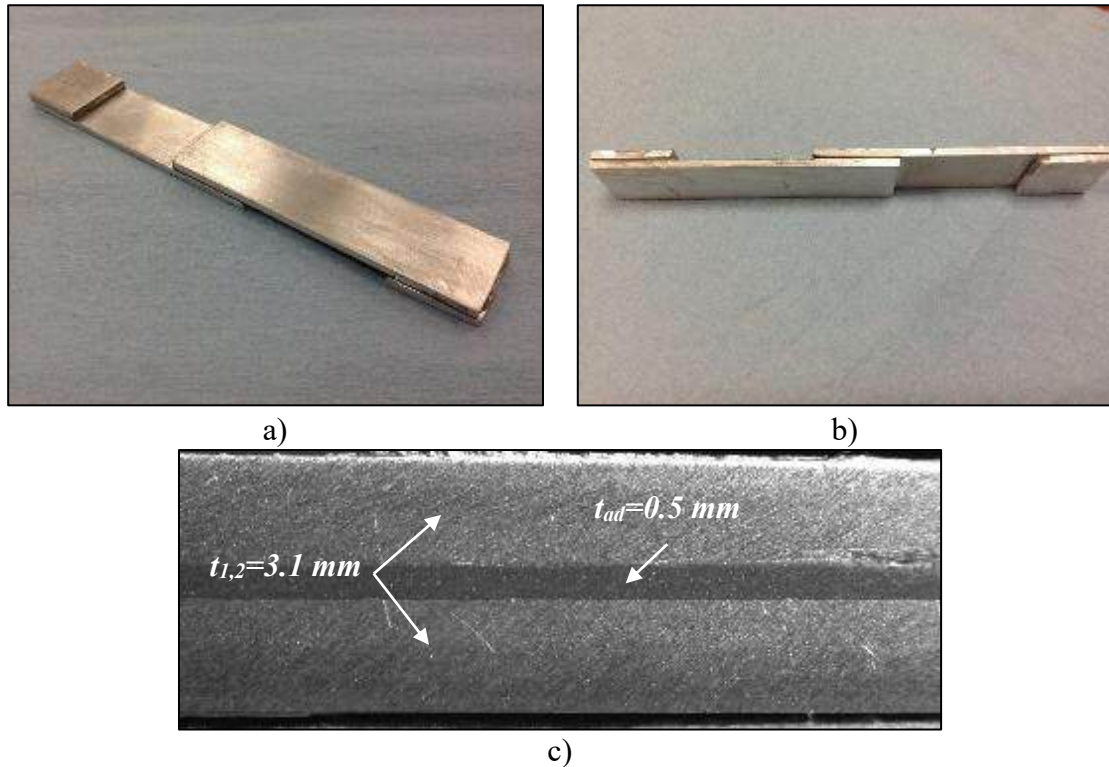


Figura 4.2. Geometría final de las UAE's con control de espesores, a) Apariencia de una probeta de UAE, b) Vista lateral de una probeta de UAE, c) Acercamiento de la vista lateral con el espesor de los adherentes de aluminio y del adhesivo.

4.2.2. Resultados experimentales en sollicitación de CE.

En esta sección se presentan las propiedades de resistencia mecánica del sistema y rigidez de las UAE's, con comportamientos compatibles a los reportados en otras investigaciones mediante la curva de carga vs desplazamiento cortantes ($V-\Delta$) para obtener posteriormente las cargas cortantes máximas (V_{max} , N), esfuerzos vs. deformaciones cortantes del adhesivo (τ vs. γ , MPa vs $\mu\epsilon$) y el módulo cortante máximo del adhesivo (G , $MPa=N/mm^2$).

4.2.3. Propiedades de resistencia mecánica en condición de CE.

En la Tabla 4.2 se enlistan las 20 probetas analizadas con los valores de carga máxima V_{max} , su respectiva nomenclatura y fecha de fabricación. Todas las probetas fueron fabricadas a temperatura ambiente de 21°C. Se especifican los lotes que fueron

curados en horno a 70°C por 2 hrs. posterior a su fabricación. También se indica en sombreado las características de resistencia de las cuatro probetas del lote 5 que corresponde a las probetas mostrados como ejemplo en este capítulo.

Tabla 4.2. Listado de probetas con nomenclatura de identificación.

Probeta No.	Nombre	Lote (L#)	Muestra (M#)	Carga Máxima (N)	Carga Promedio (N)	Fecha de Fabricación	Curado en Horno
1	L1M12987N	1	1	2,978	3,520±1150	09/10/2023	
2	L1M22143N	1	2	2,143		09/10/2023	
3	L1M34307N	1	3	4,307		09/10/2023	
4	L1M45048N	1	4	5,048		09/10/2023	
5	L1M53115N	1	5	3,115		09/10/2023	
6	L2M15780N	2	1	5,780	2,610±678	12/10/2023	
7	L2M25363N	2	2	5,363		12/10/2023	
8	L2M36467N	2	3	6,467		12/10/2023	
9	L2M46301N	2	4	6,301		12/10/2023	
10	L3M15681N	3	1	5,681	5,743±237	23/10/2023	
11	L3M25889N	3	2	5,889		23/10/2023	
12	L3M35437N	3	3	5,437		23/10/2023	
13	L3M45966N	3	4	5,966		23/10/2023	
14	L3M57140N	3	5	7,140		23/10/2023	
15	L4M26603N	4	2	6,603	6,603	02/11/2023	70°C, 2 Hrs
16	L5M16451N	5	1	6,740	6,441±265	14/11/2023	70°C, 2 Hrs
17	L5M26742N	5	2	6,742		14/11/2023	70°C, 2 Hrs
18	L5M36244N	5	3	6,244		14/11/2023	70°C, 2 Hrs
19	L5M56327N	5	5	6,327		14/11/2023	70°C, 2 Hrs
20	L6M26618N	6	2	6,618	6,618	26/11/2023	70°C, 2 Hrs

4.2.4. Carga cortante máxima (V_{max}).

En la Figura 4.3 se muestran las cuatro probetas del lote 5, que fueron sometidas a una carga promedio máxima de $6,441 \pm 265$ N. Las discontinuidades que se observan en las curvas $V-\Delta$ se presentaron en todas las probetas del lote 5 y corresponden al momento de pausar el ensayo de resistencia y realizar mediciones de la FRF por medio del martillo de impacto.

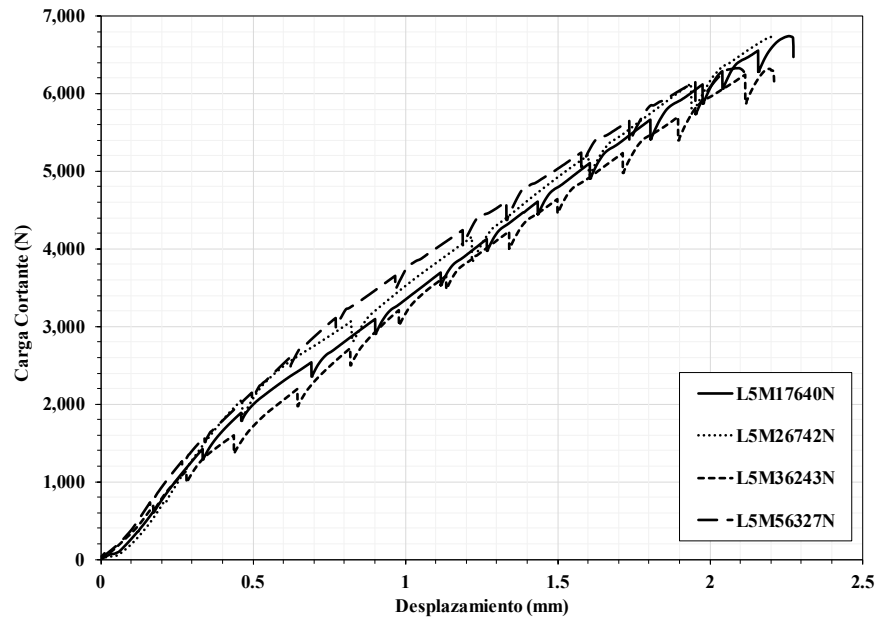


Figura 4.3. Gráficas carga - desplazamiento cortantes $V-\Delta$ para las probetas del lote 5.

En la Figura 4.4, se muestran ejemplos de los modos de falla de las cuatro probetas del lote 5. Las probetas L5M1 y L5M2, presentaron un modo de falla cohesiva, es decir, falla predominante en el cuerpo del adhesivo; la probeta L5M3 mostro el modo de falla del tipo compuesta (cohesiva y adhesiva) y la probeta L5M5 presentó el modo de falla solamente del tipo adhesiva.

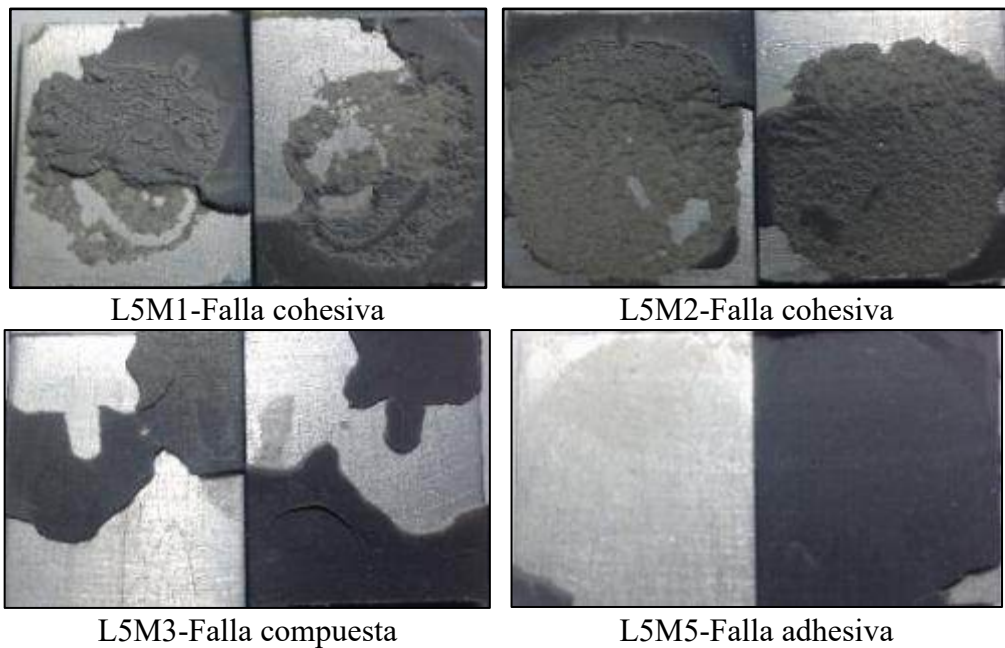


Figura 4.4. Modos de falla de las probetas del lote 5.

4.2.5. Campo de deformaciones y esfuerzos cortantes.

De acuerdo con la carga cortante máxima promedio $6,441\text{ N}$ experimentada en las probetas del lote 5 y dividida entre el área de traslape de 762 mm^2 , el esfuerzo de corte máximo promedio experimentado es de $\tau_{prom}=8.45\text{ MPa}$.

El software GOM© Correlate procesa directamente los valores de deformación en todas las direcciones. La Figura 4.5 muestra una secuencia de 3 imágenes obtenidas mediante la técnica de CDI, correspondientes al mapa de deformaciones cortantes para tres niveles de carga en 2, 3.94 y 5 kN para la probeta 14 o L3M57140N. En cada imagen se muestra el mapa de deformaciones cortantes en colores, siendo el color azul el menor valor de deformación cortante y el rojo el máximo.

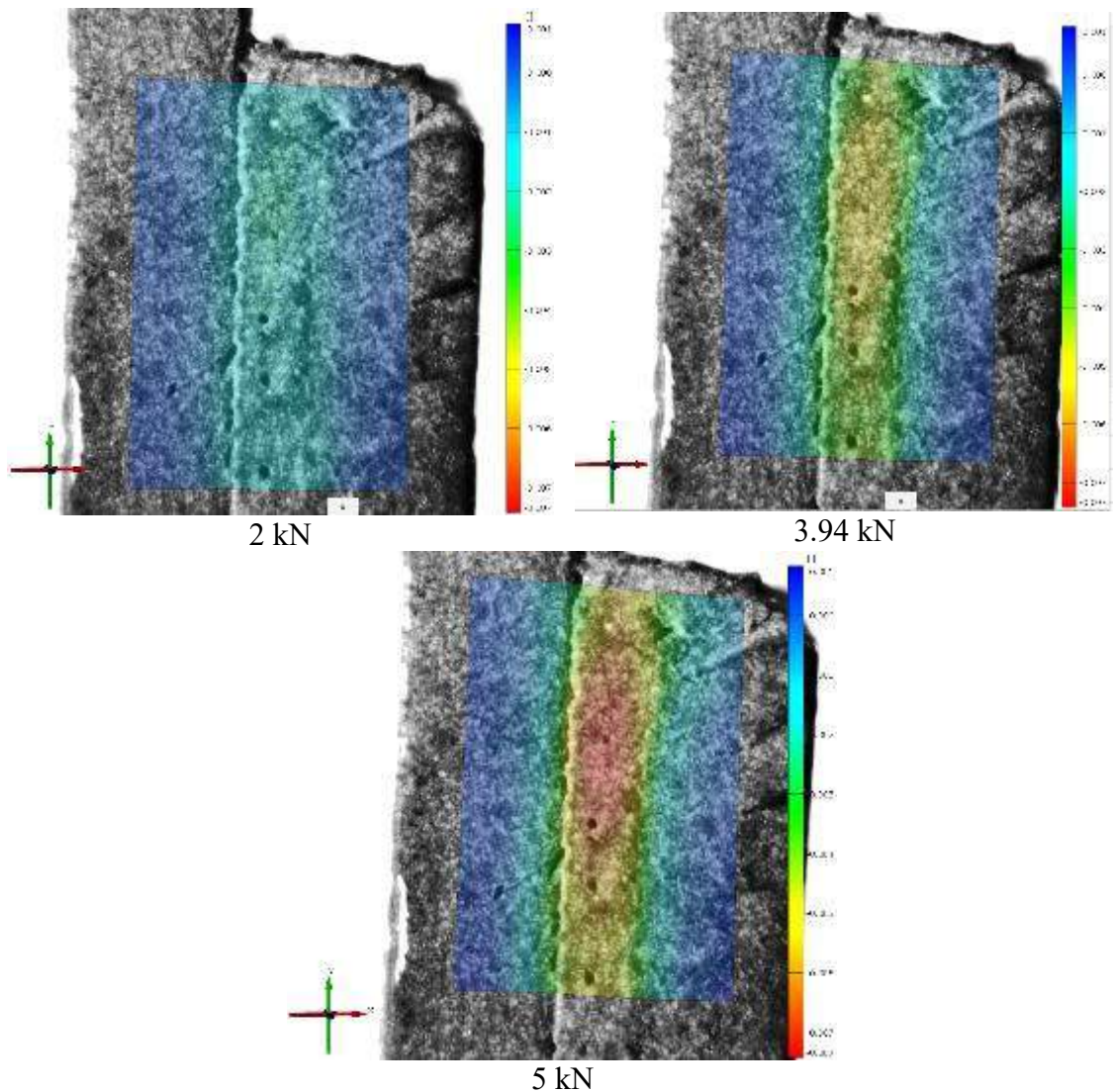
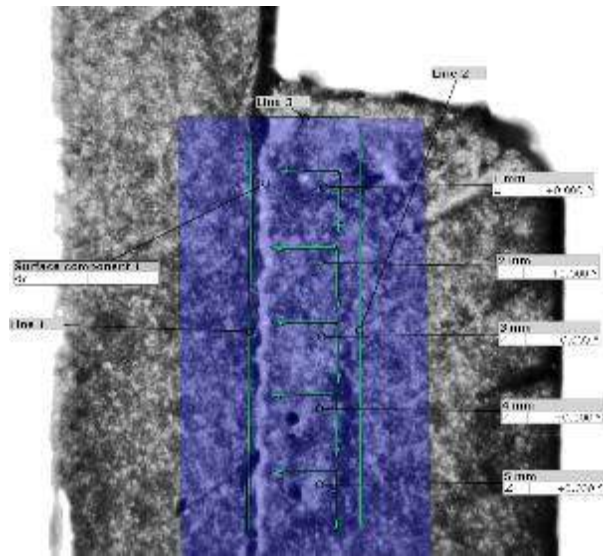
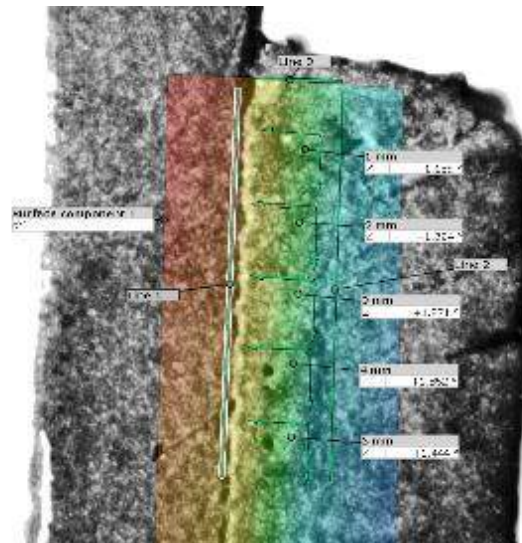


Figura 4.5. Deformación XY en tres niveles de carga 2, 3.94 y 5 kN.

Debido a que existe una deflexión secundaria que se presenta durante la prueba de corte a tensión, se presenta un movimiento de cuerpo rígido muy grande generando valores de esfuerzo cortante erróneos, lo cual se tiene que compensar. Para una mejor lectura de deformación cortante, se procede a medir la deformación angular directamente tomando como referencia la imagen de la muestra sin carga de la Figura 4.6.a. Puesto que la medición es local, y el esfuerzo cortante varía a lo largo de la línea de adhesión (bondline), se realizaron mediciones en diferentes distancias, tomando como referencia la frontera de la línea de adhesión, como lo muestra la Figura 4.6.b.



a) Probeta sin carga



b) Probeta con carga (5 kN)

Figura 4.6. Medición de deformación cortante en la línea de adhesión mediante CDI.

En la Figura 4.7 se muestra el campo de deformaciones $\gamma(x, y)$ en unidades de $\mu\epsilon$ obtenido mediante Correlación Digital de Imágenes o CDI. En él se muestra la vista lateral del sistema de la UAE siendo sometido a una carga máxima de 5,000 N, la cual genera deformaciones tanto en el adhesivo como en los adherentes. Sin embargo, la deformación en los adherentes o sustratos en color azul es entre 0 y 0.0008509 mm/mm (850 $\mu\epsilon$) que es de una y hasta dos órdenes de magnitud más pequeña que la deformación del adhesivo bajo la condición de carga máxima. El rango de deformaciones presentes en el adhesivo es de 0.009201 hasta 0.0259 mm/mm (9201 hasta 25900) $\mu\epsilon$.

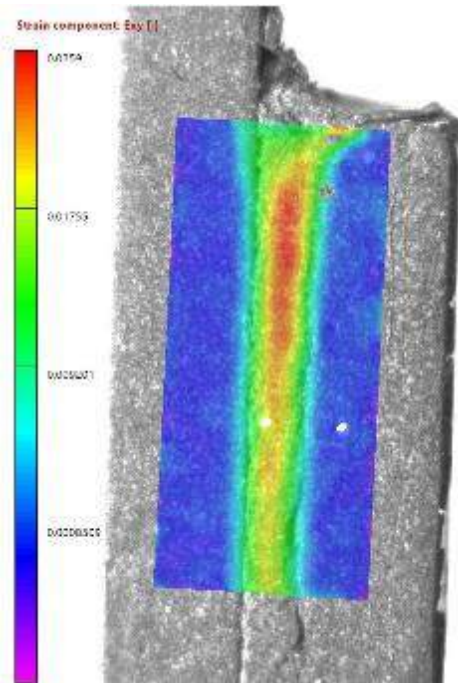


Figura 4.7. Campo de deformaciones medido mediante CDI. Escala en $\mu\epsilon$.

El área de medición configurado en el software GOM fue de 15 mm de largo x 4 mm abarcando el ancho del adhesivo y las interfases, asegurando la resolución más alta posible al combinar todos los parámetros de captura de imágenes.

Con la captura de las imágenes y los datos en formato digital, mediante el software GOM fueron extraídos los datos del campo de deformaciones a lo largo de la línea central del adhesivo en la dirección de la carga cortante denominado como $\gamma(x)$. Se obtuvieron 30 valores de deformación cortante cada $\Delta x = 5 \text{ mm}$ a lo largo de los 15 mm, con lo que se obtuvo un gráfico de $\gamma(x)$ llamado distribución de deformaciones en la línea central del adhesivo como se muestra en la Figura 4.8.

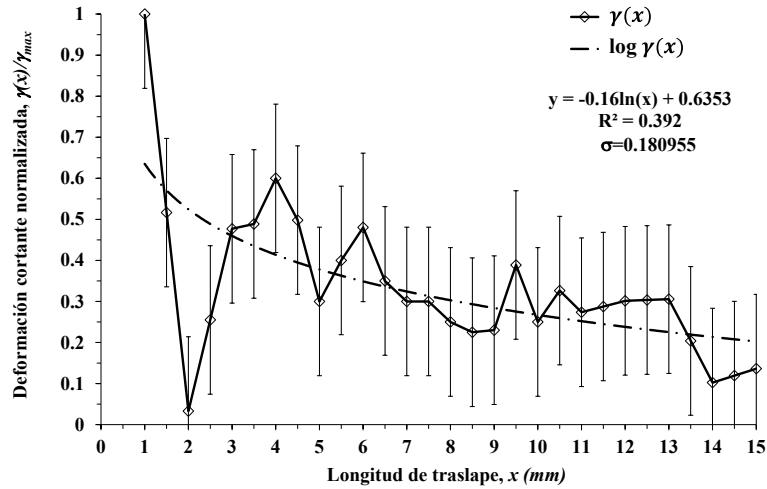


Figura 4.8. Distribución de deformaciones en la línea central del adhesivo, $\gamma(x)$.

En posprocesamiento de datos, se calculó la distribución del esfuerzo cortante correspondiente a cada valor de la longitud de traslape con base en el campo de deformaciones utilizando el ajuste inverso del Modelo Goland-Reissner y el ajuste del parámetro β como se describió en la Sección 2.42 y la Ec. 2.7.

En la Figura 4.9 se presenta el gráfico de la distribución del esfuerzo cortante normalizado $\tau(x)/\tau_{max}$, donde se observa que existe en lo general una consistencia al Modelo de Goland-Reissner normalizado, disminuyendo el nivel del esfuerzo cortante del extremo de la longitud de traslape hasta el centro del adhesivo.

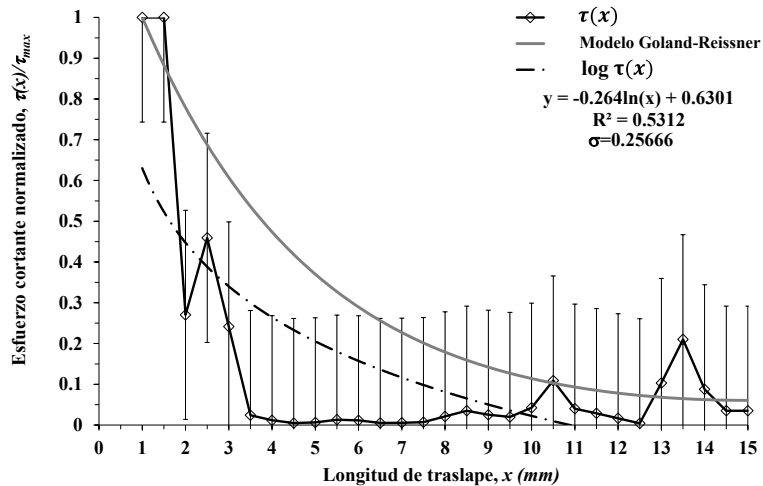


Figura 4.9. Distribución de esfuerzos cortantes obtenida mediante el modelo inverso de Goland-Reissner.

4.2.6. Cambios en el Módulo de Corte G.

A partir de los valores de la deformación $\gamma(x)$ y el esfuerzo cortante $\tau(x)$, se aplica la ecuación constitutiva $G = \tau(x)/\gamma(x)$, pudiendo obtenerse la distribución del módulo de corte para la longitud de traslape. Dicha distribución resultante del ajuste de Goland-Reissner presenta un valor máximo de 418 MPa a 2 mm del borde del adhesivo. Disminuyendo a valores por debajo de 10 MPa para el resto de la longitud. Este comportamiento de G es esperado, debido al bajo nivel de esfuerzo reportado de los 3 mm en adelante.

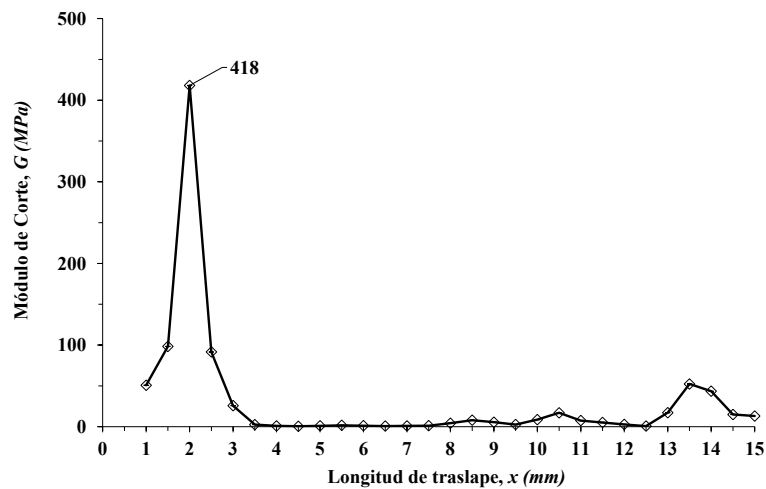


Figura 4.10. Distribución del módulo de corte resultante del ajuste de Goland-Reissner.

El valor máximo de G a 2 mm de 418 MPa es coherente con el valor reportado por el fabricante de 324 MPa. Este resultado preliminar puede ser utilizado para ubicar la longitud crítica donde se inicia el proceso de daño o falla final y tiene el potencial para desarrollar un análisis de la fractura quedando fuera del alcance de esta tesis.

Sin embargo, este comportamiento y registros experimentales obtenidos mediante la CDI, permiten afirmar que se cuenta con una técnica de medición y datos confiables para las mediciones posteriores en sollicitación de ciclaje.

4.3. Resultados experimentales de la Etapa II en Carga Cíclica, CC.

Para fines de fácil identificación y lectura de los resultados experimentales, a continuación, se enlistan:

- Número de probetas totales bajo CC, nivel de carga máximo y su número de ciclos máximo, lazos de histéresis generados mediante la curva $V-\Delta$ y mediante la curva $\tau-\gamma$.
- Mapas de deformaciones cortantes mediante imágenes de CDI.
- Variaciones en el módulo de corte dinámico G^* .
- Dinámica estructural de las UAE's, evaluando los cambios en las frecuencias modales, el factor de pérdida modal y el factor de pérdida por lazos de histéresis.
- Índices de daño con base en cambios en las frecuencias modales y el factor de pérdida.

4.3.1. Lazos de histéresis mediante curva carga vs desplazamiento.

Los ensayos en carga cíclica o CC fueron realizados en 10 probetas de UAE's. En la Tabla 4.3 se presentan las características principales de los lazos de histéresis de las probetas ensayadas.

Tabla 4.3. Lista de probetas ensayadas en CC con lazos de histéresis.

Probetas	Probeta	No. Max de Ciclos	Carga Máxima Cortante Programada (N)	V_{ap}/V_{prom}	Carga Cortante de Ruptura (N)	Desplazamiento Cortante de Ruptura (mm)
Probeta 10	L6M2056KN	04	6,000	0.91	5,958	2.55
Probeta 9	L6M3136KN	13	6,000	0.91	4,698	2.86
Probeta 8	L5M4205KN	20	5,000	0.77	4,375	2.60
Probeta 7	L4M5025KN	02	5,000	0.75	4,073	2.49
Probeta 6	L4M1095KN	09	5,000	0.76	3,993	2.37
Probeta 5	L4M3444KN	44	4,000	0.60	3,540	2.52
Probeta 4	L4M4304KN	30	4,000	0.60	3,426	2.26
Probeta 3	L6M5_130_3KN	130	3,000	0.45	SR	SR
Probeta 2	L6M5_79_2KN	79	2,000	0.30	SR	SR
Probeta 1	L6M4672KN	67	2,000	0.30	SR	SR

SR: Sin Ruptura

Las probetas presentadas en la Tabla 4.3 se encuentran ordenadas según el nivel de carga máxima programada de mayor a menor y aplicada durante los ensayos en CC. En gris se identifican las probetas en las que se obtuvieron los cambios en las frecuencias y amortiguamientos modales.

En la Figura 4.11, se muestran algunas de las características más relevantes en diferentes condiciones para la probeta 8 L5M4205KN.

Todas las probetas experimentadas en CC muestran el primer ciclo caracterizado por un área grande, seguido de ciclos donde su área disminuye hasta el tamaño mínimo y, finalmente, el área aumenta progresivamente hasta la falla.

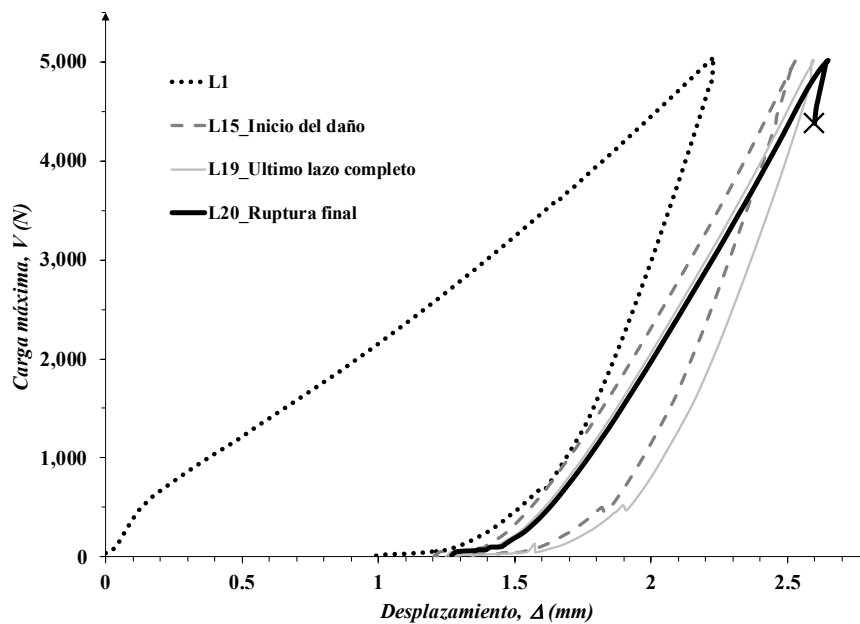


Figura 4.11. Lazos de Histéresis (V - Δ) para la probeta 8 L5M420.

4.3.2. Lazos de histéresis esfuerzo-deformación mediante CDI.

Mediante la técnica de CDI, fueron registrados los campos de deformaciones cortantes a lo largo de la línea central del adhesivo durante las pruebas en CC para la probeta 8 L5M4205KN.

En la Figura 4.12 se muestra el campo de deformaciones cortantes experimentales de la probeta 8, L5M4205KN en CC para el inicio del ciclo 1 en carga mínima $V_{min}=0$ kN y en carga máxima $V_{max}=5$ kN. Es claro el cambio de deformaciones cortantes representadas por el cambio de colores y los sub-set de referencia donde muestran la

deformación cortante en grados. Para el posprocesamiento se extrajeron los resultados en radianes.

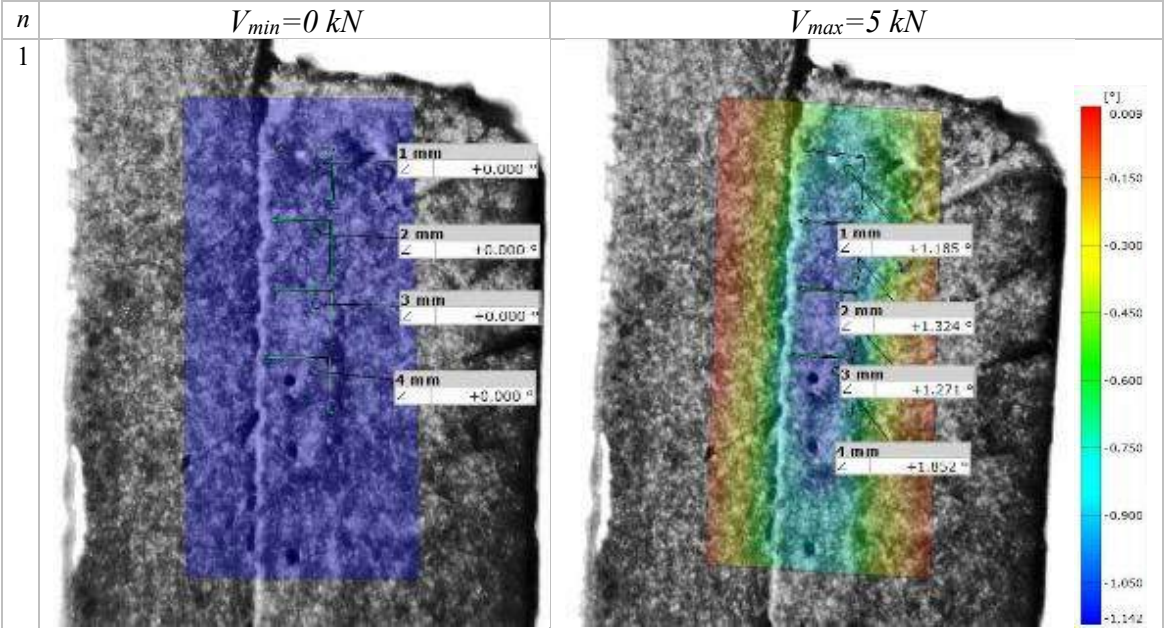
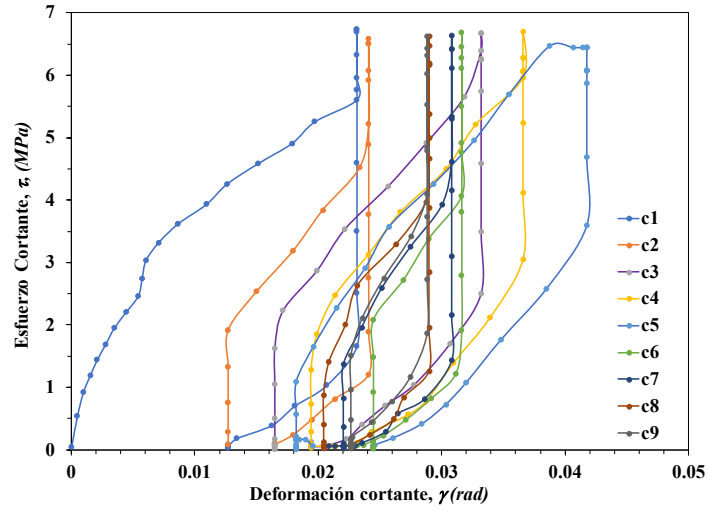


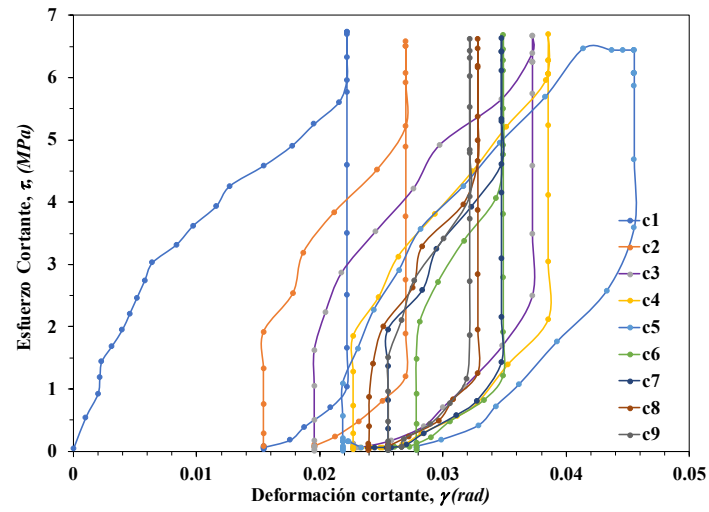
Figura 4.12. Campo de deformaciones cortantes para el primer ciclo de la probeta 8, L4M4225KN.

En la Figura 4.13 a, b y c se observan solo 9 lazos de histéresis desarrollados por la curva $\tau-\gamma$ para 3 posiciones de la línea de adhesión a 2, 3 y 4 mm desde el borde del adhesivo para la probeta 8 o L5M4205KN.

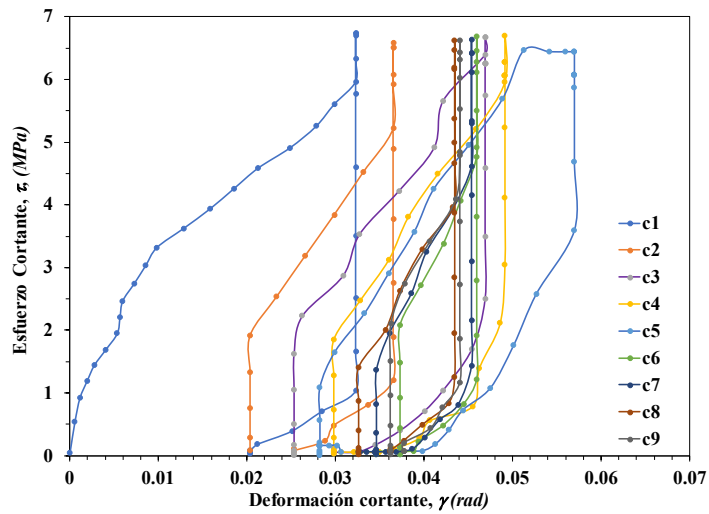
El comportamiento general de los lazos es congruente con los lazos de histéresis formados a partir de la curva $V-\Delta$. Se observa un primer lazo, el cual no retorna por completo al origen debido a la deformación viscoelástica del adhesivo adquiriendo una deformación permanente a partir de la cual continúan los siguientes ciclos de carga. En los siguientes lazos el área disminuye paulatinamente alcanzando un área mínima para posteriormente volver a crecer hasta llegar a la ruptura.



a)



b)



c)

Figura 4.13. Lazos de histéresis de la probeta 8 o L5M4205KN para 5 kN.
a) 2 mm, b) 3mm y c) 4 mm de la línea de adhesión.

El primer lazo τ - γ alcanza un esfuerzo cortante máximo alrededor de los 6 MPa y continúa incrementándose hasta 7 MPa, mas no así la deformación.

Posteriormente, en la fase de descarga el esfuerzo disminuye hasta 1 o 2 MPa sin disminuir la deformación cortante; a partir de este punto, la deformación cortante disminuye hasta detenerse en el momento que el esfuerzo cortante es nulo.

A partir del segundo lazo, las áreas de los lazos disminuyen progresivamente hasta alcanzar un área mínima como en el ciclo 6 y a partir del ciclo 7 comienza a aumentar su área hasta que sobreviene la falla de la UAE.

4.3.3. Módulo de corte dinámico.

Para realizar el análisis y comparar la variación del módulo de corte dinámico, G^* (MPa) y el porcentaje de índice de daño %IDG*, fue normalizado el número de ciclos $r_C = c_n / c_{max}$, y la deformación cortante respecto a sus valores máximos $r_\gamma = \gamma / \gamma_{max/ciclo}$.

En la Figura 4.14 se muestra la variación del módulo de corte dinámico, G^* (MPa) respecto a la razón de ciclaje r_C para las mismas tres posiciones de la línea de adhesión (2, 3 y 4 mm) de la probeta 4, L5M4205K. En la Figura 4.15 se muestra la variación promedio respecto a la razón de ciclaje.

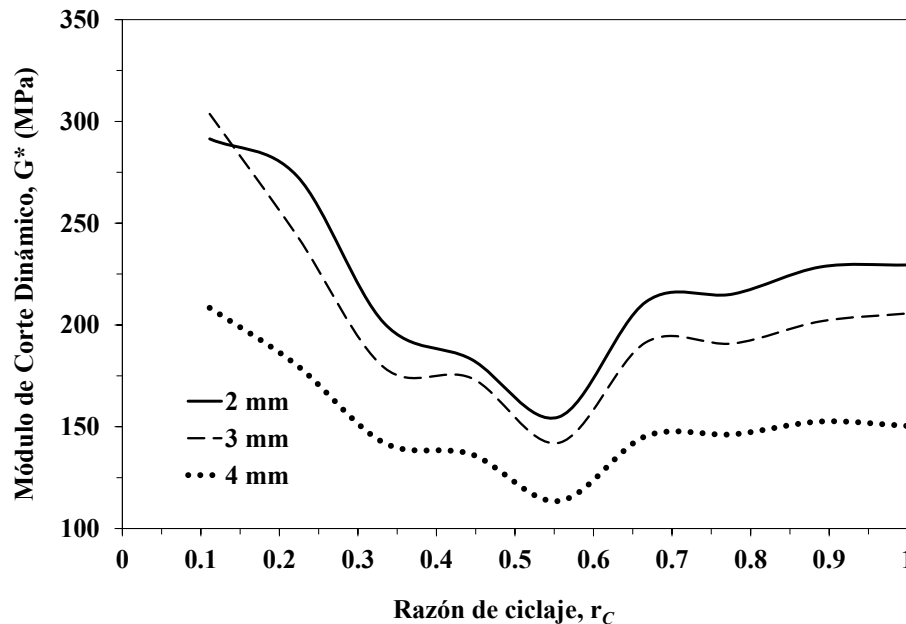


Figura 4.14. Variación del módulo de corte dinámico G^* (MPa) en función de la razón de ciclaje r_C de la probeta 4, L5M4205K para 2, 3 y 4 mm sobre la línea de adhesión

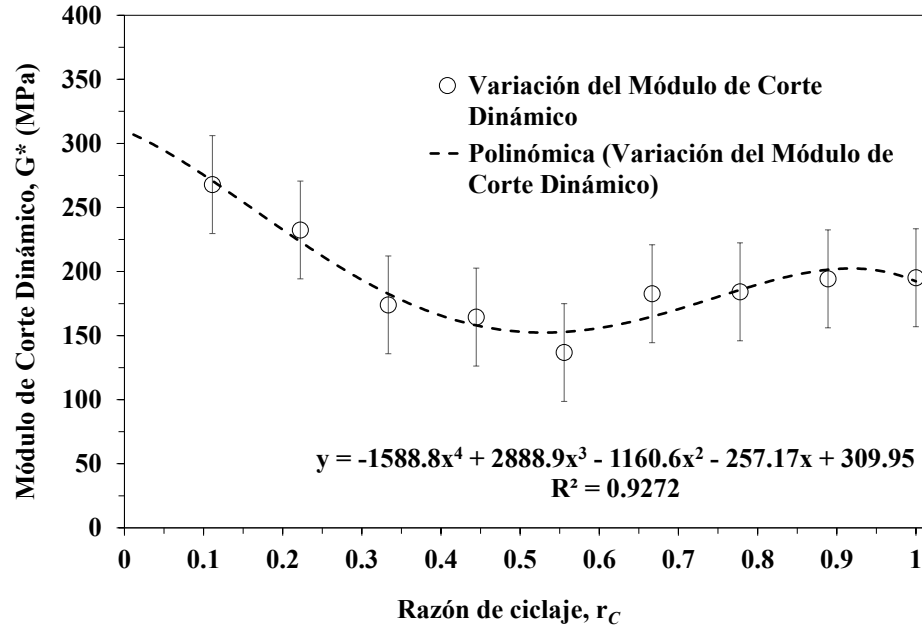
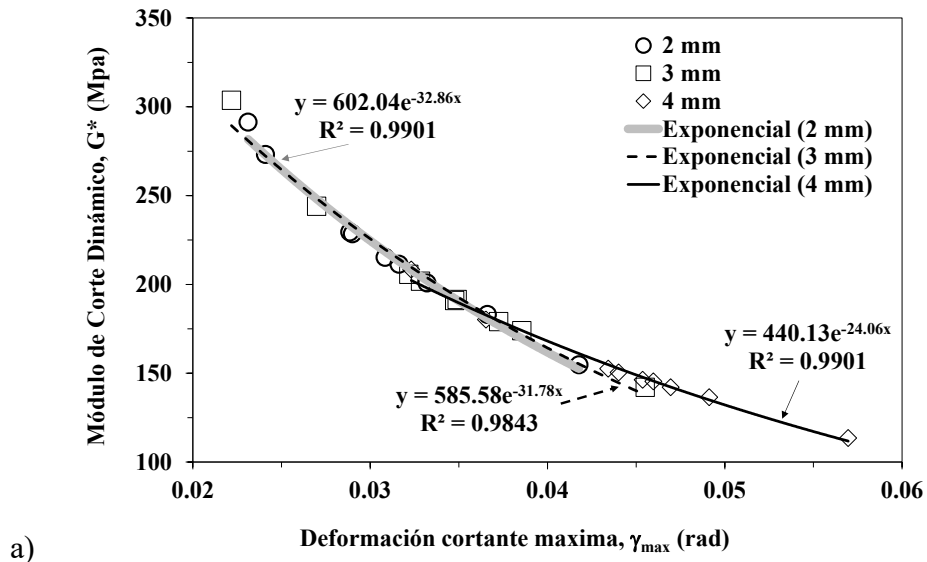
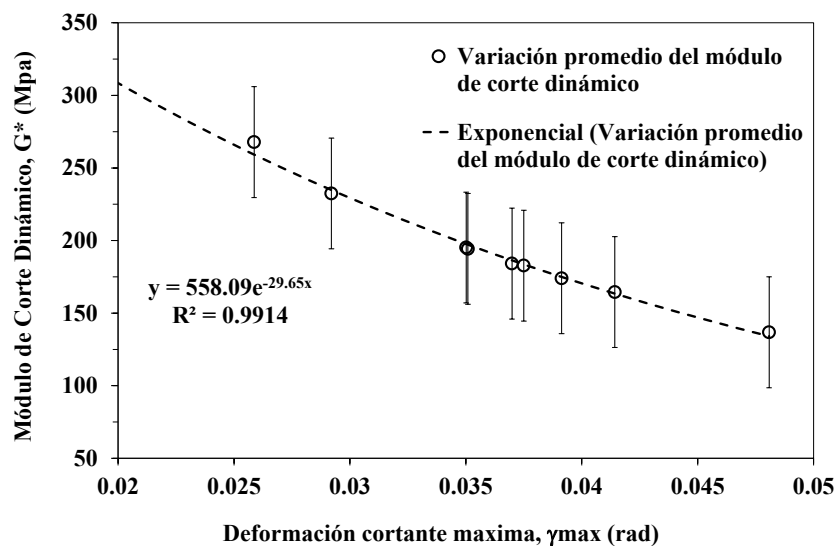


Figura 4.15. Variación promedio del módulo de corte dinámico G^* (MPa) en función de la razón de ciclaje r_C para la probeta 4, L5M4205K.

En la Figura 4.16.a, se muestra la variación del módulo de corte dinámico, G^* (MPa) en función de la deformación cortante máxima, γ (rad) para tres posiciones de la línea de adhesión (2, 3 y 4 mm) y en la Figura 4.16.b para la deformación promedio de la probeta 6 o L4M1095KN.

La variación del módulo dinámico cortante G^* es claramente de segundo orden respecto a la deformación cortante e independiente de las posiciones de medición sobre la línea de adhesión.





b)

Figura 4.16. Variación del módulo dinámico G^* (MPa) para la probeta 6 o L4M1095KN en función de la deformación cortante máxima $\gamma_{\max}$ (rad) a) para tres posiciones de la línea de adhesión (2, 3 y 4 mm), b) variación promedio.

En la Tabla 4.4 se presenta el resumen del ajuste de curvas del módulo de corte dinámico G^* en función de la deformación cortante máxima $\gamma_{\max}$ (rad) para las tres posiciones de la línea de adhesión (2, 3 y 4 mm) para la probeta 6 o L4M1095KN y para la deformación promedio.

Tabla 4.4. Ajuste de curvas de la variación del módulo de corte dinámico G^* (MPa) respecto a la deformación cortante máxima $\gamma_{\max}$ (rad) y las tres posiciones de la línea de adhesión (2, 3 y 4 mm) y deformación promedio.

Posición en la línea de adhesión.	Módulo de corte dinámico G^* vs deformación cortante máxima $\gamma_{\max}$ (rad)
2 mm	$G^* = 602.04e^{-32.86\gamma}$ $R^2 = 0.9901$
3 mm	$G^* = 585.58e^{-31.78\gamma}$ $R^2 = 0.9843$
4 mm	$G^* = 440.13e^{-24.06\gamma}$ $R^2 = 0.9901$
Promedio	$G^* = 558.09e^{-29.65\gamma}$ $R^2 = 0.9914$

La variación del módulo de corte “dinámico” G^* es clara respecto a la razón de ciclaje y a la deformación cortante máxima. Este comportamiento experimental demuestra la “degradación de del módulo de corte del adhesivo bajo CC” lo que por sí solo representa un indicador de daño o de grado de integridad de la UAE.

4.4. Dinámica estructural de las UAE's en condición de CC.

4.4.1. Frecuencias modales de las UAE's.

En la Tabla 4.5 se resumen las condiciones de carga cíclica aplicada en las probetas de UAE's donde fueron medidas de manera simultánea la curva $V-\Delta$ y la Función de Respuesta a la Frecuencia.

Tabla 4.5. Probetas ensayadas en CC utilizadas para FRF.

Probeta	Nomenclatura	Lote	Probeta	Número Total de Ciclos	Falló	Carga Máxima Programada	Razón de carga máxima (%) ($V_{\max} = 6.6 \text{ kN}$)
9	L6M3136KN	L6	M3	13	Si	6 kN	90.9%
8	L5M4205KN	L5	M4	22	Si	5 kN	75.7%
4	L4M4304KN	L4	M4	30	Si	4 kN	60.6%
3	L6M5-130-3KN	L6	M4	130	No	3 kN	45.5%
1	L6M4_67_2KN	L6	M4	67	No	2 kN	30.3%

En la Figura 4.17 se presentan el gráfico de respuesta a la frecuencia o FRF. En el eje x se muestra la frecuencia en escala lineal entre 0 y 10,000 Hz y en el eje y se muestra la respuesta de amplitud de la FRF $H(\omega)$ relativa o normalizada de la aceleración de vibración respecto a la fuerza impulsiva ($\ddot{x} / F$) en unidades de g / N para la probeta 4 o L4M4304KN.

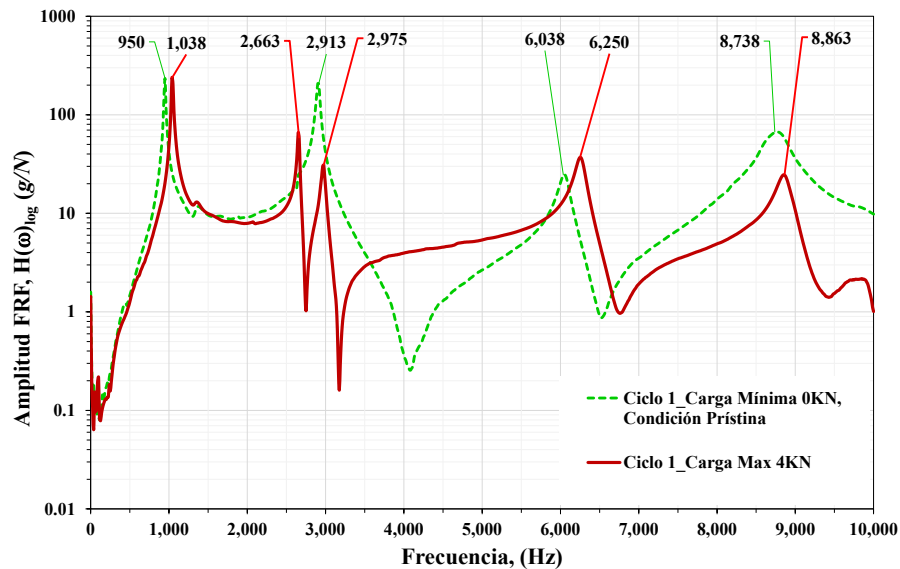


Figura 4.17. Función de Respuesta a la Frecuencia (FRF) de la probeta 4 L4M4304KN en condición de carga máxima y carga mínima para el primer ciclo prístina.

Las gráficas corresponden a la FRF en dos condiciones durante el primer ciclo. La primera en color verde (línea punteada) corresponde al instante sin carga al inicio del primer ciclo en condición prístina o sin daño y la segunda en color rojo (línea continua) en el instante de carga máxima 4 kN programada.

Por fines comparativos y valores representativos en la Figura 4.18 se muestran las 29 FRF, todas para el instante de carga máxima de 4 kN de la probeta 4 o L4M4304KN. La FRF en el ciclo 30 no pudo ser obtenida debido a que se alcanzó la falla final de ruptura antes de alcanzar el valor de carga máxima.

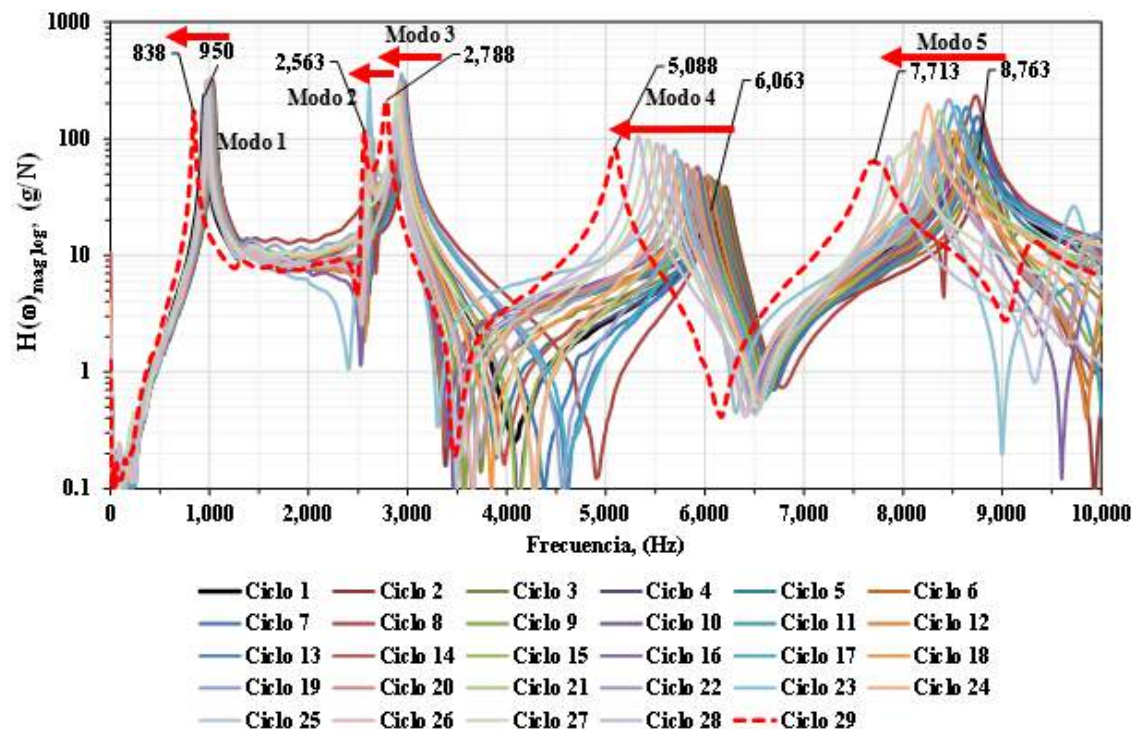


Figura 4.18. Conjunto de Funciones de Respuesta a la Frecuencia (FRF's) de la probeta 4 o L4M4304KN en condición de carga máxima del ciclo 1 al 29.

En la Figura 4.18 se observa claramente el corrimiento en frecuencia de las FRF desde el primero hasta el último ciclo antes de la falla final. También se observa que los modos 1, 2 y 3 tienen menor corrimiento en comparación del modo 4 y 5.

También se observan cambios de amplitud $H(\omega)$ que son menores en los modos 1, 2 y 3 en comparación con los modos 4 y 5. Se observa que las amplitudes del modo 4 tienen una tendencia a incrementarse a diferencia del modo 5 que se observa que disminuyen a cada ciclo.

Se observaron diferentes comportamientos entre amplitud y ancho en los 5 modos, este comportamiento está relacionado con el amortiguamiento estructural de la UAE. En la Figura 4.19 se muestra el gráfico 3D donde se observa la evolución en de los 5 modos en frecuencia y anchura y la amplitud $H(\omega)$ para los 29 ciclos. Se observa que la variación en las frecuencias modales 1, 2 y 3 se mantiene en un comportamiento casi constante a lo largo de los 29 ciclos, mostrando un comportamiento casi en “línea recta”; sin embargo, para los modos 4 y 5 se observa que se corren en una forma “curva” al acercarse a los últimos ciclos de carga.

Finalmente, se observó que, durante los primeros ciclos, los 5 modos presentan picos agudos y conforme se incrementa el número de ciclos los modos 4 y 5 se van haciendo más anchos lo que indica un claro incremento en el amortiguamiento.

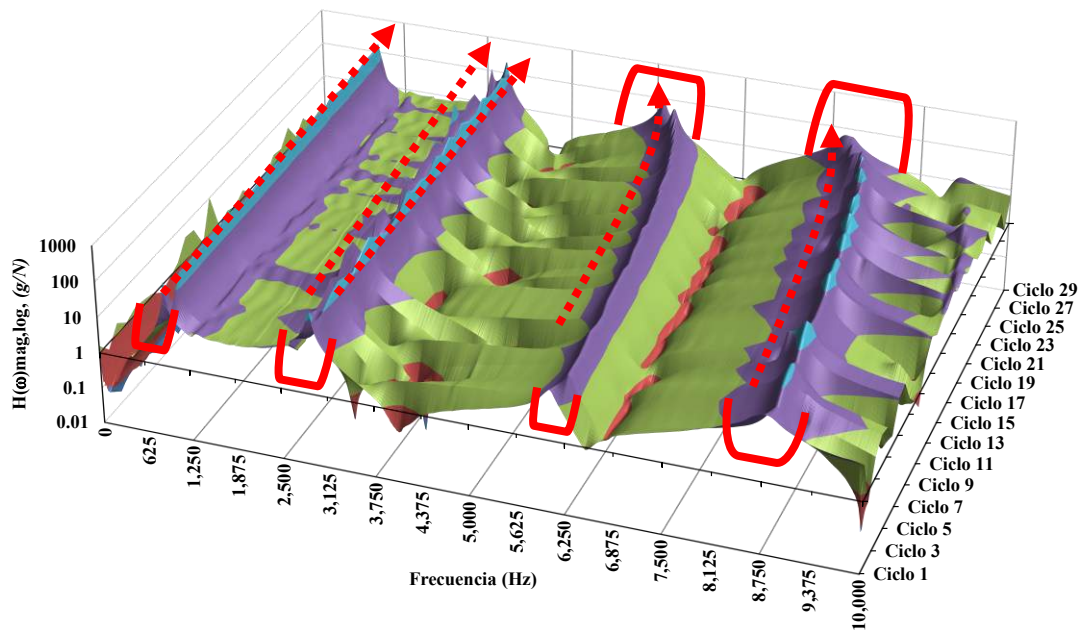


Figura 4.19. Gráfico de cascada con el total de las FRF en la probeta 4 o L4M4304KN en condición de carga máxima de 4kN.

Para cuantificar objetivamente el corrimiento en las frecuencias respecto al número de ciclos fue mediante sus valores normalizados $r_f = f_{m,n}/f_{m,0}$ y $r_c = c_n/c_{max}$ siendo $f_{m,n}$ la frecuencia modal “m” en el ciclo “n” y $f_{m,0}$ la frecuencia modal “m” en el

primer ciclo “0”. En la Figura 4.20 se muestra en gráfico para la razón de ciclaje r_c y la razón de frecuencias r_f , para los 5 modos principales de la probeta 4 o L4M4304KN.

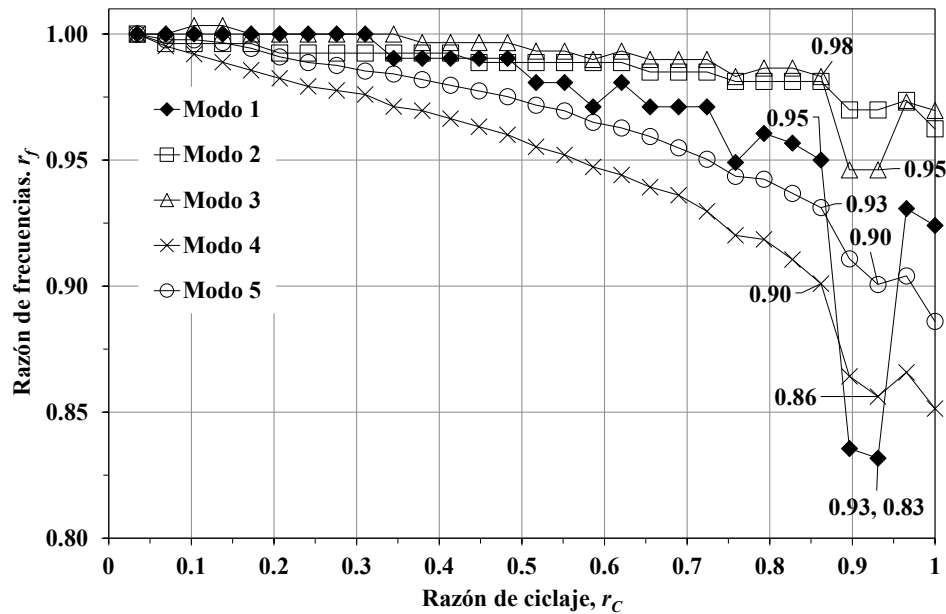


Figura 4.20. Razón de frecuencias, r_f respecto a la razón de ciclaje r_c para los 5 modos principales en la probeta 4 o L4M4304KN para carga máxima.

Se observa que todos los modos presentan un cambio en la razón de frecuencias respecto a la razón de ciclaje como se presenta en la Tabla 4.6. Aquí se presentan los valores en % del cambio, es decir $\% \Delta f = 100 - \% r_f$ respecto a tres puntos relevantes de la razón de ciclaje.

Tabla 4.6. Resumen del % de cambio de frecuencias $\% \Delta f$ respecto a la razón de ciclaje en la probeta 4 o L4M4304KN.

Modo	$0 < r_c < 0.86$	$r_c = 0.75$	$r_c = 0.89$	$r_c = 0.93$
1	5%	5%	16%	17%
2	2%	2%	3%	3%
3	2%	2%	5%	5%
4	10%	8%	13%	14%
5	7%	6%	9%	10%

Las frecuencias modales en condición prístina resultantes del ciclo 1 se consideran las frecuencias modales de referencia. Donde se observaron mayores cambios fue en los modos 1, 4 y 5. En un primer instante relevante para $r_c = 0.75$ se hace notar un ligero

cambio en las curvas posiblemente provocado por las etapas finales de falla de la probeta 4 L4M4304KN con cambios en % de frecuencia correspondientes a los modos 1,4 y 5 de 5, 8 y 6% respectivamente, para $r_c = 0.89$ cambios de 16, 13 y 9% respectivamente y para $r_c = 0.93$ cambios de 17, 14 y 10% respectivamente. Para todo el rango de ciclaje, los modos 2 y 3 permanecieron con cambios muchos menores de alrededor del 2 y 3%.

La evidencia experimental de cambios en frecuencia será asociada posteriormente a los cambios en el amortiguamiento y de disipación de energía respecto a la razón de ciclaje.

4.4.2. Amortiguamiento modal de las UAE's.

A partir de las FRF y el método del ancho de banda fue determinado el amortiguamiento modal medido como factor de pérdida modal $\eta_{m,n}$ para los 5 modos principales en condición de carga máxima.

En posprocesamiento, fueron obtenidos los factores de pérdida modal para las probetas 3, 4, 8 y 9.

Se denominó razón de factor de pérdida $r_{\eta m} = \eta_{m,n} / \eta_{m,0}$ al valor normalizado del factor de pérdida modal ($\eta_{m,0}$) sobre el factor de pérdida modal del primer ciclo ($\eta_{m,0}$). Valores de $r_{\eta m} = 1$, corresponden al primer valor de factor de pérdida original. Valores de $r_{\eta m} < 1$, significa una disminución del factor de pérdida respecto al valor inicial y valores de $r_{\eta m} > 1$ significan un aumento respecto al valor inicial.

En la Figura 4.21 se muestra la evolución del cambio en el factor de pérdida de todos los modos de la probeta 4, L4M4304KN. En ella se observa principalmente que el modo 5 disminuye su factor de pérdida por debajo del valor inicial hasta un 30% en $r_c = 0.45$ y comienza a tener un cambio notorio regresando hacia un 12% debajo del valor inicial en $r_c = 0.72$, volver a bajar un 49% en $r_c = 0.86$ y finalmente incrementarse de manera relevante a 56% por arriba del valor inicial.

Un comportamiento con menor variación se presentó en todos los demás modos hasta $r_c = 0.72$, donde los modos 1, 2, 3 y 4 tuvieron cambios de 21, 14, 7 y 22% respectivamente, para posteriormente incrementarse de manera relevante en $r_c = 0.9$ en 8, 36, 35 y 45% por arriba del valor inicial.

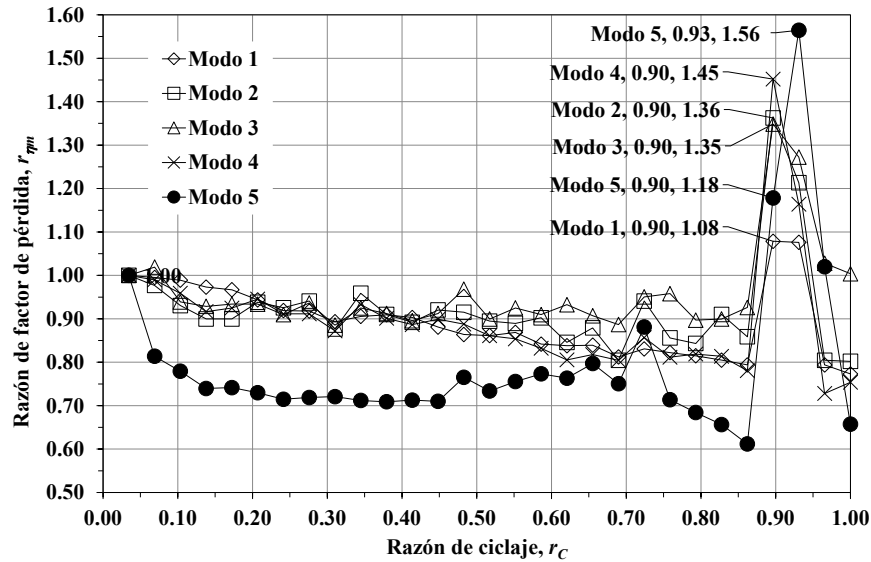


Figura 4.21. Cambio del factor de pérdida para los 5 modos de la Probeta 4, L4M4304KN.

En la Figura 4.22 se muestran los cambios en el factor de pérdida para los 5 modos de la probeta 8, L5M4205K. A diferencia de la probeta anterior, el factor de pérdida fue muy diferente para cada modo a lo largo de la razón de ciclaje, ya que los modos 1 y 5 presentaron disminuciones respecto de su valor inicial y los modos 2, 3 y 4 incrementaron su valor respecto al valor inicial. En esta probeta el modo 2, desarrolló el mayor valor del factor de pérdida en $r_c=0.32$ con 46% por arriba de su valor inicial.

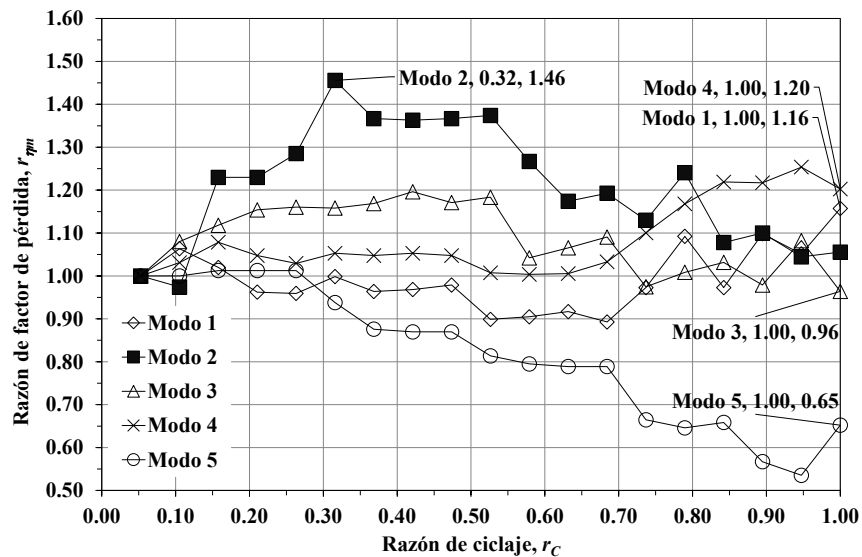


Figura 4.22. Cambio del factor de pérdida para los 5 modos de la Probeta 8, L5M4205K.

En la Figura 4.23 se muestran los cambios en el factor de pérdida para los 5 modos de la probeta 9 L6M3136KN. A diferencia de las otras dos probetas, el factor de pérdida fue muy diferente. Aunque el modo 2 al igual que la probeta 8, presenta un incremento notable hasta el 91% mayor que el valor inicial en $r_c=0.5$, los demás modos, desarrollaron un comportamiento de incrementos o disminuciones pequeños a lo largo de la razón de ciclaje. El modo 1, tuvo una disminución máxima del 5% desde el primer ciclo hasta $r_c=0.75$ para incrementarse al final hasta 21% por arriba de su valor inicial. El modo 2 disminuyó progresivamente a partir de un 95% para $r_c=0.5$ hasta un 12 % para $r_c=1$, el modo 3 tuvo una disminución del 5% para casi toda la razón de ciclaje para incrementarse 2% en $r_c=1$ por arriba de su valor inicial. El modo 4 fue incrementando su valor en toda la razón de ciclaje hasta terminar en un 21% arriba de su valor inicial en $r_c=1$. El modo 5 disminuyó su valor hasta en 15% en $r_c=0.5$ y al final se incrementó por arriba de su valor inicial en 2% en $r_c=1$.

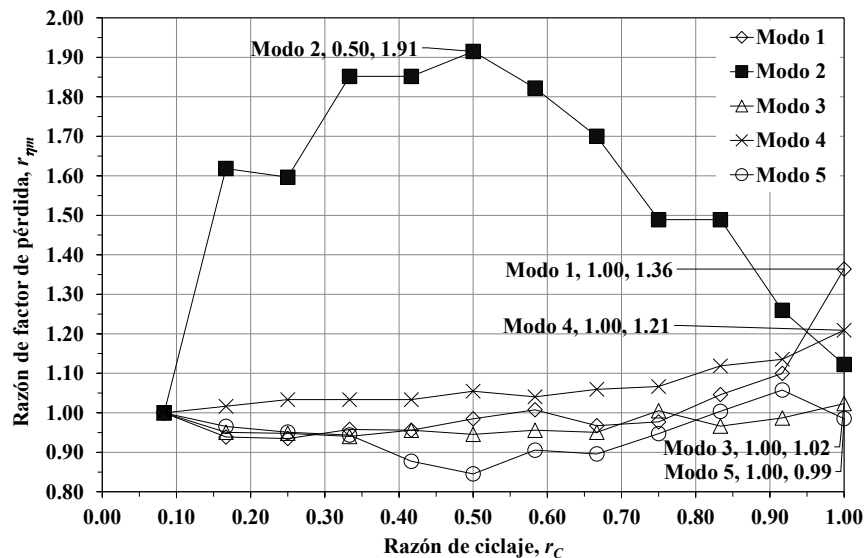


Figura 4.23. Cambio del factor de pérdida para los 5 modos de la Probeta 9, L6M3136KN.

Se observó que el cambio de factor de pérdida por cada modo no tiene el mismo comportamiento que para los cambios de frecuencias modales, ya que este depende mayormente de las condiciones viscoelásticas del adhesivo, y los mecanismos de falla que se estén presentando especialmente en el cuerpo del adhesivo, la integridad de su cohesión, la integridad de la adhesión en las interfases y la generación de superficies de fractura.

4.4.3. Amortiguamiento por histéresis en condición de CC.

A continuación, se presentan los resultados del procesamiento del factor de pérdida mediante el intercambio de energías obtenido de los lazos de histéresis de 5 probetas.

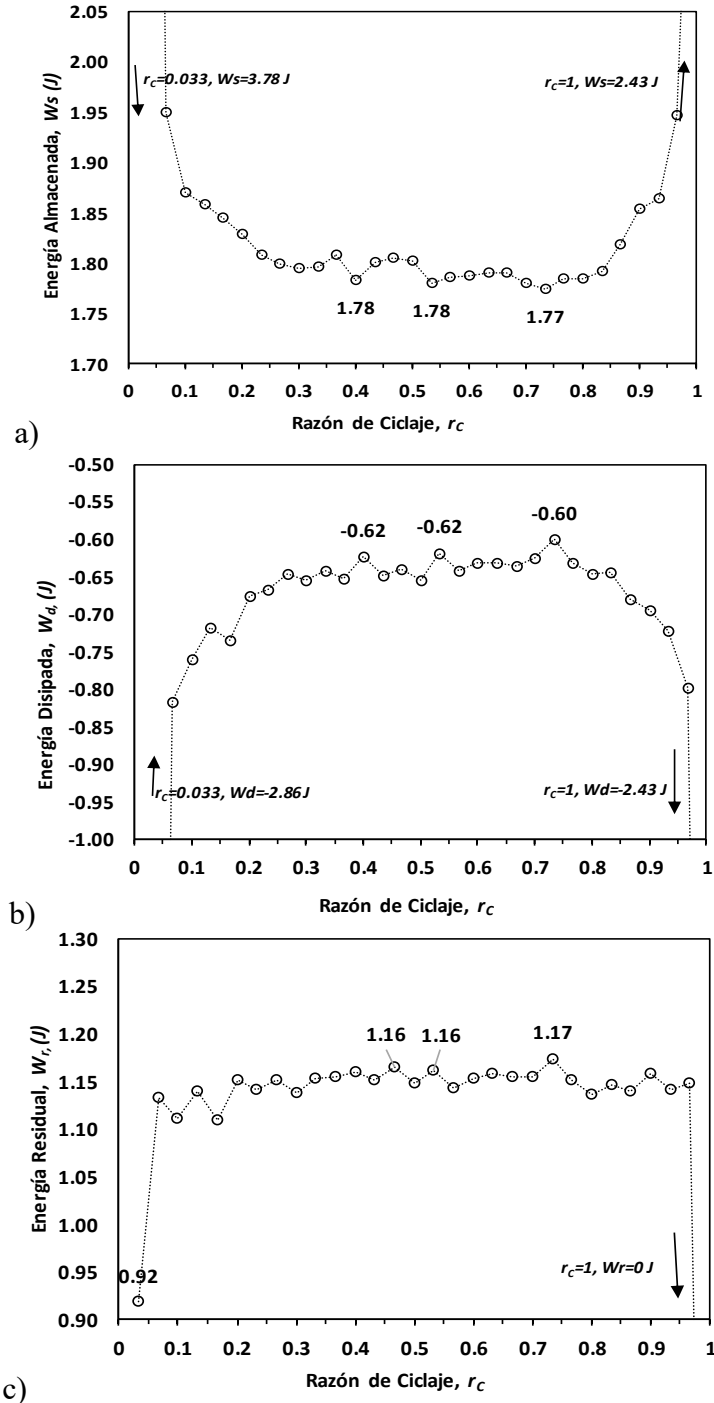


Figura 4.24. Intercambio de energías respecto a la razón de ciclaje en CC para la probeta 4, L4M4304KN, a) Energía almacenada (W_s), b) Energía disipada (W_d), c) Energía residual (W_r).

En la Figura 4.24 se presenta como ejemplo la evolución de las energías involucradas respecto de la razón de ciclaje r_c para la probeta 4 L4M4304KN, que tuvo una vida de 30 ciclos a una carga máxima de 4 kN.

La energía almacenada y residual se presenta graficada en valores positivos y la energía disipada graficada en valores negativos, de tal forma que el balance de energía siempre es igual a cero ($W_s - W_d - W_r = 0$). En la Tabla 4.7 se presentan los comportamientos y valores significativos de la Figura 4.24.

Tabla 4.7. Resumen del balance de energías de lazos de histéresis respecto a la razón de ciclaje.

	$r_c = 0.033$	$0.4 < r_c < 0.73$	$r_c = 1$
W_s	$3.78 J$	$1.78 J$	$2.43 J$
W_d	$-2.86 J$	$-0.62 J$	$-2.43 J$
W_r	$0.92 J$	$1.16 J$	$0 J$

La energía almacenada W_s medida con el área total bajo la curva $V-\Delta$ inicia en un valor máximo $3.78 J$ para $r_c=0.033$ o ciclo 1/30, después, disminuye hasta $1.78 J$ para $r_c=0.4$ o ciclo 12/30 manteniéndose alrededor de este nivel hasta $r_c=0.73$ o ciclo 22/30 para incrementarse exponencialmente hasta $2.43 J$ para $r_c=1$.

La energía disipada W_d obtenida del área que encierra cada lazo inicia en $-2.86 J$ para $r_c=0.033$, aumenta hasta $-0.62 J$ para $r_c=0.4$ y mantenerse alrededor de este nivel hasta $r_c=0.73$ para disminuir exponencialmente hasta $-2.43 J$ para $r_c=1$.

La energía residual W_r fue obtenida al sumar la energía almacenada y la energía disipada como $W_r = W_s + (-W_d)$ de tal manera que se inicia con $0.92 J$ para $r_c=0.033$, aumenta hasta $1.16 J$ para $r_c=0.4$ y se mantiene alrededor de este nivel hasta $r_c=0.73$ para disminuir hasta $0 J$ para $r_c=1$.

En la Figura 4.25 se presenta el balance de energías durante CC para la probeta 3. La escala de energías fue normalizada mediante las siguientes razones de energías $W_s/W_{s\max}$, $W_d/W_{d\max}$ y $W_r/W_{r\max}$ respecto a la razón de ciclaje r_c .

Se observa en esta gráfica que la energía aplicada o almacenada se mantiene constante en cada ciclo, esto es así porque el nivel de carga máximo aplicado es el mismo en cada ciclo. Sin embargo, la energía disipada depende del área de cada ciclo que va

cambiando del primero al segundo ciclo para disminuir a un valor mínimo y volver a incrementarse hacia el final de manera que el balance de energías se mantenga.

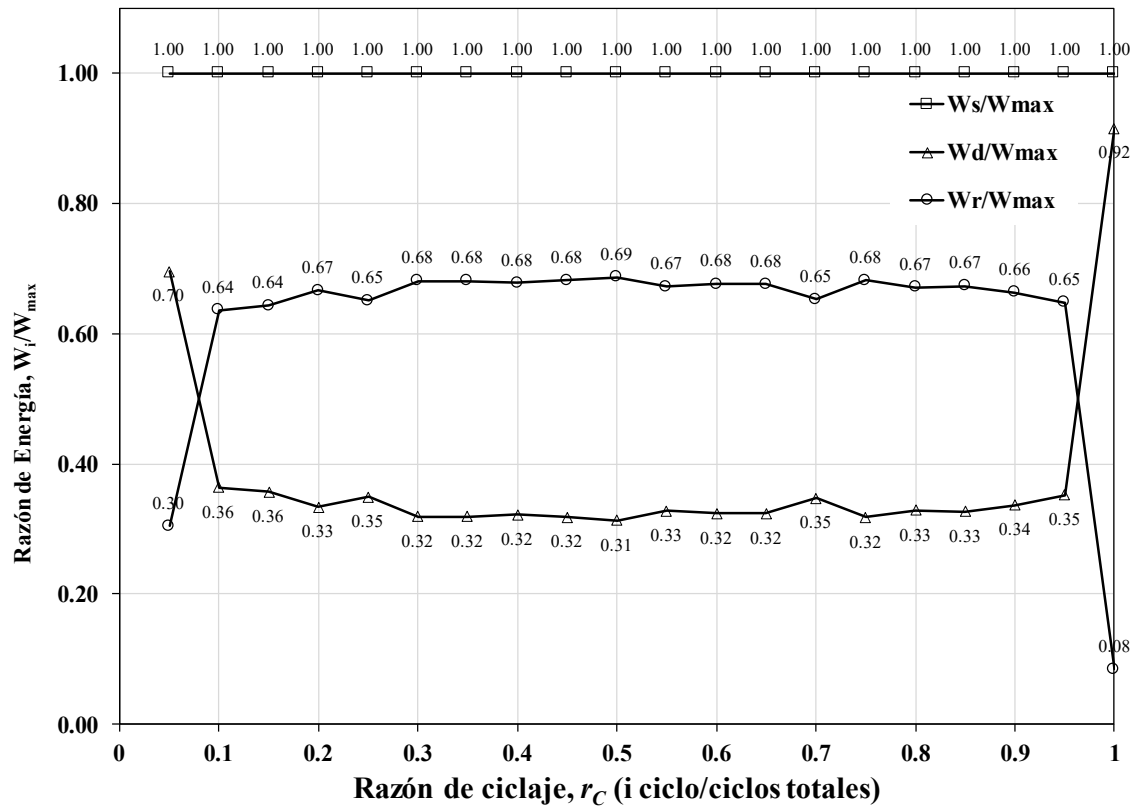


Figura 4.25. Evolución de la razón de energía vs razón de ciclaje r_c para la probeta 4, L4M4304KN.

Después del primer lazo de histéresis, el área de los siguientes lazos de histéresis disminuye significativamente y se mantiene en un nivel promedio o meseta constante de la energía disipada (W_d/W_{max}).

Este comportamiento de la variación del área de cada lazo de histéresis se puede corroborar en todas las probetas ensayadas y una colección más extensa de resultados se puede consultar en el Apéndice 2.

Ya que el enfoque de esta investigación se encuentra encaminado en el daño mediante el cambio de amortiguamiento o factor de pérdida, a continuación, se presenta la evolución del factor de pérdida de las 5 probetas ensayadas en CC.

Como se mencionó en el marco teórico, el amortiguamiento modal o factor de pérdida modal también puede ser evaluado mediante las energías disipadas en cada ciclo, por lo que a continuación se presenta el resultado de este posprocesamiento. Se denominó

factor de pérdida por histéresis normalizado a la razón $r_{\eta h} = \eta_h / \eta_o$ siendo η_h el factor de pérdida por histéresis y η_o el factor de pérdida por histéresis del primer ciclo.

Valores de $r_{\eta h} = 1$, corresponden al primer valor de factor de pérdida original. Valores de $r_{\eta h} < 1$, significa una disminución del factor de pérdida respecto al valor inicial y valores de $r_{\eta h} > 1$ significan un aumento respecto al valor inicial.

En la Figura 4.26 se muestran en conjunto el comportamiento de las 5 probetas ensayadas en CC. Este comportamiento se asemeja a una curva del tipo “bañera” para las probetas 3, 4 y 5, y de media bañera para las probetas 1 y 2, ya que estas dos no mostraron indicios de progresión de daño durante las pruebas de ciclaje presentando un comportamiento de vida infinita o de endurencia.

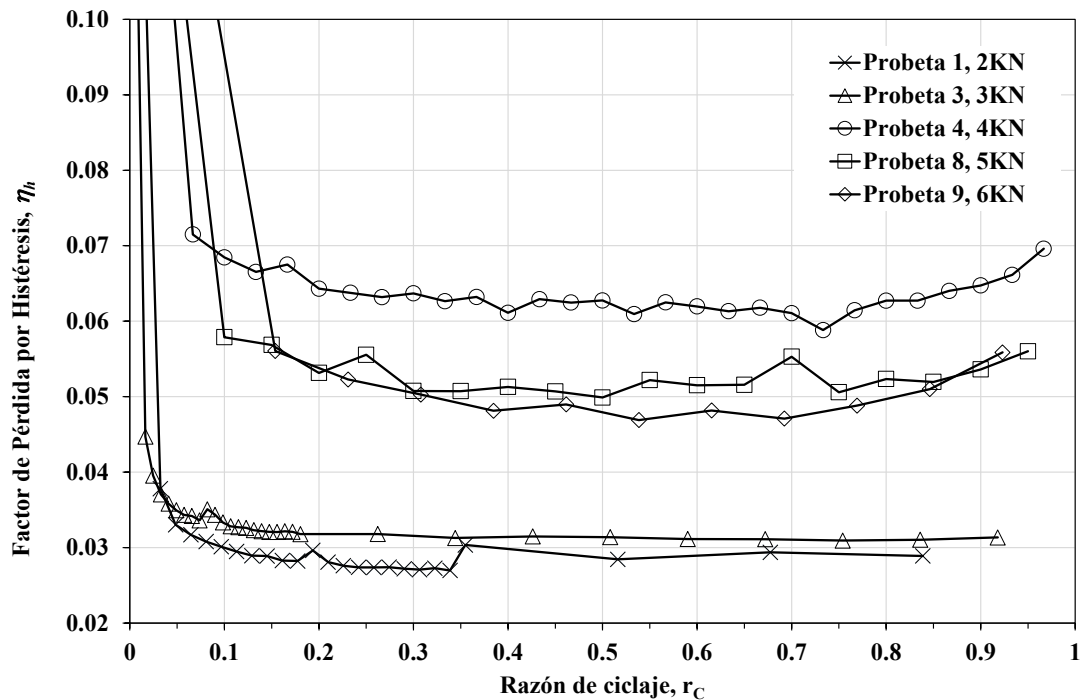


Figura 4.26. Factor de pérdida por histéresis vs razón de ciclaje para las 5 probetas.

Se observa de forma clara, la evolución del factor de pérdida por histéresis para las probetas 4, 8 y 9 que, si fallaron por ruptura a los 30, 20 y 13 ciclos respectivamente, con una razón de carga máxima correspondiente al 60.6%, 75.7% y 90.9% respectivamente. En las tres probetas, se presenta una primera “etapa” de decrecimiento del factor de pérdida hasta alcanzar un valor mínimo, correspondiente al decrecimiento del área de los lazos de histéresis.

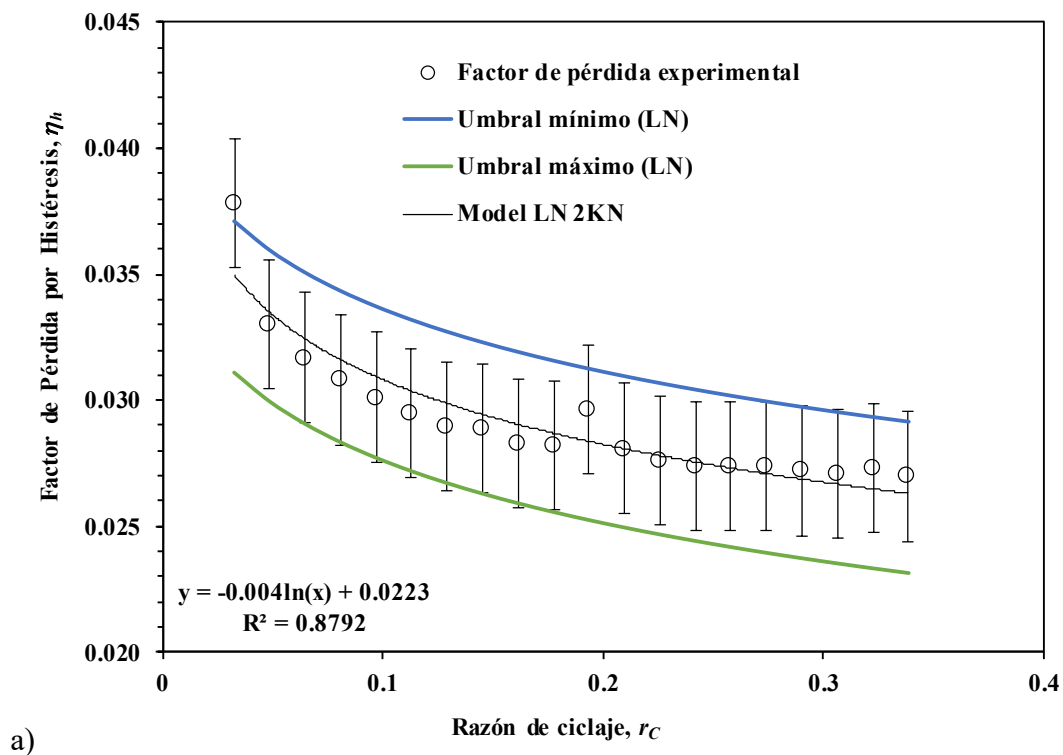
Posteriormente, para estas mismas probetas, a partir de una razón de carga promedio de $r_C=0.7$, se presenta un incremento del factor de pérdida que continua hasta la falla final. Dicho comportamiento ha sido verificado en todas las probetas ensayadas en CC.

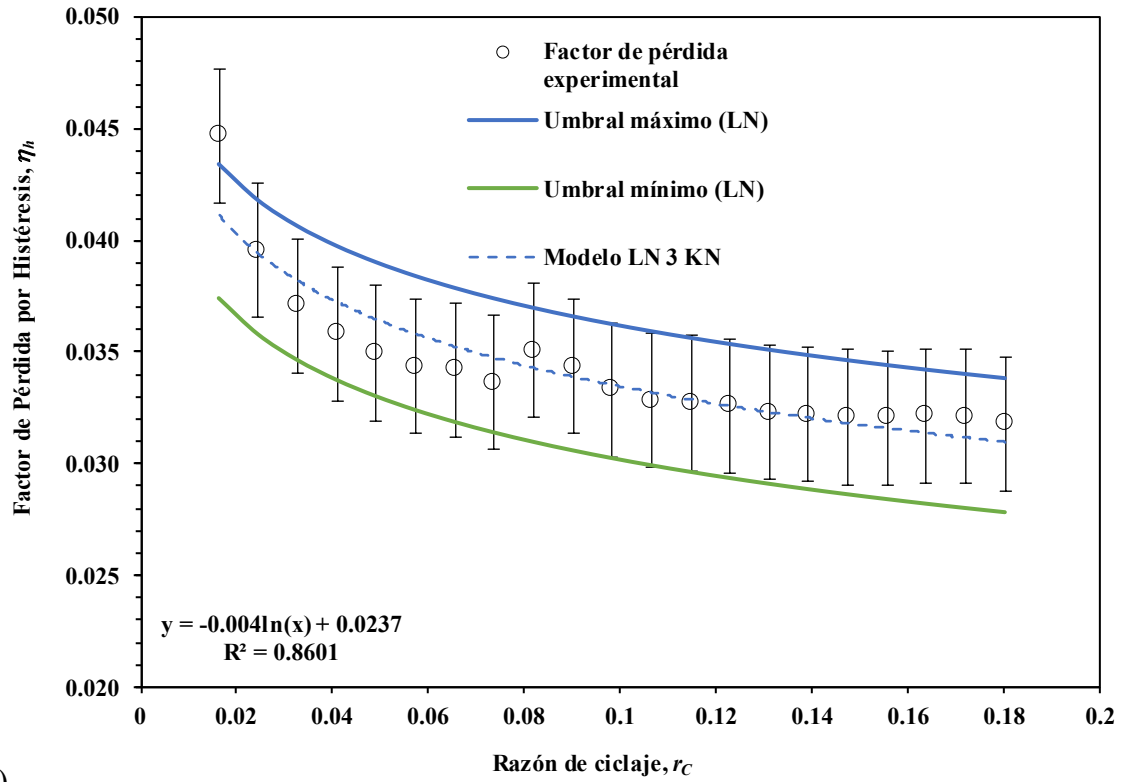
Por su parte, las probetas 1 y 3, presentaron un factor de pérdida menor al que se registró en las probetas 4, 8 y 9, sin embargo, no presentaron ruptura final, resistiendo un número mayor de ciclos hasta detener el ensayo manualmente. Estas fueron ensayadas a razones de carga de 30.3% y 45.5%, considerándose que presentaron un comportamiento de vida infinita o de endurancia.

4.5. Modelo semi empírico del amortiguamiento en CC.

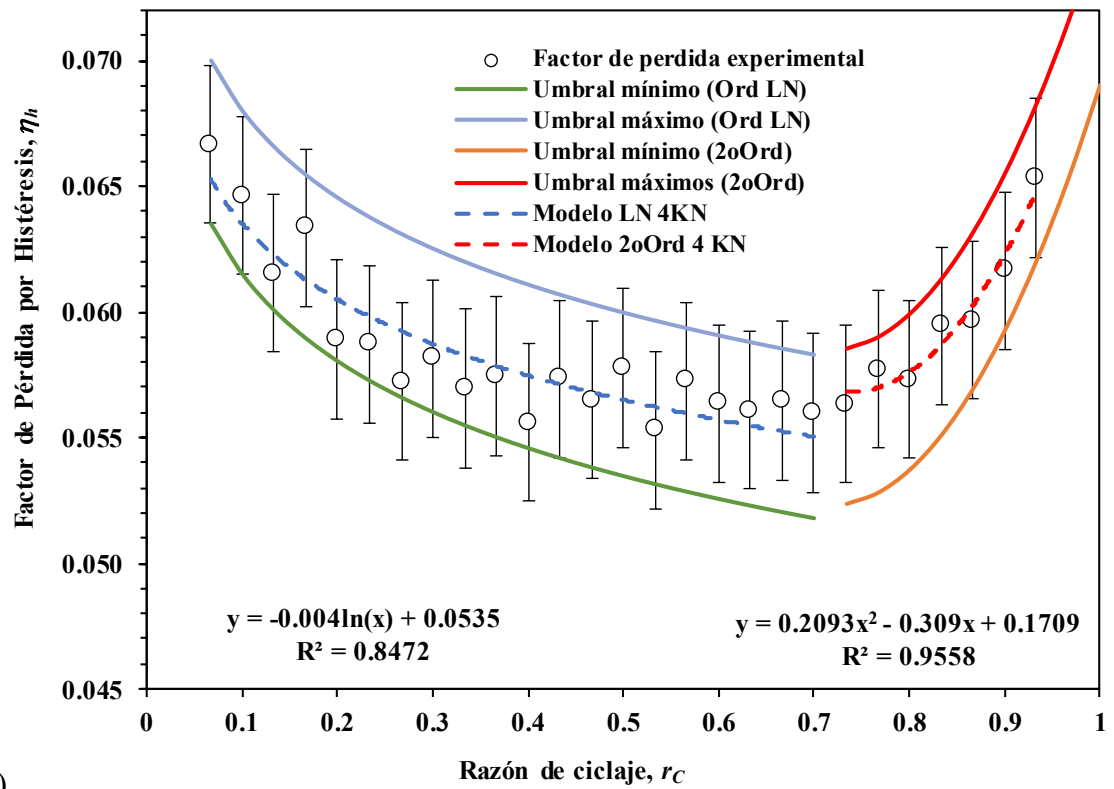
A partir de las evoluciones de la razón de energías y el factor de pérdida por histéresis, se propone un modelo semi empírico que determina a priori la evolución del amortiguamiento en función de la razón de ciclaje, el nivel de carga máxima y valores de ajuste empíricos obtenidos para las condiciones experimentales.

En la Figura 4.27 se presentan los valores máximos y mínimos de factor de pérdida respecto a la razón de ciclaje para las 5 probetas.

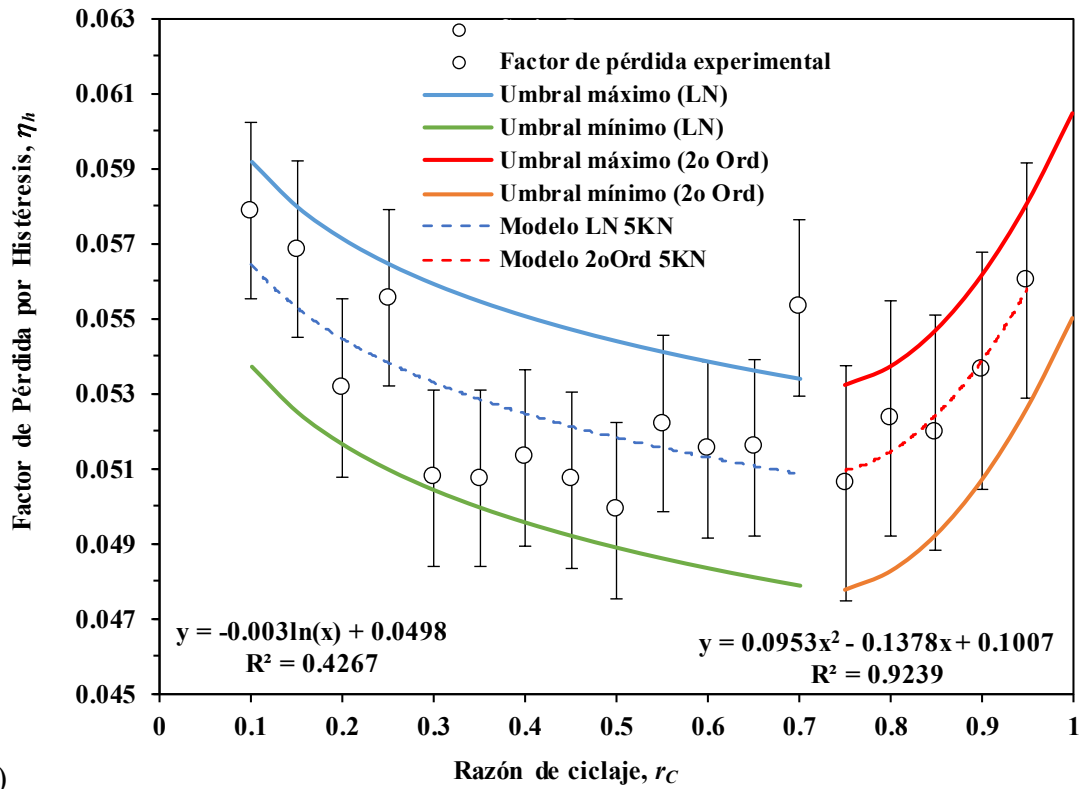




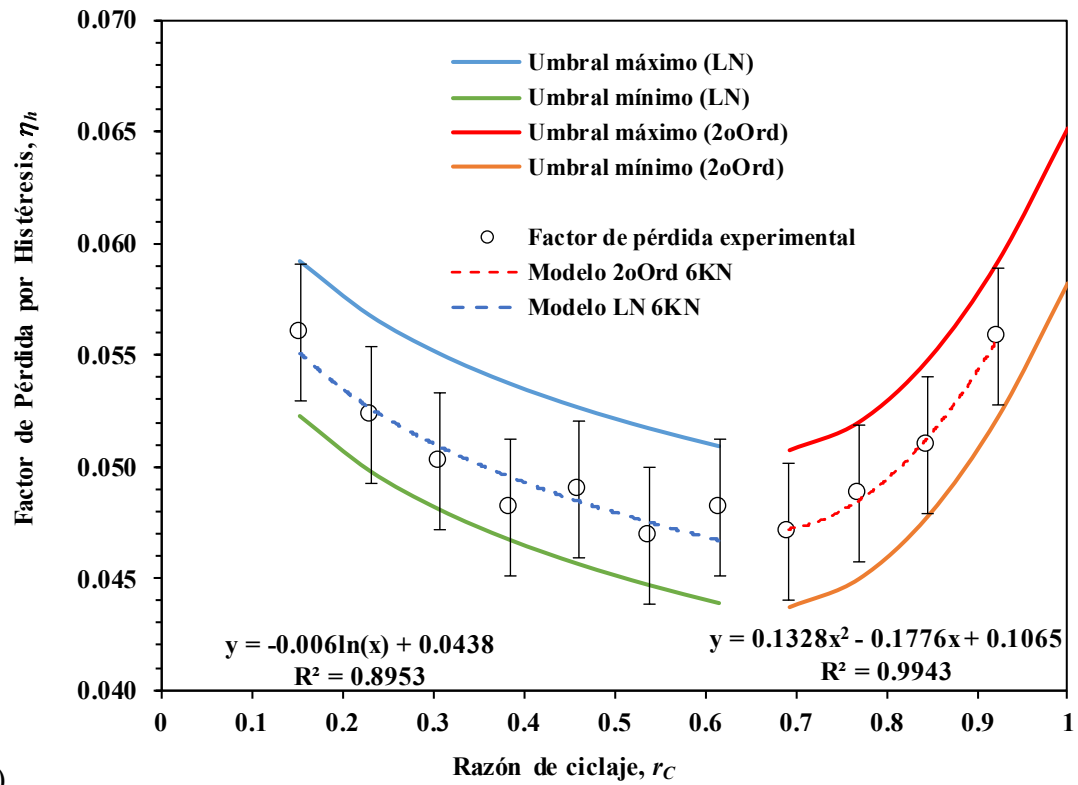
b)



c)



d)



e)

Figura 4.27. Modelo semi empírico de 2 Etapas para la evolución del factor de pérdida respecto a la razón de ciclaje para a) Probeta 1, b) Probeta 3, c) Probeta 4, d) Probeta 8, e) Probeta 9

El modelo presentado se ajusta fuertemente a la evolución del factor de pérdida experimental respecto a la razón de ciclaje y consta de dos etapas:

La *Etapa 1* considera la disminución del factor de pérdida hasta un valor mínimo y se propone un modelo de ajuste logarítmico de la forma:

$$\eta(r_c) = -b \ln(r_c) + \eta_f \quad \text{Ec. 4. 1}$$

Donde:

r_c : Razón de ciclaje ($0 < r_c < 0.7$).

b : Constante de ajuste semi empírica (Ver Tabla 4.8).

η_f : Factor de pérdida mínimo semi empírico (Ver Tabla 4.8).

Tabla 4.8. Valores de ajuste semi empíricos b y η_f para $0 < r_c < 0.7$.

Probeta	Nomenclatura	Nivel de Carga (kN)	Razón de carga % ($V_{max}=6.6$ kN)	$b(\times 10^{-3})$	$\eta_f(\times 10^{-3})$
1	L6M4672KN	2	30.3%	4	19-25
3	L6M41303KN	3	45.5%	4	21-27
4	L4M4304KN	4	60.6%	5	50.0-56.5
8	L5M4205KN	5	75.7%	3	46.8-52.3
9	L6M3136KN	6	90.9%	6	41-48

Los valores de η_f , fueron encontrados de manera empírica para un umbral máximo y un umbral mínimo del modelo en su Etapa 1 ($0 < r_c < 0.7$).

De acuerdo con las observaciones experimentales, se registró el incremento del factor de pérdida en promedio a partir del 70% de la razón de ciclaje, lo que sugiere la existencia de un mecanismo de amortiguamiento diferente. Para tomar en cuenta este comportamiento, se presenta la Etapa 2 del modelo el cual se ajusta a una función de segundo orden de la forma:

$$\eta(r_c) = Ar_c^2 - Br_c + C \quad \text{Ec. 4. 2}$$

Donde:

A : Coeficiente cuadrático ($A>0$ para el modelo) (Ver Tabla 4.9).

B : Coeficiente lineal (Ver Tabla 4.9).

C : Intersección de la función de 2º Orden con el eje de “y” o del factor de pérdida.

Tabla 4.9. Valores semi empíricos de los coeficientes A , B y C para $r_c > 0.7$.

Probeta	Nivel de Carga (kN)	Razón de carga % ($V_{max}=6.6 \text{ kN}$)	A	B	C
4	4	60.6%	0.2093	0.309	0.166-0.1725
8	5	75.7%	0.0953	0.1378	0.1007-0.103
9	6	90.9%	0.1328	0.1776	0.103-0.11

El ajuste del modelo en la Etapa 2 solo fue realizado con los resultados de las probetas 4, 8 y 9, debido a que presentaron falla de ruptura para un número total de ciclos (30, 22 y 13 ciclos) como se describió en la Tabla 4.5.

Las probetas 1 y 3 presentaron la Etapa 1, sin embargo, debido a que el nivel de carga programada fue de 2 kN y 3kN, se obtuvo un número de ciclos mayor sin presentar la falla final por ruptura y, por lo tanto, no presentaron la Etapa 2. Este comportamiento diferenciado sugiere una condición de endurancia, por debajo de los 4 kN de carga.

Los valores de ajuste empíricos de la Tabla 4.8 y la Tabla 4.9 fueron ajustados entre los valores máximos y mínimos dentro de la desviación estándar promedio de las mediciones de factor de pérdida, la cual presenta un valor de $\sigma_\eta = 0.003$ para contar con un umbral de evolución del factor de pérdida.

En términos generales el coeficiente de determinación de R^2 , para ambas etapas del modelo muestran un fuerte ajuste. El coeficiente de determinación R^2 para la segunda etapa o modelo de 2º Orden, muestra un ajuste mayor a 0.9, lo que indica un ajuste casi exacto del modelo con el comportamiento de incremento del factor de pérdida para probetas sometidas a valores de razón de ciclaje mayores al 70%.

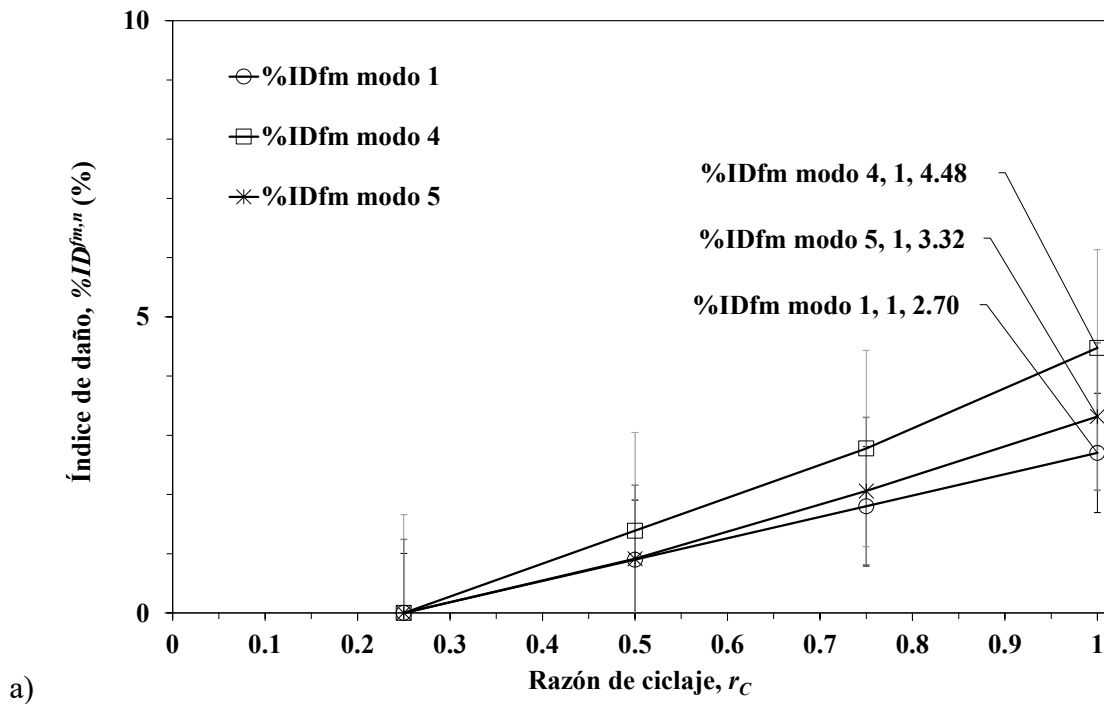
4.6. Índices de daño en UAE's en condición de CC.

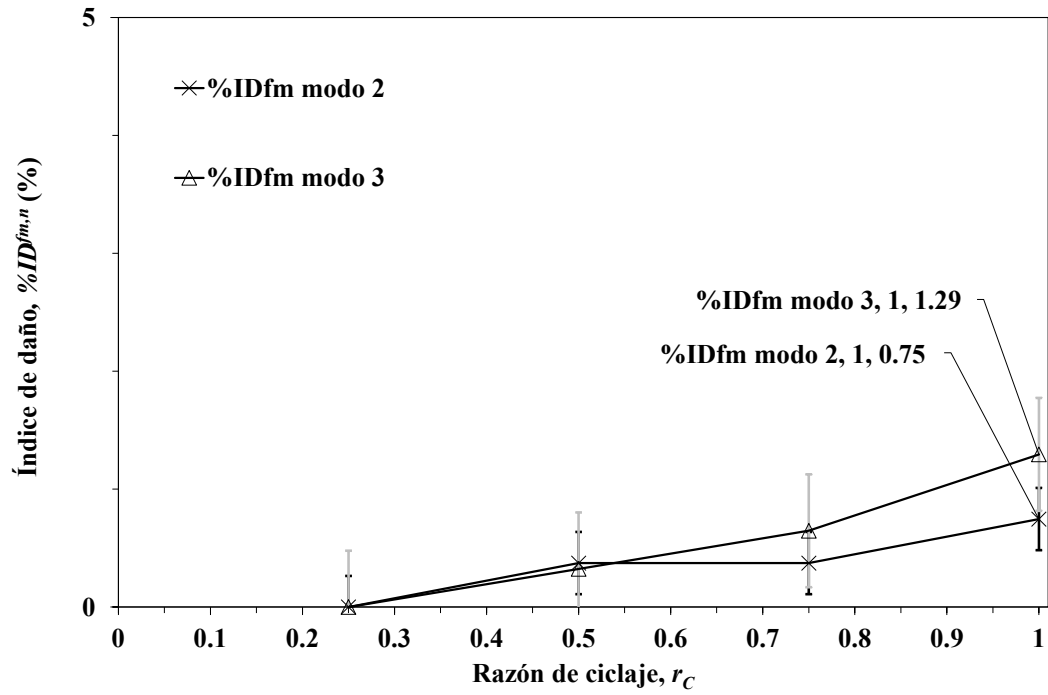
A continuación, se presentan los índices de daño en función de las frecuencias y amortiguamientos modales respecto a la razón de ciclaje para el instante de carga máxima durante los ensayos en CC.

Los indicadores de daño fueron obtenidos en posprocesamiento. Se presenta el porcentaje de índice de daño para las probetas 4, 8, 9 y 10 con base en el cambio de las frecuencias modales como $\%ID^{fm,n}$ y el cambio del factor de pérdida modal como $\%ID^{\eta m,n}$.

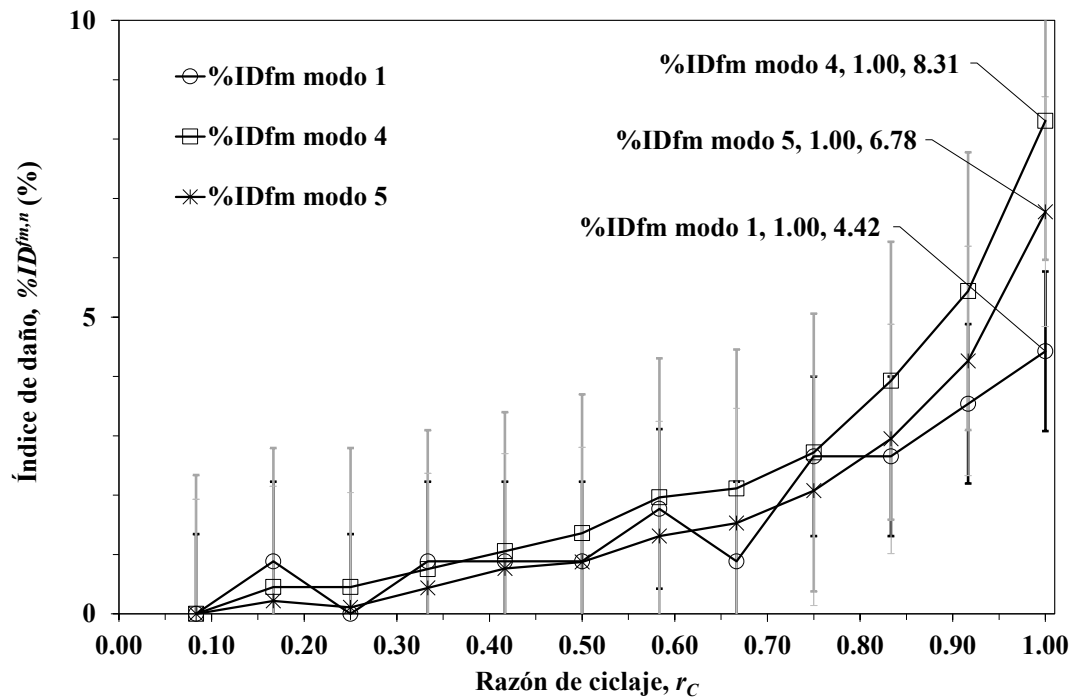
4.6.1. Índice de daño en función del cambio de frecuencias modales y razón de ciclaje.

En las Figura 4.28, Figura 4.29, Figura 4.30 y Figura 4.31 se muestra el porcentaje de índice de daño por cambio de frecuencias $\%ID^{fm,n}$ de las probetas 4, 8, 9 y 10 para cada modo. Se presentan de forma separada en dos gráficos, arriba los modos 1,4 y 5 y debajo los modos 2 y 3.

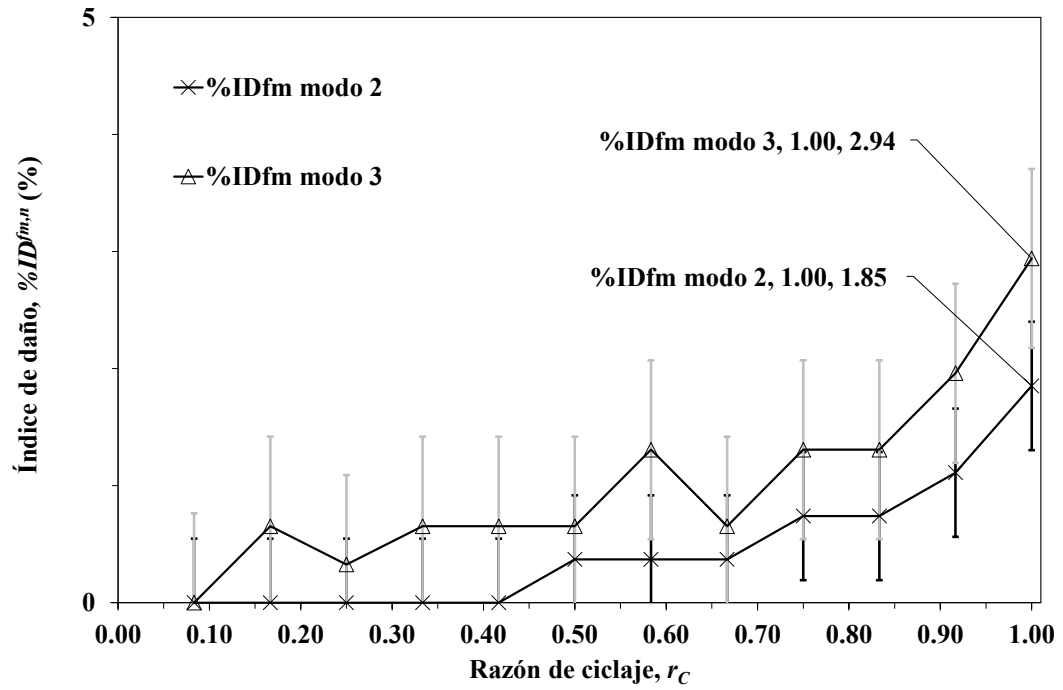




b) Figura 4.28. Porcentaje de índice de daño por variación de las frecuencias modales f_m para la probeta 10, L6M2056KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3

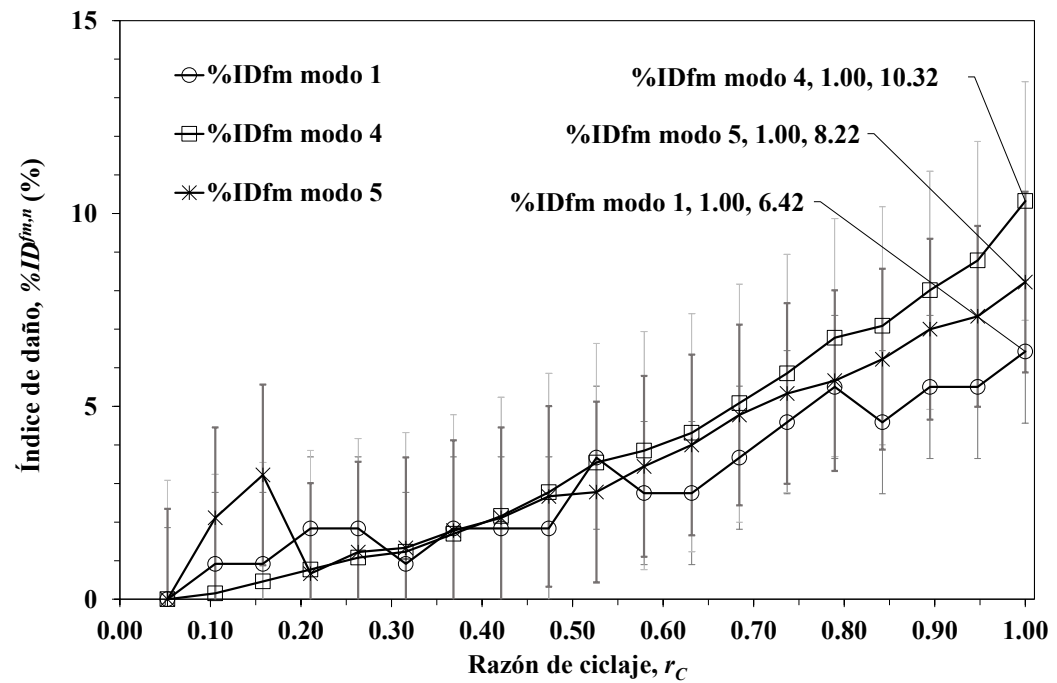


a)

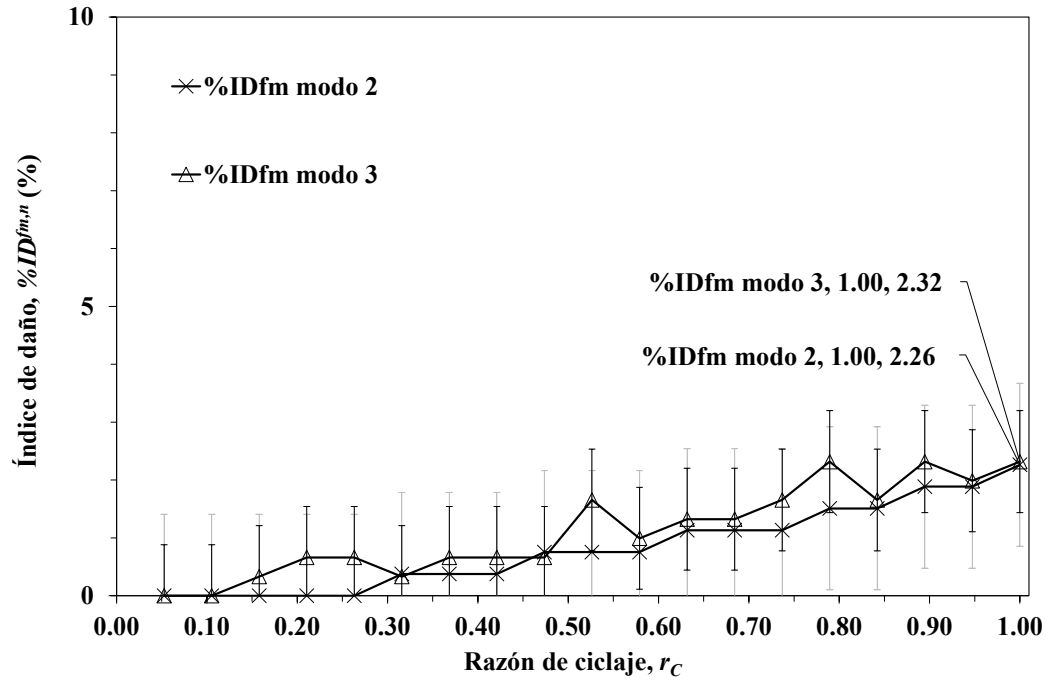


b)

Figura 4.29. Porcentaje de índice de daño por variación de las frecuencias modales f_m para la probeta 9, L6M3136KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3.

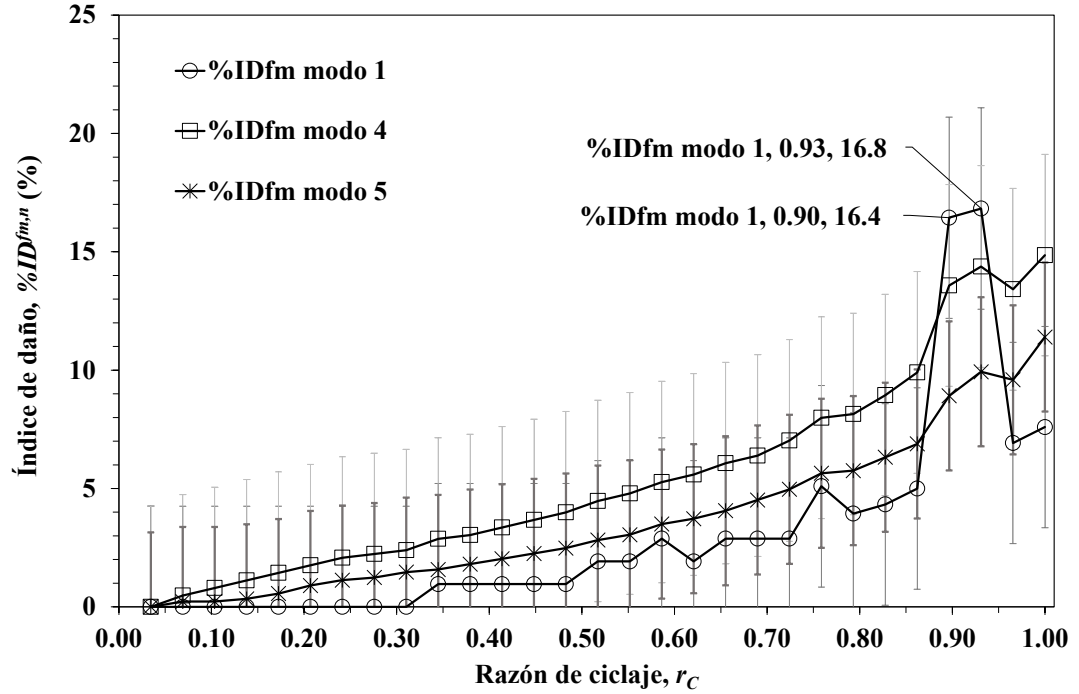


a)

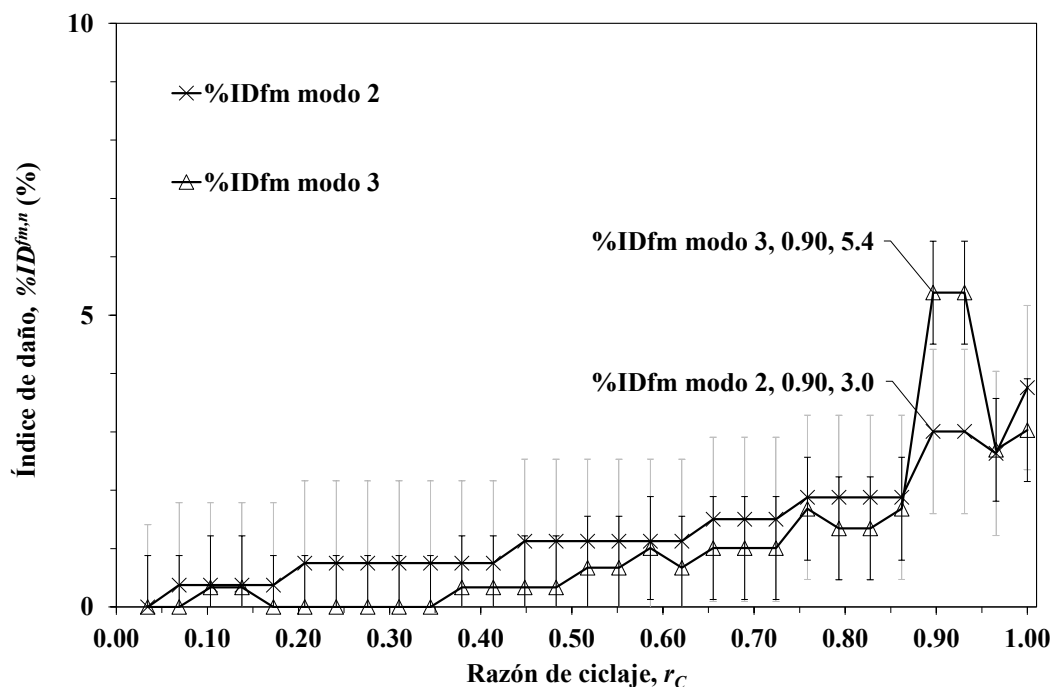


b)

Figura 4.30. Porcentaje de índice de daño por variación de las frecuencias modales f_m para la probeta 8, L5M4205KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3.



a)



b)

Figura 4.31. Porcentaje de índice de daño por variación de las frecuencias modales f_m para la probeta 4, L4M4304KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3.

Se observó que el $\%ID^{f_m,n}$ de las 4 probetas tiene un comportamiento creciente respecto al incrementos de la razón de ciclaje para los 5 modos. Es claro que el $\%ID^{f_m,n}$ de los modos 1, 4 y 5 es mayor que para los modos 2 y 3. Sin embargo, el mayor $\%ID^{f_m,n}$ evaluable fue del 18.8% para la probeta 4, modo 1 para $r_c=0.93$.

4.6.2. Índice de daño basado en amortiguamiento modal.

En la Figura 4.32, Figura 4.33, Figura 4.34 y Figura 4.35 se muestra el índice de daño con base en cambio del factor de pérdida modal $\%ID^{\eta^{m,n}}$ en condición de CC en *instante de carga máxima* para las probetas 4, 8, 9 y 10. En cada figura se presentan de forma separada dos gráficos, arriba (a) los modos 1,4 y 5 y debajo (b) los modos 2 y 3.

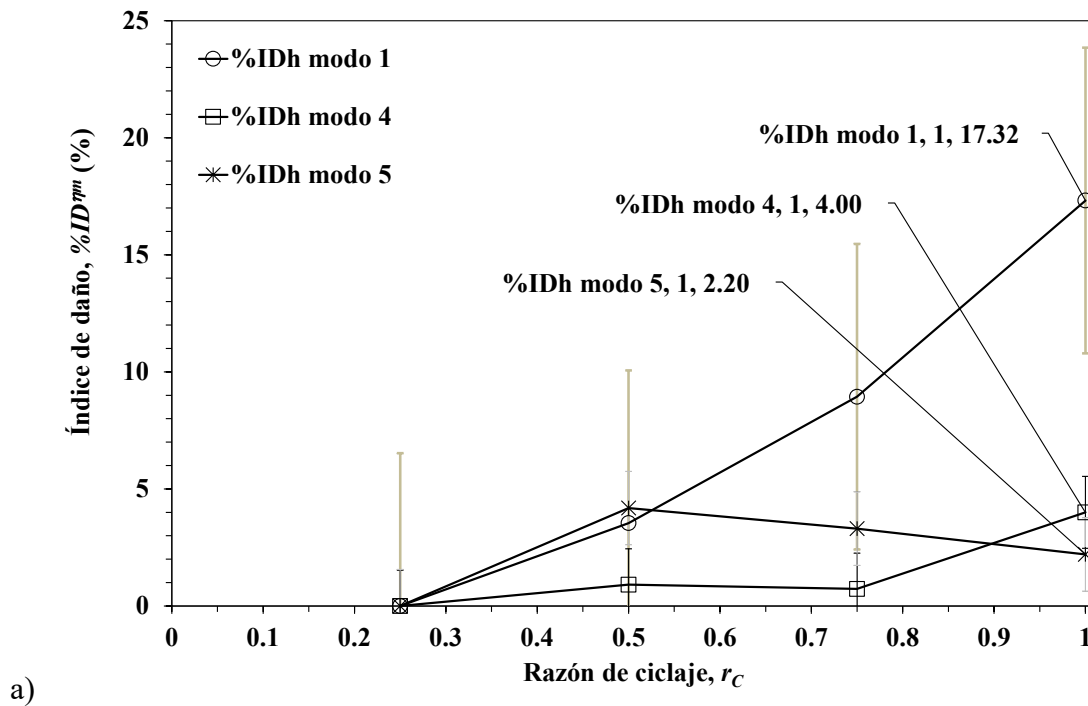
Se observa que el crecimiento del índice de daño con base en el factor de pérdida se incrementa respecto a la razón de ciclaje en mayor proporción que con base en las frecuencias modales. Sin embargo, no se presenta algún patrón o forma característica repetitiva o relevante en su distribución. Como ejemplo en la Tabla 4.10 muestra la comparación de la sensibilidad en porcentaje de cambio de frecuencia y factor de pérdida para la probeta 8 L5M4205KN.

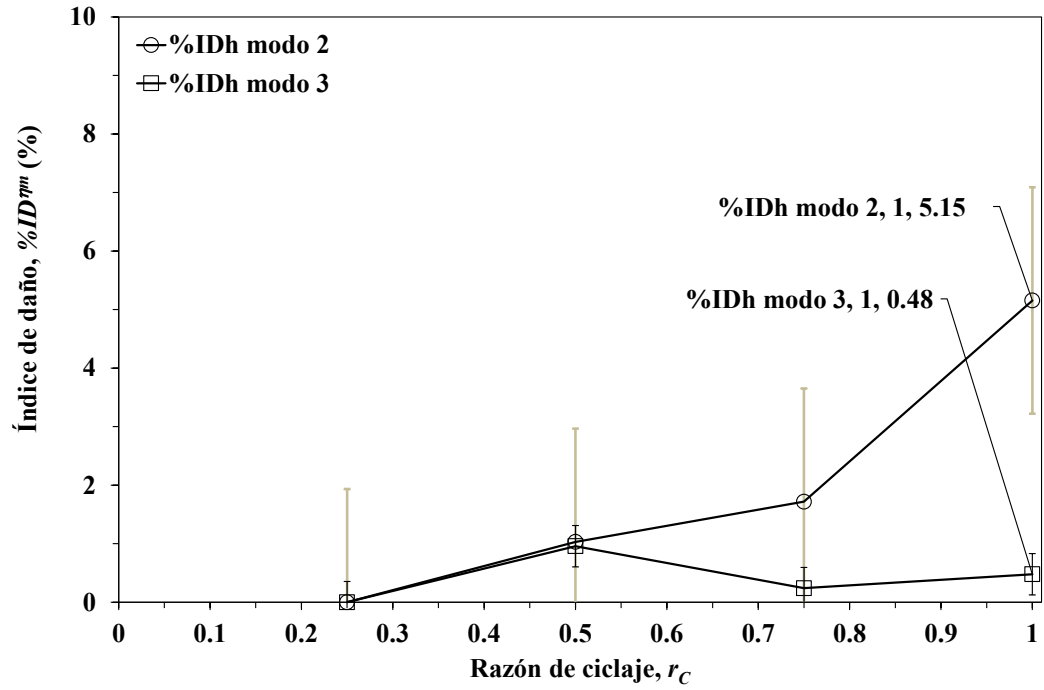
Tabla 4.10. Comparación de la sensibilidad de la frecuencia del %ID con base al cambio en frecuencia y amortiguamiento para la Probeta 8, L5M4205KN.

Modo	1	2	3	4	5
$\%ID^{\dot{f}m,n}$ máximo	6.4	2.3	2.3	10.6	8.2
$\%ID^{\eta m,n}$ máximo	11	46	20	25	46

También se observó que, para todas las probetas, el modo 2 y el modo 5 siempre presentaron cambios significativos. Por ejemplo, el cambio más grande se presentó en la probeta 9, L6M3136KN, para el modo 2 para $r_C=0.5$ con $\%ID^{\eta m,n}=91.48\%$ y en la probeta 4, L4M4304KN para el modo 5 para $r_C=0.93$ con $\%ID^{\eta m,n}=56.4\%$.

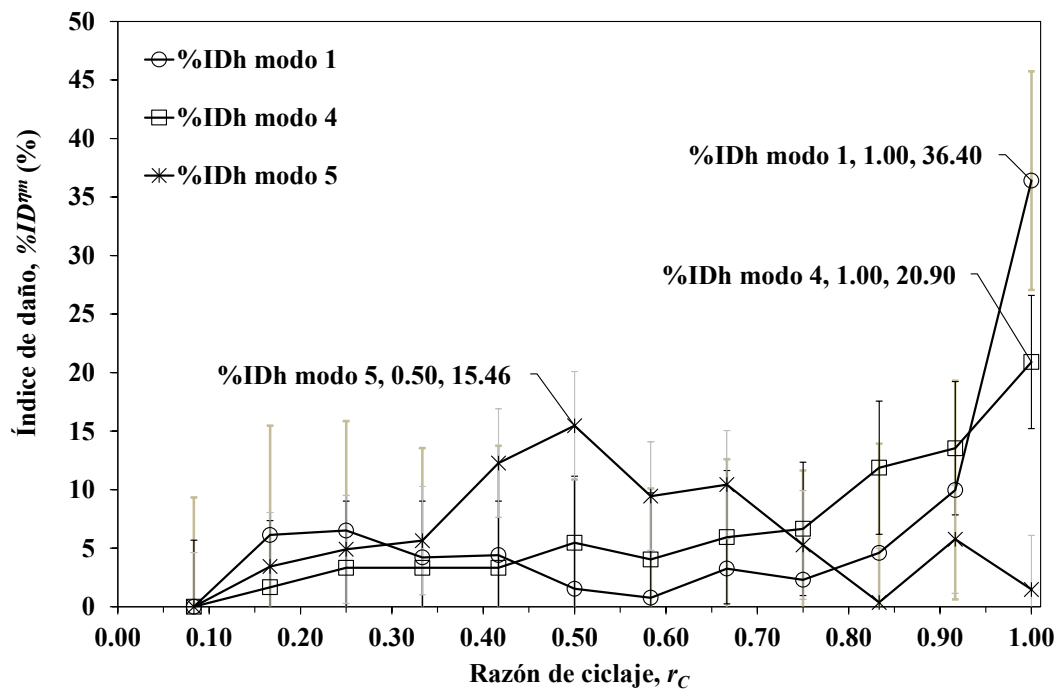
Finalmente, en la mayoría de las probetas y modos, se pueden observar cambios notorios en su tendencia en $r_C \approx 0.7$ que coincide con los cambios de tendencia en el factor de pérdida por histéresis.



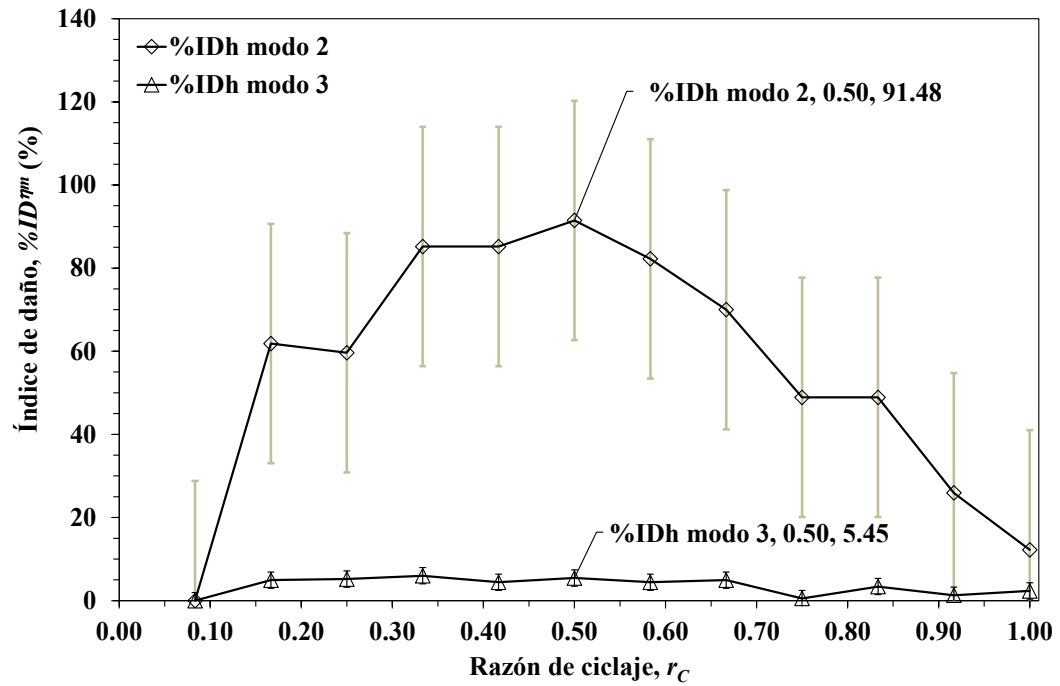


b)

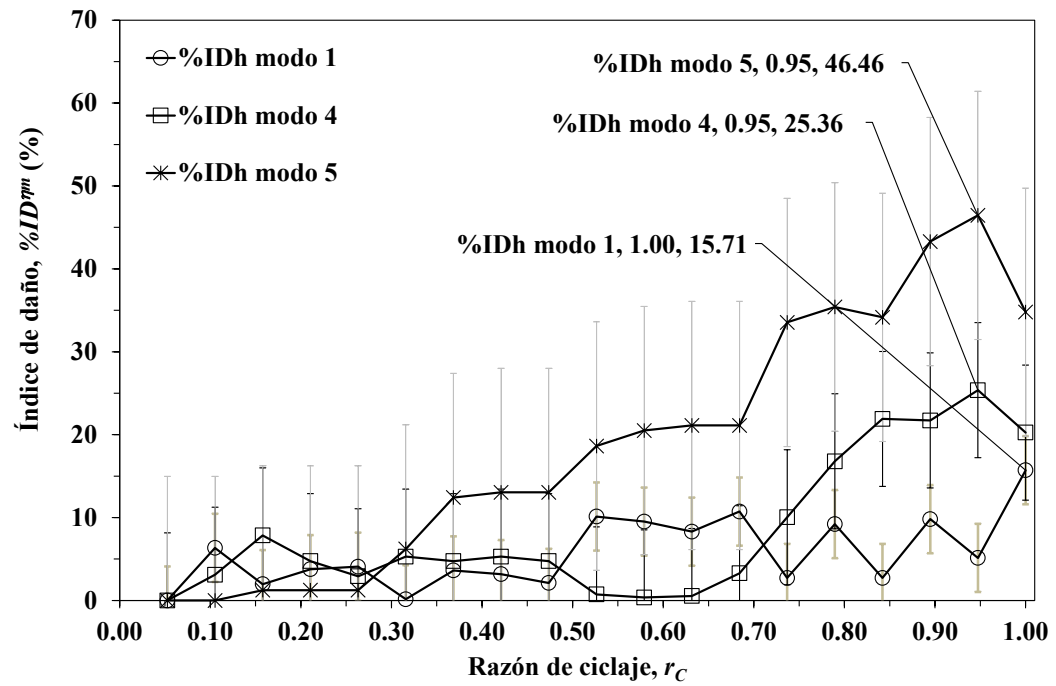
Figura 4.32. Porcentaje de índice de daño con base en el cambio del factor de pérdida modal ($\%ID^{\eta m}$) respecto a la razón de ciclaje para la probeta 10, L6M2056KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3



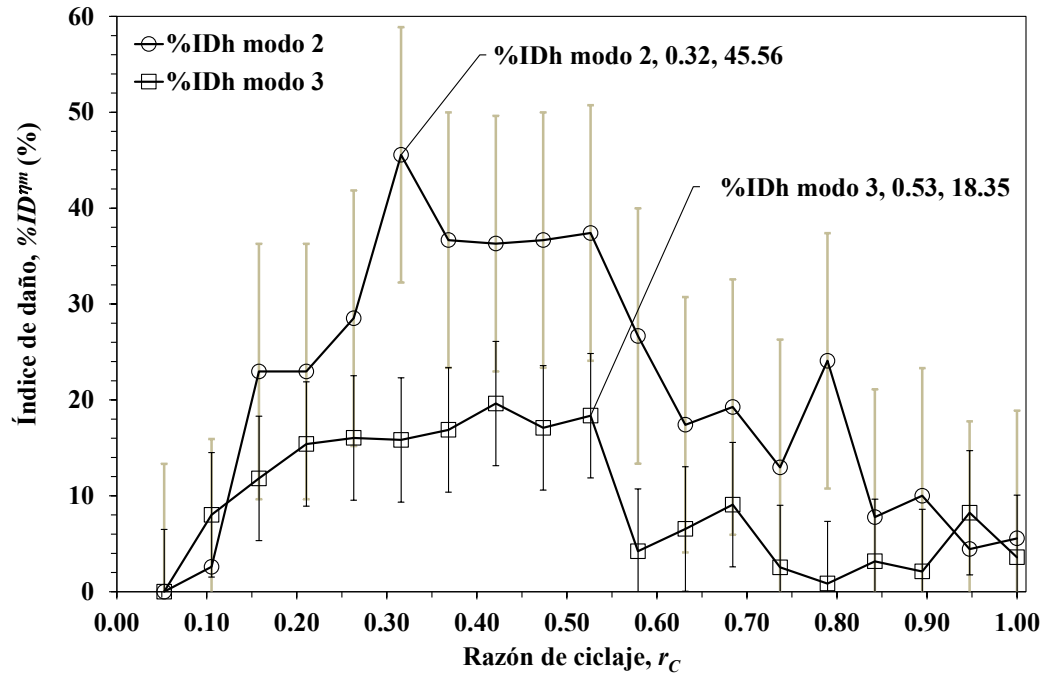
a)



b)
 Figura 4.33. Por ciento de índice de daño con base en el cambio del factor de pérdida modal (%ID^{pm}) respecto a la razón de ciclaje para la probeta 9, L6M3136KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3

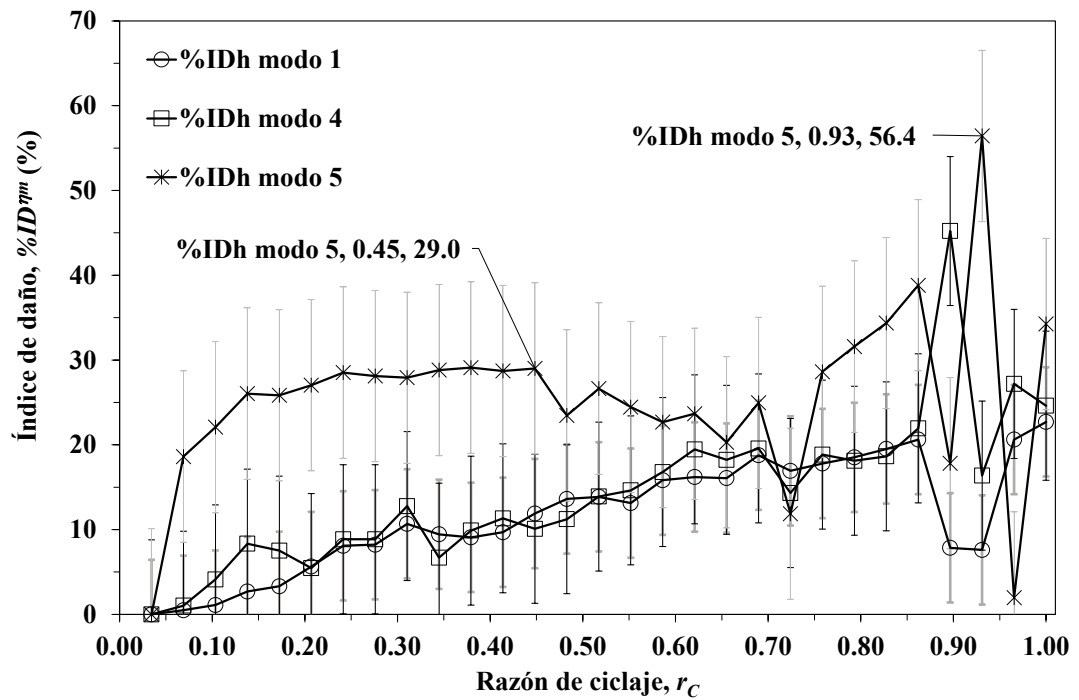


a)

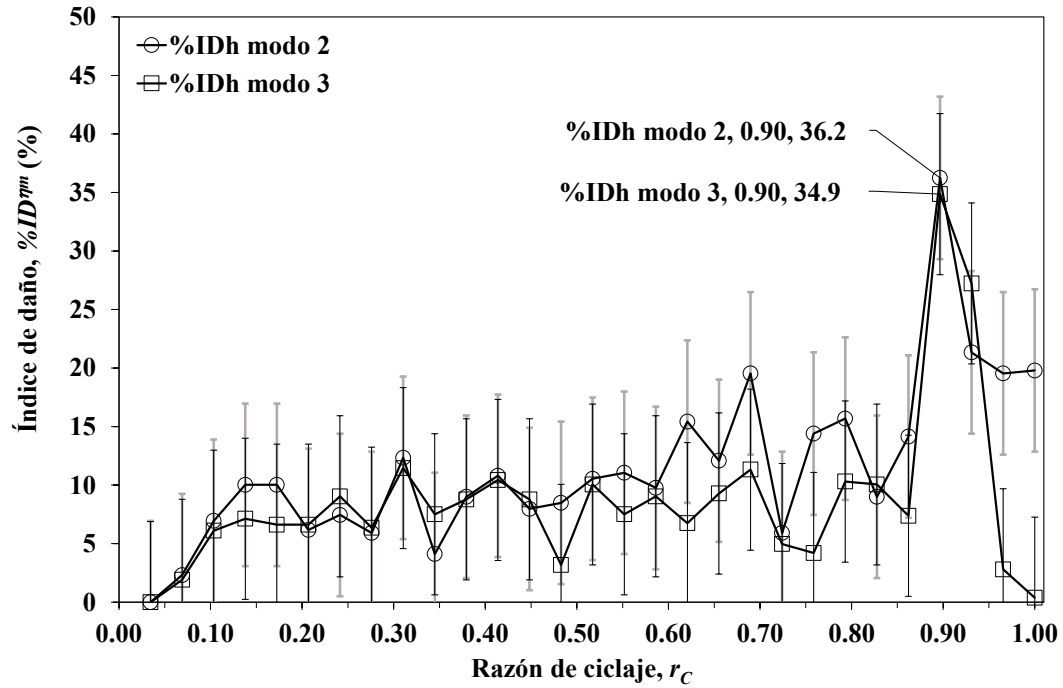


b)

Figura 4.34. Porcentaje de índice de daño con base en el cambio del factor de pérdida modal ($\%ID^m$) respecto a la razón de ciclaje para la probeta 8, L5M4205KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3



a)



b)

Figura 4.35. Porcentaje de índice de daño con base en el cambio del factor de pérdida modal ($\%ID^m$) respecto a la razón de ciclaje para la probeta 4, L4M4304KN. a) Modos 1,4 y 5, b) Modos 2 y 3.

4.7. Equivalencia entre factor de pérdida modal y por histéresis.

Debido a que el factor de pérdida por histéresis y modal, son una medida directamente proporcional a la energía disipada, a continuación, basado en los resultados experimentales, se propone un modelo de equivalencia entre ambos factores de pérdida como:

$$\eta^h = \sum_{i=1}^n \eta^m, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad \text{Ec. 4. 3}$$

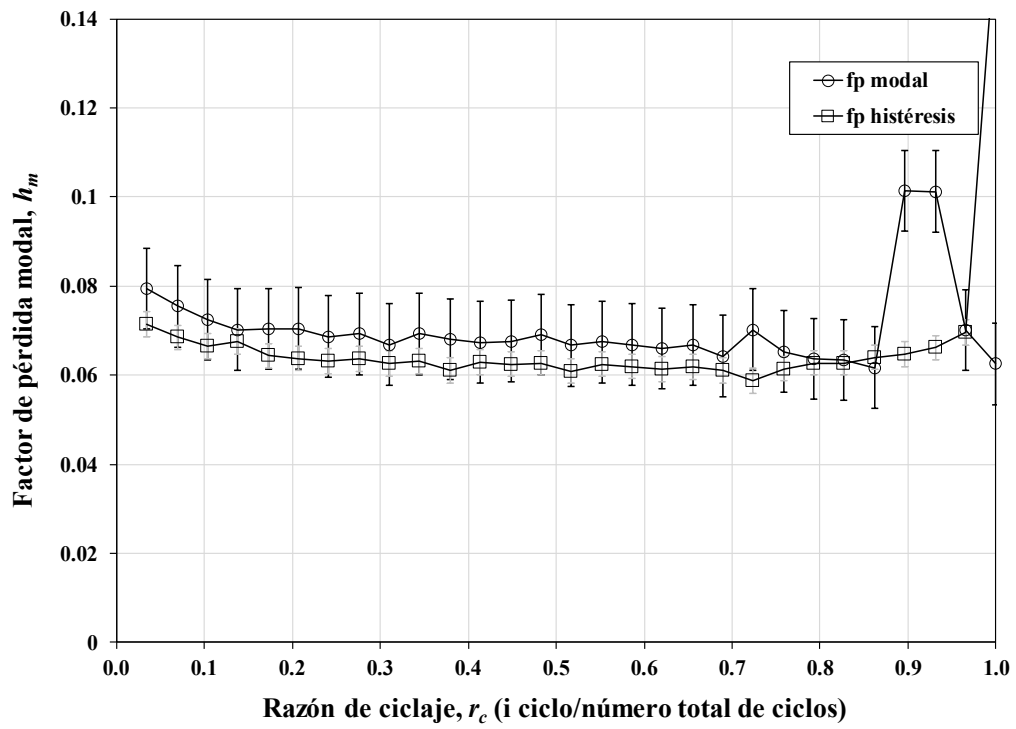
Donde:

η^h : factor de pérdida por histéresis.

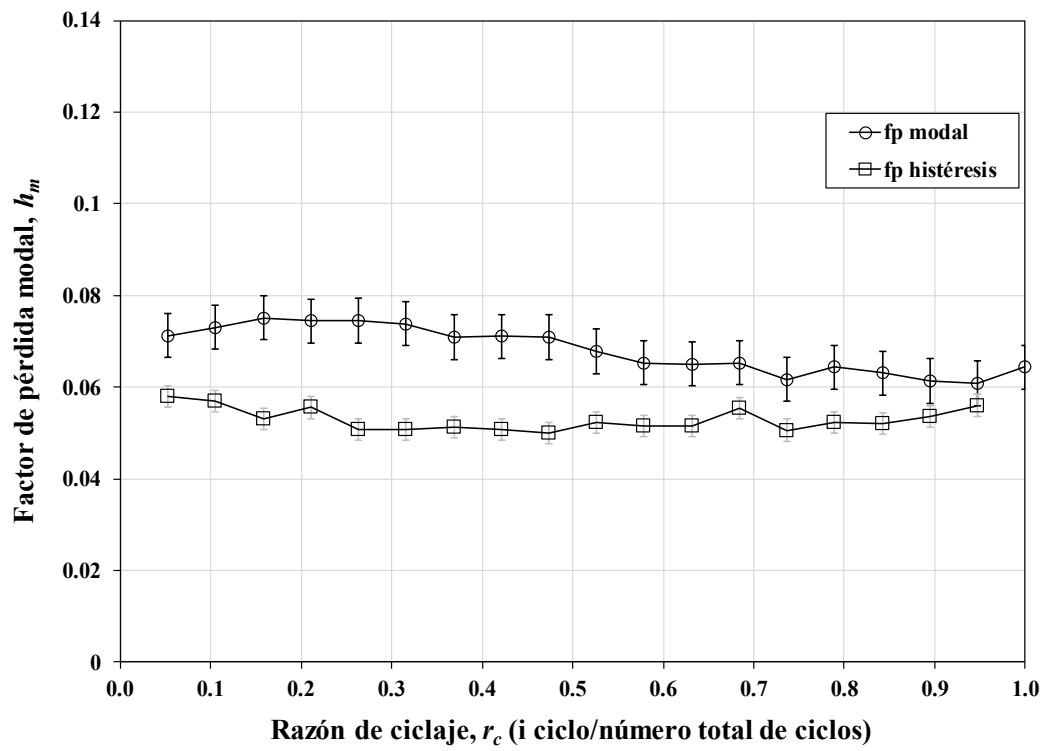
η^m : factor de pérdida modal

n : número de modo.

Aplicando el modelo de equivalencia, se presenta en la Figura 4.36 la suma de los factores de pérdida de los 5 modos, así como el factor de pérdida por histéresis respecto a la razón de ciclaje para las probetas 4, 8 y 9.



a)



b)

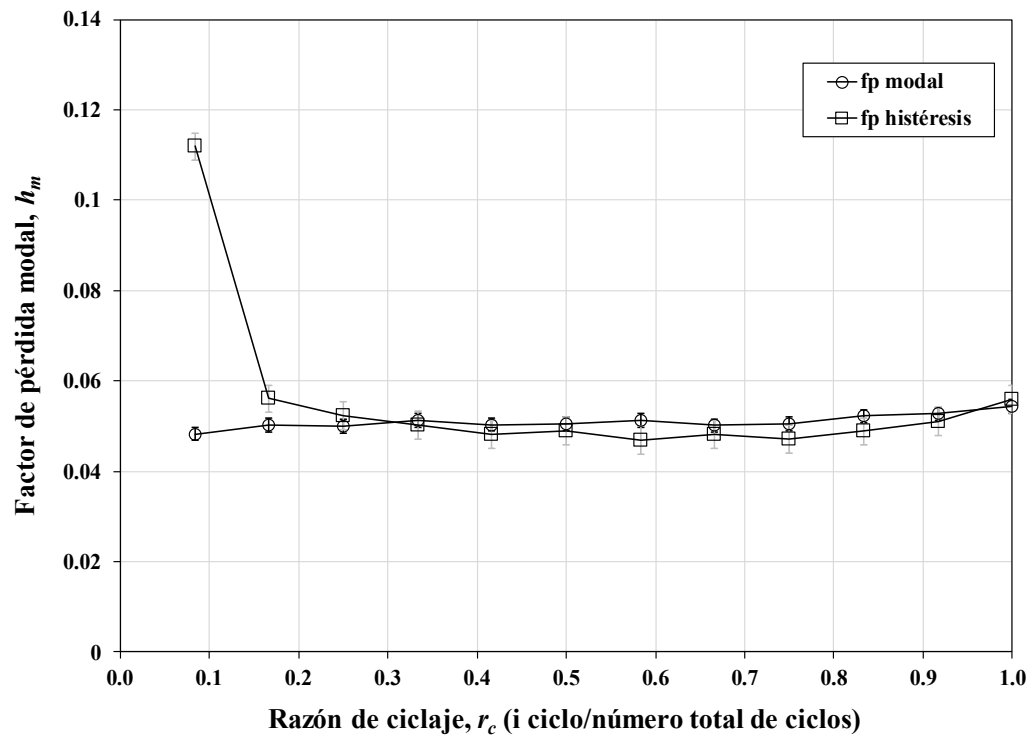


Figura 4.36. Energía total vs razón de ciclaje, extraída del balance de energías del lazo de histéresis y de la suma del amortiguamiento modal para las probetas 4, 8 y 9.

Capítulo 5. Discusión de resultados.

5.1. Introducción.

Los resultados experimentales obtenidos en este trabajo evidencian una correlación directa entre la evolución del daño en las uniones adhesivas estructurales y los cambios en sus propiedades dinámicas, particularmente en el amortiguamiento estructural. A diferencia de los enfoques tradicionales basados en la variación de la rigidez o las frecuencias modales, los resultados muestran que el factor de pérdida presenta una mayor sensibilidad a los mecanismos internos de disipación de energía asociados a la nucleación y propagación del daño.

A continuación, se presenta la discusión de los resultados experimentales principalmente en carga cíclica (CC), tomando solo como medio de referencia y comparación los resultados en carga estática (CE).

Para fines de claridad y enfoque, se discuten de forma detallada los resultados experimentales en condición de CC en relación con el cambio en las frecuencias y amortiguamientos modales, amortiguamiento por histéresis, índices de daño, así como los modelos semi empíricos propuestos para determinar a priori la evolución de dichos parámetros respecto a la razón de ciclaje.

Finalmente se discuten los resultados experimentales como evidencia de la equivalencia entre el amortiguamiento por histéresis y el amortiguamiento modal respecto

a la razón de ciclaje y su potencial uso como estrategia para la determinación de daños y pronóstico de vida residual de las UAE's.

5.2. Sobre el corrimiento en frecuencias modales en condición de CC.

Del análisis de frecuencias modales, de las 4 probetas bajo esta condición, se hace notar que los modos 1, 4 y 5 presentan cambios considerables y los modos 2 y 3 presentan cambios mínimos. En la Figura 4.20 se presenta a manera de ejemplo, el cambio de las frecuencias modales de la Probeta 4 respecto a la razón de ciclaje donde se observa que el cambio mayor ocurre en los modos 1, 4 y 5 y el menor cambio es para los modos 2 y 3 respecto a la razón de ciclaje.

Este patrón de cambios de frecuencias modales ha sido reportado por diferentes investigadores al evaluar el efecto de una muesca artificial con tamaños controlados en barras prismáticas sometidas a carga estática de flexión, barras circulares con variación radial de la carga de flexión o para cambios en las frecuencias modales debido al crecimiento de fracturas.

Sin embargo, a diferencia de otras investigaciones, en este trabajo se presentan los cambios en las frecuencias modales en UAE's, lo que permitió determinar que el corrimiento de las frecuencias modales está relacionado con los niveles de carga, esfuerzos cortantes y razón de ciclaje en la UAE como se observa en la Figura 4.13.

Se comprobó experimentalmente que el módulo de corte como se presenta en Figura 4.15 disminuye sus valores respecto a la razón de ciclaje, lo que demuestra la degradación o pérdida de propiedades elásticas de la UAE. Este cambio en la rigidez está relacionado con cambios en las frecuencias modales. Sin embargo, como el cambio del módulo de corte es global, no existe forma de predecir la distribución ni los valores de las frecuencias modales.

5.3. Sobre el factor de pérdida modal de las UAE's.

La distribución del amortiguamiento modal también mostró cambios respecto a la razón de ciclaje, sin embargo, no existe algún patrón de distribución o preferencia de modos como en el caso de las frecuencias modales.

Este comportamiento confirma que, en comparación con las frecuencias modales, el amortiguamiento presenta una mayor sensibilidad a los cambios microestructurales del

material, lo cual ha sido señalado en estudios previos de dinámica estructural, aunque no ha sido ampliamente explotado como parámetro cuantitativo de daño en uniones adhesivas estructurales.

Desde el punto de vista físico, el incremento en el amortiguamiento puede asociarse a la activación de mecanismos internos de disipación de energía, tales como fricción interfacial, microdeslizamientos, viscoelasticidad del adhesivo y apertura/cierre de microgrietas. Estos mecanismos se intensifican conforme evoluciona el daño, lo que explica la mayor sensibilidad del factor de pérdida en comparación con las frecuencias modales, las cuales dependen principalmente de la rigidez global del sistema.

Por otra parte, la variación del factor de pérdida respecto a la razón de ciclaje no corresponde a la predicción del modelo de Rayleigh según la Ec. 2.59. Lo anterior debido a que en el modelo de Rayleigh predice una curva de comportamiento como la mostrada en la Figura 2.21. Estas frecuencias modales, dependen de factores evaluados a posteriori, así como de la inercia del sistema, que en el caso de las UAE's permanece constante. Aunque existe un corrimiento en las frecuencias modales, el modelo de Rayleigh no explica el origen, ni tampoco predice la evolución del amortiguamiento. Por otra parte, los cambios notables en el amortiguamiento modal sugieren que el modelo de Rayleigh tendría que ser modificado para incluir, tanto la variación en frecuencia respecto al nivel de carga como a la razón de ciclaje, así como el efecto del amortiguamiento por la presencia de daños internos en el cuerpo del adhesivo o en las interfases de las UAE's.

Finalmente, los resultados experimentales obtenidos son consistentes con el modelo de daño propuesto, en el cual la evolución del daño se relaciona directamente con el incremento del factor de pérdida. En particular, se observa que el comportamiento no lineal del amortiguamiento en función de la razón de ciclaje puede ser descrito mediante una ley exponencial, lo cual valida la formulación semi-empírica planteada en el marco teórico.

5.4. Sobre el factor de pérdida por histéresis en condición de CC.

De acuerdo con el análisis de balance de energías que ocurre en condición de CC se observa que a mayor sea el nivel de energía que se aplica por ciclo (W_s), es mayor la cantidad de disipación de energía (W_d) de la unión adhesivas. Por otro lado, la energía

residual por ciclo permanece aproximadamente constante, excepto en aquellos puntos que están relacionados con la generación del daño repentinos.

Durante el primer ciclo del ensayo en CC la energía total almacenada W_s no es completamente disipada debido al comportamiento viscoelástico del adhesivo, ya que permanece con deformación después de haber retirado la carga. Esto se debe a que existe una pequeña cantidad de energía almacenada (residual del ciclo 1) que se mantiene a lo largo de todos los ciclos. Esta energía residual es disipada en el proceso de falla final para que la energía disipada sea igual a la energía almacenada total en el proceso de ciclaje ($W_d=W_s$).

Invariablemente todas las probetas de UAE's ensayadas bajo carga cíclica, la energía residual tiende a ser cero en el último ciclo, debido a que la energía almacenada es igual a la energía disipada ($W_s=W_d$, $W_r=0$).

Se observó que, para probetas con valores de carga de 4, 5 y 6 kN, todas las probetas disiparon alrededor del 30% de la energía aplicada durante cada ciclo (excepto el primero), permaneciendo una energía residual aproximadamente el 70% en los ciclos subsecuentes. Este comportamiento es debido a que, con valores de mayor carga, mayor deformación cortante se experimenta en la UAE, así como una amplia reducción de la rigidez cortante, por lo que a mayor carga mayor energía disipada.

Por otra parte, para las probetas cuyas cargas aplicadas fueron de 2 y 3 kN, disiparon alrededor del 20% de la energía aplicada durante cada ciclo (excepto el primero), permaneciendo una energía residual aproximadamente el 80% en los ciclos subsecuentes. Este comportamiento es debido a que la energía disipada es proporcional al nivel de carga aplicado y con valores de menor carga, menor será la deformación cortante de la UAE.

Una interpretación de este comportamiento es que el adhesivo tiene la capacidad de disipar energía por histéresis y que no existen otros mecanismos que la disipen, tales como fallas en la cohesión, adhesión, fracturas, microgrietas, etc., y los mecanismos termodinámicos de disipación de la energía en forma de calor no son significativos para este nivel de carga. Sin embargo, al presentarse daños repentinos después del desarrollo de algunos ciclos, los lazos de histéresis comienzan a incrementar su área y a disipar mayor cantidad de energía debido a la presencia de mecanismos viscoelásticos como creep

o relajación o discontinuidades como microgrietas, la apertura y cierre de grietas, la decohesión del adhesivo y des-adhesión en las interfases, etc.

El cambio (o deslizamiento) de los lazos conforme se desarrollan los ciclos está relacionado con el comportamiento viscoelástico del adhesivo, que, al almacenar energía al final del primer ciclo, provoca que el siguiente ciclo (ciclo 2) comience con un corrimiento o deslizamiento respecto al inicio del ciclo 1 debido a que el adhesivo no regresa a su deformación original. Este comportamiento, está relacionado con los mecanismos de relajación termo-elástica isotérmica de los materiales viscoelásticos.

5.5. Sobre los índices de daño en condición de CC.

En CC el porcentaje de índice de daño fue evaluado para:

- Cambios en frecuencias modales $\%ID^f$,
- Cambios en el amortiguamiento modal $\%ID^{\eta m}$
- Cambios en el amortiguamiento por histéresis $\%ID^{\eta h}$.

Porcentaje de índice de daño con base en cambios en las frecuencias modales, $\%ID^f$. Este índice se obtuvo a partir de la Función de Respuesta a la Frecuencia o FRF obtenida en el instante de carga máxima para cada ciclo y se observó que el índice de daño para cada modo se incrementa respecto a la razón de ciclaje. Se observó que existe un comportamiento diferenciado entre los modos 1, 4 y 5 con un $\%ID^f$ mayor que la escala para los modos 2 y 3.

Una desventaja para que el $\%ID^f$ pueda ser utilizado como índice de daño es la diferencia de sensibilidad que existe para modos específicos. Por lo que en geometrías más complejas de UAE's sería necesario realizar la caracterización modal y posteriormente determinar cuáles son los modos más sensibles, lo que limita su uso como herramienta predictiva.

Porcentaje de índice de daño basado en cambios en el factor de pérdida modal, $\%ID^{\eta m}$. El índice de daño por amortiguamiento modal tiene mayor sensibilidad que el índice de daño por cambio de frecuencias modales. No existe un comportamiento específico entre los modos como ocurre para el cambio en frecuencias, por lo que esta técnica no es selectiva para modos específicos.

El $\%ID^m$ no presenta ningún patrón de repetibilidad respecto al número de modo, así como no existe ningún patrón de crecimiento que permita determinar a priori cual modo tendrá mayor índice de daño. No obstante, se observa que, sin especificar algún modo, el índice de daño tiende a crecer conforme se incrementa el número de ciclos de carga, lo cual a su vez representa una ventaja para ser utilizado como técnica de diagnóstico sin necesidad de diferenciar la sensibilidad modal.

Con el fin de evaluar la consistencia de los resultados obtenidos, se analizó la correlación entre el índice de daño basado en amortiguamiento y la razón de ciclaje, obteniéndose coeficientes de correlación elevados ($r > 0.9$ en la mayoría de los casos), lo cual indica una fuerte dependencia entre ambas variables.

Asimismo, los intervalos de confianza calculados para los parámetros principales muestran una dispersión limitada, lo que respalda la reproducibilidad de los ensayos experimentales. Estos resultados permiten afirmar que las tendencias observadas no son producto de variabilidad experimental aleatoria, sino que reflejan un comportamiento físico consistente del sistema.

La calidad de los ajustes de los modelos semi-empíricos fue evaluada mediante el coeficiente de determinación R^2 , obteniéndose valores superiores a 0.95, lo cual indica un alto grado de ajuste entre el modelo propuesto y los datos experimentales.

5.6. Relación causal de la progresión del daño de las UAE's.

Se observa que, a partir de aproximadamente el 70% de la razón de ciclaje, se presenta un incremento acelerado en los indicadores de daño, lo cual sugiere una transición hacia un régimen de degradación inestable. Este comportamiento es consistente con procesos de acumulación de daño en materiales sometidos a fatiga, donde existe una etapa inicial de degradación lenta seguida de una etapa de propagación acelerada del daño.

Se propone la existencia de una relación causal iniciando en una primera etapa con la degradación del módulo de corte. La degradación del módulo de corte se genera en un rango entre 0 y el 70% de la razón de ciclaje, causado por una degradación de sus propiedades viscoelásticas. En este instante, los lazos de histéresis alcanzan su área menor, indicando que la deformación interna del adhesivo es mínima y también la energía disipada por este. Esta condición, hace que la energía mecánica se distribuya y concentre

en otros puntos de la UAE con potencial de deformación o nucleación de grietas como lo son discontinuidades internas en el mismo adhesivo o interfases débiles.

A partir de razones de ciclaje mayores al 70%, con el “núcleo de falla generado”, la resistencia cortante de la UAE ha disminuido, y al mismo tiempo se continúa aplicando el mismo nivel de energía.

El nivel de energía aplicado en el frente de grieta se mantiene constante, lo que incrementa el crecimiento del defecto o daño, hasta que sobreviene la falla.

Durante el proceso de falla a partir de la razón de ciclaje mayor al 70% se incrementa notablemente el amortiguamiento o factor de pérdida, sin embargo, este es causado por la fricción interna de las superficies de fractura que se abren bajo el concepto “respiración de grieta”. Sin embargo, este proceso ocurre para un modo de fractura II y no para un modo de fractura I debido a la naturaleza de la carga cortante.

Este comportamiento es consistente con lo reportado en estudios previos sobre materiales viscoelásticos y uniones adhesivas, donde el amortiguamiento ha sido identificado como un parámetro altamente sensible a cambios microestructurales, aunque su uso como indicador cuantitativo de daño ha sido limitado, lo que refuerza la relevancia del enfoque propuesto en este trabajo [99].

5.7. Equivalencia entre amortiguamiento modal y amortiguamiento por histéresis.

Comparando los resultados de amortiguamiento por histéresis y la suma de los amortiguamientos modales para las probetas 4, 8 y 9, se observa una concordancia experimental entre ambos valores como se muestra en la Figura 4.36. Este hallazgo, que también fue publicado en una revista científica internacional [100], proporciona evidencia experimental de la equivalencia entre el amortiguamiento por histéresis y el amortiguamiento modal durante un régimen de carga cíclica.

Hasta el momento de la presentación de la presente tesis, no existe evidencia teórica concluyente que relacione ambos tipos de amortiguamiento en condiciones de carga cíclica, por lo que la evidencia presentada contribuye al futuro desarrollo de un modelo analítico que permita comprender de mejor manera el comportamiento de la energía en el interior de las uniones adhesivas estructurales.

5.8. Validación del modelo propuesto con enfoques existentes.

Con el propósito de evaluar la consistencia del modelo de daño propuesto, se realizó una comparación cualitativa y semi-cuantitativa con los enfoques tradicionales reportados en la literatura, particularmente con modelos basados en mecánica de la fractura y modelos de zona cohesiva (Cohesive Zone Model, CZM).

Los modelos CZM describen la evolución del daño mediante leyes de tracción-separación, las cuales permiten representar la iniciación y propagación del daño en la interfaz adhesiva. Estos modelos predicen un comportamiento no lineal caracterizado por una etapa inicial de acumulación de daño seguida de una propagación acelerada hasta la falla.

En los resultados obtenidos en esta investigación, se observa un comportamiento análogo en la evolución del índice de daño en función de la razón de ciclaje, donde existe una fase inicial de degradación gradual seguida de una transición hacia un régimen de daño acelerado. Este comportamiento es consistente con las predicciones cualitativas de los modelos CZM.

Asimismo, desde el punto de vista energético, los modelos de mecánica de la fractura establecen que la evolución del daño está asociada a la energía de liberación de grieta. En el presente trabajo, la relación entre el incremento del factor de pérdida y la energía disipada por ciclo muestra una tendencia consistente con este enfoque, lo que sugiere que el amortiguamiento puede interpretarse como un indicador indirecto de los procesos de liberación y disipación de energía asociados al daño.

A diferencia de los modelos tradicionales, el enfoque propuesto en esta investigación presenta la ventaja de basarse en parámetros dinámicos medibles experimentalmente, sin requerir la identificación de parámetros internos complejos como las leyes de tracción-separación o la energía crítica de fractura, lo que facilita su aplicación en contextos de monitoreo de integridad estructural.

Por lo tanto, se concluye que el modelo propuesto es consistente con los enfoques teóricos existentes, al mismo tiempo que ofrece una alternativa práctica y experimentalmente viable para la evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales.

A diferencia de los modelos completamente analíticos o numéricos, el modelo propuesto en este trabajo presenta la ventaja de requerir únicamente parámetros

directamente medibles experimentalmente, lo que reduce significativamente la complejidad de implementación. Esta característica lo hace particularmente adecuado para aplicaciones de monitoreo de integridad estructural en condiciones reales, donde la identificación de parámetros internos complejos resulta limitada.

En este sentido, el carácter semi-empírico del modelo no representa una limitación, sino una ventaja en términos de aplicabilidad, al permitir una implementación práctica sin sacrificar la coherencia física del fenómeno analizado.

5.9. Comparación del modelo propuesto con el estado del arte.

Con el fin de posicionar el modelo propuesto dentro del contexto del estado del arte, se realizó una comparación con los principales enfoques utilizados para la evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales.

Los modelos basados en mecánica de la fractura y en zona cohesiva (CZM) permiten una descripción detallada de la iniciación y propagación del daño; sin embargo, requieren la identificación de parámetros internos complejos, tales como la energía crítica de fractura y las leyes de tracción-separación, lo cual limita su aplicación en entornos experimentales y de monitoreo en campo.

Por otro lado, los enfoques basados en variaciones de rigidez o frecuencia modal presentan la ventaja de una implementación sencilla, pero su sensibilidad al daño incipiente es limitada, particularmente en etapas tempranas de degradación, donde los cambios en rigidez global son pequeños.

En contraste, el modelo propuesto en este trabajo, basado en el amortiguamiento estructural, demuestra una mayor sensibilidad a los mecanismos internos de disipación de energía, lo que permite detectar la evolución del daño desde etapas tempranas. Esta característica representa una ventaja significativa frente a los métodos tradicionales, especialmente en aplicaciones de monitoreo de integridad estructural.

Asimismo, el enfoque desarrollado integra información mecánica y dinámica en un marco unificado, lo cual no es común en los métodos convencionales, que suelen analizar estas variables de manera independiente.

Por lo tanto, el modelo propuesto no pretende sustituir a los enfoques existentes, sino complementarlos, ofreciendo una herramienta adicional que mejora la capacidad de detección y cuantificación del daño en uniones adhesivas estructurales.

En conjunto, los resultados obtenidos y su comparación con el estado del arte permiten afirmar que el enfoque propuesto contribuye a cerrar la brecha existente en la utilización de parámetros dinámicos para la evaluación cuantitativa del daño en uniones adhesivas estructurales, estableciendo una base para el desarrollo de metodologías más sensibles y aplicables en contextos reales de operación.

Capítulo 6. Conclusiones y trabajo futuro.

En este último capítulo se presentan las contribuciones principales, las conclusiones más importantes del trabajo de tesis y las posibles líneas para trabajo futuro.

Todos los experimentos y resultados reportados y discutidos fueron realizados solo en la dirección de la tensión de la máquina universal (unidireccional), tanto en carga estática (CE) como en carga cíclica (CC) para un solo tipo de probeta de unión adhesiva en configuración de traslape simple fabricadas en aluminio 6063 T5 y con un adhesivo epóxico 3M Scotch-Weld EC-2216 B/A.

6.1. Contribuciones principales.

Las principales contribuciones de esta investigación se clasifican en contribuciones científicas y tecnológicas:

Contribuciones científicas:

1. Se desarrolló un modelo de daño basado en la mecánica del daño en medios continuos, el cual relaciona la degradación del módulo de corte con la evolución del daño en uniones adhesivas estructurales.
2. Se propuso un índice de daño dinámico basado en el factor de pérdida, demostrando experimentalmente que el amortiguamiento estructural es más sensible a la evolución del daño que las frecuencias modales.

3. Se estableció una relación cuantitativa entre la disipación de energía y la progresión del daño, integrando conceptos de viscoelasticidad y dinámica estructural.
4. Se validó experimentalmente un modelo semi-empírico para la evolución del daño en función de la razón de ciclaje, evidenciando un comportamiento no lineal del proceso de degradación.

Contribuciones tecnológicas:

1. Integración de la técnica de correlación digital de imágenes (CDI) con análisis modal para la caracterización simultánea de propiedades mecánicas y dinámicas.
2. Desarrollo de un procedimiento experimental reproducible para la evaluación del daño en uniones adhesivas estructurales.
3. Generación de información experimental que puede ser utilizada para la validación de modelos numéricos y el desarrollo de metodologías de monitoreo de integridad estructural.

6.2. Conclusiones principales.

Los resultados obtenidos permiten validar la hipótesis planteada, demostrando que el amortiguamiento estructural, representado mediante el factor de pérdida, es un parámetro más sensible a la evolución del daño en uniones adhesivas estructurales en comparación con las frecuencias modales.

Lazos de Histéresis como indicador de daño. Debido a que la UAE está compuesta por un adhesivo epóxico, posee un comportamiento viscoelástico y los lazos de histéresis describen un cambio o deslizamiento en el eje del desplazamiento debido a la energía o deformación interna en el adhesivo acumulada desde el primer lazo (que se atribuye al comportamiento viscoelástico del Modelo Maxwell-Kelvin). Los repentinos cambios en el área de los lazos, representados como cambios en la energía disipada representan la generación del daño en la integridad de la unión adhesivas.

Observando la evolución de la energía almacenada o la disipación de energía es posible determinar de forma precisa el momento de inicio del daño. De esta suposición se concluye en términos generales que el 70% de la razón de ciclaje podría ser considerado como el límite máximo de vida segura de las UAE's de traslape simple, ya que a mayores

razones de ciclaje se incrementará el nivel de daño de las uniones acelerándose el proceso hacia una falla catastrófica final.

Cambio en amortiguamiento como indicador de daño. Los cambios en el factor de pérdida por histéresis permitieron determinar el instante donde se presentan daños repentinamente y por consiguiente evaluar el nivel de daño de la unión.

Se observó que la evolución del daño presenta un comportamiento no lineal en función de la razón de ciclaje, identificándose una transición hacia un régimen de degradación acelerada a partir de aproximadamente el 70% de la vida útil, lo cual es consistente con fenómenos de acumulación de daño en materiales sometidos a fatiga.

La sensibilidad al daño del factor de pérdida es mayor que con cambios en frecuencias modales, siendo potencialmente útil para la identificación oportuna de daños. Los resultados de correlación positiva entre la generación del daño y los cambios del amortiguamiento aportan una prueba objetiva de la factibilidad de uso de este parámetro como indicador de daño de la unión y corroboran las investigaciones previas sobre el uso del amortiguamiento como parámetro de medición del daño [10, 46].

Una conclusión importante, tiene que ver con el hallazgo experimental que existe entre el amortiguamiento modal y el amortiguamiento por histéresis. Los lazos de histéresis y la energía de disipación se calcularon durante las pruebas cíclicas hasta la falla final. Simultáneamente, se realizaron mediciones de amortiguamiento modal. Aunque los cambios en la energía interna y el amortiguamiento modal sugirieron la evolución del daño, también representan evidencia experimental de una posible equivalencia entre el amortiguamiento por histéresis y el amortiguamiento modal durante la aplicación de cargas cíclicas.

Debido a lo anterior, cualquiera de las técnicas (lazos de histéresis o amortiguamiento modal) se puede utilizar como técnica de diagnóstico del daño de las UAE's, ya que alcanzan los mismos valores de disipación de energía. Tanto las técnicas de amortiguamiento modal como de histéresis son importantes para el monitoreo de integridad estructural y su potencial aplicación en estructuras aeronáuticas con uniones adhesivas debido a las siguientes razones: son más sensibles que los cambios en frecuencia son confiables porque todos las probetas probados presentaron el mismo patrón y,

finalmente, el daño se puede detectar en etapas tempranas porque el comportamiento tipo bañera permite predecir la tendencia futura del daño en el dominio cíclico.

El comportamiento de la energía disipada W_d es directamente proporcional al factor de pérdida cortante, se concluye que el factor de pérdida por histéresis tiene el mismo comportamiento que el de la energía disipada y la misma evolución respecto a la razón de ciclaje.

Criterios de Vida y Durabilidad de las UAE's

Se establecieron dos criterios principales, los cuales se resumen en:

- Criterio 1 de carga. Una UAE tendrá vida infinita si el nivel de carga máxima cíclica es menor o igual al 50% de la carga máxima de ruptura.
- Criterio 2 de ciclaje. Una UAE tendrá una vida sin falla si la razón de ciclaje es menor o igual al 70% del ciclaje máximo y se cumple el criterio de carga.

Para garantizar la seguridad de la UAE de traslape simple, se deberá de satisfacer el Criterio 1 de Carga y Criterio 2 de Ciclaje de forma simultánea o al menos el Criterio 1 predominantemente sobre el Criterio 2.

6.3. Alcances y limitaciones.

La presente investigación se desarrolló bajo condiciones controladas de laboratorio utilizando uniones adhesivas de traslape simple y un adhesivo epóxico específico, por lo que los resultados obtenidos son directamente aplicables a configuraciones similares.

Entre las principales limitaciones del estudio se encuentran la dependencia de los resultados respecto a las condiciones de fabricación, el tipo de adhesivo utilizado y las condiciones de carga evaluadas. Asimismo, el modelo propuesto se basa en una formulación semi-empírica, por lo que su generalización a otras configuraciones estructurales requiere validación adicional.

No obstante, el enfoque desarrollado establece una base sólida para la extensión del modelo a sistemas más complejos y condiciones de operación reales.

El modelo propuesto es aplicable a uniones adhesivas estructurales de tipo traslape simple bajo condiciones de carga cuasi estática y cíclica, particularmente en materiales adhesivos con comportamiento viscoelástico dominante. Su validez está condicionada a rangos de deformación y niveles de daño similares a los evaluados experimentalmente en

este trabajo, por lo que su extrapolación a otros tipos de uniones, materiales o condiciones de carga requiere validación adicional.

6.4. Trabajo futuro.

El trabajo realizado en esta tesis abre nuevas rutas de investigación en lo que respecta a uniones adhesivas estructurales (UAE's) y fenómenos relacionados con el amortiguamiento estructural de materiales viscoelásticos.

Cualquiera sea la ruta de investigación seleccionada, es necesario que se realicen pruebas experimentales en el mayor número de probetas que sea posible, ya que a mayor número de experimentos se reduce el grado de incertidumbre y se podrá obtener una mejor correlación de los datos experimentales con el modelo de evaluación del daño.

La integración de técnicas sigue siendo una estrategia recomendada para la validación y extensión de información correlacionada en tiempo. Debido a esto, se recomienda sigan siendo exploradas las técnicas de correlación digital de imágenes y de respuesta dinámica para obtener una mayor cantidad de datos conjuntos y complementarios que permitan una mejor correlación de los datos y permitan sentar las bases experimentales suficientes para el desarrollo de un modelo predictivo.

La correlación digital de imágenes como técnica experimental directa para la medición del campo de deformaciones y utilizada en conjunto con el Ajuste Inverso de Goland-Reissner tiene un gran potencial de aplicación en la detección de daños en la integridad de las uniones adhesivas u otras estructuras.

Durante el desarrollo de la tesis quedó establecido que existen diversas condiciones experimentales y sus combinaciones donde se pueda evaluar la resistencia mecánica y la respuesta dinámica de las uniones adhesivas como indicadores del daño estructural. Algunas otras condiciones que se recomienda sean exploradas de forma individual y posteriormente sus efectos en el índice de daño al ser combinadas pueden ser:

- De acuerdo con la *preparación de la superficie* de los sustratos o adherentes por medio de diferentes métodos de limpieza, abrasión de la superficie y ataques químicos.
- De acuerdo con el *espesor* del adhesivo controlando su calidad de preparación y obteniendo sus propiedades viscoelásticas y variabilidad estadística.
- De acuerdo con *regímenes de carga* como cíclica completamente invertida, impacto, aleatoria, utilizando métodos controlados del nivel de carga.

- De acuerdo con la *velocidad* de aplicación de la carga o desplazamiento en la máquina universal o utilizando métodos controlados de la velocidad de aplicación.
- De acuerdo con las *condiciones de temperatura* ambientales e inducidas específicamente en la zona de la unión adhesiva.
- De acuerdo con *tipos de materiales* como tipos de adhesivos con diferentes propiedades viscoelásticas, sustratos de materiales compuestos con configuraciones de diferentes capas, direcciones de fibras, tipos de resinas, procesos de fabricación y curado, así como sustratos de materiales disímiles.
- De acuerdo con el *modo de falla* para probetas de traslape simple a corte, torsión, peladura.
- De acuerdo con los diferentes *tipos de traslape* como doble, en bisel, escalonada, a tope, etc.

Por otra parte, se recomienda optimizar el proceso de experimentación utilizado para determinar cambios controlados en el amortiguamiento por histéresis y conocer más a fondo los mecanismos de disipación de energía involucrados en el proceso del daño de las uniones los cuales a su vez están relacionados con los procesos termo-elásticos que ocurren en el interior del cuerpo del adhesivo.

Se recomienda estudiar y validar el modelo del amortiguamiento por apertura y cierre de grieta como indicador del daño en la unión adhesiva por medio de medición de amortiguamiento interno en uniones para el Modo de Fractura II y III.

Caracterización de las formas modales experimentales y por simulación debido a que los resultados experimentales sugieren una respuesta modal de sistemas continuos acoplados por un elemento elástico central. Dicho modelo deberá predecir las primeras frecuencias modales, y el efecto en el tamaño de la respuesta provocado por el amortiguamiento viscoelástico del adhesivo.

Tomografía. Se recomienda explorar la técnica de tomografía para determinar las condiciones internas de las uniones adhesivas antes y después de la aplicación de algún tipo de carga (cuasi-estática cíclica u otra). Por medio de esta técnica pueden ser determinadas las calidades de las uniones adhesivas en las interfases, la homogeneidad de los adhesivos aplicados, la nucleación de daños y propagación de fracturas internas en el

adhesivo o las interfases. Una ventaja de la tomografía es que pueden ser analizadas probetas de materiales sólidos homogéneos, así como materiales compuestos.

Microscopía. Se recomienda realizar el análisis de falla post-mortem a las superficies formadas por la evolución del daño en las superficies de falla de las uniones adhesivas. Por medio de las técnicas del microscopio electrónico de barrido (Scan Electron Microscope, SEM) sería posible explorar con mayor profundidad los mecanismos de falla en el cuerpo del adhesivo o las interfases, pudiéndose correlacionar el lugar de origen de la nucleación del daño con el instante de cambio de propiedades mecánicas o el instante de cambio en las frecuencias y amortiguamientos modales y cortantes. También sería posible la correlación de resultados entre el análisis de falla de la superficie al conocer la forma y ritmo de propagación del daño y los resultados obtenidos por medio de la correlación digital de imágenes. La integración de la técnica permitiría conocer la velocidad de propagación del daño en la unión adhesiva y encontrar alguna relación o modelo de propagación del daño en adhesivos poliméricos epóxicos.

Termografía. La resistencia mecánica de los adhesivos epóxicos o de las resinas poliméricas en general, son sensibles a las condiciones de temperatura ambientales, así como a las propiedades de transferencia de calor del cuerpo del adhesivo. La energía mecánica aplicada, es convertida en calor por el cuerpo del adhesivo y sus cadenas poliméricas internas. Este comportamiento es llamado termo-elástico y que a su vez puede ser isotérmico (si la carga se aplica a baja velocidad respecto al coeficiente de dilatación y dilatación) o que puede ser adiabático (si las cargas se aplican a alta velocidad). Por lo anterior se recomienda explorar las propiedades de resistencia mecánica, elasticidades cuasi-estáticas y cíclicas, así como las respuestas dinámicas de las frecuencias y amortiguamiento modales para diferentes rangos de temperatura controlada y diferentes velocidades de aplicación de la carga en complemento con medición de temperatura por medio de cámaras termográficas de alta sensibilidad.

Se recomienda el desarrollo del modelaje y simulación por el método del elemento finito, donde se tomen en cuenta los fenómenos descritos en esta investigación, tales como la forma de la degradación de las propiedades mecánicas y las variaciones en las frecuencias y amortiguamientos modales en cargas cuasi-estáticas y cíclicas. Además, se deberán considerar el efecto que tienen sobre la resistencia y respuesta dinámica, los

mecanismos de adhesión en las interfases, las propiedades termo-visco-elásticas, así como sus formas de degradación con la aplicación de carga estática o cíclica aplicadas a diferentes velocidades y temperaturas.

Apéndice 1. Publicaciones Científicas

Teaching structural dynamics in aeronautic engineering: A hands-on approach using frequency response analysis of a quadrotor UAV

José de Jesús Villalobos-Luna^{1,2},
Diego Francisco Ledezma-Ramírez^{1,2} ,
Edgar Ulises Rojo-Rodríguez^{1,2},
and Pedro López-Cruz^{1,2}

Abstract

This work presents a teaching approach for postgraduate aeronautic engineering students, focusing on the analysis and understanding of structural dynamics in complex, real-world applications rather than simplified models. Using a commercial quadrotor as a case study, students investigate critical issues affecting lateral stability—specifically, abnormal vibrations and unintended sliding during autonomous self-leveling. These stability challenges prompt students to explore whether the issues stem from control limitations or structural deficiencies. Students employ the frequency response function (FRF) through impact hammer testing to characterize the natural frequencies of the quadrotor's arms and propellers, identifying potential resonances caused by the propulsion system. The experimental analysis offers students insights into structural solutions and control system reprogramming to counteract resonance-induced vibrations, improve stability, and enhance autonomous functionality. This hands-on approach allows

¹Structural Dynamics Lab, Aeronautical Engineering, Research, and Innovation Center

²Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, University Autonomous of Nuevo Leon, San Nicolas de los Garza Nuevo Leon 66450, Mexico

Corresponding author:

José de Jesús Villalobos-Luna, Structural Dynamics Lab, Aeronautical Engineering, Research, and Innovation Center; Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, University Autonomous of Nuevo Leon, San Nicolas de los Garza Nuevo Leon 66450, Mexico.

Email: jose.villalobosln@uanl.edu.mx

students to directly apply concepts of structural dynamics to complex aerospace systems, preparing them for advanced problem-solving in real-world engineering environments.

Keywords

Aquadrotor, structural dynamics, leveled flight, resonance

Introduction

Mechanical vibrations are a common source of potential problems in structures and systems, such as fatigue, failures, noise, and loosening of mechanical components. They can also cause issues in sensitive devices such as electronic systems and components and the transport of delicate goods such as food, medicines, etc. Mechanical vibrations can come from a variety of sources such as engines, either internal combustion or electrical motors, and external sources such as aerodynamic loads and road (pavement) irregularities, shocks, drops, etc. In the case of autonomous air vehicles, such vibrations are generated primarily by the electric motors used, the structural dynamics of the propellers and frames, particularly when there might be imbalances in the blades or manufacturing uncertainties, and aerodynamic forces such as gusts and turbulences. Amongst other negative effects caused by these vibrations, they can cause electronic system sensors such as accelerometers, gyroscopes, and GPS to malfunction, leading to errors in state estimation and possible loss of control.¹ In the case of imaging devices such as cameras and other sensors, vibrations can affect the quality of the produced images, and as a result, vibration isolation systems for cameras have been proposed and developed to stabilize cameras without affecting the image quality when vibrations exist.² In addition, such vibrations can damage transported goods, which is a rapidly developing application for these unmanned systems, for example, the transport of medicines or blood to remote areas can be affected by the vibrations generated during transport as well as the shocks during landing, thus making it imperative to ensure that no damage will occur as a result of these effects.^{3–5}

Due to the limited size and weight of unmanned air vehicles, they often lack the redundant safety systems of larger aircraft. In addition, there is a lack of regulations for assessing the consequences of mechanical vibrations in these systems. As a result, the effect of mechanical vibrations is often neglected, and there are limited studies on their negative effects. Moreover, there is also a lack of studies on the effect of vibrations on packaged goods and their transport using UAVs. Several authors have proposed methodologies for developing vibration profiles and characteristics for subsequent testing and simulations using data acquisition systems for this purpose.⁶ These vibrations are often random in nature due to external disturbances.⁷ Mechanical vibrations due to imbalances in blade propellers found in multirotor UAVs were considered by Rakowski and Szulim.⁸ The authors presented an analytical approach to assess this problem, studying a simplified mathematical model of two rotors with two blades on each one, finding that considering a permanent angle of phase shift between the two rotors led to almost complete suppression of vibration in the three axes of motion. On the other hand, although vibrations from

motors can be controlled and isolated, there is still the problem of external aerodynamic loads. Isolators have been proposed to suppress and reduce the effects of mechanical vibrations. Kalita et al.⁹ presented a comprehensive analysis of different vibration isolators used in UAV systems and considered the implementation of smart materials for isolation purposes, such as shape memory alloys.

Mechanical vibrations, either from the motors or external disturbances, can also affect the structural stability of the frame, leading to potential resonances when the forcing frequencies equal the natural frequencies of the frame. Thus, it is important to perform modal analysis, either using Finite Element simulations during phase design or experimental methods such as hammer and shaker testing.^{10,11} Once the main natural frequencies and mode shapes are known, structural modifications and optimization can be performed to ensure that no resonances will occur during operation. In addition, control systems have also been used to mitigate the effects of vibrations. Wang et al. proposed a theoretical control strategy to suppress structural vibrations of the frame of a UAV, ensuring the stability and tracking performance of the system,¹² but no experimental results were documented.

The members of the quadrotor are light and flexible, so they are prone to vibrations either due to external disturbances such as wind gusts or excitations from the propellers. As a result, one of the main concerns that is often overlooked is determining natural frequencies and modal damping. One of the main challenges is that there is a large variety of UAVs in different sizes, configurations, and materials, so the process is not standardized. There is also the issue of variability due to construction methods and manufacturing uncertainties, as well as joints and interfaces between members, so experimental validation is important to validate and update mathematical models, for instance, FEM analysis. Thus, it is paramount to determine modal properties in structural members and propulsion systems to avoid issues during flight.

As documented in the literature review, the most relevant cited works are devoted to either theoretical analysis, analysis of vibration signals and validation of mathematical models, or developing flight profiles,^{8–12} while performing single vibration response measurements using different methods. To the knowledge of the authors, there is a lack of research that properly addresses the modal properties of the structures and propellers and their relationship with the control system. As a result, the main contribution of this paper is to use standardized and well-established methods of modal analysis and parameter estimation through Frequency Response Measurements (FRFs) to provide useful design guidelines and datasets that adequately reflect the structural behavior of the UAV. This work presents the analysis of the structural and motor vibrations of an experimental quadrotor. During a stable flight maneuver of the quadrotor, it was observed that it began to slide laterally, apparently without any external alteration in the environment or the signal given by the autonomous control system. Disregarding programming errors, manufacturing defects, or structural integrity issues, the existence of large structural vibrations occurring close to the natural frequencies was suspected, either of the frame or the propellers, which could be excited by the motor rotational speed, generating resonant vibrations during operation.^{6,8,11} As a result, a structural dynamics analysis of the quadrotor's frame was performed, obtaining the Frequency Response Function (FRF)¹³ using the impact

hammer technique on the frame and propellers. This would allow for the identification of resonance frequencies and possible inference if any of the arms or propellers have significant flexibility and vibration amplitudes within the operational frequency range,¹⁰ which would impact the angles measured by the autonomous control system, thus resulting in a lack of control in lateral stability. The possible differences in structural responses in the blades and arms are another important contribution of this work, as these elements are either off-the-shelf commercially available components or in-house manufactured, and the variability and uncertainty of the structural properties of these members are often ignored. It is important to acknowledge this phenomenon as it can cause serious deviations from theoretical models that often assume uniformity between the different components.

The Master's program in Aeronautic Engineering at UANL is designed to equip engineers with the knowledge and skills necessary to tackle complex challenges in the aerospace field, with structural dynamics as one of the core modules. Although all students typically have a background in mechanical or aeronautical engineering, not all have completed advanced courses in topics such as Fourier series, signal analysis, or mechanical vibrations. Consequently, significant time is dedicated to revisiting these fundamental concepts, and the course structure balances theoretical foundations with applied engineering. To enhance learning, lectures incorporate relevant case studies and experimental demonstrations, allowing students to apply theoretical knowledge directly to real-world aeronautic systems. The main motivation of this paper is to present an applied hands-on case study to the students so that they can analyze the structural vibration based on the frequency responses, which is a methodology commonly used in mechanical vibrations and can also be applied to design linear controllers in real-life situations. Determining the frequency response characteristics of the structure quadrotor facilitates the design of autopilots for flight stabilization in real time. This approach provides students with a valuable tool for interpreting and validating theoretical concepts within a real-world applied system, enhancing both their comprehension and engagement. The paper is structured as follows. First modal analysis is introduced, explaining its objectives and fundamentals. Then, the experimental procedure and results are presented, discussing the effects of the modal parameters in the dynamics of the frame and blades of the quadrotor, and possible effects on the control dynamics and suggesting possibilities for improvement in terms of the control system.

Method of modal analysis

Modal analysis is widely used in the design stage of aeronautical and aerospace components and vehicles to find the dynamic behavior and avoid dangerous oscillations during normal operation. It is performed using different theoretical and experimental procedures with the objective of finding natural frequencies, mode shapes, and damping of a certain structure and allows one to perform structural modifications if needed to avoid resonances or other dangerous phenomena. As a common practice, theoretical modal analysis performed in finite element software is validated and updated with experimental measurements, producing a more reliable mathematical model. There are two main experimental approaches to modal analysis with the common objective of exciting the structure in a

broad frequency range of interest and measuring its response at different points to estimate the frequency response function (FRF), which is one of the main tools used for characterizing modal behavior in a structure. The first approach is shaker testing, where excitation is applied by an electrodynamic actuator or shaker, which is connected to a fixed point in the structure and applies a broadband excitation, i.e., frequency sweep or random vibration. Then, the frequency is measured in different points using vibration sensors (accelerometers, laser vibrometers, etc.). This method has the advantage of very precise control and a variety of input signals; for instance, sinusoidal sweeps are useful to excite and find resonances and possible nonlinear effects, while broadband random signals excite all the resonances within a certain frequency range, reducing the test time, which is useful for systems with a predominant linear response. However, the use of a shaker requires a more complicated installation, particularly in lightweight structures where the shaker connection and sensors could induce mass loading effects on the test structure. The second approach is hammer testing, where an instrumental modal hammer (force sensor) is used to apply short-duration impacts to different points in the structure; then, using a sensor fixed at one point of the structure, the FRF is estimated. In this case, the short impulse excites a specific frequency range depending on the type of hammer used and its tip, exciting all the resonances within that range. This method has the advantage of being quick and easy to implement without affecting the test structure, but the input control is not as precise, and it requires practice from the user. Regardless of the method used, once the input and output are characterized in the structure in the time and frequency domains, and the Frequency Response Function (FRF) is measured. There are different identification methods that can be applied to estimate the modal parameters, such as natural frequencies, models, and damping. Frequency response methods such as peak picking using circle fit procedures and polynomial multi-reference estimates are widely used.¹⁴ Flutter prediction is one of the main applications of modal analysis in the aerospace industry. Aircraft and their components are subjected to dangerous vibrations during maneuvers; thus, control strategies are needed. Modal analysis has also been applied to predict and assess damage in structures.¹⁵

The fundamental modal analysis assumes a single degree of freedom system (SDOF) with external excitation $F(t)$ all in translational motion x , as shown in Figure 1.

The differential equation representing the dynamic system assumes a linear system model considering small displacements about the equilibrium position and it is expressed as:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1)$$

where:

x : linearised displacement response.

$\dot{x} = \frac{dx}{dt}$: Velocity response.

$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$: Acceleration response.

m : Equivalent inertia.

c : Equivalent coefficient damping.

k : Equivalent stiffness.

$F(t)$: Excitation force.

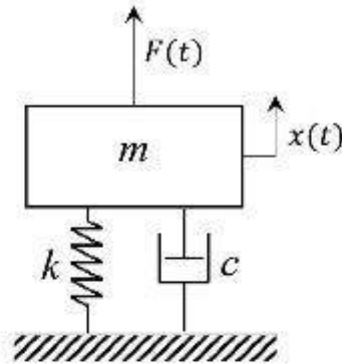


Figure 1. Single degree of freedom lumped parameter model with external excitation.

Even though an actual physical system might be nonlinear, the analysis performed in this paper assumes a linear model, as the implied displacements are small and there are no other nonlinear effects such as geometric nonlinearities, large displacements or material effects, free play, loose parts or impacts. However, if the system exhibits strong nonlinearities, its qualitative response could undergo significant topological changes, such as bifurcations or the emergence of limit cycles. In addition, if nonlinearity is strong, phenomena such as mode coupling, amplitude-dependent frequency shifts, or chaotic behavior could arise. However these effects are beyond the scope of this study but could be explored in future work. Applying Equation 1 to the Laplace Transformation and making the “s” term $s = i\omega$, we can obtain the transfer function, such as the generic output vs. generic input ratio, as a complex function $H(\omega)$, also named the Frequency Response Function or FRF and written as:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k - m\omega^2 + i\omega c} \quad (2)$$

where:

$X(\omega)$: Displacement response in frequency domain ω .

$F(\omega)$: Excitation force excitation in frequency domain ω .

ω : angular frequency in rad/sec.

$i = \sqrt{-1}$ imaginary number.

Because $H(\omega)$ is a complex number, it can be represented as real and imaginary parts vs. each value to the angular frequency ω or in a polar way like the magnitude and angle of phase vs. each value of the angular frequency ω .

Independent of the input signal, the transfer function characterizes the system's behavior. While the transfer function captures a system's response, it does not reveal its internal relations between the system constants. Remarkably, many different systems can share the same transfer function.

Once the FRF is known, the response of the system at any frequency for any input can be found, assuming linear properties. The process of finding the response in the time

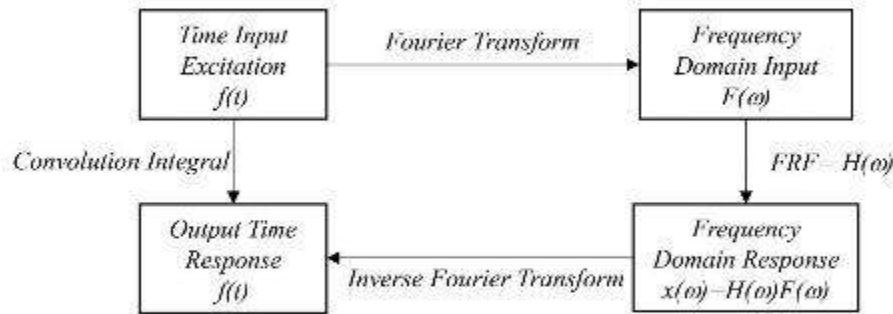


Figure 2. Spectral analysis through frequency response function.

domain is performed by convolution of the impulse response function and the forcing input, while in the frequency domain, it is given by multiplying the input by the FRF. Figure 2 shows the concept of spectral analysis using frequency response functions.

The FRF is a very important tool because, experimentally, it is relatively simple to obtain the Fast Fourier Transform or FFT of the vibration response (amplitude) and measure the dynamic excitation (Sinusoidal, Random, or Impulsive). In this way, it is possible to identify resonance frequencies, damping, and modal shapes. Although it is a simple approach, many light structures with low damping can be analyzed this way, where the complex FRF with several resonances is decomposed and each resonance is analyzed individually as an SDOF model. This analysis method is known as peak picking as it focuses on the resonance peaks to estimate the frequency and damping values, usually applying a circle fit method to estimate their exact values, such as the Nyquist, i.e., real vs. imaginary plot of the FRF, which is characterized by circular curves when resonances appear.

Experimentation

Experimental setup

The experimental measurements were developed in the Structural Dynamics Laboratory of the Aeronautical Engineering, Research, and Innovation Center (CIIIA). The quadrotor structure has a mass of 331 g, the length of the arms between the motor center of rotation is 450 mm, and it is mounted with landing gear measuring $361 \times 361 \times 191$ mm (length, width, and height, respectively), as shown in Figure 3(a). The complete frame is made of Nylon. The experimental measurement was performed under static conditions with the quadrotor turned off and secured to a rigid bench for structural testing with a considerably greater weight than the quadrotor to avoid a lack of stiffness in the base, which could induce structural vibrations from the support, as shown in Figure 3(b).

The helices were characterized by pairs of blades. The quadrotor has 4 helices and 8 blades. To facilitate the identification, helices were numbered as shown in Figure 4.

For the FRF measurements, a 0.5-g PCB piezotronics mini accelerometer, model 352C22, was installed at the free end of each arm, and impulse or impact-type

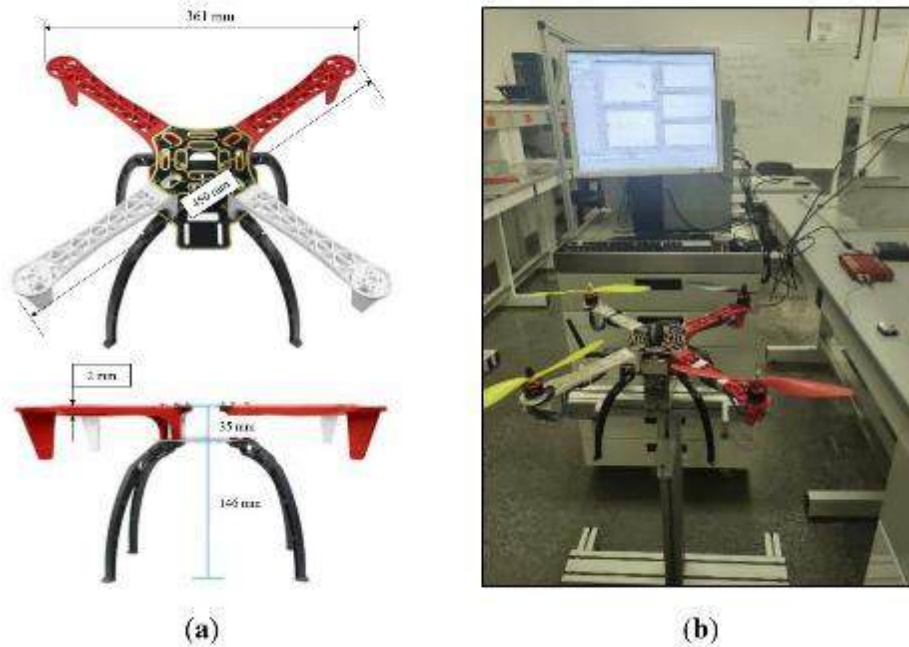


Figure 3. (a) schematics and dimensions of the quadrotor. (b) Experimental setup of the quadrotor.



Figure 4. Arms (a1–a4), helices (b1–b8).

excitation¹⁶ was applied using a PCB piezotronics impact hammer, Model 086E80, Amphenol Corporation, Depew, NY, USA. This method was used as the blades are very lightweight and the use of a shaker would be more complex. In addition, the use of a hammer allows for more precise excitation at higher frequencies.

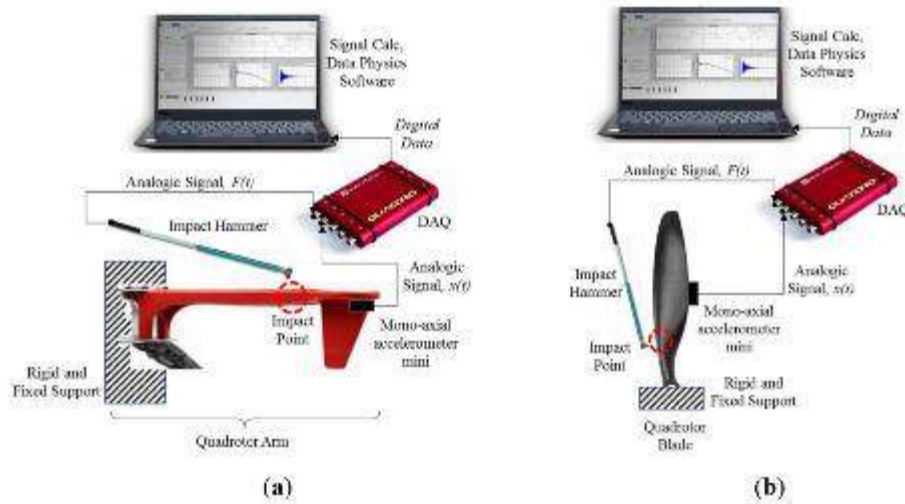


Figure 5. Experimental setup for modal analysis. (a) Frame arms. (b) Propeller.

Using a QUATTRO dynamic signal analyzer from Data Physics Corporation, San Jose, CA, USA, 4-channel FFT measurements were obtained for both the vibration acceleration response and the excitation force. The Signal Calc software ACE software, www.dataphysics.com from Data Physics Co. was used to measure the FRF or $H(\omega)$. A frequency range of 0–1000 Hz with a resolution of 1600 frequency lines was considered, and data were captured using a force exponential window, as is usual for hammer measurements. A pre-trigger was also configured to guarantee that the impacts were always recorded at the same time and to avoid signal processing issues.

For analysis and post-processing purposes, the data were exported to MATLAB R2015a. It was necessary to perform the experimental setup separately for the arms and the propellers, as shown in Figure 5. As the system is lightweight and lightly damped, the peak-picking method was used for modal parameter estimation in the frequency domain.

Blade resonance calculations

The theoretical determination of the resonance frequencies of the blades was carried out using the theory of continuous systems or Euler-Bernoulli theory using the equation (3):

$$\omega = (\beta l)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A l^4}} \quad (3)$$

Where:

βl : Constant obtained from the boundary ended conditions (Table 1).

EI : Flexural Stiffness ($N \cdot m^2$)

ρA : For uniform and homogeneous cross sections (Kg/m).

Table 1. Theoretical calculation of frequency modes using Euler Bernoulli theory for flexural beams and boundary conditions constant βl for cantilever arrangement.

Mode	βl	f (Hz)
1	1.875104	43.1
2	4.694091	270.3
3	7.854757	756.9
4	10.99554	1483.2

For non-uniform or non-homogeneous sections, by a simple analysis of units $\rho A = \frac{m}{l}$.
 l : Total length of the blade .

To apply Equation (3), it was necessary to consider the physical data known as the total free length of a blade $l = 120$ mm and an individual mass of 4×10^{-3} kg.

Although it is known that the blade manufacturing material is ABS and is of homogeneous density due to the plastic injection manufacturing process, the cross section is not uniform, so the flexural stiffness EI was characterized experimentally using the cantilever beam model as shown in Figure 6 and for the equation (4):

$$k_{eq} = \frac{3EI}{\beta} = \frac{W}{\Delta} \quad (4)$$

Donde:

k_{eq} : Equivalent stiffness of cantilever arrangement (slope of plot W vs Δ), (N/m)

l : Distance from the fixed support to the point of application of the load W , being the same as the length of the blade. (m)

W : Experimental weight (N)

Δ : Deflection at the point of application of the experimental weight (m)

From equation (4) the flexural stiffness is obtained experimentally as:

$$EI = \frac{k_{eq}l^3}{3} \quad (5)$$

During the experimental characterization of all the blades, a linear behavior of the equivalent elasticity was observed. $K_{eq} = 71.3$ N/m, which is the slope of the experimental graph of W vs Δ , for different values of the experimental weight. All the blades presented the same elastic behavior during bending, obtaining a value of flexural rigidity of $EI = 0.04107$ N-m².

Replacing the experimental values of EI and $\rho A = \frac{m}{l}$, The analytical results presented in Table 1 were obtained.

Arms resonance results

The FRF magnitude and phase plot are shown for the complete frequency range in Figure 7 for each arm. For better visualization, the next section shows a magnification

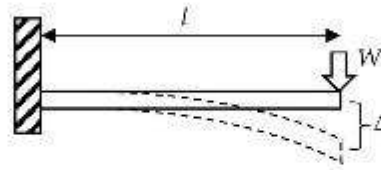


Figure 6. Cantilever beam model arrangement.

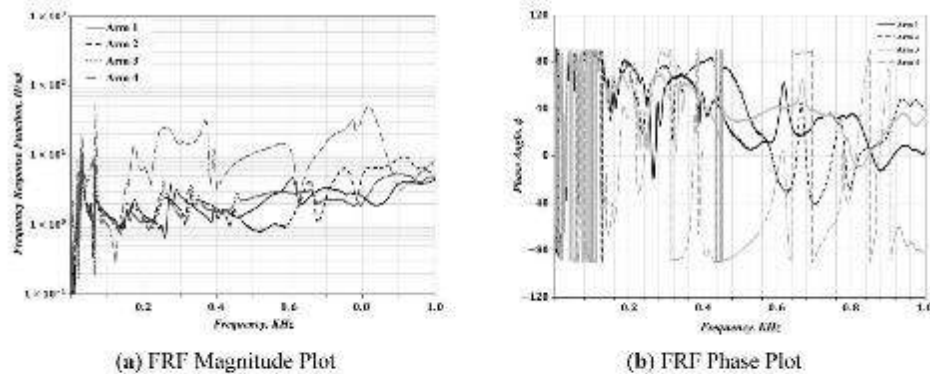


Figure 7. FRF in magnitude plot and phase for each arm.

for a specific low-frequency scale. The frequency range was limited to 0 Hz to 1000 Hz to ensure we were able to find the main resonances of the structures.

Upon exploring the low-frequency range for the arms between 15 and 35 Hz, we found four peaks for each arm, as is shown in Figure 8. The change in the phase angle is used to identify resonance frequency peaks. A resonance frequency appears when there is a frequency peak, and at the same frequency, the angle at the phase plot is zero. Another observation of these frequency resonances is that they possess high damping, which is why they are flattened.

Upon exploring the low-frequency range for the arms between 50 and 100 Hz, we only found one peak for each arm with high damping, as is shown in Figure 9.

Helices and blades resonance results

The helices were measured in pairs of blades, and the same resonant frequencies were observed in each pair because of the manufacturing process of plastic injection of each helix. However, there are discrepancies between the four helices that show almost the same number of resonance peaks but at different frequencies. Figure 10 shows the magnitude of the FRF for the complete range and a magnification for the first resonant peak at each pair of blades (a) Helix, Blades 1–2, b) Helix, Blade 3–4, c) Helix 3, Blade 5–6 and d) Helix, Blades 7–8).

Regarding the helices and blades, as shown in Figure 9, within the range of 0 to 80 Hz, they exhibit very similar resonant frequencies; for example, Helix pair 1–2 shows 56 and

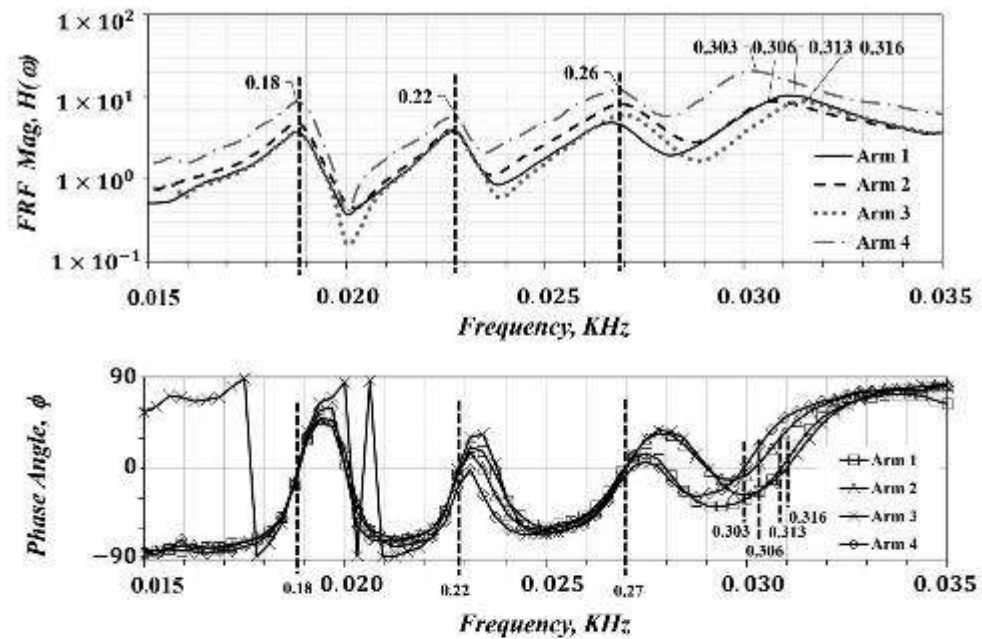


Figure 8. Modal frequencies of arms from 15 to 35 Hz. Magnitude (above) and phase (below) plots are related at the same frequency scale.

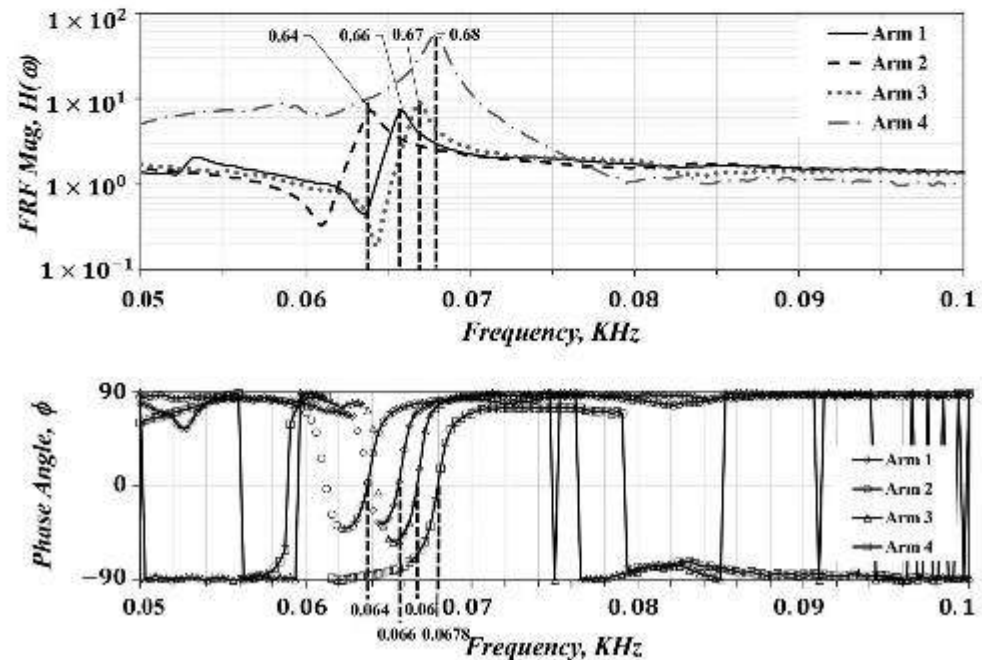


Figure 9. Modal frequencies of arms from 50 and 100 Hz. Magnitude (above) and phase (below) plots are related at the same frequency scale.

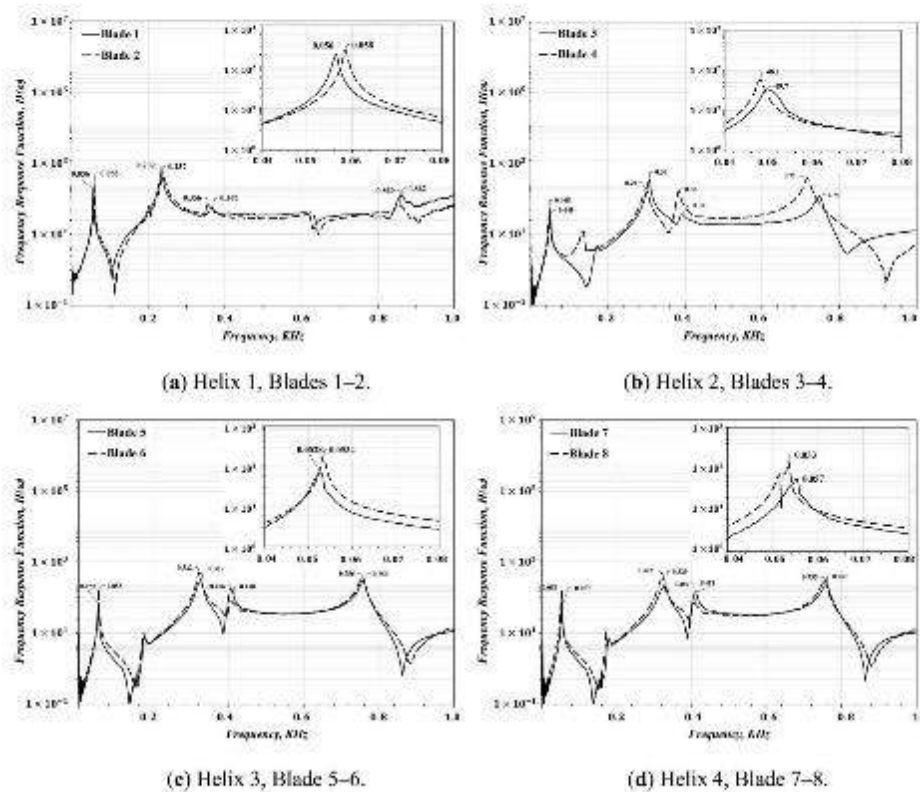


Figure 10. FRF for each helix (1–4) and for each blade (1–8).

58 Hz, Helix pair 3–4 shows 48 and 49 Hz, Helix pair 5–6 shows 52 and 53 Hz, and Helix pair 7–8 shows 55 and 53 Hz. For the range of 100 Hz to 1000 Hz, the FRF amplitudes and resonant peaks are very dissimilar.

The similarity exhibited between each pair of blades could be attributed to the uniformity of the manufacturing process, either through plastic injection or 3D printing. However, although the same resonant peaks appear in all eight blades, they occur at different frequencies, which poses the challenge of controlling or mitigating each resonant mode of each propeller within the operational ranges of interest.

For comparison proposals, Table 1 presents a summary of resonance frequencies observed in arms, showing the peak frequencies in rows and each arm in columns. It can be observed that there are slight differences in resonance frequencies.

In Table 2, the summary of the resonance frequencies and differences in blades is presented. We can observe that there are minimum differences in resonance frequencies at peak 1 but there are more differences in the other three peaks between pairs of blades.

To ensure a complete comparison of peak frequencies, Table 3 shows the difference percentage between the natural frequencies of the different helices ($\Delta 1-2$, $\Delta 1-3$, $\Delta 1-4$, $\Delta 2-3$, $\Delta 2-4$, and $\Delta 3-4$). It can be observed that there are small differences in resonance frequencies at peak 1, but there are more significant differences for the other three peaks

Table 2. Resonance frequency summary of blades and differences between pairs (Hz).

	Helix h1		Helix h2			Helix h3			Helix h4			
	B1	B2	D ₁₂	B3	B4	D ₃₄	B5	B6	D ₅₆	B7	B8	D ₇₈
Peak 1	56.6	58.4	1.8	49.1	48.1	−1	52.5	53.4	0.9	57.3	53.4	−3.9
Peak 2	232.5	237.2	4.7	307.2	297.5	−9.7	327.5	321.9	−5.6	329.7	322.5	−7.2
Peak 3*	356.3	367.5	8.5	391.9	383.1	−8.8	406.6	410.3	3.7	411.3	409.4	−1.9
Peak 4	862.5	860.0	−2.5	749.7	719.1	−30.6	759.1	755.9	−3.2	761.6	755.9	−5.7

* The small Peak 3 that appears in all the blades, do not correspond with the Euler-Bernoulli theory and it could be due torsional degree of freedom.

Table 3. Percentage differences between helices natural frequencies (Hz).

	$\% \Delta_{1-2}$	$\% \Delta_{1-3}$	$\% \Delta_{1-4}$	$\% \Delta_{2-3}$	$\% \Delta_{2-4}$	$\% \Delta_{3-4}$
Peak 1	-7.5	-3.2	0.7	5.3	9.2	4.8
Peak 2	74.7	95	97.2	30	32.2	7.8
Peak 3	35.6	54	55	27.2	28.2	4.7
Peak 4	-110.3	-100.9	-98.4	40	42.5	5.7

Table 4. Resonance frequency summary of arms (Hz).

	Arm a1	Arm a2	Arm a3	Arm a4
Peak 1	18.8	18.8	18.8	18.8
Peak 2	22.8	22.8	22.8	22.8
Peak 3	26.9	26.9	26.9	26.9
Peak 4	31.3	30.6	31.6	30.3
Peak 5	65.9	64.1	66.9	67.8

between pairs of blades, taking the minimum and maximum frequency for each pair as references. This could induce errors in the control system as they are assumed to be rigid and homogeneous, but in practice, their structural properties vary considerably.

Discussion

In Table 1 it is observed that flexural frequencies obtained analytically are in agreement with the experimental results. It is observed in Figure 10 and Table 2, FRF graphs a small amplitude peak at frequency around 360 and 400 Hz, which could be related to the first torsional resonant mode, however, its discussion and validation are outside the scope of this paper, being left for future complementary work. Therefore, it can be said that in flexural mode, there are only 4 resonances in the range of 0 to 1 KHz, by corroborating their existence through the experimental procedure and by the Euler Bernoulli theory.

Regarding the four arms showed acceptable similarity for the five resonance peaks in the range of 18.8 to 67.8 Hz, as shown in Figures 7 and 8 and Table 4. However, there are many discrepancies between all the arms at high frequencies, as shown in Figure 7(a).

In the case of the blades have good agreement between them individually with minimal differences (1 with 2, 3 with 4, etc.). For example, the minimum difference between blades 5 and 6 for peak 1 is 0.9 Hz and the maximum difference between blades 3 and 4 is -30.6 Hz.

For comparison between helices, the differences are bigger than the blades individually, as shown in Figure 10 and Table 3. For example, the minimum difference is 0.7 Hz between helices 1 and 4 for peak 1, which is acceptable; however, there are big differences between helices 1 and 2, 3, and 4 of -110.3, -100.9, and -98.4 Hz, respectively.

These differences are important challenges for structural and full-body stability and automatic control of the Quadrotor. Because the speed rotor is variable to provide power and maneuver control, it is critical to be aware of the resonance of each element separately and coupled and apply control to minimize resonance effects.

The automatic control problem may increase if the rotor speeds differ for maneuvers such as forward, backward, and lateral movements or more complex maneuvers and external perturbations like gust loads, resulting in multiple scenarios where resonance frequencies would induce deviations in the control system, which the system itself would have to counteract to maintain stability.

From the perspective of structural dynamics, it would be necessary to standardize the frequency response by applying the following strategies:

- Control of the manufacturing process for the arms and propellers of the quadrotor. Optimize the design of the arms to reduce the amount of material while maintaining the minimum required strength of each arm.
- Control of the arm assembly process. Ensure quality control in the assembly process, paying special attention to the type of screws used at the root of the arm when joining the flight control unit body.
- Control of the motor assembly process. Ensure careful assembly of the motors at the end of the arm, paying attention to the screws and tightening torque used.
- Control the propeller assembly process on the motor shaft and tighten it with uniform and adequate torque on each propeller.
- Increase damping around the electric motor supports to suppress the excitation force directly impacting the structure.
- Increase the flexural stiffness of the arm and propeller structure through geometric optimization or proposing a new arm and propeller model.

From the perspective of autonomous flight control, the following actions can be considered:

- Apply low-pass filters below 80 Hz to cancel the vibration signal received by the angle sensor of the control system in the range of 18.8 to 67.8 Hz.
- Apply band-pass filters in specific ranges of 80 to 1000 Hz to mitigate the undesirable effects of resonances at high frequencies.

For further work on this subject some considerations will be done. Defining an accurate model of the quadrotor is crucial for developing an effective control scheme to compensate for vibrations. This model should be able to capture the dynamic behavior of the system, including its response to motor inputs, air resistance, and external disturbances. By incorporating vibration data into the model, the control system can anticipate and counteract these oscillations in real time. This will not only improve flight stability but also will help reduce wear and tear on the quadrotor components, leading to a smoother and more efficient flight. In this case, control based on saturation functions will represent the best choice in order to mitigate the vibrations due to quadrotor structure and wind

disturbances, as other strategies such as sliding mode control are expected to add vibrations to the quadrotor system since the chattering effect will induce vibration during the flight. Furthermore, a control scheme based on saturations can be particularly advantageous for mitigating vibrational effects in quadrotors. For specific details and equations of motion of quadrotors and the model of control based on the saturation function, please consult Appendix A.

Saturations essentially limit the control outputs to a predefined range, preventing them from exceeding set boundaries. This approach offers several benefits in this context. Firstly, vibrations often arise due to rapid changes in motor thrust. Saturations can help smooth out these control signals, reducing the abrupt movements that exacerbate vibrations. Secondly, real-world actuators, like motors, have limitations in their response speed. Saturations can account for these limitations by ensuring the control demands remain achievable, preventing the control system from issuing unrealistic commands that would further excite vibrations. This combination of smoother control signals and realistic output demands makes saturation-based control a promising strategy for mitigating vibrations and achieving a more stable and efficient quadrotor flight.

Conclusions

A hands-on approach to teaching structural dynamics within the context of aeronautical engineering at the master's level was presented, focusing on real-world application through the analysis of quadrotor dynamics. Through experimental modal analysis of a quadrotor's arms and propellers, students can observe the practical implications of structural variances, such as manufacturing or assembly deviations, that lead to differences in higher-order resonances. By identifying how these inconsistencies can contribute to non-symmetric resonances at various operational frequencies, a deeper understanding of vibration issues and stability challenges in aerospace structures is possible. In addition, a theoretical prediction of the natural frequencies considering a slender beam approach was performed in the blades, demonstrating a good correlation between theoretical and experimental results. This practical application helps bridge theoretical concepts with experiential learning, enhancing student engagement by connecting frequency response analysis and modal theory directly with a real aerospace system. The study suggests that to suppress potential resonance and address vibration issues, further structural modifications to the quadrotor and updates to its control system are required. This teaching approach not only improved comprehension of complex concepts in structural dynamics but also equipped students with diagnostic and problem-solving skills critical for addressing structural challenges in aerospace engineering. Such methods emphasize the importance of applied learning, preparing students to confront similar challenges in advanced aeronautical systems professionally. However, due to the differences found in the several arms and blades which are thought to be due to manufacturing or assembling variability, further analysis is suggested. Uncertainty analysis can be performed either with linear or nonlinear models, as well as finite element prediction of the natural frequencies and modes to establish a baseline of the behaviour. Nevertheless, the presented approach

remains a valuable tool for students to understand the physics of actual models and their experimental analysis and implications behind the process.

Acknowledgments

In this section, we acknowledge the valuable support received from the Graduate School of the Faculty of Mechanical and Electrical Engineering at the Universidad Autónoma de Nuevo León. This support was instrumental beyond the authors' contributions and funding already mentioned. We are particularly grateful for the administrative assistance provided by the Doctoral Program in Aeronautical Engineering, which streamlined the research process.

Author contributions

Methodology, E.R.; Writing – original draft, J.V.; Supervision, D.L. and P.L. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Declaration of conflicting interests

- 3 The author(s) declared no potential conflicts of interest with respect to the research, authorship, and/or publication of this article.

Funding

The author(s) received no financial support for the research, authorship, and/or publication of this article.

ORCID iD

Diego Francisco Ledezma-Ramírez  <https://orcid.org/0000-0002-3197-0291>

Data availability statement

The original contributions presented in the study are included in the article, further inquiries can be directed to the corresponding author.

References

1. Banerjee P, Ghimire R and Hale E. Vibration anomaly detection by clustering in unmanned aerial vehicles. In: AIAA AVIATION Forum and Exposition, San Diego, CA, USA, 12-16 June 2023.
2. Görmüş MT, Adin BF and Yayla P. Passive isolator design and vibration damping of EO/IR gimbal used in UAVs. *Int J Aviat Sci Technol* 2023; 4: 32–40.
3. Zhu W, Oakey A, Royall PG, et al. Investigating the influence of drone flight on the stability of cancer medicines. *PLOS ONE* 2023; 18: e0278873.
4. Theobald K, Zhu W, Waters T, et al. Stability of medicines transported by cargo drones: investigating the effects of vibration from multi-stage flight.Drones". 2023;7:658. <https://doi.org/10.3390/drones7110658>.
5. Oakey A, Waters T, Zhu W, et al. Quantifying the effects of vibration on medicines in transit caused by fixed-wing and multi-copter drones. *Drones* 2021; 5: 22.

6. Ge C, Dunno K, Singh MA, et al. Development of a drone's vibration, shock, and atmospheric profiles. *Appl Sci* 2021; 11: 5176.
7. Ge C, Dunno K, Singh MA, et al. Random vibrations in unmanned aerial vehicles: Mathematical analysis and control methodology based on expectation and probability. *J Low Freq Noise Vib Act Control* 2018; 38: 3–202.
8. Radkowski S and Szulim P. Analysis of vibration of rotors in unmanned aircraft. In: 19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), Miedzyzdroje, Poland, 2–5 September 2014.
9. Kalita U, Guntu R, Seelam R, et al. A review on the shape memory alloy vibration dampers used in UAVs. *AIP Conf Proc* 2024; 2962.
10. Urdea M. Stress and vibration analysis of a drone. In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing Ltd; 2021. doi: 10.1088/1757-899X/1009/1/012059.
11. Chen K, Meng W, Wang J, et al. An investigation on the structural vibrations of multi-rotor passenger drones. *Int J Micro Air Veh* 2023; 15. doi:10.1177/17568293231199097
12. Wang X, Zhang X, Gong H, et al. A flight control method for unmanned aerial vehicles based on vibration suppression. *IET Collab Intell Manuf* 2020; 3: 252–261.
13. Kim Y-S and Eun H-C. Comparison of damage detection methods depending on FRFs within specified frequency ranges. *Adv Mater Sci Eng* 2017; 2017: 9.
14. Fu Z-F and He J. *Modal analysis*. Elsevier, 2001.
15. Esfandiari FKAA. Structural damage diagnosis using modal data. *Sci Iran* 2011; 18: 853–860.
16. Lee E-T, Hong Y-S and Eun H-C. Prediction of the physical properties of a structural member by the impact hammer test. *Sensors* 2022; 22: 6762.
17. Stevens BL, Lewis FL and Johnson EN. *Aircraft control and simulation: dynamics, controls design, and autonomous systems*. 3rd ed. Wiley, 2015, <http://doi.org/10.1002/9781119174882>.
18. Lozano R. *Unmanned aerial vehicles: embedded control*. John Wiley & Sons, 2013.
19. Garcia O, Sanchez A, Escaren J, et al. Tail-sitter UAV having one tilting rotor: Modeling, control and real-time experiments. *IFAC Proc* 2008; 41: 809–814.

Appendix A

Appendix A.1. Equations of Motion of a Quadrotor

The model of the quadrotor considers an inertial fixed frame as $I = \{x_I, y_I, z_I\}$ and a body frame fixed attached to the center of gravity of the vehicle as $B = \{x_B, y_B, z_B\}$. The wind frame $A = \{x_A, y_A, z_A\}$ is considered during forward flight.¹⁷

The Newton–Euler formulation, for the rigid body, is used to obtain the dynamic model of the quadrotor

$$\dot{\xi} = V \quad (A1)$$

$$m\dot{V} = Re_3(-T_T) + mge_3 \quad (A2)$$

$$\dot{R} = R\hat{\Omega} \quad (A3)$$

$$J\dot{\Omega} = -\Omega \times J\Omega + \tau_a \quad (A4)$$

- $\xi = (x, y, z)^T \in \mathbb{R}^3$ and $V = (\dot{v}_x, \dot{v}_y, \dot{v}_z)^T \in \mathbb{R}^3$ are the position coordinates and translational velocity relative to the inertial frame.
- $\eta = (\phi, \theta, \psi)^T \in \mathbb{R}^3$ describes the rotation coordinates where ϕ , θ , and ψ represent the roll, pitch, and yaw or heading, respectively.
- The rotation matrix, $R \in SO(3): B \rightarrow I$, satisfies the $SO(3) = \{R | R \in \mathbb{R}^{3 \times 3}, \det[R] = 1, RR^T = R^T R = I\}$ and is parameterized by the Euler angles ϕ , θ , and ψ . The rotation matrix is written as

$$R = \begin{pmatrix} c_\theta c_\psi & s_\phi s_\theta c_\psi - c_\phi s_\psi & c_\phi s_\theta c_\psi + s_\phi s_\psi \\ c_\theta s_\psi & s_\phi s_\theta s_\psi + c_\phi c_\psi & c_\phi s_\theta s_\psi - s_\phi c_\psi \\ -s_\theta & s_\phi c_\theta & c_\phi c_\theta \end{pmatrix}$$

- $\Omega = (p, q, r)^T \in \mathbb{R}^3$ is the angular velocity in B and $\hat{\Omega}$ denotes the skew-symmetric matrix of the vector, which is given by

$$\hat{\Omega} = \begin{pmatrix} 0 & -r & q \\ r & 0 & -p \\ -q & p & 0 \end{pmatrix}$$

- e_1 , e_2 , and e_3 are the vectors of the canonical basis of $\mathbb{R}^3$.
- $J \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ contains the moments of inertia and $m \in \mathbb{R}$ denotes the mass of the quadrotor UAV.
- $T_T \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ is the total thrust and $\tau_a \in \mathbb{R}^3$ is the actuator moments of the quadrotor.
- The actuator moments τ_a generated by the four rotors are described as follows:

$$\tau_a = \begin{pmatrix} \tau_\phi \\ \tau_\theta \\ \tau_\psi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} d[(f_2 + f_4) - (f_1 + f_3)] \\ d[(f_3 + f_4) - (f_1 + f_2)] \\ Q_2 + Q_3 - Q_1 - Q_4 \end{pmatrix}$$

where d denotes the distance from the center of mass to the rotor axis and f_i is the lift force or thrust force of the propeller for $i = 1, 2, 3, 4$. $Q_i = \rho_a A_d \omega_i^2 r_i^3 c_{Q_i}$ is the reaction moment for the rotors, which denotes the rotor shaft moment coefficient, ρ_a is the air density, A_d denotes the disk area, ω_i denotes the angular velocity of the rotor, and r_i is the rotor radius for $i = 1, 2, 3, 4$.

Thus, using Equations (A1)–(A4), the reduced equations of motion are described as:

$$\ddot{x} = \frac{T_T}{m} (c_\phi s_\theta c_\psi + s_\phi s_\psi) \quad \ddot{\phi} = \frac{1}{J_{xx}} \tau_\phi \quad (\text{A5})$$

$$\ddot{y} = \frac{T_T}{m} (c_\phi s_\theta s_\psi - s_\phi c_\psi) \ddot{\theta} = \frac{1}{J_{yy}} \tau_\theta$$

$$\ddot{z} = \frac{T_T}{m} (c_\phi c_\theta) + g \quad \ddot{\psi} = \frac{1}{J_{zz}} \tau_\psi$$

Appendix A.2. Control Based on Saturation Function

For simplicity, the equations of motion are separated into three independent sets. These sets are described as longitudinal motion, lateral motion, and directional motion.^{17–19} The longitudinal motion is described as:

$$\ddot{x} = \frac{T_T}{m} s_\theta \quad \ddot{z} = \frac{T_T}{m} c_\theta + g \quad \ddot{\theta} = \frac{1}{J_{yy}} \tau_\theta \quad (\text{A6})$$

The saturation function is defined $\sigma_a(S) = [\sigma_a(s_1), \sigma_a(s_1) \dots \sigma_a(s_1)]$ as

$$\sigma_a(S) = \begin{cases} a & \text{if } s_i \geq a \\ s_i & \text{if } -a < s_i < a \\ -a & \text{if } s_i \leq -a \end{cases} \quad (\text{A7})$$

where $i = 1, 2, \dots, n$.

A control input T_T is proposed to stabilize the altitude of the vehicle:

$$T_T = \frac{m}{c_\theta} [-k_{z_1}(z - z_d) - k_{z_2}\dot{z} - g] \quad (\text{A8})$$

where z_d is the desired altitude and k_{z_1} and k_{z_2} are positive constants.

The control for the system (x, θ) is proposed as

$$\tau_\theta = -\sigma_a(k_1\theta_2) - \sigma_a(k_2\theta_1) - \sigma_a(k_3x_2) - \sigma_a(k_4x_1) \quad (\text{A9})$$

where $\theta = \theta_1$, $\dot{\theta} = \theta_2$, $x = x_1$, and $\dot{x} = x_2$. k_1 , k_2 , k_3 , and k_4 are positive constants.

The control for the system (y, ϕ) is proposed as

$$\tau_\phi = -\sigma_a(k_5\phi_2) - \sigma_a(k_6\phi_1) - \sigma_a(k_7y_2) - \sigma_a(k_8y_1) \quad (\text{A10})$$

where $\phi = \phi_1$, $\dot{\phi} = \phi_2$, $y = y_1$, and $\dot{y} = y_2$. k_5 , k_6 , k_7 , and k_8 are positive constants.

Finally, the control for the ψ dynamics is given as

$$\tau_\psi = -\sigma_a(k_9\psi_2) - \sigma_a(k_{10}\psi_1) \quad (\text{A11})$$

where $\psi = \psi_1$, $\dot{\psi} = \psi_2$. k_9 and k_{10} are positive constants.

Article

Fractional Viscoelastic Modeling of Multi-Step Creep and Relaxation in an Aerospace Epoxy Adhesive

Jesús Gabino Puente-Córdova ¹ , Flor Yanhira Rentería-Baltíerrez ^{2,*} , José de Jesús Villalobos-Luna ¹  and Pedro López-Cruz ¹ 

¹ Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Universidad Autónoma de Nuevo León, Pedro de Alba S/N, Ciudad Universitaria, San Nicolás de los Garza 66455, Nuevo León, Mexico; jesus.puente@uanl.edu.mx (J.G.P.-C.); jose.villalobos@uanl.edu.mx (J.d.J.V.-L.); pedro.lopez@uanl.edu.mx (P.L.-C.)

² Facultad de Ciencias Químicas, Universidad Autónoma de Nuevo León, Pedro de Alba S/N, Ciudad Universitaria, San Nicolás de los Garza 66455, Nuevo León, Mexico

* Correspondence: flor.renteria@uanl.edu.mx

Abstract

Structural adhesives in aeronautical applications are routinely exposed to complex loading histories that generate time-dependent deformation, making accurate prediction of their viscoelastic response essential for reliable assessment of joint integrity. This work presents an integrated experimental and modeling study of the aerospace-grade epoxy adhesive 3M Scotch-Weld EC-2216 using multi-step creep and stress-relaxation tests performed at room temperature and controlled loading rates, combined with fractional viscoelastic modeling. Unlike traditional single-step characterizations, the multi-step protocol employed here captures the cumulative loading effects and fading-memory dynamics that govern the adhesive's mechanical response. The experimental data were analyzed using fractional Maxwell, Voigt–Kelvin, and Zener formulations. Statistical evaluation based on the Bayesian Information Criterion (BIC) consistently identified the Fractional Zener Model (FZM) as the most robust representation of the stress-relaxation behavior, effectively capturing both the unrelaxed and relaxed modulus. The results demonstrate that EC-2216 exhibits hierarchical relaxation mechanisms and history-dependent viscoelasticity that cannot be accurately described by classical integer-order models. Overall, the study validates the use of fractional operators to represent the broad and hierarchical relaxation spectra typical of toughened aerospace epoxies and provides a rigorous framework for durability assessment and predictive modeling of adhesively bonded structures.

Keywords: viscoelasticity; aeronautical adhesive; fractional calculus; modeling



Academic Editor: Chong Wang

Received: 18 December 2025

Revised: 30 December 2025

Accepted: 8 January 2026

Published: 9 January 2026

Copyright: © 2026 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

1. Introduction

The aerospace industry demands materials with highly specialized mechanical and physical properties to ensure the structural integrity and safety of aircraft [1,2]. Consequently, structural adhesives have emerged as a key solution for joining components, increasingly replacing or complementing traditional fastening methods such as welding and riveting [3,4]. However, predicting the time-dependent performance of adhesive joints under variable mechanical and environmental conditions remains a significant challenge [5,6], particularly because the intrinsic viscoelastic nature of the adhesive governs how it stores and dissipates energy during loading and deformation processes [7].

Classical viscoelastic models—such as Maxwell, Voigt–Kelvin, and Zener formulations—describe polymer behavior using integer-order differential equations that combine ideal elastic and viscous elements [8]. Although these models provide valuable conceptual foundations, they often fail to capture the broad and asymmetric relaxation spectra characteristic of modern aerospace-grade adhesives [9]. Their predictions tend to be overly narrow and symmetric, limiting their ability to represent anomalous relaxation, wide distributions of relaxation times, and history-dependent effects.

Fractional calculus has emerged as a powerful alternative for modeling these materials [10], since the use of non-integer derivatives allows fractional models to incorporate intrinsic memory effects and non-locality, allowing a more realistic representation of the intermediate behavior between ideal elastic solids and purely viscous fluids [11,12]. Fractional viscoelastic formulations—such as the fractional Zener and Bagley–Torvik models—can reproduce complex relaxation dynamics, including the asymmetry of the loss-factor peak, with fewer parameters and higher predictive fidelity than classical models [13,14].

In viscoelastic materials, fading-memory dynamics refers to the progressive reduction of the influence of past deformations on the current mechanical response. While the material retains a memory of its loading history, the contribution of earlier events decays continuously over time rather than vanishing abruptly. Fractional viscoelastic models naturally capture this behavior by embedding power-law memory kernels, which provide a compact representation of long-term memory and hierarchical relaxation processes without introducing discrete relaxation times.

These considerations are particularly relevant for toughened structural adhesives like 3M Scotch-Weld EC-2216 (Mansfield, TX, USA), which exhibit markedly different viscoelastic behavior compared to rigid epoxies [15]. While properties such as tensile strength, lap-shear resistance, and fatigue behavior are well documented [16], the time-dependent response of EC-2216 under sequential or cumulative loading remains insufficiently explored [17]. Traditional single-step creep or relaxation tests do not fully reveal how deformation accumulates across progressive loading histories—an essential factor for bonded joints subjected to service conditions involving repeated thermal, mechanical, and vibrational loads.

Unlike most existing studies on EC-2216, which primarily rely on single-step creep or stress-relaxation tests, the present work addresses the viscoelastic response of the adhesive under sequential, multi-step loading conditions. Single-step protocols inherently assume that the material response is independent of prior loading history and therefore cannot resolve cumulative deformation, fading-memory effects, or the progressive activation and exhaustion of relaxation mechanisms. These limitations become particularly critical for flexibilized aerospace epoxies, whose relaxation spectra are broad and strongly history-dependent. In this context, the combined use of multi-step time-domain experiments and fractional viscoelastic modeling constitutes a necessary methodological advancement. The multi-step protocol enables the direct observation of memory effects and hierarchical relaxation processes across successive loading stages, while the application of Bayesian Information Criterion (BIC)-based model selection provides a statistically rigorous framework to identify the most appropriate constitutive model without overfitting. To the authors' knowledge, this integrated approach has not been previously applied to EC-2216, and it allows for a physically consistent discrimination between competing fractional models, thereby strengthening both the predictive capability and interpretability of the viscoelastic description.

In this study, we investigate the viscoelastic behavior of EC-2216 through a multi-step creep and stress-relaxation protocol designed to capture its response across succes-

sive loading stages. Fractional constitutive models are subsequently calibrated using these data, demonstrating their superior ability to describe anomalous relaxation and history-dependent deformation. The resulting models are used to represent the adhesive's time-domain response within the experimentally investigated time scales, providing a robust framework for evaluating mechanical stability under cumulative loading conditions relevant to aeronautical applications.

2. Fractional Viscoelastic Modeling Framework

The modeling of linear viscoelastic behavior is classically established using mechanical analogous elements and constitutive equations that relate stress $\sigma(t)$ with strain $D^0\epsilon(t)$ or strain rate $D^1\epsilon(t)$ [18,19]. These elements include the spring with elastic modulus E , following Hooke's law $\sigma = E D^0\epsilon(t)$, and the dashpot with dynamic viscosity η , following Newton's law $\sigma = \eta D^1\epsilon(t)$. The spring stores energy like an ideal elastic solid, while the dashpot dissipates energy like a purely viscous liquid. However, complex polymeric systems such as aeronautical adhesives commonly exhibit relaxation behaviors that fall between these idealized limits, displaying power-law responses and broad relaxation spectra that classical integer-order models cannot efficiently capture.

To overcome these limitations, G.W. Scott-Blair proposed a phenomenological approach based on the existence of intermediate states of matter; he introduced the concept of a continuous mechanical element, later known as the spring-pot (or Scott-Blair element), which represents a mathematical and physical interpolation between Hooke's law and Newton's law [20,21]. Through fractional calculus, this element enables the description of material memory and energy dissipation, whose constitutive equation is governed by a fractional derivative D^α of order α :

$$\sigma(t) = \mathbb{V} D^\alpha \epsilon(t) \quad (1)$$

where $\mathbb{V}$ is a quasi-property with units of $\text{Pa} \cdot \text{s}^\alpha$. This parameter interpolates between elastic and viscous behavior: when $\alpha = 0$, $\mathbb{V}$ reduces to an elastic modulus, and when $\alpha = 1$, it becomes a dynamic viscosity. Thus, $\mathbb{V}$ describes the generalized stiffness or consistency of the material, while α controls the viscoelastic state.

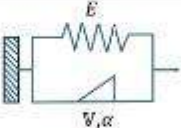
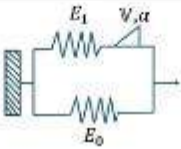
The fractional derivative is defined in the Caputo sense as:

$$D^\alpha f(t) = \frac{1}{\Gamma(n-\alpha)} \int_0^t \frac{f^{(n)}(t')}{(t-t')^{\alpha-n-1}} dt' \quad (2)$$

with $n-1 < \alpha < n$ and, for viscoelasticity, typically $0 < \alpha < 1$. Here, $f^{(n)}(t')$ denotes the n -th integer-order derivative of $f(t)$. A key feature of the Caputo definition is its power-law kernel, which introduces persistent memory effects. Unlike the exponential kernel of classical models—which implies rapidly fading memory—the power-law form describes a broad distribution of relaxation times, making it particularly well suited for representing history-dependent viscoelastic behavior over extended time scales, as commonly observed in aerospace adhesives.

Focusing on viscoelastic materials with solid-like behavior, the classical Newtonian dashpots in standard rheological configurations (Maxwell, Voigt-Kelvin, and Zener) can be replaced by spring-pots. The resulting fractional viscoelastic models for the relaxation modulus function $E(t)$ and creep compliance function $J(t)$ are listed in Table 1. Note that setting $\alpha = 1$ recovers the classical integer-order models.

Table 1. Fractional viscoelastic models.

Fractional Model	Model Scheme	Relaxation $E(t)$	Creep $J(t)$
Maxwell		$E \cdot \mathcal{E}_{\alpha,1} \left[-\left(\frac{t}{\tau_c}\right)^\alpha \right]$	$\frac{1}{E} + \frac{1}{\eta} \frac{t^\alpha}{\Gamma(1-\alpha)}$
Voigt–Kelvin		$E + \eta \frac{t^{-\alpha}}{\Gamma(1-\alpha)}$	$\frac{t^\alpha}{\eta} \mathcal{E}_{\alpha,1+\alpha} \left[-\left(\frac{t}{\tau_c}\right)^\alpha \right]$
Zener		$E_0 + E_1 \mathcal{E}_{\alpha,1} \left[-\left(\frac{t}{\tau_c}\right)^\alpha \right]$	$\frac{1}{E_0 + E_1} + \frac{E_1}{E_0(E_0 + E_1)} \left[1 - E_{\alpha,1} \left(-\frac{E_0}{E_1} \left(\frac{t}{\tau_c}\right)^\alpha \right) \right]$

$\mathcal{E}_{\alpha,\beta}(\cdot)$ is the Mittag–Leffler function; $\Gamma(\cdot)$ is the Gamma function; $\tau_c = \left(\frac{\eta}{E}\right)^{\frac{1}{\alpha}}$; and $E_1 = E_\infty - E_0$.

The $E(t)$ and $J(t)$ functions in Table 1 are defined in terms of the biparametric Mittag–Leffler function $\mathcal{E}_{\alpha,\beta}$, a generalization of the exponential function given by:

$$\mathcal{E}_{\alpha,\beta}(z) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{z^k}{\Gamma(\alpha k + \beta)} \quad (3)$$

For $\alpha = \beta = 1$, this expression reduces to the classical exponential decay e^z , corresponding to a single characteristic relaxation time.

Within the theory of Linear Viscoelasticity (LVE), the functions $J(t)$ and $E(t)$ fully characterize the material's mechanical response. Via the Boltzmann superposition principle and integral transforms (Laplace or Fourier), they enable computation of other key properties, including the storage and loss moduli (E' and E'') over wide frequency ranges, as well as the continuous retardation $L(\tau)$ and relaxation $H(\tau)$ spectra, which provide insight into the molecular relaxation mechanisms of polymer systems. It is important to note that $J(t)$ and $E(t)$ are not reciprocals in the time domain, and their respective relaxation and retardation times characterize distinct aspects of the viscoelastic response.

3. Materials and Methods

3.1. Material Description

The structural adhesive selected for this study is the commercial 3M Scotch-Weld Epoxy Adhesive EC-2216 B/A (Texas, USA). This two-part, room-temperature curing epoxy system is specifically formulated for aerospace and cryogenic applications where high peel strength and shear resistance are required. Unlike rigid structural epoxies, EC-2216 incorporates a modified epoxy–amine chemistry that provides significant flexibility and toughness within the bond line. This molecular architecture results in a pronounced viscoelastic response, making the adhesive representative of flexibilized aerospace-grade systems. The material was prepared by mixing Part B (base) and Part A (accelerator) in a 2:3 ratio by weight and was subsequently cured at room temperature for 7 days, following the manufacturer's specifications to ensure complete network formation.

3.2. Chemical and Thermomechanical Characterization

Chemical characterization was carried out using Fourier transform infrared spectroscopy (FTIR) to identify the functional groups associated with the cured epoxy network. Spectra were collected in transmittance mode over the $400\text{--}4000\text{ cm}^{-1}$ range using a Perkin Elmer Spectrum-100 (Waltham, MA, USA). Thermomechanical properties were evaluated using a Perkin Elmer DMA-8000 (Waltham, MA, USA) in tensile mode. Rectangular samples (dimensions: $6 \times 4 \times 1.1\text{ mm}$) were tested under temperature sweeps from $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ at a heating rate of $5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$, covering the complete glass transition region (T_g). Multifrequency scans were performed at 0.1, 0.3, 1, 3, 10, 30, and 100 Hz to characterize the frequency dependence of the storage modulus E' and loss factor $\tan\delta$. The thermomechanical characterization was specifically oriented toward parameters governing the time-dependent viscoelastic response of the adhesive. Accordingly, the analysis focused on the storage modulus, loss factor, and glass transition behavior extracted from DMA measurements, which are directly relevant to creep and stress-relaxation phenomena under service-relevant loading conditions.

3.3. Stress Relaxation and Creep Experiments

The creep and stress-relaxation tests were performed following established protocols commonly used for the time-domain viscoelastic characterization of polymeric adhesives. Time-domain viscoelastic characterization was performed using a Shimadzu AGS-X universal testing machine (Shimadzu, Kyoto, Japan) equipped with a 10 kN load cell. Stress relaxation tests consisted of sequential strain steps of 1, 2, 3, and 4%, each held for 1000 s. Creep tests were conducted using a multi-step stress profile of 1.35, 2.71, 4.06, and 5.42 MPa, with each stress level applied for 1000 s. All experiments were conducted at room temperature under controlled laboratory conditions. To ensure reproducibility, three replicate specimens were tested for each protocol, and the resulting curves were averaged to obtain representative viscoelastic trends. The creep compliance function $J(t)$ is calculated from $\epsilon(t)$ and the constant applied stress σ_0 , and the relaxation modulus function $E(t)$ is calculated from $\sigma(t)$ and the constant applied strain ϵ_0 .

The selected stress (1.35–5.42 MPa) and strain (1–4%) levels were chosen to remain within the quasi-linear viscoelastic (LVE) regime of EC-2216, as reported in previous studies on this and similar flexibilized epoxy adhesives. At room temperature, EC-2216 has been shown to exhibit linear or near-linear viscoelastic behavior within comparable stress and strain ranges, with nonlinear effects becoming significant only at higher deformation levels or under damage-inducing conditions. Accordingly, the present loading protocol was designed to probe history-dependent viscoelasticity while avoiding material nonlinearity, plastic deformation, or microstructural damage.

The multi-step creep and stress-relaxation experiments were performed on bulk adhesive specimens. The specimen geometry and dimensions were kept constant for all tests to ensure reproducibility and a uniform stress state during loading. All experiments were conducted at controlled ambient temperature and under well-defined loading rates, which were maintained constant throughout the test series.

3.4. Computational Modeling and Parameter Identification

Extraction of viscoelastic parameters from time-domain data was carried out using pyRheo (version 1.0.1), an open-source Python library developed by Miranda-Valdez et al. [22] for computational rheology and fractional viscoelastic modeling. The parameter identification was formulated as a nonlinear optimization problem, where the objective was to minimize the deviation between experimental observations and model predictions. pyRheo employs nonlinear least-squares regression to minimize the Residual

Sum of Squares (RSSs) and evaluates multiple constitutive models, including classical integer-order (Maxwell, Voigt–Kelvin, Zener) and their fractional analogues. Model selection was based on a multi-metric evaluation that included RSS, the Bayesian Information Criterion (BIC), and the Mean Percentage Error (MPE). This statistical framework penalizes unnecessary model complexity and ensures parsimony, enabling reliable identification of the fractional order α and the associated quasi-properties. These parameters reflect the material's broad relaxation spectrum and capture its viscoelastic behavior without introducing non-physical artifacts.

4. Results

4.1. FTIR Spectroscopy

The transmission FTIR spectrum of EC-2216 (Figure 1) exhibits the characteristic features of a flexibilized, amine-cured epoxy adhesive [23]. In the high-wavenumber region, the broad envelope centered at 3312 cm^{-1} , accompanied by signals at 3693 and 3620 cm^{-1} , corresponds to O–H and N–H stretching generated during epoxy–amine ring opening. The breadth and asymmetry of this band indicate a heterogeneous hydrogen-bonding environment, a feature often associated with broad viscoelastic relaxation spectra in toughened epoxies [24].

Additional peaks at 2921 and 2853 cm^{-1} arise from the asymmetric and symmetric CH_2 stretching of aliphatic segments originating from the curing agent and incorporated tougheners. These flexible moieties contribute to the ductile character of the adhesive and align with the segmental mobility identified later in the creep and stress-relaxation experiments. In the mid-IR region, the aromatic C=C stretching at 1645 cm^{-1} and ring modes at 1608 and 1509 cm^{-1} reflect the presence of a rigid bisphenol-A-derived backbone, which increases the glassy modulus and limits the high-frequency mechanical response.

A medium-intensity band at 1247 cm^{-1} is attributed to C–O stretching of araliphatic ether linkages within the cured epoxy network. This vibration, typical of bisphenol-A-based resins, confirms the formation of secondary ether structures following epoxy–amine ring opening and supports the high crosslink conversion inferred from the mechanical data. A strong C–O–C stretching band at 1030 cm^{-1} , characteristic of ether linkages in glycidyl networks, appears with moderate intensity. Its shape and the reduced absorption near 1005 cm^{-1} suggest high crosslink conversion with residual segmental heterogeneity. The weak absorption at 911 cm^{-1} , attributed to epoxide-ring deformation, indicates near-complete cure with a minor fraction of unreacted or constrained oxirane groups. These localized low-crosslink regions are known to promote delayed creep responses within experimentally accessible time scales, consistent with the fractional orders extracted from the time-domain modeling. Minor absorption features between 827 and 464 cm^{-1} correspond to aromatic out-of-plane bending and skeletal vibrations typical of bisphenol-A-based epoxy systems. Although not central to the viscoelastic analysis, these low-wavenumber bands further confirm the aromatic backbone and overall curing completeness of EC-2216.

Overall, the spectral analysis highlights six key chemical groups—hydroxyl/amine, aliphatic CH_2 , aromatic rings, araliphatic ether linkages (1247 cm^{-1}), glycidyl ether linkages (1030 cm^{-1}), and residual epoxide content (911 cm^{-1})—that provide a molecular basis for the broad viscoelastic relaxation spectrum observed experimentally and reproduced by the fractional constitutive models.

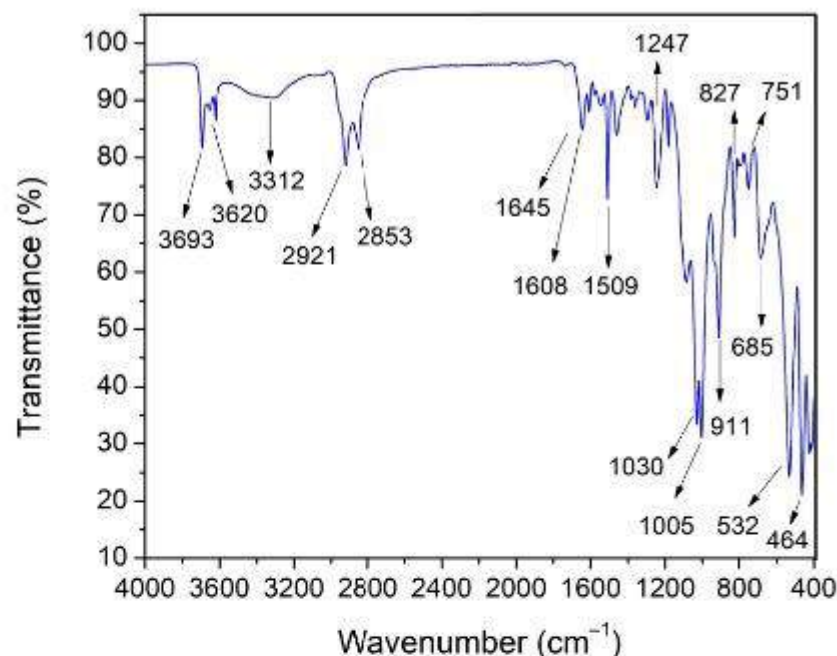


Figure 1. FTIR transmission spectrum of EC-2216 adhesive showing characteristic absorption bands of hydroxyl/amine (3693 – 3312 cm^{-1}), aliphatic CH_2 (2921 – 2853 cm^{-1}), aromatic $\text{C}=\text{C}$ (1645 – 1509 cm^{-1}), araliphatic and glycidyl ether linkages (1247 and 1030 cm^{-1}), and residual epoxide groups (911 cm^{-1}). Minor peaks between 827 and 390 cm^{-1} correspond to aromatic skeletal vibrations.

4.2. Dynamic Mechanical Analysis

Figure 2 shows the temperature dependence of the storage modulus (E') of EC-2216. Three well-defined regions are observed across the -40 $^{\circ}\text{C}$ to 120 $^{\circ}\text{C}$ interval. In the glassy region (-40 $^{\circ}\text{C}$ to 0 $^{\circ}\text{C}$), E' remains above 10^9 Pa with negligible temperature dependence, reflecting restricted chain mobility. In the glass-transition region (0 $^{\circ}\text{C}$ to 70 $^{\circ}\text{C}$), E' decreases by nearly two orders of magnitude due to the onset of cooperative segmental motions [15,24]. Marked frequency dispersion in this region confirms the strong viscoelastic character of the adhesive. Above 70 $^{\circ}\text{C}$, the rubbery plateau is reached, where E' becomes nearly temperature-independent, governed by entropic elasticity and directly related to the effective crosslink density.

The loss factor ($\tan \delta$) exhibits three analogous regions. In the initial glassy regime, $\tan \delta$ remains low and constant, consistent with the dominance of the elastic component [25]. In the transition region, a broad α -relaxation peak appears and shifts toward higher temperatures with increasing frequency, indicating cooperative chain rearrangements associated with the glass transition. Above 70 $^{\circ}\text{C}$, $\tan \delta$ stabilizes at values higher than those of the glassy state, reflecting increased chain mobility and greater viscous dissipation in the rubbery regime.

The frequency-dependent T_g values extracted from the $\tan \delta$ peak (Table 2) range from 31.96 $^{\circ}\text{C}$ at 0.1 Hz to 48.08 $^{\circ}\text{C}$ at 100 Hz. Their nonlinear behavior in the Arrhenius representation indicates that the apparent activation energy is not constant. Instead, the relaxation dynamics are better described by VFT or WLF models, confirming that free-volume fluctuations dominate the structural relaxation of this adhesive.

These results agree with historical thermomechanical characterizations of EC-2216. Côté et al. [25] reported T_g values ranging from 12 °C (TMA) to nearly 40 °C (RMS), depending on technique. The T_g values measured here fall within this interval, reinforcing the classification of EC-2216 as a soft epoxy whose glass transition occurs near typical room-temperature service conditions. The wide glass-transition region (0 °C to 70 °C) observed in this study aligns with the broad transition reported by Nicolas et al. [17] indicating that much of the functional temperature range is governed by mixed elasto-viscous mechanisms.

Environmental-conditioning effects reported by Charpentier et al. [15] also contextualize the present results. While irradiation and thermal-vacuum cycling caused only minor shifts in T_g , they significantly reduced the $\tan \delta$ peak, indicating diminished damping capacity. In contrast, the unaged specimens tested here display a high and broad $\tan \delta$ maximum, consistent with a system rich in dissipative modes—an essential feature for adhesives exposed to vibration or thermal cycling.

Overall, the DMA results corroborate the broad and asymmetrical relaxation spectrum observed in the creep and stress-relaxation tests, supporting the application of fractional viscoelastic models for this adhesive [26,27].

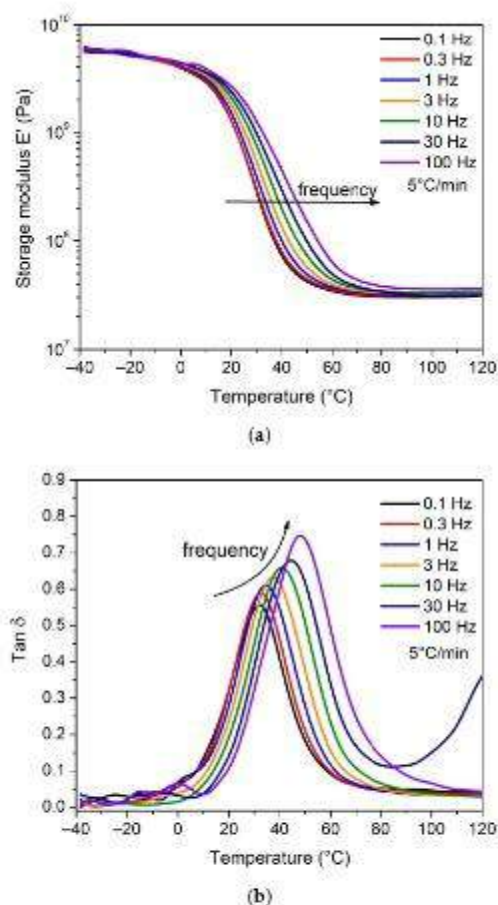


Figure 2. Dynamic mechanical analysis of EC-2216: (a) storage modulus E' and (b) loss factor $\tan \delta$ as a function of temperature.

Table 2. Glass transition temperature (T_g) of EC-2216 determined from the peak of $\tan \delta$ at different loading frequencies.

Frequency (Hz)	0.1	0.3	1	3	10	30	100
T_g (°C)	31.96	32.55	34.52	37.41	40.77	44.60	48.08

4.3. Creep Response

The multi-step creep experiments clearly reveal the pronounced viscoelastic nature of EC-2216 [28]. Under the applied stress history (1.35, 2.71, 4.06, and 5.42 MPa), all specimens exhibited an immediate elastic strain followed by sustained time-dependent creep throughout each 1000 s holding period (Figure 3a). The instantaneous strain increments increased monotonically with applied stress, indicating a quasi-linear regime without nonlinear stiffening. This behavior is consistent with the adhesive's flexible epoxy-amine architecture, which promotes broad relaxation spectra and high molecular mobility at room temperature.

The multi-step protocol was selected to resolve the characteristic retardation times of the adhesive while remaining within the quasi-linear viscoelastic domain. Holding times of 1000 s allow capturing both primary and secondary creep components typical of partially flexibilized aerospace epoxies. Conducting the tests at room temperature reflects common service or assembly conditions in bonded aircraft structures. The step-up loading sequence avoids mechanical preconditioning effects and maximizes information density by enabling compliance extraction at several stress levels within one specimen.

Additional experimental evidence supports the validity of the linear viscoelastic assumption under the applied loading conditions. The instantaneous strain increments increased proportionally with applied stress, and no strain-rate acceleration, yield-like behavior, or irreversible deformation was observed throughout the multi-step creep tests. Moreover, the absence of strain recovery anomalies between successive steps indicates that the material response remained governed by viscoelastic mechanisms rather than nonlinear or damage-driven processes.

Consistently, the creep rate increased with applied stress, suggesting stress-assisted activation of chain uncoiling, segmental sliding, and reversible secondary bonding. Because EC-2216 is not purely elastomeric, creep did not saturate within the test window; instead, strain continued evolving at a diminishing rate, characteristic of broad relaxation-time spectra in heterogeneous epoxy systems.

Each loading step provides additional insight into the evolution of time-dependent mechanisms. During Step 1 (0–1000 s), the response is dominated by primary viscoelastic creep, with a large instantaneous strain followed by pronounced retardation. When the stress is increased at 1000 s (Step 2), accumulated strain does not recover, demonstrating strong memory effects and a viscous component. The initial creep rate in Step 2 is lower than in Step 1, indicating temporary molecular alignment that restricts further deformation—a mild strain-stiffening behavior.

At 2000 s (Step 3), a new instantaneous strain jump occurs but is smaller than predicted by linear viscoelasticity, implying that further deformation requires progressively more molecular rearrangements. The subsequent creep rate remains monotonic, showing no evidence of yielding or microdamage. The final step (3000–4000 s) reinforces these trends: the time-dependent strain continues to increase, but at a reduced rate, indicating progressive structural stabilization under sustained loading. Repeated loading induces internal stress redistribution and a more constrained molecular configuration typical of chain relaxation and entanglement processes in flexible thermosets.

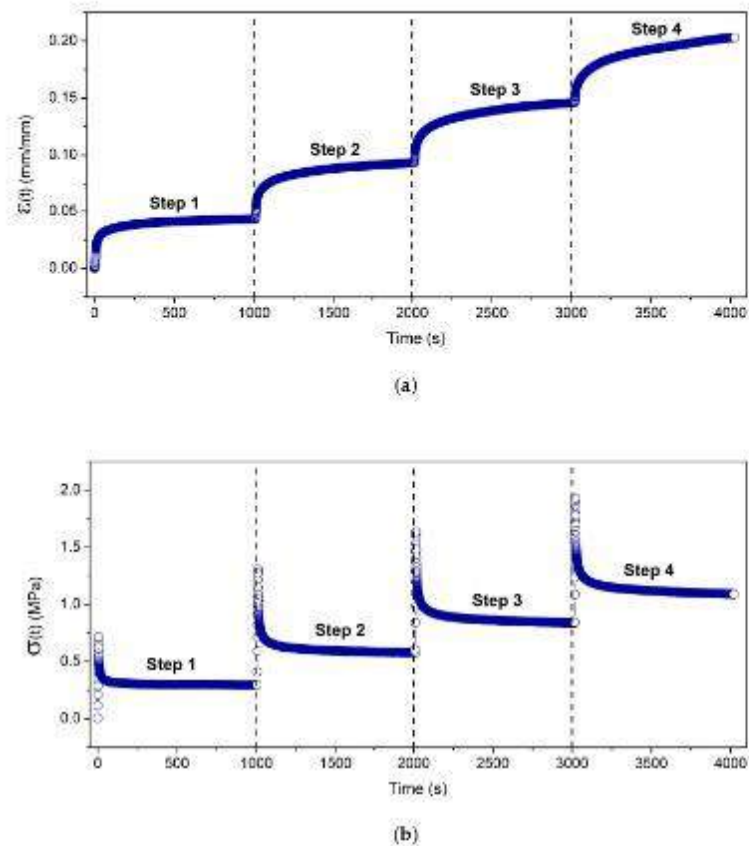


Figure 3. Time-domain viscoelastic response of EC-2216: (a) creep strain under four-step stress loading and (b) stress relaxation under four-step strain loading.

Overall, the sequential creep response demonstrates strong history dependence and justifies the use of fractional viscoelastic models incorporating persistent memory effects.

4.4. Stress Relaxation Behavior

The multi-step stress relaxation tests (1–4% strain) further highlight the adhesive's dissipative mechanisms. All relaxation curves exhibit a two-stage decay—a rapid initial reduction followed by a slow asymptotic tail (Figure 3b)—typical of toughened epoxies and in contrast with the limited relaxation of highly crosslinked aerospace adhesives. The protocol was designed to resolve both fast and slow relaxation processes while remaining in the linear viscoelastic domain. A 1000 s duration per step captures the rapid stress drop and the extended slow-relaxation regime characteristic of flexibilized systems. Step-up strain loading avoids conditioning effects and increases information density.

Similarly, the stress relaxation experiments showed no signatures of nonlinear viscoelasticity, such as stress overshoot, anomalous relaxation acceleration, or progressive stiffness degradation across steps. The systematic reduction in relaxation amplitude with increasing loading history is therefore attributed to fading-memory effects and redistribution of molecular configurations, rather than to nonlinear constitutive behavior.

Larger imposed strains amplify both overstress and relaxation amplitude, indicating activation of additional reversible molecular configurations such as entanglements, hydrogen bonds, and flexible segments. No signs of microdamage or irreversible deformation were observed. Across the four steps, notable history-dependent effects appear. In Step 1 (0–1000 s), relaxation shows a clear transition from fast to slow modes. When the strain is increased at 1000 s (Step 2), the instantaneous overstress is smaller than expected for an unconditioned material, demonstrating that some molecular configurations have already relaxed. In Step 3 (2000–3000 s), the initial stress drop is further reduced, and the fast-relaxation regime shortens, consistent with a progressive narrowing of the available relaxation spectrum. By Step 4 (3000–4000 s), the response is dominated by slow relaxation modes active within the investigated time window, suggesting that the network approaches a quasi-equilibrium configuration under repeated loading.

These observations are consistent with previous reports. Nicolas et al. [17] found that EC-2216 exhibits strong time dependence in creep, with strain increasing significantly as the loading duration is extended within experimentally accessible time scales. Dabiri et al. [28] showed that classical linear viscoelastic models fail to describe the response under extended creep loading, corroborating the deviations observed here at higher stress levels. Huu Nam et al. [13] demonstrated that broad relaxation spectra give rise to non-exponential stress decay, similar to that observed in the present study.

Together, the multi-step creep and relaxation results provide strong evidence of hierarchical relaxation processes requiring models capable of capturing persistent memory effects—such as the fractional framework used here.

4.5. Fractional-Order Viscoelastic Modeling

To quantitatively interpret the time-dependent response, the creep and relaxation datasets were fitted using three fractional derivative models implemented in pyRheo: the fractional Maxwell model (FMM), fractional Voigt–Kelvin model (FVKM), and fractional Zener model (FZM) [22], as shown in Figure 4. Nonlinear regression was performed using the pyRheo library, which employs a Levenberg–Marquardt optimization algorithm to minimize the residual error between experimental data and model predictions.

The selection of candidate constitutive models was guided by the principles of parsimony and physical interpretability. Although classical integer-order models such as the Burgers model are frequently employed in creep analyses, they require a larger number of parameters and implicitly assume discrete characteristic times. In contrast, fractional viscoelastic models can effectively capture broad, continuous relaxation and retardation spectra using fewer parameters, which is particularly advantageous under multi-step loading conditions. Moreover, the application of the Bayesian Information Criterion (BIC) naturally penalizes unnecessary model complexity, ensuring that only statistically and physically robust models are retained. Fractional models were selected for their ability to compactly represent broad relaxation spectra with physically interpretable parameters.

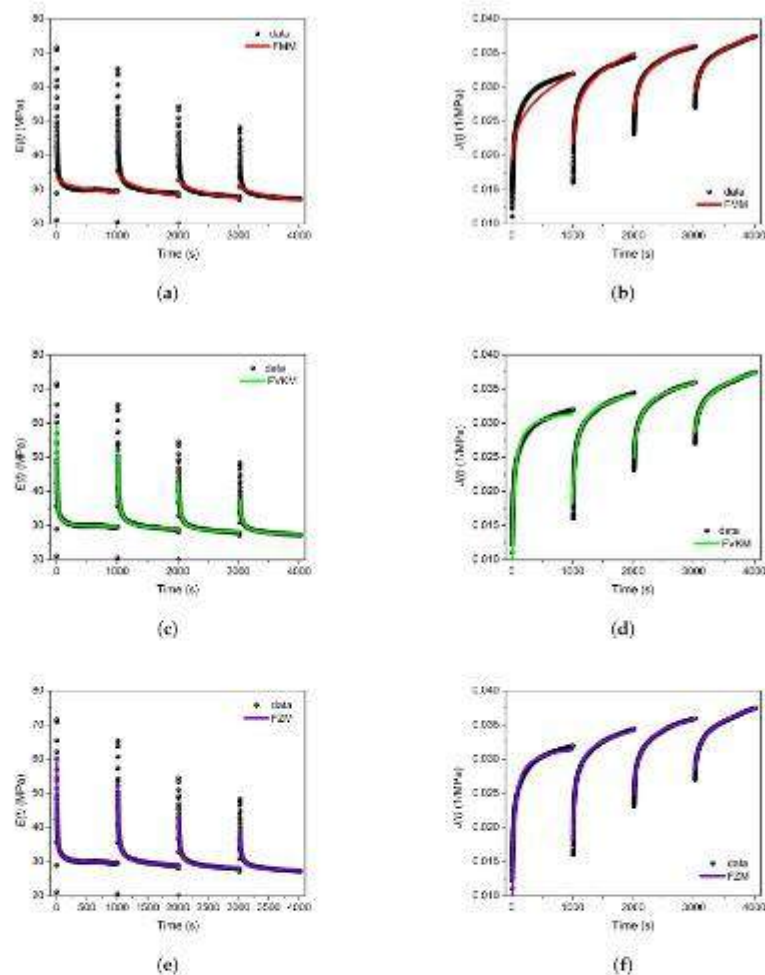


Figure 4. Fractional viscoelastic model fits for EC-2216 using the fractional Maxwell (FMM), fractional Voigt–Kelvin (FVKM), and fractional Zener (FZM) models: (a,b) FMM, (c,d) FVKM, and (e,f) FZM for relaxation and creep, respectively. Symbols represent experimental data, while solid lines correspond to the fractional viscoelastic model predictions.

Across all creep steps, FVKM and FZM provided excellent agreement with the experimental data. In Steps 2–4, both models yielded very small fitting errors ($RSS < 0.2$ and $MPE < 1\%$), whereas in Step 1 the errors remained low ($RSS \approx 2$; $MPE \approx 1.5\%$). In contrast, the FMM produced significantly larger residuals, particularly in Step 1 ($RSS \approx 27$; $MPE \approx 4\text{--}5\%$), confirming that a single fractional dashpot in series with a spring is insufficient to capture both instantaneous and delayed compliance.

In stress relaxation, Zener-type models showed clear superiority. FZM produced the smallest errors ($RSS \approx 0.08\text{--}0.18$; $MPE \approx 0.4\text{--}0.6\%$), whereas FMM errors were one to two orders of magnitude larger (Table 3). This behavior is expected, as relaxation requires the model to capture both the equilibrium modulus and the transient decay.

The fractional order α obtained from FVKM and FZM ranged from 0.07–0.67 in creep and 0.65–0.90 in relaxation (Figure 5). Higher α values in relaxation indicate narrower relaxation spectra, while the lower values in creep reflect broader retardation-time distribu-

tions. This asymmetry arises because creep probes collective, slower rearrangements under sustained load, whereas relaxation probes fast stress-dissipating modes.

The marked difference between the fractional order α obtained from creep and stress-relaxation experiments reflects the fundamentally distinct viscoelastic mechanisms probed by each loading mode. In creep, the applied constant stress promotes collective molecular rearrangements that involve chain uncoiling, segmental sliding, and the progressive activation of constrained regions within the network. These processes span a wide range of characteristic times, leading to low α values that are indicative of broad retardation-time distributions and strong long-term memory effects. In contrast, stress relaxation probes the dissipation of an initially imposed elastic energy at fixed strain. The relaxation process is therefore dominated by faster molecular mechanisms, such as local segmental motions, reversible bond reorganization, and rapid redistribution of internal stresses. The higher α values obtained in relaxation experiments correspond to comparatively narrower relaxation spectra and weaker long-time memory, consistent with the asymptotic approach toward an equilibrium modulus within the experimental time window.

From a numerical standpoint, initial guesses for the nonlinear regression were obtained from classical integer-order viscoelastic model fits and simple heuristic estimates based on the initial slope, asymptotic response, and characteristic times observed in the experimental curves. These values were used solely to assist numerical convergence, while the final fitted parameters and model selection were determined independently through the optimization procedure and statistical evaluation.

Table 3. Fitted viscoelastic parameters for the fractional models applied to the multi-step creep and relaxation experiments.

Test	Step	Model	V (Pa·s ^α)	α	RSS	MPE (%)
Creep	1	FMM	654.56	0.316	26.756	4.77
		FVKM	300.05	0.670	2.029	1.57
		FZM	20,078.80	0.666	1.993	1.58
	2	FMM	121.51	0.153	1.230	1.36
		FVKM	85.18	0.401	0.186	0.52
		FZM	6200.96	0.405	0.187	0.52
	3	FMM	130.42	0.141	0.187	0.48
		FVKM	41.50	0.235	0.044	0.26
		FZM	2107.76	0.239	0.045	0.26
	4	FMM	330.41	0.213	0.098	0.41
		FVKM	44.26	0.069	0.033	0.24
		FZM	2289.14	0.108	0.028	0.24
Relaxation	1	FMM	4609.93	0.433	2.811	1.87
		FVKM	978.47	0.881	0.093	0.43
		FZM	627.19	0.846	0.084	0.43
	2	FMM	3608.05	0.458	2.687	1.96
		FVKM	398.33	0.719	0.187	0.50
		FZM	389.62	0.722	0.181	0.54
	3	FMM	4003.14	0.456	1.660	1.54
		FVKM	387.95	0.734	0.154	0.47
		FZM	613.05	0.795	0.160	0.58
	4	FMM	4777.20	0.465	1.211	1.28
		FVKM	193.93	0.648	0.167	0.37
		FZM	350.34	0.744	0.146	0.48

It is important to clarify the physical status of the fractional parameters extracted from the time-domain experiments. The fractional order α and the associated quasi-properties are intrinsic descriptors of the material's viscoelastic behavior, as they originate from its microstructural heterogeneity and broad spectrum of relaxation mechanisms. However, their numerical values are not universal constants; instead, they depend on the loading protocol and the temporal window explored. Different loading modes selectively probe different regions of the same underlying relaxation or retardation spectrum.

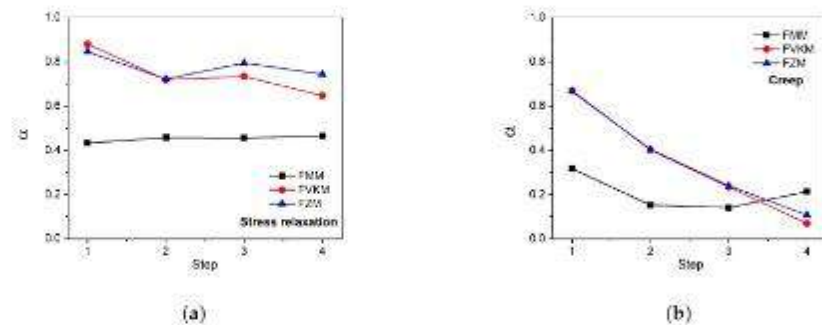


Figure 5. Fractional order α extracted from (a) stress relaxation and (b) creep tests across the four loading steps.

4.6. Statistical Comparison and Model Selection Criteria

To identify the most appropriate viscoelastic model, we compared fitting error (RSS, MPE) and the Bayesian Information Criterion (BIC), which penalizes models with more parameters. In this work, the BIC is expressed in terms of the residual sum of squares following the Schwarz formulation commonly adopted for least-squares regression under the assumption of independent, normally distributed errors with constant variance. This form is particularly appropriate here, as all models were calibrated using nonlinear least-squares fitting and differ only in their number of constitutive parameters [29].

$$\text{BIC} = N \ln \left(\frac{\text{RSS}}{N} \right) + k \ln(N), \quad (4)$$

where $N = 2000$ is the number of experimental points per step, and k is the number of model parameters ($k = 3$ for FMM and FVKM, $k = 4$ for FZM).

Although the fractional models have comparable numbers of parameters, their BIC values reveal clear differences in statistical support. In creep, the best model alternates between FVKM and FZM depending on the loading step (Table 4). Step 1 is best described by FZM, Steps 2 and 3 by FVKM, and Step 4 again by FZM. In each case, the competing models exhibit large positive ΔBIC values (hundreds to thousands of units), indicating decisive statistical evidence in favor of the best model.

For stress relaxation, the fractional Zener model (FZM) is the best-performing model for all steps, yielding the lowest BIC values. The large ΔBIC values for FMM and FVKM translate into normalized probabilities $P(M_i) \approx 1$ for FZM and near-zero values for the remaining models, confirming its statistical dominance in the relaxation regime.

Relative model probabilities were computed from the BIC differences:

$$\Delta\text{BIC}_i = \text{BIC}_i - \text{BIC}_{\min} \quad (5)$$

$$P(M_i) = \frac{\exp \left(-\frac{1}{2} \Delta\text{BIC}_i \right)}{\sum_j \exp \left(-\frac{1}{2} \Delta\text{BIC}_j \right)} \quad (6)$$

Large positive ΔBIC values for the competing models yield probabilities near unity for the best model and near zero for the rest, following the Kass–Raftery interpretation under the assumption of equal prior model probabilities [30].

Combining the statistical evidence (lowest RSS, MPE, and BIC) with physical interpretability indicates that the fractional Zener model provides the most robust representation of the viscoelastic behavior of EC-2216 across all loading conditions. Its ability to capture both the instantaneous elastic response and the delayed time-dependent compliance is consistent with the dual nature of the adhesive's molecular architecture, comprising both rigid epoxy domains and flexible toughened segments.

Table 4. Bayesian Information Criterion (BIC), BIC difference (ΔBIC), and normalized model probability $P(M_i)$ for the fractional models fitted to the multi-step creep and relaxation data.

Test	Step	Model	BIC	ΔBIC	$P(M_i)$
Creep	1	FMM	−8605.48	5186.63	0.0000
		FVKM	−13,763.92	28.20	0.0000
		FZM	−13,792.12	0.00	1.0000
	2	FMM	−14,764.97	3778.05	0.0000
		FVKM	−18,543.02	0.00	1.0000
		FZM	−18,524.69	18.32	0.0001
	3	FMM	−18,532.30	2893.84	0.0000
		FVKM	−21,426.13	0.00	1.0000
		FZM	−21,373.59	52.55	0.0000
	4	FMM	−19,824.58	2497.93	0.0000
		FVKM	−22,001.50	321.01	0.0000
		FZM	−22,322.50	0.00	1.0000
Relaxation	1	FMM	−13,111.92	7013.36	0.0000
		FVKM	−19,929.31	195.96	0.0000
		FZM	−20,125.28	0.00	1.0000
	2	FMM	−13,202.15	5387.77	0.0000
		FVKM	−18,532.30	57.62	0.0000
		FZM	−18,589.92	0.00	1.0000
	3	FMM	−14,165.37	4755.24	0.0000
		FVKM	−18,920.61	0.00	1.0000
		FZM	−18,836.56	84.04	0.0000
	4	FMM	−14,796.11	4223.59	0.0000
		FVKM	−18,758.53	261.17	0.0000
		FZM	−19,019.70	0.00	1.0000

5. Discussion

The creep and stress-relaxation results demonstrate that EC-2216 exhibits the characteristic behavior of a flexibilized aerospace epoxy with a broad distribution of relaxation times. Under multi-step loading, the adhesive shows an instantaneous elastic response followed by a smooth, non-accelerating viscoelastic evolution—features consistent with toughened systems designed to redistribute stresses and enhance bonded-joint durability.

Such time-dependent behavior is directly relevant for aeronautical structures, where adhesive layers are routinely subjected to vibration, thermal cycling, pressurization, and differential thermal expansion. Effective viscoelastic relaxation helps mitigate stress concentrations and delay crack initiation in composite–metal interfaces, peel-critical joints, and honeycomb structures. The present results confirm that EC-2216 provides rapid

stress relaxation and stable creep within the investigated loading window, reinforcing its suitability for these environments.

Fractional viscoelastic modeling clarifies the underlying mechanisms. The fractional orders obtained ($\alpha \approx 0.7$ – 0.9) fall within the range associated with polymers containing both flexible and rigid domains, indicating a continuum of cooperative relaxation processes rather than discrete characteristic times. Model-selection results further support this interpretation: the fractional Voigt–Kelvin model dominates at intermediate creep steps—where viscous retardation is prominent—whereas the fractional Zener model best captures the relaxation response by incorporating both instantaneous and equilibrium moduli. Together, these observations highlight the dual nature of the adhesive, combining mobile chain segments with stiffer aromatic-rich regions.

From a physical standpoint, fractional viscoelastic parameters should be interpreted as material-related but protocol-sensitive quantities. The molecular architecture of EC-2216—combining flexible aliphatic segments, heterogeneous hydrogen bonding, and rigid aromatic domains—defines a continuous spectrum of characteristic times that is intrinsic to the adhesive. Fractional models provide an effective representation of this spectrum through a reduced set of parameters. The loading protocol determines which portion of the spectrum is effectively sampled. Creep experiments emphasize long-time, collective rearrangements activated under sustained stress, leading to lower effective α values associated with broad retardation spectra. Stress relaxation, in contrast, primarily probes faster stress-dissipation mechanisms at fixed strain, resulting in higher α values that reflect narrower effective relaxation spectra within the same material. Consequently, variations in α across loading modes do not indicate changes in material properties, but rather different projections of the same hierarchical viscoelastic landscape. This interpretation reconciles the apparent protocol dependence of the fractional parameters with their material origin and highlights the importance of clearly specifying loading conditions when reporting fractional viscoelastic parameters for comparison across studies.

The FTIR spectrum provides molecular evidence consistent with this mechanical behavior. Broad O–H and N–H stretching bands signal heterogeneous hydrogen bonding, which naturally gives rise to extended relaxation spectra. Aliphatic C–H absorptions confirm the presence of flexible moieties that promote retardation-controlled deformation, while aromatic features indicate rigid phenyl-based domains associated with the fast-response modulus and the delayed stiffness captured by the fractional models. The moderate intensity of oxirane- and ether-related peaks suggests a high degree of cure, consistent with the stable equilibrium modulus observed experimentally.

The combined DMA, creep, and relaxation trends align with previous reports. Nicolas et al. [17] highlighted the strong temperature- and rate-sensitivity of EC-2216 near room temperature, a consequence of its broad glass-transition region—also observed here. Côté et al. [25] reported technique-dependent T_g values spanning 12–40 °C, consistent with the frequency-dependent $\tan \delta$ peak measured in this study. Charpentier et al. [15] showed that environmental conditioning reduces damping capacity while leaving stiffness largely unchanged, a trend compatible with the structure–property correlations inferred from our FTIR and fractional parameters.

From a molecular perspective, the fractional order α serves as a compact descriptor of the breadth of the underlying relaxation or retardation spectrum. Lower α values, as observed in creep, imply the coexistence of multiple, hierarchically activated mechanisms with widely distributed characteristic times. In the case of EC-2216, this behavior can be associated with the presence of flexible aliphatic segments, heterogeneous hydrogen bonding, and constrained chain regions revealed by FTIR and DMA analyses. Under sustained stress, these structural features promote slow, cooperative rearrangements that manifest as long-

term memory and extended creep compliance. Conversely, the higher α values observed in stress relaxation indicate that, once a fixed deformation is imposed, stress dissipation is primarily governed by faster, localized molecular motions. These include the relaxation of stretched chain segments, reorganization of hydrogen bonds, and redistribution of stresses within the aromatic-rich epoxy backbone. The asymmetry between creep and relaxation α values therefore reflects the directional sensitivity of viscoelastic memory in the adhesive: creep emphasizes collective, long-time processes, whereas relaxation highlights short- to intermediate-time mechanisms. This distinction underscores the advantage of fractional viscoelastic models over classical integer-order formulations, which implicitly assume symmetric and narrowly distributed relaxation times. By allowing α to vary between creep and relaxation, the fractional framework captures the dual and hierarchical nature of viscoelasticity in flexibilized aerospace epoxies such as EC-2216.

Constitutively, the findings corroborate the limitations of classical viscoelastic models for predicting time-dependent deformation in this adhesive. As shown by Dabiri et al. [28], Maxwell and Voigt–Kelvin formulations lose accuracy as the relaxation spectrum broadens. The superior performance of fractional models observed here confirms their ability to capture multi-scale relaxation behavior and provides a compact, physically interpretable framework for representing the viscoelastic response of EC-2216.

The broad relaxation spectrum quantified here suggests that the adhesive can effectively redistribute stresses under variable and sustained loading conditions, reducing peak interfacial stresses and enhancing joint durability. At the same time, the significant creep compliance observed at ambient conditions underscores the need to account for time-dependent deformation when designing joints that operate near or within the glass-transition region.

It is worth noting that while mechanical pull-off or lap-shear tests are commonly employed to quantify adhesive bond strength to specific substrates, the present study focuses on the intrinsic viscoelastic response of the cured EC-2216 adhesive. The adhesive investigated here is a well-established aerospace-grade system with documented adhesion strength to metals and polymers. The viscoelastic parameters obtained in this work therefore complement existing strength data by providing insight into time-dependent deformation, memory effects, and long-term mechanical behavior under sustained loading.

Overall, the adhesive combines flexible, mobile segments with rigid aromatic units, producing a hierarchical relaxation spectrum well suited for stress redistribution in bonded aircraft structures. Its viscoelastic response supports controlled deformation, sustained load-bearing capability within relevant time scales, and energy dissipation—properties essential for the integrity of adhesively bonded assemblies exposed to mechanical and environmental cycling.

It is acknowledged that comprehensive studies linking adhesive composition, curing kinetics, rheological parameters, and joint-level mechanical properties provide valuable insight into adhesive performance. In the present work, the adhesive formulation and curing conditions were kept fixed in accordance with manufacturer specifications in order to isolate the viscoelastic response of the fully cured material. As such, the focus of this study is on the relationship between fractional viscoelastic parameters and time-dependent mechanical behavior under multi-step loading, rather than on composition–structure–property correlations or curing kinetics.

These integrated findings not only clarify the molecular origins of the adhesive's macroscopic behavior but also provide a quantitative basis for predictive modeling and design. The combination of fractional viscoelastic models with spectroscopic–mechanical correlations offers a promising foundation for durability assessment, optimization of joint architecture, and future digital-twin strategies for structural health monitoring [31,32].

Extending the present approach to temperature-dependent creep and relaxation tests, as well as to environmentally aged bonded joints, represents a logical next step towards capturing the full operational envelope of EC-2216 in aeronautical applications.

Although the present study does not directly address formulation design, the proposed multi-step viscoelastic characterization combined with fractional modeling provides a quantitative framework for guiding composition optimization. Variations in adhesive formulation—such as flexibilizer content, crosslink density, or curing agents—are known to influence the breadth of relaxation spectra and time-dependent mechanical response. The fractional parameters extracted in this work offer physically meaningful descriptors that can be used to evaluate how such compositional changes affect long-term deformation, memory effects, and stiffness evolution. When combined with conventional strength-based tests, this approach enables a rational pathway toward tailoring adhesive formulations to achieve a desired balance between mechanical strength and functional performance. In this sense, fractional viscoelastic parameters may serve as complementary design variables in the development of advanced structural adhesives with targeted performance profiles.

6. Conclusions

This study presented an integrated experimental and modeling evaluation of the viscoelastic behavior of the aeronautical adhesive EC-2216, combining FTIR spectroscopy and DMA, multi-step creep and relaxation tests, and fractional viscoelastic modeling. The results show that the adhesive exhibits a broad relaxation spectrum characteristic of flexibilized aerospace epoxies: multi-step creep and relaxation experiments revealed smooth, non-accelerating time-dependent responses with rapid stress relaxation and stable deformation within the investigated time scales, confirming the material's ability to redistribute stresses in bonded aeronautical structures.

Fractional viscoelastic models, particularly the FZM, provided the most accurate and physically meaningful description of the adhesive's constitutive behavior. Statistical evaluation metrics (RSS, BIC, MPE) consistently identified the FZM as the optimal formulation, outperforming classical integer-order models that were unable to capture the wide distribution of relaxation times present in EC-2216. The fractional order α emerged as a key descriptor of the adhesive's hierarchical viscoelasticity, reflecting the coexistence of flexible and rigid molecular domains and enabling a compact representation of its fading-memory dynamics.

The interpretation of the fractional parameters, supported by FTIR spectroscopy, indicates that heterogeneous hydrogen bonding and the combination of aliphatic and aromatic moieties are central to the observed mechanical response. These molecular signatures align with the instantaneous modulus, equilibrium stiffness, and broad relaxation behavior captured by the fractional models.

Overall, the calibrated fractional framework provides a robust basis for representing time-dependent deformation and stress relaxation in bonded joints within the investigated time scales. This is directly relevant for aerospace applications in which durability, damping capacity, and load redistribution under cyclic or thermal conditions are critical for structural integrity. The integration of fractional viscoelastic modeling with spectroscopic and mechanical evidence therefore offers a quantitative and physically grounded methodology for characterizing EC-2216, supporting future efforts in durability assessment, joint design optimization, and predictive modeling under aeronautical service-relevant loading conditions.

Author Contributions: Conceptualization: J.G.P.-C., P.L.-C. and F.Y.R.-B.; methodology: F.Y.R.-B., J.G.P.-C., P.L.-C. and J.d.J.V.-L.; software: F.Y.R.-B. and J.G.P.-C.; formal analysis: F.Y.R.-B., J.G.P.-C., P.L.-C. and J.d.J.V.-L.; investigation: F.Y.R.-B., J.G.P.-C., P.L.-C. and J.d.J.V.-L.; writing—original draft preparation: J.G.P.-C.; writing—review and editing: F.Y.R.-B., P.L.-C. and J.d.J.V.-L.; supervision: J.G.P.-C. and P.L.-C. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Funding: This research received no external funding.

Data Availability Statement: The original contributions presented in this study are included in the article. Further inquiries can be directed to the corresponding authors.

Acknowledgments: We acknowledge the support given by Priscila González-Rosales for their technical assistance in material characterization.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflicts of interest.

References

1. Krishnamoorthy, R.R.; Rozani, N.; Marius, D. Chapter Four—Mechanical and stability testing of aerospace materials. In *Aerospace Materials*; Sultan, M.T.H., Uthayakumar, M., Korniejko, K., Mashinini, P.M., Najeeb, M.I., Krishnamoorthy, R.R., Eds.; Aerospace Engineering; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 2025; pp. 75–101. [\[CrossRef\]](#)
2. Carvalho, P.; Aguiar-Branco, J.; Guedes, R.M. Emerging Materials for Durable and Sustainable Design of Aeronautic Structures. *Materials* **2025**, *18*, 4922. [\[CrossRef\]](#)
3. Caglar, H.; Ayre, D.; Mills, A.; Xu, Y.; Skote, M. A Review of Polymer Composites and Adhesives for Aircraft Landing Gear Applications. *Aerospace* **2025**, *12*, 794. [\[CrossRef\]](#)
4. Romano, M.; Guida, M.; Marulo, F.; Auricchio, M.; Russo, S. Characterization of Adhesives Bonding in Aircraft Structures. *Materials* **2020**, *13*, 4816. [\[CrossRef\]](#)
5. Akhavan-Safar, A.; Marques, E.; Carbas, R.; da Silva, L.F. 15—Predicting adhesive bond performance. In *Advances in Structural Adhesive Bonding*, 2nd ed.; Dillard, D.A., Ed.; Woodhead Publishing in Materials; Woodhead Publishing: New Delhi, India, 2023; pp. 493–523. [\[CrossRef\]](#)
6. Demiral, M. Strength in Adhesion: A Multi-Mechanics Review Covering Tensile, Shear, Fracture, Fatigue, Creep, and Impact Behavior of Polymer Bonding in Composites. *Polymers* **2025**, *17*, 2600. [\[CrossRef\]](#)
7. Krusser, A.; Shitikova, M. Classification of viscoelastic models with integer and fractional order derivatives. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* **2020**, *747*, 012007. [\[CrossRef\]](#)
8. Xu, H.; Jiang, X. Creep constitutive models for viscoelastic materials based on fractional derivatives. *Comput. Math. Appl.* **2017**, *73*, 1377–1384. [\[CrossRef\]](#)
9. Segura-Méndez, K.L.; Puente-Córdova, J.G.; Rentería-Baltérrez, F.Y.; Luna-Martínez, J.F.; Mohamed-Noriega, N. Modeling of Stress Relaxation Behavior in HDPE and PP Using Fractional Derivatives. *Polymers* **2025**, *17*, 453. [\[CrossRef\]](#) [\[PubMed\]](#)
10. Song, J.; Holten-Andersen, N.; McKinley, G.H. Non-Maxwellian viscoelastic stress relaxations in soft matter. *Soft Matter* **2023**, *19*, 7885–7906. [\[CrossRef\]](#)
11. Elnady, S.M.; El-Beltagy, M.; Radwan, A.G.; Fouda, M.E. A generalized local fractional derivative with applications. *J. Comput. Phys.* **2025**, *530*, 113903. [\[CrossRef\]](#)
12. Kee, C.Y.; Ang, L.K. Memory-induced weak dissipation in fractional-time-derivative quantum Lindblad-based model. *APL Quantum* **2024**, *1*, 016112. [\[CrossRef\]](#)
13. Nam, T.H.; Petriková, I.; Marvalová, B. Experimental and numerical research of stress relaxation behavior of magnetorheological elastomer. *Polym. Test.* **2021**, *93*, 106886. [\[CrossRef\]](#)
14. Genovese, A.; Farroni, F.; Sakhnevych, A. Fractional Calculus Approach to Reproduce Material Viscoelastic Behavior, including the Time–Temperature Superposition Phenomenon. *Polymers* **2022**, *14*, 4412. [\[CrossRef\]](#)
15. Charpentier, G.; Lafont, U.; Teixeira de Freitas, S. Assessing the Long-Term Performance of Adhesive Joints in Space Structures during Interplanetary Exploration. *Materials* **2023**, *16*, 4978. [\[CrossRef\]](#)
16. Aparecida Silva, L.; Espinosa, C.; Chieragatti, R.; Paroissien, E.; Lachaud, F.; da Silva, L.F.M. Functionalization of Adhesive Bonding to Control On-Demand Disassembly of Composite Aeronautical Structures. *Aerospace* **2025**, *12*, 269. [\[CrossRef\]](#)
17. Aurore, N.; Julien, J. Double cantilever beam tests on a viscoelastic adhesive: Effects of the loading rate. *Procedia Struct. Integr.* **2016**, *2*, 269–276. [\[CrossRef\]](#)
18. Li, B.; Liao, C.; Li, Y.; Xie, Z.; Cui, L.; Cao, K.; Liu, Y. Investigation of Dynamic Viscoelastic Asymmetric Response of PA6 Film Based on Fractional Rheological Model. *Polymers* **2024**, *16*, 2485. [\[CrossRef\]](#) [\[PubMed\]](#)

19. Hassouna, M.; El Kinari, E.H.; Ouhadan, A. Chapter Thirteen—Fractional calculus: Applications in rheology. In *Fractional Order Systems*; Radwan, A.G., Khanday, F.A., Said, L.A., Eds.; Academic Press: Cambridge, MA, USA, 2022; Volume 1 in Emerging Methodologies and Applications in Modelling, pp. 513–549. [\[CrossRef\]](#)
20. Pichler, C.; Oberparleiter, S.; Lackner, R. Scott Blair Fractional-Type Viscoelastic Behavior of Thermoplastic Polyurethane. *Polymers* **2023**, *15*, 3770. [\[CrossRef\]](#)
21. Yang, F.; Zhu, K.Q. A note on the definition of fractional derivatives applied in rheology. *Acta Mech. Sin.* **2011**, *27*, 866–876. [\[CrossRef\]](#)
22. Miranda-Valdez, I.Y.; Niinistö, A.; Mäkinen, T.; Lejon, J.; Koivisto, J.; Alava, M.J. pyRheo: An open-source Python package for complex rheology. *Digit. Discov.* **2025**, *4*, 1075–1082. [\[CrossRef\]](#)
23. Pragathi, P.; Jenison, S.J.; Singh, G.R.; Vijayan, K.A.; Velmurugan, R. Performance of adhesively bonded similar and dissimilar joints under cyclic hygrothermal aging for aerospace applications. *Int. J. Adhes. Adhes.* **2025**, *142*, 104130. [\[CrossRef\]](#)
24. Charpentier, G.; Lafont, U.; Teixeira De Freitas, S. The durability of adhesively joints in space structure during interplanetary exploration. In Proceedings of the 20th European Conference on Composite Materials: Composites Meet Sustainability, ECCM20, Lausanne, Switzerland, 26–30 June 2022; Vassilopoulos, A., Michaud, V., Eds.; EPFL Lausanne, Composite Construction Laboratory: Lausanne, Switzerland, 2022; pp. 828–842.
25. Côté, P.; Desnoyers, N. Thermal stress failure criteria for a structural epoxy. In Proceedings of the Optomechanics 2011: Innovations and Solutions, San Diego, CA, USA, 21–25 August 2011; Hatheway, A.E., Ed.; International Society for Optics and Photonics, SPIE: Bellingham, WA, USA, 2011; Volume 8125, p. 81250K. [\[CrossRef\]](#)
26. Rentería-Baltierra, F.Y.; Reyes-Melo, M.E.; Puente-Córdova, J.G.; López-Walle, B. Application of fractional calculus in the mechanical and dielectric correlation model of hybrid polymer films with different average molecular weight matrices. *Polym. Bull.* **2023**, *80*, 6327–6347. [\[CrossRef\]](#)
27. Puente-Córdova, J.G.; Rentería-Baltierra, F.Y.; Miranda-Valdez, I.Y. Fractional rheology as a tool for modeling viscoelasticity in cellulose-based hydrogels. *Cellulose* **2025**, *32*, 3619–3632. [\[CrossRef\]](#)
28. Dabiri, A.; Madril, E. Isothermal Creep Behavior of 3M™ Scotch-Weld™ EC-2216 B/A in Single Lap Joints. In Proceedings of the International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Charlotte, NC, USA, 21–24 August 2016; Volume 6: 12th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control. [\[CrossRef\]](#)
29. Selig, K.; Shaw, P.; Ankerst, D. Bayesian information criterion approximations to Bayes factors for univariate and multivariate logistic regression models. *Int. J. Biostat.* **2020**, *17*, 241–266. [\[CrossRef\]](#) [\[PubMed\]](#)
30. Kass, R.E.; Raftery, A.E. Bayes Factors. *J. Am. Stat. Assoc.* **1995**, *90*, 773–795. [\[CrossRef\]](#)
31. Villalobos-Luna, J.d.J.; Salazar-Colunga, R.; Lopez-Cruz, P.; Hinojosa Rivera, M. Pérdida del módulo de corte como indicador de daño de la integridad estructural en uniones adheridas. *Ingenierías* **2022**, *25*, 15–27. [\[CrossRef\]](#)
32. López Cruz, P.; Villalobos Luna, J.d.J. Monitoreo de integridad estructural utilizando amortiguamiento por histéresis. *ECOS* **2023**, *4*, 16–23. [\[CrossRef\]](#)

Disclaimer/Publisher's Note: The statements, opinions and data contained in all publications are solely those of the individual author(s) and contributor(s) and not of MDPI and/or the editor(s). MDPI and/or the editor(s) disclaim responsibility for any injury to people or property resulting from any ideas, methods, instructions or products referred to in the content.



Experimental Analysis of Energy Dissipation in Structural Adhesive Joints: Relationship Between Hysteresis and Modal Damping

J. de J Villalobos Luna¹ · P. Lopez Cruz¹ · D. F. Ledezma Ramírez¹ · J. G. Puente Córdoba¹

Received: 29 January 2025 / Accepted: 4 February 2026
© Society for Experimental Mechanics 2026

Abstract

Background Researchers have studied shift damping in structures because it is more sensitive than shift frequencies and can indicate structural damage. Changes in hysteresis damping also suggest modifications within structures during cyclic tests. However, the relationship between these two approaches has not been documented, presenting a potential opportunity for research into damage indicators in structural health monitoring.

Objective This study examines energy dissipation during the evolution of cycling tests in structural adhesive joints to validate the equivalence between modal and hysteresis damping.

Methods Experimental analysis was conducted on test coupons of single-lap adhesive joints mounted on aluminum substrates. A universal cyclic testing machine and vibration data acquisition systems were employed. Hysteresis loops were measured to estimate dissipation energy across the entire cycling process until failure. Concurrently, the frequency response function was measured using an impact hammer, and modal damping was estimated via the half-power method during postprocessing.

Results The damping progression followed a bathtub-like behavior, which could predict the residual life of the joints. Changes in measured damping indicate that hysteresis-estimated damping and the sum of modal damping across different resonant frequencies exhibit similar patterns during the cycling process.

Conclusions An experimental relationship between hysteresis damping and modal damping during cyclic testing has been established. These findings support the utility of modal and hysteresis damping estimations in enhancing structural health monitoring techniques.

Keywords Structural adhesive joints · Energy balance · Hysteresis and modal damping · Damage

Introduction

Currently, the aerospace and automotive industries promote the use of high-performance composite materials. The application of lightweight and high-strength materials in the aerospace industry has recently experienced significant advances. However, although certified composite materials are currently available for the manufacturing of structural components, usually engineers do not extensively apply them in key structural components due to the inherent structural weakness and uncertainties in strength and durability within the joining systems. These joined components must undergo exhaustive certification tests, which require reliable, replicable inspection techniques that guarantee structural safety. For these components, researchers have extensively used traditional bolted joining techniques on composite joints. However, there is a great interest in the use of bonded

✉ J. de J Villalobos Luna
jose.villalobosln@uanl.edu.mx

P. Lopez Cruz
pedro.lopezcruz@uanl.edu.mx

D. F. Ledezma Ramírez
diego.ledezma@uanl.edu.mx

J. G. Puente Córdoba
jesus.puente@uanl.edu.mx

¹ Structural Dynamics Lab., Aeronautical Engineering, Research, and Innovation Center, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, University Autonomous of Nuevo Leon, 66450 San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Mexico

joint technology since the 1970s as an alternative due to its advantage of having a better load distribution between components and weight reduction [1]. Furthermore, researchers have explored hybrid (bolted-bonded) technology [2].

Complex adhesive bonding systems depend upon several parameters, such as bond type, adhesive type, adhesion thickness and area, substrate types, and their preparation, environmental and loading conditions. These parameters affect strength, useful, i.e. residual life, and the inspection processes to ensure early and reliable detection of damage so that the system can transfer the load efficiently and safely. During the twentieth century, researchers developed shear stress distribution models in adhesive joints, known as the Volkersen Model [3] developed in 1938, the Goland-Reissner Model [4], developed in 1944 and the Bigwood-Crocombe Model [5] developed in 1989.

Since the introduction of adhesive bonding systems, researchers have attempted to develop inspection procedures and techniques to ensure the strength, service life, and mechanical integrity of the joints. These efforts have led to the advancement of multiple measurement and inspection methods used for structural health monitoring (SHM) [6]. While several of these techniques provide reliable results, some face limitations regarding their practical feasibility.

While inspectors can apply inspection techniques to assess the manufacturing quality of the joint and execute maintenance routines to detect damage and failures in structures and components that are already in operation, it would be ideal to identify physical parameters that indicate the evolution of damage with early detection. To achieve this goal, it is possible to continuously monitor variations in structural parameters such as flexural (EI) or torsional (GJ) stiffness, natural frequencies, modal shapes, and the damping of the adhesive joint depending on the load regime. It is known that when materials are subjected to cyclic loads there is a degradation process of the mechanical properties, i.e. loss of strength and elasticity [7] and therefore changes can be used to detect internal damage, crack nucleation, damage evolution and expected lifetime. Although it is known that the damping characteristics will change during cyclic loading and can indicate damage progression, it is not possible to predict these changes theoretically without experimental data.

Oscillatory mechanical systems have the capacity to dissipate energy in the form of heat, resulting in a decay of the amplitude of the oscillations [8]. All physical systems have energy transfer mechanisms to some extent, for instance environmental interactions such as viscous damping and dry friction, structural, i.e. damping due to joined interfaces (adhesives, bolted and welded joint), and internal energy dissipation also known as material damping. In general, the scientific community mostly accepts the definition of hysteresis (from gr. ὑστέρησις *hystérēsis* 'delay' der. ὅστερος

hýsteros 'later, after') like a "phenomenon where the energy state of a material depends on its previous history and that is manifested by the delay of the effect on the cause that produces it", or in other words, it represents the delay of the response (effect) behind or temporarily delayed to the action (cause). There is an ongoing discussion of hysteresis damping [9, 10] regarding physical nature and predictable models [11–14] that can describe accurately causality [15], rate dependence or independence [16–18] of time [19] and frequency [20] of several systems, effects, and applications [21]. In addition, there are systems that develop hysteresis without energy dissipation but demonstrating buckling or an instability condition [22].

Although damping characterization by frequency response methods and hysteresis quantification are well established and understood, to the knowledge of the authors, there is not enough experimental evidence that correlate both approaches. As a result, there is a lack of clear proof of equivalence between hysteresis damping and modal damping in structural joints. This represents great research potential and thus this is the main novelty and scientific contribution of this work. The objective is to present hysteresis damping and its relationship with modal damping by testing single lap joint coupons with Al-Al adherents and aerospace epoxy adhesive under cyclic testing. To quantify the behavior in the cycling domain, damping properties were measured simultaneously by hysteresis loops and frequency response function (FRF) at maximum load at each cycle. The results are compared and discussed, finding experimental evidence that correlate both damping approaches thus providing tools for further damage progression and prevention in structural joints and components.

This work highlights the need for the ability to detect early-stage damage with reliable and interchangeable damping metrics, providing the base for a significant step toward safer and more efficient structures through structural health monitoring (SHM). Demonstrating a quantitative relationship between hysteresis damping and modal damping provides engineers with versatile diagnostic tools, since either technique can be used depending on the available measurement data or experimental constraints. The impact of this work is relevant to fields such as aeronautical and automotive engineering, where bonded joints are increasingly adopted to reduce weight and improve performance.

Background

Hysteresis Damping for 1 DOF Model

Figure 1 presents the Kelvin-Voigt or KV model for a first-order h - k system without inertia, where k is the stiffness of the system and h is the representation of the hysteresis damping

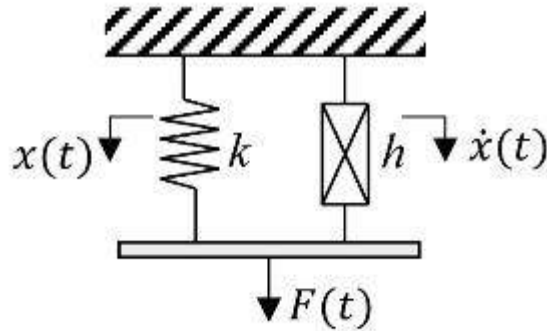


Fig. 1 KV model for the first-order 1-DOF h - k system

related to the energy dissipation capacity of a material under cyclic loads.

In damped system, the hysteresis loop in the force-displacement (F - D) plane can be used to capture the effects of energy dissipation. Figure 2 presents an example of force-displacement hysteresis loop. This loop characterizes the energy dissipated per cycle of motion according to the following equation:

$$W_d = \oint F dx \quad (1)$$

Then, Eq. (2) states the energy lost per cycle.

$$W_d = \pi k \eta X^2 \quad (2)$$

where $\eta = h/k$ is the dimensionless hysteresis damping constant also known as loss factor, i.e. internal damping

constant [23]. The dissipated energy W_d described in Eq. (2) is not rate-dependent, because it only depends on the square of the maximum amplitude X and does not depend on the number of test cycles, frequency, or time rate. During the cyclic test, the total applied energy W_s is the energy stored during the application of one half a load cycle, the dissipated energy W_d represents the area enclosed within a full cycle of loading and unloading curves, and W_r is the residual energy. Therefore, during cyclic testing, the system is conservative, therefore the total energy W_s is the sum of the dissipation energy W_d and the residual energy W_r as Eq. (3):

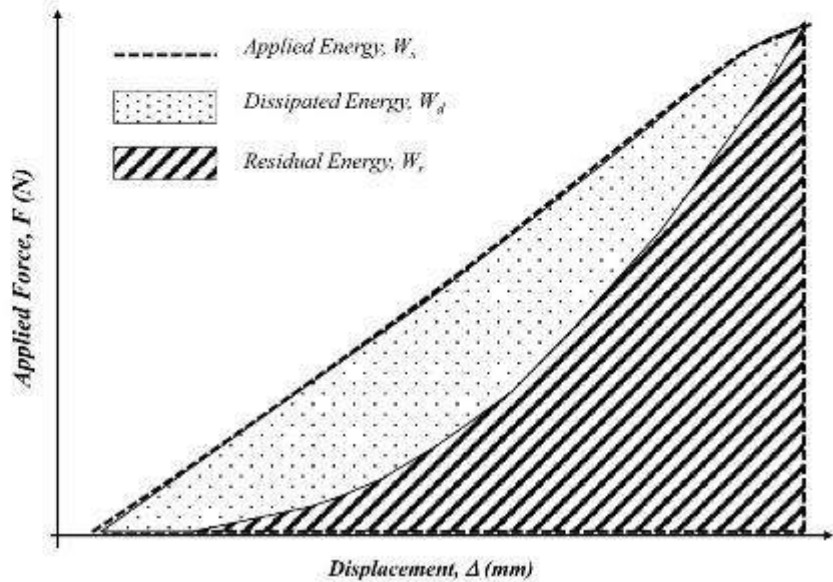
$$W_s = W_d + W_r \quad (3)$$

Figure 2 provides an example of the energy balance characteristic of the hysteresis loop. During the loading stage, the total energy stored W_s falls within the dotted line, the dissipation energy W_d is represented by the enclosed dotted area and the residual energy W_r is the difference depicted in the dashed area, i.e. it represents the energy that remains inside the material before the next cycle.

Frequency Response Function and Experimental Damping Assessment

The Frequency Response Function (FRF) is a valuable tool in experimental structural dynamics testing as it allows for straightforward analysis of resonance frequencies, damping, and modal shapes. Figure 3 illustrates the concept of spectral analysis using frequency response function, instead of a convolution integral. Usually, a structure is

Fig. 2 Energy interaction during each shear loading cycle



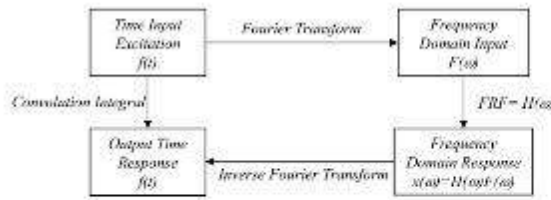


Fig. 3 Spectral analysis through frequency response function

excited with an external stimulus, such as an impulse or a random signal and the response is measured. Then the FRF can be estimated by applying the Fast Fourier Transform to both input and output. It is important to note that the FRF and the impulse response function are Fourier Transform pairs.

The modal damping for each resonant frequency is calculated through the Half Power Method (HPM), assuming a lightly damped system with well-spaced and distinct resonance peaks in the FRF. The loss factor η is estimated as:

$$\eta \approx \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_n} \quad (4)$$

where ω_2 and ω_1 are the frequencies that correspond to the half power points given by $H(\omega)_m/\sqrt{2}$ at the resonance peak and ω_n gives the natural (resonant) frequency. Figure 4 illustrates this concept.

On the other hand, the specific damping capacity Ψ as the energy ratio dissipated W_d over the total energy W_{tot} is calculated in each completed cycle. Specific damping capacity relates to the loss factor η and damping ratio ζ through the following relations of Eq. (5):

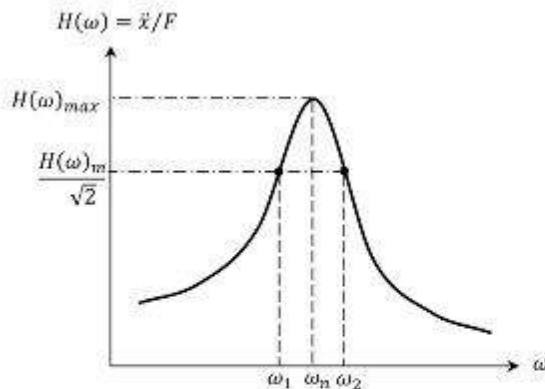


Fig. 4 Half Power Method applied in a resonance peak

$$\Psi = \frac{W_d}{W_{tot}} = 2\pi\eta = 4\pi\zeta \quad \text{or} \quad W_d = 2\pi\eta W_{tot} = 4\pi\zeta W_{tot} \quad (5)$$

Currently, researchers widely accept the concepts of hysteresis loop damping and modal damping, allowing to state that Eq. (2) and Eq. (5) are equivalent. However, as these equations are derived from different foundational principles, i.e. Eq. (2) is rate-independent, while Eq. (5) depends on both the frequency and mode shape there is no consensus in the equivalence of these approaches and thus experimental validation is important to corroborate their relationship.

Experimental Procedure

Fabrication of SAJ Coupons

For the experimental procedure, structural adhesive joints (SAJ) under low cyclic testing were considered. The SAJ coupons were manufactured according to ASTM D1002-10 Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal) [24]. Figure 5 shows coupon dimensions. The adhesive considered is 3 M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A which is certified for aerospace applications [25]. This compound is a two-part flexible epoxy adhesive, cured at room temperature with high peel resistance and high cut resistance. Schematics of the test coupons are presented in Fig. 5.

Batches of five coupons were manufactured from aluminum 6063 T5, using a special mold to guarantee uniformity and thickness control quality. Figure 6(a) shows the final clean coupon of the structural adhesive joint, and Fig. 6(b) shows the bond-line zoom in. Below in Table 1, are presented the geometric and mechanical strength properties of the individual components of the single lap structural joint.

Due to the extensive amount of data obtained experimentally and for clarity and better understanding, the testing conditions for each coupon are condensed in Table 2.

Hysteresis Loop and Dissipation Energy Measurement

Cyclic testing was developed in a 10kN Shimadzu AGS-X Universal Machine. Loading cycles were unidirectional under tension. For the coupons studied, maximum tension loads of 2, 3, 4, 5 and 6 kN were considered, then the load was removed. Loading speed was set at 1.25 mm/min. For the adhesive, these tension loads represent the maximum

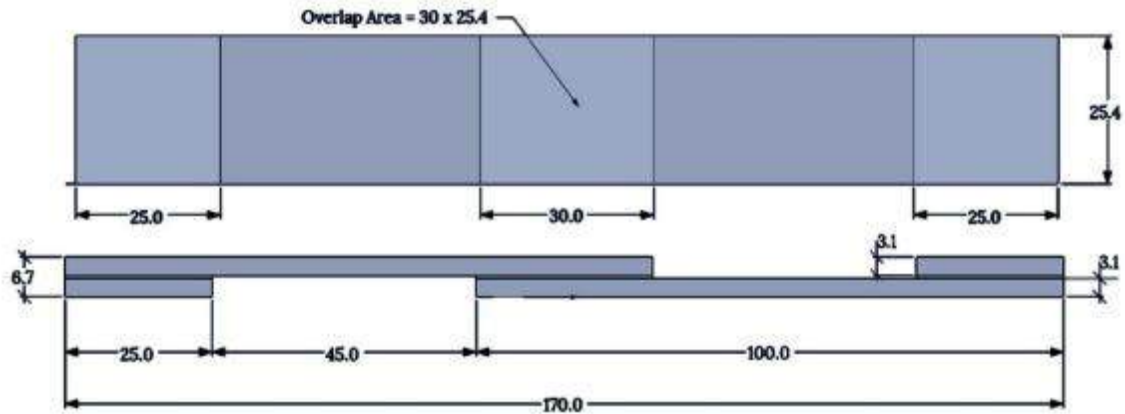


Fig. 5 Structural adhesive joint dimensions (units in mm)

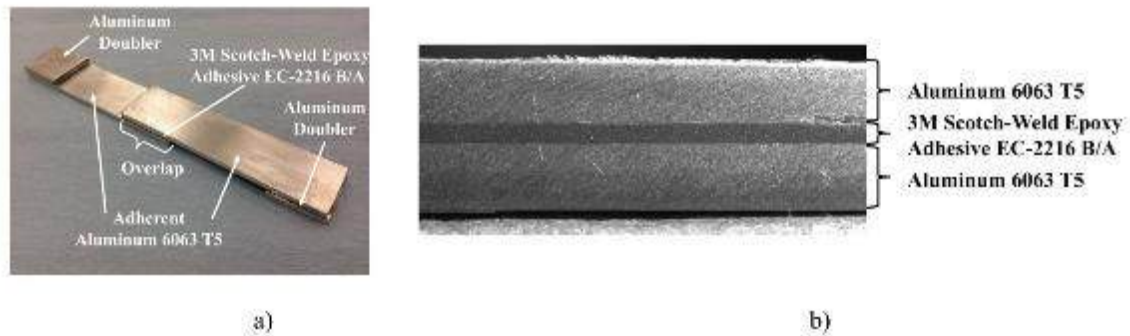


Fig. 6 a) Al-Al specimens, b) Lateral view of the adhesion line and the overlap zone with controlled thickness

Table 1 Geometric properties, maximum strengths, and elasticity modulus of the components of single lap structural joint

	Aluminum 6063 T5 adherents	Scotch-Weld EC-2216 Adhesive
Length (mm)	100	30
Width (mm)	25.4	25.4
Thickness (mm)	3.1	0.5
Overlap Area (mm ²)	762	
Ultimate Tensile Strength (MPa)	186	12.75
Tensile Yield Strength (MPa)	145	
Modulus of Elasticity (GPa)	68.9	
Shear Strength (MPa)	117	8.45
Shear Modulus (GPa)	25,800	343.17

Cured Time: 70 °C by 2 h according to the adhesive manufacturer data sheet.

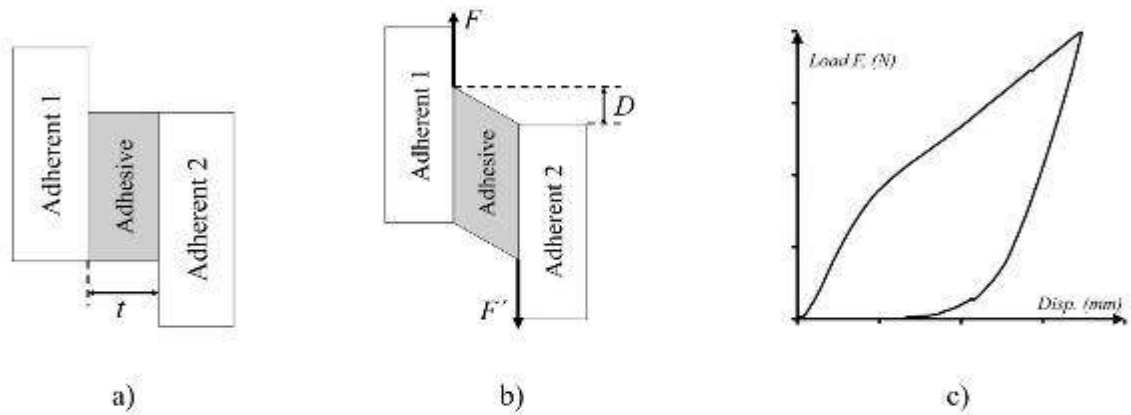
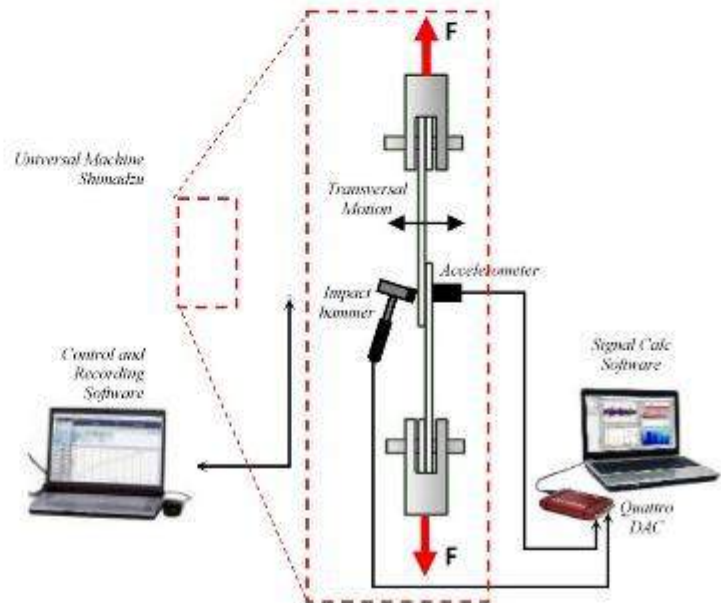
shear. The experimental process is shown in Fig. 7(a) and (b). In the post-processing stage, the hysteresis loops were obtained as shown in Fig. 7(c).

Modal Damping Measurement

The FRF was measured manually using the impact hammer method at the instant of maximum load in each cycle. Using Shimadzu Co.'s Trapezium Lite X software for real-time data processing and monitoring of the universal testing machine, it was possible to manually deliver the impact hammer blow at the instant the maximum loads were applied in each cycle, according to the test batch (2, 3, 4, 5, and 6 kN). This ensured that the impact always occurred at maximum load, minimizing measurement error. During post-processing, damping ratio was estimated with the half-power method. Damping from all resonance peaks captured within the frequency range was characterized. Figure 8 shows the FRF and modal damping measurement setup. A miniature teardrop accelerometer (PCB piezotronics model 352C22) was used to acquire the response, which was glued to the lap section in each coupon. An impact hammer, (PCB piezotronics model 086E80) was used to apply excitation. Data acquisition and real time processing was performed by a dynamic

Table 2 Example of batch of coupons tested under cyclic load

Coupon	Nomenclature	Batch	Sample	Total number of cycles	Fails	Load (kN)	% of Maximum Load (6.6 kN)
1	L6M4672KN	L6	M4	67	No	2	30.3%
2	L6M41303KN	L6	M4	130	No	3	45.5%
3	L4M4304KN	L4	M4	30	Yes	4	60.6%
4	L5M4205KN	L5	M4	20	Yes	5	75.7%
5	L6M3136KN	L6	M3	13	Yes	6	90.9%

**Fig. 7** Unidirectional cyclic loading. a) Unloaded joint. b) Joint with load and shear displacement. c) Loading and unloading cycle in tension zone (unidirectional)**Fig. 8** Experimental setup on the structural adhesive joint used to simultaneously measure FRF and hysteresis loops

signal analyzer (Data Physics Corporation model QUATRO), so the FRF from vibration acceleration response and the excitation force was estimated. The modal parameters were estimated in the frequency range of 0–10,000 Hz considering a resolution of 1600 lines (6.25 Hz/line), and applying a force-exponential window, as it is usual for hammer measurements. To maintain reliable impact recordings and avoid problems in signal processing, a pre-trigger was set up. For analysis and post-processing purposes, the exported data was analyzed in MATLAB R2015a.

It is important to note that under bending stress (0–10 kHz, 20–25 °C), 6063-T5 aluminum in transverse vibration dampens energy on the order of 10^{-4} to 10^{-3} [26], while a typical epoxy adhesive exhibits values on the order of 10^{-2} to 10^{-1} [27]. This implies that epoxy adhesives dissipate tens or hundreds of times more energy than aluminum under these conditions. Therefore, for experimental purposes, it is considered that the greatest influence of the internal damping of the structural adhesive bond system comes from the epoxy adhesive.

Results

Hysteresis Loops and Specific Damping Capacity

All the tested coupons display a first loop characterized by a large area, followed by cycles where the area decreases to the minimum size and, eventually the area increases progressively up to the failure. Figure 9(a) demonstrates this behavior from testing Coupon 4. The evolution of the energy rate was normalized with respect to the maximum energy W_{max} as W_s/W_{max} , W_d/W_{max} , and W_r/W_{max} , and the cyclic ratio r_c normalized with respect to the number of maximum

cycles as $r_c = i\text{Cycle}/\text{Total number of cycles}$. In Fig. 9(b). The energy balance observed during cyclic testing reveals that, at the start of the second cycle, the area of the hysteresis loop drops sharply and then stabilizes at an average level or consistent plateau. However, the bathtub-like curve behavior occurs in a very narrow energy range, reaching a minimum value and then increasing up to the final failure. All the tested coupons exhibited this behavior.

On the other hand, when considering the dissipation energy rate, W_d/W_{max} , Fig. 10(a) and (b) show the evolution of the five reported coupons. In Fig. 10(a), the energy rate is scaled, and a bathtub-like curve appears for coupons 3, 4 and 5. In Fig. 10(b), a half-bathtub-like curve appears for coupons 1 and 2 as they do not fail during testing, thus remain undamaged until testing is manually stopped.

Shift Frequency and Damping Results

Measurement of FRF was performed at the instant of maximum load for each cycle across all coupons. All the FRFs were superimposed as shown in Fig. 11(a). A resonance shift was observed from cycle 1 to cycle 19. Detecting frequency shifts proved challenging for the first three modes, whereas the effect was more pronounced for the fourth and fifth modes. Figure 11(b) illustrates this behavior plotting the percentage of shift frequency as a function of the cyclic ratio for each mode, showing only slight detectable changes and overall low sensitivity to failure, around 6.4% for mode 1, 2.3% for mode 2, 2.3% for mode 3, 10.3% for mode 4, and 8.3% for mode 5. These results indicate that identifying the onset of nucleation failure remains difficult.

Figure 12(b) shows the percentage shift in damping for each mode as a function of cycling rate for coupon 4. Compared to shift frequency, shift damping exhibits higher

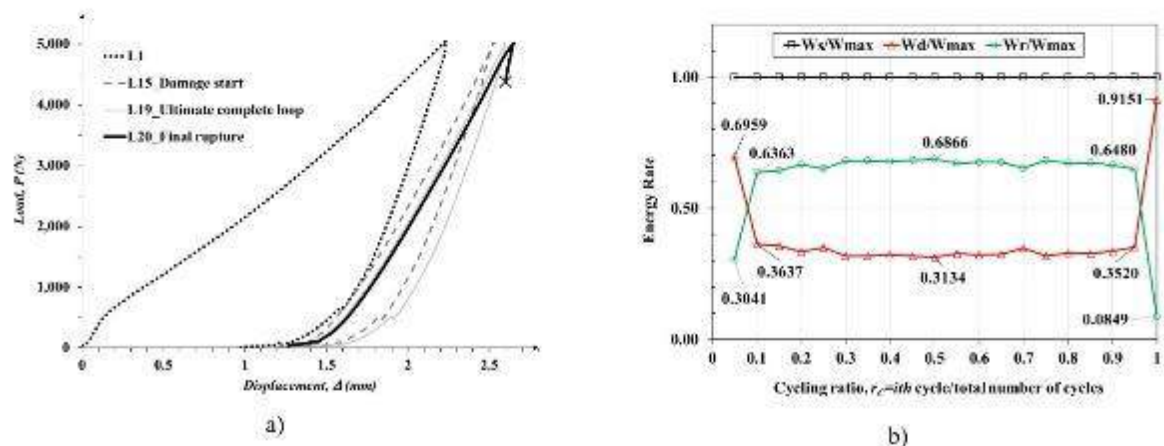


Fig. 9 a) Hysteresis loops (Load – Displacement) for coupon 4, b) Energy rate evolution vs the cyclic ratio r_c for coupon 4.

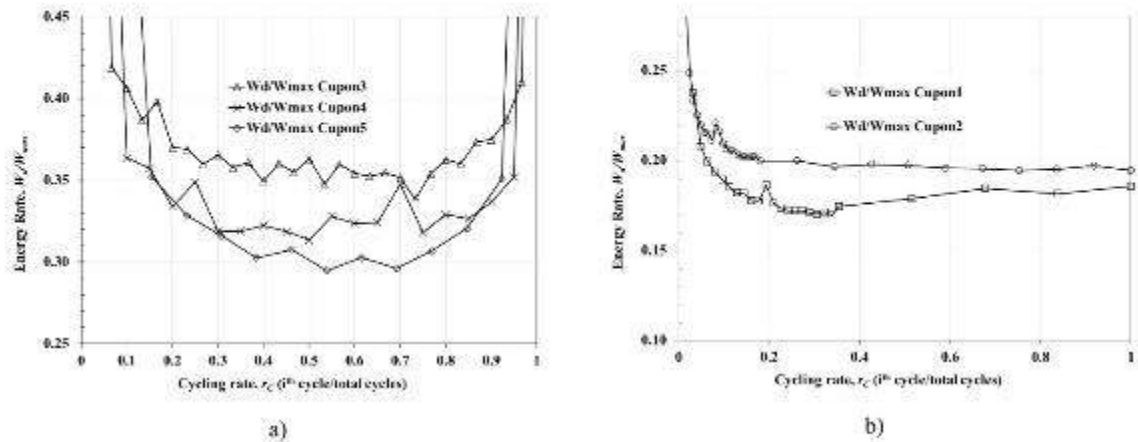


Fig. 10 Dissipation energy rate vs the cyclic ratio a) for coupons 3, 4 and 5 and b) for coupons 1 and 2

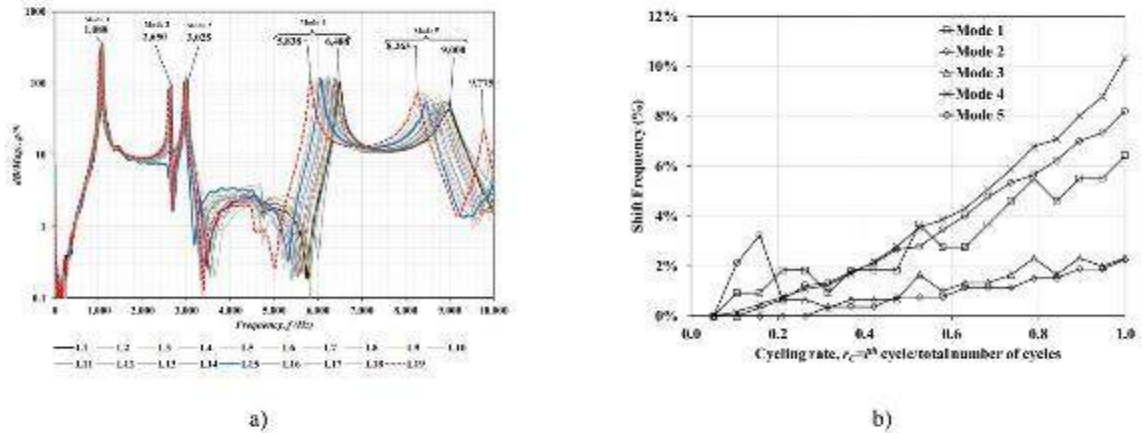


Fig. 11 a) FRF plots for each load cycle for coupon 4 and b) Shift frequency for each mode by cyclic rate.

sensitivity. It detects meaningful changes across all modes and provides greater detail in the cycling rate domain. For mode 1, changes of 10% are observed between $r_c = 0.5$ and $r_c = 0.7$ and 15% at $r_c = 1$. Mode 2 shows changes of approximately 45% at $r_c = 0.3$. For mode 4, shift damping reaches 25% at $r_c = 0.3$, for mode 4 it reaches 25% at $r_c = 0.94$ and changes of 45% for mode 5 at $r_c = 0.94$. Table 3 shows the comparison of the sensitivity in percent change of frequency and damping for Coupon 4.

Hysteresis Damping and Modal Damping

For clarity, damping estimates are compared using an energy-based approach, since the damping ratio is directly

related to the rate of energy dissipation. Figure 13(a), (b) and (c) present the dissipation energy rate versus cyclic ratio for each mode in coupons 3, 4, and 5, respectively. In coupon 3 (Fig. 13(a)), all modes exhibit nearly constant behavior until $r_c = 0.9$ where a sudden shift damping is observed across all modes. In coupon 4 presented in Fig. 13(b), mode 5 decreases with increasing r_c while the other four modes remain relatively constant with minimal variation; however, mode 5 still exhibits a significantly higher energy dissipation, approximately 40% greater than the other modes. In coupon 5 (Fig. 13(c)), all five modes remain constant with only minimal variation across the entire cyclic range.

Due to its energy-based formulation, the damping capacity Ψ , or energy dissipation rate can be summed across all

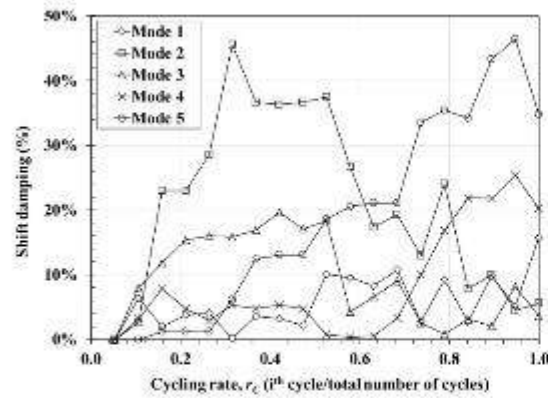


Fig. 12 Percent of shift damping for each mode by cyclic rate

Table 3 Comparison of sensitivity of shift frequency and shift damping for Coupon 4

Mode	1	2	3	4	5
Maximum percentage of shift frequency (%)	6.4	2.3	2.3	10.6	8.2
Maximum percentage of shift damping (%)	11	46	20	25	46

modes at each cyclic rate. Accordingly, the total damping capacity, or equivalently the total energy dissipation rate, is obtained using Eq. (6), where i denotes the i -th mode.

$$\Psi_{\text{tot}} = \sum_{i=1}^n \Psi_i, i = 1, 2, \dots, n \quad (6)$$

Figures 14, 15 and 16 show the total energy rate as a function of the cycling rate through the hysteresis loop (a) and the sum of modal damping equation (b) for Coupon 3, 4 and 5 respectively.

Discussion

Based on the results of cyclic loading testing, an energy balance analysis was performed for each cycle. The test cycles r_c were normalized with respect to the maximum number of cycles for each coupon, while the energies were normalized with respect to the maximum energy for each cycle. This normalization enabled direct comparison between the applied energy W_a , dissipated energy W_d , and residual energy W_r , as illustrated in Figs. 9 and 10. Coupons 3, 4 and 5 exhibit a dissipation energy W_d of approximately 35–40%

(Fig. 9(a)) and a residual energy W_r of 60–65% of the total energy, whereas Coupons 1 and 2 showed a dissipated energy W_d of about 20% (Fig. 9(b)) and a residual energy W_r of 80%.

The results confirm that an internal energy balance exists within the structural adhesive joints. However, Fig. 10(a) reveals a bathtub-shaped trend in dissipated energy that can be explained in two stages. In the first cycle, a broad hysteresis loop is observed, likely caused by large shear strains at the joint, which allows a significant energy absorption and subsequent dissipation during unloading. In subsequent cycles, the loop area decreases and stabilizes, maintaining a relatively constant size throughout the remainder of the test. In the second stage, around $r_c = 0.7$, an additional dissipation mechanism appears, increasing the damping capacity. This behavior is attributed to the onset of a breathing crack mechanism, where dry friction damping contributes to energy dissipation.

Comparison of Figs. 11 and 12 shows that shift damping is more sensitive in the cyclic domain than shift frequency. For example, in coupon 4, mode 2 exhibits no detectable frequency change at low cyclic ratios ($r_c < 0.3$). However, shift damping rises from the first cycle and reaches 46% at $r_c = 0.3$. Similarly, for modes 4 and 5 the maximum frequency shifts are limited to 10% and 8%, respectively, whereas the corresponding shift damping reach 25% and 46%. Table 2 summarizes the maximum percentage changes in damping, indicating that shift damping can be useful as a reliable parameter for early-stage damage detection. Closer inspection reveals a consistent behavior across other coupons (3, 4 and 5) for both hysteresis damping and modal damping. These findings provide experimental evidence supporting the equivalence between the two damping measures during cyclic loading.

To strengthen this observation, a quantitative comparison was made. For Figs. 14, 15, 16, curve fits were applied to both hysteresis and modal damping data, and the coefficient of determination (R^2) was included to assess the goodness of fit. Additionally, Pearson correlation coefficients were calculated between the hysteresis-based and modal-based total damping capacities for Coupons 3, 4, and 5. In all cases, correlation values exceeded $r = 0.90$, confirming a strong linear relationship. This statistical evidence supports the visual similarity observed in the figures and provides a robust foundation for the conclusion of equivalence.

Finally, regarding damping distribution presented in Fig. 12, the system exhibits behavior consistent with the Rayleigh damping model, showing a significant shift between the first and last cycles. Within this model, damping effects typically increase as inertia decreases. Since inertia loss was not considered in this study, the observed shift damping is instead attributed to progressive damage and stiffness degradation. Thus, variations in Rayleigh damping may be useful as an indicator of damage initiation and progression.

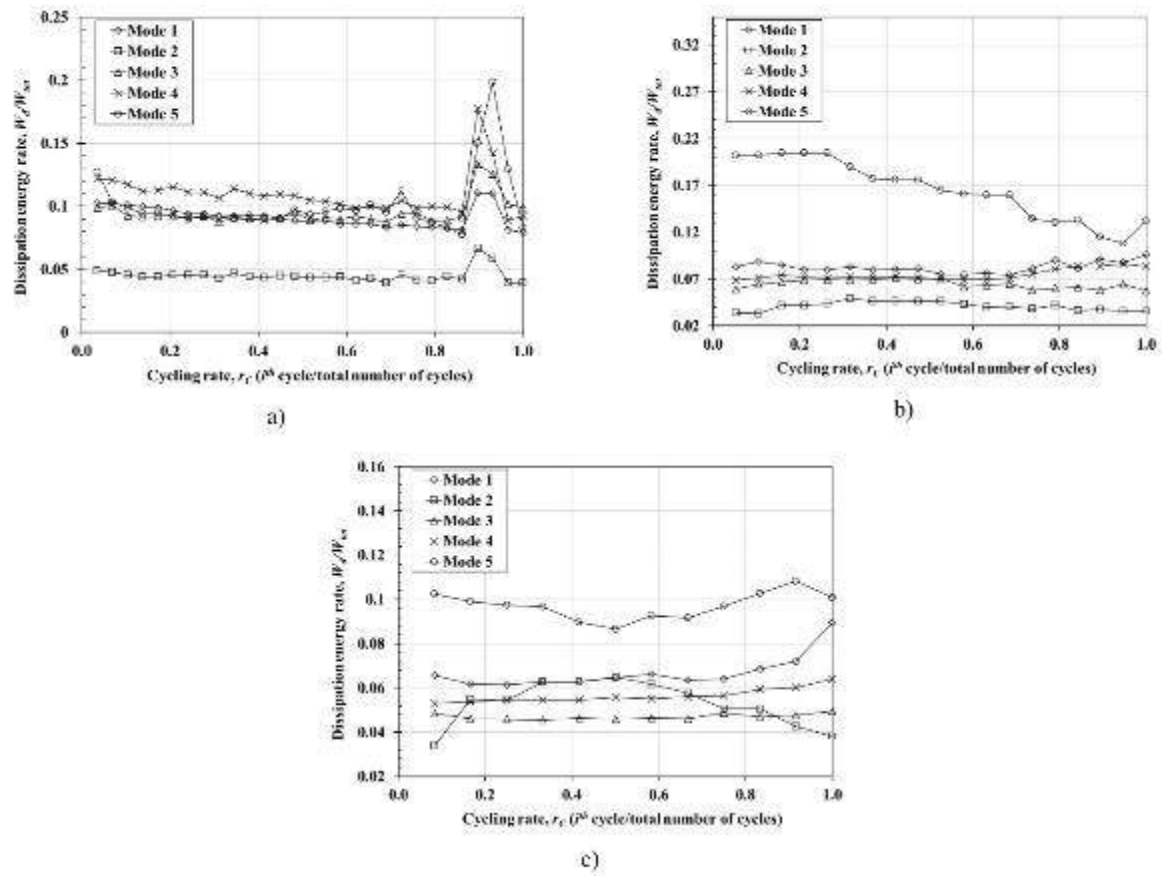


Fig. 13 Energy dissipation rate of individual mode vs cycling rate. a) Coupon 3, b) Coupon 4 and c) Coupon 5

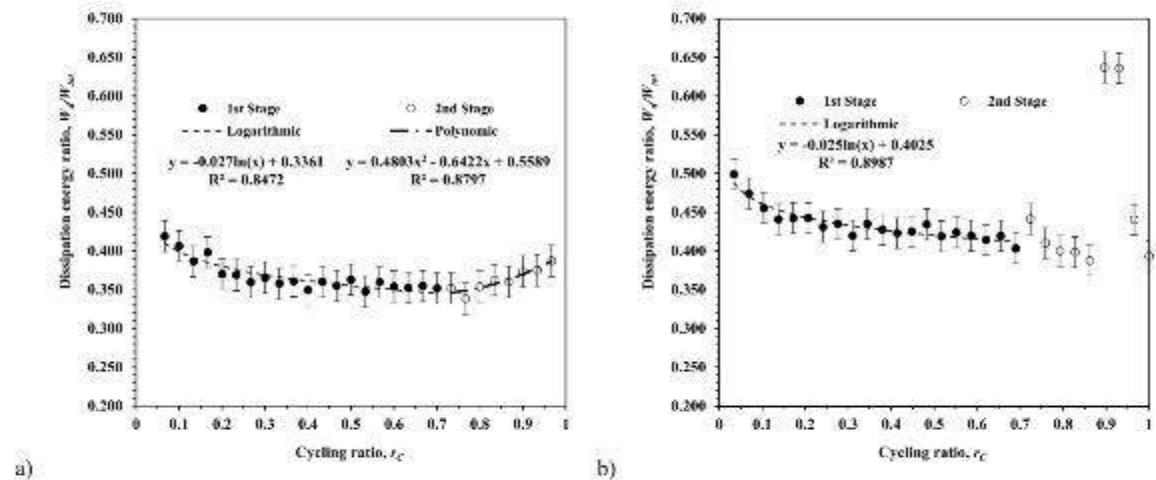


Fig. 14 Total energy rate vs cycling rate for Coupon 3, a) Hysteresis loop and b) sum of modal damping from Eq. (6)

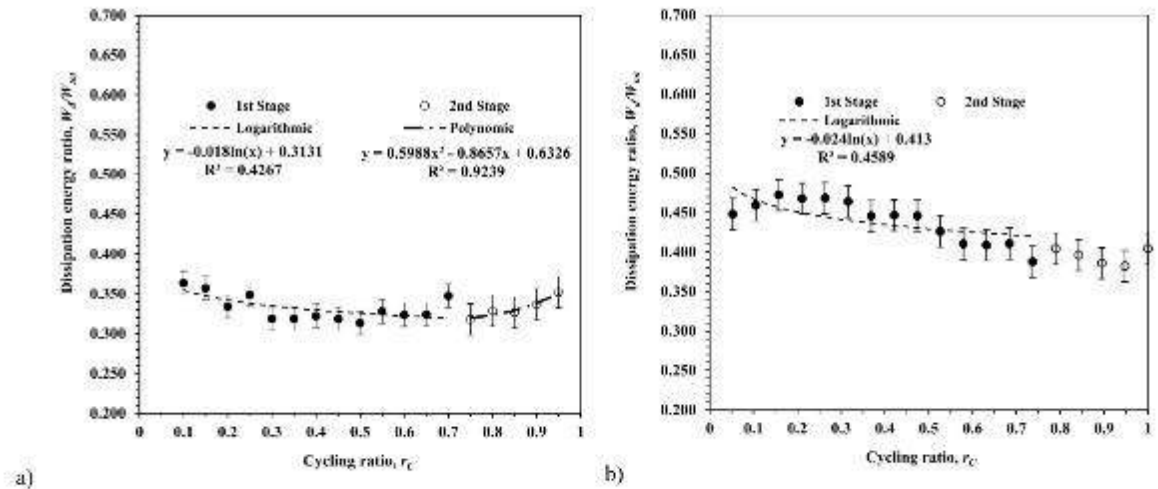


Fig. 15 Total energy rate vs cycling rate for Coupon 4, **a)** Hysteresis loop and **b)** sum of modal damping from Eq. (6)

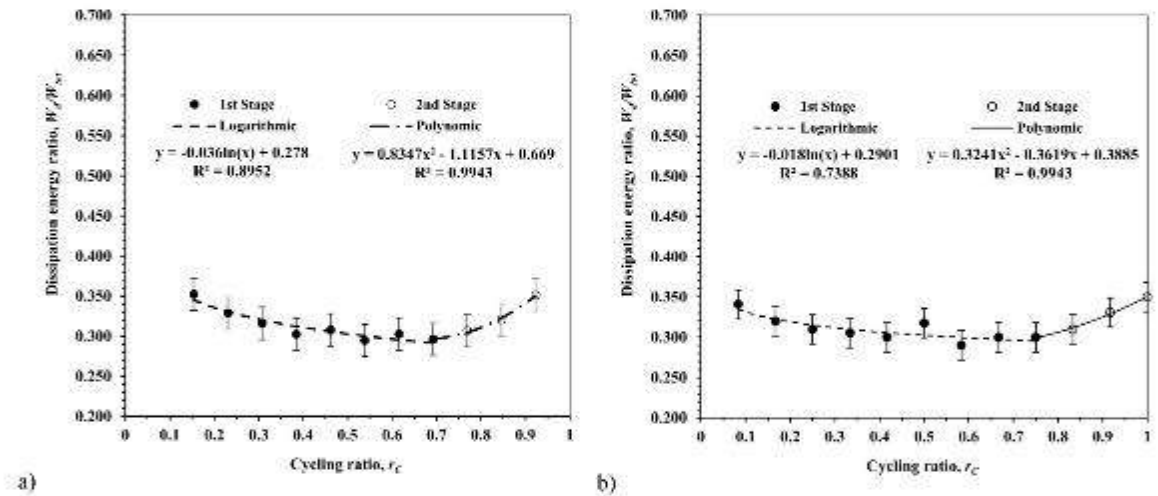


Fig. 16 Total energy rate vs cycling rate for Coupon 5, **a)** Hysteresis loop and **b)** sum of modal damping from Eq. (6)

However, there are several limitations and recommendations for further work. The experiments were conducted on aluminum–epoxy adhesive joints under low-cycle fatigue in controlled laboratory conditions. Further studies should extend the approach to composite adherents, variable environmental conditions, and high-cycle fatigue regimes to fully validate the robustness of the observed equivalence. Additionally, while correlation coefficients demonstrate strong linear similarity, mode-dependent nonlinearities may require further exploration through advanced statistical or modeling techniques. Other damping models such as viscoelastic effects could also be explored.

Conclusions

In this paper, a study of the energy balance during the evolution of low cyclic testing in structural adhesive joints was presented and discussed. The hysteresis loops and dissipation energy during cyclic testing up to final failure were estimated. Simultaneously, modal damping measurements during low-cycle testing were performed. Although changes in internal energy and modal damping suggest damage evolution, they also represent experimental evidence of an equivalence between hysteresis damping and modal damping during low cycle phenomena. The inclusion of correlation analysis strengthens this conclusion,

confirming that both approaches exhibit highly consistent trends in energy dissipation. This quantitative evidence supports the use of either hysteresis damping or modal damping as interchangeable parameters for damage detection. In addition, shift frequency was corroborated as a damage detection technique; however, shift damping sensibility for damage detection proves to be more suitable. Thus, modal damping ratio estimation is useful for damage detection and early detection of damage progression. From a broader perspective, these findings demonstrate that SHM systems can be designed with flexibility: hysteresis loops obtained from quasi-static tests and modal damping identified from vibration data both provide sensitive and reliable indicators of damage progression. This versatility enhances the applicability of the method in aeronautical and automotive industries, where early detection of adhesive joint degradation is critical for safety and performance. Further work is recommended to consider different adhesive joints, environmental effects, and real world operating conditions.

Author Contributions All authors contributed to the study conception and design. J.V., P.L., D.L., and J.P. carried out the material preparation, data collection, and analysis. J.V. and P.L. wrote the initial manuscript draft, and all authors provided feedback on earlier versions of the manuscript. All authors read and approved of the final manuscript.

Funding The authors confirm that they did not receive any funding, grants, or other forms of support while preparing this manuscript.

Data Availability This article contains all data that were created or examined as part of this study. Information on the datasets generated during and/or analyzed during the current study is available from the corresponding author on reasonable request.

Declarations

Conflict of interest The authors have no relevant financial or nonfinancial interests to disclose, and there are no conflicts of interest to disclose.

References

- Hart-Smith L (1973) Adhesive bonded double lap joints. NASA, Hampton, VA, USA
- Hart-Smith L (1985) Bonded-bolted composite joints. *J Aircr* 22(11):993–1000
- Volkersen O (1938) Die Nickkraftverteilung in Zugbeanspruchten mit Konstanten Laschenquerschnitten. *Luftfahrtforschung* 15:41–47
- Goland M, Reissner E (1944) The stresses in cemented joints. *J Appl Mech*. <https://doi.org/10.1115/1.4009336>
- Bigwood D, Crocombe A (1989) Elastic analysis and engineering design formulae for bonded joints. *Int J Adhes Adhes*. [https://doi.org/10.1016/0143-7496\(89\)90066-3](https://doi.org/10.1016/0143-7496(89)90066-3)
- de Sousa C, Campillo R, Marques E, Costa M, da Silva L (2016) Overview of different strength prediction techniques for single-lap bonded joints. *J Mater: Design Appl* 231(1–2):210–223
- Cao M, Sha G, Gao Y, Ostachowicz W (2017) Structural damage identification using damping: a compendium of uses and features. *Smart Mater Struct* p. 14pp
- Braun S, Ewins D, Rao SS (2002) *Encyclopedia of vibration*. Academic Press
- Goldfarb M, Celanovic N (2022) 25 years ago. *IEEE Control Syst Mag* 42(3):13–15
- Maia N (2009) Reflections on the hysteretic damping model. *Shock Vib J* 16:529–542
- Macki JW, Nistri P, Zecca P (1993) Mathematical models for hysteresis. *SIAM Rev* 35(1):94–123
- Sivaselvan MV, Reinhorn AM (2000) Hysteretic models for deteriorating inelastic structures. *J Eng Mech* 126(6):633–640
- Puthanpurayil AM, Dhakal RP, Carr AJ (2011) Modelling of in-structure damping: a review of the state-of-the-art, in *Proceedings of the Ninth Pacific Conference on Earthquake Engineering*. Auckland, New Zealand
- Hassani V, Tjahjowidodo T, Do TN (2014) A survey on hysteresis modeling, identification and control. *Mech Syst Signal Process* 49(1–2):209–233
- Makris N (1996) The causal hysteretic element, Department of Civil and Environmental Engineering, SEMM, University of California Berkeley, California, Berkeley, CA, USA
- Muravskii G (2004) On frequency independent damping. *J Sound Vib* 274:653–668
- Oh J, Bernstein DS (2005) Semilinear Duhem model for rate-independent and rate-dependent hysteresis. *IEEE Trans Autom Control* 50(5):631–645
- Oh J, Bernstein DS (2007) Piecewise linear identification for the rate-independent and rate-dependent Duhem hysteresis models. *IEEE Trans Autom Control* 52(3):576–582
- Wu Z, Liu H, Liu L, Yuan D (2007) New methods for nonlinear damping identification of damping alloy. *Trans ASME* 129:678–684
- Xu T-T (2015) Energy dissipation of a two-relaxation-time. *E-Polymers* 15(5):329–333
- Coppolino R (2015) Structural dynamic modeling: Tales of sin and redemption In: Allemang, R. (eds) *Special Topics in Structural Dynamics, Volume 6*, in *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*. Springer, Cham
- Padhe AK, Chaturvedi NA, Bernstein DS, Bhat SP, Waas AM (2008) Feedback stabilization of snap-through buckling in a preloaded two-bar linkage with hysteresis. *Int J Non-Linear Mech* 43:277–291
- Theodoresen T, Garrick IE (1940) Mechanism of flutter: a theoretical and experimental investigation of the flutter problem. National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, DC, USA
- ASTM International (2010) *ASTM D1002–10 Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal)*. West Conshohocken, PA 19428–2959. United States: ASTM International
- 3M Company (2009) *3M Scotch-Weld Epoxy Adhesive EC-2216 B/A, Technical Datasheet*. St. Paul, MN, USA
- Lazan BJ (1968) Damping of materials and members in structural mechanics. Pergamon Press, Oxford, New York
- Zhang C, Li H, Zhuo Z, Dugnani R, Xue W, Zhou Y, Chen Y, Liu H (2017) Characterization of the damping and mechanical properties of a novel (ZnSnO₃/PVDF)/PPy nanofibers/EP composite. *RSC Adv* 7:37130–37138

Publisher's Note Springer Nature remains neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.

Springer Nature or its licensor (e.g. a society or other partner) holds exclusive rights to this article under a publishing agreement with the author(s) or other rightsholder(s); author self-archiving of the accepted manuscript version of this article is solely governed by the terms of such publishing agreement and applicable law.

**Apéndice 2. Hoja técnica del
adhesivo 3M™ Scotch-Weld™,
Epoxy Adhesive EC2216 B/A**

3M

Scotch-Weld™

Epoxy Adhesive

EC-2216 B/A

Technical Datasheet

June 2009

Product Description 3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A is a flexible, two-part, room temperature curing epoxy with high peel and shear strength. Scotch-Weld EC-2216 Adhesive has been tested and certified for aircraft and aerospace application.

Typical Uncured Physical Properties

Note: The following technical information and data should be considered representative or typical only and should not be used for specification purposes.

Product	3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive			
	EC-2216 B/A Gray		EC-2216 B/A Translucent	
	Base	Accelerator	Base	Accelerator
Color:	White	Gray	Translucent	Amber
Base:	Modified Epoxy	Modified Amine	Modified Epoxy	Modified Amine
Net Wt.: (lb/gal)	11.1-11.6	10.5-11.0	9.4-9.8	8.0-8.5
Viscosity: (cps) (Approx.) Brookfield RVF #7 sp. @ 20 rpm	75,000 - 150,000	40,000 - 80,000	11,000 - 15,000	5,000 - 9,000
Mix Ratio: (by weight)	5 parts	7 parts	1 part	1 part
Mix Ratio: (by volume)	2 parts	3 parts	1 part	1 part
Work Life: 100 g Mass @ 75°F (24°C)	90 minutes	90 minutes	120 minutes	120 minutes

Features

- Excellent for bonding many metals, woods, plastics, rubbers, and masonry products.
- Base and Accelerator are contrasting colors.
- Good retention of strength after environmental aging.
- Resistant to extreme shock, vibration, and flexing.
- Excellent for cryogenic bonding applications.
- The translucent can be injected.
- Meets DOD-A-82720.

Figura A1.1. Hoja técnica del adhesivo 3MTM Scotch-WeldTM, Epoxy Adhesive EC2216 B/A.

3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A Technical Datasheet

Typical Cured Physical Properties	Product	3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive	
		EC-2216 B/A Gray	EC-2216 B/A Translucent
Shore D Hardness ASTM D 2240		50-65	35-50
Time to Handling Strength		8-12 hrs.	12-16 hrs.

Typical Cured Electrical Properties	Product	3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive	
		EC-2216 B/A Gray	EC-2216 B/A Translucent
Arc Resistance		130 seconds	—
Dielectric Strength		408 volts/mil	630 volts/mil
Dielectric Constant @ 73°F (23°C)		5.51—Measured @ 1.00 KHz	6.3 @ 1 KHz
Dielectric Constant @ 140°F (60°C)		14.17—Measured @ 1.00 KHz	—
Dissipation Factor 73°F (23°C)		0.112 Measured @ 1.00 KHz	0.119 @ 1 KHz
Dissipation Factor 140°F (60°C)		0.422—Measured @ 1.00 KHz	—
Surface Resistivity @ 73°F (23°C)		5.5×10^{16} ohm—@ 500 volts DC	—
Volume Resistivity @ 73°F (23°C)		1.9×10^{13} ohm-cm— @ 500 volts DC	3.0×10^{13} ohm-cm @ 500 volts DC

—No value present.

Typical Cured Thermal Properties	Product	3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive	
		EC-2216 B/A Gray	EC-2216 B/A Translucent
Thermal Conductivity		0.228 Btu-ft/ft ² h °F	0.114 Btu-ft/ft ² h °F
Coefficient of Thermal Expansion		102×10^{-6} in/in/°C between 0-40°C 134×10^{-6} in/in/°C between 40-80°C	81×10^{-6} in/in/°C between -50-0°C 207×10^{-6} in/in/°C between 60-150°C

Typical Cured Outgassing Properties	Outgassing Data NASA 1124 Revision 4			
	3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A Gray	% TML	% CVM	% Wtr
		.77	.04	.23

Cured in air for 7 days @ 77°F (25°C).

Handling/Curing Information	Directions for Use
	- For high strength structural bonds, paint, oxide films, oils, dust, mold release agents and all other surface contaminants must be completely removed. However, the amount of surface preparation directly depends on the required bond strength and the environmental aging resistance desired by user. For suggested surface preparations of common substrates, see the following section on surface preparation. - These products consist of two parts. Mix thoroughly by weight or volume in the proportions specified on the product label and in the uncured properties section. Mix approximately 15 seconds after a uniform color is obtained.

3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A Technical Datasheet

Handling/Curing Information *(continued)*

3. For maximum bond strength, apply product evenly to both surfaces to be joined.
4. Application to the substrates should be made within 90 minutes. Larger quantities and/or higher temperatures will reduce this working time.
5. Join the adhesive coated surfaces and allow to cure at 60°F (16°C) or above until firm. Heat, up to 200°F (93°C), will speed curing.
6. The following times and temperatures will result in a full cure:

Product	3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive	
	EC-2216 B/A Gray	EC-2216 B/A Translucent
Cure Temperature	Time	Time
75°F (24°C)	7 days	30 days
150°F (66°C)	120 minutes	240 minutes
200°F (93°C)	30 minutes	60 minutes

7. Keep parts from moving until handling strength is reached. Contact pressure is necessary. Maximum shear strength is obtained with a 3-5 mil bond line. Maximum peel strength is obtained with a 17-25 mil bond line.
8. Excess uncured adhesive can be cleaned up with ketone type solvents.*

Adhesive Coverage: A 0.005 in. thick bondline will typically yield a coverage of 320 sq. ft/gallon

Application and Equipment Suggestions

These products may be applied by spatula, trowel or flow equipment. Two-part mixing/proportioning/dispensing equipment is available for intermittent or production line use. These systems are ideal because of their variable shot size and flow rate characteristics and are adaptable to many applications.

Surface Preparation

For high strength structural bonds, paint, oxide films, oils, dust, mold release agents and all other surface contaminants must be completely removed. However, the amount of surface preparation directly depends on the required bond strength and the environmental aging resistance desired by user.

The following cleaning methods are suggested for common surfaces.

Steel or Aluminum (Mechanical Abrasion)

1. Wipe free of dust with oil-free solvent such as acetone or alcohol solvents.*
2. Sandblast or abrade using clean fine grit abrasives (180 grit or finer).
3. Wipe again with solvents to remove loose particles.
4. If a primer is used, it should be applied within 4 hours after surface preparation. If 3M™ Scotch-Weld™ Structural Adhesive Primer EC-1945 B/A is used, apply a thin coating (0.0005") on the metal surfaces to be bonded, air dry for 10 minutes, then cure for 30 minutes at 180°F (82°C) prior to bonding.

*When using solvents, extinguish all ignition sources, including pilot lights, and follow the manufacturer's precautions and directions for use. Use solvents in accordance with local regulations.

3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A Technical Datasheet

Surface Preparation (continued)

Aluminum (Chemical Etch)

Aluminum alloys may be chemically cleaned and etched as per ASTM D 2651. This procedure states to:

1. Alkaline Degrease – Oakite® Aluminum Cleaner 164 solution (9-11 oz/gal of water) at 190°F ± 10°F (88°C ± 5°C) for 10-20 minutes. Rinse immediately in large quantities of cold running water.

2. **Optimized FPL Etch Solution (1 liter):**

Material	Amount
Distilled Water	700 ml plus balance of liter (see below)
Sodium Dichromate	28 to 67.3 grams
Sulfuric Acid	287.9 to 310.0 grams
Aluminum Chips	1.5 grams/liter of mixed solution

To prepare 1 liter of this solution, dissolve sodium dichromate in 700 ml of distilled water. Add sulfuric acid and mix well. Add additional distilled water to fill to 1 liter. Heat mixed solution to 66 to 71°C (150 to 160°F). Dissolve 1.5 grams of 2024 bare aluminum chips per liter of mixed solution. Gentle agitation will help aluminum dissolve in about 24 hours.

To etch aluminum panels, place them in FPL etch solution heated to 66 to 71°C (150 to 160°F). Panels should soak for 12 to 15 minutes.

3. Rinse: Rinse panels in clear running tap water.
4. Dry: Air dry 15 minutes; force dry 10 minutes (minimum) at 140°F (60°C) maximum.
5. If primer is to be used, it should be applied within 4 hours after surface preparation.

Plastics/Rubber

1. Wipe with isopropyl alcohol.*
2. Abrade using fine grit abrasives (180 grit or finer).
3. Wipe with isopropyl alcohol.*

Glass

1. Solvent wipe surface using acetone or Methyl Ethyl Ketone (MEK).*
2. Apply a thin coating (0.0001 in. or less) of 3M™ Scotch-Weld™ Structural Adhesive Primer EC-3901 to the glass surfaces to be bonded and allow the primer to dry a minimum of 30 minutes @ 75°F (24°C) before bonding.

*When using solvents, extinguish all ignition sources, including pilot lights, and follow the manufacturer's precautions and directions for use. Use solvents in accordance with local regulations.

3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A Technical Datasheet

Typical Adhesive Performance Characteristics

A. Typical Shear Properties on Etched Aluminum

ASTM D 1002

Cure: 2 hours @ 150 ± 5°F (66°C ± 2°C), 2 psi pressure

Test Temperature	Overlap Shear (psi)	
	3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive	
	EC-2216 B/A Gray	EC-2216 B/A Translucent
-423°F (-253°C)	2440	—
-320°F (-196°C)	2740	—
-100°F (-73°C)	3000	—
-67°F (-53°C)	3000	3000
75°F (24°C)	3200	1700
180°F (82°C)	400	140

—No value present.

Test Temperature	Shear Modulus (Torsion Pendulum Method)
-148°F (-100°C)	398,000 psi (2745 MPa)
-76°F (-60°C)	318,855 psi (2199 MPa)
-40°F (-40°C)	282,315 psi (1947 MPa)
32°F (0°C)	218,805 psi (1500 MPa)
75°F (24°C)	49,580 psi (342 MPa)

B. Typical T-Peel Strength

ASTM D 1876

Test Temperature	T-Peel Strength (piw) @ 75°F (24°C)	
	3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive	
	EC-2216 B/A Gray	EC-2216 B/A Translucent
75°F (24°C)	25	25

3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A Technical Datasheet

Typical Adhesive Performance Characteristics (continued)

C. Overlap Shear Strength After Environmental Aging-Etched Aluminum

Environment	Time	Overlap Shear (psi) 75°F (24°C)	
		3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive	
		EC-2216 B/A Gray	EC-2216 B/A Translucent
100% Relative Humidity @ 120°F (49°C)	14 days 30 days 90 days	2950 psi 1985 psi 1505 psi	— 1390 psi —
*Salt Spray @ 75°F (24°C)	14 days 30 days 60 days	2300 psi 500 psi 300 psi	— 1260 psi —
Tap Water @ 75°F (24°C)	14 days 30 days 90 days	3120 psi 2942 psi 2075 psi	— 1950 psi —
Air @ 160°F (71°C)	35 days	4650 psi	—
Air @ 300°F (149°C)	40 days	4930 psi	3500 psi
Anti-icing Fluid @ 75°F (24°C)	7 days	3300 psi	2500 psi
Hydraulic Oil @ 75°F (24°C)	30 days	2500 psi	2500 psi
JP-4 Fuel	30 days	2500 psi	2500 psi
Hydrocarbon Fluid	7 days	3300 psi	3000 psi

*Substrate corrosion resulted in adhesive failure.

—No value present.

D. Heat Aging of 3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive 2216 B/A Gray (Cured for 7 days @ 75°F [24°C])

Overlap Shear (psi)	Time aged @ 300°F (149°C)			
Test Temperature	0 days	12 days	40 days	51 days
-67°F (-53°C)	2200	3310	3120	2860
75°F (24°C)	3100	5150	4930	4740
180°F (82°C)	500	1000	760	1120
350°F (177°C)	420	440	560	—

—No value present.

3M™ Scotch-Weld™
Epoxy Adhesive EC-2216 B/A
 Technical Datasheet

**Typical Adhesive
 Performance
 Characteristics**
(continued)

E. Overlap Shear Strength on Abraded Metals, Plastics, and Rubbers.

Overlap shear strengths were measured on 1" x 1/2" overlap specimens. These bonds were made individually using 1" by 4" pieces of substrate (Tested per ASTM D 1002).

The thickness of the substrates were: cold rolled, galvanized and stainless steel – 0.056-0.062", copper – 0.032", brass – 0.036", rubbers – 0.125", plastics – 0.125". All surfaces were prepared by solvent wiping/abrading/ solvent wiping.

The free crosshead speed used for testing was 0.1 in/min for metals, 2 in/min for plastics, and 20 in/min for rubbers.

Substrate	Overlap Shear (psi) @ 75°F (24°C)
	3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive
	EC-2216 B/A Gray
Aluminum/Aluminum	1850
Cold Rolled Steel/Cold Rolled Steel	1700
Stainless Steel/Stainless Steel	1900
Galvanized Steel/Galvanized Steel	1800
Copper/Copper	1050
Brass/Brass	850
Styrene Butadiene Rubber/Steel	200*
Neoprene Rubber/Steel	220*
ABS/ABS Plastic	990*
PVC/PVC, Rigid	940*
Polycarbonate/Polycarbonate	1170*
Acrylic/Acrylic	1100*
Fiber Reinforced Polyester/ Reinforced Polyester	1660*
Polyphenylene Oxide/PPO	610
PC/ABS Alloy / PC/ABS Alloy	1290

*The substrate failed during the test.

Storage

Store products at 60-80°F (16-27°C) for maximum storage life.

Shelf Life

When stored at the recommended temperatures in the original, unopened containers, the shelf life is two years from date of shipment from 3M or an authorized 3M Aerospace Distributor.

Apéndice 3. Imágenes del daño en uniones adhesivas estructurales.

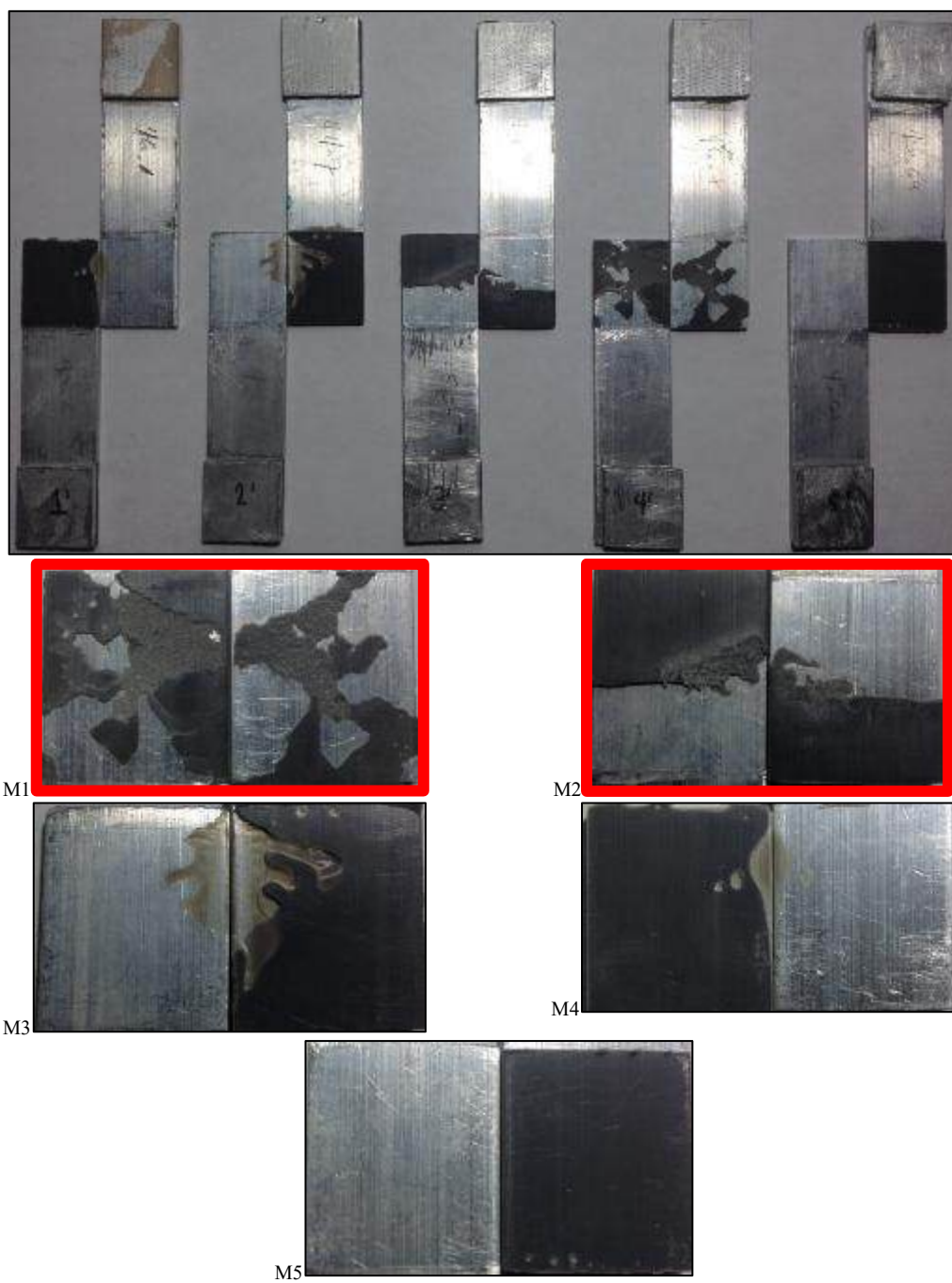
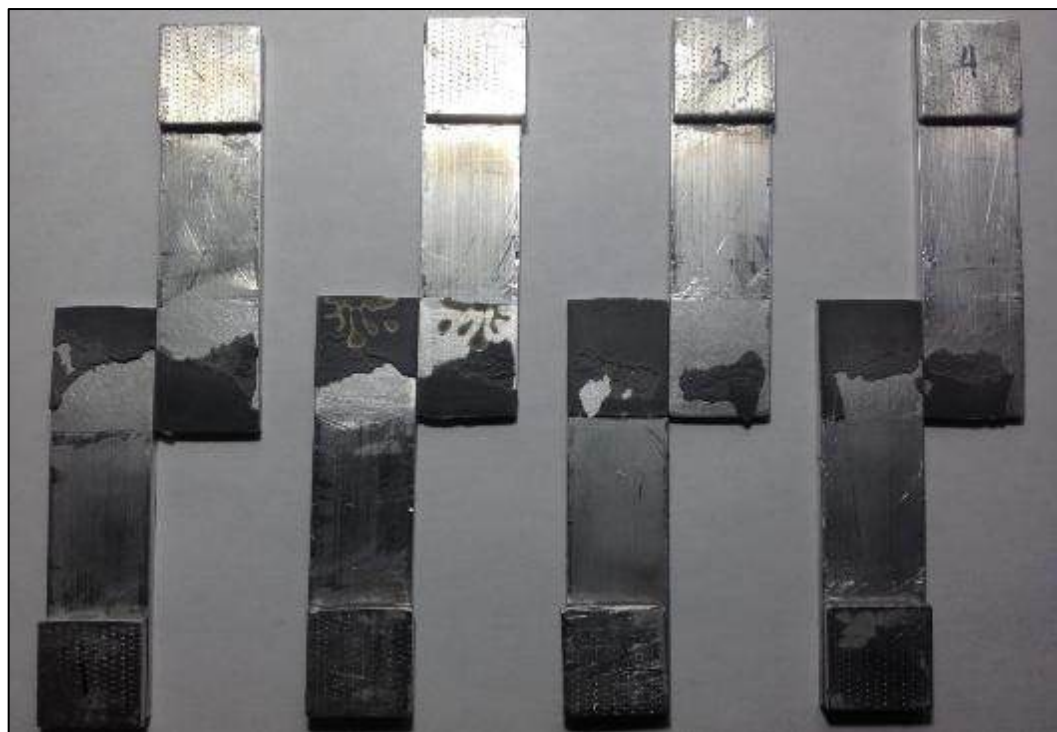


Figura A2.1. Tipos de falla en probetas del lote 1.



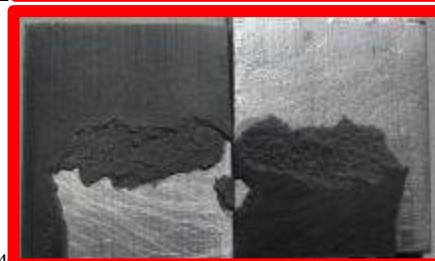
M1



M2



M3



M4

Figura A2.2. Tipos de falla en probetas del lote 2.

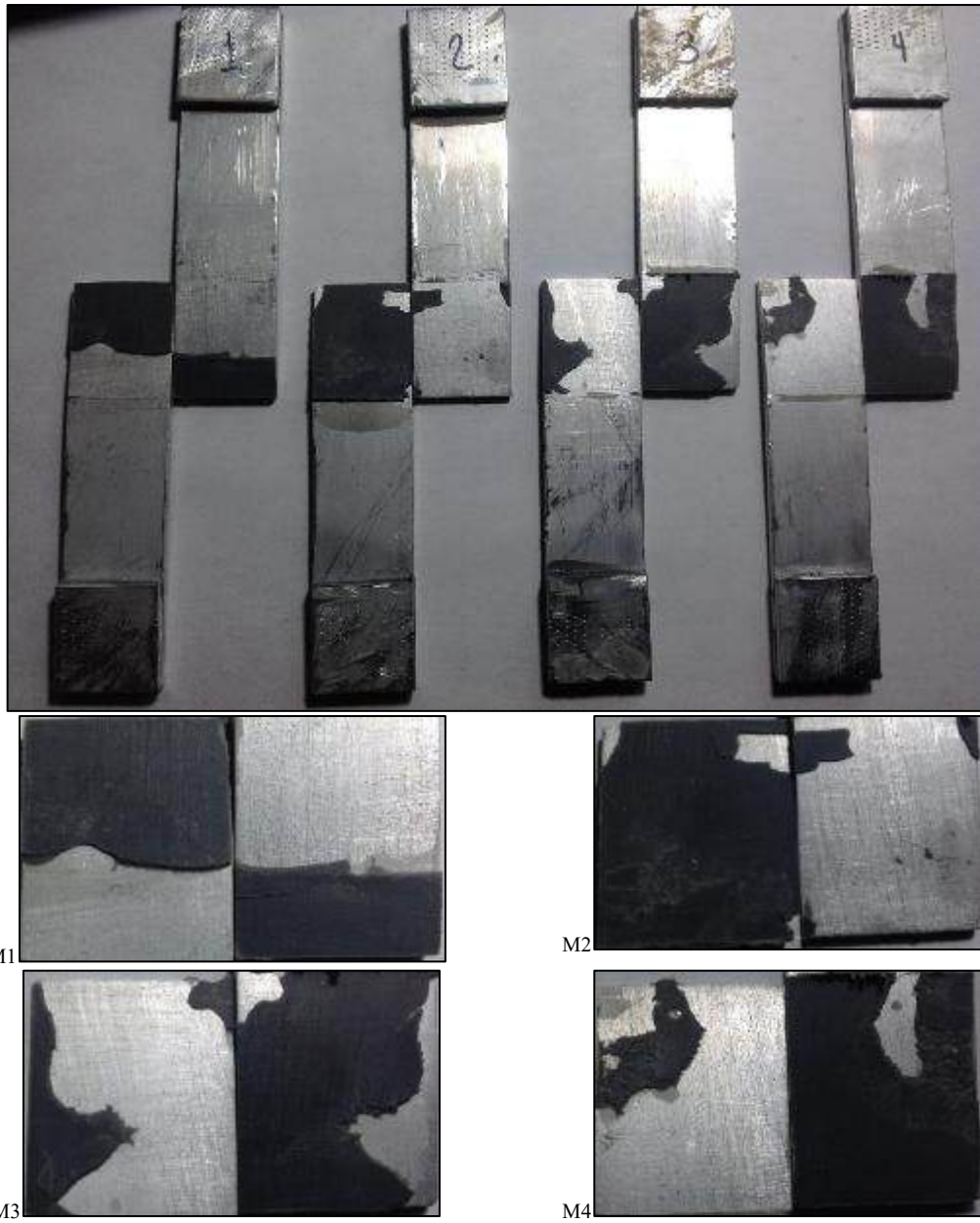


Figura A2.3. Tipos de falla en probetas del lote 3.

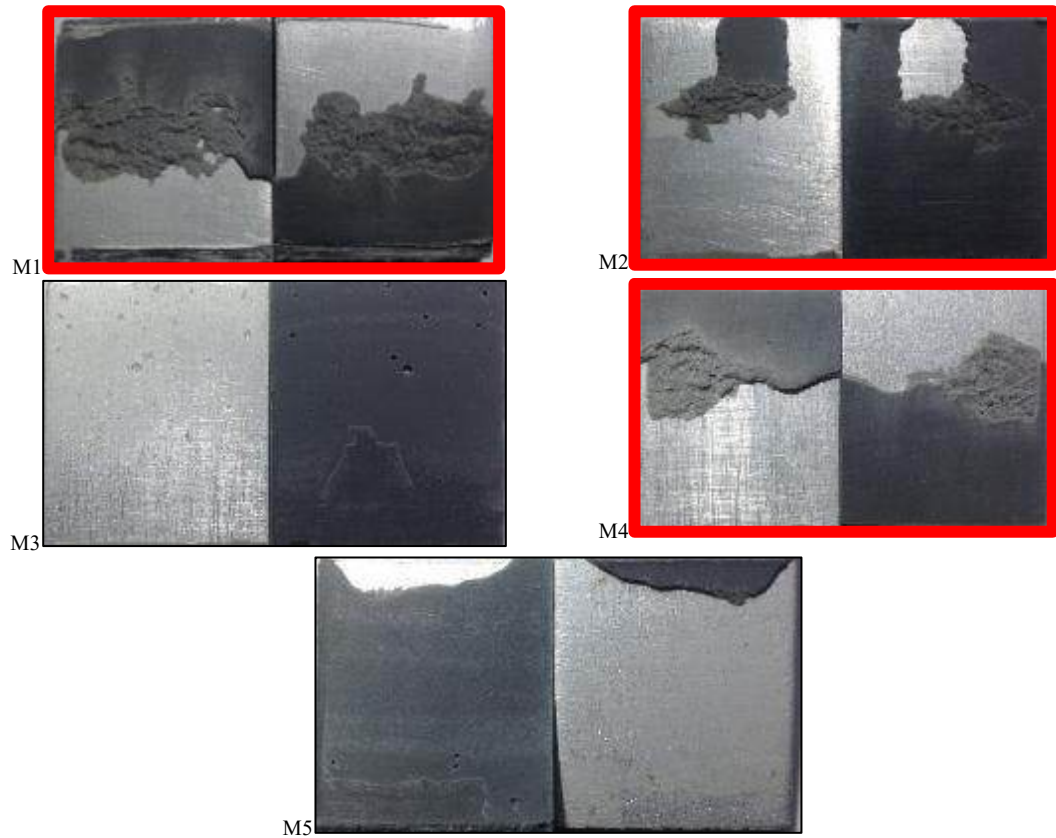
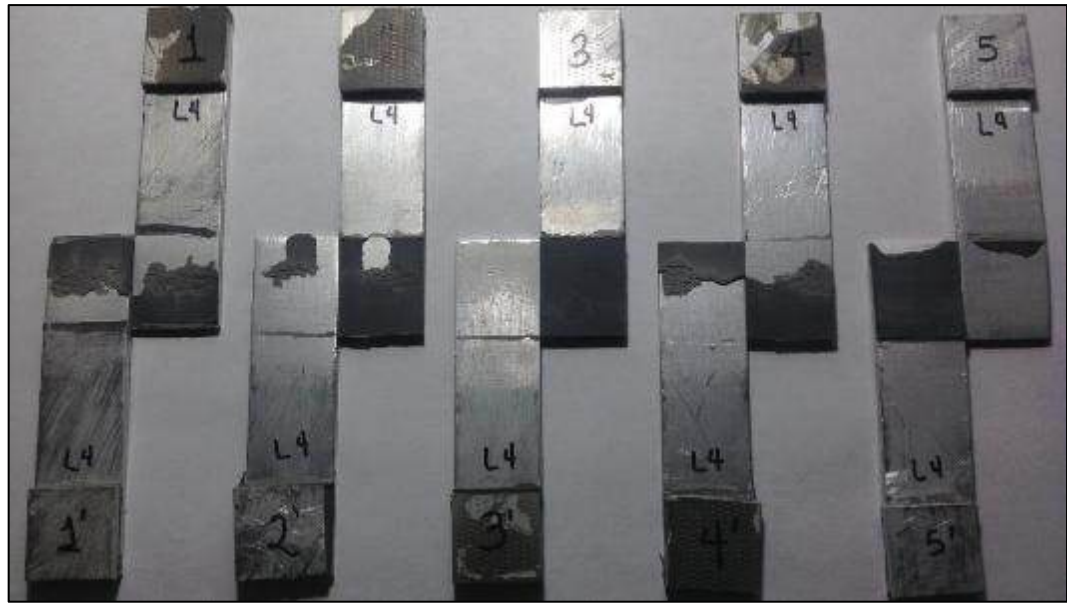


Figura A2.4. Tipos de falla en probetas del lote 4.

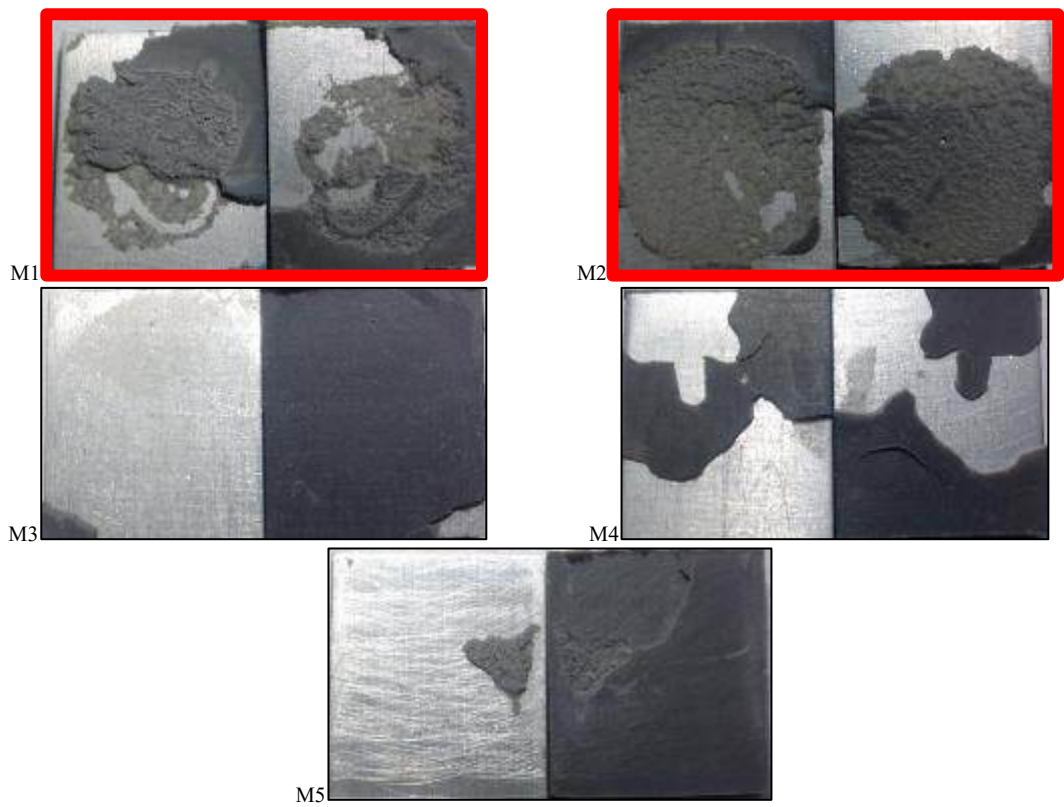
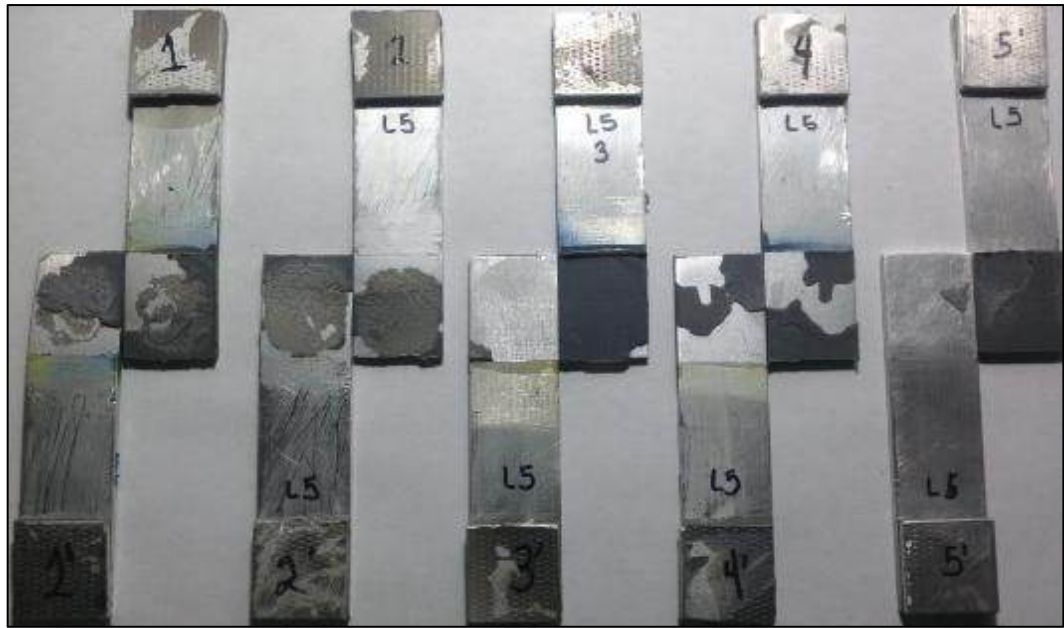


Figura A2.5. Tipos de falla en probetas del lote 5.

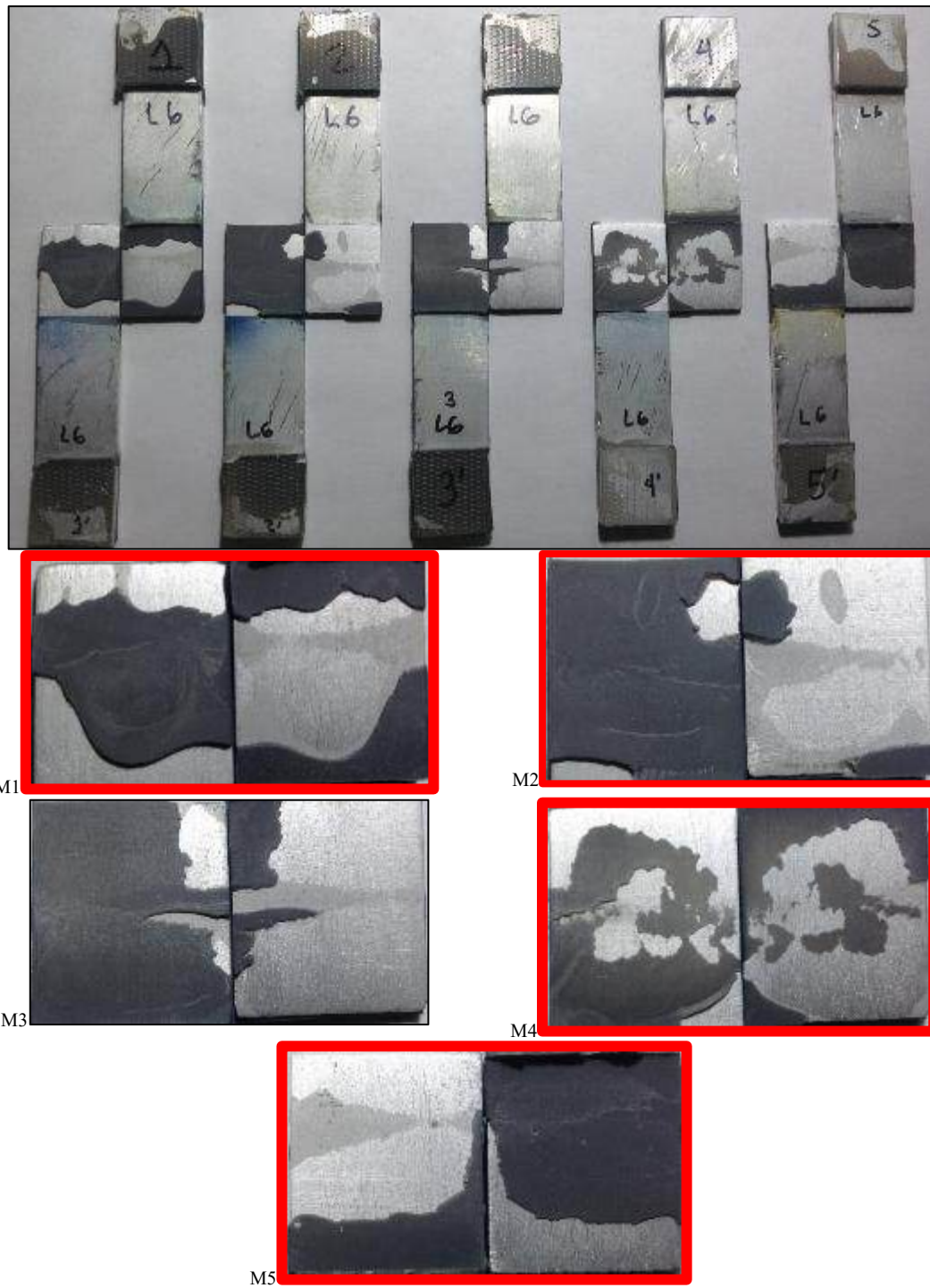


Figura A2.6. Tipos de falla en probetas del lote 6.

Referencias

- [1] Congressional Research Services / INFOCUS, «Artemis: NASA's Program to Return Humans to the Moon,» Congressional Research Services, 2024.
- [2] NASA, «NASA,» [En línea]. Available: www.nasa.gov.
- [3] Space X, «Space X,» [En línea]. Available: www.spacex.com.
- [4] FAA / TAMCSWG, «Transport Airplane Metallic and Composite Structures Working Group – Recommendation Report to FAA Structural Bonding,» U.S. Transportation Depart, 2021, 2005.
- [5] U.S. Departament of Transportation, FAA, *PS-ACE100-2005-10038, Bonded Joints and Structures -Technical Issues and Certification Considerations*, 2005.
- [6] U.S. Departament of Transportation, FAA, *AC 20-107B Composite Aircraft Structure*, 2010.
- [7] U.S. Departament of Transportation / FAA, *PS-AIR-20-130-01 Bonded repair size limit*, 2014.
- [8] Federal Aviation Administration, «DOT/FAA/TC-21/22 Bond-Related Aircraft Accidents/Incidents: A Review,» U.S. Department Transportation / FAA, New Jersey, USA, 2021.
- [9] C. de Sousa, R. Campilho, E. Marques, M. Costa y L. da Silva, «Overview of different strength prediction techniques for single-lap bonded joints,» *Journal of Materials: Design and Applications*, vol. 231, nº 1-2, pp. 210-223, 2016.
- [10] M. Cao, G. Sha, Y. Gao y W. Ostachowicz, «Structural damage identification using damping: a compendium of uses and features,» *Smart Materials and Structures*, p. 14pp, 2017.
- [11] S. Braun, D. Ewins y S. S. Rao, Edits., *Encyclopedia of Vibration*, Academic Press, 2002.
- [12] R. R. Nagavally, «Composite Materials - History, types, fabrication techniques, advantages, and applications,» *International Journal of Advances in Science Engineering and Technology*, vol. 4, nº 3, pp. 87-92, 2016.
- [13] . E. M. Petrie, *Handbook of Adhesives And Sealants*, 2a Edición ed., Mc Graw Hill, 2006.

- [14] M. A. Wahab, *Joining Composites with Adhesives, Theory and Applications*, Lancaster, Pennsylvania: DEStech Publications, Inc., 2016.
- [15] K. B. Armstrong, L. G. Bevan y W. F. Cole II, *Care And Repair Of Advanced Composites*, Warrendale, Pa: SAE International , 2005.
- [16] S. Wilkinson, «The Miraculous Mosquito,» *History Net*, 1 8 2015.
- [17] W. R. Broughton, L. E. Crocker y M. R. L. Gower, «Design requirements for bonded and bolted composite structures,» *NPL Report MATC(A)65*, p. 46, 2002.
- [18] M. Banea y L. F. M. da Silva, «Adhesively bonded joints in composite materials: an overviwe,» *Part L: J. Materials: Design and Applications*, vol. 223, 2009.
- [19] V. Krishnaraj, R. Zitoun y J. P. Davim, *Drilling of Polymer-Matrix Composites*, Springer, 2013.
- [20] H. Khoramishad, A. Crocombe, K. Katnam y I. Ashcroft, «Predicting fatigue damage in adhesively bonded joints using a cohesive zone model,» *International Journal of Fatigue*, vol. 32, pp. 1146-1158, 2010.
- [21] G. Barenblatt, «Equilibrium cracks formed on a brittle fracture,» *Doklady Akademii Nauk Sssr*, vol. 127, nº 1, pp. 47-50, 1959.
- [22] G. Barenblatt, «The mathematical theory of equilibrium cracks formed in brittle fracture,» *Armed Services Technical Information Agency*, pp. 1-109, 1962.
- [23] A. Griffith, «The Phenomena of Ruptures in Fluids and Solids,» *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, vol. 221, pp. 163-198, 1921.
- [24] M. M. A. Wahab, «Fatigue in Adhesively Bonded Joints: A Review,» *ISRN Materials Science*, vol. 2012, 2012.
- [25] D. M. Antunes, «Understanding failure of adhesively bonded joints,» pp. 1-10, 2015.
- [26] S. Budhe, M. Banea, S. de Barros y L. da Silva, «An updated review of adhesively bonded joints in composite materials,» *International Journal of Adhesion & Adhesives*, nº 72, pp. 30-42, 2017.
- [27] ASTM International, *ASTM D1002-10 Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal)*, West Conshohocken, PA 19428-2959. United States: ASTM International, 2010.

- [28] S. K. Mazumdar, *Composites Manufacturing, Materials, Product*., CRC Press, 2002.
- [29] A. Baldan, «Adhesion phenomena in bonded joints,» *International Journal of Adhesion & Adhesives*, vol. 30, n° 1, pp. 95-116, 2012.
- [30] KRUSS, «So You Want to Measure Surface Energy?,» 1999.
- [31] KRUSS, «Practical Contact Angle Measurement (5), Custom-made models: from contact angle to surface free energy,» 2008.
- [32] Cambridge Polymer Group Inc., «Surface energy of solids,» Boston MA., 2013.
- [33] D. Pappas, C. Copeland y R. Jensen, «Wettability Tests of Polymer Films and Fabrics and Determination of Their Surface Energy by Contact-Angle Methods,» Army Research Laboratory, 2007.
- [34] E. M. Petrie, *Handbook of Adhesives And Sealants*, 2a Edición ed., Mc Graw Hill, 2006.
- [35] A. D. Dimarogonas, «Vibration of Cracked Structures: A State Of the Art Review,» *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 55, n° 5, pp. 831-857, 1996.
- [36] S. Christides y A. Barr, «One-dimensional theory of cracked Bernoulli-Euler beams,» *International Journal of Mechanical Sciences* , vol. 26, n° 11-12, pp. 639-648, 1984.
- [37] S. Christides y A. Barr, «Torsional vibration of cracked beams of non-circular cross-section,» *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 28, n° 7, pp. 473-490, 1986.
- [38] Y. Zou, L. Tong y G. Steven, «Vibration-based model-dependent damage (delamination) identification and health monitoring for composite structures — a review,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 230, n° 2, pp. 357-378, 2000.
- [39] X. He y S. Oyadiji, «Influence of adhesive characteristics on the transvers free vibration of single lap-jointed cantilevered beams,» *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 119, pp. 366-373, 2001.
- [40] H. Sohn, C. R. Farrar, F. Hemez y J. Czarnecki, «A review of structural health monitoring literature 1996 – 2001,» Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, Nuevo Mexico, USA, 2003.
- [41] C. R. Farrar y K. Worden, «An introduction to structural health monitoring,» *Phil. Trans. R. Soc. A*, vol. 365, p. 303–315, 2007.

- [42] K. Worden, C. R. Farrar, G. Manson y G. Park, «The fundamental axioms of structural health monitoring,» *Proceedings of the Royal Society A*, vol. 463, nº 1, p. 1639–1664, 2007.
- [43] J.-J. Sinou, «A review of damage detection and health monitoring of mechanical systems from changes in the measurement of linear and non-linear vibrations,» de *Mechanical Vibrations: Measurement, Effects and Control*, Nova Science Publishers, Inc., 2009, pp. 643-702.
- [44] S. B. Ingole y A. Chatterjee, «Vibration analysis of single lap adhesive joint: Experimental and analytical investigation,» *Journal of Vibration and Control*, vol. 17, nº 10, p. 1547–1556, 2010.
- [45] Y. Du y L. Shi, «Effect of vibration fatigue on modal properties of single lap adhesive joints,» *International Journal of Adhesion & Adhesives*, vol. 53, pp. 72-79, 2014.
- [46] E. Salloum, G. Challita y K. Khalil, «Parametric investigation of free vibration of double lap composite joints,» de *7th International Conference on Mechanics and Materials in Design*, Albufeira, Portugal, 2017.
- [47] E. E. Ungar, D. Ross y E. M. Kerwin Jr., «Damping of flexural vibrations by alternate visco elastic and elastic layer.,» Wright Air Development Center - Bolt Beranek and Newman Inc, Cambridge Massachusetts, 1959.
- [48] D. J. Nelson y J. W. Hancock, «Interfacial slip and damping in fibre reinforced composites,» *Journal of Materials Science*, vol. 13, nº 11, pp. 2429-2440, 1978.
- [49] R. Dieterle y H. Bachman, «Experiments and models for the damping behavior of vibrating RFC beams in the uncracked and cracked condition,» de *Advanced Mechanics of Reinforced Concrete*, 1981.
- [50] F. Daneshjoo y A. Gharighoran, «Experimental and theoretical dynamic system identification of damaged,» *Electronic Journal of Structural Engineering*, vol. 8, pp. 29-39, 2008.
- [51] A. Bovsunovsky, C. Surace y R. Ruotolo, «Effect of damping on the non-linear dynamic behaviour of a cracked beam at resonance,» *Key Engineering Materials*, Vols. 245-246, pp. 97-105, 2003.
- [52] S. D. Panteliou, T. G. Chondros y V. C. Argyrakis, «Damping factor as an indicator of crack severity,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 241, nº 2, pp. 235-245, 2001.
- [53] Z. Zhang y G. Hartwig, «Relation of damping and fatigue damage of unidirectional fibre composites,» *International Journal of Fatigue*, vol. 24, p. 713–718, 2002.

- [54] A. Vaziri y H. Nayeb-Hashemi, «Dynamic response of tubular joints with an annular void subjected to a harmonic axial load,» *International Journal of Adhesion & Adhesives*, vol. 22, p. 367–373, 2002.
- [55] V. Birman y L. W. Byrd, «Damping in ceramic matrix composites with matrix cracks,» *International Journal of Solids and Structures*, vol. 40, p. 4239–4256, 2003.
- [56] A. Vaziri, H. Nayeb-Hashemi y H. R. Hamidzadeh, «Experimental and Analytical Investigations of the Dynamic Response of Adhesively Bonded Single Lap Joints,» *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 126, pp. 84-91, 2004.
- [57] Z. Li y M. J. Crocker, «Effects of thickness and delamination on the damping in honeycomb–foam sandwich beams,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 294, p. 473–485, 2006.
- [58] Z. Kiral, B. Murat _İçten y . B. G. Kira, «Effect of impact failure on the damping characteristics of beam-like composite structures,» *Composites: Part B*, vol. 43, p. 3053–3060, 2012.
- [59] F. Consuegra y A. Irfanoglu, «Variation of dynamic properties with displacement in a 3-story reinforced,» de *World Conference on Earthquake Engineering*, Beijing, China , 2008.
- [60] M. Idriss, E. Mahi, A. Assarar y M. &. E. Guerjou, «Damping analysis in cyclic fatigue loading of sandwich beams with debonding,» *Composites Part B: Engineering*, vol. 44, n° 1, pp. 597-603, 2013.
- [61] D. Montalvão, D. Karanatsis, A. M. Ribeiro, J. Arina y R. Baxter, «An experimental study on the evolution of modal damping with damage in carbon fiber laminates,» *Journal of Composite Materials*, vol. 49, n° 19, pp. 2403-2413, 2015.
- [62] S.-H. Hwang y . D. G. Lignos, «Assessment of structural damage detection methods for steel structures using full-scale experimental data and nonlinear analysis,» *Bulletin of Earthquake Engineering*, p. 25pp, 2017.
- [63] S. Khoshmanesh, S. J. Watson y D. Zarouchas, «The effect of the fatigue damage accumulation process on the damping and stiffness properties of adhesively bonded composite structures,» *Composite Structures*, vol. 287, n° 1, pp. 1-13, 2022.
- [64] C. Guyott, *The non-destructive testing of adhesively bonded structures*, London: Imperial College of Science and Technology, 1986.
- [65] R. D. Adams y B. W. Drinkwater, «Nondestructive testing of adhesively-bonded joints,» *NDT&E International*, , vol. 30, n° 2, pp. 93-98, 1997.

- [66] A. Fatemi y L. Yang, «Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art of the homogeneous materials,» *International Journal of Fatigue*, vol. 20, nº 1, pp. 9-34, 1998.
- [67] D.-a. M. Amafibia, D. Montalvão, O. David-West y G. Haritos, «A Review of Structural Health Monitoring Techniques as Applied to Composite Structures,» *SDHM Structural Durability and Health Monitoring*, vol. 11, nº 2, pp. 91-147, 2018.
- [68] O. Volkersen, «Die Niekraftverteilung in Zugbeanspruchten mit Konstanten Laschenquerschnitten,» *Luftfahrtforschung*, vol. 15, pp. 41-47, 1938.
- [69] M. Goland y E. Reissner, «The Stresses in Cemented Joints,» *Journal of Applied Mechanics*, vol. 11, pp. A17-A27, 1944.
- [70] D. Bigwood y A. Crocombe, «Elastic analysis and engineering design formulae for bonded joints,» *International Journal of Adhesion and Adhesives*, pp. 229-242, 1989.
- [71] S.-W. Khoo, S. Karuppanan y C.-S. Tan, «Review of surface deformation and strain measurement using two-dimensional digital image correlation,» *Metrology and measurement systems*, vol. 23, nº 3, pp. 461-480, 2016.
- [72] B. Pan, K. Qian, H. Xie y A. Asundi, «Two-dimensional digital image correlation for in-plane displacement and strain measurement: a review,» *Measurement Science and Technology*, vol. 20, nº 6, 2009.
- [73] W. H. Peters y W. F. Ranson, «Digital Imaging Techniques In Experimental Stress Analysis,» *Optical engineering*, vol. 21, nº 3, 1982.
- [74] P. Lopez-Cruz, J. Laliberte y L. Lessard, «Investigation of bolted/bonded composite joint behaviour using design of experiments,» *Composite Structures*, vol. 170, pp. 192-201, 2017.
- [75] M. A. Sutton, J. J. Orteu y H. Schreier, *Image correlation for shape, motion and deformation measurements: Basic concepts, theory and applications*, Boston, MA, US: Springer Science & Business Media, 2009.
- [76] S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, Prentice Hall, 2011.
- [77] A. G. Piersol y T. L. Paez, *Harris' Shock and Vibration Handbook*, McGraw Hill, 2010.
- [78] S. Braun, D. Ewins y S. Rao, *Encyclopedia of Vibration*, Academic Press, 2002.

- [79] W. T. Thomson y M. D. Dahleh, *Theory of Vibration with Applications*, 5a ed., Prentice Hall, 1998.
- [80] W. Young y R. Budynas, *Roark's Formulas for Stress and Strain*, McGraw-Hill, 2002.
- [81] G. A. Lesieutre, «Damping in FE Models,» de *Encyclopedia of Vibration*, London, UK, Academic Press, 2002, pp. 321-388.
- [82] Q. P. Unterreithmeier, T. Faust y J. P. Kotthaus, «Damping of nanomechanical resonators,» *Physical review letters*, vol. 105, nº 2, p. 027205, 2010.
- [83] J. W. S. B. Rayleigh, *Theory of Sound*, Dover, 1896.
- [84] C. Cruz y E. Miranda, «A Critical Review of the Rayleigh Damping Model,» de *16th World Conference on Earthquake*, Santiago, Chile, 2017.
- [85] S. Adhikari y A. S. Phani, «Rayleigh's classical damping revisited,» de *International Conference on Civil Engineering in the New Millennium: Opportunities and Challenges*, 2007.
- [86] A. Alipour y F. Zareian, «Study Rayleigh Damping in Structures; Uncerainties and Treatments,» de *14th World Conference on Earthquake Engineering*, Beijing, China, 2008.
- [87] E. Wolf, «Fatigue crack closure under cyclic tension,» *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 2, nº 1, pp. 37-45, 1970.
- [88] M. Parry, S. Syngellakis y I. Sinclair, «Investigation of roughness induced crack closure effects in fatigue,» *Damage & Fracture Mechanics VI*, pp. 313-322, 2000.
- [89] W. Liu y M. E. Barkey, «The effects of breathing behaviour on crack growth of a vibrating beam,» *Shock and Vibration*, p. 12 pp, 2018.
- [90] K. Worden y J. M. Dulieu-Barton, «An Overview of Intelligent Fault Detection in Systems and Structures,» *Journal of Structural Health Monitoring*, vol. 3, nº 1, pp. 85-98, 2004.
- [91] G. Z. Voyiadjis, P. I. Kattan y M. A. Yousef, «Section I Continuum Damage Mechanics Fundamentals,» de *Handbook of Damage Mechanics*, vol. I, New York, Springer, 2015, pp. 1-42.
- [92] R. Balieu, F. Lauro, B. Bennani, G. Haugou, F. Chaari, T. Matsumoto y E. Mottola, «Damage at high strain rates in semi-crystalline polymers,» *International Journal of Impact Engineering*, pp. 1-8, 2015.

- [93] J. Lemaitre, «A Continuous Damage Mechanics Model for Ductile Fracture,» *Journal of Engineering Materials and Technology*, vol. 107, pp. 84-89, 1985.
- [94] C. Basaran, S. Nie, J. Gomez, E. Gunel, S. Li, M. Lin, H. Tang, C. Yan, W. Yao y H. Ye, «23. Thermodynamics Theory for Damage Evolution in Solids,» de *Handbook of Damage Mechanics, Nano to Macro Scale for Materials*, New York, Springer Science+Business Media, 2015, pp. 721-762.
- [95] 3M Company, *Safety Data Sheet - 3M™ Scotch-Weld™ Epoxy Adhesive EC-2216 B/A Gray*, 2017.
- [96] ASTM International, *ASTM D2651-01(2016), Standard Guide for Preparation of Metal Surfaces for Adhesive Bonding*, West Conshohocken, PA 19428-2959. United States: ASTM International, 2016.
- [97] P. Walker y W. H. Tarn, *Handbook of Metal Etchants*, Boca Raton, FL: CRC Press, 1991.
- [98] J. d. J. Villalobos-Luna, D. F. Ledezma-Ramírez, E. U. Rojo-Rodríguez y P. López-Cruz, «Teaching structural dynamics in aeronautic engineering: A hands-on approach using frequency response analysis of a quadrotor UAV,» *International Journal of Mechanical Engineering Education*, pp. 1-21, 2025.
- [99] J. G. Puente-Córdova, F. Y. Rentería-Baltíerrez, J. d. J. Villalobos-Luna y P. López-Cruz, «Fractional Viscoelastic Modeling of Multi-Step Creep and Relaxation in an Aerospace Epoxy Adhesive,» *Symmetry*, vol. 18, nº 130, pp. 1-20, 2026.
- [100] J. Villalobos-Luna, P. López-Cruz, D. Ledezma-Ramírez y J. Puente-Córdova, «Experimental Analysis of Energy Dissipation in Structural Adhesive Joints: Relationship Between Hysteresis and Modal Damping,» *Experimental Mechanics*, 2026.