



UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

GRUPO DE MECANIZACIÓN Y TECNOLOGÍA RURAL. AGR-126

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA AGRONÓMICA Y DE MONTES
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE CÓRDOBA**

Tesis Doctoral

Modelado y análisis dinámico del olivo sometido a vibración mecánica

Dynamic modeling and analysis of the olive tree subjected to vibration

Doctorando:

Rafael Luque Mohedano

Directores:

Gregorio L. Blanco Roldán
Rafael Rubén Sola Guirado

Programa de doctorado:

Ingeniería Agraria, Alimentaria, Forestal y del Desarrollo Rural Sostenible

Fecha de depósito: 23 mayo de 2024

TITULO: *Modelado y análisis dinámico del olivo sometido a vibración mecánica*

AUTOR: *Rafael Luque Mohedano*

© Edita: UCOPress. 2024
Campus de Rabanales
Ctra. Nacional IV, Km. 396 A
14071 Córdoba

[https://www.uco.es/ucopress/index.php/es/
ucopress@uco.es](https://www.uco.es/ucopress/index.php/es/ucopress@uco.es)

**DOCTORANDA/O**

Rafael Luque Mohedano

TÍTULO DE LA TESIS:

Modelado y análisis dinámico del olivo sometido a vibración mecánica

INFORME RAZONADO DE LAS/LOS DIRECTORAS/ES DE LA TESIS**(se hará mención a la evolución y desarrollo de la tesis, así como a trabajos y publicaciones derivados de la misma)**

Los directores de la presente Tesis Doctoral, Profesor Dr. Rafael Rubén Sola Guirado y Profesor Dr. Gregorio L. Blanco Roldán, emiten INFORME FAVORABLE para la lectura de la misma, subrayando el cumplimiento, por parte del Doctorando, de todas las objetivos y actividades marcados en el Plan de Investigación y el Plan de Formación elaborados dentro del Programa de Doctorado.

Asimismo, se destaca que los resultados obtenidos permiten avalar la hipótesis de partida, habiéndose desarrollado en el seno del Proyecto de Compra Pública Precomercial (CPP) INNOLIVAR y dando lugar a 1 publicación científica indexada en primer decil (D1), según el Journal Citation Reports (JCR), cumpliendo con esto los requisitos establecidos por la Universidad de Córdoba para la presentación de la Tesis Doctoral.

A continuación, se relacionan los proyectos y publicaciones citados relacionadas con la Tesis:

- Proyecto CPP INNOLIVAR - Compra Pública de Innovación en su modalidad de Compra Pública Precomercial (CPP). Convenio entre el Ministerio de Economía, Industria y Competitividad (actual Ministerio de Ciencia, Innovación) y la Universidad de Córdoba, cofinanciado en un 80% por fondos FEDER, dentro del Programa Operativo Pluriregional de España 2014-2020.
- Artículos científicos JCR: Sola-Guirado, R. R., Luque-Mohedano, R., Tombesi, S., & Blanco-Roldan, G. (2022). Effect of leaves in the dynamic response of olive tree branches and their computational model. Computers and Electronics in Agriculture, 203, 107490. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2022.107490>. Impacto científico: CiteScore: 13.6; Revista (JCR): Impact Factor: 8.3; Categoría: Agriculture, Multidisciplinary – Scie; Posición: 1/58; Cuartil: Q1; Decil: D1.

Por todo ello, se autoriza la presentación de la tesis doctoral.

Córdoba, a 20 de mayo de 2024

Las/los directoras/es

Fdo.:

Nombre y Apellidos

Agradecimientos

Quiero expresar mi agradecimiento a todas las personas que, de una forma u otra, han contribuido al desarrollo y finalización de esta tesis doctoral.

En primer lugar, deseo agradecer a mis directores de tesis, Rubén y Gregorio, por su guía, apoyo y paciencia durante todo este proceso. Su conocimiento, dedicación y compromiso han sido fundamentales para la realización de este trabajo.

A mi familia, que siempre ha estado a mi lado, brindándome su cariño y apoyo incondicional.

A mis padres, por mostrarme su ejemplo y por todo el esfuerzo que me han dedicado.

A mi hermana que siempre ha creído en mí y a mi hermano por cuidarme cuando era pequeño.

A mis sobrinos, grandes y pequeños, que me permiten seguir jugando como si fuera un niño.

Y a toda mi familia política, a la que también puedo llamar simplemente familia, sin un apellido tan feo.

Pero, sobre todo, quiero expresar mi más profundo agradecimiento a mi esposa Ana. Gracias por tu amor, paciencia y comprensión durante todos los años que llevamos juntos. Sin ti, este logro no habría sido posible.

A todos, mi más sincero agradecimiento.



UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

GRUPO DE MECANIZACIÓN Y TECNOLOGÍA RURAL. AGR-126

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA AGRONÓMICA Y DE MONTES
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE CÓRDOBA**

Tesis Doctoral

Modelado y análisis dinámico del olivo sometido a vibración mecánica

Dynamic modeling and analysis of the olive tree subjected to vibration

Doctorando:

Rafael Luque Mohedano

Directores:

Gregorio L. Blanco Roldán
Rafael Rubén Sola Guirado

Programa de doctorado:

Ingeniería Agraria, Alimentaria, Forestal y del Desarrollo Rural Sostenible

Fecha de depósito: 23 mayo de 2024

RESUMEN

En esta Tesis Doctoral se plantea la hipótesis de que es posible determinar el comportamiento dinámico del olivo cuando es sometido a vibración mecánica mediante la aplicación de modelos computacionales. Con base en esta hipótesis, el objetivo general es desarrollar una metodología que permita analizar el comportamiento dinámico del olivo y de los vibradores de troncos utilizados en la recolección de frutos, empleando técnicas de elementos finitos y evaluándola en condiciones reales de trabajo en campo.

Se identificaron los parámetros relacionados con la geometría y los materiales de los sistemas estudiados para construir modelos dinámicos de ramas de olivo sometidas a vibración forzada y de un vibrador de troncos interactuando con un poste de pruebas. Se desarrollaron modelos utilizando el Método de los Elementos Finitos adaptados para predecir el comportamiento de estos sistemas. Finalmente, se evaluó y validó el modelo mediante un proceso que incluyó la obtención de datos reales a través de ensayos en laboratorio y campo, así como la comparación de estos datos con los obtenidos por simulación.

La metodología desarrollada ha demostrado ser adecuada para determinar el comportamiento dinámico del sistema árbol-máquina utilizando el Método de los Elementos Finitos. Es fundamental considerar las propiedades mecánicas específicas de los elementos del sistema, como las ramas y los vibradores. Los resultados de las simulaciones presentan una buena correlación con los datos obtenidos en los ensayos experimentales; sin embargo, también se han observado discrepancias en ciertas simulaciones. Se han identificado las principales fuentes de error en los modelos y se han indicado las áreas específicas donde se requiere un mayor esfuerzo para mejorar la precisión de los mismos.

ÍNDICES DE CONTENIDO

CONTENIDO

1 INTRODUCCIÓN Y JUSTIFICACIÓN	3
2 HIPÓTESIS DE PARTIDA Y OBJETIVOS	11
3 ANTECEDENTES	15
3.1. INTRODUCCIÓN.....	15
3.2. DERRIBO DEL FRUTO POR VIBRACIÓN Y/O SACUDIDA.....	16
3.3. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL OLIVO	18
3.4. MODELIZACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS.....	21
3.4.1. <i>Fundamentos del método</i>	21
3.4.2. <i>Estudio de la geometría del árbol y de las propiedades de la madera</i>	22
3.4.3. <i>Aplicaciones en la ingeniería de biosistemas</i>	26
4 MATERIALES Y MÉTODOS	31
4.1. INTRODUCCIÓN.....	31
4.2. MODELIZACIÓN DE LOS SISTEMAS DINÁMICOS ESTUDIADOS	31
4.2.1. <i>Ecuación general del movimiento</i>	31
4.2.2. <i>Caracterización de los parámetros del sistema</i>	34
4.2.2.1. Geometría.....	34
4.2.2.2. Parámetros relativos a los materiales.....	36
4.2.2.3. Parámetros de excitación y respuesta dinámica del sistema	38
4.2.3. <i>Modelización mediante el Método de los Elementos Finitos</i>	39
4.2.3.1 Malla de elementos finitos:.....	39
4.2.3.2 Condiciones de Contorno:	39
4.2.3.3 Amortiguamiento:.....	40
4.2.3.4 Resolución de las ecuaciones y convergencia:.....	41
4.2.3.5 Tipos de análisis:	42
4.3. EQUIPOS E INSTRUMENTACIÓN DE MEDIDA Y ANÁLISIS	43
4.3.1. <i>Equipos de generación de la vibración</i>	43
4.3.1.1. Vibrador electrodinámico.....	43
4.3.1.2. Vibrador de troncos experimental	44
4.3.2. <i>Sensores</i>	47
4.3.2.1. Medida de la fuerza	47
4.3.2.2. Medida de la vibración	47
4.3.3. <i>Analizador de señales dinámicas</i>	49
4.3.4. <i>Programas de diseño, simulación y análisis</i>	52
4.3.5. <i>Otros equipos e instrumentación</i>	53
4.4. ENSAYOS	53
4.4.1. <i>Ensayos de vibración de ramas de olivo</i>	53
4.4.1.1. Diseño de los ensayos.....	53
4.4.1.2. Descripción del material vegetal y del sistema de generación de la vibración.	54
4.4.1.3. Configuración de los equipos de medida y análisis	56
4.4.1.4 Aplicación del Método de los Elementos Finitos (MEF)	56
4.4.2 <i>Ensayos de vibración en olivo artificial (poste)</i>	64
4.4.2.1. Diseño de los ensayos.....	64
4.4.2.2. Descripción del sistema de generación de la vibración y del poste	65
4.4.2.3. Configuración de los equipos de medida y análisis	66
4.4.2.4. Aplicación del método de Elementos Finitos (MEF)	67

5 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	75
5.1 RESULTADOS. ENSAYOS DE VIBRACIÓN DE RAMAS DE OLIVO.....	75
5.1.1 <i>Resultados de los ensayos.</i>	75
5.1.1.1 Parámetros mecánicos obtenidos en los ensayos.....	75
5.1.1.2 Coeficientes de amortiguamiento de Rayleigh.....	76
5.1.1.3 Frecuencias naturales. Ensayos de oscilación libre.....	78
5.1.1.4 Respuesta en frecuencia. Ensayos de vibración con señal de ruido blanco aleatorio.	79
5.1.1.5 Respuesta en frecuencia. Ensayos de vibración con señal senoidal de 20 Hz.....	89
5.1.1.6 Transmisibilidad. Ensayos de vibración con señal de ruido blanco aleatorio.....	89
5.1.1.7 Transmisibilidad en frecuencia fija. Ensayos de vibración con señal senoidal de 20 Hz....	91
5.1.1.8 Valores de fuerza registrados por la célula de carga.....	92
5.1.2 <i>Resultados de las simulaciones.</i>	93
5.1.2.1 Frecuencias naturales. Análisis de estudio modal.....	93
5.1.2.2 Respuesta en frecuencia Simulaciones de los ensayos de vibración con señal de ruido blanco aleatorio.....	94
5.1.2.3 Transmisibilidad. Simulaciones de los ensayos de vibración con señal de ruido blanco aleatorio.....	101
5.1.2.4 Transmisibilidad en frecuencia fija. Simulaciones de los ensayos de vibración con señal senoidal de 20 Hz.....	102
5.1.3 <i>Comparativa y discusión de resultados.</i>	103
5.1.3.1 Frecuencias naturales. Comparativa de resultados.....	103
5.1.3.2 Repuesta en frecuencia. Comparativa de resultados.....	104
5.1.3.3 Transmisibilidad. Comparativa de resultados.....	110
5.1.3.4 Transmisibilidad en frecuencia fija. Comparativa de resultados.....	112
5.2 RESULTADOS. ENSAYOS DE VIBRACIÓN EN OLIVO ARTIFICIAL (POSTE).....	115
5.2.1. <i>Resultados de los ensayos</i>	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.1.1 Aceleraciones RMS.....	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.1.2 Transmisibilidad.....	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.2. <i>Resultados de las simulaciones.</i>	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.2.1 Estudio modal. Sistema Vibrador/Poste.....	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.2.2 Aceleraciones RMS. Resultados de las simulaciones.....	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.2.3 Transmisibilidad. Resultados de las simulaciones.....	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.3. <i>Comparativa y discusión de resultados</i>	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.3.1 Aceleraciones RMS. Comparativa de resultados.....	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.3.2 Transmisibilidad. Comparativa de resultados.....	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
5.2.3.3 Discusión.....	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
6 CONCLUSIONES	127
7 BIBLIOGRAFÍA	133

FIGURAS

FIGURA 1: TIPOLOGÍAS DE ÁRBOLES EN OLIVAR: TRADICIONAL (ARRIBA IZQUIERDA), INTENSIVO (ARRIBA DERECHA) O SUPERINTENSIVO (ABAJO).	4
FIGURA 2: MÁQUINAS DE RECOLECCIÓN DE LA ACEITUNA BASADAS EN VIBRADORES DE TRONCOS: VIBRADOR ACOPLADO AL TRACTOR (ARRIBA IZQUIERDA Y DERECHA), VIBRADOR AUTOPROPULSADO (ARRIBA DERECHA), PLATAFORMAS DE RECOGIDA (DOC. CPP MECAOLIVAR) (ABAJO IZQUIERDA) Y COSECHADORA CABALGANTE (DOC. CPP INNOLIVAR) (ABAJO DERECHA).	7
FIGURA 3: MAPA CONCEPTUAL DE LOS OBJETIVOS DE LA TESIS DOCTORAL. ESTUDIO DE RAMAS DE OLIVO (IZQUIERDA) Y SISTEMA VIBRADOR-POSTE (DERECHA).	12
FIGURA 4: ESTRUCTURA COMPLEJA DE RAMAS DE UN ÁRBOL Y SU MODELO DINÁMICO MASA-MUELLE-AMORTIGUADOR EQUIVALENTE (K. JAMES, 2003)	20
FIGURA 5: MODELADO POR DENSIDAD DE PUNTOS OBTENIDO CON MEDICIÓN LÁSER. (BREDE ET AL., 2019)	24
FIGURA 6: MODELO DE ÁRBOL PARA SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS. (BENTAHER ET AL., 2013)	26
FIGURA 7: MODELO DEL SISTEMA VIBRADOR-TRONCO PARA SU USO CON EL MEF (LÁNG, 2006)	27
FIGURA 8: PUNTOS ESTUDIADOS EN EL ANÁLISIS DE RESPUESTA ARMÓNICA DEL ÁRBOL MODELADO. (NIU ET AL., 2022)	28
FIGURA 9: REPRESENTACIÓN VIRTUAL DEL MODELO DE RAMA SIMPLIFICADA PLANTEADO EN ESTE TRABAJO, FORMADO POR LA ESTRUCTURA PRINCIPAL DE UNA RAMA Y VARILLAS QUE SIMULAN LOS TALLOS. MODELO REALIZADO EN SOLIDWORKS (IZQUIERDA) PREPARADO PARA SIMULACIÓN EN ANSYS (DERECHA).	35
FIGURA 10: CURVAS DE DESPLAZAMIENTO EN FUNCIÓN DEL TIEMPO EN LOS TRES TIPOS DE SISTEMAS AMORTIGUADOS	37
FIGURA 11: VIBRADOR ELECTRODINÁMICO DURANTE UN ENSAYO DE RAMAS DE OLIVO. SE PUEDE OBSERVAR EL SISTEMA DE CONTROL: ANALIZADOR DE SEÑALES DINÁMICAS CON SOFTWARE DE GENERACIÓN DE LA EXCITACIÓN (1) Y AMPLIFICADOR (2); LA CÉLULA DE CARGA PARA LA MEDIDA DE LA FUERZA (3) Y EL BRAZO DE ACTUACIÓN SOBRE LA RAMA (4)	44
FIGURA 12: VIBRADOR DE TRONCOS EXPERIMENTAL	45
FIGURA 13: REPRESENTACIÓN DE LA MASA EXCÉNTRICA DEL VIBRADOR EN EL SOFTWARE ANSYS 19.2 PARA EL CÁLCULO DEL MÓDULO DE LA FUERZA GENERADA (IZQUIERDA) Y MODELO REAL INCORPORADO EN EL VIBRADOR (DERECHA)	46
FIGURA 14: DETALLE DE UBICACIÓN DE LA CÉLULA DE CARGA EN EL VIBRADOR ELECTRODINÁMICO	46
FIGURA 15: ENSAYO DE UNA RAMA DE OLIVO DONDE SE MUESTRA LA UBICACIÓN DE LOS ACELERÓMETROS (IZQUIERDA) Y DETALLE DE SU MONTAJE (DERECHA).	48
FIGURA 16: VIBRÓMETRO LÁSER UTILIZADO EN LOS ENSAYOS	50
FIGURA 17: SECUENCIA DE UN ENSAYO DE VIBRACIÓN FORZADA SOBRE RAMAS DE OLIVO. VISTA GENERAL, EN PLANTA Y FRONTAL, DE RAMAS CON HOJAS, Y RAMAS DESNUDAS.	54
FIGURA 18: SEÑAL OBTENIDA DEL ENSAYO DE OSCILACIÓN LIBRE DE UNA RAMA PARA APLICACIÓN MÉTODO DEL DECREMENTO LOGARÍTMICO	59
FIGURA 19: DISPOSITIVO DE MEDIDA DE LAS COORDENADAS CARTESIANAS (X, Y, Z) DE LAS RAMAS MOSTRANDO DOS MEDICIONES (IZQUIERDA Y DERECHA) DE LAS TRES NECESARIAS (ESQUEMA DEL CENTRO)	62
FIGURA 20: UBICACIÓN DE LOS ACELERÓMETROS TRIAXIALES PARA LOS ENSAYOS DE VIBRACIÓN DEL POSTE: VISTA FRONTAL Y DETALLE DE UBICACIÓN EN LA PINZA.	67
FIGURA 21: CÁLCULO DE LA GEOMETRÍA DEFORMADA DE LAS ALMOHADILLAS PRESIONADAS EN EL POSTE	68
FIGURA 22: GEOMETRÍA DE VIBRADOR Y POSTE SIMPLIFICADAS PARA LAS SIMULACIONES DINÁMICAS. UBICACIÓN DE UNIONES Y CONTACTOS UTILIZADOS COMO CONDICIONES DE CONTORNO.	70
FIGURA 23: MALLA DEL SISTEMA COMPLETO.	72
FIGURA 24: VALORES DE AMORTIGUAMIENTO EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA OBTENIDOS DEL ENSAYO DE VIBRACIÓN LIBRE REALIZADO CON LA ESTRUCTURA DE LA RAMA. AJUSTE DE LA ECUACIÓN DE RAYLEIGH (AMORTIGUAMIENTO TOTAL) ...	77
FIGURA 25: VALORES DE AMORTIGUAMIENTO EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA OBTENIDOS DEL ENSAYO DE VIBRACIÓN LIBRE REALIZADO CON LOS TALLOS. AJUSTE DE LA ECUACIÓN DE RAYLEIGH (AMORTIGUAMIENTO TOTAL)	77
FIGURA 26: EJEMPLO DE GRÁFICA FFT OBTENIDA EN EL ENSAYO DE OSCILACIÓN LIBRE DE UNA RAMA.	78

FIGURA 27: EJEMPLO DEL PROCESO DE OBTENCIÓN DE LOS GRÁFICOS DE ACELERACIÓN EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA EN UN ENSAYO DE RAMAS SOMETIDAS A VIBRACIÓN CON RUIDO BLANCO ALEATORIO: (A) SEÑAL EN EL DOMINIO DEL TIEMPO (ARRIBA); (B) SEÑAL EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA: FFT.....	80
FIGURA 28: CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN RESULTANTE EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA A PARTIR DE LOS DATOS DE ACELERACIÓN OBTENIDOS EN CADA EJE CARTESIANO DE LOS ACELERÓMETROS.....	81
FIGURA 29: ENSAYOS DE RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIA Y DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V).....	83
FIGURA 30: ENSAYOS DE RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIA Y DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V).....	84
FIGURA 31: ENSAYOS DE RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIA Y DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL EXTREMO DE LAS RAMAS (L).	85
FIGURA 32: ENSAYOS DE RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIA Y DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL EXTREMO DE LAS RAMAS (L).	86
FIGURA 33: ENSAYOS DE RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V) Y EN EL EXTREMO DE LAS RAMAS (L).....	87
FIGURA 34: ENSAYOS DE RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V) Y EN EL EXTREMO DE LAS RAMAS (L).....	88
FIGURA 35: ENSAYOS DE VIBRACIÓN SENOIDAL DE 20 Hz EN RAMAS PEQUEÑAS Y MEDIANAS COMPLETAS Y DESNUDAS. VALORES DE LAS ACELERACIONES RMS REGISTRADAS EN EL EXTREMO DE LAS RAMAS (L). DE IZQUIERDA A DERECHA: RAMAS PEQUEÑAS COMPLETAS (RPC), RAMAS MEDIANAS COMPLETAS (RMC), RAMAS PEQUEÑAS DESNUDAS (RPD), RAMAS MEDIANAS DESNUDAS (RMD).....	89
FIGURA 36: ENSAYOS DE VIBRACIÓN CON RUIDO BLANCO ALEATORIO EN RAMAS COMPLETAS PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA.	90
FIGURA 37: ENSAYOS DE VIBRACIÓN CON RUIDO BLANCO ALEATORIO EN RAMAS DESNUDAS. PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA.	91
FIGURA 38: ENSAYOS DE VIBRACIÓN SENOIDAL DE 20 Hz EN RAMAS PEQUEÑAS Y MEDIANAS COMPLETAS Y DESNUDAS (SIN HOJAS). VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD. DE IZQUIERDA A DERECHA: RAMAS PEQUEÑAS COMPLETAS (RPC), RAMAS MEDIANAS COMPLETAS (RMC), RAMAS PEQUEÑAS DESNUDAS (RPD), RAMAS MEDIANAS DESNUDAS (RMD).	92
FIGURA 39: ENSAYOS DE VIBRACIÓN CON RUIDO BLANCO ALEATORIO EN RAMAS PEQUEÑAS Y MEDIANAS. VALORES DE LA MEDIANA DE LA FUERZA EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA. LOS COLORES INDICAN: RAMAS PEQUEÑAS COMPLETAS (RPC), RAMAS MEDIANAS COMPLETAS (RMC), RAMAS PEQUEÑAS DESNUDAS (RPD), RAMAS MEDIANAS DESNUDAS (RMD).	93
FIGURA 40: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. ENSAYOS DE RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIA Y DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V).	95
FIGURA 41: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. ENSAYOS DE RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIA Y DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V).	96
FIGURA 42: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. ENSAYOS DE RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIA Y DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL EXTREMO DE LAS RAMAS (L).	97
FIGURA 43: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. ENSAYOS DE RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIA Y DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL EXTREMO DE LAS RAMAS (L).	98

FIGURA 44: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. ENSAYOS DE RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V) Y EN EL EXTREMO DE LAS RAMAS (L).	99
FIGURA 45: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. ENSAYOS DE RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V) Y EN EL EXTREMO DE LAS RAMAS (L).	100
FIGURA 46: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. ENSAYOS DE VIBRACIÓN CON RUIDO BLANCO ALEATORIO EN RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA.	101
FIGURA 47: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. ENSAYOS DE VIBRACIÓN CON RUIDO BLANCO ALEATORIO EN RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO). VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA.	102
FIGURA 48: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. ENSAYOS DE VIBRACIÓN SENOIDAL DE 20 HZ EN RAMAS PEQUEÑAS Y MEDIANAS COMPLETAS Y DESNUDAS. VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD. DE IZQUIERDA A DERECHA: RAMAS PEQUEÑAS COMPLETAS (RPC), RAMAS MEDIANAS COMPLETAS (RMC), RAMAS PEQUEÑAS DESNUDAS (RPD), RAMAS MEDIANAS DESNUDAS (RMD).	103
FIGURA 49: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V) PARA RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO), OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS (E) Y LAS SIMULACIONES (S).	105
FIGURA 50: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL PUNTO DE GENERACIÓN DE LA VIBRACIÓN (V) PARA RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO), OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS (E) Y LAS SIMULACIONES (S).	106
FIGURA 51: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL EXTREMO (L) PARA RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO), OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS (E) Y LAS SIMULACIONES (S).	107
FIGURA 52: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES DE LA MEDIANA DE LA DENSIDAD ESPECTRAL DE POTENCIA (PSD) EN EL EXTREMO (L) PARA RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO), OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS (E) Y LAS SIMULACIONES (S).	108
FIGURA 53: COMPARATIVA DE RESULTADOS. ENSAYOS DE VIBRACIÓN CON RUIDO BLANCO ALEATORIO. VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA EN RAMAS COMPLETAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO), OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS (E) Y EN LAS SIMULACIONES (S).	111
FIGURA 54: COMPARATIVA DE RESULTADOS. ENSAYOS DE VIBRACIÓN CON RUIDO BLANCO ALEATORIO. VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA EN RAMAS DESNUDAS, PEQUEÑAS (ARRIBA) Y MEDIANAS (ABAJO), OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS (E) Y LAS SIMULACIONES (S).	112
FIGURA 55: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD PARA RAMAS PEQUEÑAS COMPLETAS (RPC) Y RAMAS MEDIANAS COMPLETAS (RMC) OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS (E) Y LAS SIMULACIONES (S).	113
FIGURA 56: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES DE LA TRANSMISIBILIDAD PARA RAMAS PEQUEÑAS DESNUDAS (RPD) Y RAMAS MEDIANAS DESNUDAS (RMD) OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS (E) Y LAS SIMULACIONES (S).	114
FIGURA 57: DEFORMACIONES EN MM CALCULADOS EN LOS TRES PRIMEROS MODOS DEL ANÁLISIS MODAL. LAS POSICIONES 1 Y 2 REPRESENTAN LA DEFORMACIÓN MÁXIMA EN CADA DIRECCIÓN.	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
FIGURA 58: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES RMS DE LAS ACELERACIONES RESULTANTES OBTENIDAS EN LOS ENSAYOS DE VIBRACIÓN EN OLIVO ARTIFICIAL (POSTE) Y EN LAS SIMULACIONES. EN CADA GRÁFICO, EL TÍTULO CORRESPONDE A LA DENOMINACIÓN DE LA COMBINACIÓN DE ENSAYO EN EL POSTE, SEGÚN TABLA 11 DE MATERIALES Y MÉTODOS, Y EL EJE DE ABCISAS INDICA LOS PUNTOS DE MEDIDA DE LAS ACELERACIONES (C: PUNTO EN EL CABEZAL DEL VIBRADOR; PA: PUNTO DE AGARRE DEL VIBRADOR AL POSTE; PS: PUNTO EN EL EXTREMO SUPERIOR DEL POSTE). ...	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

TABLAS

TABLA 1: SISTEMAS DE CULTIVO DEL OLIVAR EN ESPAÑA: DISTRIBUCIÓN SUPERFICIAL (AEMO, 2023)	5
TABLA 2: SISTEMAS DE CULTIVO DEL OLIVAR EN ESPAÑA: COSTES TOTALES (€/HA) Y DISTRIBUCIÓN DE COSTES (%) EN FUNCIÓN DE LAS TÉCNICAS DE CULTIVO (AEMO, 2020).....	5
TABLA 3: CLASIFICACIÓN DE LA MAQUINARIA DE RECOLECCIÓN DEL OLIVAR (BLANCO-ROLDÁN ET AL., 2009)	6
TABLA 4: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL VIBRADOR ELECTRODINÁMICO UTILIZADO EN LOS ENSAYOS (LDS V406).	43
TABLA 5: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA CÉLULA DE CARGA UTILIZADA EN LOS ENSAYOS (INTERFACE SM-5000 N).....	47
TABLA 6: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LOS ACELERÓMETROS UTILIZADOS EN LOS ENSAYOS (PCB 356A32).	48
TABLA 7: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL VIBRÓMETRO LÁSER UTILIZADO EN LOS ENSAYOS (POLYTEC PDV 100).....	49
TABLA 8: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ANALIZADOR DE SEÑALES DINÁMICAS UTILIZADO EN LOS ENSAYOS (OROS OR36 MOBI-PACK).....	50
TABLA 9: SUPUESTOS DE CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS MECÁNICOS DE LAS RAMAS INTRODUCIDOS EN EL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS.....	57
TABLA 10: PARÁMETROS MECÁNICOS MEDIOS MEDIDOS Y CALCULADOS A PARTIR DE LOS ENSAYOS REALIZADOS CON RAMAS DE OLIVOS. VALORES MOSTRADOS EN VALOR MEDIO Y DESVIACIÓN ESTÁNDAR.....	63
TABLA 11: ENSAYOS DE VIBRACIÓN EN OLIVO ARTIFICIAL (POSTE)	65
TABLA 12: PRINCIPALES PARÁMETROS MECÁNICOS OBTENIDOS EN LAS RAMAS. LOS VALORES MOSTRADOS REPRESENTAN LA MEDIA ± DESVIACIÓN TÍPICA.	75
TABLA 13: VALORES DE LOS COEFICIENTES DE AMORTIGUACIÓN DE RAYLEIGH (A Y B).	77
TABLA 14: VALORES DE LAS DOS PRIMERAS FRECUENCIAS NATURALES (N1 Y N2) OBTENIDAS EN LOS ENSAYOS DE OSCILACIÓN LIBRE DE LAS RAMAS COMPLETAS DE LOS TAMAÑOS PEQUEÑO Y MEDIANO.	78
TABLA 15: VALORES DE LAS DOS PRIMERAS FRECUENCIAS NATURALES (N1 Y N2) OBTENIDAS EN LOS ENSAYOS DE OSCILACIÓN LIBRE DE LAS RAMAS DESNUDAS (SIN HOJAS) DE LOS TAMAÑOS PEQUEÑO Y MEDIANO.	79
TABLA 16: VALORES DE LAS DOS PRIMERAS FRECUENCIAS NATURALES (N1 Y N2) OBTENIDAS EN LOS ANÁLISIS MODALES DE LAS RAMAS COMPLETAS DE LOS TAMAÑOS PEQUEÑO Y MEDIANO.	93
TABLA 17: VALORES DE LAS DOS PRIMERAS FRECUENCIAS NATURALES (N1 Y N2) OBTENIDAS EN LOS ANÁLISIS MODALES DE LAS RAMAS DESNUDAS DE LOS TAMAÑOS PEQUEÑO Y MEDIANO.	94
TABLA 18: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES DE LAS DOS PRIMERAS FRECUENCIAS NATURALES (FN1 Y FN2) OBTENIDAS EN LOS ENSAYOS Y EN LAS SIMULACIONES DE RAMAS PEQUEÑAS Y MEDIANAS COMPLETAS Y DESNUDAS (SIN HOJAS)..	104
TABLA 19: VALORES RMS DE LAS ACELERACIONES RESULTANTES OBTENIDAS EN LOS ENSAYOS DE VIBRACIÓN EN OLIVO ARTIFICIAL (POSTE).	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA 20: VALORES DE TRANSMISIBILIDAD OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS DE VIBRACIÓN EN OLIVO ARTIFICIAL (POSTE)..	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA 21: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. VALORES RMS DE LAS ACELERACIONES RESULTANTES OBTENIDAS EN LOS ENSAYOS DE VIBRACIÓN EN OLIVO ARTIFICIAL (POSTE).	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA 22: RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES. VALORES DE TRANSMISIBILIDAD OBTENIDOS EN LOS ENSAYOS DE VIBRACIÓN EN OLIVO ARTIFICIAL (POSTE).	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA 23: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES RMS DE LAS ACELERACIONES RESULTANTES, OBTENIDAS EN LOS ENSAYOS DE VIBRACIÓN EN OLIVO ARTIFICIAL (POSTE) Y EN LAS SIMULACIONES, Y ERRORES RELATIVOS....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
TABLA 24: COMPARATIVA DE RESULTADOS. VALORES DE TRANSMISIBILIDAD, OBTENIDAS EN LOS ENSAYOS DE VIBRACIÓN EN OLIVO ARTIFICIAL (POSTE) Y EN LAS SIMULACIONES, Y ERRORES RELATIVOS.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.

ABREVIATURAS

- CAD: diseño asistido por ordenador (Computer Aided Design)
- CAE: ingeniería asistida por ordenador (Computer Aided Engineering)
- CAM: fabricación asistida por ordenador (Computer Aided Manufacturing)
- CPP: Compra Pública Pre-comercial
- ETSIAM: Escuela Técnica Superior de Ingeniería Agronómica y de Montes
- FFT: transformada rápida de Fourier (Fast Fourier Transform)
- LiDAR: medidor de distancias láser (Light Detection and Ranging)
- MAPA: Ministerio de Agricultura Pesca y Alimentación
- MEF: Método de los Elementos Finitos
- MSUP: método de superposición modal (Mode Superposition)
- OI: Olivar Intensivo
- OIAOE: Organizaciones Interprofesionales del Aceite de Oliva Español
- OS: Olivar Superintensivo o en Seto
- OTM: Olivar Tradicional Mecanizable
- OTNM: Olivar Tradicional no Mecanizable
- PSD: Densidad espectral de potencia (Power Spectral Density)
- UAV: vehículo aéreo no tripulado (Unmanned Aerial Vehicle)
- RMS: raíz de la media cuadrática (Root Mean Square)

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y JUSTIFICACIÓN

1 INTRODUCCIÓN Y JUSTIFICACIÓN

El olivo (*Olea europaea L.*) es una especie leñosa, originaria de la Cuenca Mediterránea, que lleva cultivándose más de 2000 años, siendo España el país que, actualmente, cuenta con la mayor superficie y producción media a nivel mundial, cifradas en 2.75 millones de hectáreas y 1.167 millones de toneladas, respectivamente (MAPA, 2023).

Aunque, en los últimos años su progresión, en todos los ámbitos, ha sido espectacular, fue en los 70 del siglo pasado cuando empezó a pensarse en transformar el olivar en una verdadera especie frutal, para lo cual se debían incorporar técnicas de cultivo modernas y nuevas máquinas que pudieran implementarlas, mejorando la realización de las mismas y, con ello, la rentabilidad de las explotaciones.

Pero la base de todo estuvo en el diseño de las nuevas plantaciones, pasando de los árboles tradicionales de varios pies, marcos de plantación amplios y copas irregulares a árboles contruidos de manera más regular, con marcos más estrechos, que sólo tuvieran un pie recto y una copa globular, formada con podas de ejecución planificada, de tal forma que se aprovechara al máximo la radiación solar pero también se favoreciera la mecanización, naciendo así el denominado olivar intensivo. No obstante, el olivar tradicional, abrumadoramente mayoritario, entonces y ahora, ha marcado la pauta del desarrollo del cultivo y ha sido el motor del cambio tecnológico, hasta la aparición, a finales de los 90, del olivar en seto o superintensivo, momento en el cual empezó a registrarse un nuevo cambio.

En este sentido, la situación actual del olivar se encuentra enmarcada por las citadas **tipologías o sistemas de cultivo** que presenta, las cuales se definen, en función de la intensificación del mismo y su **mecanización**, en las siguientes (AEMO, 2020 y 2023):

- Olivar Tradicional No Mecanizable (generalmente, corresponde al conocido como olivar de sierra) (OTNM)
- Olivar Tradicional Mecanizable (OTM)
- Olivar Intensivo (OI)
- Olivar Superintensivo o en Seto (OS)

Las densidades de plantación correspondientes a las tipologías son: 80 a 120 árboles/hectárea, en OT, 200 a 800 árboles/hectárea, en OI, y 800 a 2000 árboles/hectárea, en OS; destacándose, también, como característica definitoria de las mismas, la arquitectura de sus árboles (Figura 1). La superficie ocupada por cada sistema de cultivo y sus Costes totales (€/ha) y en función de las técnicas de cultivo se muestran en la Tabla 1. La recolección es la operación que supone el mayor porcentaje de los costes totales, pudiendo llegar a más del 40 % (OTM de secano), por tanto, la mejora en su mecanización es clave para la sostenibilidad económica del sector. Actualmente, sólo en el OS se realiza

la recolección mecanizada integral con cosechadoras, aunque el OI también cuenta con máquinas específicas.



Figura 1: Tipologías de árboles en olivar: tradicional (arriba izquierda), intensivo (arriba derecha) o superintensivo (abajo).

En cuanto a la **maquinaria**, dentro de esta evolución histórico-tecnológica que se ha señalado, fueron introduciéndose nuevas aportaciones, se subraya, para el olivar tradicional, destacándose por su mayor impacto, los pulverizadores hidráulicos de chorro proyectado o atomizadores, destinados a los tratamientos fitosanitarios dirigidos a la copa de los olivos, y los vibradores de troncos, empleados para el derribo de la aceituna, que empezaron a utilizarse a finales de los 80 y 70, respectivamente, ambos provenientes de Estados Unidos donde se aplicaban a otros frutales, como los almendros, habiendo sido adaptados, progresivamente, a las condiciones españolas, gracias al esfuerzo conjunto de fabricantes, agricultores, técnicos y centros de investigación.

Lógicamente, dada la importancia de la **recolección**, al ser la tarea que más mano de obra demanda, lo que repercute, como se ha visto, directamente en los costes del cultivo, la maquinaria empleada en ella cobra especial relevancia. Esta se clasifica, tradicionalmente, según la función (operación) que desarrolla dentro del proceso (Blanco-Roldán et al., 2009) (Tabla 3), que puede realizarse, como es en la mayoría de los casos,

derribando la aceituna del árbol sobre un elemento de recepción o mallas (desde donde se recogen) o bien directamente recogiendo la aceituna que se ha caído al suelo (de forma natural o por derribo), recibiendo, por tanto, la denominación de **recolección de la aceituna del vuelo o del suelo**, respectivamente. En el primer caso, la operación exige la participación de varios operarios que coloquen las mallas debajo de los olivos, las retiren una vez recogida la aceituna derribada y las vacíen sobre los equipos de carga.

Tabla 1: Sistemas de cultivo del olivar en España: Distribución superficial (AEMO, 2023)

Tipología (Sistema de cultivo)	Superficie total	
	ha	%
Olivar Tradicional No Mecanizable (OTNM)	491.836	20,00
Olivar Tradicional Mecanizable	1.106.632	45,00
Secano (OTM Secano)	741.443	30,15
Regadío (OTM Regadío)	365.189	14,85
Olivar Intensivo	713.163	29,00
Secano (OI Secano)	427.898	17,40
Regadío (OI Regadío)	285.265	11,60
Olivar Superintensivo (OS)¹	147.551	6,00
Total²	2.459.182	100,00

¹El OS es fundamentalmente de regadío, pero también se incluyen las emergentes superficies de secano.

²La Superficie Total corresponde a olivar efectivamente cultivado con destino a almazara, excluyéndose la aceituna de mesa y las superficies no declaradas

Tabla 2: Sistemas de cultivo del olivar en España: Costes totales (€/ha) y distribución de costes (%) en función de las Técnicas de cultivo (AEMO, 2020).

Sistema de cultivo	OTNM	OTM Secano	OTM Regadío	OI Secano	OI Regadío	OS Regadío
Costes Totales (€/ha)	1.286,15	1.705,14	2.375,18	1.698,49	2.488,81	2.276,94
Distribución de costes (%)						
Aplicación Fitosanitarios	13,0	10,5	7,6	12,8	8,7	14,4
Poda y desvareto	15,6	15,6	11,2	16,0	10,9	14,2
Fertilización	11,0	9,1	6,5	13,0	8,9	10,8
Mantenimiento del suelo	21,7	23,7	17,0	23,2	15,9	10,4
Riego	0,0	0,0	19,4	0,0	20,1	23,8
Recolección	38,7	41,1	38,3	35,0	35,6	26,4
Total	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

Los **vibradores de troncos** (Figura 2) son las máquinas que más significación han tenido y tienen hoy en día, ya que constituyen el único medio mecanizado aplicable en todas las tipologías de olivar exceptuando el OS, habiendo evolucionado significativamente en todos sus componentes, destacándose los desarrollos oleohidráulicos y electrónicos (Blanco-Roldán et al., 2022). Estos avances, permiten, actualmente, en muchos modelos, automatizar algunas funciones, como el cierre y

apertura del sistema de agarre y el apriete del tronco, el ciclo de vibración y la detección del tronco, las cuales son fundamentales para incorporarlas en **cosechadoras de olivar**. Estas, cuyo exponente más significativo son las cosechadoras de olivar superintensivo, que surgieron hace más de 20 años, procedentes de las vendimiadoras, también cuentan con modelos para OI desde hace tiempo, aunque en España no han tenido mucha aceptación, debido a que la necesidad de adaptación del conjunto máquina-árbol ha paralizado el desarrollo de las mismas, ya que las plantaciones de OI no son tan homogéneas como las de OS.

Tabla 3: Clasificación de la maquinaria de recolección del olivar (Blanco-Roldán et al., 2009)

Operación		Maquinaria
Derribo	Por vibración	Vibradores (troncos y ramas)
	Por sacudida	Sacudidores
Recogida del fruto derribado	Sobre mallas	Equipos de ayuda para el movimiento de las mallas Equipos de carga Remolques de mallas Cajones recogedores-cargadores
	Sobre el suelo	Hileradoras Barredoras-Recogedoras
Derribo y recogida simultánea		Vibrador de troncos con paraguas invertido Plataformas de recogida con vibrador de troncos ¹ Cosechadoras de olivar ¹
Limpieza		Limpiadoras de campo
Transporte del fruto		Remolques

¹También incluyen sistemas de limpieza

En cuanto al **sistema de generación de la vibración**, si bien, al principio, aparecieron los sistemas unidireccionales y multidireccionales (dos masas excéntricas), luego, la mayor simplicidad del orbital (una masa excéntrica), ha ido copando el mercado, aunque, hay modelos que permiten la elección de un tipo u otro. En cualquier caso, la vibración generada debe **transmitirse** a través de la estructura del árbol y llegar hasta el sistema fruto-pedúnculo para provocar el derribo, de ahí la importancia de la construcción del **árbol** (tipología y adaptación mediante poda) y del **vibrador** (aceleración y frecuencia generadas y sistema de agarre al tronco), buscando siempre maximizar el porcentaje de derribo de fruto, por encima del 85 % se considera adecuado, y minimizar el daño al árbol, ocasionado, fundamentalmente, por rotura de la corteza.

Este es un proceso reiterativo que exige un coste importante, temporal y económico, tanto en el **diseño** como en los **ensayos** posteriores de verificación en condiciones reales de trabajo en campo, que ha venido realizándose, prácticamente, desde el principio de la introducción de estas máquinas, por los **fabricantes** de las mismas,

lógicamente, de forma simplificada, ya que la mayoría son pequeñas empresas muy localizadas en el ámbito geográfico de su venta.



Figura 2: Máquinas de recolección de la aceituna basadas en vibradores de troncos: vibrador acoplado al tractor (arriba izquierda y derecha), vibrador autopropulsado (arriba derecha), plataformas de recogida (Doc. CPP MECAOLIVAR) (abajo izquierda) y cosechadora cabalgante (Doc. CPP INNOLIVAR) (abajo derecha).

No obstante, la evolución del sector del olivar y de la de la maquinaria asociada, ha impulsado el crecimiento de las fábricas y la tecnificación de sus procesos de fabricación. En este contexto, se sitúan las **técnicas asistidas por ordenador**: diseño (CAD, *Computer Aided Design*), ingeniería (CAE, *Computer Aided Engineering*) y fabricación (CAM, *Computer Aided Manufacturing*). Y, en un nivel superior, los modelos computacionales basados en el cálculo por el **Método de los Elementos Finitos (MEF)**, que, si bien son todavía lejanos para muchas fábricas, cuentan con notables antecedentes científico-técnicos, partiendo del estudio de modelos matemáticos, iniciados en los años 80, que no pudieron ser explotados de forma suficiente por falta de medios y programas informáticos.

Aplicado al caso del conjunto olivo-vibrador, sería muy útil seguir avanzando en este ámbito y crear modelos que permitieran simular el comportamiento dinámico de ambas estructuras para así contribuir a la mejora en los procesos de diseño y fabricación, siendo esta la **justificación** de la presente Tesis Doctoral.

El **Grupo de Investigación AGR 126 “Mecanización y Tecnología Rural”** de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Agronómica y de Montes (ETSIAM) de la Universidad de Córdoba, dentro del cual se realiza la Tesis Doctoral, lleva más de 30 años investigando en la recolección mecanizada del olivar, habiendo realizado varias Tesis en los últimos años, en las que se han abordado distintos aspectos de los vibradores y de las vibraciones mecánicas aplicadas al derribo de la aceituna (Blanco-Roldan, 2002; Kouraba, 2005; Castro-Garcia, 2005; R. Sola-Guirado, 2017; Sánchez-Cachinero, 2023), siendo esta última resultado del desarrollo del Proyecto de Compra Pública Pre-comercial (CPP) INNOLIVAR (2017-2022), financiado por el actual Ministerio de Ciencia e Innovación y patrocinado por las Organizaciones **Interprofesionales del Aceite de Oliva Español (OIAOE)** y **de la Aceituna de Mesa (Interaceituna)**.

CAPÍTULO 2

HIPÓTESIS DE PARTIDA Y OBJETIVOS

2 HIPÓTESIS DE PARTIDA Y OBJETIVOS

La **Hipótesis** planteada en esta Tesis Doctoral es que existe la posibilidad de determinar el comportamiento dinámico del sistema árbol-máquina mediante la aplicación de modelos computacionales.

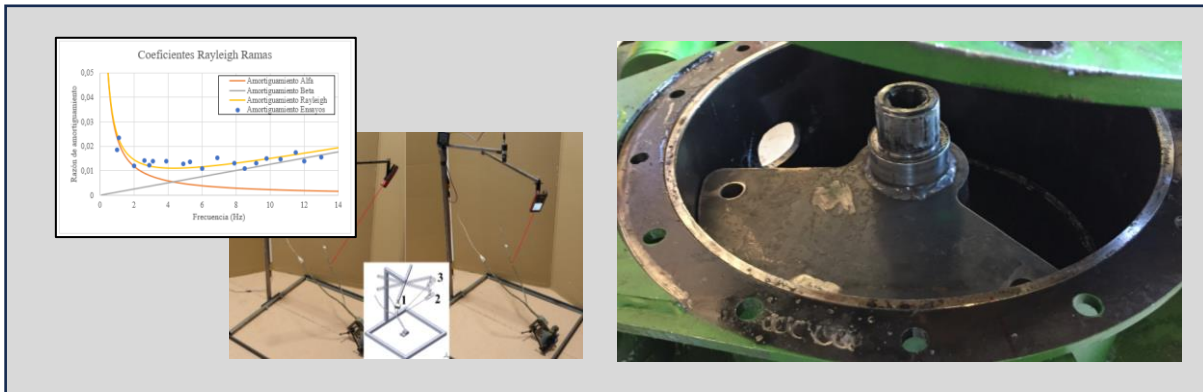
En base a esta Hipótesis, el **Objetivo general** de la Tesis Doctoral es desarrollar la metodología que permita analizar dicho comportamiento dinámico del olivo y de los vibradores de troncos empleados en el derribo de los frutos utilizando técnicas de elementos finitos y su evaluación en condiciones reales de trabajo en campo.

El objetivo general se concreta en varios **Objetivos específicos**:

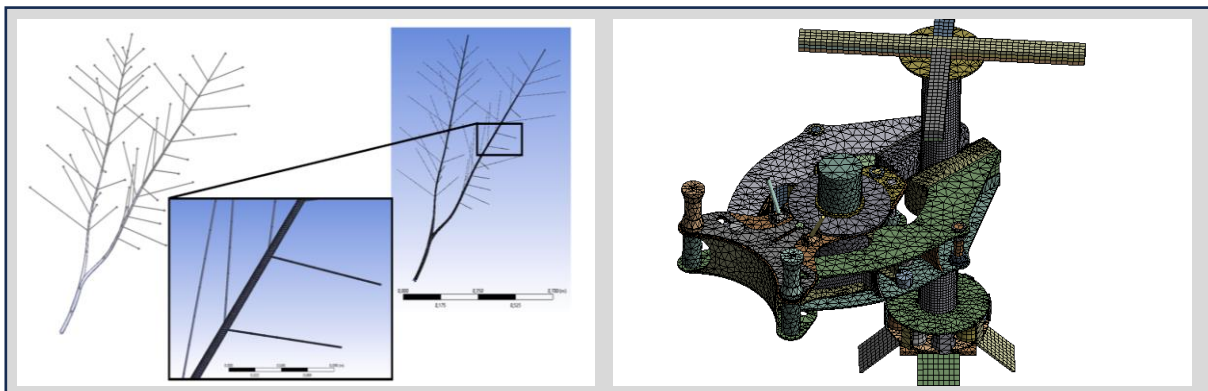
1. Identificar los parámetros, relacionados con la geometría y los materiales del sistema, que permitan construir modelos dinámicos formados por ramas de olivo sometidas a vibración forzada y vibradores de troncos interaccionando con árboles, y establecer los métodos, supuestos y simplificaciones de cálculo y medida necesarios para su caracterización en condiciones significativas de aproximación a la realidad.
2. Desarrollar un modelo utilizando el Método de los Elementos Finitos adaptado a la predicción del comportamiento de los sistemas analizados (ramas de olivo y vibrador de troncos).
3. Evaluar y validar el modelo mediante un proceso reiterativo de obtención de datos reales, mediante la realización de ensayos en condiciones de laboratorio y campo; datos obtenidos por simulación, mediante el modelo; y la comparación de ambos procesos.

En la Figura 3 se muestra un **mapa conceptual** de los objetivos de la Tesis Doctoral representado en 3 niveles:

Nivel 1: Identificación de parámetros y condiciones del modelo



Nivel 2: Construcción del modelo de elementos finitos



Nivel 3: Validación del modelo

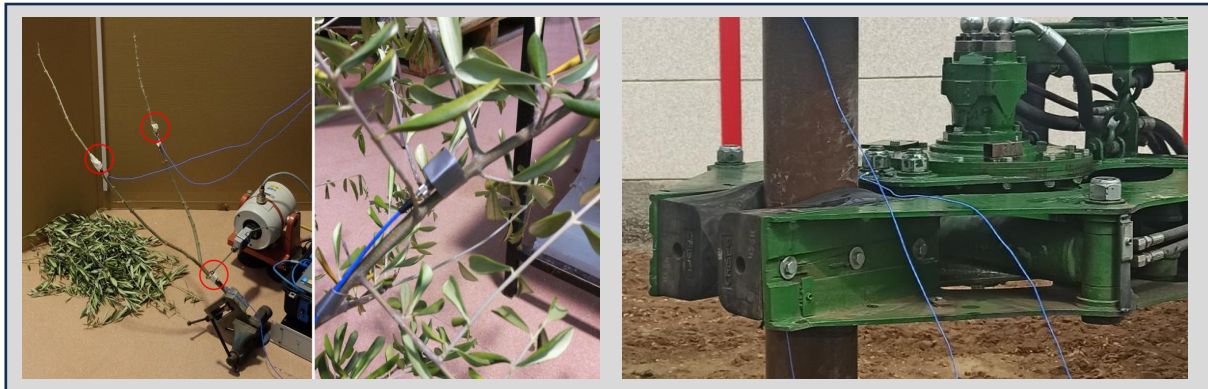


Figura 3: Mapa conceptual de los objetivos de la Tesis Doctoral. Estudio de ramas de olivo (izquierda) y sistema vibrador-poste (derecha).

CAPÍTULO 3

ANTECEDENTES

3 ANTECEDENTES

3.1. Introducción

Desde la aparición de los primeros vibradores de troncos (*trunk shaker*) en España, en la década de los 70 del siglo pasado, provenientes de Estados Unidos y de otros cultivos leñosos, como los almendros, la maquinaria utilizada para el derribo de la aceituna ha ido diversificando sus opciones, incluyendo máquinas de tipo personal, como los vibradores de ramas y, más recientemente, los sacudidores, bien de ramas, también de tipo personal, o de copa (*canopy shaker*), tanto acoplados al tractor como autopropulsados. Sin embargo, el vibrador de troncos ha persistido como “rey de la mecanización de la recolección”, siendo el objetivo de esta Tesis Doctoral el estudio de la vibración como método de derribo de la aceituna.

El desarrollo de vibradores de troncos ha contado con una investigación constante, durante mucho tiempo, sólo en España y, en menor medida en Italia, lógicamente, no en exclusividad para su aplicación al cultivo mecanizado del olivar, sino en su aplicación genérica a los frutales, dando lugar a la creación de diversos prototipos con características distintivas, entre las que puede destacarse la vibración multidireccional y orbital, amplitudes y frecuencias de vibración variables, adaptadas a las tipologías de árboles, y diferentes tipos de cabeza vibradora (o pinza) y sistemas de agarre (Blanco-Roldan, 2002).

Paralelamente al desarrollo de la máquina, se han hecho estudios centrados en el análisis del comportamiento de los árboles ante las vibraciones y se han analizado los factores que dependen en mayor medida de sus propias características y menos de la naturaleza del vibrador, como la altura de agarre del vibrador en el tronco, la respuesta en frecuencia a la vibración y la adaptación mediante poda (Gil-Ribes J, 1979).

En estos estudios aparece de forma recurrente el análisis de la transmisibilidad, que sirve como indicador de la cantidad de energía vibratoria que se transmite por el árbol desde el punto de aplicación hasta la zona de interés estudiada. En este sentido, la transmisibilidad se ve afectada por las propias características mecánicas del olivo, como densidad, elasticidad y rigidez, y se puede alterar con tratamientos como la poda específica (Castro-García, 2005).

La investigación sobre la vibración en el derribo de la aceituna se ha enfrentado, tradicionalmente, a las limitaciones propias de la investigación en maquinaria agrícola, es decir, la necesidad de realizar pruebas en condiciones reales de trabajo en campo y la estacionalidad vinculada a las mismas, lo que conlleva tiempos prolongados de ensayo y complejidad inherente al proceso de obtención de datos para análisis.

Como alternativa, se ha propuesto la implementación de estudios basados en el Método de los Elementos Finitos para predecir el comportamiento de los árboles durante la vibración (Zhang et al., 2022).

Un modelo adecuadamente desarrollado, que caracterice de forma realista el sistema árbol-máquina, podría sustituir eficazmente las pruebas de campo mediante simulaciones computacionales, aunque, evidentemente, la experimentación seguirá siendo fundamental para la validación de los resultados de los modelos. Para lograr este objetivo, se debe disponer de información precisa sobre los siguientes elementos:

- **Geometría** del árbol. Se requiere una descripción detallada de la forma y estructura del árbol de olivo, incluyendo dimensiones relevantes como la altura, diámetro del tronco y distribución de ramas, entre otros aspectos.
- **Propiedades mecánicas** del árbol. Es crucial entender las características mecánicas del material del árbol, como su densidad, elasticidad, resistencia y rigidez. Estos parámetros influyen en la respuesta del árbol ante la vibración y su capacidad para soportar cargas mecánicas.
- **Condiciones de contorno** durante la vibración. Se deben definir con la mayor precisión posible las condiciones reales del proceso de vibración, incluyendo factores como diseño del vibrador, naturaleza de la vibración y otros factores más complejos como la definición del anclaje del árbol en el suelo.

3.2. Derribo del fruto por vibración y/o sacudida

Como ya se ha comentado, el derribo de las aceitunas por vibración es el método más extendido para la recolección eficiente de las aceitunas. En comparación con las técnicas tradicionales de recolección manual mediante vareo del árbol, que eran lentas y laboriosas, el derribo por vibración supuso la introducción sistemática de máquinas especializadas en sacudir los árboles y hacer que las aceitunas cayeran al suelo o en redes especialmente diseñadas para recepcionarlas.

El método se apoya en la aplicación de un concepto clásico de la ingeniería mecánica, como es el de las vibraciones mecánicas que se generan como consecuencia del giro de masas excéntricas, las cuales, si se controlan, a través de una máquina, pueden ser útiles en ciertas aplicaciones. Así, los vibradores, que pueden ser montados en tractores o ser portátiles (accionados a mano), se conectan al tronco o ramas principales del olivo y transmiten dicha vibración a lo largo de la estructura, induciendo movimientos que hacen que las aceitunas se desprendan de las ramas y caigan por gravedad.

La sostenibilidad de este método de cosecha queda fuera de toda duda y ha sido ampliamente estudiada, demostrándose que la recolección mecanizada mediante vibradores es más rápida, eficiente y reduce los costes laborales si se compara con los métodos tradicionales (Bernardi et al., 2018).

La utilización de vibradores de troncos para la cosecha de aceitunas y otros frutos ha sido objeto de múltiples investigaciones a lo largo de los años, buscando optimizar la eficiencia de la recolección, así como entender el impacto que estos dispositivos pueden

tener sobre los árboles. Simplemente, se van a citar algunas de las referencias más significativas para nuestro estudio.

Uno de los primeros trabajos es el de Blanco-Roldán et al.(2000), donde se establece una metodología de ensayo de los vibradores de troncos, tanto en árbol artificial (poste de ensayos) como en condiciones reales de campo, para obtener, en base a sensores electrónicos, las características de funcionamiento de sistema mecánico-hidráulico de generación de la vibración.

En el estudio de Castro-García et al. (2007) se realizó un análisis dinámico de un conjunto de vibradores de troncos comerciales en los que se estudiaron los fenómenos de resonancia que se producían durante la aplicación de vibración en un poste de ensayos.

Antes de empezar con el ajuste de las amplitudes y frecuencias de vibración, se evaluaron los efectos de las variaciones en los tiempos de vibración, como se muestra en el trabajo de Blanco-Roldán et al. (2009), lo cual fue considerado, en el sistema de accionamiento, mediante la incorporación de temporizadores. Este estudio demostró que el grado de madurez de las aceitunas influye significativamente en los requisitos de vibración necesarios para derribar los frutos, siendo mejor, para aumentar el derribo, dos vibraciones cortas que una continua de la misma duración.

Leone et al.(2015), examinaron un rango de frecuencias óptimas de vibración, identificando que la combinación de estas frecuencias con el tiempo de vibración adecuado puede maximizar el porcentaje de derribo de aceitunas, al tiempo que se minimiza el daño al árbol. Sin embargo, estos resultados no son generales y pueden variar según las características de cada árbol.

A pesar de que aparecieron hace ya muchos años y que han sido objeto de varios trabajos, los vibradores de doble masa excéntrica, conocidos como vibradores multidireccionales, siguen apareciendo en estudios en los que se evalúa su eficacia, como el de Cetinkaya et al. (2022), pero ya empleando técnicas avanzadas, como el análisis por elementos finitos. En este trabajo, el vibrador multidireccional, que podía funcionar con una o dos masas, permitiendo comparar los efectos de la vibración unidireccional y multidireccional, se modelizó con elementos finitos y los resultados del análisis se contrastaron con ensayos de campo utilizando un poste (árbol artificial). No se encontró una ventaja significativa en el uso de vibradores multidireccionales que justificara su mayor coste de fabricación.

En el caso de otros frutos, hay autores, como Castro-García et al. (2017) en naranjas, que también han analizado la respuesta en frecuencia frente a una vibración forzada. Estos encontraron diferentes frecuencias óptimas para derribar frutos maduros sin afectar a los inmaduros o a las flores del árbol, mostrando que el control de la vibración puede ser ajustado para adaptarse a diferentes etapas de madurez y minimizar el daño colateral.

Alternativamente a los vibradores de troncos, los sacudidores de copa (*canopy shaker*) se han introducido como método viable para el derribo del fruto, incluido el olivo.

Esta estrategia busca reducir los daños potenciales que los vibradores de troncos pueden causar en la corteza y otras partes sensibles del árbol, proporcionando un sistema menos agresivo para la integridad del árbol y evitando lesiones que puedan afectar a su salud a largo plazo, aunque no estén exentos de poder provocar otros problemas, como lesiones en ramas.

La principal consideración para el uso con éxito de sacudidores de copa es la adaptación del binomio árbol-máquina, lo cual implica utilizar técnicas de poda que permitan construir una estructura de árbol que sea compatible con el sistema de sacudida (varas). En este sentido, Castillo-Ruiz et al. (2017) demostraron que una correcta adaptación mediante poda puede aumentar el rendimiento de la cosecha y reducir los daños en el olivo cuando se utilizan estas máquinas.

Sin embargo, en algunos casos, como el olivar tradicional, dicha adaptación es difícil o incluso imposible. Esto complica la mecanización y puede requerir el uso de sistemas más complejos, como se señala en el estudio de Sola-Guirado et al. (2017), afectando negativamente a su viabilidad económica en función del tipo de agricultor (pequeños agricultores) y las áreas de cultivo (parcelas pequeñas).

El funcionamiento específico de los sacudidores de copa en el olivo puede consultarse en trabajos como los de Sola-Guirado et al. (2019), que han evaluado la respuesta dinámica de los árboles, analizando cómo optimizar el derribo y minimizar el daño en las ramas.

Aunque los sacudidores de copa están ganando terreno en el ámbito del olivar, el uso de vibradores de troncos sigue siendo relevante y ampliamente estudiado, constituyendo un método eficiente y versátil para la cosecha de aceitunas y otros frutos, siempre y cuando se aborden las preocupaciones relacionadas con la potencial agresividad de estos dispositivos. No obstante, en realidad, la mejor opción sería de combinar ambos métodos en una misma máquina, obteniendo así un vibro-sacudidor que potencie las ventajas de cada sistema, lo cual se ha venido haciendo, tradicionalmente, en la práctica común de la recolección, al complementar el trabajo del vibrador de troncos con un vareo, llamado, por esta razón, complementario, basado en el uso de varas o, en los últimos años, sacudidores de ramas de tipo personal. Esta ha sido la apuesta de una de las líneas de trabajo del Proyecto de Compra Pública Pre-comercial (CPP) INNOLIVAR, desarrollándose dos prototipos de cosechadoras de olivar intensivo autopropulsadas basadas en vibración de tronco y sacudida de la copa (Blanco-Roldán et al. 2022).

3.3. Comportamiento dinámico del olivo

El diseño de los vibradores de troncos se fundamenta en el estudio del comportamiento dinámico del árbol frente a la vibración forzada. Para esto, es necesario conocer las propiedades biomecánicas de los árboles, el efecto de su estructura en la transmisión de la vibración y el comportamiento del sistema fruto-pedúnculo, que puede

ser considerado aparte debido a su singularidad y a la incidencia de variables como la fuerza de retención y el peso del fruto (Blanco-Roldan, 2002).

Además, hay otros campos de investigación donde dicho comportamiento dinámico tiene especial interés y los estudios abarcan desde el balanceo de los árboles bajo los efectos de las cargas extremas producidas por el viento hasta las vibraciones en las hojas provocadas por insectos para comunicarse entre sí (De Langre, 2019). Estos estudios proporcionan información sobre los mecanismos por los cuales los árboles interactúan con su entorno y responden a estímulos externos.

Respecto al efecto curioso del viento, un trabajo relevante es el de James (2003) que investiga las fuerzas generadas por este fenómeno para determinar las cargas sobre los árboles y sus respuestas dinámicas (Figura 4). Los resultados del estudio indican que los árboles exhiben comportamientos dinámicos complejos al enfrentarse a cargas externas, lo que reduce la transferencia de energía a la estructura del árbol. Estos hallazgos se encuentran en línea con las conclusiones de Spatz et al. (2007), que muestran que los árboles utilizan un mecanismo de amortiguación de resonancias múltiples como forma de defensa natural para evitar oscilaciones excesivas provocadas por fuerzas externas.

La respuesta dinámica de los árboles implica la interacción de las frecuencias naturales de cada componente, incluidos el tronco, las ramas principales, las subramas y las secciones más pequeñas. Esto da lugar a una respuesta estructurada y adaptable frente a las variaciones en las condiciones del viento u otros factores ambientales. El modelo dinámico propuesto por el citado James integra el concepto de amortiguamiento de masa y explica cómo se combina con las fuerzas de arrastre de la copa para ayudar al árbol a hacer frente a grandes fuerzas del viento. En este sentido, Spatz y Theckes (2013), profundizan en el concepto de amortiguamiento de masa utilizando estudios teóricos basados en el análisis modal y en el método de los elementos finitos.

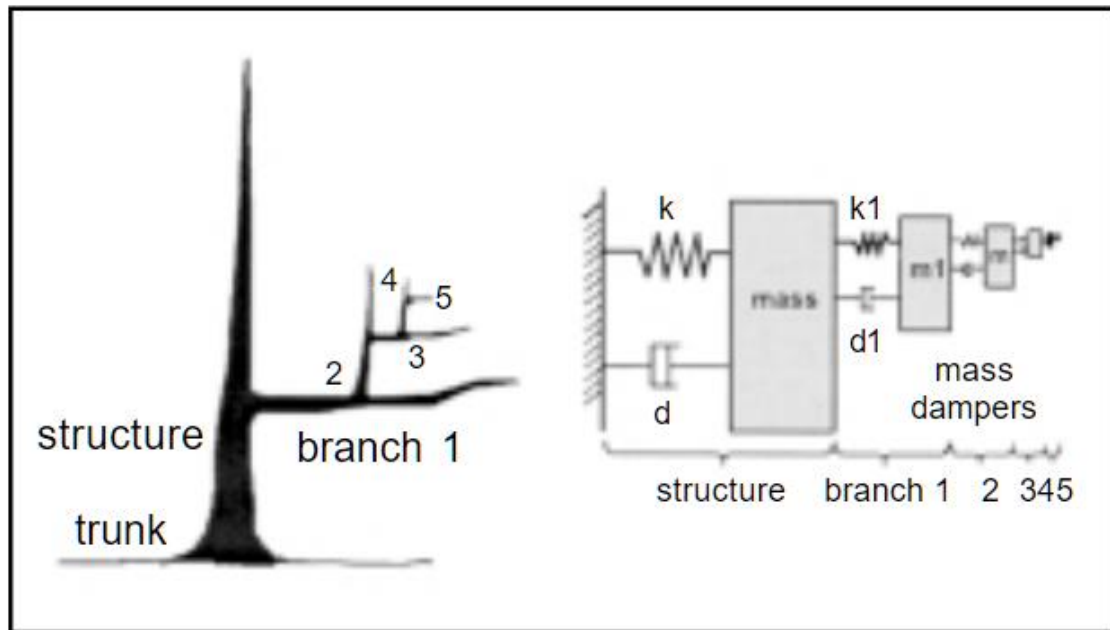


Figura 4: Estructura compleja de ramas de un árbol y su modelo dinámico masa-muelle-amortiguador equivalente (K. James, 2003)

La complejidad del comportamiento de los árboles se manifiesta en el trabajo realizado por Kovacic et al. (2018), quienes utilizaron un sistema de seguimiento por infrarrojos para observar el movimiento de una rama anclada en posición vertical. Este experimento permitió analizar sus frecuencias naturales y respectivas amortiguaciones, destacando la variabilidad intrínseca en la respuesta de las ramas durante ensayos de vibración libre.

En la búsqueda de métodos para optimizar la cosecha mediante vibración, la investigación ha explorado el papel de las frecuencias de resonancia en los árboles. Se ha demostrado que, al identificar y aplicar las frecuencias de vibración adecuadas, se puede mejorar la eficiencia del derribo, permitiendo una recolección más eficaz. No obstante, cada árbol y cada rama tiene sus propias frecuencias de resonancia, lo que implica que el proceso de vibración óptimo puede variar considerablemente entre diferentes árboles (He et al., 2020).

Sin embargo, mediante prácticas agrícolas, como la poda selectiva esta variabilidad se puede reducir, tal como se demuestra en los resultados del trabajo realizado por Castro-García et al. (2008) en el que se analizó un grupo de olivos de cultivo intensivo con poca variabilidad morfológica. Se observó que se podían identificar los primeros modos de vibración del árbol además de sus razones de amortiguamiento asociadas y que presentaban valores acotados dentro de un rango estrecho de valores.

La influencia de los trabajos de poda y del estado del árbol en su comportamiento vibratorio se hace evidente en el estudio de Castro-García et al. (2020), que analizó ramas de naranjo en tres estados distintos: con fruta, sin fruta y sin hojas. Los resultados mostraron variaciones notables en la frecuencia natural, razón de amortiguación y

transmisibilidad de aceleración entre estos tres estados, evidenciando cómo la morfología del árbol y su carga afectan a la respuesta a la vibración.

En el análisis de la recolección por vibración aparece el concepto de transmisibilidad que se refiere a la capacidad de una estructura o sistema para transmitir energía o vibraciones de un componente a otro. Durante la recolección con vibradores (troncos o ramas), la transmisibilidad es crucial, ya que el derribo obtenido dependerá de cómo se transmiten las vibraciones desde el punto de aplicación de la máquina hasta las partes del árbol que contienen las aceitunas. Desde el inicio de la utilización de la vibración como método de derribo se ha observado que la heterogeneidad de la estructura de los árboles hace que la transmisibilidad sea muy variable en diferentes zonas de los árboles llegando a anularse por completo en algunas ramas. Gil-Ribes (1979), realizó un análisis de transmisibilidad en función de la morfología de los olivos llegando a la conclusión de que se podía obtener una forma de árbol específica que maximizara los resultados de cosecha.

Los estudios de transmisibilidad se han extendido también a otros tipos de cultivo, como indican Du X. et al. (2012) en su trabajo de la estructura leñosa de un cerezo, y han demostrado, de nuevo, que la poda selectiva es un factor que influye directamente, como se indica en el trabajo de Tombesi et al. (2017), donde se observó un incremento significativo de la transmisibilidad como consecuencia de la eliminación de los chupones o varetas del olivo.

Otro aspecto controvertido de la vibración es el impacto negativo que puede aparecer en los árboles durante la cosecha. En este sentido, existen estudios como los de Sola-Guirado et al. (2018), en el que se analizan las vibraciones en el conjunto del árbol, incluyendo las raíces, ante diferentes escenarios de vibración en los que se modifica la altura de agarre del vibrador en el tronco y la frecuencia de vibración.

3.4. Modelización por Elementos Finitos

3.4.1. Fundamentos del método

El Método de los Elementos Finitos (MEF) es una técnica numérica utilizada para resolver problemas complejos de ingeniería y física, especialmente aquellos relacionados con parámetros de desplazamiento, deformación y temperatura. El MEF se basa en la idea de descomponer un dominio continuo en partes más pequeñas y manejables, elementos discretos, conocidos como elementos finitos, que forman una malla, y luego resolver ecuaciones diferenciales asociadas en cada uno de estos elementos para obtener una solución global. (Pramote Dechaumphai & S. Sucharitpwatskul, 2018). En los elementos finitos se aplican funciones de forma para interpolar valores dentro de cada uno y, posteriormente, se ensamblan las matrices de rigidez y otros componentes relacionados para formar un sistema de ecuaciones lineales, que se resuelve para obtener resultados sobre desplazamientos, tensiones o cualquier otra variable de interés.

Una característica clave del MEF es su flexibilidad para abordar geometrías complejas y condiciones de contorno variadas, haciéndolo ideal para aplicaciones en ingeniería civil, mecánica, aeroespacial y otras disciplinas científicas y de ingeniería. Además, el método permite análisis no lineales y transitorios, así como problemas que involucran acoplamientos entre diferentes campos físicos. Por tanto, ha demostrado ser una herramienta eficaz para abordar los siguientes campos:

- **Análisis Estructural:** Utilizado para analizar la resistencia y el comportamiento de estructuras sometidas a diversas cargas, como puentes, edificios, vehículos, y componentes mecánicos. Permite determinar la distribución de tensiones, deformaciones y otros parámetros clave para garantizar la seguridad y fiabilidad de las estructuras.
- **Análisis Dinámico:** Facilitando el estudio de vibraciones y respuestas dinámicas de sistemas mecánicos, como máquinas, vehículos y estructuras. Este análisis es esencial para predecir el comportamiento bajo cargas dinámicas y evitar problemas como la resonancia y la fatiga.
- **Diseño y Optimización:** El MEF es una herramienta clave en el diseño asistido por computadora (CAD). Permite realizar análisis detallados de componentes y sistemas durante las etapas de diseño, facilitando la optimización de formas, materiales y ensamblajes para cumplir con los requisitos de rendimiento y coste.
- **Análisis de Fallos:** Se puede usar para identificar puntos de fallo potenciales y simular escenarios de carga extrema, como choques, caídas o impactos, proporcionando información crítica para mejorar la seguridad y durabilidad de productos y estructuras.

Aunque en el ámbito de la maquinaria agrícola, en lo que se refiere, fundamentalmente, a las grandes máquinas, como tractores y máquinas autopropulsadas, por ser más complejas, la aplicación del MEF ha estado presente, la realidad de la maquinaria de menores dimensiones, dedicadas al cultivo y la recolección y acopladas al tractor, desarrollada por pequeños fabricantes locales, como es el caso de los vibradores de troncos, siempre ha estado más ajena a estas técnicas que exigen un conocimiento amplio de ingeniería.

Además, otro ámbito agrícola poco estudiado, en este caso debido a su complejidad, es el de las estructuras vivas, integrado dentro de la ingeniería de sistemas biológicos o de biosistemas, dentro del cual estarían los árboles.

3.4.2. Estudio de la geometría del árbol y de las propiedades de la madera

Para realizar un estudio mediante el Método de los Elementos Finitos (MEF), es crucial conocer ciertas características del sistema que se desea analizar: geometría, propiedades mecánicas y condiciones de contorno. Estas características son fundamentales para generar modelos precisos y obtener resultados fiables.

La geometría del sistema, habitualmente se crea en un software de diseño asistido por ordenador (CAD) para así poder importarla a un software de cálculo por elementos finitos. En el caso de maquinaria y componentes industriales, la geometría se genera como parte del proceso de diseño que es necesario para su fabricación.

Sin embargo, cuando se trata de estudiar sistemas naturales como árboles o sus ramas, obtener una representación geométrica precisa puede ser un desafío. A diferencia de los componentes industriales, los árboles no se componen de elementos geométricos simples y su estructura puede ser irregular y compleja, lo cual hace que la medición y la representación de la geometría en un software CAD sea difícil. Con diferentes enfoques y objetivos, se han propuesto varias metodologías para abordar este problema.

Tan et al. (2007), proponen un método para generar modelos 3D de árboles de aspecto realista a partir de imágenes, consiguiendo muy buen resultado con poca interacción del diseñador, pero con utilidad limitada al ámbito del diseño gráfico.

Filippucci et al. (2016), crearon una metodología para digitalizar la estructura de un olivo a partir de un algoritmo generativo con el fin de poder estudiar el efecto de una operación de poda en la interceptación de luz solar en la copa del árbol.

También se han realizado trabajos utilizando tecnología LiDAR que han servido para medir las dimensiones generales de olivos con el objetivo de poder controlar la evolución del cultivo (Moorthy et al., 2011). Brede et al. (2019) desarrollaron un sistema de modelado de árboles, a partir de escaneo láser con vehículos aéreos no tripulados (UAV), con objetivo de evaluar la biomasa de un sector de bosque. Sin embargo, estos métodos no están orientados a obtener una geometría precisa de la estructura del árbol (Figura 5).

Gupta et al.(2015), proponen un modelo matemático basado en métodos estadísticos para predecir la distribución de las ramas primarias en un naranjo y poder crear así una geometría representativa de la estructura de un árbol. Los autores Du et al. (2019) combinaron las técnicas de exploración láser, con la generación estadística, para reducir el efecto del usuario en la generación del modelo estadístico. Como contrapartida obtuvieron un método muy laborioso debido al procesado de los datos obtenidos por láser para construir la estructura principal del árbol.

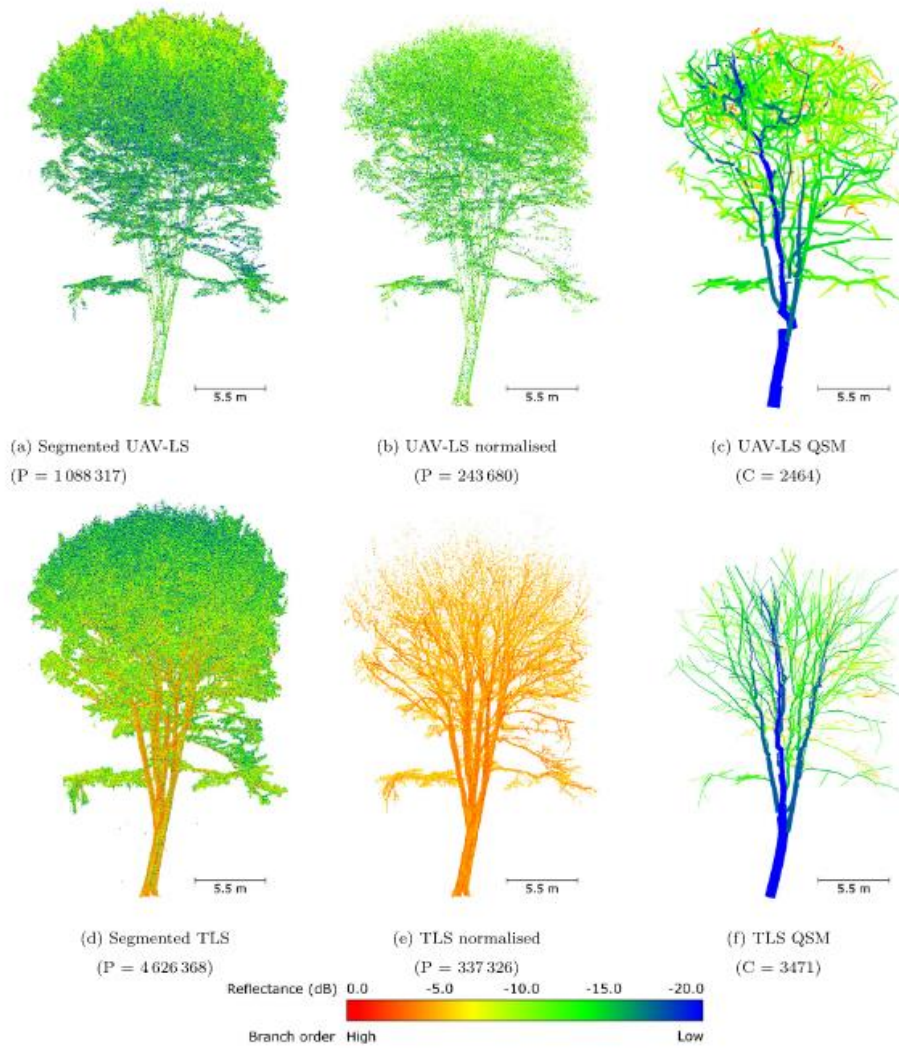


Figura 5: Modelado por densidad de puntos obtenido con medición láser. (Brede et al., 2019)

En el caso de la definición del material, se presenta, de nuevo, la complejidad de los materiales naturales. En los materiales industriales comunes, como el acero, las propiedades mecánicas, como el módulo de elasticidad, la relación de Poisson y el límite elástico, están bien documentadas y se pueden encontrar fácilmente en bases de datos especializadas, no siendo esto lo que sucede cuando se trata de materiales naturales, como la madera del olivo, donde la disponibilidad de datos puede ser mucho más limitada.

Sin embargo, algunos estudios han logrado obtener valores concretos para estas propiedades en especies específicas. Un ejemplo es el trabajo de Attar et al. (2004), que aporta algunas propiedades mecánicas del olivo. Alternativamente, en ausencia de datos específicos, es común que los investigadores busquen información en estudios que abordan especies similares o utilicen métodos alternativos para estimar las propiedades mecánicas. El trabajo de Guo et al. (2021), por ejemplo, proporciona un estudio detallado sobre las propiedades mecánicas de plataneras, presentando una metodología de medición que podría aplicarse a otras plantas y árboles.

Algunos parámetros mecánicos de la madera se encuentran relacionados entre sí, tal como se muestra en el trabajo de Cannell y Morgan (1987), donde obtuvieron el módulo de Young en relación con la humedad relativa a lo largo de la veta en ramas y troncos de árboles de diferentes especies.

También existen parámetros mecánicos que no están directamente relacionados entre sí, como ocurre con el módulo de Young y el amortiguamiento. Sin embargo, se han hecho estudios en los que con un mismo tipo de ensayo se pueden obtener ambos, tal como demuestran Giraudeau et al. (2006), donde presentan un método que permite la identificación de las propiedades elásticas y de amortiguamiento a partir de la vibración registrada en un material en forma de lámina. En este procedimiento se muestra una buena alternativa para medir algunos parámetros mecánicos de la madera sin tener que usar medios destructivos a base de probetas como suele ser habitual.

Una metodología similar se comprobó efectiva en el estudio de Wang et al. (2012), donde se obtuvieron el módulo de elasticidad y la razón de amortiguamiento de elementos de madera destinados a la construcción. Basándose en una metodología análoga De Borbón et al. (2014), estudiaron el amortiguamiento de vigas mediante la realización de pruebas de vibración libre. Fabricaron y estudiaron vigas con diferentes combinaciones de materiales, aluminio, resina epoxi y nanotubos de carbono y midieron sus razones de amortiguamiento, demostrando así que los procedimientos utilizados se pueden aplicar a diferentes tipos de materiales con éxito. Esta conclusión se confirma con los resultados del trabajo de Guan et al. (2015), donde se evalúan con éxito el módulo de elasticidad de paneles compuestos de madera de diferentes tipos (fibra de densidad media, tablero de partículas y contrachapado).

No obstante, el mayor problema que presenta un árbol para ser estudiado con el MEF es la alta variabilidad de sus parámetros mecánicos. Para mitigar este problema se pueden utilizar métodos como el de Gupta et al. (2015), los cuales determinaron las propiedades de la madera del árbol utilizando métodos estadísticos. Sin embargo, es necesario tener precaución al aplicar estos métodos, ya que se ha observado que algunos parámetros, como la amortiguación, no dependen exclusivamente de los tejidos del árbol y pueden aparecer otros amortiguamientos debidos a factores externos, como, por ejemplo, el contacto entre ramas o árboles adyacentes, indicados por Moore y Maguire (2004).

En varios de los estudios anteriormente descritos se ha conseguido medir la razón de amortiguamiento en sistemas completos. Sin embargo, para una correcta ejecución del MEF, se necesita conocer el amortiguamiento propio de los materiales. Esta cuestión se aborda en el trabajo de Pérez-Peña et al. (2016), donde se propone un método para calcular las propiedades de amortiguamiento de materiales enfocándose en el uso de dicho método.

3.4.3. Aplicaciones en la ingeniería de biosistemas

En sus inicios, el MEF estaba limitado por la capacidad de cálculo de los ordenadores disponibles en aquel momento. Las simulaciones y estudios tenían que simplificarse considerablemente para poder ser procesados, lo que restringía la cantidad de elementos de malla y la complejidad de los modelos. El desarrollo inicial del MEF se centró en problemas relativamente simples, como vigas y estructuras planas, donde las simplificaciones geométricas permitían que los cálculos se completaran en tiempos razonables.

En esta situación, los primeros trabajos con modelos matemáticos, que fueron emblemáticos, los hicieron R. B. Fridley y Ching Yung, (1975), que aplican el MEF para evaluar el efecto de la poda de las ramas flexibles en su transmisibilidad, y S. K. Upadhyaya et al. (1981), que realizan un estudio analítico de la respuesta de ramas de olivo, encontrado serias dificultades para extender su aplicación. Ya muy posteriormente, se pueden encontrar trabajos como el realizado por Bentaher et al. (2013), donde se estudió la influencia de diferentes vibradores en la respuesta dinámica del olivo en un modelo de elementos finitos formado mediante vigas tridimensionales (Figura 6).

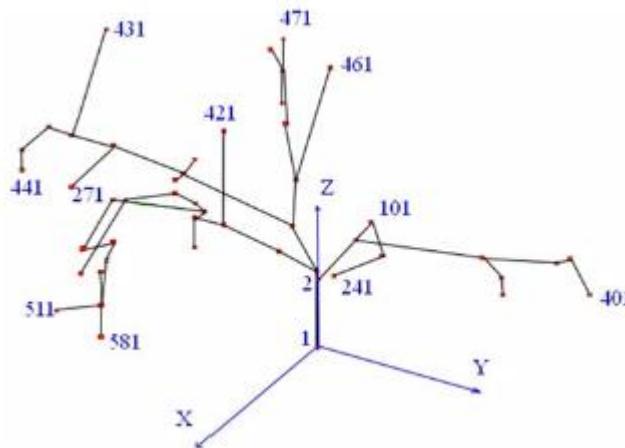


Figura 6: Modelo de árbol para simulación por elementos finitos. (Bentaher et al., 2013)

En el caso de las plantas y otras estructuras naturales, como ya se ha comentado, donde las geometrías son más irregulares y complejas, estas limitaciones de cálculo suponían una dificultad importante, limitando, por tanto, el uso del MEF en áreas como la botánica y la agronomía. La necesidad de simplificar modelos para adaptarlos a la capacidad de los ordenadores significaba que ciertos aspectos críticos del sistema, como su estructura interna o las interacciones entre componentes, se omitían o se aproximaban con suposiciones simplificadas.

El avance de la tecnología informática ha supuesto el crecimiento exponencial de la capacidad de cálculo de los ordenadores, permitiendo el procesamiento de modelos

mucho más complejos, lo cual ha abierto nuevas posibilidades para el uso del MEF en sistemas con geometrías intrincadas y no lineales. Los ordenadores actuales pueden manejar modelos con miles o incluso millones de elementos de malla, permitiendo un análisis detallado y preciso de sistemas complejos.

Actualmente, se pueden encontrar trabajos como el de Láng (2006), donde se comparan métodos teóricos frente al método de los elementos finitos en un sistema vibrador-tronco, incluyendo el estudio de las raíces. En este caso se simplifica el sistema, especialmente tanto en geometría como en los parámetros mecánicos utilizados para realizar los cálculos (Figura 7).

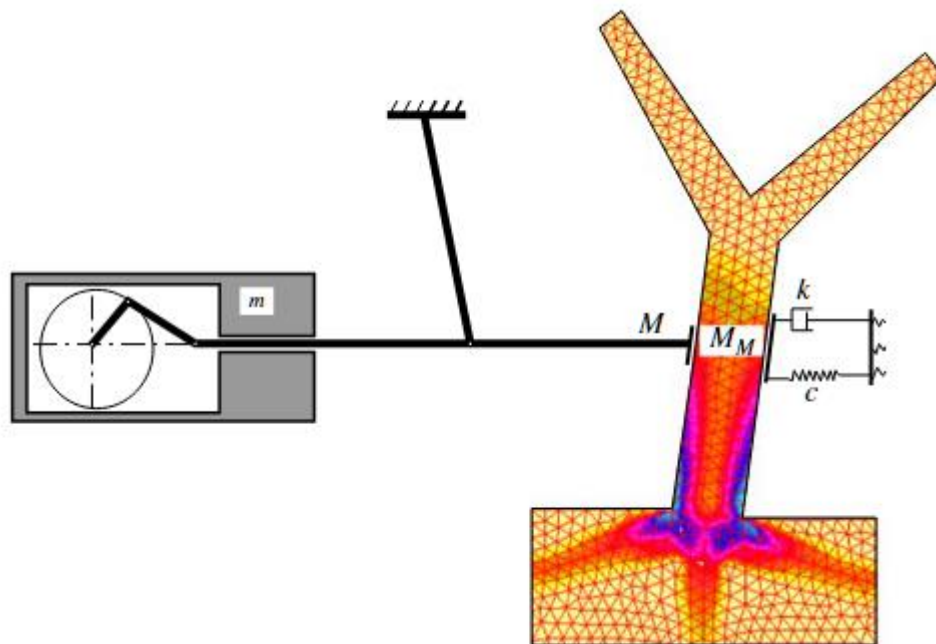


Figura 7: Modelo del sistema vibrador-tronco para su uso con el MEF (Láng, 2006)

En el trabajo de Hoshyarmanesh et al. (2017), se estudió el efecto que produce un vibrador experimental en un olivo de tamaño mediano, se calcularon las primeras frecuencias naturales del árbol mediante el método de los elementos finitos y a partir de datos obtenidos en ensayos. En la comparativa realizada de estos datos obtuvieron el amortiguamiento que ejercía el árbol durante las vibraciones

En un trabajo de metodología similar, los autores Niu et al. (2022), estudiaron los rangos de frecuencia en los que se producían mejores tasas de derribo mediante análisis modal y análisis de respuesta armónica. (Figura 8). Los resultados de las simulaciones se compararon con mediciones realizadas en campo. Aunque la geometría analizada en estos trabajos contiene mayor detalle, también se realizaron importantes simplificaciones en la estructura principal del árbol y en la definición de los parámetros mecánicos del olivo.

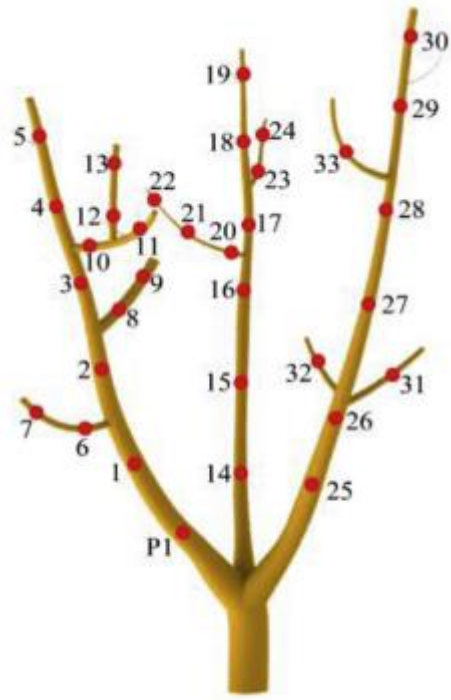


Figura 8: Puntos estudiados en el análisis de respuesta armónica del árbol modelado. (Niu et al., 2022)

El estudio por el MEF también se ha aplicado en otros cultivos, existiendo publicaciones de características similares en árboles tan variados como el dátil chino (Peng et al., 2017), el nogal chino (Wu et al., 2014) y los pistachos (Wei et al., 2021; Ma et al., 2022).

CAPÍTULO 4

MATERIALES Y MÉTODOS

4 MATERIALES Y MÉTODOS

4.1. Introducción

La predicción del derribo del fruto del olivo durante la recolección puede optimizarse en base al análisis del patrón de la vibración que se desarrolla en sus ramas productivas sometidas a la vibración forzada ejercida por los vibradores de árboles (troncos o ramas). Esto es especialmente interesante en el ámbito del diseño de máquinas, pues permite realizarlo, en una primera fase, sin necesidad de ensayos en condiciones reales de trabajo en campo, que, si bien son necesarios para la validación de resultados, si se hacen con gran profusión suponen un trabajo tedioso y de gran coste económico.

En este sentido, el estudio que aquí se desarrolla parte del empleo de herramientas de diseño e ingeniería asistida por computador (CAD/CAE) para realizar simulaciones, mediante el Método de los Elementos Finitos (MEF), con el objetivo de caracterizar la respuesta a la vibración forzada de un sistema. Estas simulaciones requieren la definición precisa de la geometría y los parámetros relacionados con las matrices de masa, rigidez y amortiguamiento, que se introducen en el software correspondiente.

Este apartado describe los ensayos realizados, en laboratorio y en campo, con los mismos sistemas objeto de simulación, para así validar los resultados obtenidos. Se distinguen principalmente dos tipos de ensayos:

- Ensayo de ramas de olivo sometidas a la vibración producida por un vibrador electromagnético (punto 4.4.1).
- Ensayo de un vibrador de troncos experimental en un poste de ensayos (árbol artificial) (punto 4.4.2).

Los análisis desarrollados por el MEF se configuraron meticulosamente para reproducir con precisión las condiciones de los ensayos experimentales. El propósito fundamental de este enfoque conjunto, que abarca tanto las simulaciones como los ensayos, fue obtener un patrón de vibración experimental y validar el método de los elementos finitos para replicar ese patrón en simulaciones por ordenador.

4.2. Modelización de los sistemas dinámicos estudiados

4.2.1. Ecuación general del movimiento

El método clásico para caracterizar **sistemas dinámicos** se basa en el uso de la ecuación general de movimiento forzado y amortiguado, que para un sistema con n grados de libertad viene dada por la Ecuación 1 (Meirovitch, 1986). Se trata de una ecuación matricial definida a partir de las propiedades intrínsecas del sistema mecánico en estudio:

$$(M)\ddot{x}(t) + (C)\dot{x}(t) + (K)x(t) = F(t) \quad (\text{Ecuación 1})$$

Donde (M) , (C) y (K) son las matrices de masa o inercia, amortiguamiento y rigidez, respectivamente; y $x(t)$ y $F(t)$ son los vectores de desplazamiento y de fuerza externa sobre el sistema, respectivamente.

En el caso de estudio, la ecuación se analizará en los dos sistemas dinámicos citados, ramas de olivo y sistema vibrador–poste, sometidos a las vibraciones forzadas $F(t)$ generadas por un vibrador electrodinámico y un vibrador de troncos experimental, respectivamente, determinándose el patrón de vibración (4.4.1 y 4.4.2), es decir, la aceleración $(\ddot{x}(t))$, en puntos de la estructura de los mismos.

Complementariamente, la **modelización** por el MEF, basado en dividir un problema complejo en partes más pequeñas y manejables llamadas **elementos finitos**, siendo estos elementos polígonos o poliedros que representan regiones discretas del dominio físico, considerará que cada uno de ellos tiene unas matrices propias que representan sus propiedades locales.

Las citadas matrices de rigidez, amortiguamiento y masa están relacionadas con las fuerzas elásticas (Fs) , de amortiguamiento (Fa) y de inercia (Fi) , respectivamente, en las que se distribuye la fuerza externa (F) sobre el sistema (Chopra, 2014).

La **matriz de rigidez** (K) describe la relación entre las fuerzas elásticas y los desplazamientos resultantes en un sistema mecánico. En un sistema lineal, esta relación se puede expresar de la siguiente forma (Ecuación 2):

$$(F_s) = (K)x \quad (\text{Ecuación 2})$$

donde F_s es el vector de fuerzas elásticas y x es el vector de desplazamientos resultantes.

De forma general la matriz (K) se representa con la siguiente morfología (Ecuación 3):

$$(K) = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2n} \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ k_{n1} & k_{n2} & \dots & k_{nn} \end{bmatrix} \quad (\text{Ecuación 3})$$

Cada elemento k_{ij} representa el coeficiente de rigidez como relación entre la fuerza aplicada en el grado de libertad i y el desplazamiento resultante en el grado de libertad j .

En el MEF, cada uno de los elementos finitos tiene una matriz de rigidez propia (K_e). Para unir los elementos entre sí se realiza una operación matemática llamada **ensamblaje** donde todas las matrices de rigidez locales se relacionan entre sí para formar la matriz de rigidez global (K). El ensamblaje implica la contribución de cada elemento a la rigidez global y la asignación de estas contribuciones a las posiciones correctas en la matriz de rigidez global.

La **matriz de amortiguamiento** (C), si se considera que éste puede suponerse **viscoso**, describe la relación entre las fuerzas de amortiguamiento, que representan la capacidad del sistema para disipar energía en forma de fricción o calor, y las velocidades resultantes en un sistema mecánico. La relación se expresa mediante la ecuación 4:

$$(F_a) = (C)\dot{x} \quad (\text{Ecuación 4})$$

donde (F_a) es el vector de fuerza de amortiguamiento y \dot{x} es el vector velocidad.

De forma general la matriz (C) se representa con la siguiente morfología (Ecuación 5):

$$(C) = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2n} \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ c_{n1} & c_{n2} & \dots & c_{nn} \end{bmatrix} \quad (\text{Ecuación 5})$$

Cada elemento c_{ij} representa el coeficiente de amortiguamiento como relación entre la fuerza aplicada en el grado de libertad i y la velocidad resultante en el grado de libertad j .

La matriz de amortiguamiento es esencial para modelar el comportamiento de disipación de energía en sistemas mecánicos y, en el caso de estudio, sobre todo de las ramas, las propiedades de las mismas presentarán unos resultados muy característicos y definitorios de la problemática de la simulación de estructuras biológicas. En el punto 4.2.3.3 se amplía esta discusión sobre el amortiguamiento, utilizando el llamado **amortiguamiento de Rayleigh** para la simulación.

En el MEF, de forma similar a como se ha dicho para las matrices de rigidez y masas, cada elemento finito tiene su matriz de amortiguamiento local (C_e), ensamblándose para formar la matriz de amortiguamiento global (C).

La **matriz de masas** (M) describe la distribución de masas en un sistema mecánico, representando la relación entre las fuerzas de inercia y las aceleraciones resultantes en un sistema mecánico. En sistemas lineales, la relación se expresa de la siguiente forma (Ecuación 6):

$$(F_i) = (M)\ddot{x} \quad (\text{Ecuación 6})$$

donde (F_i) es el vector de fuerzas de inercia y \ddot{x} es el vector de aceleraciones resultantes.

De forma general la matriz (M) se representa con la siguiente morfología (Ecuación 7):

$$(M) = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \dots & m_{1n} \\ m_{21} & m_{22} & \dots & m_{2n} \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ m_{n1} & m_{n2} & \dots & m_{nn} \end{bmatrix} \quad (\text{Ecuación 7})$$

Cada elemento m_{ij} representa la masa concentrada en el grado de libertad i contribuyendo a la aceleración resultante en el grado de libertad j .

En el MEF cada elemento tiene su matriz de masas local (Me) . Mediante el ensamblaje las matrices de masas locales se relacionan para formar la matriz de masas global (M) .

La matriz de masas es necesaria para modelar la inercia y la distribución de masas en un sistema, por lo que es imprescindible para estudiar la respuesta dinámica de estructuras bajo cargas dinámicas o vibraciones.

4.2.2. Caracterización de los parámetros del sistema

Como parte del modelo propuesto, se realizarán una serie de suposiciones y simplificaciones en la caracterización de los parámetros del sistema involucrados en el proceso (relacionados con la geometría y los materiales) que serán expuestos a continuación. Estos pueden introducir cierta incertidumbre en los resultados, pero aumenta la velocidad de cálculo y facilita el procedimiento para la aplicación del software. En los puntos 4.4.1.4 y 4.4.2.4 se especifican los detalles de la obtención de los parámetros de las ramas de olivo y del sistema vibrador-poste respectivamente.

4.2.2.1. Geometría

A partir de las características geométricas del sistema en estudio se origina la malla del modelo, la cual, a su vez, da lugar a la generación de las matrices de masa y rigidez. Para construir la geometría se emplea un software CAD que posea la capacidad de confeccionar modelos tridimensionales de los componentes o sistemas sujetos a

estudio. Este método permite la creación de geometrías complejas y minuciosas, así como la definición precisa de dimensiones.

El modelo CAD resultante se exporta directamente al software de elementos finitos. En ocasiones, es necesario realizar preparativos en el modelo para su simulación, lo cual puede incluir la creación de mallas concurrentes y ajustes menores en la geometría. Todo ello permite la obtención de mallas más simples y de mayor calidad durante los análisis.

Por ejemplo, en el caso de las ramas de olivo, estas se consideran formadas por una estructura principal de sección circular, similar a las ramas reales, unida a una multitud de varillas, que representan las ramas con hojas. Estas últimas están distribuidas uniformemente y unidas de manera solidaria por su punto de unión (Figura 9). La cantidad de varillas viene condicionada por el peso de las ramas con hojas dentro de cada rama. Esta suposición conlleva a que, midiendo las coordenadas cartesianas de ciertos puntos de las ramas, el diámetro en esas secciones y determinando la densidad de ramas estructurales y ramas con hojas, es posible obtener un modelo CAD de manera rápida y simplificada.

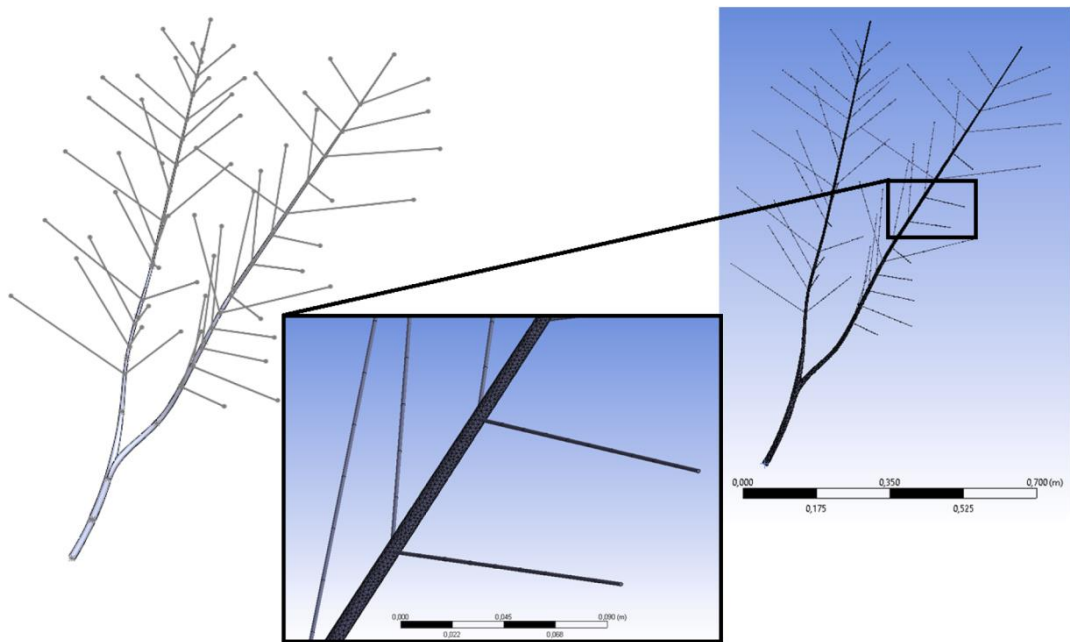


Figura 9: Representación virtual del modelo de rama simplificada planteado en este trabajo, formado por la estructura principal de una rama y varillas que simulan los tallos. Modelo realizado en Solidworks (izquierda) preparado para simulación en Ansys (derecha).

4.2.2.2. *Parámetros relativos a los materiales*

La modelización implica la asignación de materiales y especificar las propiedades físicas y mecánicas de los mismos. Estas propiedades son esenciales para simular su comportamiento bajo diversas condiciones de carga, temperatura y otros factores.

Los parámetros que se han utilizado en las simulaciones son:

- **Masa y Densidad.** En el caso de las ramas, cada una de las dos geometrías analizadas (rama completa y rama desnuda) tienen un material con propiedades mecánicas determinadas, que se distribuye de manera homogénea e isotrópica a lo largo de la geometría. Esta suposición implica que, determinando experimentalmente la densidad media de las ramas estructurales y de las ramas con hojas, se pueda hacer una buena aproximación de la masa del modelo, conocida la geometría mediante las propiedades de un material virtual creado.
- **Rigidez.** Si se supone isotropía, el Módulo de elasticidad o Módulo de Young, el coeficiente de Poisson y el Módulo de rigidez de los materiales son iguales en cualquier dirección y están relacionados, pudiendo calcular uno de ellos a través de otros dos. Con esta suposición se puede calcular la rigidez media de la estructura realizando ensayos de vibración libre, determinando experimentalmente las frecuencias naturales, conocida la masa de la misma.
- **Amortiguamiento.** Si se supone isotropía, el amortiguamiento es igual en todas las direcciones por lo que se puede determinar midiendo la aceleración, velocidad o desplazamiento en cualquier dirección tras someter al sistema a una vibración libre (método del decremento logarítmico).

En sistemas dinámicos, como estructuras mecánicas o materiales sometidos a carga cíclica, el amortiguamiento juega un papel crucial al afectar la respuesta que el material tiene ante las vibraciones.

En cuanto al amortiguamiento, que puede concebirse como la capacidad intrínseca del material para disipar energía durante ciclos repetidos de deformación y recuperación, es un fenómeno que se manifiesta como una fuerza de rozamiento que puede ser proporcional a la velocidad (amortiguamiento viscoso), proporcional al cuadrado de la velocidad (amortiguamiento turbulento) o constante (amortiguamiento por fricción seca o de Coulomb), siendo el primero el más comúnmente utilizado, aunque hay que considerar que las fuerzas de disipación deben ser pequeñas para no introducir un error importante en el cálculo (Steidel, 1979). El amortiguamiento sólido, estructural o por histéresis se ocasiona por la fricción interna o histéresis cuando se deforma un cuerpo sólido. No obstante, la elección del tipo de amortiguamiento siempre es una cuestión delicada, ya que una estructura puede tener un amortiguamiento resultante de la combinación de varios tipos.

En la mecánica clásica, se establece que la solución de la ecuación diferencial del movimiento para un sistema amortiguado (con amortiguamiento viscoso) depende de los valores del coeficiente de amortiguamiento (c) y del coeficiente de amortiguamiento

crítico (c_c), estableciéndose tres casos de amortiguamiento: débil o subcrítico ($c < c_c$), crítico ($c = c_c$) y fuerte o supercrítico ($c > c_c$) (Beer & Johnston, 2007), que pueden también considerarse en función de otro parámetro, la razón o factor de amortiguamiento ζ (coeficiente de amortiguamiento/coeficiente de amortiguamiento crítico), en función de si sus valores son menores, iguales o superiores a 1, respectivamente (Figura 10). Para el caso del amortiguamiento débil, la solución de la ecuación diferencial del movimiento presenta una amplitud que decrece con el tiempo, obteniéndose una curva como la de la Figura 10, pudiendo determinarse el coeficiente de amortiguamiento del material, de forma experimental (punto 4.4.1.4), en base al método denominado del **decremento logarítmico** (Paz, 1992). De forma complementaria, el apartado 4.2.3.3, se comenta el **método de Rayleigh** como forma de proporcionar los parámetros de amortiguamiento de forma más adecuada a los requerimientos del software de cálculo.

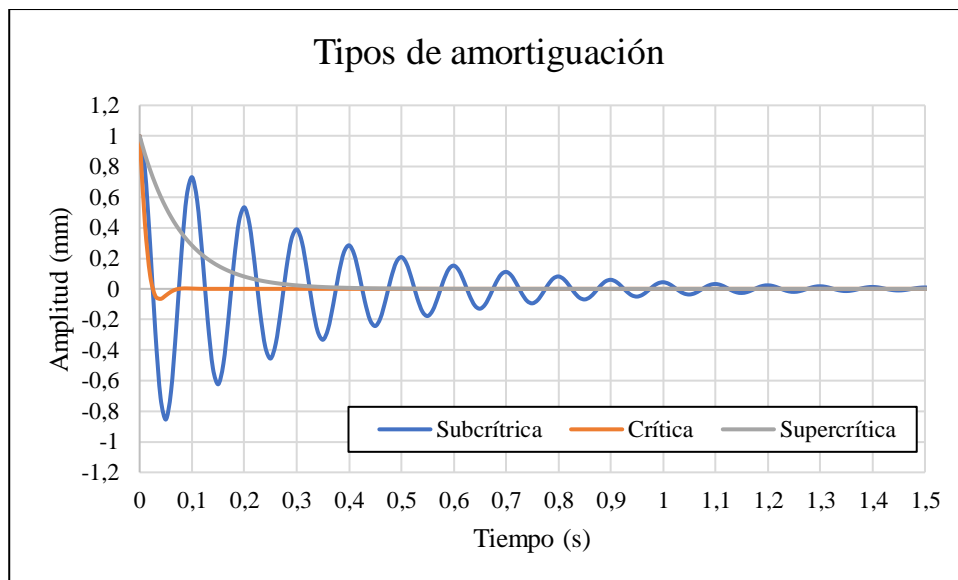


Figura 10: Curvas de desplazamiento en función del tiempo en los tres tipos de sistemas amortiguados

El decremento logarítmico (δ) es el logaritmo natural del cociente entre dos amplitudes máximas consecutivas (A_1 y A_2) en vibración libre (Ecuación 8).

$$\delta = \ln \frac{A_1}{A_2} = \zeta f T_D \quad (\text{Ecuación 8})$$

donde ζ es la razón de amortiguamiento, f es la frecuencia natural sin amortiguamiento y T_D el período de vibración con amortiguamiento, que se obtiene con la ecuación 9.

$$T_D = \frac{2 \pi}{f \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (\text{Ecuación 9})$$

Por tanto, se obtiene la expresión (Ecuación 10):

$$\delta = \frac{2 \pi \zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (\text{Ecuación 10})$$

Que, tras despejar ζ se puede escribir de la forma (Ecuación 11):

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (\text{Ecuación 11})$$

Este método es útil para sistemas lineales y no es aplicable a sistemas no lineales o sistemas con amortiguamiento no proporcional. Además, es importante tener en cuenta que el método del decremento logarítmico depende de la precisión en la medición y puede verse afectado por ruido en los datos experimentales (Hall, 2006).

4.2.2.3. *Parámetros de excitación y respuesta dinámica del sistema*

Como se ha comentado en el punto 4.2.1, la ecuación general del movimiento se utilizará en el análisis de los sistemas dinámicos estudiados, para lo cual, desde el punto de vista experimental, se plantearán ensayos (punto 4.4) que permitan determinar sus **respuestas dinámicas** en función de las **fuerzas de excitación** ejercidas sobre la estructura. En este sentido, el tratamiento clásico de la relación entre las **entradas** (excitación) y **salidas** (respuesta) al sistema, puede plantearse considerando las primeras como señales deterministas, aleatorias o transitorias, obteniendo así los parámetros que definen dicha relación (Newland, 2005).

En el caso del estudio, se han analizado las señales de vibración procedentes de los acelerómetros ubicados en los tres puntos de medida de la estructura (4.4.1.3), considerando como entrada el punto más cercano al de generación de la excitación y adaptando el parámetro **Transmisibilidad** a la medida de la relación entre aceleraciones en los citados puntos (entrada/salida 1, entrada/salida 2).

La fuerza de excitación es necesario registrarla para poder hacer las simulaciones, ya que el programa de elementos finitos no permite utilizar las aceleraciones como carga.

4.2.3. Modelización mediante el Método de los Elementos Finitos

La realización del modelo teórico, explicado en los puntos anteriores, mediante el Método de los Elementos Finitos (MEF), supone considerar los aspectos concretos establecidos por los programas de simulación comerciales utilizados, en este caso, Ansys 19.2 (Canonsburg, PA, EE.UU.), que serán descritos a continuación.

4.2.3.1 Malla de elementos finitos:

La malla es una discretización del sistema físico de estudio en un número finito de elementos más pequeños interconectados entre sí. Sirve para representar la geometría del sistema en estudio de manera discreta y para aproximar la solución a través de métodos numéricos. Cada elemento de malla tiene propiedades físicas asociadas, como material, comportamiento mecánico, etc. Estas propiedades se obtienen directamente de la definición de los materiales y de las condiciones de contorno. La información sobre cómo estos elementos están conectados entre sí se almacena en lo que se conoce como “matriz de conectividad”.

La generación de una malla adecuada es una parte crucial en la simulación por elementos finitos, y la calidad de la malla puede afectar significativamente la precisión y eficiencia de los resultados obtenidos. Una malla fina con elementos más pequeños puede proporcionar resultados más precisos, pero también aumenta la carga computacional. Por otro lado, una malla más gruesa puede reducir la precisión, pero acelerar los cálculos.

La configuración de malla específica de cada análisis se puede encontrar en los apartados (4.4.1.4) y (4.4.2.4) para el caso de las ramas y del sistema vibrador-poste respectivamente.

4.2.3.2 Condiciones de Contorno:

Las condiciones de contorno son restricciones aplicadas a un modelo para representar el comportamiento del sistema en los límites o fronteras de su dominio físico, siendo esenciales para obtener soluciones realistas y significativas. Las condiciones de contorno simulan cómo interactúa la estructura o componente con su entorno y cómo responde a las cargas y restricciones externas. En este sentido, existen dos tipos principales de condiciones de contorno:

- **Condiciones de contorno de desplazamiento** (o de desplazamiento prescrito). En estas condiciones, se especifica el valor de desplazamiento en ciertos puntos del dominio. Por ejemplo, se puede fijar un extremo de una viga para simular un soporte fijo al establecer los desplazamientos en esa ubicación a cero. De manera similar, se pueden aplicar desplazamientos específicos en otros puntos para simular diferentes tipos de restricciones o comportamientos en las fronteras del

modelo. En el apartado (4.4.1.4) se muestra la configuración de las condiciones de contorno de los ensayos de las ramas y en el (4.4.2.4) los correspondientes a los ensayos del sistema vibrador-poste.

- **Condiciones de contorno de carga** (o de fuerza prescrita): En estas condiciones, se especifican las fuerzas o momentos aplicados en ciertos puntos o direcciones del modelo. Por ejemplo, se podría aplicar una carga puntual en un nodo para simular la aplicación de una fuerza externa. También se pueden definir momentos prescritos para representar momentos aplicados a ciertas partes de la estructura. La fuerza registrada por la célula de carga se utiliza en las simulaciones de las ramas tal como se muestra en el apartado (4.4.1.4). En el caso del sistema vibrador-poste la carga generada por la masa excéntrica se utiliza como carga en los estudios (4.4.2.4).

4.2.3.3 Amortiguamiento:

Con el método del decremento logarítmico es posible medir la razón de amortiguamiento en un sistema. Sin embargo, el valor obtenido, es un resultado de la mezcla de todos los factores que influyen en el amortiguamiento y que de forma inevitable están interrelacionados, por lo que no es posible aportar los parámetros que necesita el software de cálculo para definir la matriz de amortiguamiento completa de un sistema complejo. Por ello existen alternativas que permiten definir la amortiguación de un sistema de forma más sencilla y, aunque son aproximaciones, se acercan a la realidad con precisión.

Como primera alternativa, en el MEF se puede definir un amortiguamiento de forma proporcional, de manera que se aplica un valor general de amortiguamiento a todo el sistema sin tener en cuenta su variación frente a diferentes valores de frecuencia. Se trata de una aproximación de baja calidad solo válida para casos muy específicos donde se conozcan y se sepan interpretar las limitaciones del modelo.

Otra opción más precisa, que ha sido la utilizada en este trabajo, es definir el amortiguamiento mediante el amortiguamiento de Rayleigh (Thomson, 1993), también conocido como proporcional, ya que considera que la matriz de amortiguamiento puede considerarse proporcional a las matrices de masa y rigidez, proponiendo la siguiente expresión (Ecuación 12):

$$(C) = \alpha(M) + \beta(K) \quad (\text{Ecuación 12})$$

donde (C) , (M) y (K) son las matrices de amortiguamiento, masa y rigidez, respectivamente, y α y β son los coeficientes de Rayleigh.

Los coeficientes α y β se determinan utilizando condiciones iniciales y finales del sistema dinámico (Ecuación 13):

$$\zeta = \frac{\alpha}{4\pi f} + \beta\pi f \quad (\text{Ecuación 13})$$

donde ζ es la razón de amortiguamiento y f la primera frecuencia natural del sistema.

Según esta expresión, para llevar a cabo el método, será imprescindible realizar al menos tres ensayos distintos utilizando el mismo material, aunque modificando su geometría, con el fin de obtener nuevos valores de amortiguamiento relacionados con distintos valores de frecuencia natural. Lógicamente, la elección de los coeficientes α y β es crítica y debe realizarse cuidadosamente para representar adecuadamente el comportamiento dinámico del sistema. En el punto 4.4.1.4 se muestran los ensayos del caso de las ramas de olivo (Figura 18).

4.2.3.4 Resolución de las ecuaciones y convergencia:

El método de los elementos finitos puede resolver las ecuaciones generadas principalmente de dos formas:

- **Método directo:** Útil para sistema poco complejos con un número de nodos relativamente pequeño.
- **Método iterativo:** A partir de una solución estimada el software calcula un resultado, que se compara con la solución inicial. A partir de varias iteraciones y dependiendo del criterio elegido en cuanto a precisión, el software llega a una solución estimada, muy cercana a la realidad.

La convergencia se refiere a la propiedad de que la solución calculada se aproxime a una solución precisa a medida que se realizan más iteraciones. Es común que la solución estimada y la real no converjan hacia un mismo valor, esto hace que sea necesario resolver el problema en varios pasos, para que el software no tenga tanta dificultad al elegir la estimación de la solución inicial. No obstante, esta división en pasos es necesaria en problemas donde la carga varía a lo largo del tiempo, tal como ocurre en los análisis realizados en este estudio, donde las cargas, que se aplican en forma de vibración, cambian constantemente de dirección. Cuanto mayor sea la tasa de variación mayor debe ser el número de pasos en los que se divida el problema completo. Al resolver cada uno de estos pasos el software rehace las matrices de rigidez y de masa.

En el caso del software utilizado, Ansys 19.2, se aplica el método de Newton-Raphson y se tienen en cuenta diferentes criterios para evaluar la convergencia: residuos, criterios y normas de error y criterios de convergencia numérica. De igual forma, existen varios factores que afectan la convergencia, como el tamaño de los elementos, las no

linealidades, los algoritmos numéricos elegidos para resolver el sistema de ecuaciones y los pasos para obtener la solución.

La convergencia exitosa se logra cuando la solución deja de cambiar significativamente y cumple con los criterios establecidos. La evaluación cuidadosa de la convergencia es esencial para garantizar la confiabilidad de los resultados obtenidos mediante el MEF.

Los estudios transitorios del sistema vibrador-poste (4.4.2.4), son los que presentan mayor desafío en términos de convergencia y precisión de resultados. El intervalo entre cada paso de resolución debe ser lo suficientemente pequeño para que no se pierda información de la carga que genera la vibración y de la respuesta de sistema.

4.2.3.5 Tipos de análisis:

En el estudio que se presenta se han realizado los siguientes:

- **Análisis modal.** Permite obtener las frecuencias naturales y los modos de vibración de la estructura, siendo una herramienta valiosa para verificar la correcta configuración de la malla y las condiciones de contorno en un modelo de elementos finitos. Su utilidad radica en asegurar que el abordaje de cálculos más complejos con esa configuración sea llevado a cabo con una mayor tasa de éxito. En el caso concreto del software Ansys, también puede utilizarse como base de un análisis estructural transitorio. El programa emplea una técnica conocida como Método de superposición modal (MSUP), que reduce notablemente la carga computacional al resolver este tipo de estudios.
- **Análisis estructural transitorio.** Estudia el comportamiento temporal de un sistema en respuesta a cargas dinámicas, periódicas o no (impactos). A diferencia del análisis estático, que se centra en el equilibrio de fuerzas en un sistema en reposo, el análisis transitorio considera las fuerzas que varían con el tiempo.
- **Análisis de respuesta armónica.** Estudia la respuesta de un sistema a excitaciones armónicas periódicas. Se centra en las frecuencias específicas de carga, lo que lo hace especialmente útil cuando las cargas varían sinusoidalmente en el tiempo. Este tipo de análisis se utiliza comúnmente en el estudio de vibraciones y respuesta dinámica de estructuras.

En el caso del vibrador electrodinámico aplicado sobre las ramas, las cargas pueden ser periódicas o no, según se genere la vibración, mientras que en el vibrador de troncos experimental aplicado sobre el poste, sí se generarían cargas periódicas. Otro caso es el de los sacudidores de copa, donde la sacudida aplicada sobre la masa foliar del olivo se considera claramente un impacto. En todos los tipos de estudio se puede considerar el amortiguamiento de los materiales para obtener resultados más precisos.

4.3. Equipos e instrumentación de medida y análisis

4.3.1. Equipos de generación de la vibración

4.3.1.1. Vibrador electrodinámico

Para generar la fuerza de excitación (vibración) en las ramas (entrada al sistema dinámico) se ha empleado un vibrador electrodinámico marca LDS (Nærum, Dinamarca), modelo Permanent Magnet Vibration Systems V406 (Figura 11). Estos equipos, comúnmente empleados en ensayos de vibraciones (*vibration testing*), están constituidos por una carcasa cilíndrica dentro de la cual se ubica el núcleo electromagnético que genera la excitación (vibración) y la transmite a una placa de trabajo. La carcasa está acoplada a un bastidor de fundición (*trunnion*), apoyado sobre soportes aislados (para evitar transmisiones de vibración al suelo), de manera que el conjunto pueda girar y posicionarse, en horizontal o vertical, para actuar en el eje requerido (Trampe Broch, 1984). La placa de trabajo incorpora el elemento (brazo) que actúa sobre la estructura a ensayar y la célula de carga para la medida de la fuerza.

El equipo está controlado por un sistema electrónico que genera la señal de excitación, la amplifica y alimenta la bobina del núcleo. En este caso, la generación de la excitación fue realizada con el Analizador de Señales Dinámicas descrito en el punto 4.3.3. El amplificador dispone de un potenciómetro para ajustar la amplitud de la vibración. Además, integra un sistema de protección diseñado para prevenir sobrecargas en el equipo en situaciones donde la vibración alcance niveles excesivos de intensidad.

En la Tabla 4 se describen las principales características del vibrador electrodinámico utilizado en los ensayos.

Tabla 4: Características técnicas del vibrador electrodinámico utilizado en los ensayos (LDS V406).

Vibrador electrodinámico V400 Series	
Sine force Peak	196 N
Max. random force RMS	89 N
Max. acceleration sine Peak	100 g
Velocity sine Peak	1.78 m/s
Acceleration sine Peak	980 m/s ²
Acceleration random RMS	446 m/s ²
Displacement continuous Peak-Peak	17.6 mm
Moving element mass	0.20 kg
Base-mounted Shaker mass	14.1 kg
Trunnion-mounted Shaker mass	22.7 kg
Armature resonance	9 kHz
Frecuency Range	5 Hz – 9 kHz
Max. Ambient working temperature	30 °C

La aplicación concreta del vibrador electrodinámico en los ensayos con ramas de olivo se describe en el punto 4.4.1.2.

4.3.1.2. *Vibrador de troncos experimental*

El vibrador de troncos de tipo orbital empleado en los ensayos constituye una herramienta experimental desarrollada por el Grupo de Investigación AGR 126, al que pertenecen los directores de la Tesis, y ha sido fabricado por la empresa Maquinaria Agrícola Crispe (Ibros, Jaén, España), colaboradora habitual del mismo, siguiendo los procesos convencionales de fabricación de estas máquinas para así obtener un modelo representativo de la realidad (Figura 12).

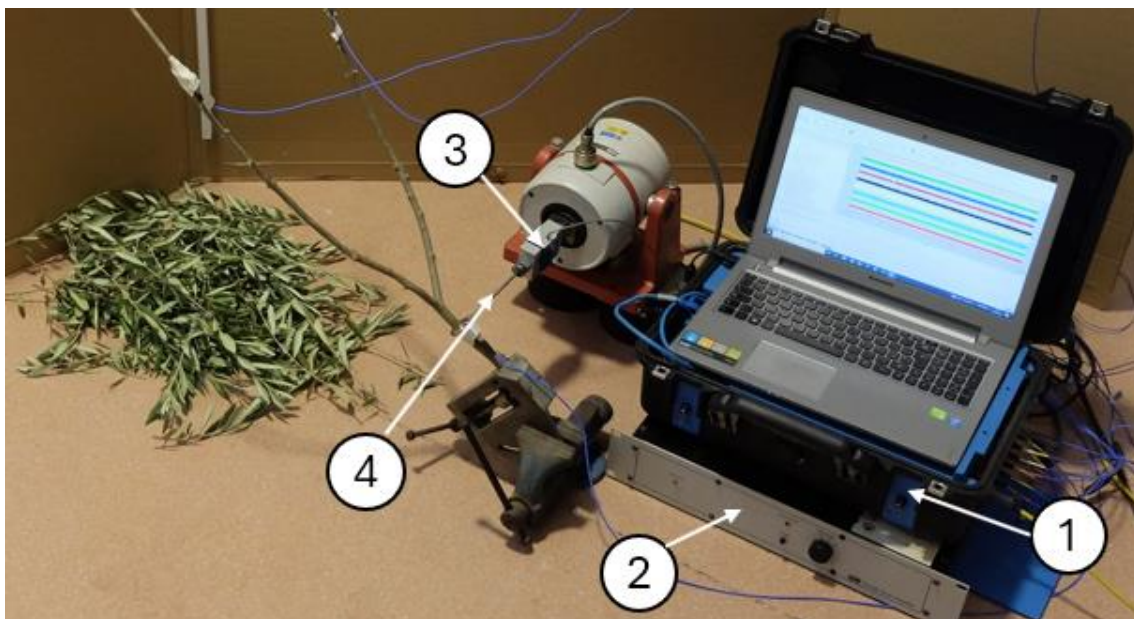


Figura 11: Vibrador electrodinámico durante un ensayo de ramas de olivo. Se puede observar el sistema de control: Analizador de Señales Dinámicas con software de generación de la excitación (1) y amplificador (2); la célula de carga para la medida de la fuerza (3) y el brazo de actuación sobre la rama (4)

El vibrador está formado por una cabeza vibradora que incorpora, en su armazón principal, la masa excéntrica generadora de la vibración y un sistema de agarre del tronco del árbol, denominado pinza, debido a su aspecto, que tiene dos brazos en cuyos extremos se localizan las almohadillas o tacos de caucho que lo agarran y aprietan durante la vibración; una estructura metálica para acoplar la cabeza al tractor, la cual se coloca suspendida en sus extremos mediante *silent-blocks* y cadenas de metal; y un sistema hidráulico que acciona la masa y permite los movimientos necesarios para posicionar la cabeza sobre el tronco y realizar el apriete del mismo antes de vibrarlo.

El sistema mecánico-hidráulico de generación de la vibración tiene los siguientes elementos principales:

- Bomba de pistón de desplazamiento variable marca Rexroth modelo A10V100 EK (Lohr am Main, Alemania), de 100 cm³, con caudal teórico de 200 l/min a 2000 r/min.
- Motor hidráulico de paletas marca Veljan modelo VM4D-128 (Hyderabad, India).
- Una masa excéntrica de 60 kg, con forma de sector de corona circular (Figura 13), que gira, con una excentricidad de 118 mm, accionada por el motor hidráulico.

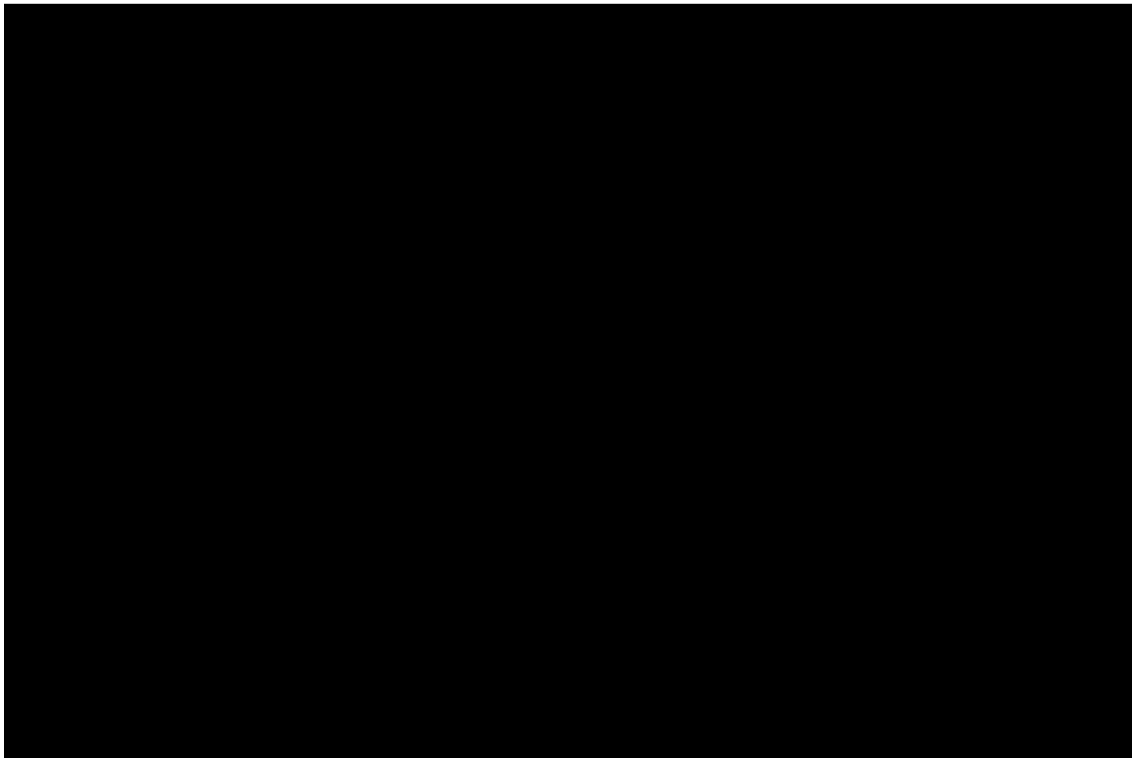


Figura 12: Vibrador de troncos experimental

La fuerza generada por el giro de la masa excéntrica (F_e) tiene de módulo el dado por la expresión (Ecuación 14):

$$F_e = m\omega^2 e \quad (\text{Ecuación 14})$$

Donde m es la masa, ω la velocidad angular y e la excentricidad.

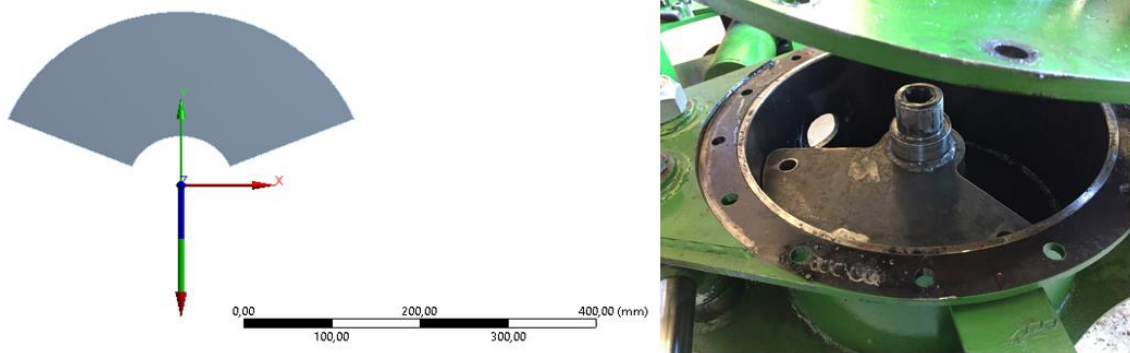


Figura 13: Representación de la masa excéntrica del vibrador en el software Ansys 19.2 para el cálculo del módulo de la fuerza generada (izquierda) y modelo real incorporado en el vibrador (derecha)

La apertura y cierre de los dos brazos de la pinza se realiza mediante sendos cilindros hidráulicos que pivotan en articulaciones, ubicadas en el armazón principal del vibrador, cerca del extremo que se encuentra próximo al tractor, asegurando una presión suficiente en el tronco. Las articulaciones son ajustables para modificar el paralelismo de las almohadillas durante el proceso de agarre, aunque para este estudio se han mantenido en una posición fija. Las almohadillas experimentan deformación cuando la pinza se cierra alrededor del tronco del árbol, evitando así dañar la corteza.



Figura 14: Detalle de ubicación de la célula de carga en el vibrador electrodinámico

4.3.2. Sensores

4.3.2.1. Medida de la fuerza

Durante los ensayos con el vibrador electrodinámico, se han registrado de forma continua en el tiempo las fuerzas ejercidas sobre las ramas, mediante el uso de una célula de carga marca *Interface* modelo SM-5000 N (Tabla 5), ubicada entre el vibrador y el punto de aplicación de la vibración en la rama (Figura 14).

4.3.2.2. Medida de la vibración

La vibración (aceleración) obtenida sobre los diferentes puntos de la estructura (ramas o vibrador de troncos) se ha medido mediante 3 acelerómetros piezoeléctricos triaxiales marca PCB modelo 356A32 (Depew, NY, EE. UU.) (Tabla 6) cuyas señales han sido acondicionadas y registradas con el Analizador de Señales Dinámicas descrito en el punto 4.3.3. (Figura 15).

Tabla 5: Características técnicas de la célula de carga utilizada en los ensayos (*Interface SM-5000 N*)

Célula de carga SM S-TYPE	
Capacidad de medida máxima	5000 (N)
Precisión	
No linealidad	± 0.03 %
Histéresis	± 0.02 %
No repetibilidad	± 0.01 %
Fluencia (20 minutos)	± 0.025 %
Temperatura	
Rango compensado	-15 / 65 (C°)
Rango de operación	-55 / 90 (C°)
Corrección en salida - %Max	± 0.0015 (C°)
Corrección en reposo	± 0.0027 (C°)
Características eléctricas	
Tensión de salida máxima	3.0 (V)
Estabilidad en reposo	± 1 %
Resistencia del puente	350 ohm
Voltaje de alimentación	15 (V)
Resistencia de aislamiento	5000 MOhm
Características mecánicas	
Calibración	En Tensión
Carga axial máxima	±150 % capacidad de medida
Primera frecuencia natural	3350 Hz
Deformación máxima	0.13 mm
Material	Aluminio

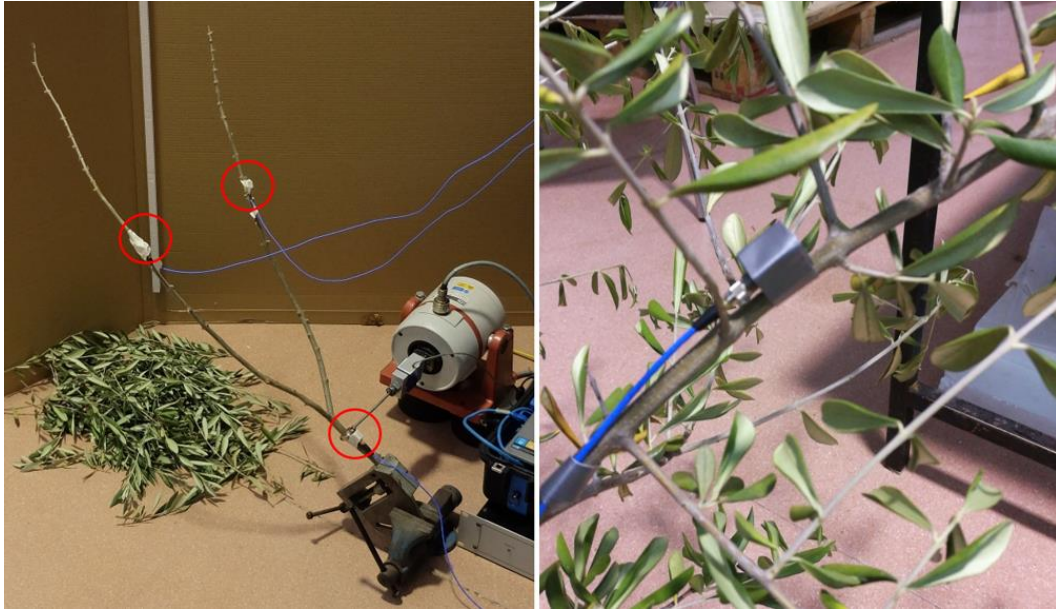


Figura 15: Ensayo de una rama de olivo donde se muestra la ubicación de los acelerómetros (izquierda) y detalle de su montaje (derecha).

Tabla 6: Características técnicas de los acelerómetros utilizados en los ensayos (PCB 356A32).

Acelerómetro PCB 356A32	
Tipo	Triaxial ICP®
Características físicas	
Elemento sensor	Cerámico
Geometría	Shear
Material	Titanio
Tamaño	11.4x11.4x11.4 mm
Peso	5.4 g
Conexión	Cable BNC
Características de funcionamiento	
Medida	Por contacto directo
Sensibilidad ($\pm 10\%$)	10.2 mV/(m/s ²)
Rango de medida	± 491 m/s ² peak
Rango de frecuencias ($\pm 5\%$)	1.0 a 4000 Hz
Frecuencia de resonancia	≥ 25 kHz
Resolución	0.003 m/s ² RMS
No linealidad	$\leq 1\%$
Sensibilidad transversal	$\leq 5\%$
Características ambientales	
Límite de carga (shock)	± 49050 m/s ² peak
Rango de temperatura	-54 a +121 °C
Sensibilidad a la tensión de base	0.01 (m/s ²) / $\mu\epsilon$
Características eléctricas	
Tensión de alimentación	24 a 30 VDC
Intensidad de alimentación	2 a 20 mA
Impedancia de salida	≤ 200 Ohm

Para medir el amortiguamiento (método del decremento logarítmico) se ha utilizado un vibrómetro láser marca Polytec modelo PDV 100 (Tabla 7), el cual permite la medida sin contacto de las vibraciones (en modo velocidad) (Figura 16), evitando así la incorporación de masa adicional al sistema (la del acelerómetro y los cables) y, con ello, la alteración en su comportamiento natural.

Tabla 7: Características técnicas del vibrómetro láser utilizado en los ensayos (Polytec PDV 100)

Vibrómetro Polytec PDV 100	
Características metrológicas	
Tipo de decoder	Velocidad digital, 3 rangos de medida
Rango de frecuencias	0.5 Hz - 22 kHz
Rango de medida	5, 25 y 125 mm/s/V
Salida a fondo de escala (peak)	20, 100 y 500 mm/s
Resolución	< 0.02, < 0.02 y < 0.1 $\mu\text{m/s RMS}$
Salida analógica	Velocidad, $\pm 4\text{V}$, 24-bit DAC
Conector	BNC
Tipo	Láser (HeNe)
Rango dinámico	> 90 dB
Exactitud de calibración	$\pm 1\%$ (20 Hz...22 kHz)
Impedancia de salida	50 Ω
Filtros	Paso bajo digital: 1, 5 y 22 kHz (± 0.1 dB), roll-off 120 dB/dec Paso alto analógico: 100 Hz (- 3 dB), roll-off 60 dB/dec
Características ópticas	
Tipo de láser	HeNe
Clase de láser	Class 2, < 1 mW output power, eye-safe
Longitud de onda láser	633 nm, visible red laser beam
Focus	manual
Dirección	Unidireccional
Distancia de medida	90 mm – 30 m
Características generales	
Peso	2.6 kg
Dimensiones	300 x 64 x 129 mm
Temperatura de operación	+ 5 a + 40 $^{\circ}\text{C}$
Clase de protección	IP64

4.3.3. Analizador de señales dinámicas

Las señales dinámicas procedentes de los sensores de fuerza y vibración se han acondicionado, registrado y analizado mediante un Analizador de Señales Dinámicas de la marca OROS modelo OR36 Mobi-Pack (Meylan, Francia) (Tabla 8). Este equipo, especialmente diseñado para su uso en condiciones duras de trabajo en campo, consta de

16 canales de entrada y el control de sus funciones se realiza mediante un ordenador portátil y la plataforma de software NVGate v.8 del mismo fabricante (Figura 11).



Figura 16: Vibrómetro láser utilizado en los ensayos.

Tabla 8: Características técnicas del Analizador de Señales Dinámicas utilizado en los ensayos (OROS OR36 Mobi-Pack).

Analizador de señales OR36 Mobi-Pack	
Frontal	
Entradas dinámicas	4/8/12/16
Entradas universales 8DYN/DC)	4/8/12/16
Entrada/conector	1
Tipo	BNC
Sinc. Ext. (Triggers/Tach)	0/2/4/6
Salidas (Generadores)	0/2/4/6
Canales auxiliares DC	2/4
Entradas	
Capacidad de muestreo	2048 – 102400 datos/s
Rango de medida	± 300 mV - ± 40 V
Exactitud	Fase: $\pm 0.02^\circ$, Amplitud: ± 0.02 dB; Dinámica: > 140 dB.
Filtros	Paso Alto/Bajo, Banda Stop/Paso, Integrador (simple/doble), Diferenciador, A/C/Z
Coupling	AC/DC/ICP [®] /TEDS/Float
Sistema	
Disco duro	128 Gb
Procesadores (DSP)	1 a 4 – Fuerza
Autonomía	2 h
Alimentación	AC (100 V a 240 V)
Conectividad	WiFi – 1 Gb/s
Peso	10 kg
Dimensiones	410 x 180 x 360 mm

Accesorios	
Interfaz CAN bus	CAN Bus Hi-Z
Células de carga	Acondicionador de puentes de Wheatstone.
Temperatura	Acondicionador de termopares y RTDs

El software NVGate v.8 está configurado de forma modular permitiendo desarrollar el análisis de las vibraciones en base a parámetros básicos y específicos de la aplicación. En concreto, los módulos disponibles actualmente son:

- Módulos generales:
 - De gestión de señales:
 - Grabación
 - Reproducción
 - Monitorización
 - Waterfall
 - De Análisis:
 - Espectro de banda estrecha (FFT)
 - Seguimiento de órdenes de banda constante (CBT)
 - Análisis de órdenes sincronizado (SOA)
 - Análisis en el dominio del tiempo (TDA)
 - ORDiag
 - Banda de porcentaje constante de octava 1/n (OCT)
 - Niveles acústicos
 - Direct recording
 - Entradas virtuales (VIN, VDC).
- Módulos específicos:
 - Análisis modal
 - Engine Diag
 - ORBIGate[®]
 - Monitorización
 - Balancing simple y dual
 - Balancing multiplano
 - Intensidad Sonora

- Potencia Sonora
- Calidad Acústica
- Holografía
- Beamforming
- TPA - Transfer Path Analysis
- EV/HV

4.3.4. Programas de diseño, simulación y análisis

Se utilizó Solidworks Standart 2020 (Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, Massachusetts, EE. UU.) como programa de diseño asistido por ordenador (CAD) para generar la geometría, tanto en el estudio de las ramas como en el estudio del poste. Se utilizaron únicamente las herramientas incluidas en la versión básica de software:

- Croquis en plano.
- Croquis en tres dimensiones.
- Generación de superficies.
- Cosido de superficies.
- Generación de sólidos a partir de superficies.
- Extrusiones.
- Barridos
- Generación de geometría de referencia.

El software Ansys 19.2 (Ansys Inc, Canonsburg, Pensilvania, EE. UU.) se utilizó para realizar todas las simulaciones por elementos finitos. Ansys es un paquete de herramientas compuesto de módulos, cada uno destinado a una función específica o a un tipo de cálculo concreto. El entorno principal de trabajo es llamado Workbench, donde se encuentran clasificados por tipo todos los módulos disponibles. Ansys permite realizar simulaciones de variada naturaleza destacando en su capacidad para abordar estudios estructurales, aerodinámicos y fluidodinámicos. Durante las simulaciones realizadas en este trabajo se han utilizado los siguientes módulos:

- SpaceClaim (CAD)
- Análisis modal
- Análisis de sólido rígido
- Análisis estático estructural

- Análisis transitorio
- Análisis de respuesta armónica.

4.3.5. Otros equipos e instrumentación

En los ensayos se han utilizado otros equipos de medida e instrumentación complementarios y que son descritos en los apartados específicos correspondientes a dichos ensayos (puntos 4.4.1 y 4.4.2).

4.4. Ensayos

4.4.1. Ensayos de vibración de ramas de olivo.

4.4.1.1. Diseño de los ensayos

Todas las ramas se han ensayado en dos estados bien diferenciados: rama completa, con todos sus tallos y hojas intactos, y rama desnuda, en la que solo queda la estructura principal de la rama, tras eliminar manualmente todos los tallos y hojas. En todos los casos, también se han eliminado de forma manual los frutos existentes en las ramas, ya que su distribución es heterogénea y esto puede provocar comportamientos diferentes en las mismas a pesar de mantener propiedades estructurales similares. Añadir el efecto de los frutos en la rama en la aplicación del MEF introduciría complejidad extra e incertidumbre y se apartaría del objetivo de este trabajo.

Los ensayos realizados son de dos tipos:

- **Ensayos de vibración forzada** (Figura 17). Son los que permiten obtener el patrón de vibración de las ramas a través de los parámetros descritos en el punto 4.2.2.3. Se realizan aplicando una vibración forzada, mediante el vibrador electrodinámico, en la base de la rama, y se mide la fuerza aplicada y las aceleraciones generadas en los puntos de interés para el estudio. Las ramas elegidas presentan un tramo recto y una bifurcación en “Y” que deriva en dos subramas que contienen el follaje, ubicándose, los puntos de medida de las aceleraciones, en 3 posiciones: uno en el tramo recto y los otros dos uno en cada subrama. Las vibraciones forzadas que se han generado son de dos tipos:
 - Ruido blanco aleatorio, en el rango de 1–100 Hz, para caracterizar el comportamiento dinámico de las ramas a diferentes frecuencias de excitación.
 - Vibración senoidal de 20 Hz, para estudiar el efecto de una vibración forzada regular con valores de frecuencia similares a los utilizados en la cosecha mecanizada de olivos.

- **Ensayos de oscilación libre.** Se trata un experimento sencillo en el cual se aplica una fuerza al extremo de una rama, deformándola por flexión, para luego liberarla y permitir que oscile libremente. La oscilación resultante de este proceso coincide con el primer modo de vibración de la rama, correspondiente a su primera frecuencia natural. Mediante el uso de sensores es posible registrar esta vibración y determinar el valor de la frecuencia natural y el coeficiente de amortiguamiento utilizando el método del decremento logarítmico, así como los coeficientes de Rayleigh.

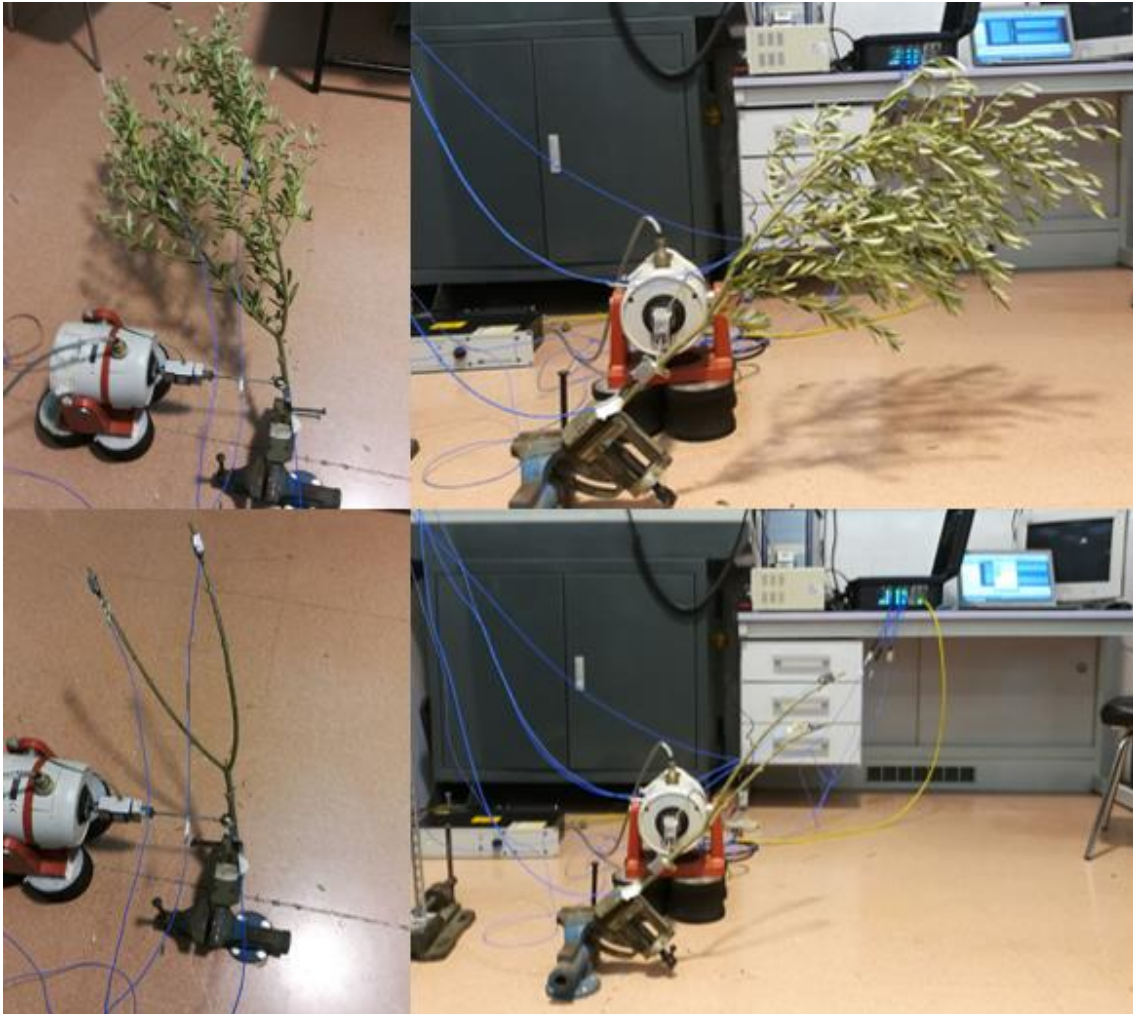


Figura 17: Secuencia de un ensayo de vibración forzada sobre ramas de olivo. Vista general, en planta y frontal, de ramas con hojas, y ramas desnudas.

4.4.1.2. Descripción del material vegetal y del sistema de generación de la vibración.

Se han utilizado 26 ramas, cortadas de diferentes olivos de la variedad Arbequina, durante las campañas de cosecha (septiembre-noviembre) de 2019 (N = 14) y 2020 (N = 12), de una parcela de olivar intensivo ubicada en la Finca Experimental que la

Universidad de Córdoba tiene en el Campus de Rabanales. Según su tamaño, fueron clasificadas en dos grupos: pequeñas ($N = 14$), de, aproximadamente, 1 m de longitud y 13 mm de diámetro en su extremo cortado; y medianas ($N = 12$), de, aproximadamente, 1.5 m de longitud y 28 mm diámetro. Todos los ensayos se han realizado inmediatamente después de cortar las ramas para así evitar la influencia de cambios en sus propiedades con el tiempo.

Las ramas se han colocado siempre de la misma forma, siendo sujetadas, por el extremo donde se les realizó el corte de extracción del árbol, en un tornillo fijo al suelo, con un agarre en forma de “V” de longitud 70 mm y cuatro puntos de contacto por sección. Las dos subramas de la bifurcación (A y B) se posicionan a la misma altura desde el suelo, contenidas, aproximadamente, dentro de un plano de 45° en relación con el horizontal, simulando su ubicación natural en el árbol.

Cerca de la base de cada rama, a 85 mm desde el punto de sujeción, se conecta, de forma rígida, con un agarre metálico, el vibrador electrodinámico LDS V406, mediante una varilla metálica, en un ángulo de 90° con respecto a la rama y paralela al suelo. Este aspecto es importante, ya que la mesa de trabajo del vibrador debe ser rígida, para que todos los puntos se muevan en fase, y el elemento móvil debe permitir el movimiento a lo largo de un solo eje.

Con el vibrador electrodinámico, controlado por el Analizador de Señales Dinámicas OROS OR36 Mobi-Pack, se han generado, en cada rama y en diferentes pruebas, los dos tipos de vibración forzada indicados anteriormente (ruido blanco y vibración senoidal), manteniendo la señal durante 60 s, para conseguir una respuesta estable, realizándose dos repeticiones de toma de datos en cada caso. La amplitud de la vibración se ha mantenido homogénea durante las pruebas, ajustándose manualmente para evitar exceder los límites del vibrador. El amplificador del vibrador electrodinámico siempre aumenta la señal que le llega desde el Analizador y el potenciómetro sirve para ajustar cuánto aumenta, aunque, al fijarlo en posiciones determinadas, puede saltar la protección por sobreintensidad. Para solucionar esto se hizo una normalización de los datos que se describe en el apartado de resultados.

La vibración senoidal en diferentes frecuencias se caracteriza por su suavidad y continuidad y se observa en diversos fenómenos naturales, como las ondas sonoras, las ondas electromagnéticas y el movimiento de péndulos. Los ensayos que emplean vibraciones senoidales son más simples de analizar, aunque proporcionan menos información, limitándose a obtener y comparar valores RMS de la amplitud de las vibraciones registradas y valores de Transmisibilidad en la frecuencia específica ensayada (20 Hz). La vibración en forma de ruido blanco se utiliza para obtener la respuesta en frecuencia de las ramas, caracterizándose por presentar una distribución uniforme de energía en todo el rango de frecuencias utilizado en su configuración (1 - 100 Hz).

4.4.1.3. Configuración de los equipos de medida y análisis

En cada rama se han colocado 3 acelerómetros triaxiales fijados con bridas de plástico a las mismas, comprobando que este dispositivo permite una respuesta correcta. El primer acelerómetro se posiciona, aproximadamente, a 85 mm desde el punto de fijación del vibrador electrodinámico y los otros dos en cada subrama, a 0.5 m del primer acelerómetro, para ramas de tamaño pequeño, y 0.9 m, para ramas de tamaño mediano (Figuras 15 y 17). Los cables de conexión de los acelerómetros se han suspendido para minimizar su influencia en las pruebas dinámicas.

El Analizador de Señales Dinámicas registra los valores de aceleración en función del tiempo (dominio del tiempo) en los puntos en los que se instalan los acelerómetros, procesando las aceleraciones obtenidas para convertir los resultados en valores de aceleración en función de la frecuencia (dominio de la frecuencia), mostrando los resultados en el formato Densidad Espectral de Potencia (PSD). Los parámetros de configuración del equipo han sido los siguientes:

- Frecuencia de muestreo: 2048 datos/s.
- Análisis FFT: cuatro bloques de 401 líneas de datos y un solapamiento del 50 % para lograr una resolución de 0.5 Hz en los resultados en función de la frecuencia.
- Ventana de ponderación: Hanning
- Resultados en dominio de frecuencia: PSD en valor pico

La aceleración en cada punto de medida se calcula como el módulo del vector resultante de las aceleraciones registradas en cada eje (x, y, z) del acelerómetro triaxial, obteniéndose éstas como valor pico (*Peak*) de la amplitud a la frecuencia de estudio determinada mediante el análisis espectral (FFT).

En los ensayos de las ramas, para calcular la Transmisibilidad se han usado, como entrada, la aceleración del acelerómetro ubicado cerca del punto de aplicación de la fuerza de excitación ejercida con el vibrador electrodinámico y, como salida, las aceleraciones de los acelerómetros ubicados en los extremos de la rama.

En cuanto a la célula de carga, su configuración también ha sido configurada para una frecuencia de muestreo de 2048 datos/s.

4.4.1.4 Aplicación del Método de los Elementos Finitos (MEF)

Para la aplicación del MEF, en este punto, se van a definir tres aspectos:

- Parámetros mecánicos de los materiales
- Modelado CAD de las ramas
- Configuración del software de cálculo

1) Determinación de parámetros mecánicos de los materiales:

Se han llevado a cabo una serie de ensayos con el objetivo de determinar los parámetros mecánicos de las ramas. En el software Ansys, se han asignado diferentes materiales, cada uno con sus respectivas propiedades, a distintas partes de la geometría, según resulte pertinente para el estudio. Concretamente, durante las simulaciones, se han empleado dos materiales distintos, “Rama” y “Tallo”, que representan, respectivamente, el material del que están constituidas las ramas desnudas y los tallos.

Como paso intermedio para obtener las propiedades del material “Tallo”, se han llevado a cabo mediciones de las propiedades de los tallos desnudos (sin hojas) para conocer sus características mecánicas. De esta forma la medición del módulo de Young resulta más sencilla, pudiendo obtener con precisión sus valores y luego incorporar el efecto de las hojas, que únicamente aportan masa y amortiguación.

Para calcular los parámetros mecánicos simplificando las simulaciones se han realizado las suposiciones establecidas en la Tabla 9.

Tabla 9: Supuestos de cálculo de los parámetros mecánicos de las ramas introducidos en el modelo de elementos finitos.

Propiedad	Estructura	Supuesto de cálculo
Densidad	Rama	Constante en toda su estructura
	Tallo	Constante en toda su estructura
	Tallo desnudo	Constante en toda su estructura
Módulo de Young	Rama	Isotrópico y constante en toda su estructura
	Tallo	Se corresponde con el valor de “Tallo desnudo”
	Tallo desnudo	Isotrópico y constante en toda su estructura
Amortiguamiento	Rama	Constante en toda su estructura, coeficientes de Rayleigh
	Tallo	Constante en toda su estructura, coeficientes de Rayleigh
	Tallo desnudo	Constante en toda su estructura, coeficientes de Rayleigh

A) Cálculo de densidad de los materiales:

Determinando experimentalmente la densidad media de la rama desnuda (“Rama”) y de los tallos (“Tallo”), es posible hacer una buena aproximación de la masa del modelo a partir de la geometría creada. De las ramas muestreadas, se han cortado muestras de ramas desnudas y tallos y se han pesado utilizando balanzas de laboratorio (Gram, EH-6000, España). El volumen de las muestras se ha estimado midiendo el volumen de agua desplazada al introducirlas en un recipiente nivelado. La densidad estimada de cada material se ha obtenido, simplemente, como la relación entre la masa y el volumen de cada muestra.

B) Elasticidad y rigidez de los materiales:

De las ramas muestreadas, se han cortado 26 subramas rectas e independientes y 26 tallos de diferentes longitudes para caracterizar la elasticidad y el amortiguamiento de cada tipo de estructura. La razón para llevar a cabo el estudio con ramas rectas es simplificar la geometría y obtener un modelo virtual lo más similar posible al real sin necesidad de procesos complejos de modelado.

A cada subrama y tallo se le ha aplicado un **ensayo de oscilación libre**, de tres repeticiones, en cada una de las tres direcciones cartesianas, tomando el plano XY como el suelo. La medida de la vibración en estas estructuras se ha registrado con el vibrómetro láser, determinándose la primera frecuencia natural mediante análisis FFT. Cada una de las geometrías medidas de la estructura de la rama, por un lado, y de los tallos, por otro, se han exportado al software Ansys. A cada geometría se le ha asignado su material correspondiente (“Rama” o “Tallo”). En este momento del ensayo, solo se conocen los valores de densidad, calculados en el punto anterior, utilizándose un coeficiente de Poisson de 0.28 (Bentaher et al., 2013;Hoshyarmanesh et al., 2017)

Con esta configuración se ha llevado a cabo un análisis modal paramétrico, que permite realizar el mismo cálculo con diferentes módulos de Young definidos dentro de un rango elegido. De esta forma, se obtienen, como resultados, diferentes valores para la primera frecuencia natural de la muestra elegida, tantos como iteraciones realizadas con los diferentes módulos de Young. Gracias al ensayo de vibración libre, se conoce, previamente, el valor correcto de la primera frecuencia natural en cada caso, por tanto, para conocer el valor correcto del módulo de Young, simplemente, se debe elegir el valor que ofrezca como resultado un valor de primera frecuencia natural que coincida con el dato obtenido en el ensayo de vibración libre. Por tanto, para cada muestra se han obtenido valores diferentes de módulo de Young, utilizándose, para hacer los cálculos definitivos, en las simulaciones de vibración forzada, los valores medios en cada uno de los materiales.

Suponiendo isotropía, el módulo de elasticidad, el coeficiente de Poisson y el módulo de rigidez de los materiales son iguales en cualquier dirección y están relacionados entre sí, siendo posible calcular uno de ellos mediante los otros dos. Por tanto, se ha decidido utilizar el valor del coeficiente de Poisson indicado como valor correcto para realizar los ensayos de vibración forzada, de esta forma no es necesario obtener el módulo de rigidez, quedando completamente definidos los materiales.

Se han probado otros métodos, como el uso de un penetrómetro para medir las deformaciones a partir de una carga aplicada, pero la participación de elementos mecánicos necesarios para la realización del ensayo ha mostrado su mayor imprecisión.

C) Amortiguamiento de los materiales:

A partir de las mismas muestras utilizadas en el apartado anterior y ampliando el mismo ensayo de oscilación libre, se ha determinado el amortiguamiento de los materiales, mediante el método del **decremento logarítmico**. Para esto ha sido necesario obtener varios datos asociados de frecuencia natural y de razón de amortiguamiento de cada muestra, lo cual se ha conseguido modificando la geometría de la rama, acortando su longitud, y repitiendo los ensayos. Con estos datos se pueden determinar los coeficientes de amortiguamiento de Rayleigh.

El procedimiento consiste en registrar, con el vibrómetro, la señal temporal de velocidad (Figura 18) y obtener una ecuación, con un algoritmo programado en Matlab, que se ajuste a los valores máximos de amplitud, que será del tipo (Ecuación 15):

$$A = A_0 e^{-\lambda t} \quad (\text{Ecuación 15})$$

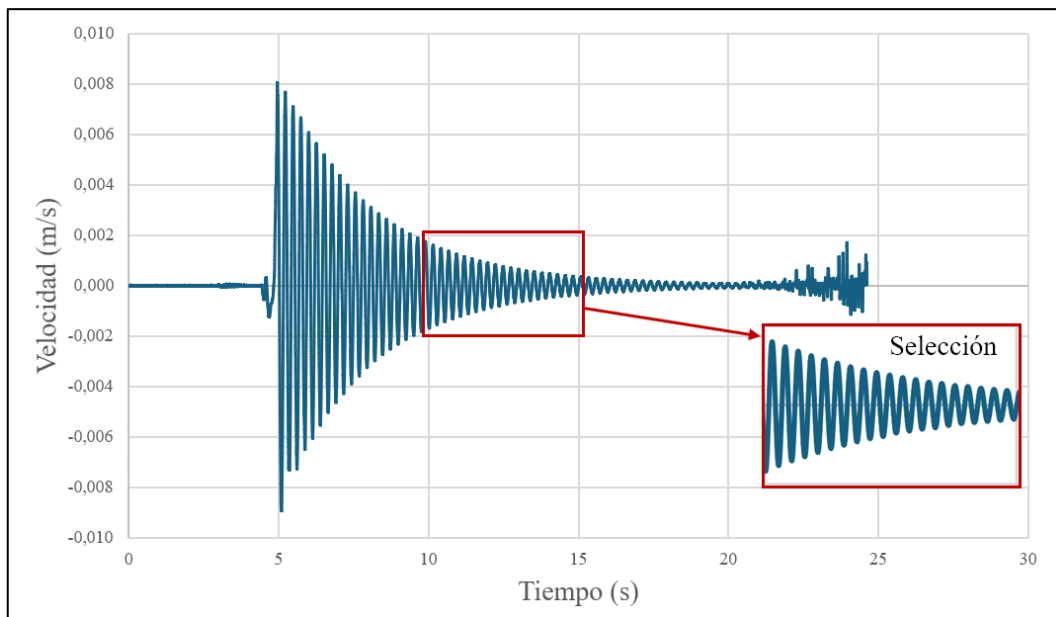


Figura 18: Señal obtenida del ensayo de oscilación libre de una rama para aplicación método del decremento logarítmico

Comparando con la ecuación general del movimiento amortiguado de una barra empotrada (Ecuación 16), en la que la componente exponencial define el amortiguamiento (Pérez-Peña et al., 2016), se obtiene (Ecuaciones 17, 18, 19):

$$A = A_0 e^{-\zeta 2\pi f t} \cos (2\pi f t \sqrt{1 - \zeta^2} + \varphi) \quad (\text{Ecuación 16})$$

$$e^{-\lambda t} = e^{-\zeta 2\pi f t} \quad (\text{Ecuación 17})$$

$$-\lambda t = -\zeta 2\pi f t \quad (\text{Ecuación 18})$$

$$\zeta = \frac{\lambda}{2\pi f} \quad (\text{Ecuación 19})$$

Siendo:

- A: Amplitud de la vibración en tiempo t
- A₀: Amplitud inicial de la vibración
- ζ: Razón de amortiguamiento
- f: Frecuencia de vibración
- t: Variable tiempo
- φ: Desfase angular

Finalmente, se realiza la representación gráfica de todas las combinaciones de ζ y f obtenidas y se ajusta una curva con la forma de la ecuación de Rayleigh (punto 4.2.3.3), forzando así al algoritmo a calcular las constantes α y β de la misma (Figuras 24 y 25).

2) Modelado CAD de las ramas:

La estructura principal de las ramas se considera de sección circular de diámetro variable. De ella surgen los tallos, que se consideraran de diámetro constante y de longitud homogénea. Estos se reparten uniformemente por toda la estructura principal de la rama quedando unidas en sus intersecciones con la estructura principal de la rama (Figura 9). Las hojas no se representan gráficamente en el modelo CAD, ya que añadirían mucha complejidad al proceso de modelado CAD y la malla del modelo de elementos finitos sería extremadamente compleja. Es suficiente con incluir el efecto de las hojas en los tallos a través de la modificación de los parámetros de amortiguamiento y densidad de los tallos desnudos.

Los tallos no se han modelado exactamente como son en la realidad, para no complicar más todavía el proceso, dibujándose de forma aleatoria repartidos uniformemente sobre la estructura principal de la rama. Para ello se utilizan modelos alámbricos que logran una simplificación importante, evitando así una malla muy compleja y una carga computacional elevada en las simulaciones por elementos finitos (Figura 9). Se han añadido tantos tallos como para que el modelo CAD final tenga la misma masa que la rama real. Para ajustar con precisión el peso final, la longitud de los tallos se ha modificado con un margen de ± 50 mm.

La estructura principal de la rama (en forma de Y) se modela a partir de una serie de puntos de los que se han obtenido sus coordenadas cartesianas en el espacio (x, y, z). Entre cada punto medido se dejó una distancia de aproximadamente 100 mm. Para realizar las mediciones se desarrolló un dispositivo, creado específicamente para este propósito, que permite obtener las coordenadas mediante un procesamiento de triangulación (Figura 19). El dispositivo consta de una barra horizontal en voladizo suspendida sobre una estructura que alberga las ramas a modelar. La barra puede girar libremente alrededor de su centro, punto en el que se encuentra un encoder (*Mapro*, IS700) conectado a una interfaz y que sirve para proporcionar el posicionamiento angular de la barra. En un extremo de la barra, a 0.5 m del centro, se encuentra un medidor de distancia láser (*Disto*, s910) que cuenta con una rotula para orientarse hacia el punto a medir. Para realizar la medida, un operador debe enfocar el láser hacia el punto específico de la rama que desea medir, desde un mínimo de tres posiciones angulares diferentes (indicadas como 1, 2 y 3), obteniendo así tres posiciones angulares junto con sus tres distancias asociadas.

Las coordenadas cartesianas (x, y, z) del punto medido se calculan a través de un software de elaboración propia desarrollado para la ocasión, siendo las del punto de intersección de las tres esferas (Ecuación 20) que se obtienen a partir de los datos de ángulo y distancia medidos anteriormente, siendo en cada caso el centro de la esfera el punto donde se encuentra el medidor láser y su radio la distancia medida hasta la rama. La posición del centro de la esfera siempre se puede conocer a partir del ángulo medido en la barra (2).

$$ri^2 = x^2 + y^2 + z^2 \quad (\text{Ecuación 20})$$

Previamente a la realización de las mediciones en las ramas, se han realizado pruebas de medición con elementos de forma geométrica conocida, obteniéndose un error promedio del 3 % en la comparativa de los datos reales frente a los datos medidos con el utensilio.

Los puntos medidos a partir de sus coordenadas se introducen en el software CAD y se unen mediante “splines”. En cada punto se crea un plano perpendicular a la “spline” y en ellos se dibujan las secciones circulares que representan al diámetro de la rama en

dichos puntos. Los diámetros se miden manualmente con un calibre digital en las ramas, coincidiendo con el punto que se ha medido con el dispositivo. Por último, se han creado operaciones de barrido, entre las diferentes secciones circulares, utilizando la “spline” principal como directriz. El resultado final es un sólido en forma de Y que representa la estructura principal de la rama. Este sólido es el que se utiliza para realizar las simulaciones por elementos finitos para los casos de las ramas desnudas. Con base en este sólido, se crean modelos alámbricos, con croquis 3D, para representar los tallos de la rama, de una longitud aproximada de 150 mm y espaciados uniformemente sobre el mismo.

3) Configuración del software de cálculo mediante el MEF:

A continuación, se describen los pasos y consideraciones necesarias para preparar y completar las simulaciones por elementos finitos realizados en las ramas mediante el software Ansys. Entre paréntesis figuran los nombres originales en inglés de los elementos configurados en el software para ofrecer así una referencia más clara.

A) Importación de la geometría.

El primer paso para para realizar las simulaciones por elementos finitos, consiste en importar al software las geometrías obtenidas en los apartados anteriores. Los elementos geométricos que definen la rama desnuda y los tallos deben ser diferenciables dentro de la geometría que define la rama completa y se consideran cuerpos independientes. En la forma en que se ha realizado el modelo se tiene un cuerpo que representa la rama desnuda y una serie de elementos viga que representan los tallos

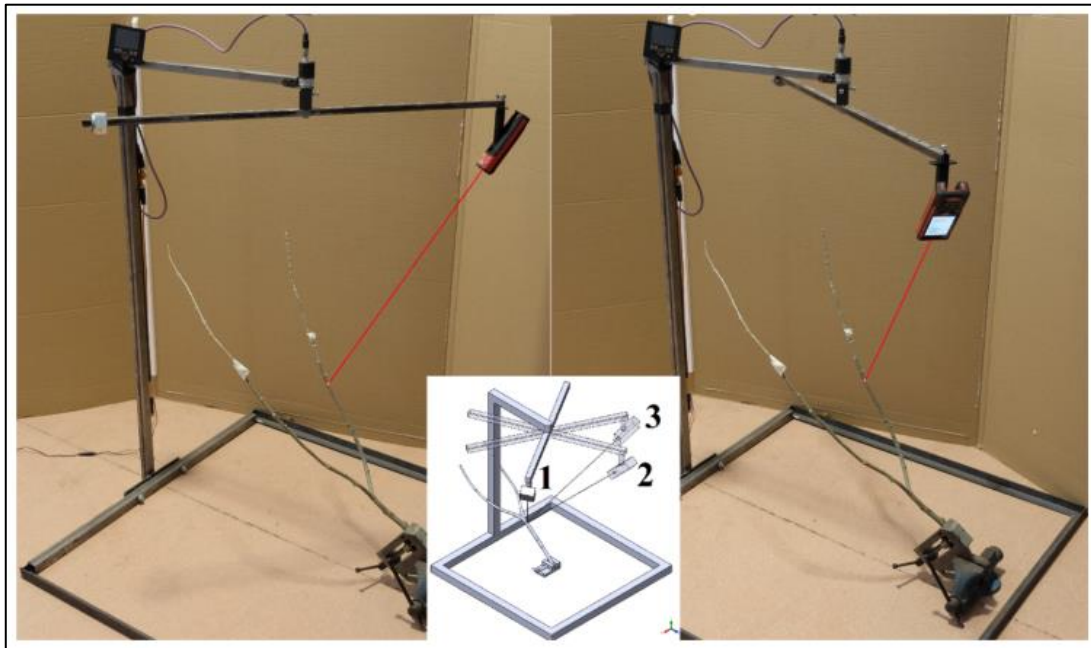


Figura 19: Dispositivo de medida de las coordenadas cartesianas (x, y, z) de las ramas mostrando dos mediciones (izquierda y derecha) de las tres necesarias (esquema del centro).

B) Asignación de materiales.

En el software Ansys, respetando la nomenclatura utilizada en los apartados anteriores, se crean los dos materiales que se usan en las simulaciones. Cada material se define por todas las propiedades mecánicas obtenidas anteriormente. A cada elemento geométrico independiente se le asigna su material correspondiente, “Rama” o “Tallo”, como ya se ha indicado. En la Tabla 10 se muestran los valores de los parámetros mecánicos medios obtenidos a partir de todos los ensayos anteriores y que se utilizarán en las simulaciones. Los valores finales se muestran en el apartado de Resultados.

C) Definición de Condiciones de contorno.

Las condiciones de contorno de las simulaciones se definen directamente en el módulo de cálculo de Ansys (Workbench). En la base del modelo CAD de la rama desnuda se añade una unión (“joint”) de tipo fijo (“fixed”) que une el cuerpo de la rama con la referencia fija del modelo (“body to ground”). Este tipo de unión representa un empotramiento en la base de la rama, donde no se permiten los desplazamientos ni los giros en ninguna dirección. Como se ha comentado, las ramas completas se componen de un cuerpo que define la rama desnuda y múltiples cuerpos alámbricos que definen a cada uno de los tallos, por tanto, es necesario convertir la estructura alámbrica de los tallos en elementos viga (“beam”), utilizándose el software SpaceClaim (módulo CAD integrado en Ansys). En el módulo de cálculo se han generado, manualmente, múltiples uniones (“joint”), entre la rama y cada uno de los tallos (“body to body”), de tipo fijo (“Fixed”), siendo esta una unión rígida que no permite desplazamientos ni giros relativos entre ambos cuerpos. Por último, se han agregado masas puntuales de 5.4 g, en los puntos de ubicación de los acelerómetros, para tener en cuenta el efecto que estos tienen sobre el análisis.

Tabla 10: Parámetros mecánicos medios medidos y calculados a partir de los ensayos realizados con ramas de olivos. Valores mostrados en valor medio y desviación estándar.

	Parte de la rama	Ramas Pequeñas	Ramas medianas	Media
Masa (g)	Rama	82.8 ± 19.3	792.8 ± 227.4	424.7 ± 393.4
	Tallo	171.7 ± 49.4	922.2 ± 242.0	533.1 ± 417.5
Densidad (g/cm³)	Rama	1.05 ± 0.2	1.35 ± 0.7	1.22 ± 0.5
	Tallo	0.6 ± 0.3	0.7 ± 0.1	0.7 ± 0.2
Humedad relativa (%)	Rama completa	49.4±4.9	48.4 ± 5.9	48.9 ± 5.4
Longitud (mm)	Rama	1057.2 ± 105.3	1453.4 ± 141.1	1201.0 ± 193.2
	Tallo	209.1 ± 45.8	301.2 ± 42.9	225.0 ± 64.0
Diámetro base (mm)	Rama	13.1 ± 1.2	27.8 ± 2.7	20.2 ± 7.8
	Tallo	2.1 ± 0.2	2.9 ± 0.6	2.5 ± 0.6
Módulo de Young (N/mm²)	Rama	2743.0 ± 643.6	3244.0 ± 1141.1	2965.6 ± 874.7
	Tallo	1233.7 ± 189.8	2037.5 ± 85.4	1726.1 ± 450.7

D) Configuración de malla.

La malla del modelo se genera de forma automática en el módulo de cálculo de Ansys a partir de una configuración elegida. Se han mantenido los parámetros de la configuración por defecto, exceptuando el factor de calidad (“*quality factor*”), que se establece en el mínimo recomendado para modelos más complejos (0.2). También es necesario tener en cuenta que para que los elementos viga se comporten de forma correcta en la simulación, estos deben estar definidos por un único elemento de malla, por lo tanto, el tamaño de malla debe ser modificado (“*sizing*”) con un valor mayor a su longitud, empleándose un tamaño de 1m.

E) Estudio modal.

Se ha configurado con todos sus parámetros por defecto, exceptuando el número de modos de vibración a calcular, que se ha situado en 24, con el objetivo de mejorar la precisión del análisis de respuesta armónica que se realizará a partir de los resultados obtenidos en el estudio modal. En los estudios modales no existen cargas. El resultado que ofrece este cálculo son las 24 primeras frecuencias naturales de la rama modelada y sus modos de vibración asociados a cada frecuencia.

F) Estudio de respuesta armónica.

Un análisis de respuesta armónica siempre debe ir vinculado a los resultados de un análisis modal. Este vínculo es lo primero que se debe hacer en el apartado indicado con la etiqueta “Modal”. En segundo lugar, se debe configurar la fuerza que genera la vibración, que ha sido medida mediante la célula de carga en los ensayos de vibración de las ramas, introduciéndose en función de la frecuencia, para lo cual se realiza un análisis FFT de la señal (resolución de 0.5 Hz, 401 líneas de datos, rango de 0 a 200 Hz). El punto de aplicación de la fuerza y su dirección replican los del ensayo. Los resultados de las simulaciones proporcionan así los valores de aceleración en los puntos donde se colocan los acelerómetros.

4.4.2 Ensayos de vibración en olivo artificial (poste)

4.4.2.1. Diseño de los ensayos

Los ensayos realizados con el vibrador experimental de troncos (punto 4.3.1.2) han formado parte de la colaboración con otra Tesis Doctoral desarrollada en el mismo Grupo de Investigación AGR 126 (Sánchez-Cachinero, 2023), motivo por el cual se han planteado conjuntamente (Tabla 11), siendo diferenciados los resultados de ambas en función de sus objetivos. Por tanto, en la presente Tesis se desarrolla la modelización del vibrador y la posterior simulación de datos de forma similar a como se ha hecho con los ensayos de ramas. El trabajo conjunto ha quedado plasmado en la publicación del artículo citado en el Informe de los directores.

La vibración libre o en vacío se efectúa suspendiendo el vibrador experimental horizontalmente y presionando las almohadillas entre sí. La vibración en olivo artificial o poste consiste en colocar el vibrador experimental horizontalmente, de forma que el agarre se produzca perpendicular al mismo, y con las almohadillas centradas, para que la presión que ejerzan y la transmisión de la vibración sean adecuadas. Las simulaciones mediante el MEF se han realizado para todas las combinaciones de los ensayos.

Tabla 11: Ensayos de vibración en olivo artificial (poste)

Tipo de ensayo	Variables independientes		Denominación de la combinación
	Frecuencia de vibración (Hz)	Masas añadidas al poste (M) (número (kg))	
Vibración libre (V)	18	NA	V_18 Hz
	23	NA	V_23 Hz
Vibración del poste	18	1 (46)	1M_18 Hz
	18	3 (138)	3M_18 Hz
	23	1 (46)	1M_23 Hz
	23	3 (138)	3M_23 Hz

Se seleccionan tres puntos para medir las aceleraciones generadas y registradas en los ensayos. Una vez completados los cálculos, se seleccionan tres puntos en la geometría del modelo que coincidan con los puntos donde se instalan los acelerómetros triaxiales en la prueba experimental (Figura 20). En cada punto, se obtuvieron los valores de aceleración en función del tiempo para cada eje del sistema de coordenadas. Se utilizó una transformada rápida de Fourier (FFT) para determinar la aceleración eficaz cuadrática media (RMS) de cada eje del acelerómetro en el dominio de frecuencia principal. La aceleración resultante se determinó como la suma vectorial de cada uno de los tres ejes. La transmisibilidad de la aceleración se calculó como la proporción (%) entre dos puntos diferentes a lo largo de la trayectoria de vibración:

- Agitador de troncos–Poste en la sujeción
- Agitador de troncos–Parte superior del poste
- Poste en la sujeción–Parte superior del poste.

4.4.2.2. Descripción del sistema de generación de la vibración y del poste

El sistema de generación de la vibración utilizado en los ensayos es el vibrador de troncos experimental descrito en el punto 4.3.1.2. Este se acopla y es accionado por una tractor marca John Deere modelo 6420 (Moline, EE. UU.), de 82 kW de potencia, en su

relación de trabajo más corta de la toma de fuerza (540 r/min). En los ensayos realizados, el tractor ha funcionado a diferentes regímenes del motor, dentro del rango de 1200 a 2200 r/min.

Para obtener las frecuencias de vibración de los ensayos, se han modificado las velocidades del motor hidráulico del vibrador experimental, colocando anillos que proporcionan 102 y 138 cm³ para obtener, respectivamente, 1380 y 1080 r/min, correspondientes a 23 y 18 Hz, comprobándose ambos valores con medidas experimentales en el taller.

En los ensayos, para cada frecuencia, se ha generado una vibración de 10 segundos de duración, con períodos transitorios de arranque y parada, de 1 s y 0.5 s, respectivamente, considerándose 5 s del régimen permanente para los análisis de las aceleraciones. En cada ensayo se han realizado tres vibraciones (repeticiones). Después de cada vibración, antes de realizar la siguiente, primero se efectúa la apertura y cierre de la pinza, liberando así las tensiones internas generadas en las almohadillas, y luego se procede al agarre del poste, manteniendo las condiciones de altura, horizontalidad y perpendicularidad del ensayo. Durante el momento de máximo apriete de las pinzas del vibrador en el poste, la separación entre las placas que sujetan las almohadillas registró un valor de 410 mm. (distancia utilizada en estudios posteriores (4.4.2.4))

El olivo artificial o poste utilizado en los ensayos se ha diseñado basándose en el modelo de (Blanco-Roldan, 2002) y ha sido descrito en Sánchez-Cachinero et al. (2022). La masa del poste se ha establecido como variable independiente del estudio, pero considerando la específica de la copa, que puede variarse añadiendo masas metálicas (placas en el extremo), de 46 kg, a la misma (Figura 20). Alternativamente, se ha utilizado otro poste diseñado y patentado por el Grupo AGR 126 (ES-2563244_B1, 2016), pero su funcionamiento no ha dado un resultado adecuado para este tipo de ensayos.

4.4.2.3. Configuración de los equipos de medida y análisis

Se colocaron 3 acelerómetros triaxiales; el primero en la cabeza vibradora, en el punto más cercano posible a la ubicación de la masa excéntrica; el segundo en el poste, aproximadamente, a la altura de agarre, entre las almohadillas; y el tercero en el poste, en su extremo final, cerca de donde se incorporan las placas que simulan la copa del olivo (Figura 20). En el caso de la pinza, el acelerómetro se ha fijado mediante cianocrilato, mientras que los del poste han sido atornillados.

De forma similar al ensayo de ramas de olivo, el Analizador de Señales Dinámicas ha registrado los valores de las señales de los acelerómetros configurándose con los mismos parámetros indicados en el punto 4.4.1.3.

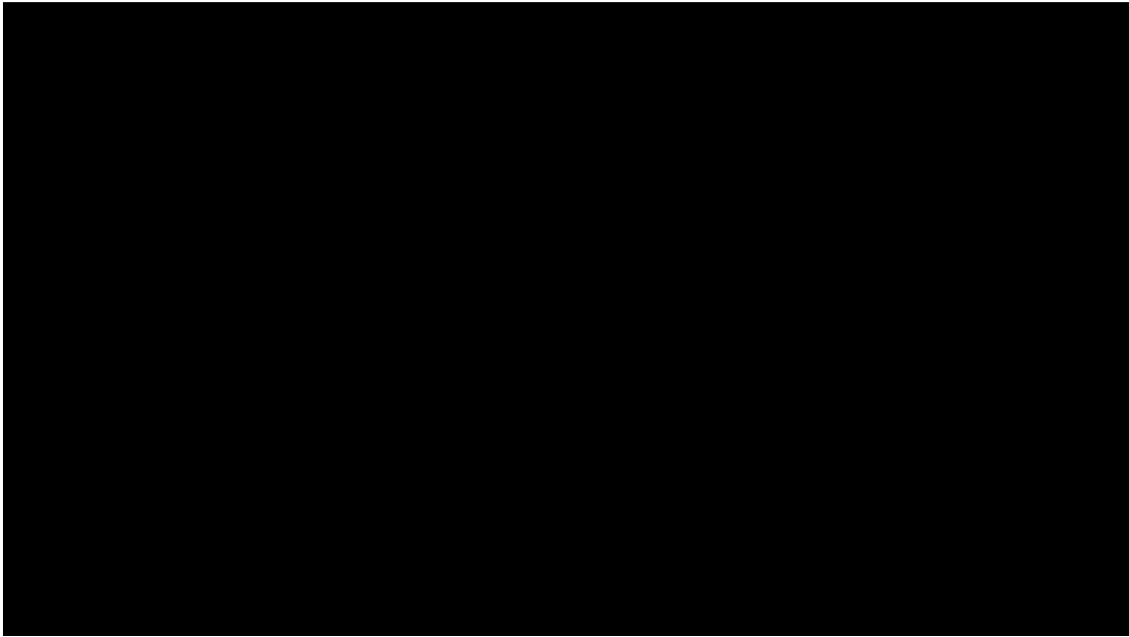


Figura 20: Ubicación de los acelerómetros triaxiales para los ensayos de vibración del poste: vista frontal y detalle de ubicación en la pinza.

4.4.2.4. Aplicación del método de Elementos Finitos (MEF)

El modelo del vibrador de troncos experimental parte del diseño de este con el software SolidWorks 2020 y su posterior exportación al software Ansys 19.2 donde se puede determinar el comportamiento dinámico mediante el MEF. Todos los ensayos establecidos en el punto 4.4.2.1 se han replicado mediante una serie de simulaciones virtuales para las que ha sido necesario establecer una metodología de modelado y cálculo que se describe a continuación.

1) Preparación de la geometría de las almohadillas del vibrador experimental:

Las almohadillas del vibrador se deforman cuando aprietan el tronco del olivo (fuerza de apriete) con el fin de lograr la mayor superficie posible de contacto y así reducir la presión ejercida sobre el mismo, evitando también deslizamientos, lo cual pretende conseguir que no se produzcan daños por rotura de la corteza. En base a esto, se ha realizado un análisis de estático estructural para obtener la geometría característica de la almohadilla deformada.

En primer lugar, la geometría del vibrador experimental se ha simplificado en el software SpaceClaim, dejando solo los elementos involucrados en el cálculo. Se han incluido los brazos móviles de apertura/cierre y las almohadillas, así como el poste (Figura 21). En segundo lugar, se han ajustado las propiedades del material de las almohadillas, estableciéndose como un material hiperelástico, a partir de sus constantes de deformación. Para ello, se han considerado las constantes de Monney-Rivlin,

relacionadas con la dureza del material, que se ha determinado experimentalmente como 65 Shore en la escala A (Lalo & Greco, 2017). Por último, se aplican las fuerzas necesarias para cerrar la pinza del vibrador sobre el tronco, de manera que la distancia entre los soportes de las almohadillas sea la misma que la distancia determinada experimentalmente en los ensayos (4.4.2.2). De esta manera, las almohadillas se ven obligadas a deformarse mientras se adaptan al poste. La malla obtenida de la almohadilla deformada se exporta en formato “stl”. Esta nube de puntos se edita nuevamente en la herramienta SpaceClaim para crear un sólido aislado con la almohadilla deformada. La geometría de la almohadilla deformada ya puede ser sustituida en el modelo CAD original del vibrador de troncos experimental.

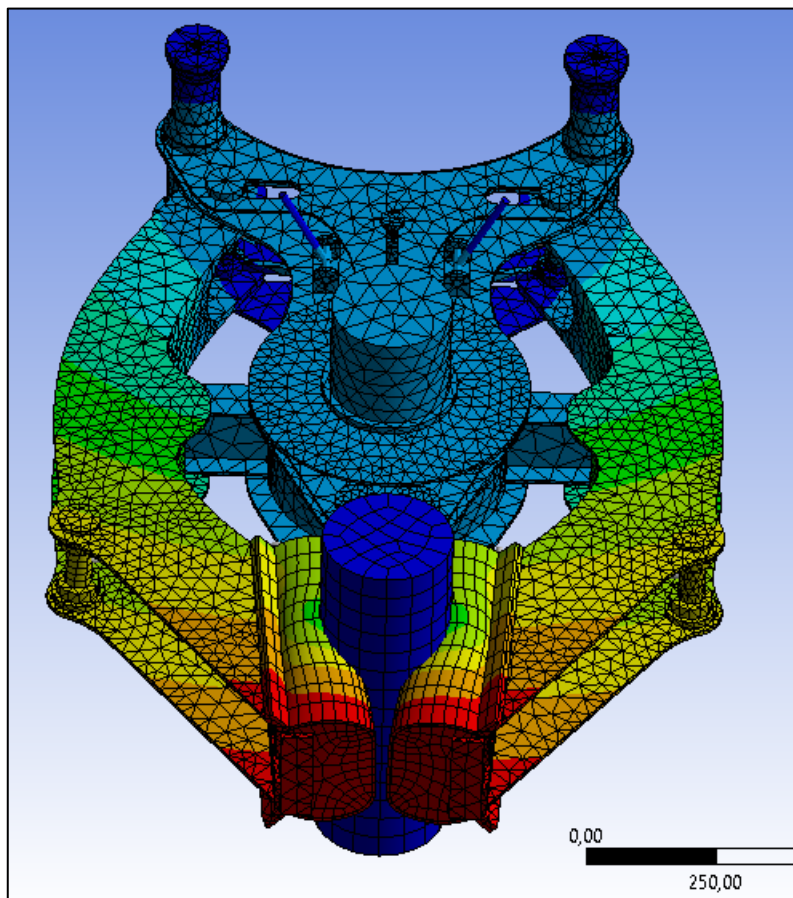


Figura 21: Cálculo de la geometría deformada de las almohadillas presionadas en el poste

2) Determinación de las fuerzas variables que generan la vibración:

La fuerza generada por la masa excéntrica en rotación se ha calculado en un “Estudio de Dinámica Rígida”, para lo cual se simula considerando el comportamiento de un conjunto eje-rodamiento que gira a la velocidad angular establecida en los ensayos reales. La fuerza generada es una fuerza de módulo constante con un cambio constante

de dirección. Las reacciones en el rodamiento, calculadas con esta herramienta, equivalentes a las fuerzas generadas por la masa excéntrica, se exportan y se utilizan en un paso posterior.

3) Preparación de la geometría del vibrador de troncos experimental:

El modelo CAD del vibrador experimental y las almohadillas deformadas se importan a la herramienta SpaceClaim para realizar una serie de suposiciones con el objetivo de simplificar la simulación (Figura 22):

- Se eliminan agujeros, fijaciones, redondeos y otras geometrías que no afectan al cálculo.
- Se eliminan todas las tolerancias entre componentes y se ajustan todos los componentes para que coincidan.
- Los elementos de geometría compleja, como el motor, se simplifican manteniendo volúmenes y pesos similares a los reales.
- Los componentes de la máquina se agrupan según su movilidad relativa, obteniendo la carcasa que alberga la masa excéntrica y los dos brazos que originan el cierre y la apertura.
- Los elementos especiales, como las cadenas que sostienen la cabeza vibradora suspendida a la estructura de acople al tractor, se reemplazan por elementos de barra ("*link180*"), que luego se configuran, en un paso siguiente, para trabajar solo en tracción.
- Se ha eliminado la masa excéntrica, dejando solo el eje que la sostiene. En pasos posteriores, se define una densidad del material del eje, para simular la masa total del sistema, y se configura para generar las fuerzas ejercidas por la masa excéntrica, calculadas en el punto anterior, aplicadas en el propio eje.

4) Análisis del Sistema Dinámico:

Se ha llevado a cabo un estudio modal como base para un estudio estructural transitorio. Con esta configuración, el tiempo de cálculo se reduce significativamente mediante el uso del método de superposición modal (MSUP), incorporado en la herramienta Ansys. Las propiedades mecánicas de los materiales de cada elemento se definen en la sección "Engineering data" en el entorno Workbench:

- Los elementos de acero se definen como "Structural Steel" (material predeterminado), equivalente al acero utilizado en la fabricación (S355).
- El eje de la masa excéntrica se define como el mismo acero, pero con la densidad modificada para mantener el peso real del conjunto eje-masa.

- Los elementos de tipo elastómero, principalmente, los soportes de caucho, para la sujeción entre la cabeza vibradora y la estructura del tractor, y las almohadillas, se consideran como un material elástico incompresible y se les asigna un coeficiente de Poisson de 0.49. El módulo de Young se obtiene indirectamente a partir de su dureza Shore (Lalo & Greco, 2017). Esta es una solución de compromiso, ya que estos elementos son materiales hiperelásticos, con un comportamiento no lineal que necesitaría ser probado para obtener sus coeficientes de hiperelasticidad, pero hacerlo de esta manera no permitiría utilizar el método MSUP, ya que solo es compatible con estudios lineales.
- En los módulos de cálculo correspondientes a cada tipo de simulación, se definen los contactos y conexiones (“*contact*”, “*joint*”) entre los diferentes componentes del vibrador, superficies, uniones, soportes, etc. (Figura 22).
- Los cilindros hidráulicos que realizan la apertura y cierre de la pinza, se reemplazan por elementos de tipo “spring” para que puedan configurarse, si así se desea, generando una presión de apriete. En este estudio se ha optado por utilizar una rigidez muy alta para asemejarlos a una barra fija y mantener los brazos de la pinza en posición cerrada durante el proceso de vibración.

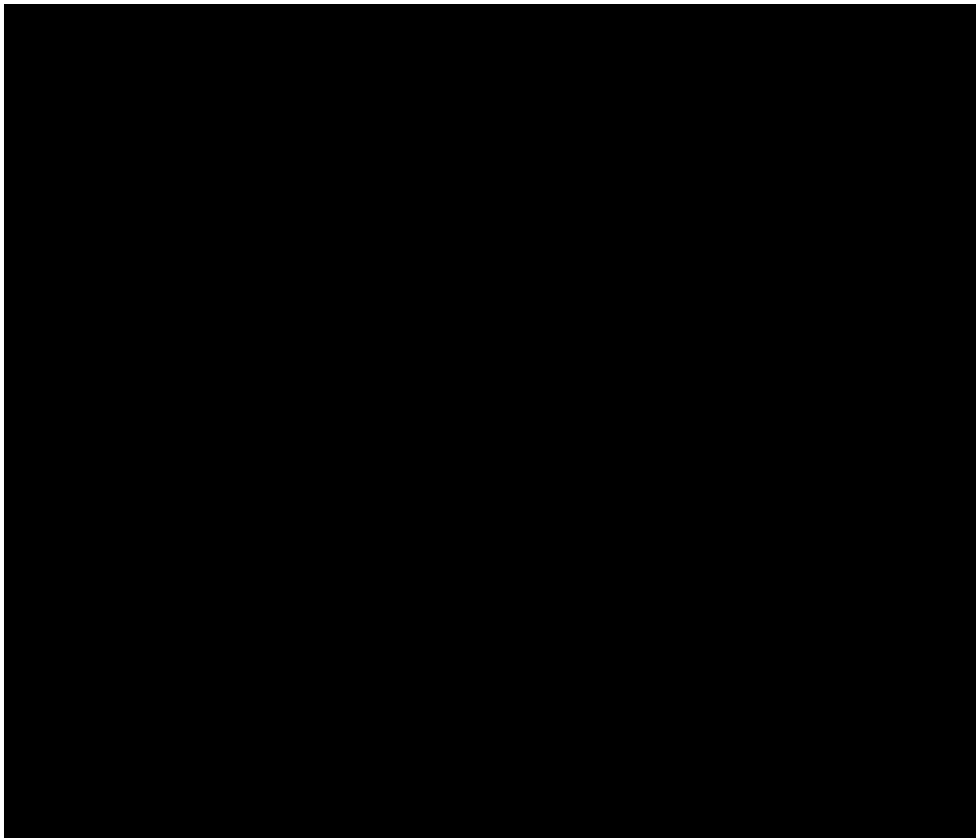


Figura 22: Geometría de vibrador y poste simplificadas para las simulaciones dinámicas. Ubicación de uniones y contactos utilizados como condiciones de contorno.

Las principales conexiones utilizadas fueron las siguientes:

- “joint” tipo “fixed body to ground”, en los puntos que se consideran fijos durante el cálculo, como las bases de los *silents-blocks* que soportan el vibrador o la base del poste en su contacto con el suelo.
- “joint” tipo “revolute” y “contact” tipo “frictionless”, en los puntos de unión de los dos brazos a la carcasa del vibrador (cierre de tipo tijera).
- “joint” tipo “spring”, en los puntos de unión de los cilindros hidráulicos de apertura y cierre, considerando una constante de elasticidad “longitudinal stiffness” alta (10^7 N/mm), para que su comportamiento se asemeje al de una barra de acero con capacidades similares al cilindro en una posición fija.
- Contacto tipo “bonded”, para el contacto entre las almohadillas y el poste, no permitiendo los desplazamientos relativos entre los dos sólidos. Esta última consideración genera incertidumbre en el cálculo, ya que desprecia el deslizamiento entre las almohadillas y el poste que ocurre en la realidad.
- Se define una malla (“mesh”) para todo el conjunto con todas sus opciones predeterminadas. En áreas específicas donde se requiere mayor precisión, se aplica un “sizing” para alterar el tamaño de la malla según sea necesario, como en el caso de las uniones, la cadena, y el contacto entre las almohadillas y el poste (Figura 23). La malla aplicada ha sido una combinación de hexaedros y tetraedros de segundo orden con un parámetro de calidad de 0.2 y un suavizado medio.

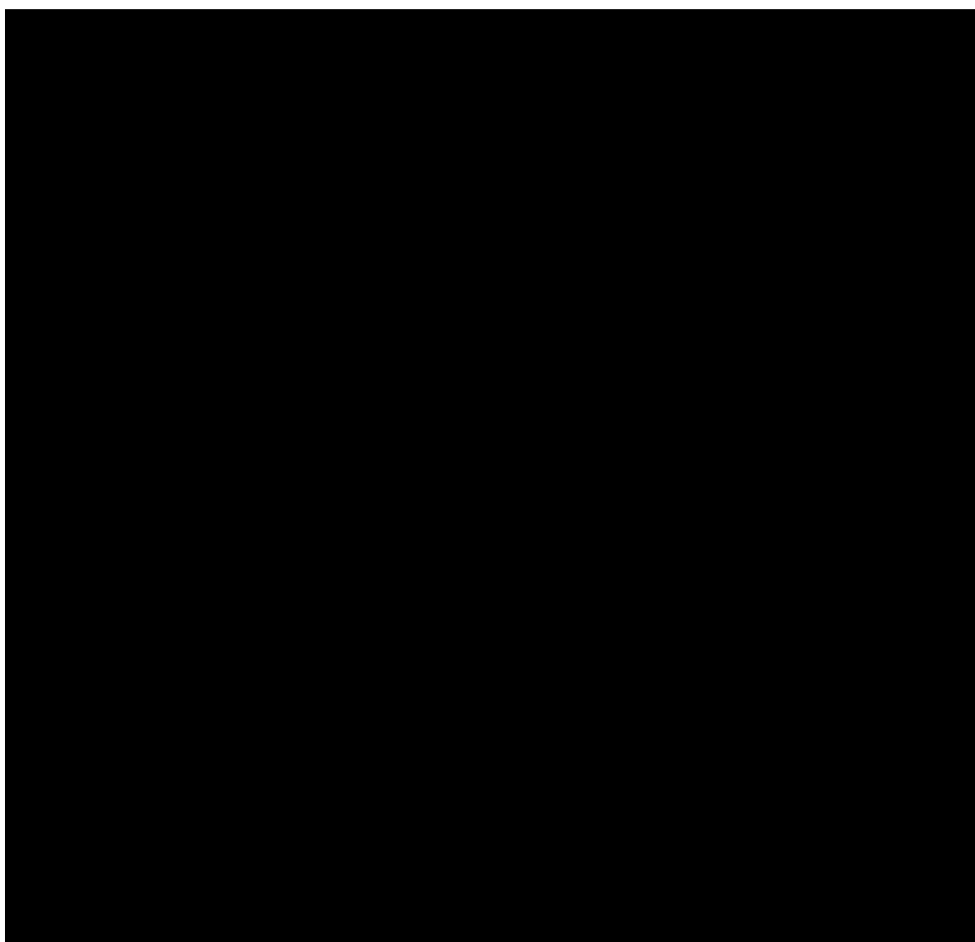


Figura 23: Malla del sistema completo.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1 Resultados. Ensayos de vibración de ramas de olivo.

5.1.1 Resultados de los ensayos.

5.1.1.1 Parámetros mecánicos obtenidos en los ensayos

Las ramas ensayadas han presentado las siguientes características generales:

- Los tallos se han distribuido a lo largo de las ramas con crecimiento hacia cualquier eje, sin mostrar ninguna predisposición preferencial. Constituyen una cantidad considerable de masa (67.4%) en relación con toda la rama.
- La distribución de la frondosidad no es homogénea a lo largo de la altura de los olivos y es mayor en la zona media. Esto destaca la importancia que tales elementos pueden tener en la respuesta dinámica de una rama.
- Las ramas secundarias muestreadas experimentan un crecimiento de 0.01 mm en diámetro por cada milímetro de crecimiento en longitud, mientras que los tallos muestran un crecimiento menor de 0.005 mm en diámetro por cada milímetro de longitud.

Tabla 12: Principales parámetros mecánicos obtenidos en las ramas. Los valores mostrados representan la media \pm desviación típica.

	Parte de la rama	Ramas pequeñas	Ramas medianas	Media
Masa (g)	Rama	82,8 \pm 19,3	792,8 \pm 227,4	424,7 \pm 394,4
	Tallo	171,7 \pm 49,4	922,2 \pm 242,0	533,1 \pm 417,5
Densidad (g/cm³)	Rama	1,05 \pm 0,2	1,35 \pm 0,7	1,22 \pm 0,5
	Tallo	0,6 \pm 0,3	0,7 \pm 0,1	0,7 \pm 0,2
Longitud (mm)	Rama	1057,2 \pm 105,3	1453,4 \pm 141,1	1201,0 \pm 139,2
	Tallo	209,1 \pm 45,8	301,3 \pm 42,9	255,0 \pm 64,0
Diámetro base (mm)	Rama	13,1 \pm 1,2	27,8 \pm 2,7	20,2 \pm 7,8
	Tallo	2,1 \pm 0,2	2,9 \pm 0,2	2,5 \pm 0,6
Módulo de Young (MPa)	Rama	2743,0 \pm 643,6	3244,0 \pm 1141,1	2965,6 \pm 874,7
	Tallo	1233,7 \pm 189,2	2037,5 \pm 85,4	1726,1 \pm 450,7

La Tabla 12 presenta las propiedades medidas y calculadas en las ramas ensayadas, determinándolas en función de su tamaño, pequeñas o medianas, como se define en el punto 4.4.1.2., además de mostrarse la media del conjunto de ramas. No se han observado diferencias significativas (prueba t de Student, $p < 0.05$) en ninguno de los parámetros indicados en la tabla entre las ramas muestreadas en diferentes años. Cada sección de la rama se identifica utilizando la misma nomenclatura, empleada en los

materiales usados durante las simulaciones y que han sido utilizados para definir las propiedades mecánicas de cada sección de las ramas.

En las simulaciones se emplearon los parámetros correspondientes al tamaño de rama respectivo, pequeñas o medianas. Los parámetros mecánicos obtenidos, son muy similares a los determinados por otros autores como Attar et al. (2004) y Bentaher et al. (2013). Concretamente, para el del módulo de Young, los valores estimados son muy similares a los determinados, principalmente, en ramas secundarias, que coinciden con los del grupo de ramas definidas como "pequeñas" en este trabajo, y son algo más altos para el grupo de ramas "medianas". En ambas referencias se muestra la existencia de diferencias en las características biomecánicas de diferentes partes de un árbol, como el tronco o las ramas, pero también en las diferentes ramas distribuidas en la copa del árbol.

5.1.1.2 Coeficientes de amortiguamiento de Rayleigh

Se han seleccionado conjuntos de datos óptimos para calcular el amortiguamiento durante la aplicación del decremento logarítmico (Figura 18). En el inicio de los datos registrados aparece un período transitorio donde la oscilación es irregular y se requiere una estabilización antes de mostrar un decremento uniforme en su amplitud. Por consiguiente, se descartan los datos iniciales registrados. Asimismo, los datos al final de la oscilación fueron también descartados debido a la mayor influencia del ruido inherente al proceso de adquisición de datos.

Las Figuras 24 y 25 muestra el ajuste de la ecuación de Rayleigh (punto 4.2.3.3), a partir de la cual se extraen los coeficientes de amortiguamiento " α " y " β " basados en las razones de amortiguamiento asociadas a cada frecuencia de vibración natural registradas en los ensayos de vibración libre, obtenidos según el procedimiento descrito en el punto 4.4.1.4.

En el caso de los tallos, no fue posible registrar valores de frecuencia de oscilación mayores o menores que los obtenidos. Los valores de amortiguamiento que se asocian a las frecuencias que se encuentran fuera del rango mostrado en la Figura 25, aumentan considerablemente, provocando una disminución en la duración del movimiento oscilatorio, lo que resulta en un número reducido de oscilaciones registradas. Como consecuencia, la falta de oscilaciones estables dificulta la aplicación precisa del método del decremento logarítmico

En la Tabla 13 se muestran los valores de los coeficientes de amortiguación que han sido calculados y, posteriormente, utilizados en las simulaciones. Los valores dados de " β ", proporcionales a la rigidez del sistema, concuerdan con el valor de $\beta = 0.00045$ determinado por Castro-García (2005). Sin embargo, es muy difícil encontrar en la literatura valores para el coeficiente " α ", incluso para materiales tan comunes como el acero, ya que generalmente se desestima en cálculos de tipo estructural.

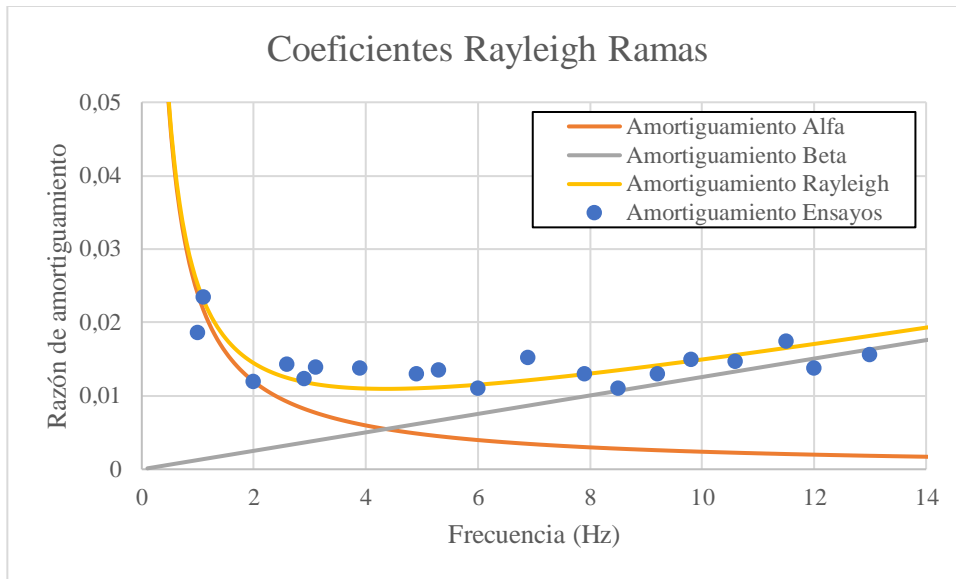


Figura 24: Valores de amortiguamiento en función de la frecuencia obtenidos del ensayo de vibración libre realizado con la estructura de la rama. Ajuste de la ecuación de Rayleigh (Amortiguamiento Total).

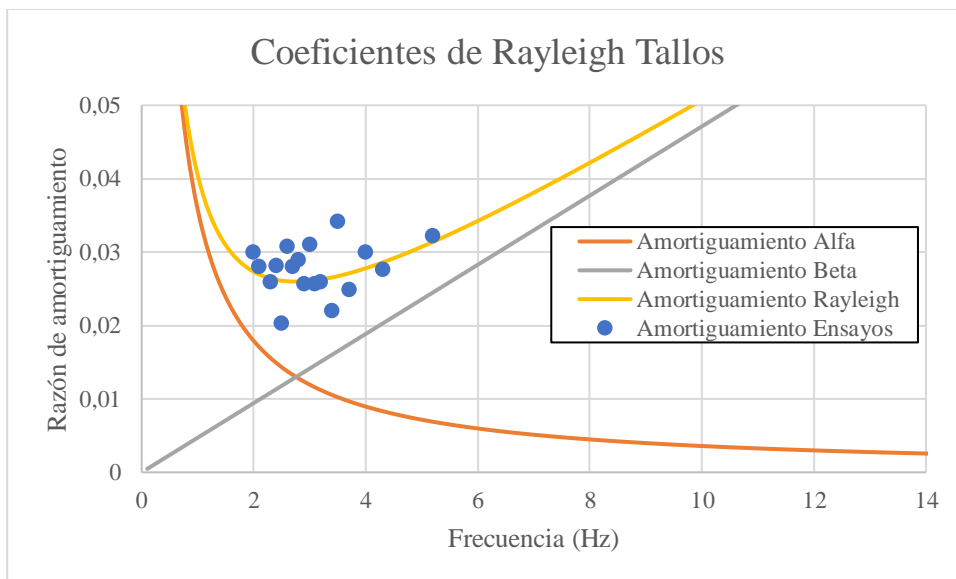


Figura 25: Valores de amortiguamiento en función de la frecuencia obtenidos del ensayo de vibración libre realizado con los tallos. Ajuste de la ecuación de Rayleigh (Amortiguamiento Total).

Tabla 13: Valores de los coeficientes de amortiguación de Rayleigh (α y β).

	α	β
Rama	0,3	0,0004
Tallo	0,45	0,0015

5.1.1.3 Frecuencias naturales. Ensayos de oscilación libre

Durante los ensayos de oscilación libre, se obtuvieron los valores de las frecuencias naturales de cada una de las ramas realizando un análisis FFT a las señales de aceleración medidas en ellas. Representando estos resultados, de cada ensayo se obtienen gráficas como las de la Figura 26, en las que se identifican claramente los máximos correspondientes a las dos primeras frecuencias naturales. En el eje de ordenadas del ejemplo se muestra la densidad espectral de potencia en valor pico (PSD) de la aceleración registrada en uno de los ejes de un acelerómetro en los puntos de medida.

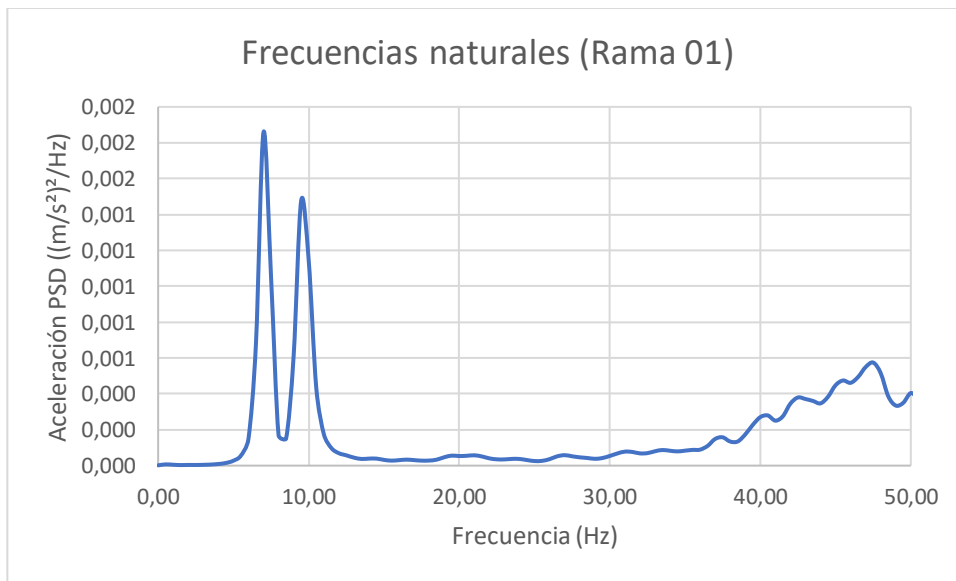


Figura 26: Ejemplo de gráfica FFT obtenida en el ensayo de oscilación libre de una rama.

En las Tablas 14 y 15 se muestran los valores de las dos primeras frecuencias naturales (N1 y N2) obtenidos en los ensayos de ramas pequeñas (N = 14) y medianas (N = 12) tanto para la situación de ramas completas como para ramas desnudas.

Tabla 14: Valores de las dos primeras frecuencias naturales (N1 y N2) obtenidas en los ensayos de oscilación libre de las ramas completas de los tamaños pequeño y mediano.

Ensayos	Ramas completas			
	Ramas pequeñas		Ramas medianas	
	Frecuencia N1	Frecuencia N2	Frecuencia N1	Frecuencia N2
Media	1,25	4,34	1,44	2,25
Desviación típica	0,25	1,10	0,12	0,59
Mediana	1,25	4,00	1,50	2,00

Tabla 15: Valores de las dos primeras frecuencias naturales (N1 y N2) obtenidas en los ensayos de oscilación libre de las ramas desnudas (sin hojas) de los tamaños pequeño y mediano.

Ensayos	Ramas desnudas			
	Ramas pequeñas		Ramas medianas	
	Frecuencia N1	Frecuencia N2	Frecuencia N1	Frecuencia N2
Media	6,14	8,52	9,06	17,63
Desviación típica	1,39	2,16	1,59	4,01
Mediana	6,50	8,50	9,00	17,00

5.1.1.4 Respuesta en frecuencia. Ensayos de vibración con señal de ruido blanco aleatorio.

El registro de las señales de aceleración, en los puntos de medida de la estructura durante los ensayos, permite el cálculo de su valor RMS (Ecuación 21) y la determinación de su espectro de frecuencias en base a la aplicación de la Transformada Rápida de Fourier (FFT) (Figura 27).

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{a_0^2 + a_1^2 + \dots + a_n^2}{n}} \quad (\text{Ecuación 21})$$

Siendo $a_0^2 + a_1^2 + \dots + a_n^2$ la suma cuadrática del total de valores de aceleración registrados y n el número de datos de aceleración registrados.

La información dada es interesante para comparar dos conjuntos de datos, como pueden ser la respuesta en frecuencia de dos ramas diferentes, o la similitud de los resultados de los ensayos y las simulaciones por elementos finitos.

Las comparativas de resultados deben hacerse con las resultantes obtenidas de las sumas vectoriales de los datos de aceleración registrados en los tres ejes cartesianos (X, Y, Z) de los acelerómetros.

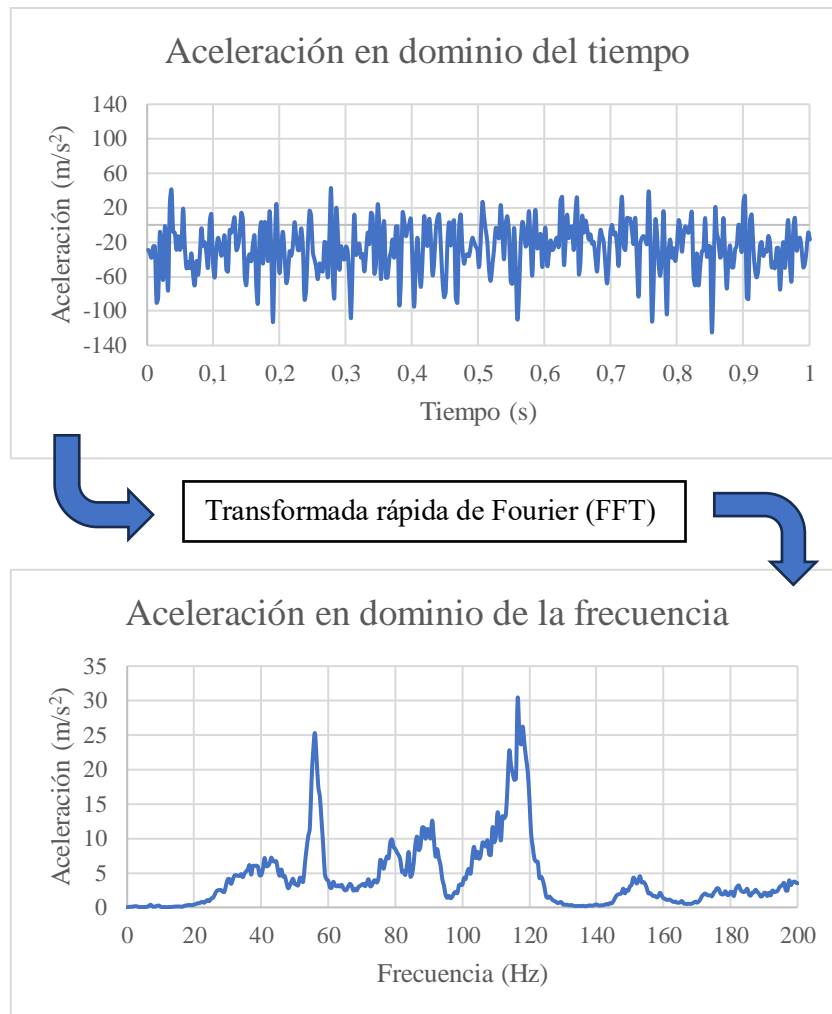


Figura 27: Ejemplo del proceso de obtención de los gráficos de aceleración en función de la frecuencia en un ensayo de ramas sometidas a vibración con ruido blanco aleatorio: (a) señal en el dominio del tiempo (arriba); (b) señal en el dominio de la frecuencia: FFT

Para obtener correctamente la respuesta en frecuencia resultante de la composición de la aceleración medida en los tres ejes cartesianos locales X, Y, Z, es necesario realizar la suma vectorial de los datos de cada eje después de que sus señales correspondientes hayan sido transformadas con la FFT (Ecuación 22).

$$A_{fR} = \sqrt{A_{fX}^2 + A_{fY}^2 + A_{fZ}^2} \quad (\text{Ecuación 22})$$

Donde A_{fR} es la resultante de la suma vectorial para una frecuencia concreta f ; A_{fX}^2 , A_{fY}^2 , y A_{fZ}^2 son los valores de aceleración en la frecuencia f en los ejes cartesianos X, Y, Z respectivamente.

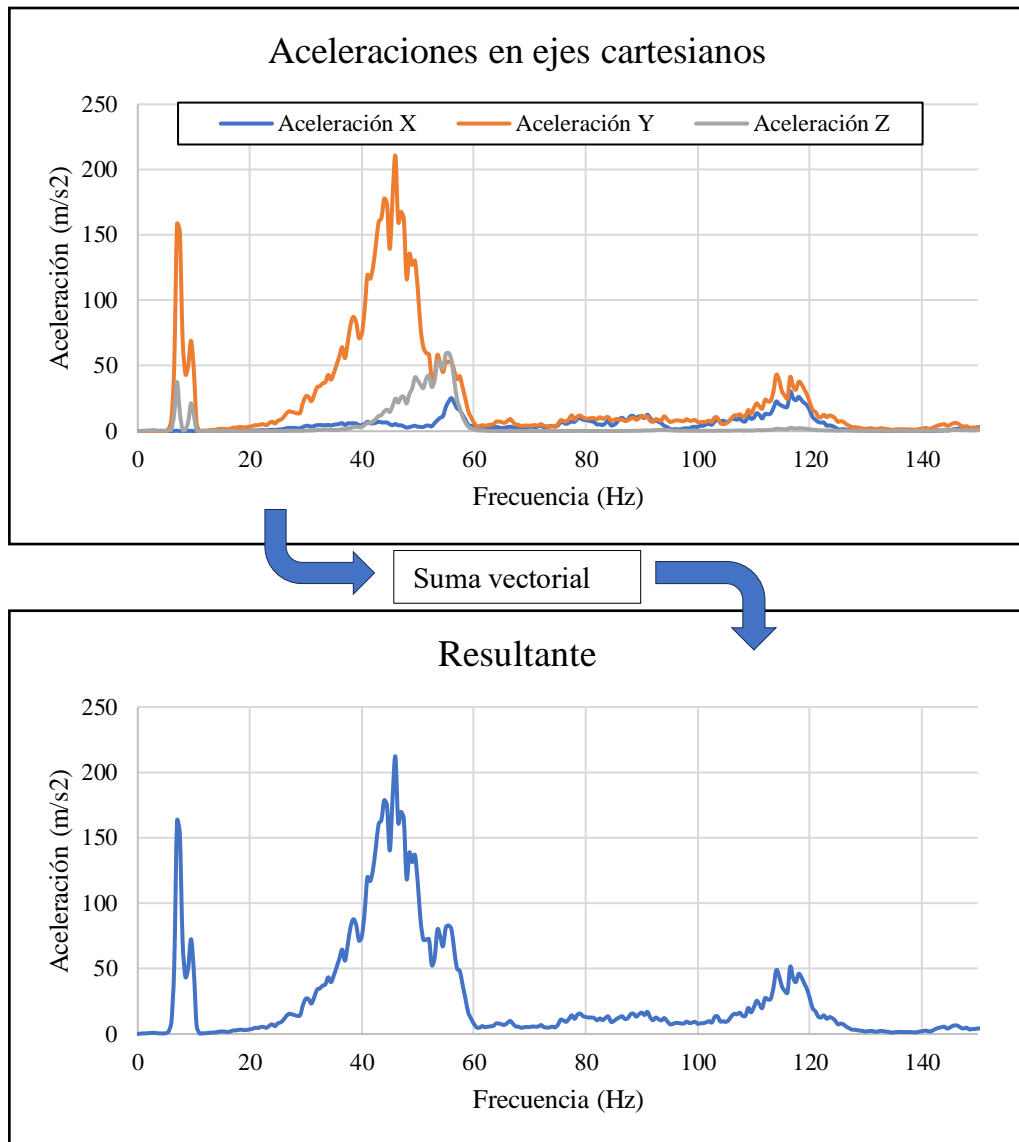


Figura 28: Cálculo de la aceleración resultante en función de la frecuencia a partir de los datos de aceleración obtenidos en cada eje cartesiano de los acelerómetros

Como se ha comentado, en cada rama se han instalado tres acelerómetros triaxiales, uno cercano al punto de anclaje del vibrador electrodinámico y otros dos en los extremos de la rama en forma de “Y”. Por lo tanto, de cada rama y de cada ensayo, obtenemos tres conjuntos de datos a los que se les asigna la nomenclatura siguiente:

- V: Valores de aceleración en el punto de generación de la vibración.
- L1: Valores de aceleración en el extremo izquierdo de la rama.
- L2: Valores de aceleración en el extremo derecho de la rama.

Realmente, durante los análisis, los valores de “L1” y “L2” han sido tratados en conjunto, quedando como único resultado las aceleraciones denominadas “L”, que representan las aceleraciones en los extremos de las ramas.

Tras un primer análisis de los resultados, se ha observado, al comparar los valores RMS, que la vibración en el punto “V” es menos uniforme de lo esperado. Un motivo que puede propiciar este resultado es la propia naturaleza analógica del amplificador del vibrador electrodinámico. Aunque se ha procurado mantener el potenciómetro del amplificador del vibrador en una posición constante, es difícil conseguirlo al no tener un valor digital de referencia. Además, en algunas ocasiones ha sido necesario ajustar su posición inicial para reducir la amplitud de la vibración, ya que se activa la protección por sobreintensidad que impide la sobrecarga de los equipos. Por lo tanto, para poder comparar y tratar los datos del mismo grupo de ramas, sin cometer errores debidos a las diferentes intensidades de vibración, se ha realizado un proceso de normalización de los datos.

En cada rama, se ha aplicado a la vibración del punto “V” un factor de corrección para conseguir que su valor RMS se ajuste a un valor de 1 m/s^2 y también se usa el mismo factor de corrección para los demás datos de aceleración registrados en la rama. Esta conversión considera que el comportamiento de la rama es lineal, lo cual se ha aplicado, de forma general, para todos los ensayos y simulaciones que se han hecho a las ramas.

En las Figuras 29 y 30 se muestran, para la ramas pequeñas y medianas completas y desnudas, respectivamente, los valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD, por sus siglas en inglés) en el punto de generación de la vibración (V).

En las Figuras 31 y 32 se muestran, para la ramas pequeñas y medianas completas y desnudas, respectivamente, los valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el extremo de las mismas (L).

Adicionalmente, se ha calculado el coeficiente de correlación, entre los valores de media y mediana, utilizándolo como indicador de dispersión de los datos registrados. Tras analizar dicha dispersión, se ha considerado realizar todas las comparativas de resultados utilizando los valores de mediana.

En las Figuras 33 y 34 se muestran los valores de la mediana en ambos puntos “V” y “L” para un mismo tipo de rama.

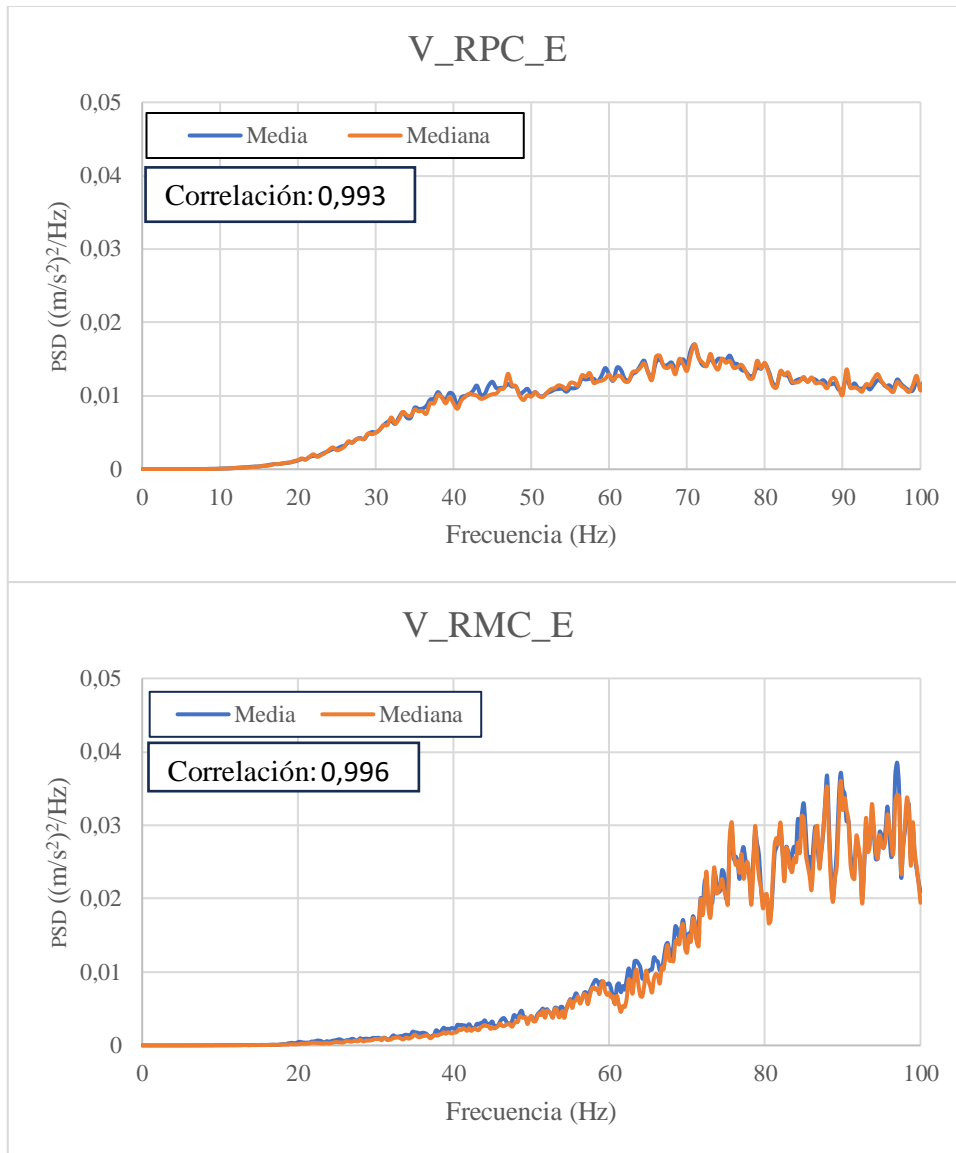


Figura 29: Ensayos de ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V).

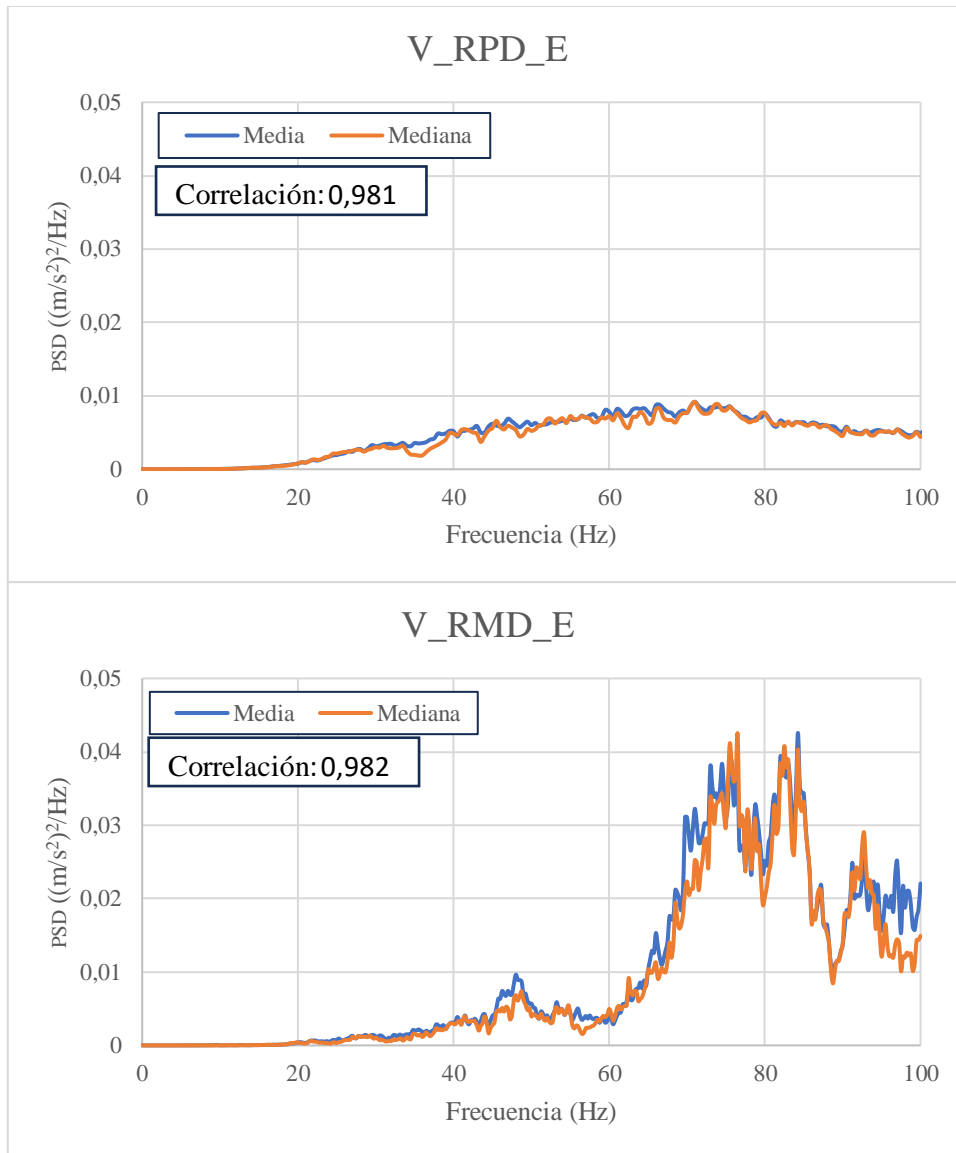


Figura 30: Ensayos de ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V).

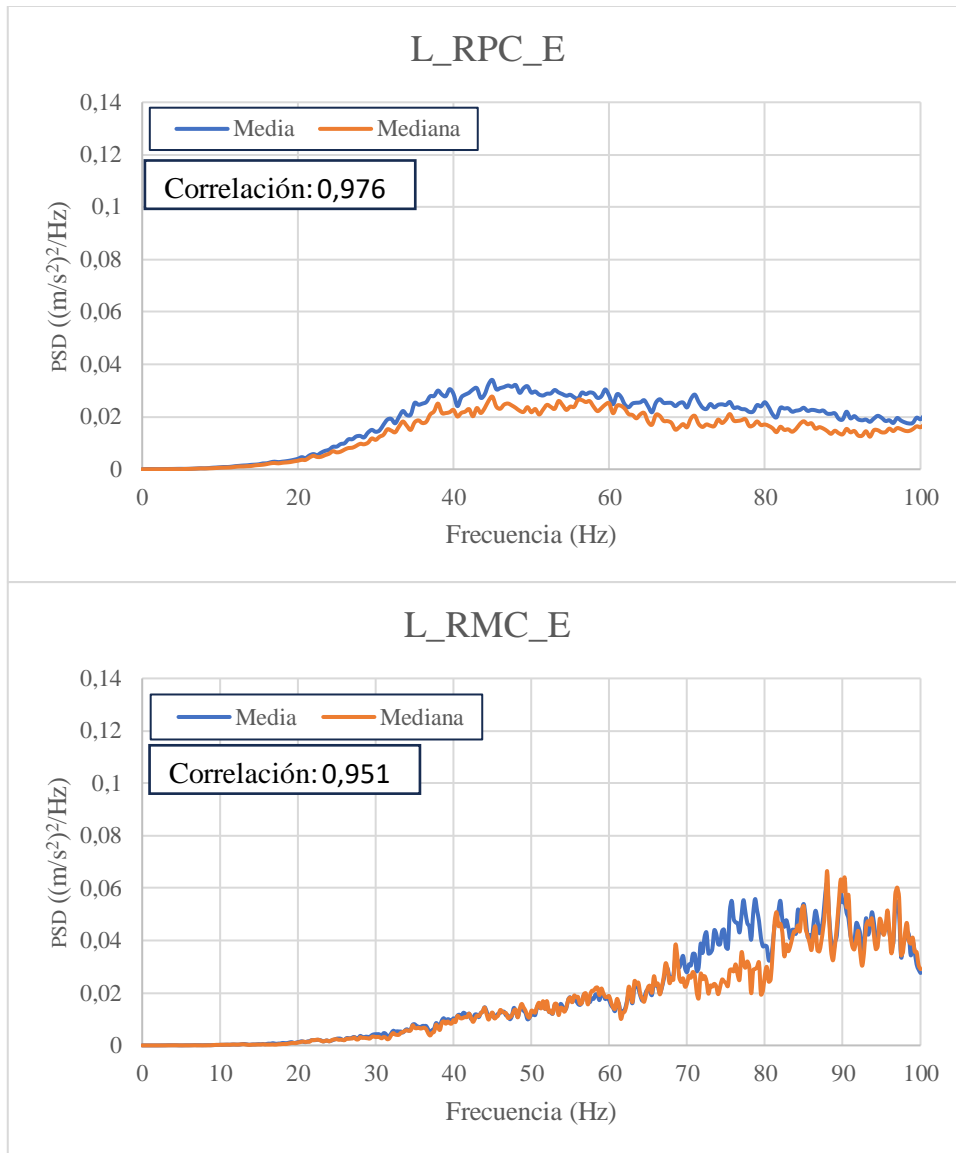


Figura 31: Ensayos de ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el extremo de las ramas (L).

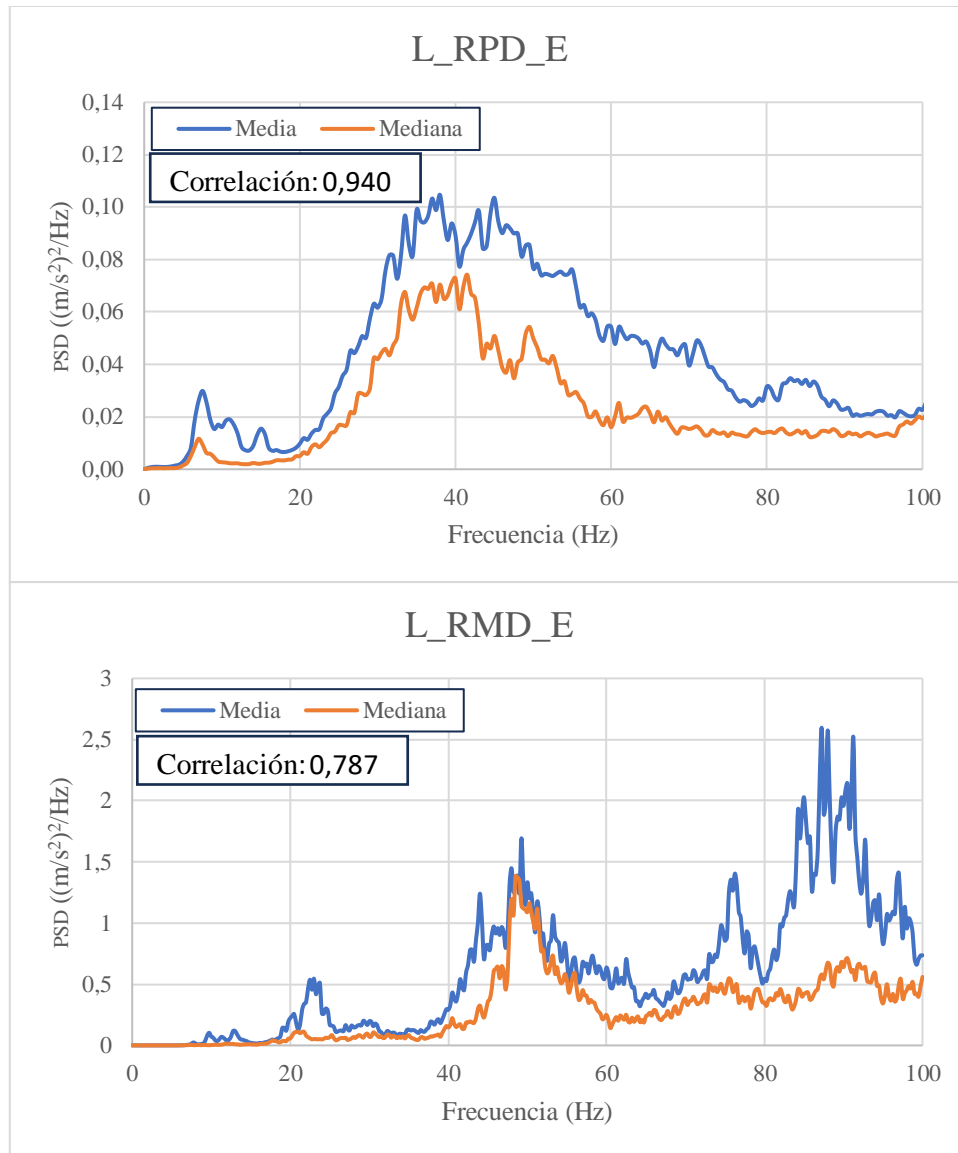


Figura 32: Ensayos de ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el extremo de las ramas (L).

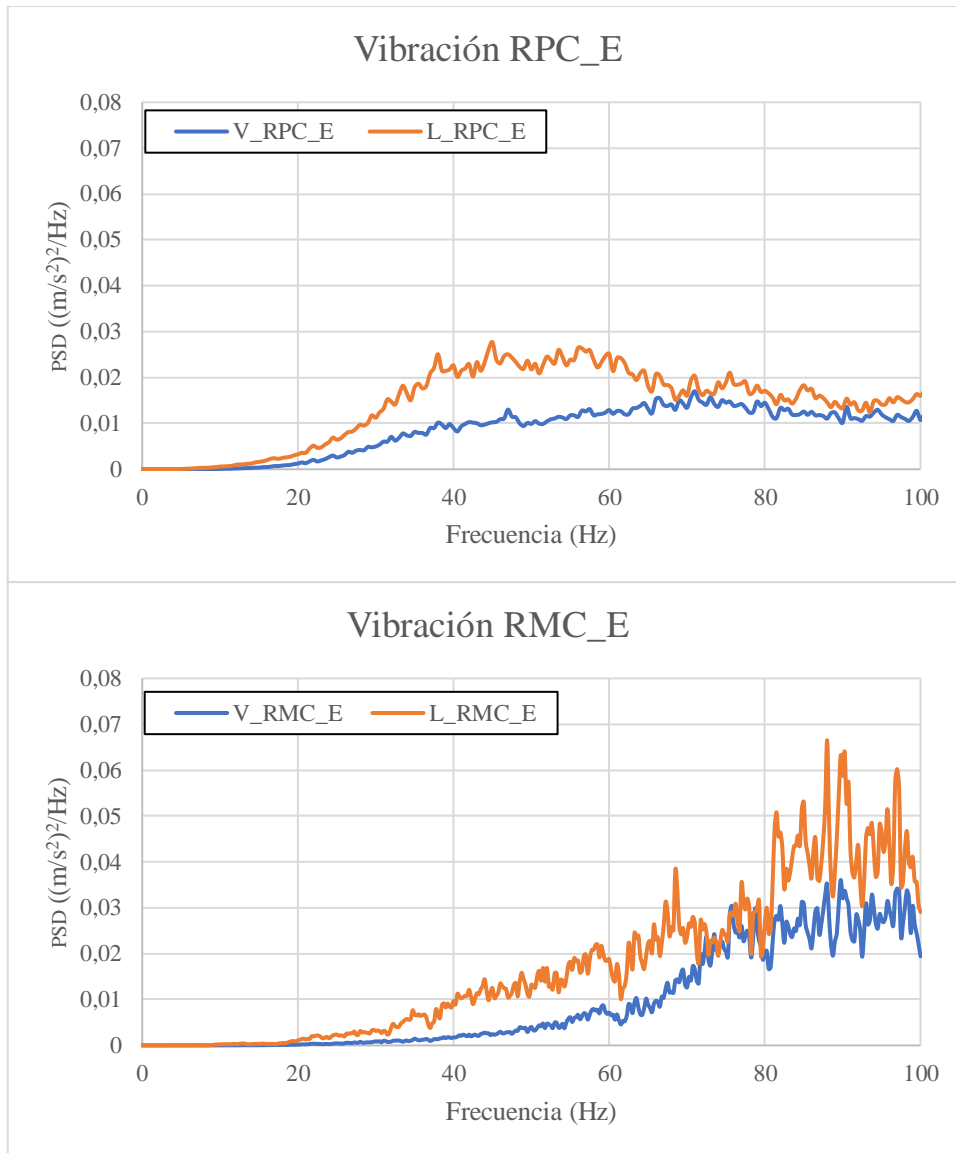


Figura 33: Ensayos de ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V) y en el extremo de las ramas (L).

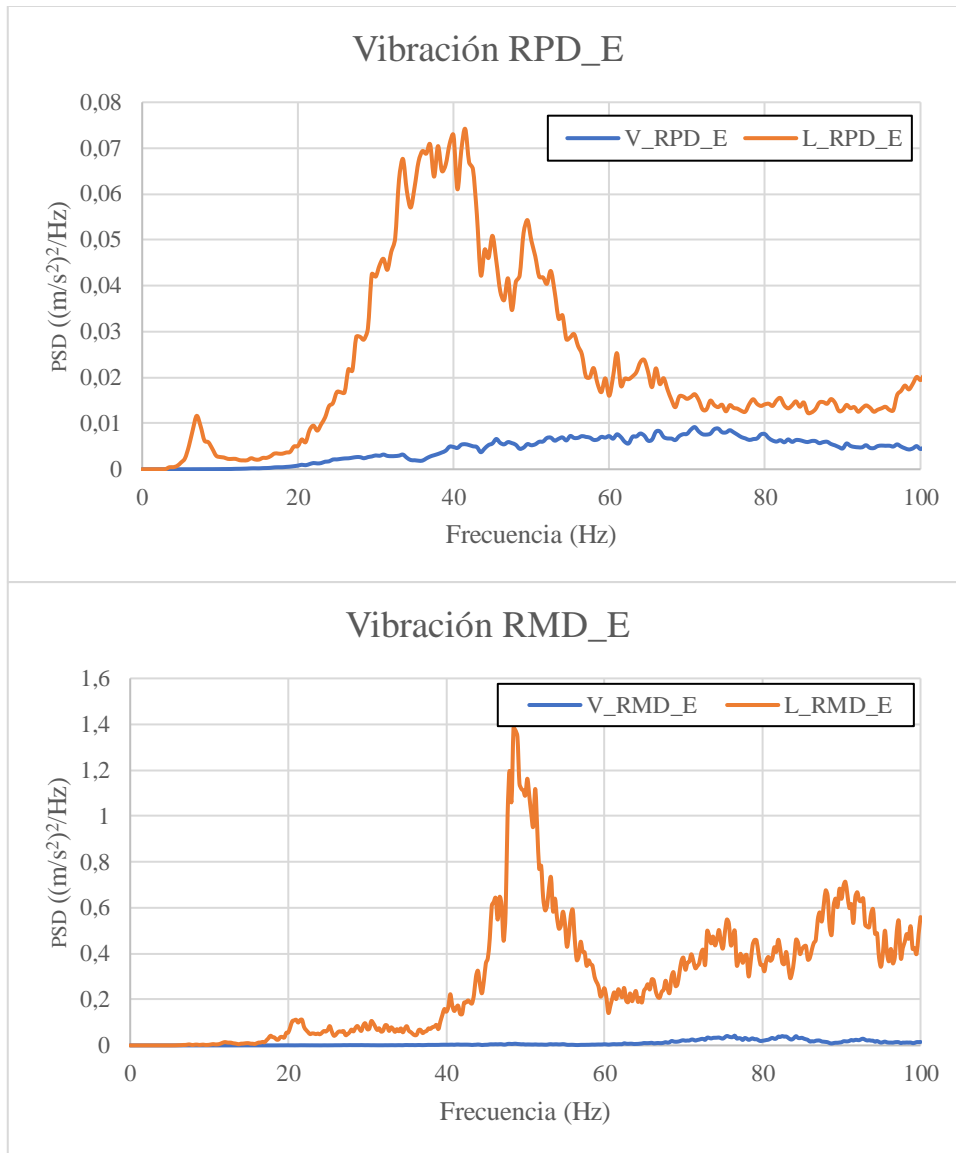


Figura 34: Ensayos de ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V) y en el extremo de las ramas (L).

5.1.1.5 Respuesta en frecuencia. Ensayos de vibración con señal senoidal de 20 Hz.

En la Figura 35 se muestran todos los valores de la aceleración RMS registrada en el extremo de las ramas (L) pequeñas y medianas y en estado completo y desnudas. Todos los valores RMS de la vibración en “V” mantienen un valor de 1 m/s^2 debido al proceso de normalización descrito en el apartado anterior.

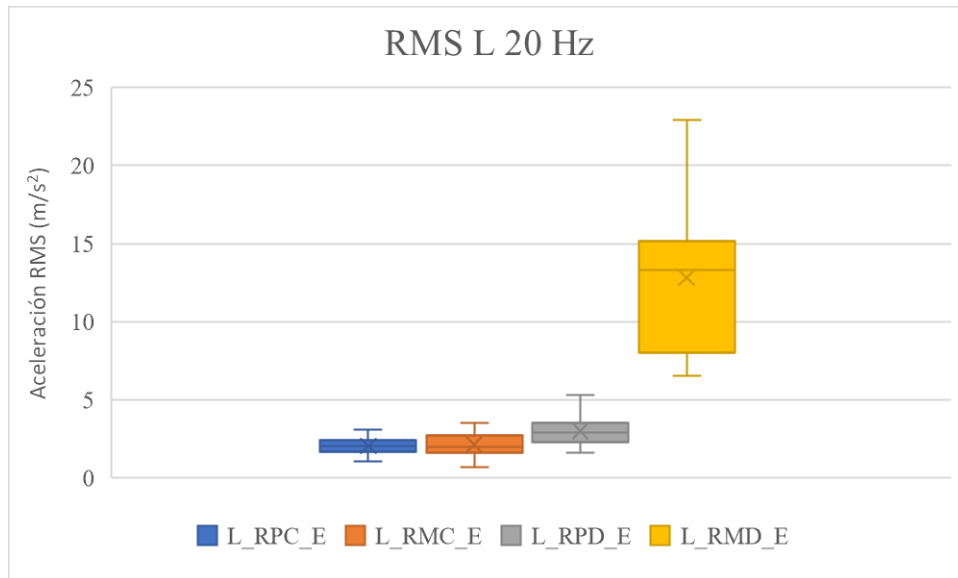


Figura 35: Ensayos de vibración senoidal de 20 Hz en ramas pequeñas y medianas completas y desnudas. Valores de las aceleraciones RMS registradas en el extremo de las ramas (L). De izquierda a derecha: ramas pequeñas completas (RPC), ramas medianas completas (RMC), ramas pequeñas desnudas (RPD), ramas medianas desnudas (RMD).

5.1.1.6 Transmisibilidad. Ensayos de vibración con señal de ruido blanco aleatorio.

La Transmisibilidad de la vibración es la medida que, en un sistema vibratorio, indica la relación entre la amplitud de la vibración en el punto de salida y la amplitud de la vibración en el punto de entrada. En este estudio, se han utilizado como vibraciones de entrada las medianas obtenidas a partir de los datos de aceleración registrados en “V” y como vibraciones de salida las medianas de los datos de aceleración registrados en “L”.

Una Transmisibilidad igual a 1 indica que la vibración se transmite completamente a través del sistema, sin atenuación ni amplificación (amplitud de la vibración de salida = amplitud de la vibración de entrada). Una Transmisibilidad menor que 1 indica que la amplitud de la vibración de salida es menor que la amplitud de la vibración de entrada, lo que implica cierto nivel de atenuación o reducción en la amplitud de la vibración. Por último, una Transmisibilidad mayor que 1 indica que la amplitud de la vibración de salida es mayor que la amplitud de la vibración de entrada, lo que sugiere una amplificación de la vibración en el sistema.

En las Figuras 36 y 37 se muestran los valores de la Transmisibilidad en función de la frecuencia para las ramas pequeñas y medianas y en estado completo y desnudas, respectivamente, indicando, como referencia, la línea de Transmisibilidad de valor 1.

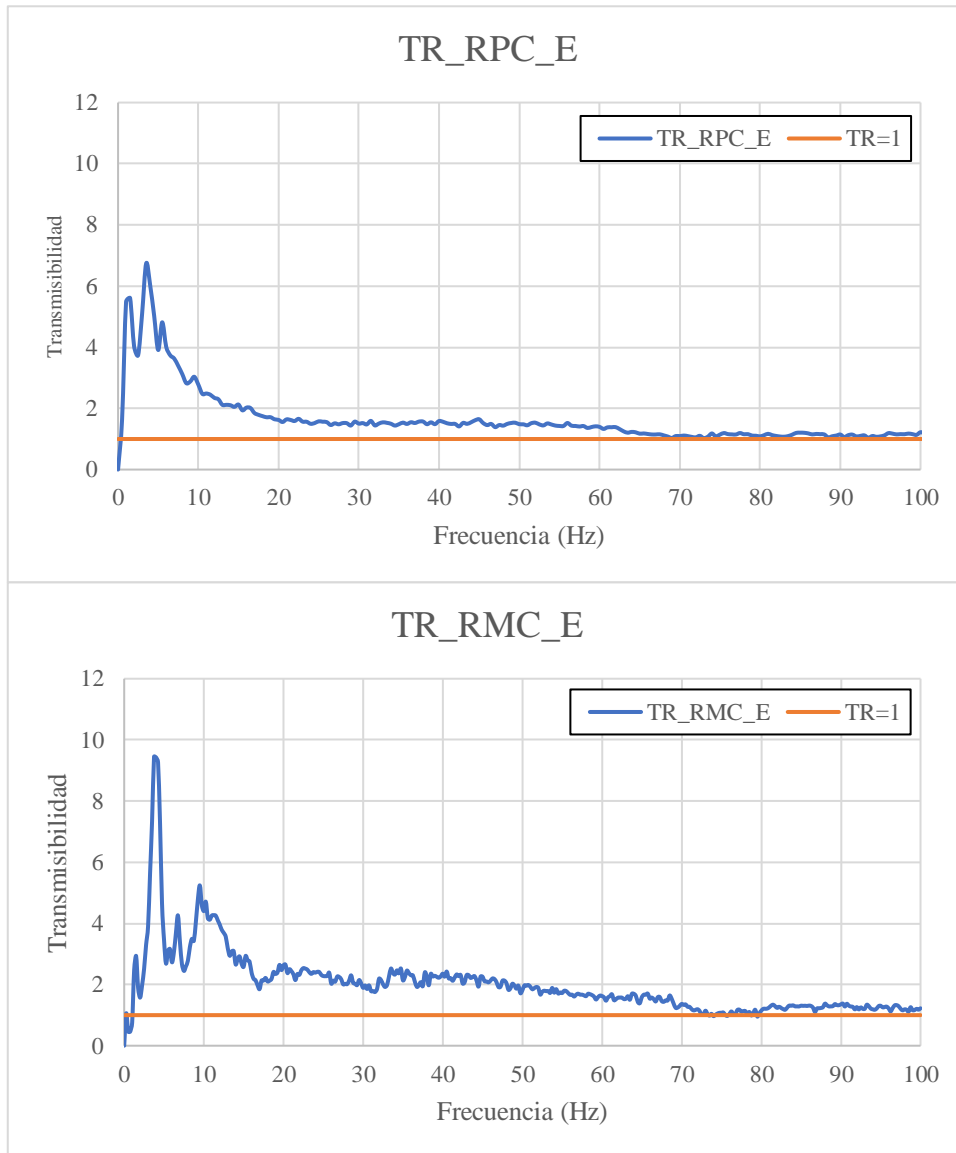


Figura 36: Ensayos de vibración con ruido blanco aleatorio en ramas completas pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la Transmisibilidad en función de la frecuencia.

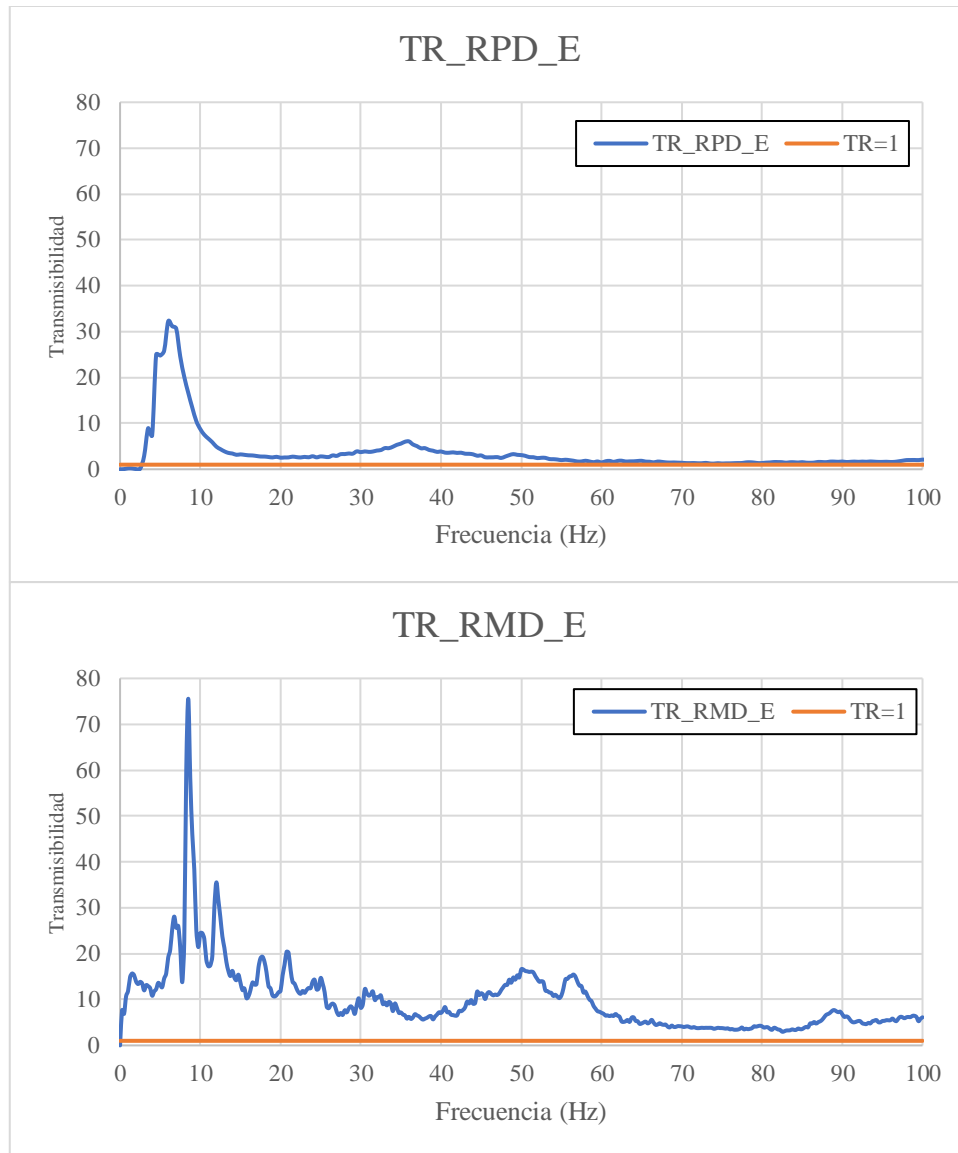


Figura 37: Ensayos de vibración con ruido blanco aleatorio en ramas desnudas. Pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la Transmisibilidad en función de la frecuencia.

5.1.1.7 Transmisibilidad en frecuencia fija. Ensayos de vibración con señal senoidal de 20 Hz.

En la Figura 38 se muestran los valores de la Transmisibilidad para las ramas pequeñas y medianas y en estado completo y sin hojas (desnudas), respectivamente. En este caso, los valores de aceleración en “L” y transmisibilidad son coincidentes, debido a que el valor RMS de la aceleración del punto “V” se mantiene constante en 1 m/s^2 debido al proceso de normalización de datos realizado.

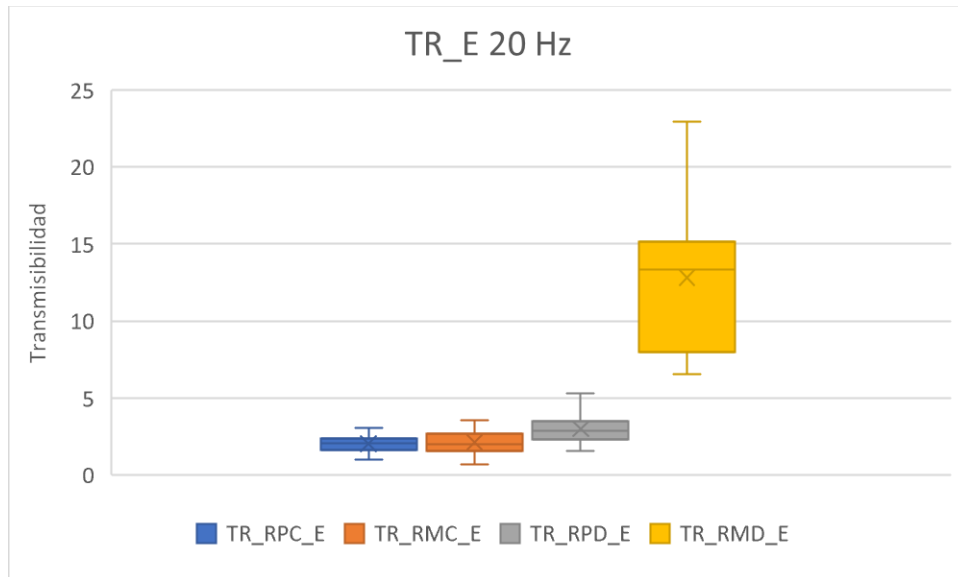


Figura 38: Ensayos de vibración senoidal de 20 Hz en ramas pequeñas y medianas completas y desnudas (sin hojas). Valores de la Transmisibilidad. De izquierda a derecha: ramas pequeñas completas (RPC), ramas medianas completas (RMC), ramas pequeñas desnudas (RPD), ramas medianas desnudas (RMD).

5.1.1.8 Valores de fuerza registrados por la célula de carga

Los valores de fuerza registrados en los ensayos, que se utilizaron como carga durante las simulaciones, se obtuvieron en el dominio del tiempo (fuerza en función del tiempo) y fueron convertidos, mediante la FFT, al dominio de la frecuencia (fuerza en función de la frecuencia).

En la Figura 39 se muestran los valores pico de la fuerza (valores de la mediana) en función de la frecuencia, formato coincidente con los requisitos de definición de una carga en una simulación de respuesta armónica en Ansys.

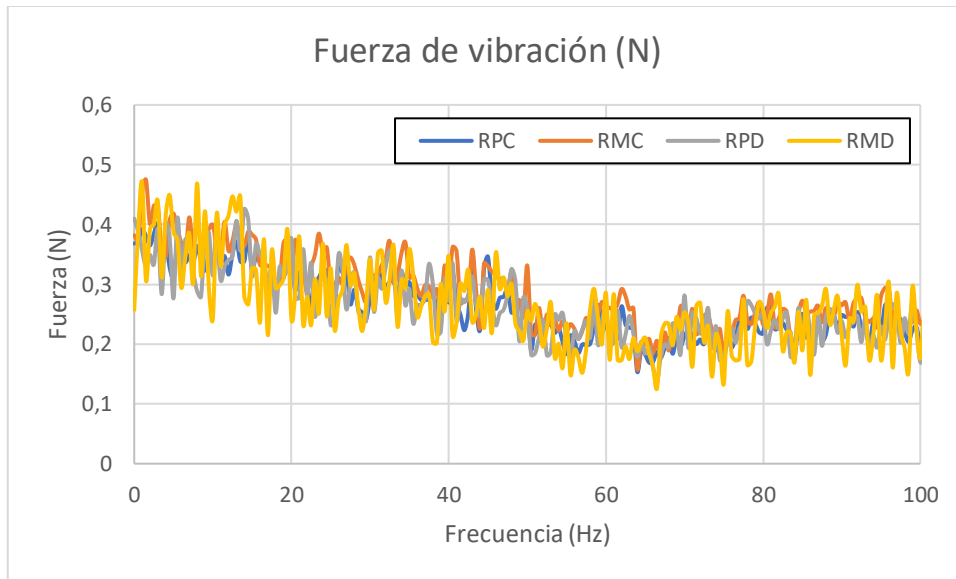


Figura 39: Ensayos de vibración con ruido blanco aleatorio en ramas pequeñas y medianas. Valores de la mediana de la Fuerza en función de la frecuencia. Los colores indican: ramas pequeñas completas (RPC), ramas medianas completas (RMC), ramas pequeñas desnudas (RPD), ramas medianas desnudas (RMD).

5.1.2 Resultados de las simulaciones.

5.1.2.1 Frecuencias naturales. Análisis de estudio modal

Los valores de las frecuencias naturales en las simulaciones se obtienen directamente de los resultados de los estudios modales realizados en Ansys.

En las simulaciones de las ramas completas aparecieron múltiples valores de frecuencia natural muy cercanos entre sí a partir de primer resultado de frecuencia natural calculado (Tabla 16). Esto hace que no se pueda determinar con claridad el valor de las segundas frecuencias naturales. No ha aparecido este problema en las simulaciones de las ramas desnudas (Tabla 17), donde los resultados de frecuencia natural están más separados entre sí pudiendo ser identificados inequívocamente.

Tabla 16: Valores de las dos primeras frecuencias naturales (N1 y N2) obtenidas en los análisis modales de las ramas completas de los tamaños pequeño y mediano.

Simulaciones	Ramas completas			
	Ramas pequeñas		Ramas medianas	
	Frecuencia N1	Frecuencia N2	Frecuencia N1	Frecuencia N2
Media	0,70	Sin datos	0,60	Sin datos
Desviación típica	0,15	Sin datos	0,26	Sin datos
Mediana	0,63	Sin datos	0,60	Sin datos

Tabla 17: Valores de las dos primeras frecuencias naturales (N1 y N2) obtenidas en los análisis modales de las ramas desnudas de los tamaños pequeño y mediano.

Simulaciones	Ramas desnudas			
	Ramas pequeñas		Ramas medianas	
	Frecuencia N1	Frecuencia N2	Frecuencia N1	Frecuencia N2
Media	6,33	9,88	9,54	21,02
Desviación típica	1,47	3,07	2,35	2,82
Mediana	6,5	9,1	8,98	22,50

5.1.2.2 Respuesta en frecuencia Simulaciones de los ensayos de vibración con señal de ruido blanco aleatorio.

Los resultados de las simulaciones se presentan directamente en el dominio de la frecuencia como valores pico de la amplitud de la aceleración en escala lineal. Para poder compararlos con los datos obtenidos en los ensayos, es necesario transformarlos a Densidad Espectral de Potencia (PSD), es decir, valores pico elevados al cuadrado y divididos por la resolución (Hz) obtenida en la FFT.

En las Figuras 40 y 41 se muestran, para la ramas pequeñas y medianas completas y desnudas (sin hojas), respectivamente, los valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V).

En las Figuras 42 y 43 se muestran, para la ramas pequeñas y medianas completas y desnudas (sin hojas), respectivamente, los valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el extremo de las mismas (L).

Adicionalmente, igual que en el caso de los ensayos, se ha calculado el coeficiente de correlación, entre los valores de media y mediana, utilizándolo como indicador de dispersión de los datos registrados. Tras analizar dicha dispersión, se ha considerado realizar todas las comparativas de resultados utilizando los valores de mediana. En las Figuras 44 y 45 se muestran ya los valores de la mediana comparativos en ambos puntos “V” y “L” para un mismo tipo de rama

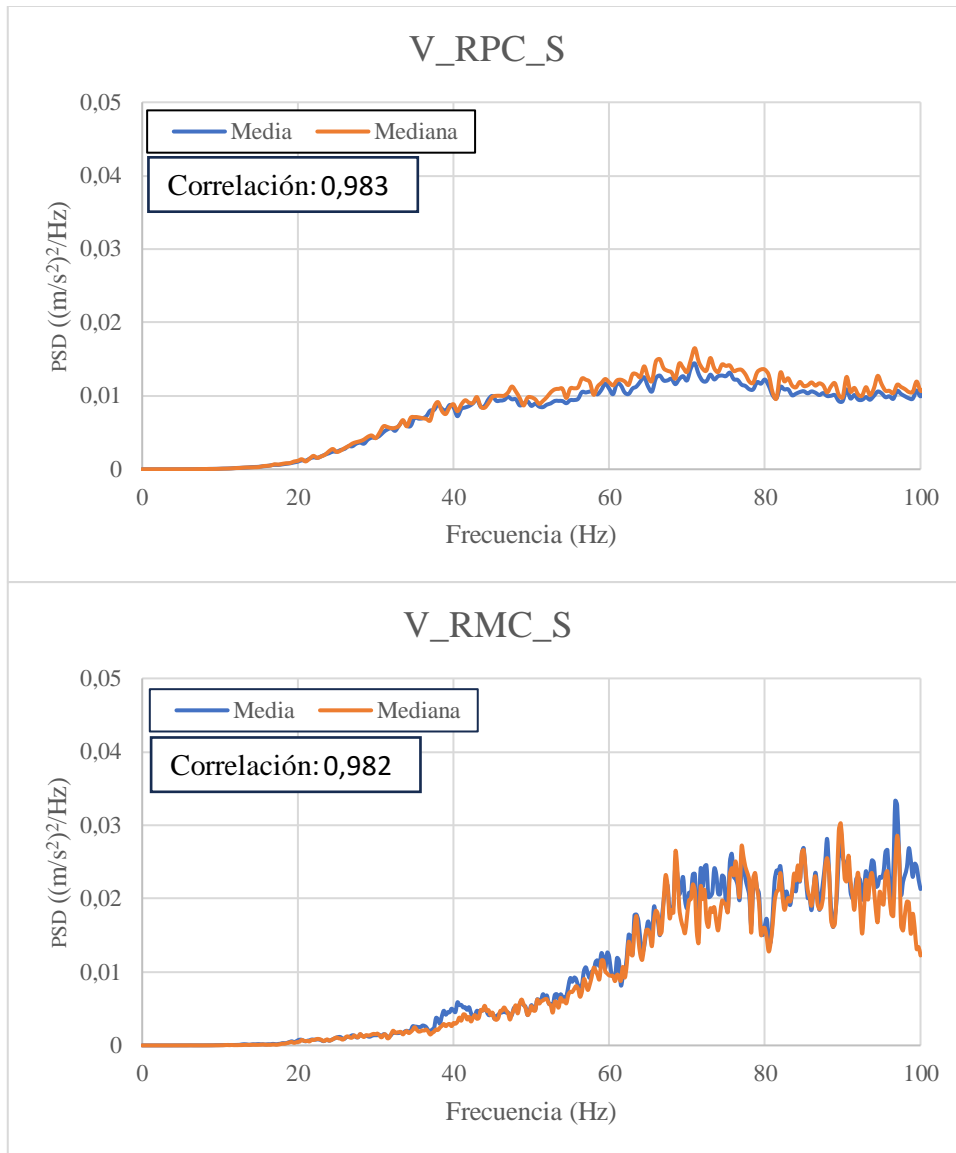


Figura 40: Resultados de las simulaciones. Ensayos de ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V).

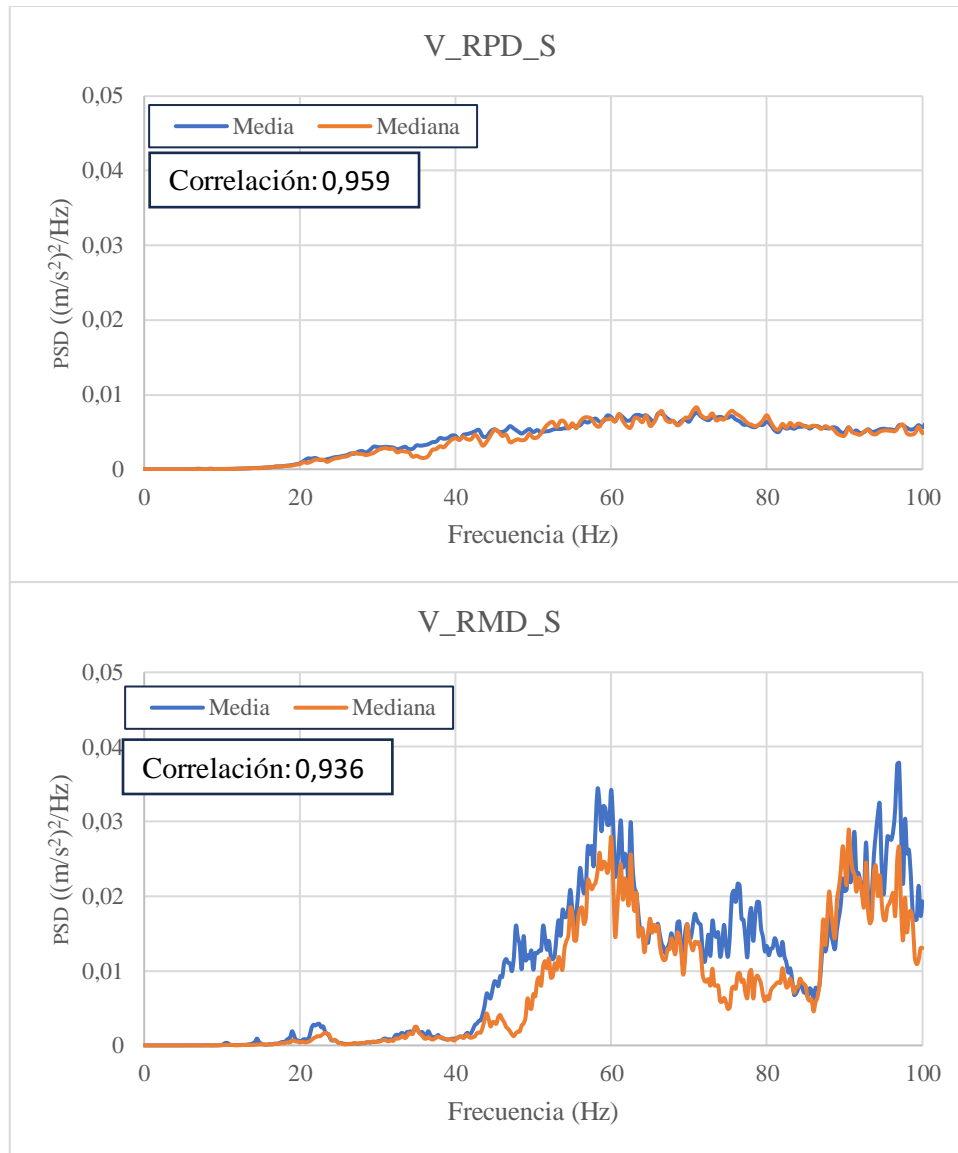


Figura 41: Resultados de las simulaciones. Ensayos de ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V).

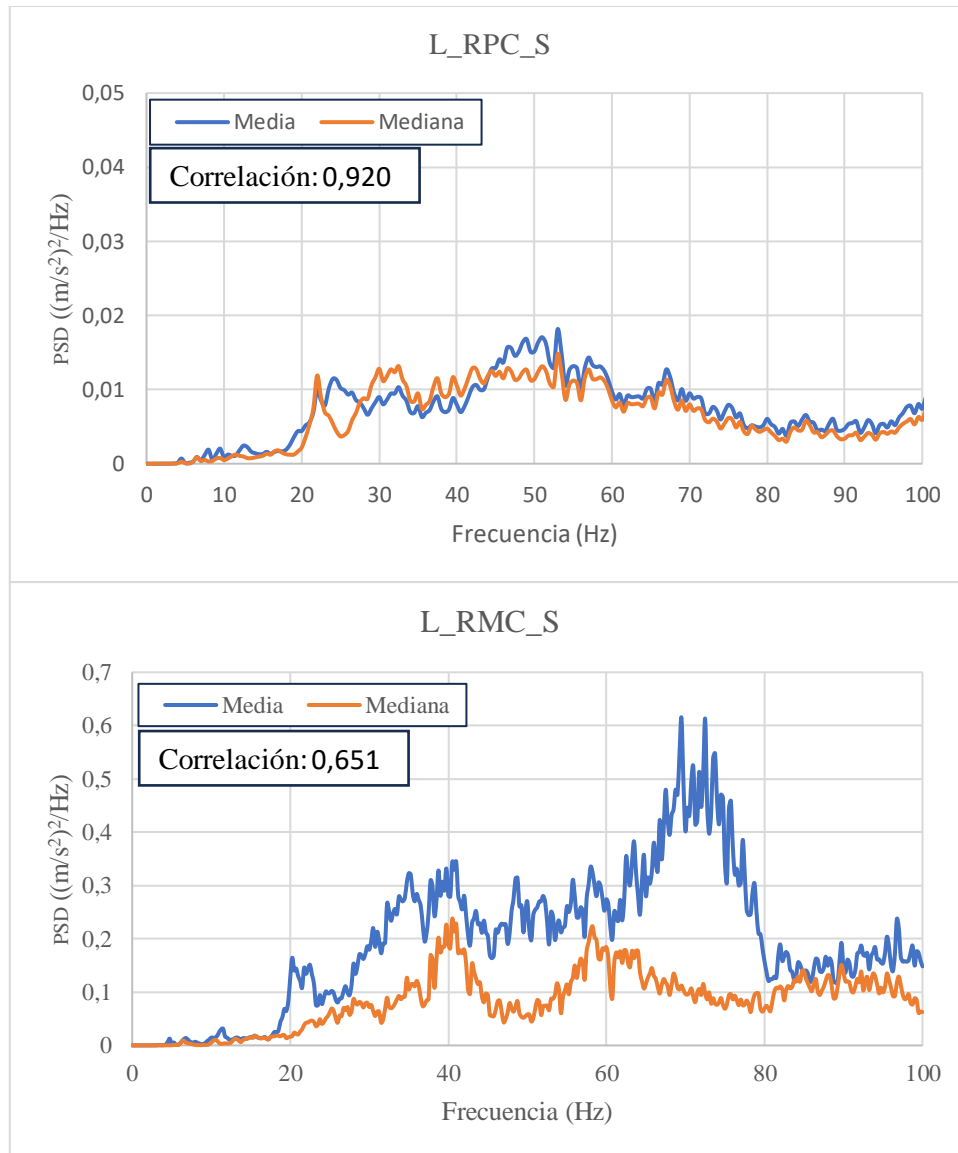


Figura 42: Resultados de las simulaciones. Ensayos de ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el extremo de las ramas (L).

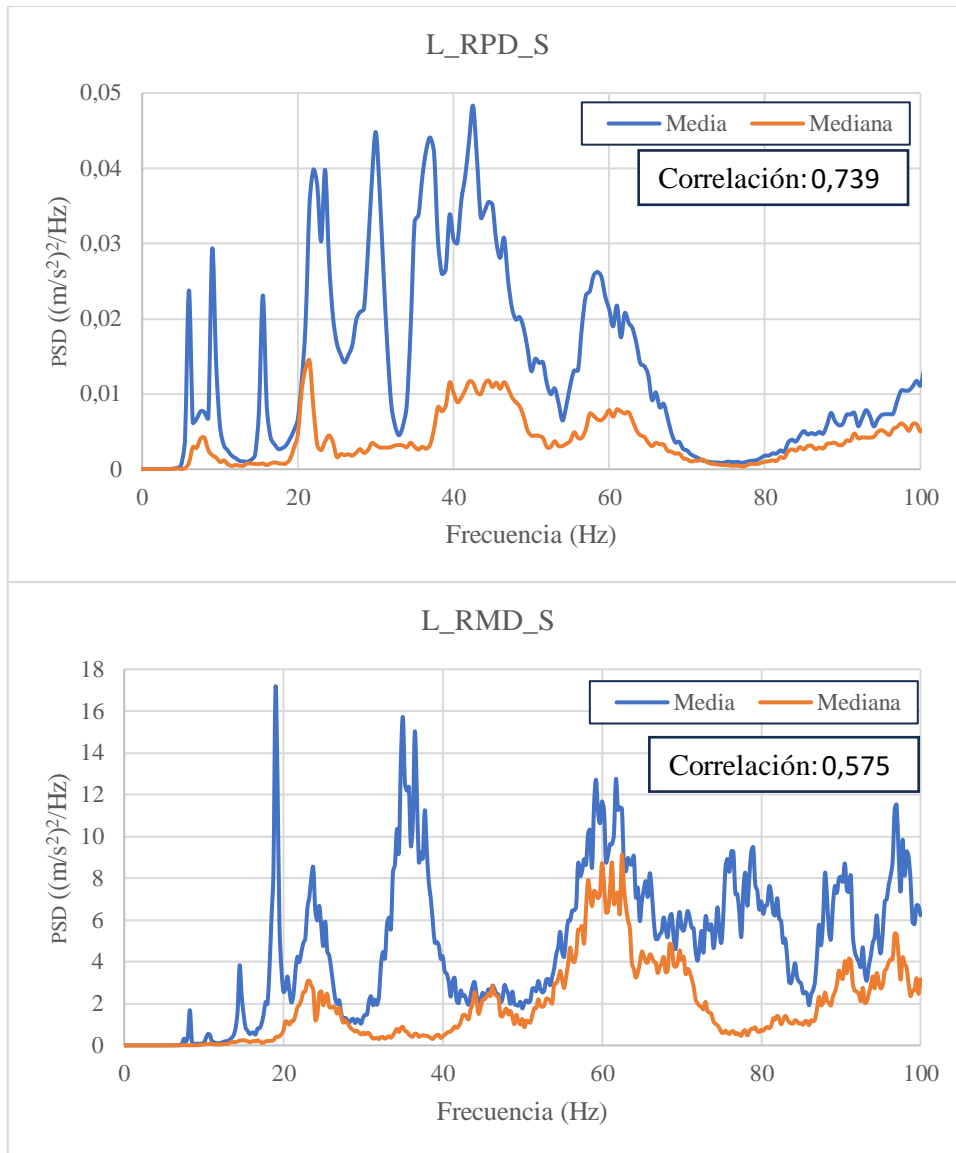


Figura 43: Resultados de las simulaciones. Ensayos de ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la media y de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el extremo de las ramas (L).

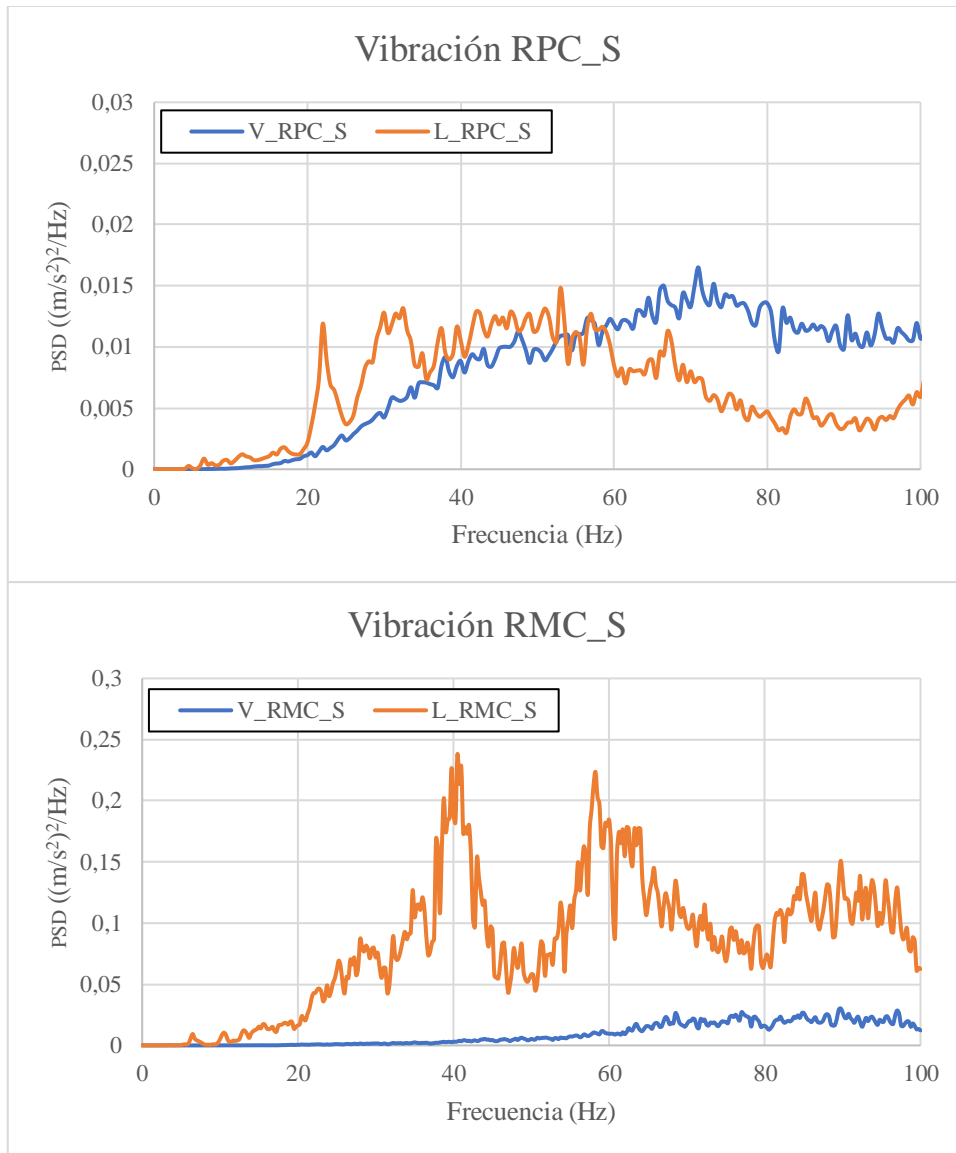


Figura 44: Resultados de las simulaciones. Ensayos de ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V) y en el extremo de las ramas (L).

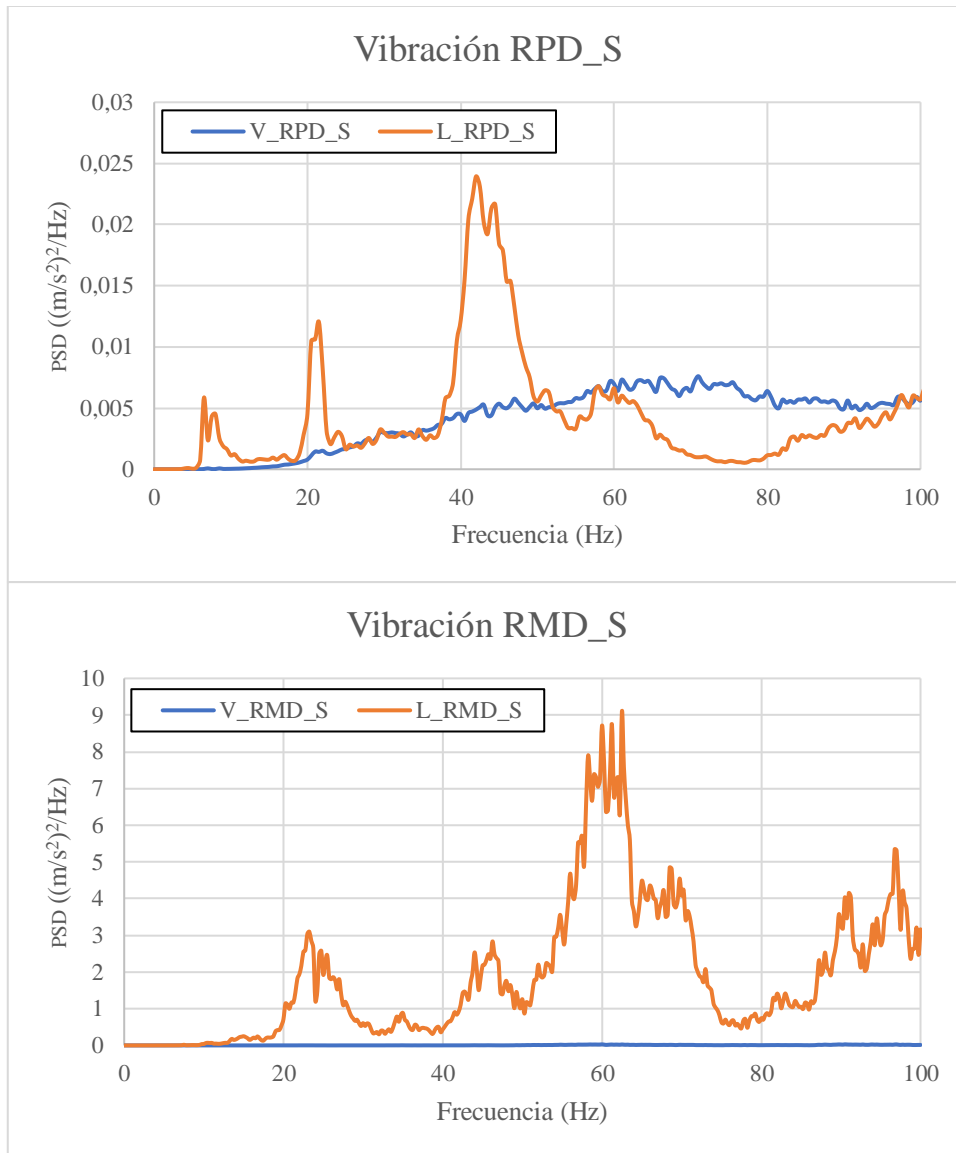


Figura 45: Resultados de las simulaciones. Ensayos de ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V) y en el extremo de las ramas (L).

5.1.2.3 Transmisibilidad. Simulaciones de los ensayos de vibración con señal de ruido blanco aleatorio.

En las Figuras 46 y 47 se muestran los valores de la Transmisibilidad en función de la frecuencia obtenidos de las simulaciones para las ramas pequeñas y medianas y en estado completo y desnudas, respectivamente, indicando, como referencia, la línea de Transmisibilidad de valor 1.

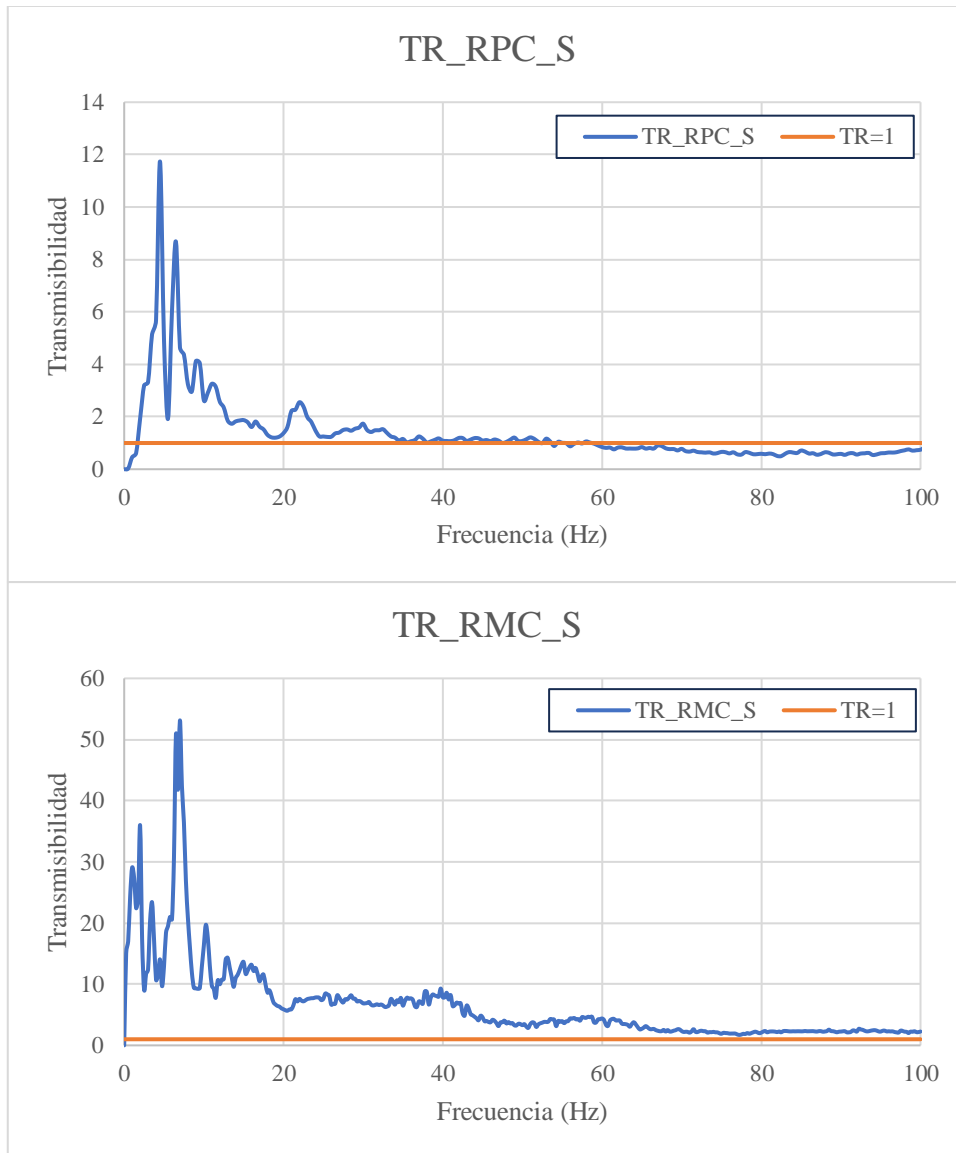


Figura 46: Resultados de las simulaciones. Ensayos de vibración con ruido blanco aleatorio en ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la Transmisibilidad en función de la frecuencia.

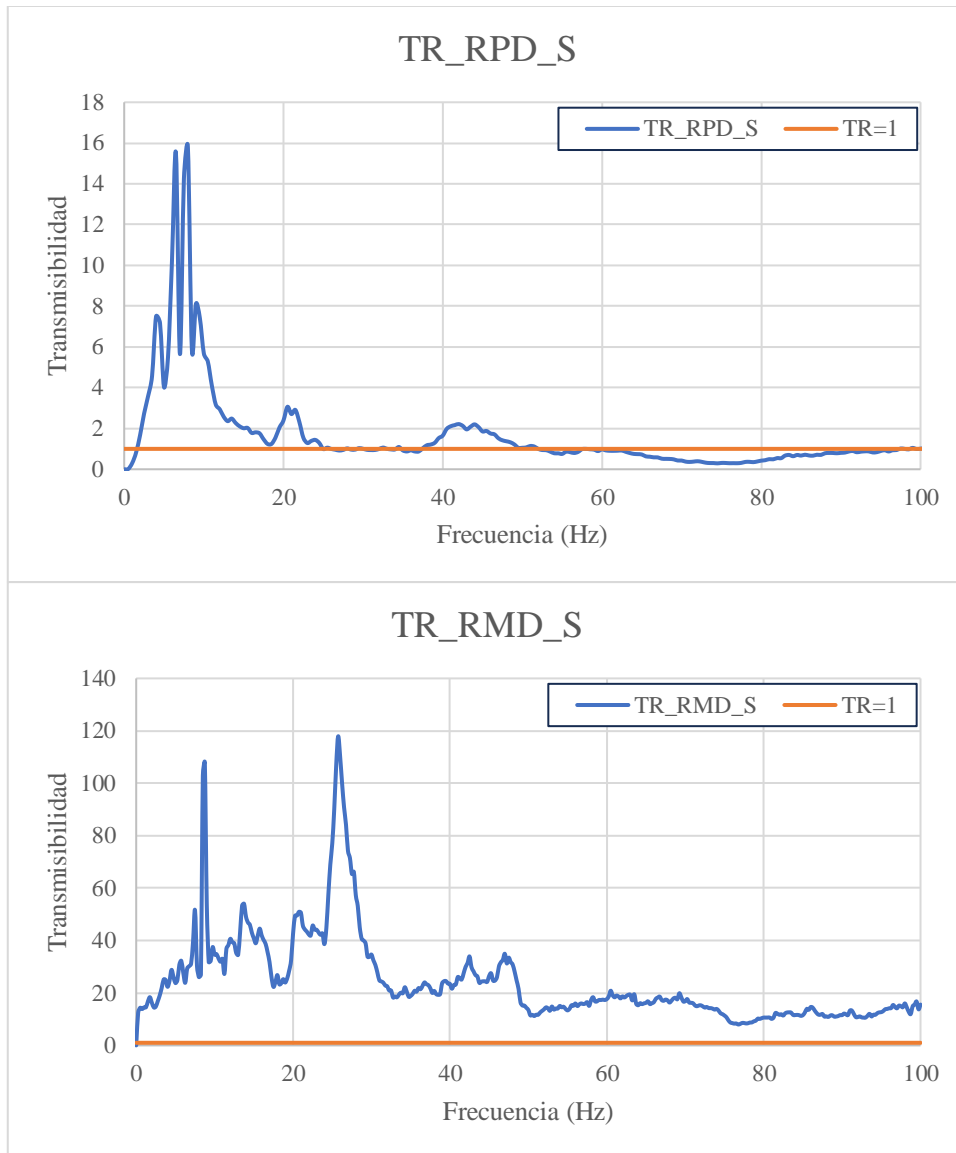


Figura 47: Resultados de las simulaciones. Ensayos de vibración con ruido blanco aleatorio en ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo). Valores de la Transmisibilidad en función de la frecuencia.

5.1.2.4 Transmisibilidad en frecuencia fija. Simulaciones de los ensayos de vibración con señal senoidal de 20 Hz.

En la Figura 48 se muestran los valores de la Transmisibilidad obtenidos de las simulaciones para las ramas pequeñas y medianas y en estado completo y desnudas, respectivamente.

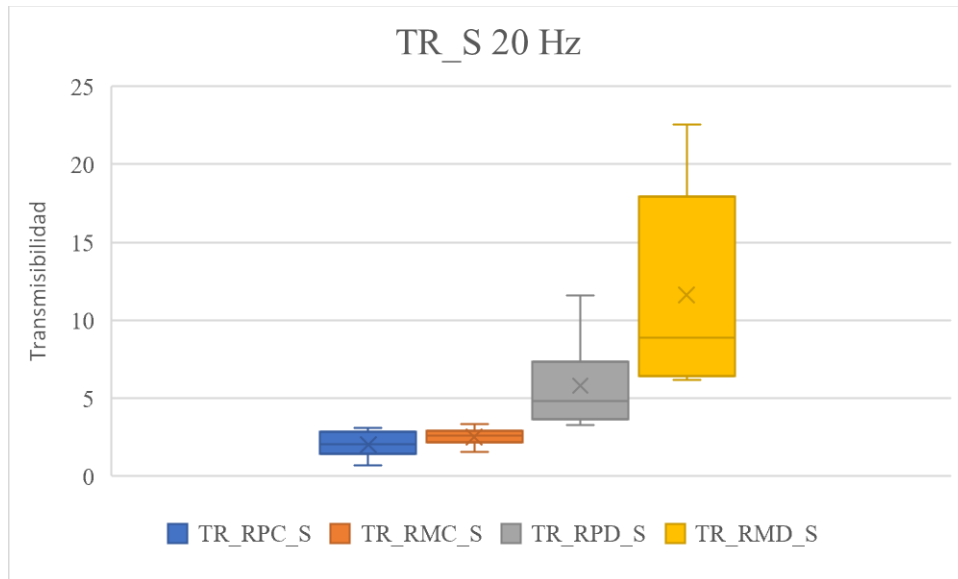


Figura 48: Resultados de las simulaciones. Ensayos de vibración senoidal de 20 Hz en ramas pequeñas y medianas completas y desnudas. Valores de la Transmisibilidad. De izquierda a derecha: ramas pequeñas completas (RPC), ramas medianas completas (RMC), ramas pequeñas desnudas (RPD), ramas medianas desnudas (RMD).

5.1.3 Comparativa y discusión de resultados.

5.1.3.1 Frecuencias naturales. Comparativa de resultados

En la Tabla 18 se muestran las medianas de los valores de las dos primeras frecuencias naturales (FN1 y FN2) obtenidos en los ensayos y en las simulaciones de ramas pequeñas y medianas ($N = 13$) tanto para la situación de ramas completas como para ramas desnudas. El Error Absoluto (e_{abs}) se obtiene utilizando la Ecuación 23.

$$E_{abs} = F_S - F_R \quad (\text{Ecuación 23})$$

Donde F_S es el valor de frecuencia natural obtenido en las simulaciones y F_R es el valor considerado como real, obtenido en los ensayos de laboratorio.

Al comparar estos resultados, se ha observado que los modos naturales de vibración de las ramas desnudas se sitúan en un rango de frecuencias superior en relación con las ramas completas. Esta observación parece congruente, dado que, a igual rigidez, la frecuencia natural de vibración de un elemento es inversamente proporcional a su masa.

Durante las simulaciones de las ramas completas, destaca la imposibilidad de obtener la segunda frecuencia natural (FN2), ya que, a partir de la primera frecuencia natural (FN1), se muestran múltiples frecuencias, con valores crecientes pero muy similares y cercanos entre sí, imposibilitando así la asignación de un valor concreto. Estos

resultados indican que, al aumentar la complejidad de una rama aparecen más modos naturales en ella con valores de frecuencia asociados muy cercanos entre sí. De esta forma cada modo pierde importancia en la definición de la respuesta en frecuencia de la rama, ya que pequeñas variaciones en la frecuencia u otros factores externos hacen que la vibración de la estructura se mueva rápidamente a otro modo de vibración, consiguiendo, de esta forma, contrarrestar los efectos negativos de las resonancias que se producen en toda estructura. Esta característica protege a los árboles ante excitaciones externas naturales como el viento (K. R. James, 2010).

Tabla 18: Comparativa de resultados. Valores de las dos primeras frecuencias naturales (FN1 y FN2) obtenidas en los ensayos y en las simulaciones de ramas pequeñas y medianas completas y desnudas (sin hojas).

	Ensayos		Simulaciones		Error Absoluto	
	FN1	FN2	FN1	FN2	FN1	FN2
Ramas pequeñas completas	1,25	4,00	0,63	Sin datos	-0,62	Sin datos
Ramas medianas completas	1,50	2,00	0,60	Sin datos	-0,90	Sin datos
Ramas pequeñas desnudas	6,5	8,5	6,5	9,1	0,00	0,60
Ramas medianas desnudas	9,00	17,00	8,98	22,50	-0,03	5,50

El Error Absoluto de la primera frecuencia natural (FN1) obtenido de las ramas desnudas es prácticamente nulo. Esto tiene sentido, ya que es el caso más fácil de simular de entre todos los demás, a causa de la mayor sencillez de las geometrías y a que el cálculo del módulo de Young está íntimamente ligado a las primeras frecuencias naturales medidas en los ensayos, tal como se ha explicado en el apartado 4.2.2.2.

En este sentido, se observa que la segunda frecuencia natural (FN2) en las simulaciones de las ramas desnudas es mayor que en los ensayos, encontrando un Error Absoluto mayor para el caso de las ramas medianas, lo cual es lógico debido a la superior complejidad de las geometrías de las ramas de mayor tamaño sumado al probable mayor error producido en la estimación del módulo de Young.

5.1.3.2 Repuesta en frecuencia. Comparativa de resultados.

En las Figuras 49 y 50 se muestran, para la ramas pequeñas y medianas completas y desnudas, respectivamente, los valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V) obtenidos en los ensayos y las simulaciones.

En las Figuras 51 y 52 se muestran, para las ramas pequeñas y medianas completas y desnudas, respectivamente, los valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el extremo de las ramas (L) obtenidos en los ensayos y las simulaciones.

Se han calculados los coeficientes de correlación que sirven como indicador de similitud.

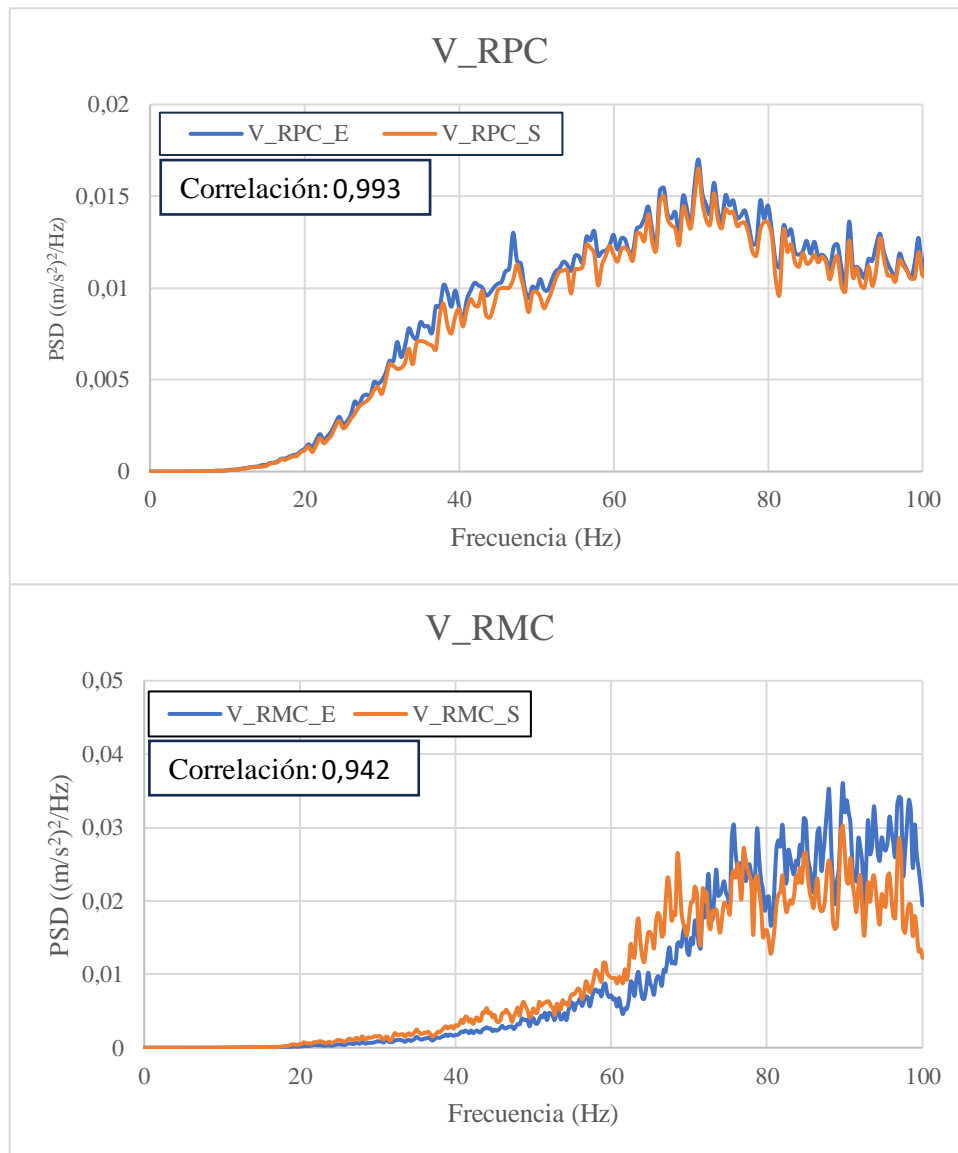


Figura 49: Comparativa de resultados. Valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V) para ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo), obtenidos en los ensayos (E) y las simulaciones (S).

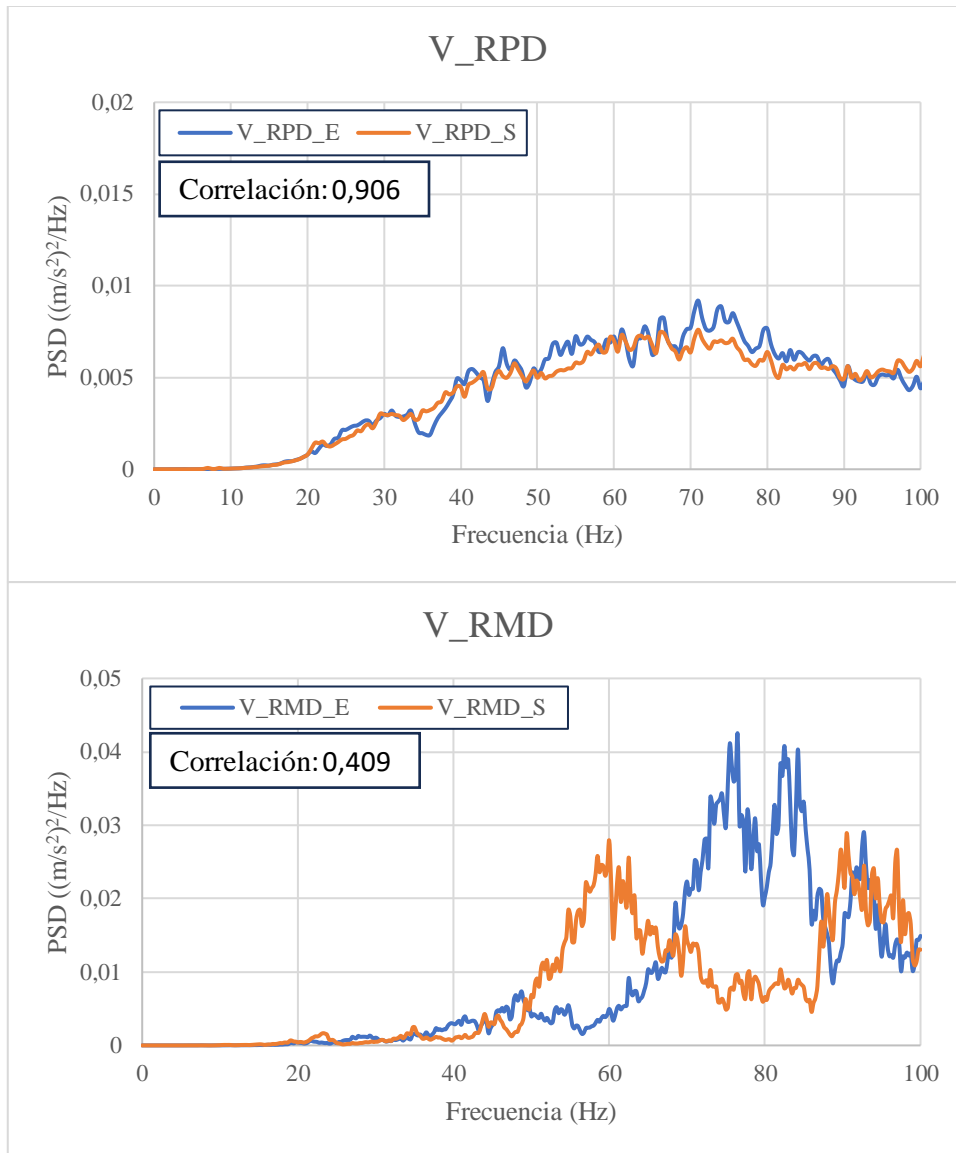


Figura 50: Comparativa de resultados. Valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el punto de generación de la vibración (V) para ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo), obtenidos en los ensayos (E) y las simulaciones (S).

En las comparativas de las ramas completas se observa una alta correlación. Las simulaciones calculadas en el punto “V” son las más sencillas, ya que se encuentran muy cercanas al punto de aplicación de la carga que genera la vibración.

Sin embargo, se observa como la correlación en las ramas desnudas es menor, especialmente en el caso de las ramas medianas. En estos casos, se ha observado una mayor dispersión de los datos registrados en los ensayos y en las soluciones de las simulaciones, factor que puede afectar a los resultados obtenidos.

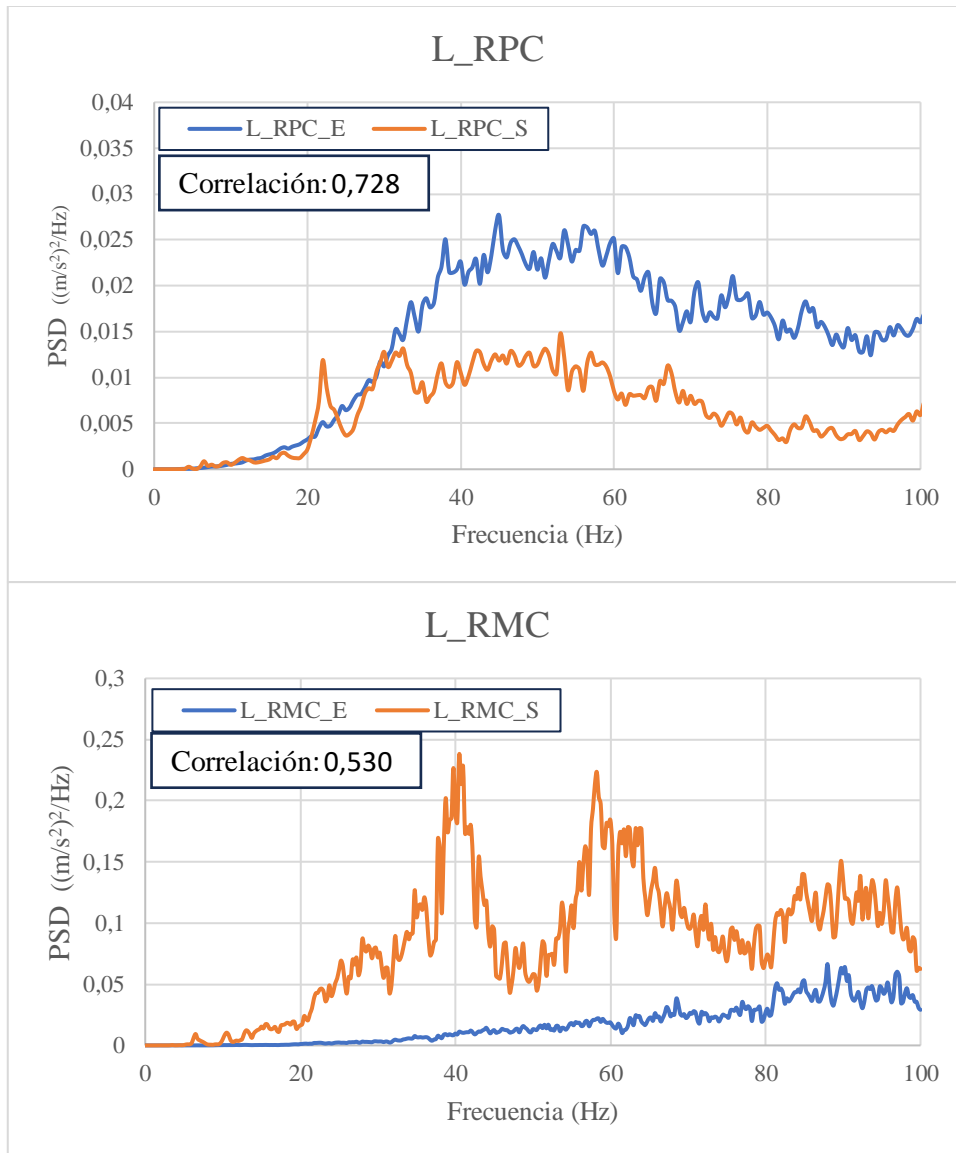


Figura 51: Comparativa de resultados. Valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el extremo (L) para ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo), obtenidos en los ensayos (E) y las simulaciones (S).

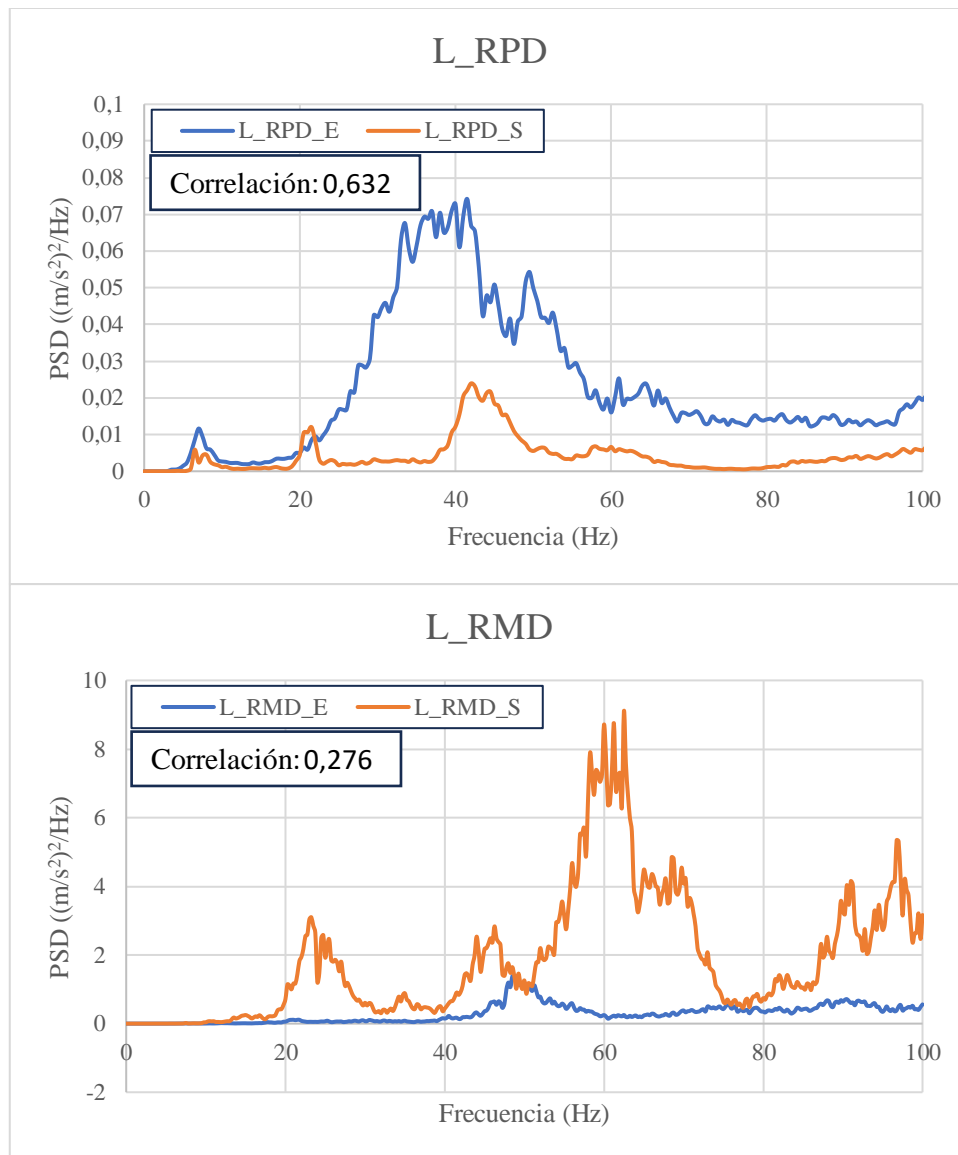


Figura 52: Comparativa de resultados. Valores de la mediana de la Densidad Espectral de Potencia (PSD) en el extremo (L) para ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo), obtenidos en los ensayos (E) y las simulaciones (S).

Las aceleraciones medidas y simuladas son muy diferentes si se incluyen o excluyen los tallos y hojas en los análisis, debido al gran componente de masa y amortiguamiento con el que estos contribuyen.

En el caso de las ramas medianas, las aceleraciones obtenidas en extremos de ramas durante las simulaciones han resultado ser mayores que las registradas en los ensayos. Sin embargo, ha ocurrido lo contrario con las simulaciones de las ramas pequeñas. Esto puede ser indicativo de que el módulo de Young estimado para las ramas medianas ha resultado ser mayor que el real y se ha dado el caso contrario para las ramas pequeñas.

También se observa que la correlación en las ramas pequeñas es mayor que en las ramas medianas, probablemente debido a la menor complejidad de su geometría y a un menor error en la estimación del módulo de Young.

Aunque, más allá de la estimación incorrecta del módulo de Young, probablemente exista un error mayor que consiste en asumir que su valor se mantiene constante a lo largo de toda la estructura.

Otros autores han informado sobre las diferencias obtenidas entre las partes inferior, media o superior dentro de la copa del árbol (Gupta et al., 2015 ; R. R. Sola-Guirado et al., 2017). Esta variabilidad de los parámetros mecánicos dentro de las zonas de los árboles debe tenerse en cuenta para mejorar la precisión de los modelos computacionales, ya que tomar valores medios, como los utilizados en nuestro trabajo (“Rama” y “Tallos”), simplifica el proceso, pero también introduce una fuente importante de error en la respuesta real de la estructura.

En la realidad, la masa y la rigidez no se distribuyen de forma homogénea por todo el árbol o la rama, y también presenta un alto grado de anisotropía, hechos que, si se introdujeran en los modelos, aumentarían enormemente la complejidad de los mismos y la determinación experimental de los propios parámetros.

Además, la distribución regular de los tallos, asumida en el modelo presentado, difiere de la amplia disparidad existente en los árboles, donde existen longitudes diferentes de tallos con diferentes masas que generan nueva incertidumbre en el amortiguamiento medio debido a la variabilidad del componente de fricción viscosa. De hecho, varios autores han identificado otros factores de amortiguamiento, como el debido a la propia ramificación del árbol, como una forma no lineal de amortiguamiento (Spatz & Theckes, 2013)

En cualquier caso, las técnicas de modelado de elementos discretos son una herramienta poderosa para caracterizar propiedades biomecánicas más específicas (Guo et al., 2021) pero se debe tener en cuenta la variabilidad espaciotemporal en las estructuras biológicas.

Otro aspecto importante para modelar biosistemas, además de los parámetros mecánicos y su variabilidad, es realizar una buena caracterización geométrica de la estructura a modelar. Existen numerosas técnicas para el modelado geométrico de árboles, por ejemplo, el escaneo y obtención de una nube de puntos, que han reportado buenos resultados globales (Moorthy et al., 2011; Filippucci et al., 2016; Brede et al., 2019; Du et al., 2019) en comparación con la medición manual, aunque la precisión disminuye a medida que aumenta la cantidad de ramas de los árboles (Yumei et al., 2020). Sin embargo, estas técnicas consideran el volumen global de las copas e introducen mucha información en las nubes de puntos obtenidas, lo que dificulta distinguir entre la estructura del árbol y la masa de las hojas.

Con este fin, las técnicas basadas en la obtención de puntos en coordenadas cartesianas han determinado buenos resultados (Peng et al., 2017). El método utilizado

en nuestro trabajo, basado en la trilateración, permite la simplificación del modelado según sea necesario, ya que toma el número deseado de puntos y puede centrarse exclusivamente en la estructura del árbol, en este caso, las ramas. Este método podría escalarse (todo el árbol) con técnicas similares a las indicadas por Arikapudi et al. (2016), quienes intercalaron la trilateración con mediciones por ultrasonidos para ubicar la fruta en los árboles. El dispositivo y la técnica desarrollados para modelar la rama 3D son relativamente simples, pero no tienen una gran precisión, lo que significa que podrían obtenerse geometrías que se ajusten más estrechamente a las ramas reales utilizando otras técnicas. Por tanto, la ponderación de los errores del modelado geométrico de las ramas en el efecto dinámico debe estudiarse mediante el uso de sistemas más precisos.

5.1.3.3 Transmisibilidad. Comparativa de resultados.

En las Figuras 53 y 54 se muestran los valores de la Transmisibilidad en función de la frecuencia para las ramas pequeñas y medianas y en estado completas y desnudas, respectivamente, obtenidos en los ensayos y simulaciones, indicando, como referencia, la línea de Transmisibilidad de valor 1.

Los resultados de correlación en las comparativas de transmisibilidad coinciden en gran medida con los encontrados en las aceleraciones en extremo de rama.

Para los casos de las ramas desnudas, tanto en los ensayos como en las simulaciones, el primer máximo de transmisibilidad predominante está situado en la misma coordenada de frecuencia, en un valor que coincide con la primera frecuencia natural de las ramas.

En el caso de las ramas pequeñas completas se observa el mismo patrón en los datos obtenidos de los ensayos. No ocurre de forma tan clara en los ensayos de las ramas medianas completas, lo cual puede ser debido a la dificultad de obtener correctamente los valores de frecuencia natural en estructuras tan complejas, tal como se describe en el apartado 5.1.3.1.

En cualquier caso, los resultados de la transmisibilidad de la de aceleración resaltan el gran efecto que la frondosidad de las ramas tiene en su respuesta dinámica. Tombesi et al.(2017) han indicado este hecho, refiriendo que los brotes internos reducen la transmisión de vibraciones a través de la copa del árbol. Por lo tanto, la investigación realizada en modelos de árboles sin follaje debe ser tomada con precaución debido a su simplificación de la respuesta real.

Además, y aunque el presente trabajo no considera este elemento, el comportamiento dinámico de las ramas también difiere considerablemente al tener en cuenta la fruta unida a las ramas. Esto es especialmente cierto para árboles cuya fruta tiene una masa considerable, como los cítricos (Castro-García et al., 2020).

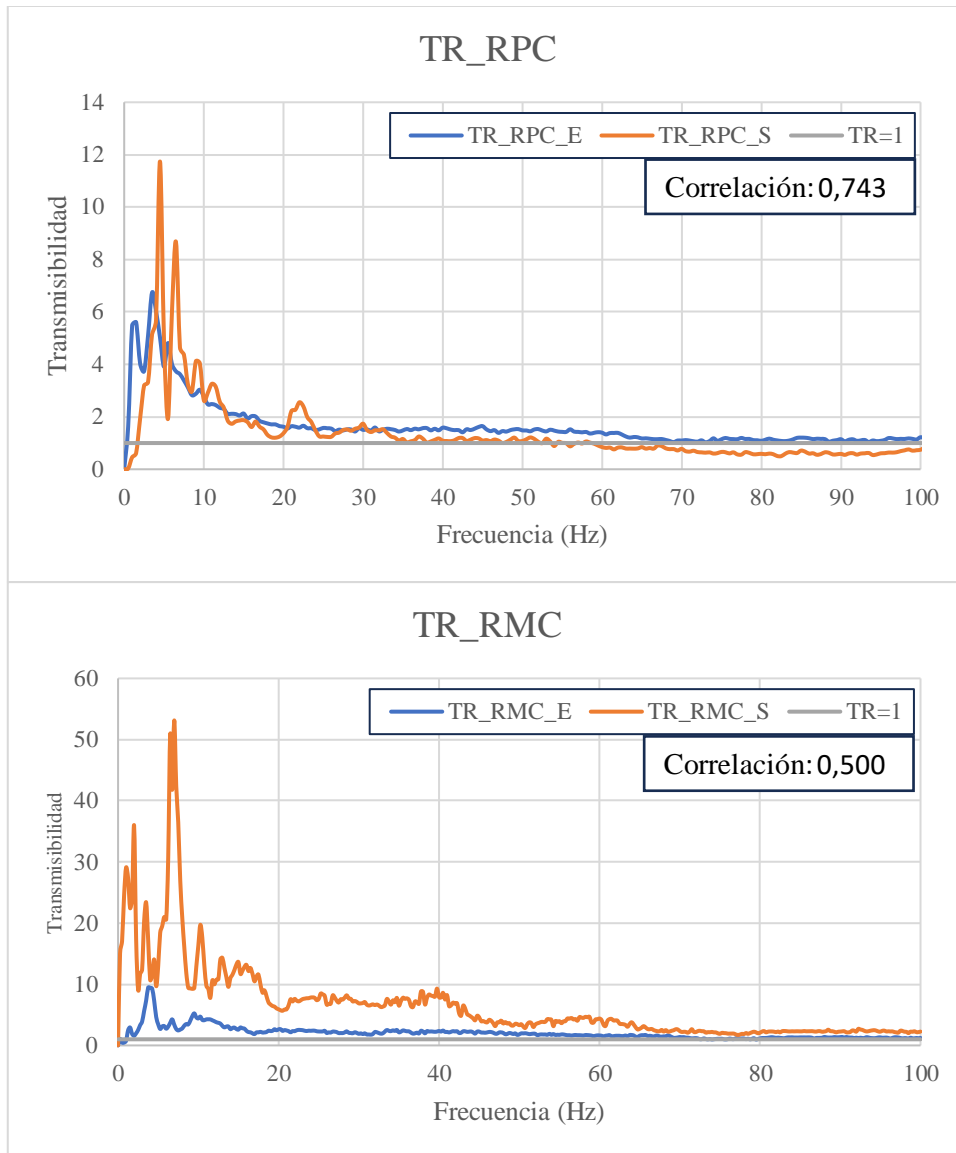


Figura 53: Comparativa de resultados. Ensayos de vibración con ruido blanco aleatorio. Valores de la Transmisibilidad en función de la frecuencia en ramas completas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo), obtenidos en los ensayos (E) y en las simulaciones (S).

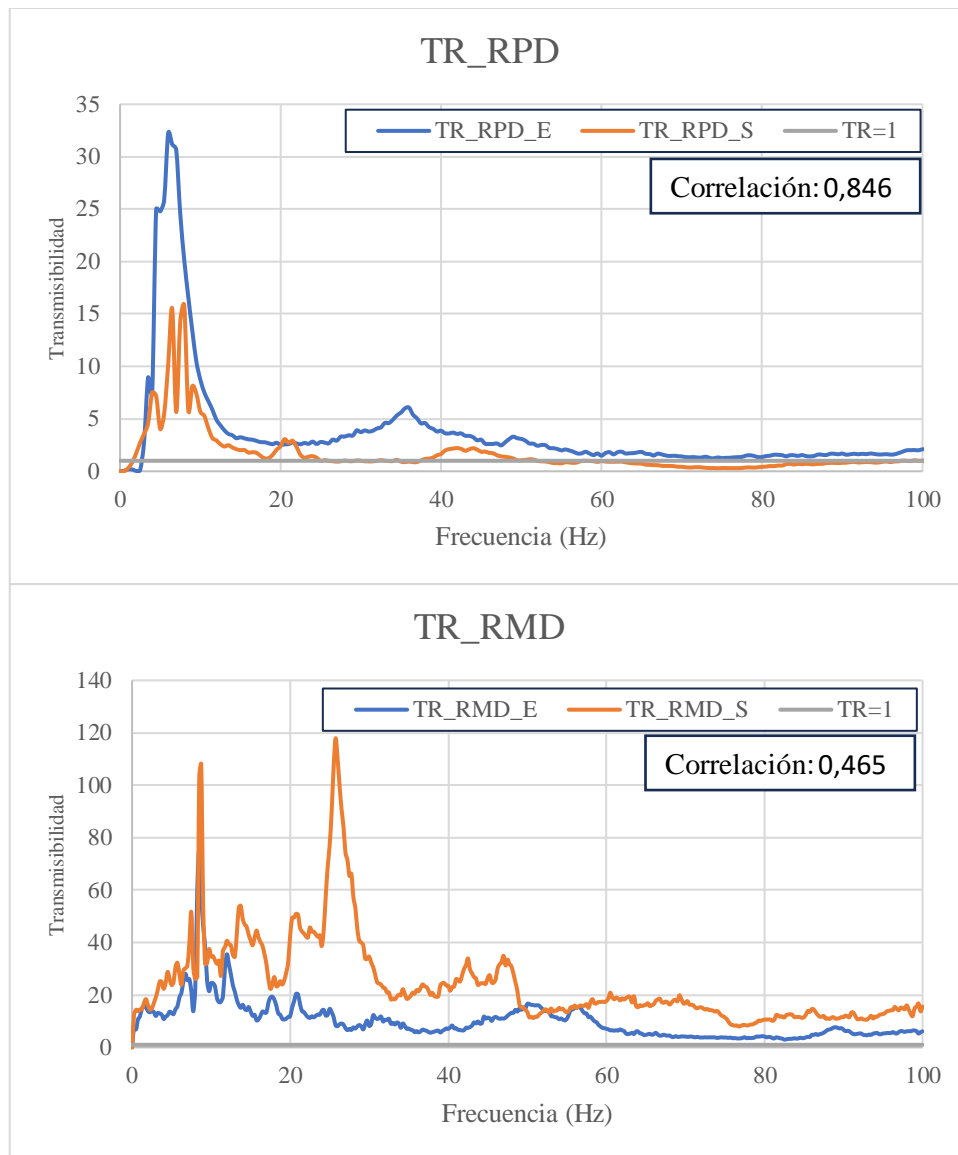


Figura 54: Comparativa de resultados. Ensayos de vibración con ruido blanco aleatorio. Valores de la Transmisibilidad en función de la frecuencia en ramas desnudas, pequeñas (arriba) y medianas (abajo), obtenidos en los ensayos (E) y las simulaciones (S).

5.1.3.4 Transmisibilidad en frecuencia fija. Comparativa de resultados.

En las Figuras 55 y 56 se muestran los valores de la Transmisibilidad para las ramas pequeñas y medianas y en estado completas y desnudas, respectivamente, obtenidos en los ensayos y las simulaciones. Los valores de transmisibilidad son mayores en las ramas desnudas en comparación con las ramas completas. Las simulaciones de las ramas completas exhiben mayor precisión y menor dispersión de resultados en comparación con las simulaciones de las ramas desnudas. Sin embargo, se observa una pérdida de precisión en las simulaciones de las ramas medianas respecto a las pequeñas.

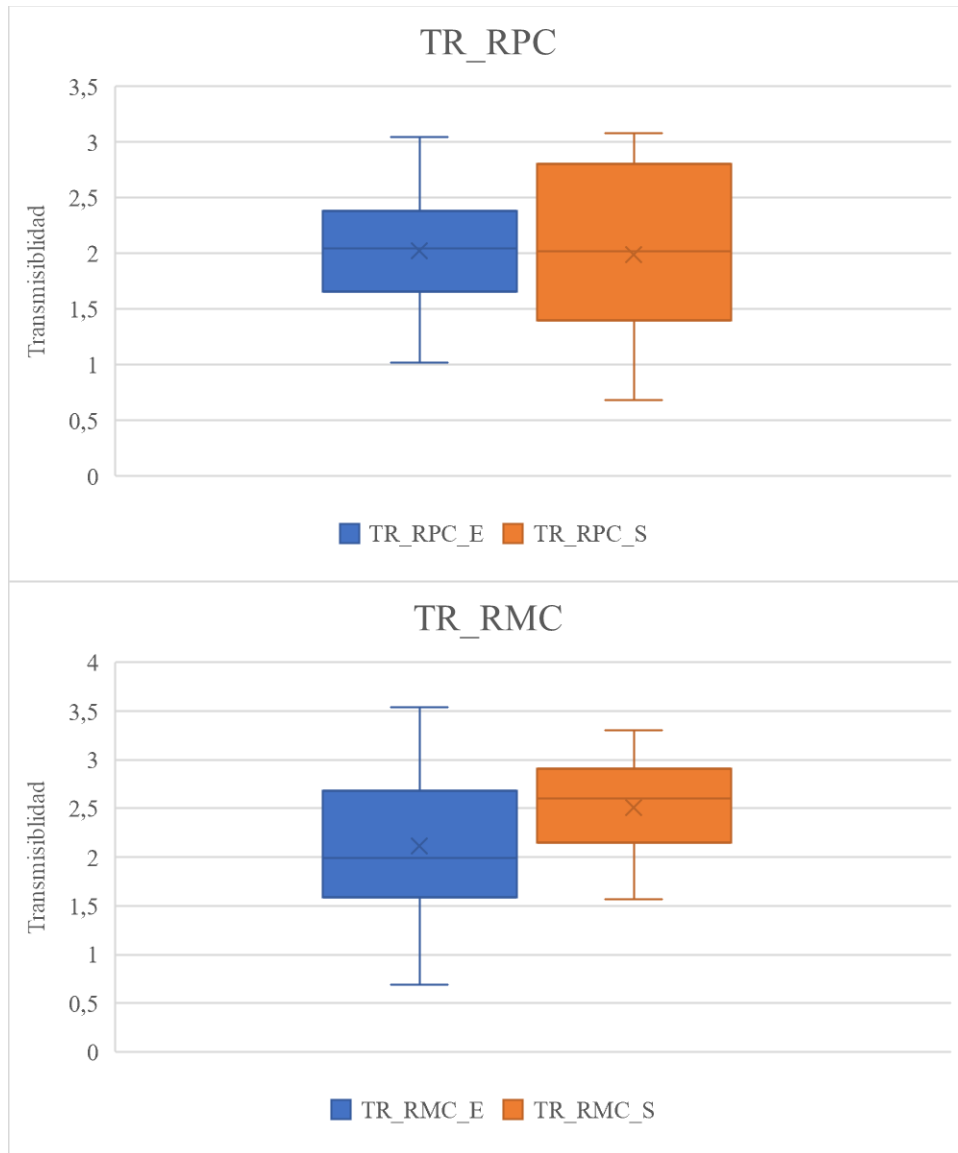


Figura 55: Comparativa de resultados. Valores de la Transmisibilidad para ramas pequeñas completas (RPC) y ramas medianas completas (RMC) obtenidos en los ensayos (E) y las simulaciones (S).

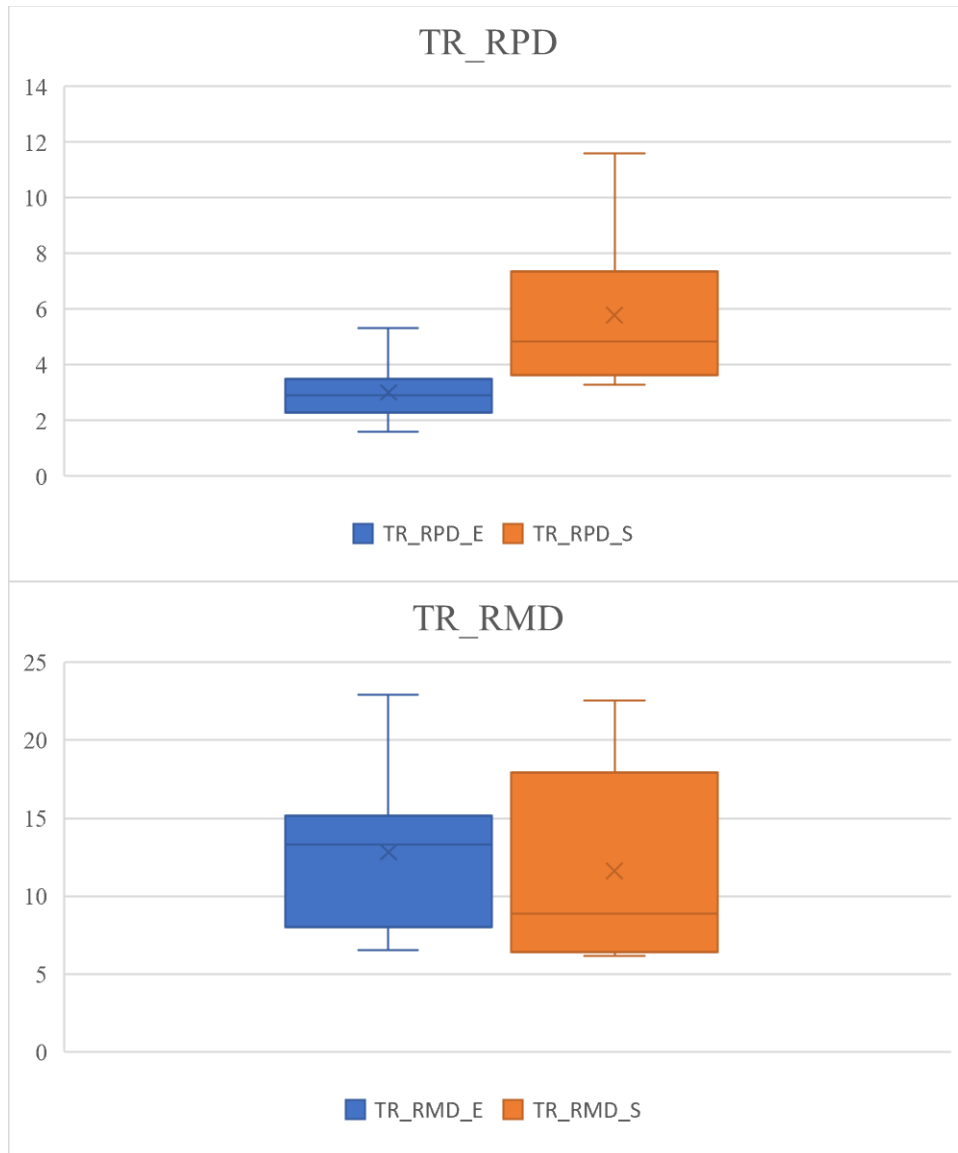
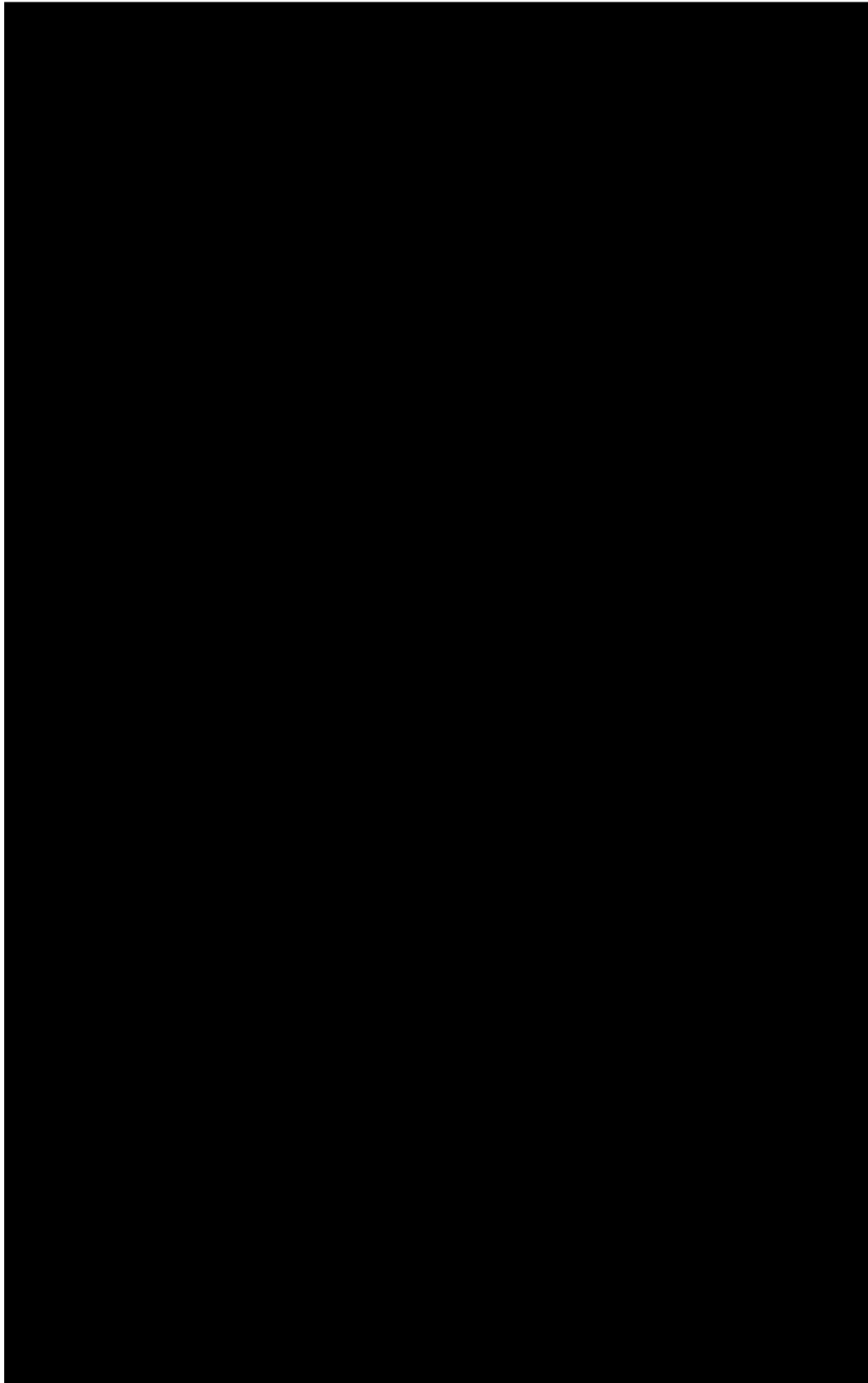
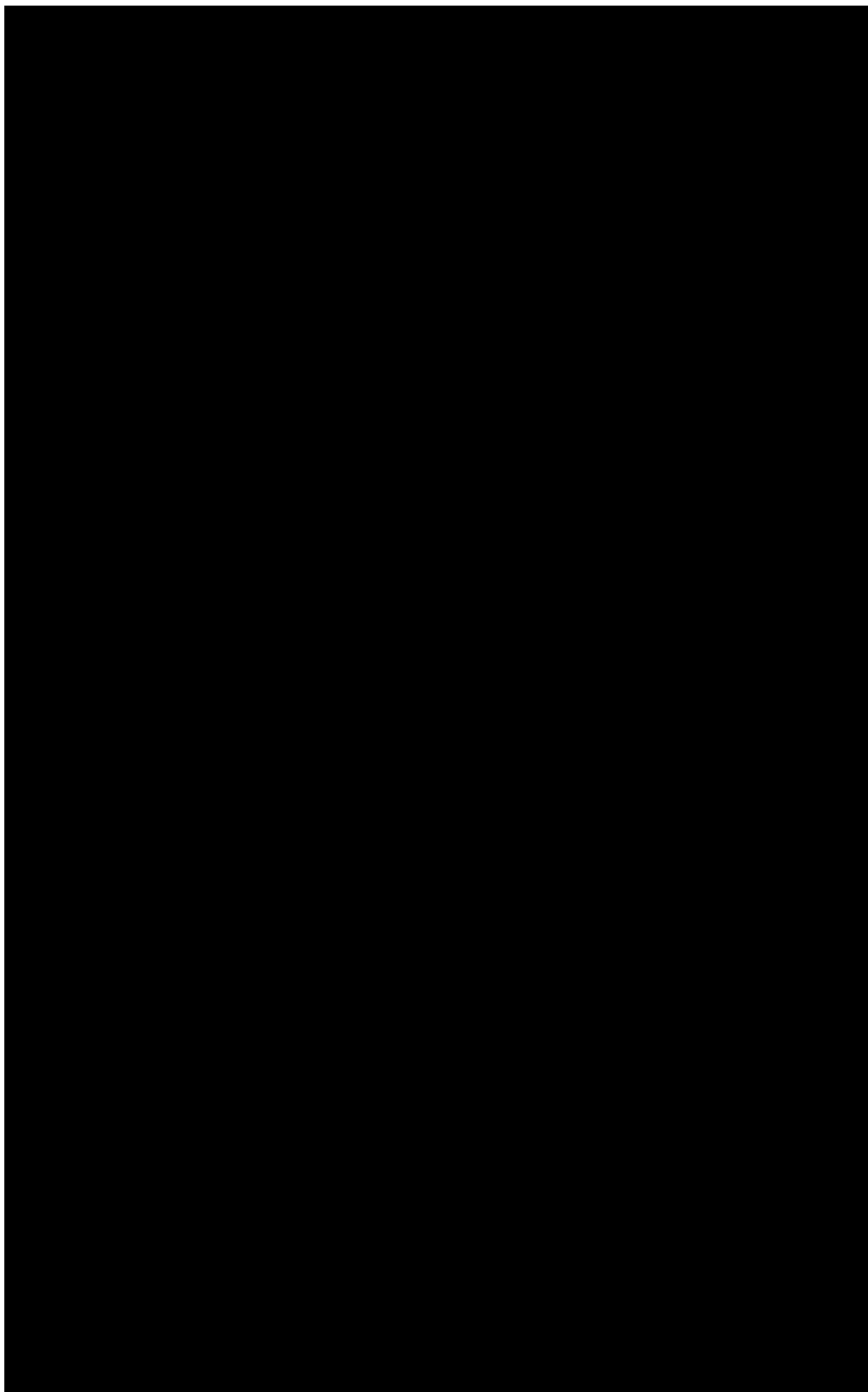
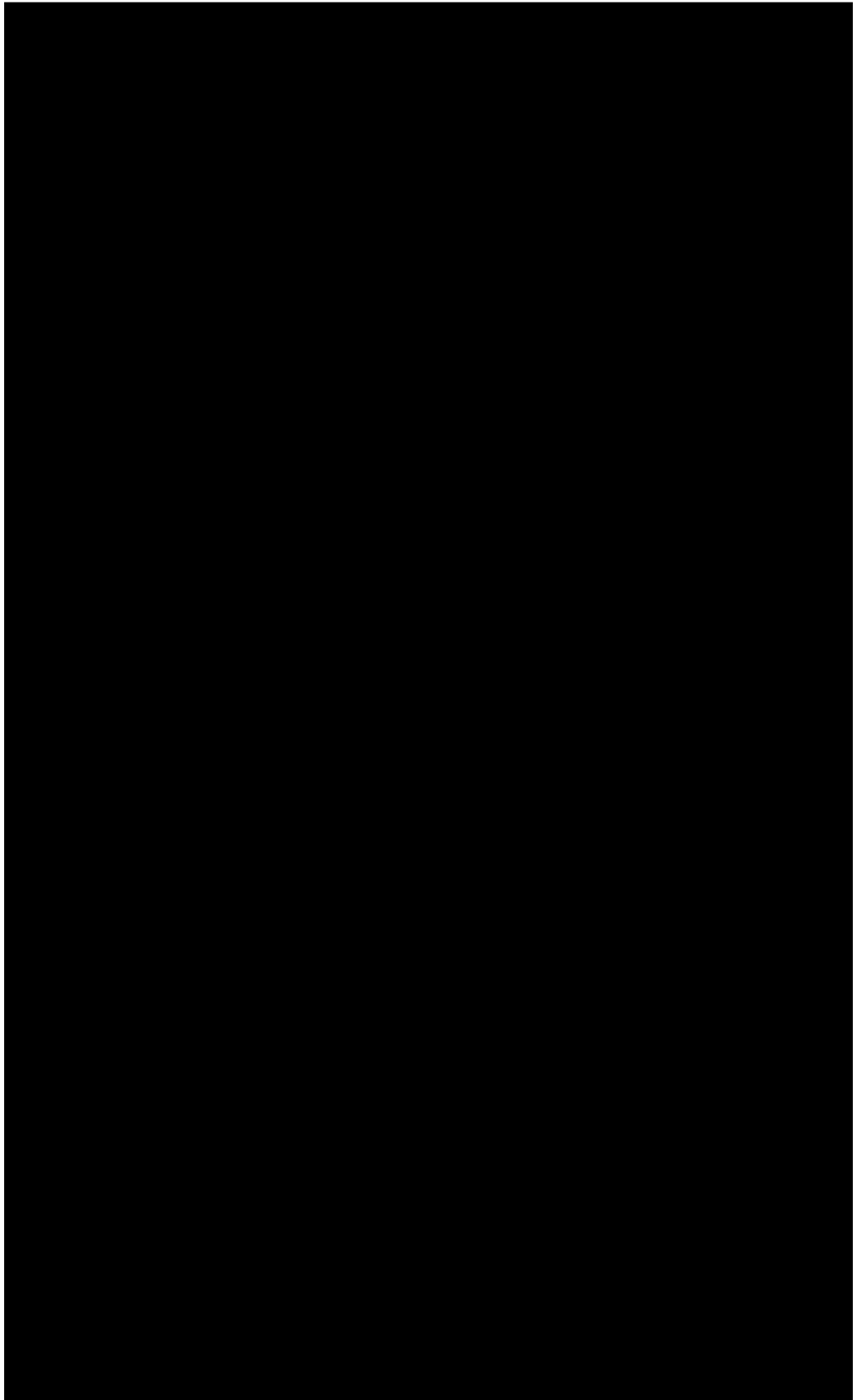


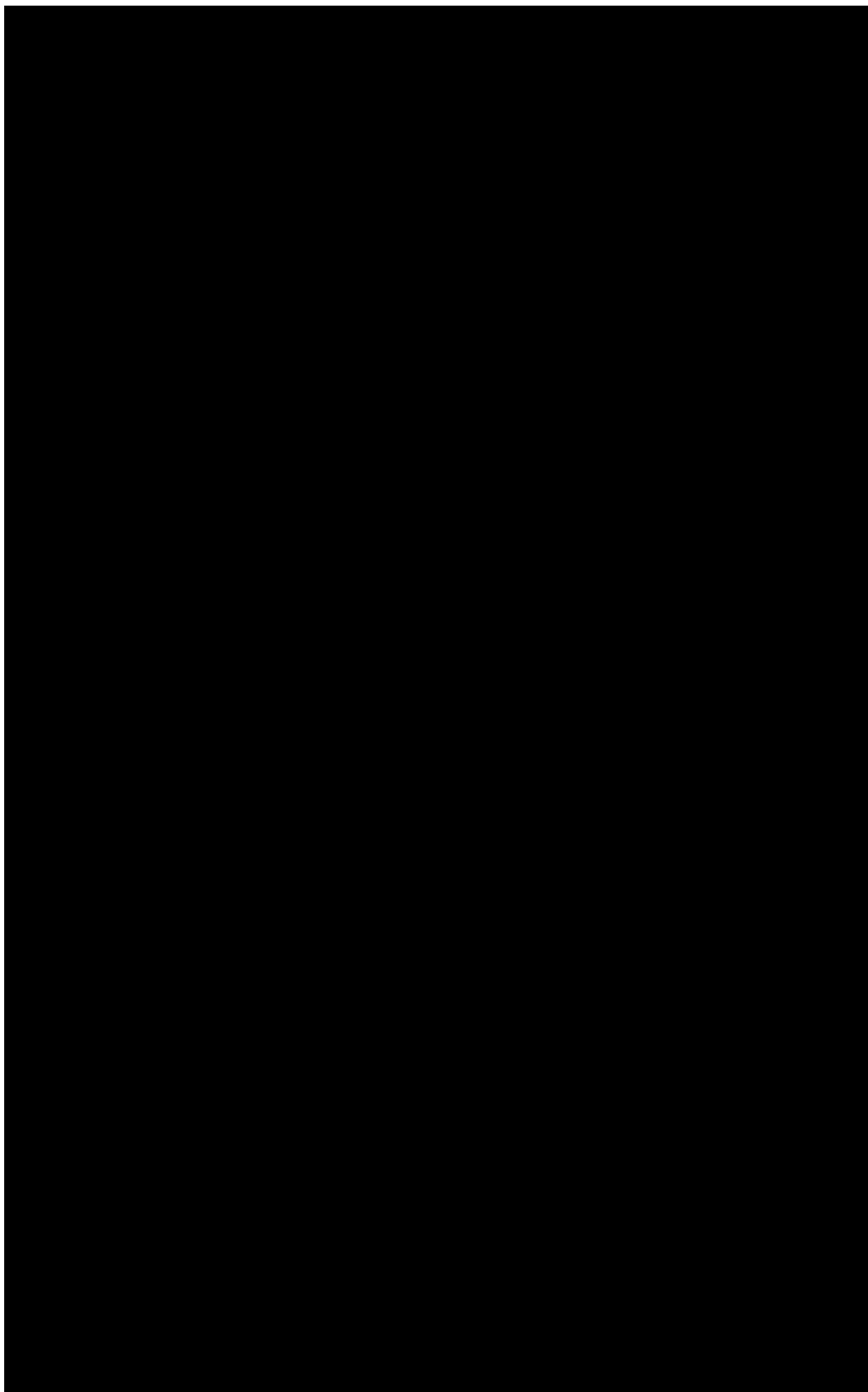
Figura 56: Comparativa de resultados. Valores de la Transmisibilidad para ramas pequeñas desnudas (RPD) y ramas medianas desnudas (RMD) obtenidos en los ensayos (E) y las simulaciones (S).

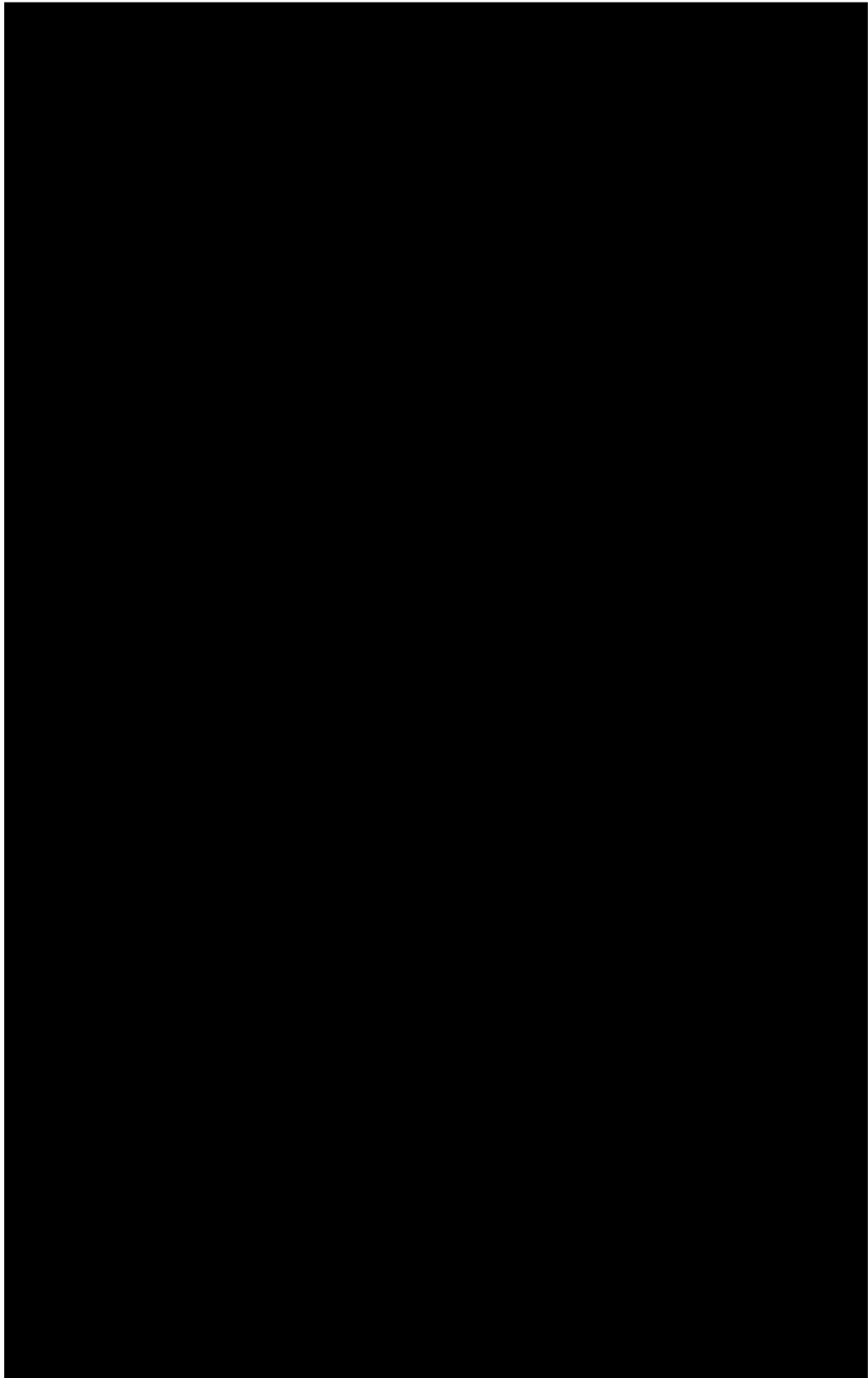
5.2 Resultados. Ensayos de vibración en olivo artificial (poste)

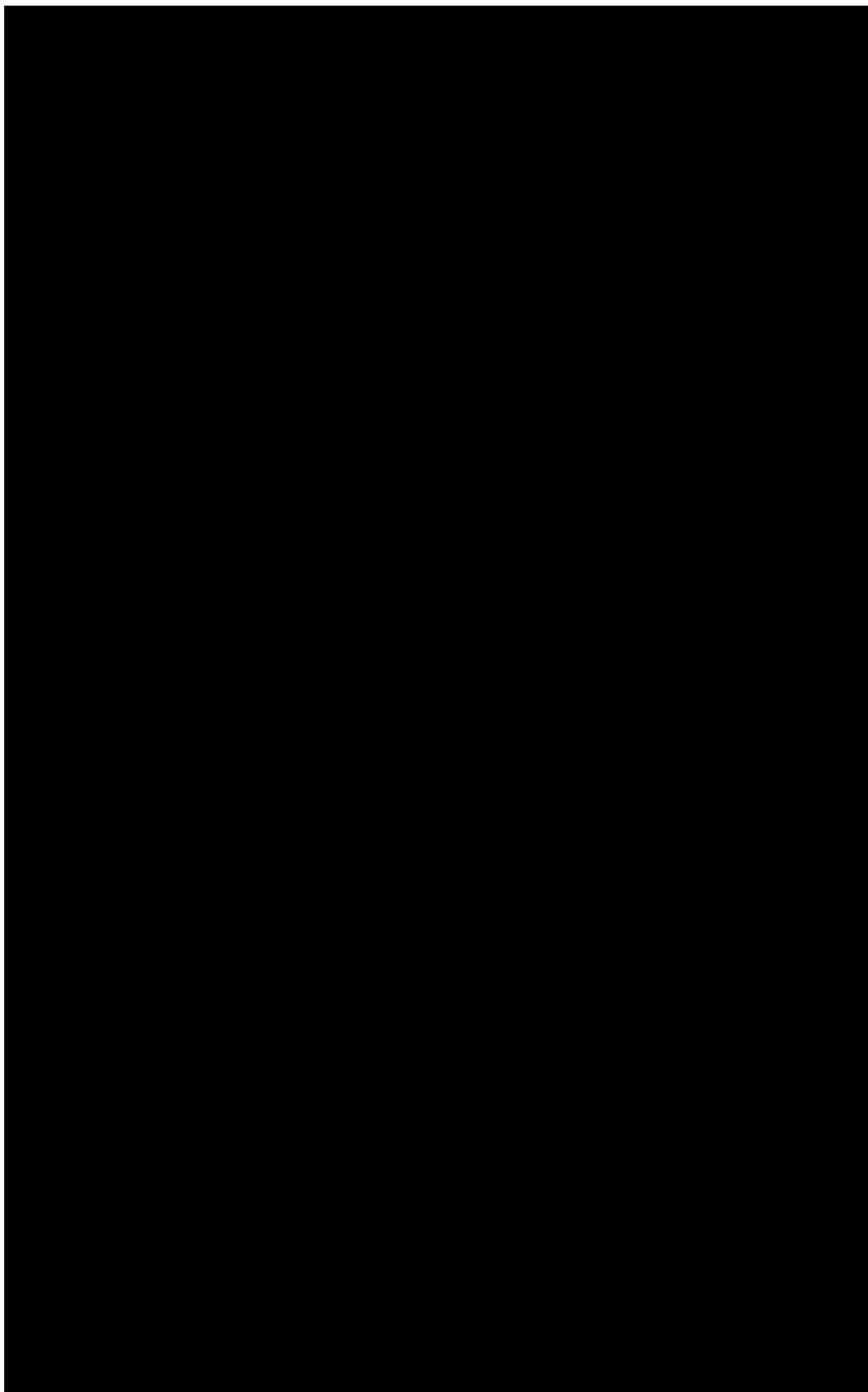


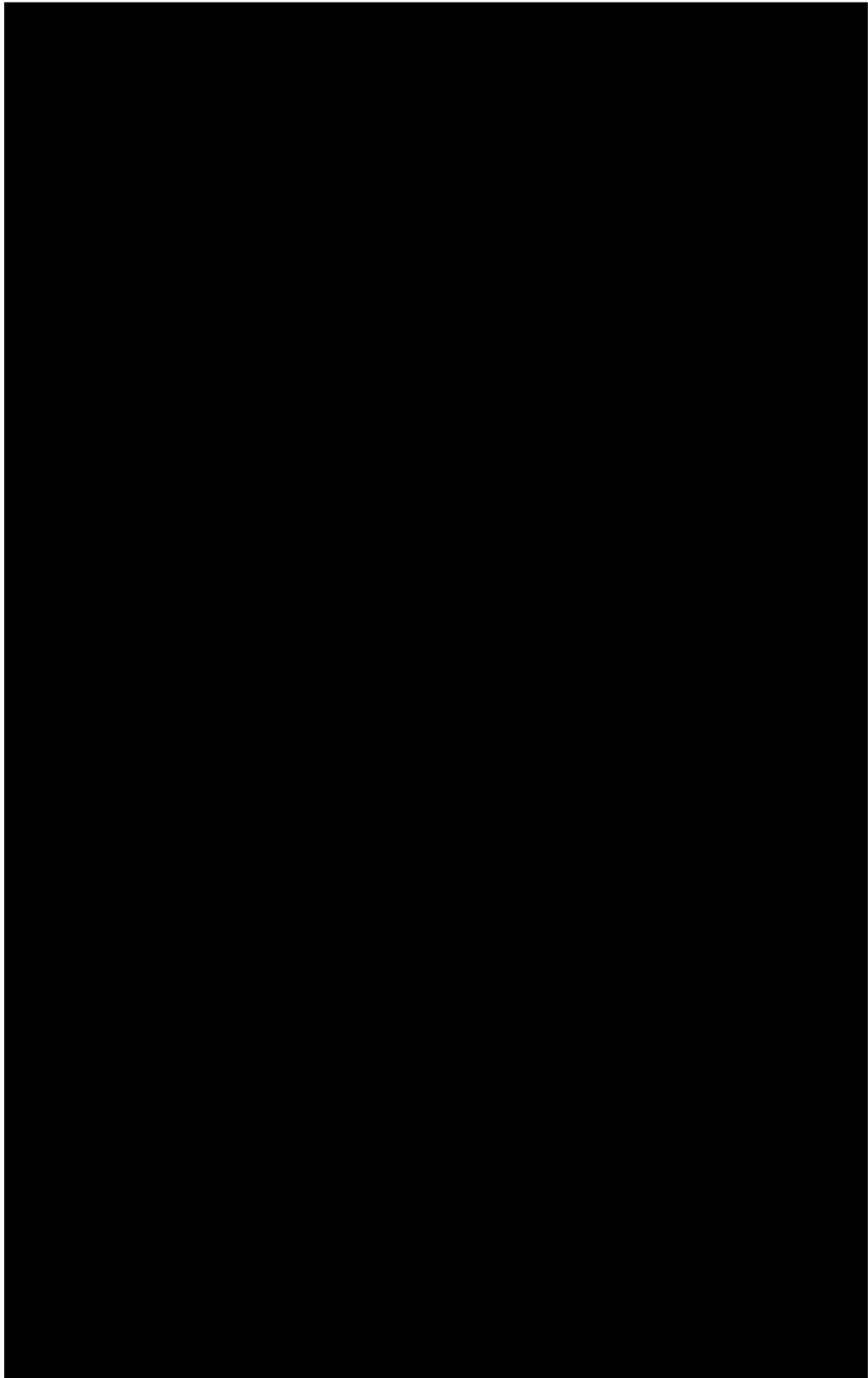


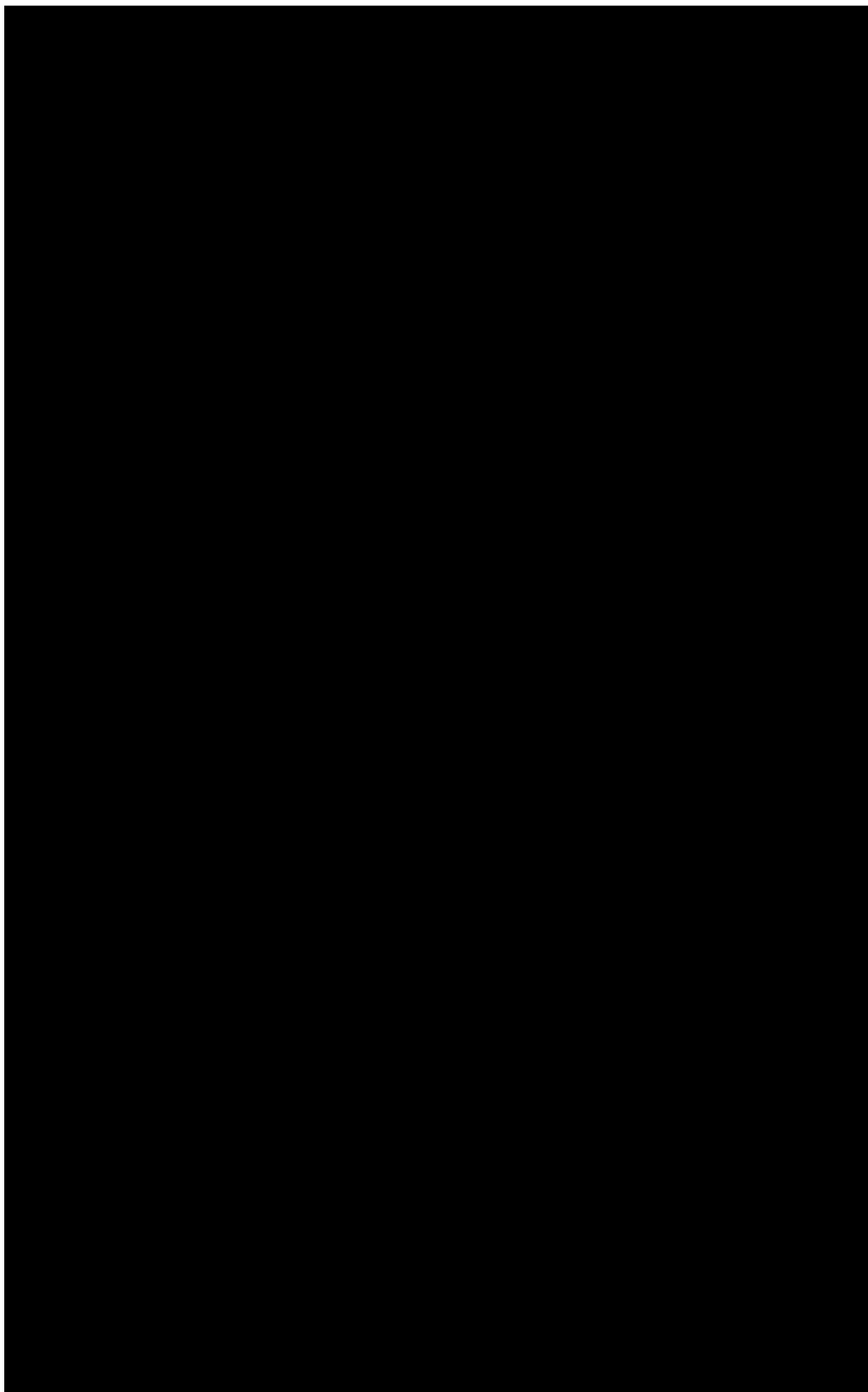


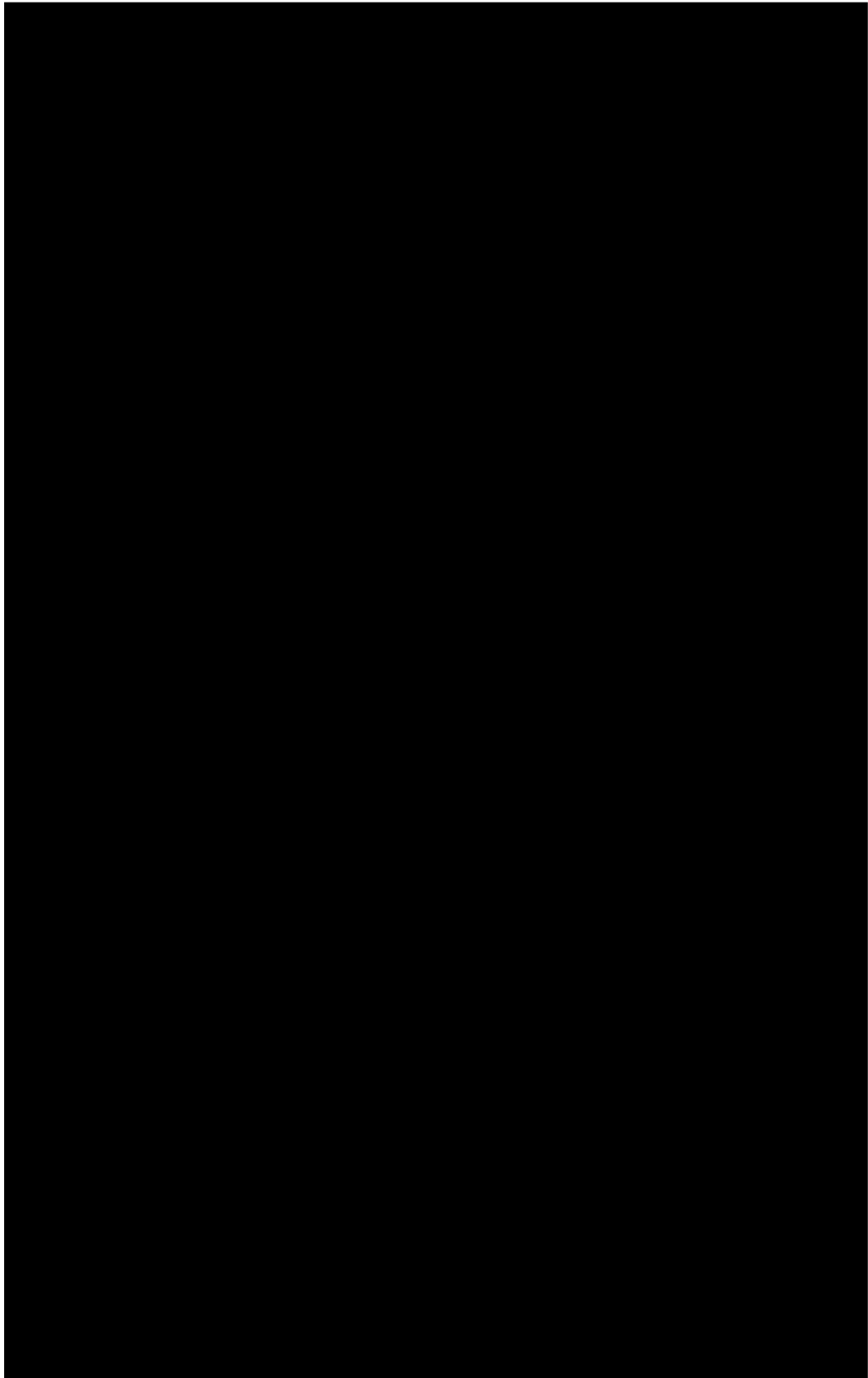












CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES

6 CONCLUSIONES

Las principales conclusiones de esta Tesis Doctoral son las siguientes:

1. La metodología que se presenta ha resultado ser adecuada para la determinación del comportamiento dinámico de los dos sistemas estudiados (ramas y vibrador-poste) mediante simulación por el Método de los Elementos Finitos. Se ha demostrado la importancia de considerar correctamente las diferentes propiedades mecánicas correspondientes a cada elemento en los que se han dividido los sistemas estudiados (ramas y tallos en las ramas; elementos de acero y de caucho en el vibrador-poste).
2. En una primera fase, se detalla un procedimiento para la obtención de los parámetros mecánicos necesarios en las simulaciones, centrandó el enfoque en mantener la fidelidad geométrica y mecánica de las ramas, al mismo tiempo que se simplifican los modelos para facilitar su construcción y reducir la carga computacional de los análisis de elementos finitos.
3. La técnica de modelado geométrico utilizada simplifica efectivamente el proceso, pero futuras investigaciones podrían explorar métodos más precisos para analizar el efecto de geometrías más detalladas en los resultados, utilizando, por ejemplo, escaneado 3D o fotogrametría.
4. De la misma forma, las técnicas utilizadas para medir parámetros mecánicos se han mostrado efectivas, pero la naturaleza compleja de las ramas ha demostrado que es necesario ejercer más precaución para obtener los parámetros mecánicos con mayor precisión, con un enfoque en realizar una subdivisión más detallada de las diferentes zonas de las ramas.
5. Para obtener los modelos que se han usado en este trabajo, no ha sido necesario aplicar técnicas diferentes de las normalmente utilizadas en otros usos más comunes del MEF. Sin embargo, en el estudio de las ramas, se ha observado que el proceso de mallado ha sido más complejo de lo habitual. Se ha requerido de una mayor atención en la elección de los tamaños de malla utilizados y ha sido necesario trabajar con elementos de tamaño muy reducido.
6. En cuanto a las simulaciones, aunque se ha buscado un alto grado de realismo, se observa que han mostrado discrepancias con los datos experimentales en la respuesta dinámica de las ramas, evidenciándose, principalmente, en la magnitud de las aceleraciones, aunque se ha logrado una mejor correlación en las frecuencias dominantes.
7. El error determinado en las comparaciones (valor real vs. valor simulado) tiende a ser mayor en ramas de mayor tamaño, atribuible, principalmente, a la mayor complejidad geométrica y a una estimación menos precisa de los parámetros mecánicos. En las ramas completas el coeficiente de correlación de las comparativas baja hasta un valor de 0.530 en el peor de los casos. Sin embargo, en las simulaciones de ramas desnudas, aun representando un modelo más simple, se observa una mayor dispersión en los datos lo que conduce a un valor mínimo del coeficiente de correlación de 0.276. Estos

datos destacan la dificultad inherente en modelar estructuras biológicas globales. En los puntos de aplicación de la vibración el error calculado se reduce al mínimo, presentando valores de correlación de hasta 0.993 en el caso de las ramas pequeñas completas.

8. Finalmente, se subraya la importancia del follaje en la respuesta dinámica del árbol y se destaca la relevancia de las decisiones de poda para evitar la reducción natural de la transmisibilidad de las vibraciones en el olivo.
9. En cuanto al sistema vibrador de troncos – árbol artificial (poste de ensayos), de forma similar al sistema anterior, se ha podido elaborar un modelo realista por elementos finitos para simular su comportamiento e, igualmente, validar los resultados obtenidos mediante ensayos de campo, registrándose las aceleraciones tanto en el vibrador como en el poste. El modelo computacional propuesto ofrece un potencial importante en el desarrollo y optimización de estas máquinas sin la necesidad de desarrollar múltiples prototipos y realizar numerosas pruebas de campo.
10. En este sentido, se ha observado que el error determinado aumenta cuando la máquina trabaja unida al poste, siendo mayor en los dos puntos medidos en el poste. El error mínimo se da en el caso del vibrador de troncos trabajando en vacío.
11. El análisis de la transmisibilidad ha permitido conocer cuáles son las condiciones de contorno del modelo que mayor error generan durante las simulaciones, destacando las que definen el comportamiento de los tacos de caucho. En el punto de agarre del vibrador al poste, aparecen errores que varían entre el 20% y el 200%, mientras que el error cometido en los puntos del poste se encuentra en un promedio del 20 %.
12. Los ensayos han evidenciado un comportamiento no lineal en los tacos (almohadillas) de caucho del vibrador, mientras que las simulaciones realizadas han sido lineales, lo que ha impedido una reproducción exacta del comportamiento observado. Para futuros estudios, se sugiere prestar mayor atención a la caracterización precisa de las propiedades mecánicas del taco y llevar a cabo análisis no lineales que consideren una variedad de factores, como la temperatura operativa del taco, que podría afectar significativamente sus propiedades mecánicas, y el tipo de contacto generado entre el taco y el poste de prueba.

Por último, señalar que la modelización de sistemas biomecánicos puede ser de gran interés en el campo de la cosecha mecanizada. Se podrían llevar a cabo numerosas simulaciones en condiciones similares para determinar la influencia de ciertos parámetros, como la inclinación de la rama, la longitud de la rama, la densidad del follaje, la distribución de la fruta o la rigidez de la madera en la transmisión de vibraciones. Esto podría ser útil para determinar recomendaciones para sistemas de formación de árboles y operaciones de poda en variedades específicas, pero también para optimizar nuevos

sistemas de cosecha mecánica, conociendo las fuerzas que se transmiten a la estructura. Investigaciones futuras podrían dirigirse a realizar tales simulaciones.

CAPÍTULO 7
BIBLIOGRAFÍA

7 BIBLIOGRAFÍA

Referencias

- 1 Arikapudi, R., Vougioukas, S. G., Jiménez-Jiménez, F., & Anjom, F. K. (2016). Estimation of fruit locations in orchard tree canopies using radio signal ranging and trilateration. *Computers and Electronics in Agriculture*, 125, 160-172. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2016.05.004>
- 2 Attar E., Awady E., & Genaidy M. (2004). Ain-Shams U. (2) Prof. Emrit. En *Ag.Eng.*, Ain-Shams U. (3) Prof. Com., Com. Eng. Dept., Cairo U. (5) Lec., *Ag.Eng* (Número 1).
- 3 Beer, & Johnston. (2007). *Mechanics Of Materials*. McGraw Hill
- 4 Bentaher, H., Haddar, M., Fakhfakh, T., & Mâalej, A. (2013). Finite elements modeling of olive tree mechanical harvesting using different shakers. *Trees - Structure and Function*, 27(6), 1537-1545. <https://doi.org/10.1007/s00468-013-0902-0>
- 5 Bernardi, B., Falcone, G., Stillitano, T., Benalia, S., Strano, A., Bacenetti, J., & De Luca, A. I. (2018). Harvesting system sustainability in Mediterranean olive cultivation. *Science of the Total Environment*, 625, 1446-1458. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2018.01.005>
- 6 Blake, R. E. (2002). Basic vibration theory. In C. M. Harris & A. G. Piersol (Eds.), **Harris' shock and vibration handbook** (5th ed.). McGraw-Hill.
- 7 Blanco-Roldan, G. L. (2002). Evaluación y análisis de la recolección del olivar por vibración (Tesis doctoral). Universidad de Córdoba, Córdoba, España.
- 8 Blanco-Roldán, G. L., Gil-Ribes, J. A., Kouraba, K., & Castro-García, S. (2009). Effects of trunk shaker duration and repetitions on removal efficiency for the harvesting of oil olives. *Applied Engineering in Agriculture*, 25(3), 329-334.
- 9 Blanco-Roldán, G. L., Gil-Ribes, J., Agüera, J., & Agrela, F. (2000). Obtención del balance de potencias de un vibrador de olivos. *Anales de Ingeniería Mecánica*. XIV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Leganés, Madrid (España).
- 10 Blanco-Roldán, G. L., Gil-Ribes, J., Sola-Guirado, R. R., Gamarra-Diezma, J. L., Bayano-Tejero, S., Godoy-Nieto, A., Luque-Mohedano, R., Lara del Río, F.,

- Castillo-Ruiz, F., & Serrano-Corral, A. (2022). Innovación y tecnología para un olivar sostenible: Convenio de CPP Innolivar. *Tierras: Agricultura*, 307, 78-84.
- 11 Brede, B., Calders, K., Lau, A., Raunonen, P., Bartholomeus, H. M., Herold, M., & Kooistra, L. (2019). Non-destructive tree volume estimation through quantitative structure modelling: Comparing UAV laser scanning with terrestrial LIDAR. *Remote Sensing of Environment*, 233. <https://doi.org/10.1016/j.rse.2019.111355>
- 12 Cannell, M. G. R., & Morgan, J. (1987). Young's modulus of sections of living branches and tree trunks. En *Ibex Physiology* (Vol. 3). Heron Publishing. <http://treephys.oxfordjournals.org/>
- 13 Castillo-Ruiz, F. J., Sola-Guirado, R. R., Castro-García, S., Gonzalez-Sanchez, E. J., Colmenero-Martinez, J. T., & Blanco-Roldán, G. L. (2017). Pruning systems to adapt traditional olive orchards to new integral harvesters. *Scientia Horticulturae*, 220, 122-129. <https://doi.org/10.1016/j.scienta.2017.03.043>
- 14 Castro García, S., Ribes, J. A. G., Blanco Roldán, G. L., & Agüera Vega, J. (2007). Mode shapes evaluation of trunk shakers used in oil olive harvesting. En *Transactions of the ASABE* (Vol. 50, Número 3).
- 15 Castro-García, S. (2005). Caracterización, adaptación y mejora de nuevos sistemas de recolección integrales para olivar. (Tesis doctoral). Universidad de Córdoba, Córdoba, España.
- 16 Castro-García, S., Aragon-Rodriguez, F., Arias-Calderón, R., Sola-Guirado, R. R., & Gil-Ribes, J. A. (2020). The contribution of fruit and leaves to the dynamic response of secondary branches of orange trees. *Biosystems Engineering*, 193, 149-156. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2020.02.019>.
- 17 Castro-García, S., Blanco-Roldán, G. L., Ferguson, L., González-Sánchez, E. J., & Gil-Ribes, J. A. (2017). Frequency response of late-season 'Valencia' orange to selective harvesting by vibration for juice industry. *Biosystems Engineering*, 155, 77-83. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2016.11.012>

- 18 Castro-García, S., Blanco-Roldán, G. L., Gil-Ribes, J. A., & Agüera-Vega, J. (2008). Dynamic analysis of olive trees in intensive orchards under forced vibration. *Trees - Structure and Function*, 22(6), 795-802. <https://doi.org/10.1007/s00468-008-0240-9>
- 19 Cetinkaya, C., Polat, R., & Ozalp, A. F. (2022). Investigation of the vibration effect of using single or double eccentric mass in the trunk shakers used in fruit harvesting. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 35. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2022.101228>
- 20 Chopra, A. K. (2014). *Dinámica de estructuras*. Pearson educación.
- 21 de Borbón, F., Ambrosini, D., & Curadelli, O. (2014). Damping response of composites beams with carbon nanotubes. *Composites Part B: Engineering*, 60, 106-110. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2013.12.041>
- 22 de Langre, E. (2019). Plant vibrations at all scales: A review. En *Journal of Experimental Botany* (Vol. 70, Número 14, pp. 3521-3531). Oxford University Press. <https://doi.org/10.1093/jxb/erz209>
- 23 de Silva C. *Vibration: Fundamentals and Practice*. CRC Press
- 24 de Silva C. *Vibration and Shock Handbook*. CRC Press
- 25 Du, S., Lindenbergh, R., Ledoux, H., Stoter, J., & Nan, L. (2019). AdTree: Accurate, detailed, and automatic modelling of laser-scanned trees. *Remote Sensing*, 11(18). <https://doi.org/10.3390/rs11182074>
- 26 Du, X., Chen, D., Zhang, Q., Scharf, P. A., & Whiting, M. D. (2012). Dynamic responses of sweet cherry trees under vibratory excitations. *Biosystems Engineering*, 111(3), 305-314. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2011.12.009>
- 27 Filippucci, M., Rinchi, G., Brunori, A., Nasini, L., Regni, L., & Proietti, P. (2016). Architectural modelling of an olive tree. Generative tools for the scientific visualization of morphology and radiation relationships. *Ecological Informatics*, 36, 84-93. <https://doi.org/10.1016/j.ecoinf.2016.09.004>
- 28 Fridley, R. B. & Yung, C. (1975). Computer Analysis of Fruit Detachment During Tree Shaking. *Transactions of the ASAE*, 18(3), 0409-0415. <https://doi.org/10.13031/2013.36599>

- 29 Gil-Ribes, J. (1979). Estudio de la eficiencia de transmisión de vibraciones mecánicas de la estructura de los olivos. (Tesis doctoral). Universidad de Córdoba, Córdoba, España.
- 30 Giraudeau, A., Guo, B., & Pierron, F. (2006). Stiffness and damping identification from full field measurements on vibrating plates. *Experimental Mechanics*, 46(6), 777-787. <https://doi.org/10.1007/s11340-006-9477-7>
- 31 Graham Kelly, S. (2011.). *Mechanical_Vibration_theory_and_applications*. CL Engineering
- 32 Green, D. W., Winandy, J. E., & Kretschmann, D. E. (1999). Mechanical properties of wood. En *Wood handbook: Wood as an engineering material* (Informe técnico general FPL; GTR-113, páginas 4.1-4.45). Madison, WI: USDA Forest Service, Forest Products Laboratory.
- 33 Guo, J., Karkee, M., Yang, Z., Fu, H., Li, J., Jiang, Y., Jiang, T., Liu, E., & Duan, J. (2021). Discrete element modeling and physical experiment research on the biomechanical properties of banana bunch stalk for postharvest machine development. *Computers and Electronics in Agriculture*, 188. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106308>
- 34 Gupta, S. K., Ehsani, R., & Kim, N. H. (2015). Optimization of a citrus canopy shaker harvesting system: Properties and modeling of tree limbs. *Transactions of the ASABE*, 58(4), 971-985. <https://doi.org/10.13031/trans.58.10818>
- 35 Gupta, S. K., Ehsani, R., & Kim, N. H. (2016). Optimization of a citrus canopy shaker harvesting system: Mechanistic tree damage and fruit detachment models. *Transactions of the ASABE*, 59(4), 761-776. <https://doi.org/10.13031/trans.59.10819>
- 36 Hall, J. F. (2006). Problems encountered from the use (or misuse) of Rayleigh damping. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 35(5), 525-545. <https://doi.org/10.1002/eqe.541>
- 37 Hatch, M. R. (2001). *Vibration simulation using MATLAB and ANSYS*. Chapman & Hall/CRC.

- 38 He, L., Liu, X., Du, X., & Wu, C. (2020). In-situ identification of shaking frequency for adaptive vibratory fruit harvesting. *Computers and Electronics in Agriculture*, 170. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2020.105245>
- 39 Hoshyarmanesh, H., Dastgerdi, H. R., Ghodsi, M., Khandan, R., & Zareinia, K. (2017). Numerical and experimental vibration analysis of olive tree for optimal mechanized harvesting efficiency and productivity. *Computers and Electronics in Agriculture*, 132, 34-48. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2016.11.014>
- 40 James, K. (2003). Dynamic loading of trees. En *Journal of Arboriculture* (Vol. 29, Número 3).
- 41 James, K. R. (2010). A dynamic structural analysis of trees subject to wind loading. (Tesis doctoral). University of Melbourne, Melbourne, EE.UU.
- 42 Kouraba, K. (2005). Análisis del tiempo de vibrado en el derribo de aceituna mediante vibraciones de tronco. (Tesis doctoral). Universidad de Córdoba, Córdoba, España.
- 43 Kovacic, I., Radomirovic, D., Zukovic, M., Pavel, B., & Nikolic, M. (2018). Characterisation of tree vibrations based on the model of orthogonal oscillations. *Scientific Reports*, 8(1). <https://doi.org/10.1038/s41598-018-26726-5>
- 44 Lalo, D. F., & Greco, M. (2017). Rubber bushing hyperelastic behavior based on shore hardness and uniaxial extension. In *Proceedings of the 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering*.
- 45 Láng, Z. (2006). Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design. *Biosystems Engineering*, 93(1), 35-44. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2005.09.003>
- 46 Leone, A., Romaniello, R., Tamborrino, A., Catalano, P., & Peri, G. (2015). Identification of vibration frequency, acceleration, and duration for efficient olive harvesting using a trunk shaker. *Transactions of the ASABE*, 58(1), 19-26. <https://doi.org/10.13031/trans.58.10608>
- 47 Li, L., & Bettess, P. (1997). Adaptive Finite Element Methods: A Review. *Applied Mechanics Reviews*, 50(10), 581-591. <https://doi.org/10.1115/1.3101670>

- 48 Ma, R., Homayouni, T., Toudeshki, A., Ehsani, R., & Zhang, X. (2022). An Experimental Study and Mathematical Modeling of Vibration Transfer in Pistachio Trees Using an Inertia-Type Trunk Shaker and Field-Adapted Wireless Sensors. *Shock and Vibration*, 2022. <https://doi.org/10.1155/2022/9966848>
- 49 Meirovitch, L. (1986). *Elements of vibration analysis*. McGraw-Hill
- 50 Moore, J. R., & Maguire, D. A. (2004). Natural sway frequencies and damping ratios of trees: Concepts, review and synthesis of previous studies. En *Trees - Structure and Function* (Vol. 18, Número 2, pp. 195-203). <https://doi.org/10.1007/s00468-003-0295-6>
- 51 Moorthy, I., Miller, J. R., Berni, J. A. J., Zarco-Tejada, P., Hu, B., & Chen, J. (2011). Field characterization of olive (*Olea europaea* L.) tree crown architecture using terrestrial laser scanning data. *Agricultural and Forest Meteorology*, 151(2), 204-214. <https://doi.org/10.1016/j.agrformet.2010.10.005>
- 52 Newland. (2005). *An introduction to random vibrations spectral and wavelet analysis*. Third
- 53 Niu, Z., Xu, Z., Deng, J., Zhang, J., Pan, S., & Mu, H. (2022). Optimal vibration parameters for olive harvesting from finite element analysis and vibration tests. *Biosystems Engineering*, 215, 228-238. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.01.002>
- 54 Olesen, H. P., & Randall, R. B. (s. f.). *A Guide to Mechanical Impedance and Structural Response Techniques*. Bruel and Kjaer
- 55 Paz, M. (1992). *Dinámica estructural*. Reverté.
- 56 Peng, J., Xie, H., Feng, Y., Fu, L., Sun, S., & Cui, Y. (2017). Simulation study of vibratory harvesting of Chinese winter jujube (*Zizyphus jujuba* Mill. cv. Dongzao). *Computers and Electronics in Agriculture*, 143, 57-65. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.09.036>
- 57 Pérez-Peña, A., García-Granada, A. A., Menacho, J., Molins, J. J., & Reyes, G. (2016). A methodology for damping measurement of engineering materials: Application to a structure under bending and torsion loading. *JVC/Journal of*

Vibration and Control, 22(10), 2471-2481.
<https://doi.org/10.1177/1077546314547728>

- 58 Pramote Dechaumphai, & S. Sucharitpwatskul. (2018). Finite Element Analysis With Ansys Workbench. Alpha Science International.
- 59 Sánchez-Cachinero, P. (2023). Avances y nuevas aplicaciones de la tecnología de vibradores de troncos para la recolección mecanizada. (Tesis doctoral) Universidad de Córdoba, Córdoba, España.
- 60 Silva, J. M. M. A., & Maia, N. M. M. (1999). Modal Analysis and Testing. Springer
- 61 Sola-Guirado, R. (2017). Desarrollo de cosechadoras de olivar tradicional basadas en sacudidores de copa. (Tesis doctoral) Universidad de Córdoba, Córdoba, España.
- 62 Sola-Guirado, R. R., Aragon-Rodriguez, F., Castro-Garcia, S., & Gil-Ribes, J. (2019). The vibration behaviour of hedgerow olive trees in response to mechanical harvesting with straddle harvester. Biosystems Engineering, 184, 81-89. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2019.06.009>
- 63 Sola-Guirado, R. R., Bernardi, B., Castro-García, S., Blanco-Roldán, G. L., Benalia, S., Fazari, A., Brescia, A., & Zimbalatti, G. (2018a). Assessment of aerial and underground vibration transmission in mechanically trunk shaken olive trees. Journal of Agricultural Engineering, 49(3), 191-197. <https://doi.org/10.4081/jae.2018.788>
- 64 Sola-Guirado, R. R., Bernardi, B., Castro-García, S., Blanco-Roldán, G. L., Benalia, S., Fazari, A., Brescia, A., & Zimbalatti, G. (2018b). Assessment of aerial and underground vibration transmission in mechanically trunk shaken olive trees. Journal of Agricultural Engineering, 49(3), 191-197. <https://doi.org/10.4081/jae.2018.788>
- 65 Sola-Guirado, R. R., Ceular-Ortiz, D., & Gil-Ribes, J. A. (2017). Automated system for real time tree canopy contact with canopy shakers. Computers and Electronics in Agriculture, 143, 139-148. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.10.011>

- 66 Spatz, H. C., Brüchert, F., & Pfisterer, J. (2007). Multiple resonance damping or how do trees escape dangerously large oscillations? *American Journal of Botany*, 94(10), 1603-1611. <https://doi.org/10.3732/ajb.94.10.1603>
- 67 Spatz, H. C., & Theckes, B. (2013). Oscillation damping in trees. En *Plant Science* (Vol. 207, pp. 66-71). <https://doi.org/10.1016/j.plantsci.2013.02.015>
- 68 Steidel. (1979). *An Introduction to Mechanical Vibrations*. Wiley
- 69 Stokey, W. F. (2002). Vibration of systems having distributed mass and elasticity. In C. M. Harris & A. G. Piersol (Eds.), **Harris' shock and vibration handbook** (5th ed.). McGraw-Hill.
- 70 Takács, G., & Rohal'-Ilkiv, B. (2012). Basics of Vibration Dynamics. En *Model Predictive Vibration Control* (pp. 25-64). Springer London. https://doi.org/10.1007/978-1-4471-2333-0_2
- 71 Tan, P., Zeng, G., Wang, J., Kang, S. B., & Quan, L. (2007). Image-based tree modeling. *ACM Transactions on Graphics*, 26(99), 87. <https://doi.org/10.1145/1239451.1239538>
- 72 Thomson, W. T. (1993). *Theory of vibration with applications*. Chapman & Hall.
- 73 Thorby D., (2008). *Structural Dynamics and Vibration in Practice: An Engineering Handbook*. Butterworth-Heinemann.
- 74 Tombesi, S., Poni, S., Palliotti, A., & Farinelli, D. (2017). Mechanical vibration transmission and harvesting effectiveness is affected by the presence of branch suckers in olive trees. *Biosystems Engineering*, 158, 1-9. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2017.03.010>
- 75 Torregrosa A., Porrás I., & Martín B., (2010). Mechanical Harvesting of Lemons (cv. Fino) in Spain Using Abscission Agents. *Transactions of the ASABE*, 53(3), 703-708. <https://doi.org/10.13031/2013.30062>
- 76 Trampe Broch, J. (1984). *Mechanical vibration and shock measurements*. Bruel & Kjaer.
- 77 Universidad de Córdoba - Tecniagri Agrícola y Forestal S.L. (2016). Banco de pruebas para vibradores de troncos (ES2563244). España.

- 78 Upadhyaya, S. K., Cooke, J. R. & Rand, R. H. (1981). Limb Impact Harvesting, Part I: Finite Element Analysis. *Transactions of the ASAE*, 24(4), 0856-0863. <https://doi.org/10.13031/2013.34352>
- 79 Wang, Z., Li, L., & Gong, M. (2012). Measurement of dynamic modulus of elasticity and damping ratio of wood-based composites using the cantilever beam vibration technique. *Construction and Building Materials*, 28(1), 831-834. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2011.09.001>
- 80 Wei, J., Yang, G. Y., Yan, H., Jing, B., & Yu, Y. (2021). Rigid-flexible coupling simulation and experimental vibration analysis of pistachio tree for optimal mechanized harvesting efficiency. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 28(22), 2360-2369. <https://doi.org/10.1080/15376494.2020.1734889>
- 81 Wu, C., He, L., Du, X., Chen, S., & Ni, K. (2014). 3D reconstruction of Chinese hickory tree for dynamics analysis. *Biosystems Engineering*, 119, 69-79. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2014.01.008>
- 82 Zhang, X., Niu, Z., Deng, J., Mu, H., & Cui, Y. (2022). Vibration simulation and experiment of three opencenter shape olive trees. *Vibroengineering Procedia*, 41, 60-65. <https://doi.org/10.21595/vp.2022.22523>



UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA