



UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA

*Programa de doctorado de ingeniería agraria, alimentaria,  
forestal y del desarrollo rural sostenible*

## TESIS DOCTORAL

# Avances y nuevas aplicaciones de la tecnología de vibradores de troncos para la recolección mecanizada

Advances and new applications of trunk shaker technology for  
mechanized harvesting



**Presentada por**

Pedro Sánchez Cachinero

**Dirigida por**

Rafael Rubén Sola Guirado

*Córdoba, Octubre de 2023*

TITULO: *Avances y nuevas aplicaciones de la tecnología de vibradores de troncos para la recolección mecanizada*

AUTOR: *Pedro Sánchez Cachinero*

---

© Edita: UCOPress. 2023  
Campus de Rabanales  
Ctra. Nacional IV, Km. 396 A  
14071 Córdoba

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

---







TITULO: *Avances y nuevas aplicaciones de la tecnología de vibradores de troncos para la recolección mecanizada*

AUTOR: Pedro Sánchez Cachinero

© Edita: UCOPress. 2023

Campus de Rabanales

Ctra. Nacional IV, Km. 396 A

14071 Córdoba

<https://www.uco.es/ucopress/index.php/es/>

[ucopress@uco.es](mailto:ucopress@uco.es)



### TÍTULO DE LA TESIS:

Avances y nuevas aplicaciones de la tecnología de vibradores de troncos para la recolección mecanizada.

### DOCTORANDO:

Pedro Sánchez Cachinero

### INFORME RAZONADO DE LOS DIRECTORES DE LA TESIS

El director de la presente Tesis Doctoral, Profesor Dr. Rafael Rubén Sola Guirado, emite INFORME RAZONABLE para la lectura de la misma, subrayando el cumplimiento, por parte del Doctorando, de todos los objetivos y actividades marcados en el Plan de Investigación y el Plan de Formación elaborados dentro del Programa de Programa doctorado de ingeniería agraria, alimentaria, forestal y del desarrollo rural sostenible. Asimismo, se destaca que los resultados obtenidos permiten avalar la hipótesis de partida, habiéndose desarrollado en 2 Proyectos de Investigación y dando lugar a 3 publicaciones científicas indexadas según el Journal Citation Reports (JCR), cumpliendo los requisitos establecidos por la Universidad de Córdoba para la presentación de la Tesis Doctoral como compendio de artículos.

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

#### 1. Artículos científicos JCR (compendio de artículos que conforman la Tesis):

- **Sanchez-Cachinero, P.**, Luque-Mohedano, R., & Sola-Guirado, R. R. (2022). Computational Model for the Dynamic Characterisation of a Trunk Shaker. *Agriculture (Switzerland)*, 12(12). <https://doi.org/10.3390/agriculture12122158>

Indicio de calidad de la revista:

- Índice de impacto: 3,949
- Año: 2022
- Categoría: Agronomy
- Posición: 19/90
- Cuartil: Q1
- Open Access

- Sola-Guirado, R. R., **Sanchez-Cachinero, P.**, & Tombesi, S. (2023). Configurable trunk shaker for the mechanical harvesting of different fruit branches. *Journal of Vibrations and Control*, April, 1–9. <https://doi.org/10.1177/10775463231174495>

Indicio de calidad de la revista:

- Índice de impacto: 2,633
- Año: 2023
- Categoría: ENGINEERING MECHANICAL
- Posición: 66/137
- Cuartil: Q2

- Sola-Guirado, R. R., **Sanchez-Cachinero, P.**, & Blanco-Roldan, G. (2023). *Simultaneous trunk and branch shaking in an over-the-row olive harvester*. 231,92-103. *Biosystems Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.06.005>

Indicio de calidad de la revista:

- 
- Índice de impacto: 5,005
- Año: 2023
- Categoría: AGRICULTURE MULTIDISCIPLINARY
- Posición: 8/59
- Cuartil: Q1
- Open Access

## 2. Otras publicaciones:

- **Sanchez-Cachinero, P.**; Aragón-Rodríguez, F; Tombesi, S; Sola-Guirado, R. (202X). Influence of branch angle on the vibration of an intensive olive orchard using a trunk shaker. (EN ESTADO DE REVISIÓN)

## 3. Comunicaciones en congresos:

- Sola-Guirado, R. R., Luque-Mohedano, R., **Sánchez-Cachinero, P.**, Gómez-Uceda, J., Ruz-Ruiz, M., & Aguilar-Porro, C. (2022). Mejora Del Diseño De Máquinas Vibradoras Mediante Modelado Por Elementos Finitos Y Banco De Pruebas. *XV CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA*.
- **Sanchez-Cachinero, P.**, & Sola-Guirado, R. R. (2023). Advances and new applications of trunks shaker technology for mechanized harvesting. *XI Congreso científico de Personal Investigador en Formación (PIF) de la Universidad de Córdoba*.

## 4. Proyectos de Investigación:

- Proyecto INNOLIVAR, - Compra Pública de Innovación en su modalidad de Compra Pública Precomercial, de acuerdo con lo establecido en el Convenio entre el antiguo 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.
- Proyecto (1381058-R). Optimización de la tecnología de vibración para mejora de la eficiencia de la recolección mecanizada de árboles frutales. Cofinanciado por el programa operativo FEDER 2014-2020 y la Consejería de Economía, Conocimiento, Empresas y Universidad de la Junta de Andalucía.

Por las aportaciones mostradas anteriormente se valora que este trabajo reúne los condicionantes necesarios establecidos por la Universidad de Córdoba para la presentación de esta Tesis Doctoral, como compendio de artículos, por parte de D. Pedro Sánchez Cachinero, emitiéndose un juicio positivo. Por todo ello, se autoriza la presentación de la tesis doctoral.

Córdoba, 22 de 09 de 2023

Firma de los directores

# Agradecimientos



## *Agradecimientos*

*A mis padres, por ser ejemplo de perseverancia y valores en mi vida. Este logro también os pertenece, ya que cada paso ha sido posible gracias a vosotros.*

*Mi más sincero agradecimiento a mi director de tesis, Rubén Sola Guirado, por su confianza, orientación y motivación a lo largo de esta trayectoria académica.*

*A los compañeros de grupo AGR-126 con los que he compartido ensayos y desayunos.*

*A todos los autores que han contribuido en las publicaciones, sus diversas perspectivas han enriquecido significativamente mi investigación.*

*A Antonio, Francisco y Jesús por su apoyo durante toda la época académica.*

*Agradezco la financiación recibida al Proyecto INNOLIVAR, - Compra Pública de Innovación en su modalidad de Compra Pública Precomercial (CPP), de acuerdo con lo establecido en el Convenio entre el antiguo 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, así como a Gregorio Blanco Roldán y a Jesús Gil Ribes por su compromiso con la investigación. Agradecer al proyecto “Optimización de la tecnología de vibración para mejora de la eficiencia de la recolección mecanizada de árboles frutales” (1381058-R). Cofinanciado por el programa operativo FEDER 2014-2020 y la Consejería de Economía, Conocimiento, Empresas y Universidad de la Junta de Andalucía.*

*Gracias a todos*



*“Kaizen”, término de origen japonés, referido a un sistema de mejora continua caracterizado por la implementación constante de pequeñas mejoras, las cuales a largo plazo acumulan beneficios sustanciales*





# **Avances y nuevas aplicaciones de la tecnología de vibradores de troncos para la recolección mecanizada**

TESIS DOCTORAL

Pedro Sánchez Cachinero



## Resumen

Esta tesis doctoral aborda 4 estudios para avanzar en la mejora de la tecnología de vibradores de tronco. 1) Se ha implementado una metodología para desarrollar un modelo computacional de un vibrador de troncos operando en un banco de ensayos, analizando respuestas dinámicas frente a las registradas en el mismo modelo replicado experimentalmente. De esta manera se evitan costos de fabricación de prototipos. En ambos casos, se observó una respuesta lineal a la variación de masa en el banco de ensayos y frecuencia del vibrador en la aceleración. Hubo una alta correlación en las aceleraciones efectivas (error < 4%) entre los estudios experimentales y computacionales medidos en el vibrador de tronco. Sin embargo, hubo errores más elevados cuando se analizó la respuesta dinámica en puntos del banco de ensayos. 2) Se ha desarrollado un prototipo de vibrador configurable en amplitud y frecuencia que permite generar un amplio abanico de vibraciones dado que cada árbol frutal requiere un patrón de vibración diferente para derribar el fruto. Se caracterizó su funcionamiento en un banco de ensayos donde se colocaron ramas de almendro, olivo y naranjo. Se aplicaron diferentes configuraciones de vibración y la respuesta dinámica de las ramas fue analizada. La transmisión de la vibración en cada una de las ramas osciló entre el 82 % (almendro), 104% (olivar) y 136 % (naranjo). 3) Se estudió el efecto de la inclinación de ramas del olivo cuando se aplica vibración con un vibrador de troncos. Dado que las propiedades biomecánicas del olivo influyen en el proceso de desprendimiento, siendo la geometría y la morfología del árbol factores clave. El mayor valor de aceleración se produjo en las ramas con inclinación de 30 a 60 grados, rango en el que también se produjo la mayor transmisibilidad de aceleración y ratio de energía cinética. Los resultados sugieren tipos de poda para optimizar la recolección mediante vibradores de tronco 4) Se ha desarrollado un prototipo de vibrador de tronco compacto para colocarlo en una nueva cosechadora cabalgante que además incorpora dos sistemas de sacudidores de copa que trabajan de forma simultánea. Se estudiaron diferentes combinaciones de vibración en ambos sistemas. La configuración del vibrador de tronco a 21,4 Hz y de los sacudidores de copa a 3,6 Hz reportó eficiencias de derribo superiores al 85%, presentándose como una nueva alternativa en la recolección de olivar de intensivo.

## Abstract

*This doctoral thesis covers 4 studies to advance the improvement of trunk shaker technology. 1) A methodology has been implemented to develop a computational model of a trunk shaker operating on a test bench, analysing dynamic responses against those recorded in the same model replicated experimentally. In this way, prototype manufacturing costs are avoided. In both cases, a linear response to the variation of mass on the test bench and shaker frequency in acceleration was observed. There was a high correlation in the effective accelerations (error < 4%) between the experimental and computational studies measured on the trunk shaker. However, there were higher errors when analysing the dynamic response at points on the test rig. 2) a prototype shaker has been developed that can be configured in amplitude and frequency to generate a wide range of vibrations, given that each fruit tree requires a different vibration pattern to knock down the fruit. Its operation was characterised on a test bench where branches of almond, olive and orange trees were placed. Different vibration settings were applied, and the dynamic response of the branches was analysed. The vibration transmission in each of the branches ranged between 82% (almond tree), 104% (olive tree) and 136% (orange tree). 3) The effect of olive tree branch inclination when vibration is applied with a trunk shaker was studied. Since the biomechanical properties of the olive tree influence the detachment process, the geometry and morphology of the tree being key factors in these biomechanics. The highest acceleration value occurred in branches with an inclination of 30 to 60 degrees, a range in which the highest acceleration transmissibility and kinetic energy ratio also occurred. The results suggest types of pruning to optimise harvesting using trunk shakers 4) a prototype of a compact trunk shaker has been developed for fitting to a new riding harvester which also incorporates two simultaneously operating canopy shaker systems. Different combinations of vibration on both systems were studied. The configuration of the trunk shaker at 21.4 Hz and the canopy shakers at 3.6 Hz reported top removal efficiencies of over 85%, presenting itself as a new alternative in intensive olive harvesting.*



# Índice de contenidos

<b>Capítulo 1. Introducción y Justificación de Tesis</b>	<b>15</b>
1. Introducción general	17
2. Justificación de Tesis doctoral	18
3. Antecedentes	19
3.1. Vibradores de troncos	19
3.2. Aporte de modelos matemáticos/computacionales en la tecnología de vibradores de troncos	20
3.3. Parámetros de vibración en cultivo leñoso	23
3.3.1. Patrones de vibración en frutales	23
3.3.2. Parámetros característicos de cada árbol. Ángulo de rama	24
3.4. Análisis de la recolección mecanizada	26
<b>Capítulo 2. Hipótesis y Objetivos</b>	<b>31</b>
<b>Capítulo 3. Modelo computacional para caracterizar la respuesta dinámica de los vibradores de troncos</b>	<b>35</b>
1. Introducción	37
2. Materiales y métodos	37
2.1. Vibrador de troncos	37
2.2. Banco de pruebas	38
2.3. Estudio experimental con el vibrador de tronco y el banco de pruebas	39
2.4. Pruebas computacionales	40
3. Preparación del modelo computacional	41
3.1. Preparación de la geometría de los tacos del vibrador de troncos	41
3.2. Determinación de las fuerzas que generan la vibración	41
3.3. Preparación de la geometría del vibrador de tronco	42
3.4. Análisis dinámico del sistema	43
4. Resultados	44
5. Discusión	50
<b>Capítulo 4. Vibrador de troncos configurable para la recolección de distintas ramas frutales</b>	<b>53</b>
1. Introducción	55
2. Materiales y métodos	55
2.1. Vibrador de troncos desarrollado	55
2.2. Banco de pruebas	56
2.3. Ensayos	57

3. Resultados	58
4. Discusión	63
<b>Capítulo 5. Influencia del ángulo de rama en la vibración de un olivar intensivo mediante vibrador de troncos</b>	<b>67</b>
1. Introducción	69
2. Materiales y métodos	69
2.1. Parcela de olivar	69
2.2. Vibrador de troncos	70
2.3. Ensayos de campo	70
2.4. Análisis de vibración	71
2.5. Análisis estadístico	72
3. Resultados	72
4. Discusión	76
<b>Capítulo 6. Vibración de tronco y ramas simultanea en cosechadora cabalgante para olivar</b>	<b>79</b>
1. Introducción	81
2. Materiales y métodos	81
2.1. Prototipo de cosechadora desarrollada	81
2.2. Parcela de olivar para ensayos	83
2.3. Ensayos de campo realizados	84
3. Resultados	87
4. Discusión	92
<b>Capítulo 7. Conclusiones de la Tesis Doctoral</b>	<b>97</b>
<b>Referencias</b>	<b>105</b>
Anexo 1. Computational Model for the Dynamic Characterisation of a Trunk Shaker	119
Anexo 2. Configurable trunk shaker for the mechanical harvesting of different fruit branches	137
Anexo 3. Simultaneous trunk and branch shaking in an over-the-row olive harvester.	149

## Índice de figuras

<b>Figura 1.</b> Tipo de cultivo predominante por comarca agrícola 2020.	18
<b>Figura 2.</b> Factores de diseño de vibradores de tronco.	20
<b>Figura 3.</b> Configuraciones de árboles en superintensivo (arriba), intensivo (medio) y tradicional (abajo)	27
<b>Figura 4.</b> Sistema side-by-side (izq.), sistema roll-out (centro) y sistema de paraguas invertido (dcha.).	28
<b>Figura 5.</b> Cosechadora de sistema lateral de copa para la recolección integral de olivar de intensivo. (1) y (2) prototipos de línea 11 dentro del proyecto Innolivar empresas de Moresil y Talleres Mata Campos, respectivamente, (3) MAQTEC Colossus XL, (4) Pellenc CV5045, (5) Oxbo 3210 y (6) Prototipo CPP Mecaolivar MAQTEC.	29
<b>Figura 6.</b> Vibrador de troncos diseñado (izq.) y fabricado/montado en el tractor (dcha.).	38
<b>Figura 7.</b> Banco de pruebas fabricado junto con el vibrador de troncos preparado para la prueba de vibración (dcha.) y el banco de pruebas de dimensiones (izq.).	39
<b>Figura 8.</b> Posición de los acelerómetros en el banco de pruebas.	40
<b>Figura 9.</b> Geometría del taco deformado (izq.) y geometría del vibrador de troncos simplificada para la simulación dinámica (dcha.).	43
<b>Figura 10.</b> Malla (izq.) y conexiones (dcha.) definidas en el modelo simplificado del vibrador de tronco y banco de ensayos.	44
<b>Figura 11.</b> Espectro de vibraciones del modelo computacional y del modelo experimental registrado en los 3 puntos de estudio.	46
<b>Figura 12.</b> Transmisibilidad de la aceleración (%) entre Vibrador de tronco-Poste en el agarre, Vibrador de tronco-Poste parte alta y Poste en el agarre-Poste parte alta para la configuración considerada.	48
<b>Figura 13.</b> Órbitas de aceleración en poste parte alta para las cuatro configuraciones planteadas y para ambos modelos.	49
<b>Figura 14.</b> Deformaciones en mm calculadas en los 3 primeros modos del estudio modal. Las posiciones 1 y 2 son los extremos en cada modo.	50
<b>Figura 15.</b> Vibrador de tronco desarrollado por Talleres Mata Campos con excentricidad configurable. Ajuste mediante modificación del centro de masas del sistema de vibración (cm).	56
<b>Figura 16.</b> Banco de pruebas utilizado para la realización de las distintas pruebas con los acelerómetros en las distintas posiciones estudiadas.	57
<b>Figura 17.</b> Caudal hidráulico y presión medidos a la salida de la bomba en la prueba de vibración con el vibrador de tronco acoplado al banco de ensayos.	59



- Figura 18.** Aceleración del tiempo (ejemplo). Los datos mostrados corresponden a la posición excéntrica E3 al 74% de la relación de apertura de la válvula (18,75 Hz). El plano XY es paralelo al suelo. El eje X es la dirección de agarre. 60
- Figura 19.** Órbitas de aceleración en el plano horizontal XY paralelo al suelo, medidas en el vibrador de tronco y en el poste en el agarre a diferentes excentricidades. Los datos mostrados corresponden a 2 s de vibración al 74% de la relación de apertura de la válvula (18,75 Hz). 60
- Figura 20.** Aceleración resultante medida en diferentes puntos con varias configuraciones de frecuencias y excentricidades. Cada punto representa la media de nueve ensayos. 61
- Figura 21.** Diferencias de temperatura medidas en los tacos del vibrador en las cuatro pruebas de vibración al principio (izq.) y al final (dcha.). Excentricidad ajustada en la posición 1 (E3). La sección S2 es la superficie que contacta directamente con el poste y S1 es la perpendicular a S2. 62
- Figura 22.** Transmisibilidad de la aceleración en diferentes ramas frutales en las configuraciones de frecuencia y excentricidad. Cada columna representa la media de tres ensayos. 63
- Figura 23.** Parcela ensayada con vibrador de troncos. 69
- Figura 24.** Posición real (izq.) y esquema (dcha.) de los sensores de aceleración en el árbol. 71
- Figura 25.** Señales de aceleración en el domino del tiempo para la rama y el tronco en los tres ejes (izq.) y los windowed scalograms correspondientes a los tres ejes de la rama (dcha.) 73
- Figura 26.** Aceleración RMS rama según el grupo de ángulos (medias y error típico). Las diferencias entre letras indican diferencias significativas (ANOVA,  $p < 0,05$ ; prueba t de Student por pares post hoc con corrección de Holm,  $p < 0,05$ ). 74
- Figura 27.** Transmisibilidad de la aceleración según el grupo de ángulos de ramificación (medias y error típico). Las diferencias entre letras indican diferencias significativas (Kruskal-Wallis,  $p < 0,05$ , prueba U de Mann-Whitney post-hoc con ajuste de Holm,  $p < 0,05$ ). 75
- Figura 28.** Ratio energía cinética en los tres grupos de ángulos propuestos (medias y error típico). Las diferencias entre letras indican diferencias significativas (ANOVA,  $p < 0,05$ ; prueba t de Student por pares post hoc con corrección de Holm,  $p < 0,05$ ). 75
- Figura 29.** Representación de la cosechadora y sus partes principales: chasis (A), ruedas (B), sistema de propulsión (C), vibrador de tronco (D), sacudidores de copa (E) y sistema de captura (F). Las flechas rojas indican el movimiento del tronco y de los sacudidores de tronco entre sus posiciones 1 y 2. Las medidas indicadas son las máximas. La altura y la anchura de la máquina pueden reducirse a 3,48 y 2,5 m, respectivamente. 83
- Figura 30.** Prototipo trabajando en olivar de intensivo. 84
- Figura 31.** Acelerómetros colocados en el tronco (T), en la cruz (C', C'') y en las ramas (R', R''). 87
- Figura 32.** Eficiencia de recolección y producción de daños de la cosechadora en su configuración según Tabla 9. Letras diferentes indican diferencias significativas entre las configuraciones de la

máquina (prueba de Duncan,  $p < 0,05$ ) para la eficacia de la cosecha (letras minúsculas) y la producción de residuos (letras mayúsculas). 88

**Figura 33.** Ejemplos de resultados temporales de aceleración a lo largo de todo el tiempo de cosecha, realizados para la cosechadora y medidos en ramas (R', R'') en la configuración según la Tabla 8. Cada señal mostrada es una señal de un árbol ensayado. 90

**Figura 34.** Espectro de frecuencias realizado para la cosechadora, medido en las ramas (R', R'') en la configuración inicial según Tabla 8. 91



## Índice de tablas

<b>Tabla 1.</b> Modelo matemáticos y computacionales de vibradores de troncos.	22
<b>Tabla 2.</b> Parámetro de frecuencia registrado en vibradores de tronco para la recolección de distintos cultivos leñosos.	24
<b>Tabla 3.</b> Relación entre los capítulos científicos, objetivos específicos y capítulos de la Tesis doctoral.	34
<b>Tabla 4.</b> Aceleraciones resultantes ( $\text{ms}^{-2}$ ) del vibrador en vacío para ambos modelos.	45
<b>Tabla 5.</b> Principales propiedades de las ramas utilizadas en las pruebas.	57
<b>Tabla 6.</b> Características geométricas de la posición del acelerómetro.	71
<b>Tabla 7.</b> Variables estudiadas conforme el ángulo de rama.	73
<b>Tabla 8.</b> Parámetros de olivar y fruto recolectado.	84
<b>Tabla 9.</b> Tratamiento utilizado en los ensayos de campo basadas en las diferentes frecuencias de vibración que se fijaron en cada sistema.	85
<b>Tabla 10.</b> Valores medios del índice de daños y ramas dañadas no rotas.	89
<b>Tabla 11.</b> Análisis de vibraciones de configuraciones adecuadas.	90
<b>Tabla 12.</b> Valores medios de la transmisibilidad de la aceleración del tronco a cruz ( $C'$ , $C''$ ) y a la rama ( $R'$ , $R''$ ) registradas en cada configuración de cosechadora.	92



## Índice de abreviaturas

**(MAPA)** Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación

**(COI)** Consejo Oleico Internacional

**(FFT)** Fast Fourier Transform

**(RMS)** Root Mean Square

**(CAD)** Computer Assistant Design

**(MSUP)** Mode Superposition Method

**(HMI)** Human Machine Interface

**(rpm)** Revoluciones por minuto

**(SH)** Shore

**(SD)** Standard deviations

**(M)** Mean Values

**(CV)** Coeficiente de variación

**(SE)** Standard Error

**(MEMS)** Microelectromechanical Systems

**(A<sub>r</sub>)** Aceleración resultante

**(A<sub>RMS</sub>)** Aceleración RMS

**(A<sub>TRANS</sub>)** Transmisibilidad de la aceleración

**(R<sub>EC</sub>)** Ratio energía cinética

**(WS)** Windowed Scalograms

**(CPP)** Contratación Pública Precomercial

**(SCA)** Sociedad Comanditaria por Acciones

**(A<sub>p</sub>)** Aceleración pico

**(LiDAR)** Light Detection and Ranging



# Capítulo 1

## Introducción y Justificación de Tesis





## 1. Introducción general

A lo largo del siglo XX, la producción agrícola en España ha experimentado un asombroso crecimiento, consolidándose como un pilar fundamental en la garantía del suministro alimentario para la población. Cabe destacar que cualquier amenaza a la disponibilidad y diversidad de alimentos tendría un impacto adverso significativo en la salud y el bienestar de nuestra sociedad (González de Molina et al., 2020). Desde una perspectiva económica, la producción agrícola se erige como una importante fuente de empleo y generación de riqueza. Esta industria ofrece oportunidades laborales en diversos sectores conexos, tales como el comercio, el transporte y la agroindustria (Alston & Pardey, 2014). En consecuencia, la sostenibilidad de este sector se configura como un objetivo de magnitud considerable y vital importancia.

En la actualidad, la agricultura enfrenta múltiples desafíos que amenazan su viabilidad (Velten et al., 2015). Estos desafíos incluyen el cambio climático (Van-Houng et al., 2021), pérdida de biodiversidad, degradación de tierra debido a la erosión, agotamiento y contaminación de los recursos hídricos (Guerrero-Casado et al., 2021), aumento de los costes de producción, así como crecientes costes de insumos y combustibles, escasez de mano de obra, condiciones laborales y capacitación de trabajadores, así como un gran número cada vez menor de explotaciones agrícolas y en relación con ello, la pobreza y la disminución de la población rural (Cáceres-Feria et al., 2021). En España, las políticas agrícolas están reguladas por la Unión Europea y tienen como objetivo garantizar la seguridad alimentaria y la protección del medio ambiente, así como fomentar la competitividad y sostenibilidad del sector, promoviendo una agricultura ecológica, modernización de las explotaciones y el impulso de la investigación e innovación en el sector (Real Decreto 147/2023). La investigación e innovación buscan el desarrollo de la bioeconomía y conceptos relacionados, como la economía circular, la eficiencia de recursos, el emprendimiento y la ecoinnovación, así como mejoras en la sostenibilidad y los servicios ecosistémicos (Viaggi, 2015).

La introducción de avances y nuevas tecnologías en la recolección mecanizada de cultivos es esencial por varias razones. En primer lugar, mejora la eficiencia del proceso de recolección al reducir el tiempo y la mano de obra necesarios, lo que permite a los agricultores aumentar sus rendimientos y reducir costos (Pu et al., 2023). Además, en términos de precisión y calidad del proceso, garantiza que los productos agrícolas se recojan en el momento óptimo y en el tiempo adecuado, evitando pérdidas de calidad que puedan afectar negativamente a la rentabilidad (Bieniek-Majka & Guth, 2021).

Esta tesis doctoral se enfocará en diversos aspectos de investigación e innovación relacionados con la recolección mecanizada en cultivos leñosos. Específicamente, se centrará en la optimización y nuevas aplicaciones de las maquinarias conocidas como vibradores de troncos.

Estas máquinas representan una opción técnica y económica viable, y son ampliamente utilizadas en cultivos como el olivar, los cítricos, los frutos secos, entre otros (Ruiz-Altisent et al., 2015).

## 2. Justificación de Tesis doctoral

En los últimos 15 años se ha producido un incremento de extensión del 1,15% en los cultivos leñosos en España detrimento de los cultivos de cereales y forrajeros según datos del Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación (MAPA, 2019). En el contexto de esta tendencia, la región de Andalucía emerge como un epicentro significativo, al albergar el 47% de la superficie nacional dedicada a los cultivos leñosos. Entre estos, sobresalen el olivar con una extensión de 1,6 millones de hectáreas, los cítricos con 0,08 millones de hectáreas y los frutales no cítricos con 0,27 millones de hectáreas, consolidando a esta región como líder en España y Europa en la producción de cultivos leñosos. Es importante destacar que las plantaciones frutales adquieren un papel fundamental en los sistemas agrícolas contemporáneos, ya que contribuyen de manera significativa a la mejora de la producción de alimentos, tales como frutas, jugos y aceites, los cuales son cada vez más valorados debido a su impacto positivo en la salud humana.



*Figura 1. Tipo de cultivo predominante por comarca agrícola 2020.*

Dentro del ámbito de actividades inherentes al cultivo, es relevante destacar que la recolección conlleva aproximadamente el 50% de los costos asociados al mismo. Los enfoques contemporáneos de producción agrícola se centran en la concepción de nuevas plantaciones de alta densidad, conocidas como “superintensivas”, con árboles configurados en formaciones lineales, como setos. Esta tendencia ha sido motivada principalmente por las ventajas que ofrece en términos de disponibilidad de soluciones consolidadas para la recolección, como las cosechadoras cabalgantes con sacudidores de copa. A pesar de ello, es importante señalar que las

plantaciones tradicionales e intensivas continúan siendo predominantes en muchos casos. Por ejemplo, en el contexto del olivar y según datos del Consejo Oleícola Internacional (COI, 2020) más de 70% de las plantaciones son tradicionales, el 25% son intensivas y sólo menos del 5% son superintensivas. En la mayoría de las situaciones, la viabilidad técnica y económica de replantar los cultivos existentes no es una alternativa realista. Este escenario impulsa la necesidad de fortalecer la competitividad de las plantaciones existentes, con el fin de asegurar su sostenibilidad y mejorar sus condiciones. Entre las diversas tecnologías de recolección disponibles, los vibradores de tronco emergen como una opción económicamente viable, destacando por su versatilidad para la cosecha de diversos cultivos, como aceitunas (Leone et al., 2015), pistachos (Ma et al., 2022), cítricos (Torregrosa et al., 2010), entre otros. Además, muestran una notable adaptabilidad a los sistemas de cultivo intensivo y tradicional, que continúan desempeñando un papel fundamental tanto desde una perspectiva social como económica.

### 3. Antecedentes

#### 3.1. Vibradores de troncos

Los vibradores de tronco han experimentado notables avances en los últimos años. Sin embargo, persisten numerosas incógnitas que demandan una detenida exploración. La tecnología en cuestión involucra un amplio conjunto de variables y parámetros (tales como la geometría de la pinza, la distribución de la masa excéntrica, la frecuencia de rotación, el tipo de agarre, el peso del cabezal, el acople, el tipo de cultivo a recolectar, la poda previamente aplicada al cultivo, entre otros). La combinación óptima de estos elementos se presenta como un desafío complejo.

En el marco de la presente investigación doctoral, se llevará a cabo un análisis exhaustivo de los vibradores de tronco que generan vibración orbital, ya que estos sistemas representan la opción predominante debido a su simplicidad y eficiencia. Esta investigación abarcará diversas configuraciones, incluyendo geometrías tanto simétricas como asimétricas, así como agarres de dos y tres puntos, como se ilustra en la Figura 2.

De manera general, los vibradores de tronco constan de los siguientes componentes:

- 1) Un cabezal vibrador que alberga una masa excéntrica en su interior, equipado con un sistema de sujeción al tronco del árbol mediante tacos de caucho.
- 2) Una estructura de soporte y acople a un vehículo tractor.
- 3) Un sistema hidráulico que comprende los motores responsables de accionar la masa excéntrica, un depósito de aceite, bombas hidráulicas, varios cilindros para la apertura/cierre de la pinza y la realización de maniobras de posicionamiento, así como un sistema de válvulas.

- 4) Un sistema de control electrónico que supervisa y dirige las distintas operaciones.

La generación de fuerza vibratoria se deriva del desequilibrio provocado por la masa excéntrica en su proceso de rotación, y esta fuerza se relaciona con parámetros como la masa, la excentricidad de la masa y el cuadrado de la velocidad angular (Jablon et al., 2021).

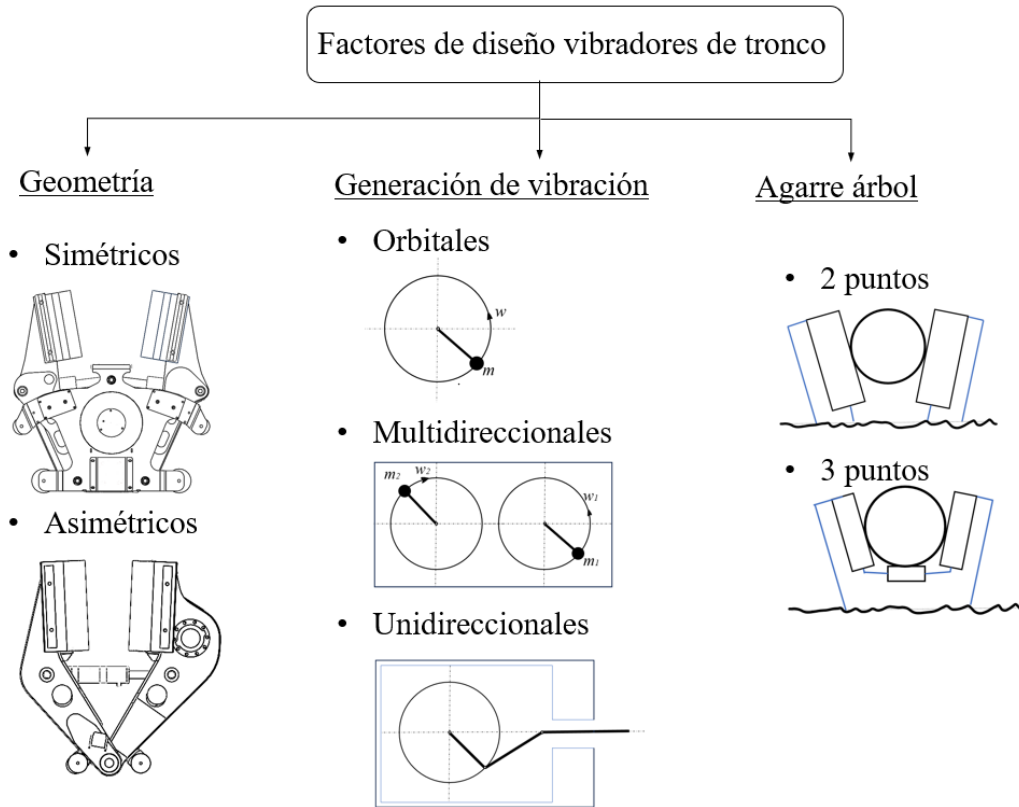


Figura 2. Factores de diseño de vibradores de tronco.

### 3.2. Aporte de modelos matemáticos/computacionales en la tecnología de vibradores de troncos

Los vibradores de tronco han evolucionado considerablemente a lo largo de varias décadas con el objetivo de maximizar la extracción de fruta minimizando los daños al árbol. Se estima que para que la recolección con vibrador de troncos sea viable se requiere al menos un 85% de eficacia (Farinelli et al., 2012). Los fabricantes han desarrollado multitud de modelos que han ido perfeccionando mediante la premisa de ensayo y error. El uso de modelos matemáticos o computacionales permite el estudio de estas maquinarias sin necesidad de costosas pruebas de campo.

Existen varios parámetros que están directamente relacionados con la vibración transmitida, así como la frecuencia de vibración, la amplitud del movimiento o el diseño del sistema de sujeción (superficie de contacto, tipo de sujeción o fuerza de apriete) (Affeldt et al., 2003; Brown et al., 1988). Desde el punto de vista del árbol también intervienen multitud de parámetros, en términos

generales: masa, rigidez y amortiguación, los cuales son bastante diferentes a lo largo de la planta y entre distintos árboles (Castro-Garcia et al., 2020; Spatz & Theckes, 2013; Sergio Tombesi et al., 2017). Esta alta variabilidad plantea la dificultad de optimizar los vibradores de troncos, ya que se requieren muchos árboles para tener una buena muestra, esperar a épocas de recolección y asumir posibles daños que puedan producir los prototipos diseñados. Por lo tanto, un banco de ensayos podría ser una solución adecuada para predecir los comportamientos de esta maquinaria, (Whitney et al., 1990).

Existen múltiples investigaciones para caracterizar el comportamiento de un vibrador de tronco con el árbol (Tabla 1). Los principales modelos matemáticos utilizados por los investigadores se centran en la ecuación de equilibrio dinámico basada en la masa, la rigidez, el amortiguamiento y la fuerza del sistema (RAO, 2012). Desde hace 50 años (Yung & Fridley, 1974) hasta la actualidad (Ma et al., 2022) se ha estudiado el comportamiento del árbol con una vibración forzada utilizando ecuaciones matemáticas basadas en las propiedades de los árboles. También se han realizado estudios teóricos con el binomio de vibrador-tronco, por ejemplo, para predecir la potencia de vibración óptima en la recolección (Láng, 2006). En los últimos años, diferentes autores han desarrollado modelos computacionales como herramienta para predecir el comportamiento dinámico de árboles. El modelo más utilizado es el método de los elementos finitos. El-Awady et al., (2008) simula un olivo en tres dimensiones para analizar el comportamiento de la estructura frente a la disposición de frutos encontrada. Otros autores analizan los diferentes modos de vibración en árboles bajo diferentes modos de carga (Bentaher et al., 2013; X. Tang, 2011). Wu et al., (2014) reconstruye un árbol virtual y estudia la dinámica del modelo. Cetinkaya et al., (2022) caracteriza la respuesta dinámica de un banco de ensayos a diferentes configuraciones del sistema de masas de un vibrador utilizando como herramientas un entorno simulado para obtener las posibles resonancias en el sistema. Hoshyarmanesh et al., (2017) propone analizar el comportamiento de una estructura arbórea virtual (sin follaje) con un vibrador de tronco con simplificaciones críticas. Otros autores tratan de encontrar las mejores configuraciones para producir el desprendimiento del fruto de diferentes árboles con pruebas experimentales (Niu et al., 2022; Wei et al., 2021)

Tabla 1. Modelo matemáticos y computacionales de vibradores de troncos.

<b>Whitney et al., 1990</b>		<b>Yung &amp; Fridley, 1974</b>	
<b>Láng, 2006</b>		<b>Tang, 2011</b>	
<b>Bentaher et al., 2013</b>		<b>Wu et al., 2014</b>	
<b>Hoshyarmanesh et al., 2017</b>		<b>Wei et al., 2021</b>	
<b>(Niu et al., 2022)</b>		<b>(Cetinkaya et al., 2022)</b>	

Sin embargo, estos trabajos basan sus modelos en lo que ocurre en la vibración aplicada desde el tronco a las ramas y no presentan metodologías para la caracterización de la máquina como tal, además de no establecer una comparación numérica de lo real vs simulado. El amplio abanico de posibilidades de diseño y parámetros de las pinzas vibradoras radica en la posibilidad de generar diferentes patrones de vibración o diferentes efectos sobre los árboles. Por ejemplo, conocer la

distribución de la aceleración en los diferentes ejes de la máquina puede influir en la eficiencia de la recolección (Leone et al., 2015) e incluso su aplicación en algunos ejes puede generar daños en la corteza del árbol (Abdel-Fattah et al., 2003). El análisis modal de las máquinas determinaría las frecuencias óptimas de trabajo así como los modos de vibración (Sergio Castro-García et al., 2007). Por lo tanto, la obtención de un modelo computacional que reproduzca el comportamiento dinámico virtual de la máquina puede suponer una importante mejora en el sector. Las simulaciones computacionales pueden resultar demasiado complejas en la actualidad (Patil & Jeyakarthykeyan, 2018) y es necesario simplificar los modelos para que los cálculos conduzcan a soluciones adecuadas (Hoshyarmanesh et al., 2017).

### 3.3. Parámetros de vibración en cultivo leñoso

Cada cultivo exhibe particularidades en el proceso de recolección de sus frutos, y, adicionalmente, incluso en un mismo cultivo, surgen diversas variables que influyen en las condiciones de masa, rigidez y amortiguación. A continuación, se abordarán ambas cuestiones.

#### *3.3.1. Patrones de vibración en frutales*

Los parámetros necesarios para lograr una recolección eficiente mediante vibradores de tronco como la frecuencia de vibración han sido identificados a través de experimentos realizados en distintos árboles frutales (Tabla 2). En el caso particular de la recolección de piñas piñoneras maduras (*Pinus pinea* L.), se ha establecido que se requiere aplicar frecuencias de vibración en el rango de 16 a 18 Hz para alcanzar tasas de eficiencia de recolección del 85% (Sergio Castro-García et al., 2011). Las eficiencias de recolección del pistacho son mucho mayores y es común establecer sacudidas con frecuencias de 15-20 Hz (Homayouni et al., 2022), mientras que en la recolección del almendro se asumen frecuencias de vibración en torno a 19 Hz (Abdel-Fattah et al., 2003). En el caso de los olivar, la eficiencia de recolección aumenta proporcionalmente a la frecuencia de vibración entre 20-24 Hz (Leone et al., 2015). Para la recolección de cítricos, los estudios han identificado un rango más amplio de frecuencias, entre 12 y 20 Hz, según la especie y el tamaño del fruto (Ortiz & Torregrosa, 2013; Torregrosa et al., 2010). De hecho, para los cítricos algunos autores sugieren la aplicación de un rango de amplitud de vibración mayor (Loghavi & Mosheni, 2006).



*Tabla 2. Parámetro de frecuencia registrado en vibradores de tronco para la recolección de distintos cultivos leñosos.*

<i>Variedad</i>	<i>Frecuencias</i>
Aceituna de almazara	20-25 Hz
Aceituna de mesa	25-30 Hz
Naranjas	12-17 Hz
Limonos	12-17 Hz
Mandarina	12-17 Hz
Almendra	15-20 Hz
Pistacho	15-20 Hz
Piña piñonera	15-20 Hz

*\*Valores obtenidos de los diferentes estudios encontrados en bibliografía.*

Las empresas encargadas de desarrollar vibradores de troncos tienden a centrar sus esfuerzos en sistemas con masa de desequilibrio fija y rangos de velocidad de funcionamiento limitados que se ajustan a las configuraciones oleohidráulicas propias de la máquina. Por lo tanto, la flexibilidad de los vibradores de troncos comerciales se reduce al uso de un solo cultivo en condiciones específicas. Pero cada vez es más frecuente que los agricultores tengan diferentes cultivos, o que dentro de un mismo cultivo haya diferentes variedades de fruta o épocas de cosecha. Esto hace que las máquinas comerciales con un margen de configuración tan limitado no sean eficientes en condiciones cambiantes, obligando al agricultor a adquirir maquinaria diferente, lo cual va en detrimento de la rentabilidad final de sus explotaciones. En consecuencia, resulta de interés plantear la concepción de un vibrador de configuración ajustable capaz de adaptarse a diversos patrones de vibración, los cuales serían flexibles y adaptables a una variedad de condiciones de uso. En este contexto, la modificación de variables específicas, como la excentricidad y la frecuencia, y su exploración en diversas combinaciones, se erigen como elementos cruciales para alcanzar este objetivo.

Algunas patentes y trabajos describen diseños de maquinaria para conseguir diferentes configuraciones de un vibrador, regulando la excentricidad y la velocidad de los rotores (Affeldt et al., 1989; Franklin & Morgan Hill, 1990; Moreno Martinez, 2020). Sin embargo, existe un importante vacío en la investigación sobre la viabilidad del uso de estos conceptos u otros similares y su impacto real en la vibración.

### *3.3.2. Parámetros característicos de cada árbol. Ángulo de rama*

Los parámetros de masa, rigidez y amortiguación presentan notables fluctuaciones a lo largo de la estructura de los árboles, incluso en situaciones donde se trata del mismo cultivo. Los

investigadores han abordado la investigación de factores que ejercen influencia en la modificación de estos parámetros. Entre estos factores, se destaca la presencia de chupones, que son brotes vegetativos improductivos que emergen en las ramas principales, particularmente en la parte interna de las copas de los árboles. Se ha observado que la presencia de chupones introduce una componente adicional de amortiguamiento en la vibración, lo que conduce a una disminución en la efectividad de la onda vibracional (Sergio Tombesi et al., 2017). En la recolección pistacho mediante vibradores de tronco, la energía necesaria para desprender los frutos es mayor en árboles con ramas largas (Ma et al., 2022) y con troncos de mayor diámetro (Homayouni et al., 2022). Las continuas bifurcaciones en las ramas repercuten negativamente en la eficacia de la vibración transmitida (Du et al., 2012). La edad del cultivo se encuentra directamente relacionada con la flexibilidad en ramas, presentándose más factible el cultivo joven para la recolección con cosechadoras (Lodolini et al., 2018). La distribución foliar juega un papel importante dado según su ubicación amortiguan en mayor o menor medida la vibración aplicada (Sola-Guirado et al., 2022). La cantidad de fruto, así como su distribución dentro de la rama supone una modificación de estas variables a la hora de vibrar ramas de cítricos (Castro-García et al., 2020). Las condiciones de unión tallo-fruto se presentan diferentes al inicio y final de cosecha, debido a la madurez del fruto (Blanco-Roldán et al., 2009). Incluso la madera antes distintos rangos de temperatura se comporta de forma diferente (Zhao et al., 2017).

Para mejorar la recolección mecanizada diversos autores plantean podas con la existencia de ramas primarias, eliminando todo tipo ramas secundarias que hagan perder eficacia en la vibración (Camposeo et al., 2023). El ángulo de la rama supone una componente estructural dentro del árbol y su estudio frente a la vibración supone información relevante para seguir optimizando la recolección vibradores de tronco. Autores cuantifican la distribución y disipación de la respuesta vibratoria aplicada a rama de cerezo, la vibración registrada se amplificó en ramas con ángulos agudos entre nudos y en las ramas laterales de menor longitud (Du et al., 2012), este mismo autor centra sus estudios en el comportamiento de la vibración en nogal chino, concluyendo que ramas rectas y de mayor ángulo permiten una mejor transmisión de la vibración (Xiaoqiang et al., 2015). Otras investigaciones plantean modelos de predicción de ángulo las ramas y diámetro en pinos silvestres (*Pinus sylvestris L.*), donde conocer la estructura y tamaño de la copa facilita la interpretación de la dinámica de crecimiento y las características de la madera generada (Mäkinen & Colin, 1998). Esta variable también puede ser abordada desde el punto de vista de la incidencia del sol en la copa del árbol, optimizando así la productividad del cultivo (Jack B & Honda, 1979).

Un notable énfasis en la investigación se ha dirigido hacia la evaluación de la eficiencia de recolección y los daños provocados por maquinaria, dejando en segundo plano el análisis de las variables morfológicas, las cuales desempeñan un papel fundamental en el proceso de vibración.

La disponibilidad de literatura que aborde la relación entre el ángulo de ramificación y la vibración se encuentra principalmente limitada a estudios de laboratorio o modelos computacionales. Por lo tanto, la realización de un estudio experimental que explore la relación entre el ángulo de ramificación y la vibración transmitida ofrecería una oportunidad para ampliar nuestro conocimiento de los fenómenos que acontecen en el interior del árbol.

#### 3.4. Análisis de la recolección mecanizada

El cultivo superintensivo está experimentando una importante expansión en numerosos cultivos como el olivar gracias a las eficientes cosechadoras over-the-row (Pérez-Ruiz et al., 2018) y a los sistemas de poda (A. Dias et al., 2022), que hacen a este cultivo con un atractivo para su explotación, (Figura 3). En el otro extremo se encuentra el cultivo tradicional (Figura 3), tipo más común, que está experimentando un fuerte declive ya que el uso de la recolección mecanizada se limita maquinaria y este sigue dependiendo en gran medida de la mano de obra (Famiani et al., 2014). El término medio lo constituyen los cultivos de intensivo (Figura 3), concebidos para tener árboles con un solo tronco que facilitan el uso de vibradores de troncos en su recolección. Los cultivos intensivos han demostrado ser rentables y sostenibles (Bernardi et al., 2018; Freixa et al., 2011). Sin embargo, todavía hay algunos problemas de mecanización que necesitan mejoras, como lograr una cosecha integral (derribo, intercepción, limpiado y almacenamiento del fruto) y mejorar la eficiencia de los vibradores de troncos. Los precios deben ser competitivos y la estrategia de manejo debe incluir un alto nivel de mecanización y una baja dependencia de la mano de obra, la cual aumenta los costos operativos.



*Figura 3. Configuraciones de árboles en superintensivo (arriba), intensivo (medio) y tradicional (abajo)*

Los vibradores de troncos son una tecnología sólida para la recolección de diferentes árboles frutales, incluidos los olivares (Gonçalves et al., 2016; Homayouni et al., 2022; Leone et al., 2015; Loghavi et al., 2011; Moreno et al., 2015). A lo largo de los años, diversos autores han estudiado la influencia de parámetros de vibración en maquinaria de recolección de olivar (Blanco-Roldán et al., 2009; Castro-García et al., 2009; Leone et al., 2015) así como en los propios árboles (Dias et al., 2012; Farinelli et al., 2012; Tombesi et al., 2017) con el objetivo de optimizar los niveles de desprendimiento de frutos y limitar los daños de la máquina. Sin embargo, para aumentar la eficiencia de los vibradores de troncos, se acompaña de operarios con sistemas de sacudido de ramas. Para sustituir este apoyo manual, algunos estudios han investigado la posibilidad de utilizar sistemas de sacudida lateral, los cuales imitan el vareo mecánico (Castro-García et al., 2009; Sola-Guirado et al., 2018). Dichos sistemas presentan eficiencias de recolección bajas, pero alcanzan zonas donde la eficacia de los vibradores se encuentra limitada, por lo que complementar dichos sistemas de sacudida con un vibrador de tronco se postula como una opción viable. Sin embargo, hasta la fecha no existe ninguna máquina que combine simultáneamente ambas tecnologías.

Actualmente, debido a los problemas comentados de escasez de mano de obra y costes, existe una tendencia hacia la cosecha integral. Para ello, es necesaria una cosechadora capaz de desprender, interceptar, gestionar y almacenar el fruto simultáneamente, con una elevada capacidad de trabajo y una mínima dependencia del operario. Algunos estudios han utilizado la tecnología de vibrador de troncos con sistemas de interceptación, como un side-by-side (Ravetti & Robb, 2010) o sistemas de bastidor de captura roll-out (Zion et al., 2011), siendo los más extendidos y comunes los de tipo paraguas invertido (Di Vaio et al., 2012). El concepto de paraguas invertido muestra ciertas desventajas en comparación con los sacudidores de copa, como que es una operación discontinua y a menudo requiere máquinas manuales para mejorar la eficiencia de recolección y necesita que la disposición de la plantación acorde al diámetro del paraguas (Nasini & Proietti, 2014; Vieri & Sarri, 2010)(Figura 4).



*Figura 4. Sistema side-by-side (izq.), sistema roll-out (centro) y sistema de paraguas invertido (dcha.).*

Estos problemas podrían reducirse con un concepto de cosechadora over-the-row, aunque la mayoría de las cosechadoras existentes incorporan sistemas de sacudida lateral de copa. Esto incluye las cosechadoras utilizadas para la recolección de olivar de superintensivo (Sola-Guirado et al., 2019) o en olivares intensivos (Ravetti & Robb, 2010)(Figura 5), así como otras ideas patentadas a lo largo de los años (Korthuis & Wash, 1988; PELLENC, 2005; Scott et al., 1996). Existen muchos indicadores que sugieren que una configuración de cosechadora con sistema lateral de copa combinada con un vibrador de troncos podría dar resultados prometedores (Hafezalkotob et al., 2018).





**Figura 5.** Cosechadora de sistema lateral de copa para la recolección integral de olivar de intensivo. (1) y (2) prototipos de línea 11 dentro del proyecto Innolivar empresas de Moresil y Talleres Mata Campos, respectivamente, (3) MAQTEC Colossus XL, (4) Pellenc CV5045, (5) Oxbo 3210 y (6) Prototipo CPP Mecaolivar MAQTEC.



# Capítulo 2

## Hipótesis y Objetivos





## 1. Hipótesis inicial

La recolección mecanizada es una operación de suma importancia en cualquier cultivo leñoso y que debe optimizarse para abordar los desafíos de escasez de mano de obra y los costos operativos en la agricultura. Los vibradores de tronco, en este contexto, representan una tecnología no solo técnicamente viable para diversos cultivos, sino también económicamente asequible para un gran número de agricultores. Sin embargo, existen todavía una serie de problemas (ver apartado siguiente “2. Objetivos”). La presente tesis doctoral presenta la hipótesis de partida de que cada uno de estos problemas pueden ser abordados científicamente para generar conocimiento que puedan impulsar la tecnificación y eficiencia de la recolección mecanizada en cultivos tanto intensivos como tradicionales, contribuyendo así a garantizar la sostenibilidad en entornos donde la adopción de maquinaria más avanzada no sea técnica o económicamente viable, ni tampoco lo sea la conversión a sistemas de cultivo superintensivo.

## 2. Objetivos

El objetivo de esta tesis doctoral es avanzar en el conocimiento de la tecnología de vibradores de troncos abordando diferentes problemas que existen en la actualidad en este campo. Por tanto, se abordan 4 problemas y 4 objetivos específicos.

[1] Problema: Las modificaciones realizadas en la configuración de las pinzas vibradoras se evalúan con numerosas y costosas pruebas experimentales.

Objetivo específico: Desarrollar un modelo computacional de un vibrador de troncos que permita describir el funcionamiento de esta máquina antes de ser fabricada y verificarlo con un modelo experimental.

[2] Problema: los fabricantes ofertan máquinas poco polivalentes en su funcionamiento y adaptadas a una tipología de árbol y cultivo.

Objetivo específico: Desarrollar un vibrador de troncos avanzado, con la capacidad de generar patrones de vibración variados y efectivos en diferentes frutales.

[3] Problema: No está documentado científicamente la influencia de la inclinación de las ramas en el rendimiento de un vibrador de troncos.

Objetivo específico: Estudiar de manera experimental la variable de ángulo de rama en olivar y su respuesta frente a la vibración generada por un vibrador de tronco.

[4] Problema: Los vibradores suelen requerir el apoyo simultáneo de varios operadores con sistema de derribo alternativos como varas o sacudidores.

Objetivo específico: Se propone la integración de una pinza de vibración estrecha para incorporarla en una novedosa cosechadora cabalgante con sacudidores de copa simultáneos, y se pretende realizar una evaluación de su viabilidad y su configuración óptima.

Los objetivos específicos se desarrollan en cada uno de los Capítulos que conforman la estructura de las Tesis Doctoral y están relacionados con los artículos científicos que constituyen el compendio de artículos que da cumplimiento a la modalidad de Tesis elegida, según se especifica en la Tabla 3.

*Tabla 3. Relación entre los capítulos científicos, objetivos específicos y capítulos de la Tesis doctoral.*

Artículo científico	Objetivo específico	Capítulo
Sanchez-Cachinero, P., Luque-Mohedano, R., & Sola-Guirado, R. R. (2022). Computational Model for the Dynamic Characterisation of a Trunk Shaker. <i>Agriculture (Switzerland)</i> , 12(12). <a href="https://doi.org/10.3390/agriculture12122158">https://doi.org/10.3390/agriculture12122158</a>	1	Modelo computacional para caracterizar la respuesta dinámica de los vibradores de troncos
Sola-Guirado, R. R., Sanchez-Cachinero, P., & Tombesi, S. (2023). Configurable trunk shaker for the mechanical harvesting of different fruit branches. <i>Journal of Vibrations and Control</i> , April, 1–9. <a href="https://doi.org/10.1177/10775463231174495">https://doi.org/10.1177/10775463231174495</a>	2	Vibrador de troncos configurable para la recolección de distintas ramas frutales
Sanchez-Cachinero, P; Aragón-Rodríguez, F; Tombesi, S; Sola-Guirado, R. (202X). Influence of branch angle on the vibration of an intensive olive orchard using a trunk shaker. ( <i>EN ESTADO DE REVISIÓN</i> )	3	Influencia del ángulo de rama en la vibración de un olivar intensivo mediante vibrador de troncos
Sola-Guirado, R. R., Sanchez-Cachinero, P., & Blanco-Roldan, G. (2023). Simultaneous trunk and branch shaking in an over-the-row olive harvester. 231, 92-103. <i>Biosystems Engineering</i> . <a href="https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.06.005">https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.06.005</a>	4	Vibración simultánea de tronco y ramas en una cosechadora cabalgante para olivar

# Capítulo 3

## Modelo computacional para caracterizar la respuesta dinámica de los vibradores de troncos



## 1. Introducción

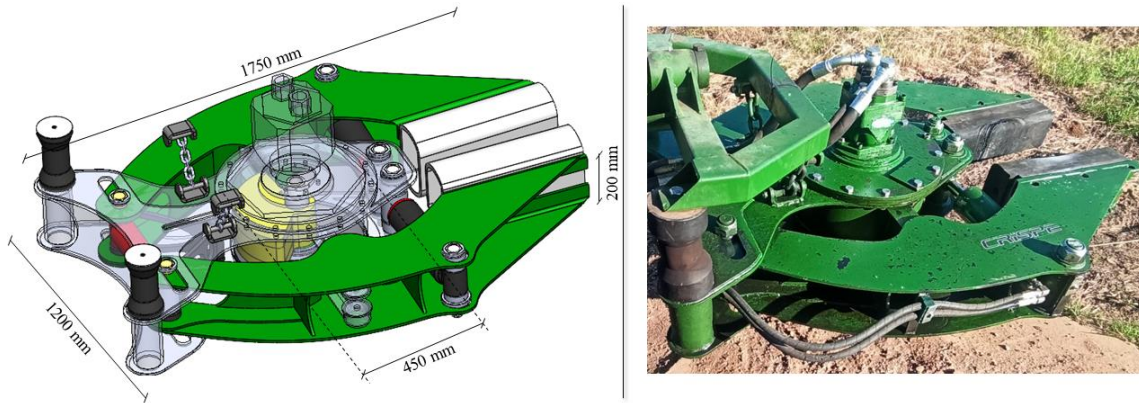
El desarrollo de vibradores de tronco ha estado marcado por un enfoque altamente empírico, caracterizado por la aplicación de un proceso de ensayo y error. Este enfoque ha implicado costos adicionales considerables en el proceso de optimización de la maquinaria, y en algunos casos, ha resultado en daños irreversibles en la plantación en situaciones donde los prototipos no han sido adecuados. A lo largo de los años, se han creado modelos matemáticos y computacionales destinados a describir la respuesta dinámica de los vibradores en frutales o en bancos de ensayos. No obstante, hasta el momento, no se ha establecido una metodología que describa de manera exhaustiva el proceso de desarrollo de estos modelos.

El objetivo central de este capítulo se centra en la implementación de una metodología computacional para caracterizar el comportamiento dinámico de un vibrador de tronco en un banco de ensayos.

## 2. Materiales y métodos

### 2.1. Vibrador de troncos

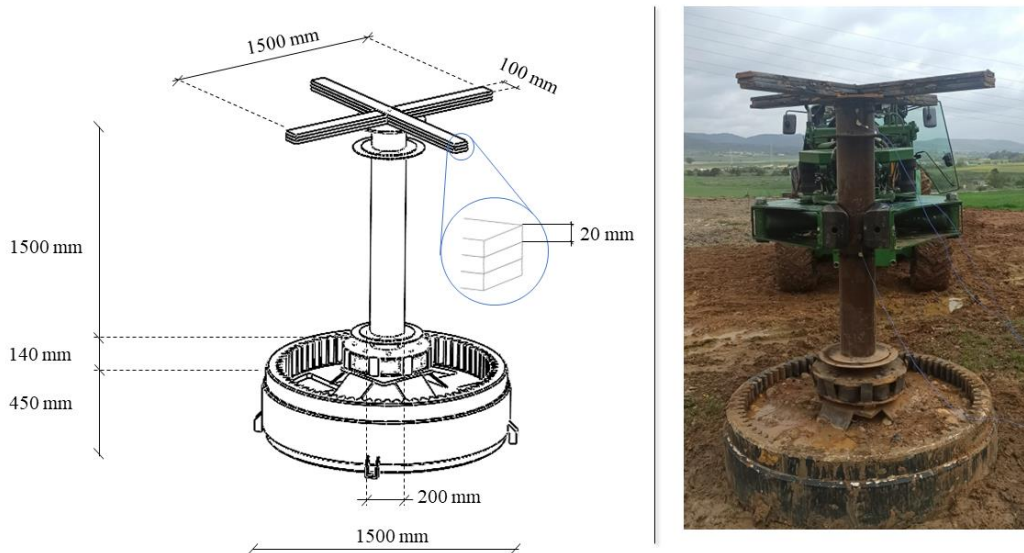
Se ha diseñado el modelo geométrico de un vibrador de tronco orbital experimental (Figura 6) el cual se ha fabricado utilizando las técnicas de fabricación habituales de cualquier fabricante de maquinaria (corte de chapa y perfiles, plegado, soldadura, etc.). El vibrador de troncos incorpora una masa excéntrica de 60 kg cuyo centro de masa respecto al punto de rotación es de 118 mm. Esta masa es accionada por un motor de paletas (Veljan VM4D-128). Este motor se alimenta del caudal hidráulico proporcionado por una bomba de pistones de caudal variable de 100 cm<sup>3</sup> (Rexroth A10V100 EK) con un caudal teórico de 200 l min<sup>-1</sup> a 2000 rpm. Esta bomba es accionada por la toma de fuerza de un tractor (John Deere, 6420) a una velocidad de trabajo de 540 rpm cuando el régimen del motor del tractor se fijó en 2200 rpm. A este tractor se le ha fabricado una estructura frontal que permite los movimientos de aproximación y giros del cabezal al tronco del árbol. El cabezal vibrador se suspende en el extremo de dicha estructura sobre unos silent-block y unas cadenas metálicas. El cabezal dispone de dos cilindros hidráulicos que mueven dos brazos móviles que pivotan sobre articulaciones situadas en el extremo del cabezal para abrirse y cerrarse para agarrar el tronco. Estas articulaciones son regulables para modificar el paralelismo de los tacos en el proceso de apertura y cierre, pero para este estudio se han fijado en una posición extrema (Figura 6). En el extremo de estos brazos móviles se colocan tacos de goma que se deforman en el cierre del sistema con el árbol, evitando así realizar daños en la corteza del árbol.



**Figura 6.** Vibrador de troncos diseñado (izq.) y fabricado/montado en el tractor (dcha.).

## 2.2. Banco de pruebas

Se ha diseñado y fabricado un banco de ensayos con el objetivo de realizar las pruebas necesarias para el estudio experimental y computacional (Figura 7). Se ha pretendido simular un árbol artificial con las grandes diferencias que puedan existir, pero buscando conseguir una estructura que permita realizar multitud de ensayos sin modificar sus propiedades mecánicas como no ocurriría en los árboles reales. El sistema consiste en una base metálica hueca de 1500 mm de diámetro y 450 mm de altura, con un peso de 2020 kg. En el centro de la base se han colocado anclajes para elevar la placa de apoyo donde se instalará el tronco artificial. De este modo queda un hueco que se puede rellenar con cualquier lastre, como arena y evitar así que la base de la estructura se mueva durante las vibraciones y al mismo tiempo, se pueda transportar a distintos lugares con una grúa. En la placa se suelda un poste de acero de 200 mm de diámetro, 8 mm de espesor y 1500 mm de altura, cuyo peso es de 56 kg. Este poste podría ser modificado por otro de diferente sección simulando una masa diferente del tronco del árbol, pero en este trabajo sólo se ha utilizado éste. En la parte superior del poste se soldó una placa circular para simular la copa del árbol con dos placas de 20x100 mm de sección y 1500 mm de longitud dispuestas en cruz. En este sistema se pueden superponer diferentes masas, variando así las condiciones de masa de la copa, aunque en este trabajo se han utilizado dos configuraciones: un conjunto de una cruz (una masa de 46 kg) y un conjunto de tres cruces (tres masas de 138 kg).



**Figura 7.** Banco de pruebas fabricado junto con el vibrador de troncos preparado para la prueba de vibración (dcha.) y el banco de pruebas de dimensiones (izq.).

### 2.3. Estudio experimental con el vibrador de tronco y el banco de pruebas

Se han realizado diferentes pruebas con el vibrador de tronco fabricado como se muestra a continuación. En el primer estudio, se caracterizó la vibración generada por el vibrador de tronco en estado libre. Para ello, se suspendió horizontalmente presionando taco contra taco y se aplicó la vibración midiendo la aceleración generada en el cabezal vibrador. En un segundo estudio se ha caracterizado la vibración que se genera sobre el banco de ensayo y para ello se ha colocado horizontalmente y perpendicular al poste a una altura de 410 mm de la base apretando sus tacos centrados sobre el poste, quedando una distancia 76 mm entre las chapas que agarran los tacos (distancia utilizada en estudios posteriores 3.1).

En cada uno de estos dos estudios se realizó una vibración de 10 s con una rampa de arranque de 1s hasta su régimen permanente y una parada rápida de 0,5 s. Se estudiaron cuatro configuraciones diferentes modificando la velocidad de giro del motor-vibrador (diferente frecuencia) y modificando la masa del banco de pruebas a vibrar. La cilindrada del motor se modificó colocando anillos que informan 102 y 138 centímetros cúbicos con velocidades respectivas de 1380 y 1080 rpm para modificar la velocidad de rotación. Con estas configuraciones, se midieron las frecuencias de 23 y 18 Hz, respectivamente. Se soldó una masa o tres masas a la parte superior del poste, tal como se describe en la sección 2.2, para modificar la masa del banco de ensayos. Cada una de estas pruebas se realizó tres veces.

En cada ensayo, las aceleraciones generadas en el conjunto se registraron mediante tres acelerómetros piezoeléctricos triaxiales (PCB 356A32, EE.UU.) conectados a un analizador dinámico de señales (OROS 36 Mobi-Pack, Francia). Los acelerómetros se colocaron en el cabezal de la pinza vibradora; en el poste de la altura de agarre entre los dos tacos y en el poste



de la parte superior cerca del punto de unión con las masas transversales (Figura 8). Después de cada repetición, se abría y cerraba la pinza para aliviar las tensiones internas en los tacos generadas en la vibración previa, además de mantener el paralelismo y la altura entre el suelo-base del banco de ensayos-vibrador. Se supuso que la temperatura del aceite era similar y que los ritmos de trabajo del tractor se mantenían estables.

A continuación, se expone la nomenclatura utilizada en cada una de las pruebas junto con los puntos de estudio correspondientes.

- (C-f-F18): Configuración con vibrador de troncos vibrando libre a una frecuencia de 18 Hz.
- (C-f-F23): Configuración con vibrador de tronco vibrando libre a una frecuencia de 23 Hz.
- (C-p1m-F18): Configuración con 1 masa en el poste y 18 Hz en el vibrador de troncos.
- (C-p3m-F18): Configuración con 3 masas en el poste y 18 Hz en el vibrador de troncos.
- (C-p1m-F23): Configuración con 1 masa en el poste y 23 Hz en el vibrador de troncos.
- (C-p3m-F23): Configuración con 3 masas en el poste y 23 Hz en el vibrador de troncos.

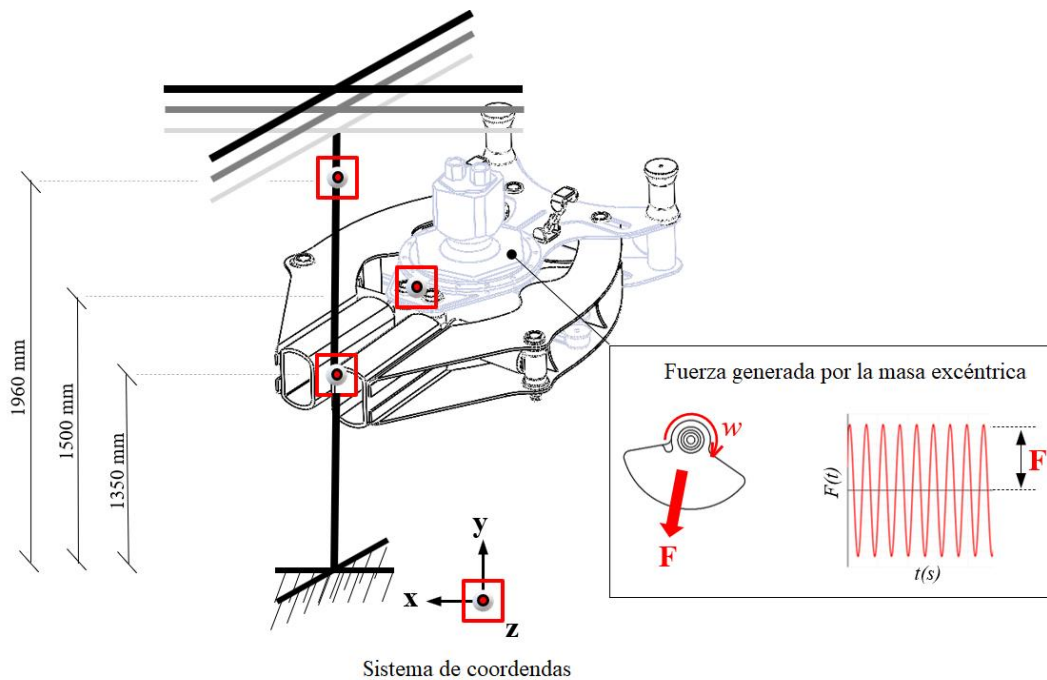


Figura 8. Posición de los acelerómetros en el banco de pruebas.

#### 2.4. Pruebas computacionales

Se realizaron tantas simulaciones como pruebas experimentales con las mismas configuraciones. Una vez realizados los cálculos se eligieron tres puntos en la geometría del modelo computacional que coinciden con los puntos donde se instalaron los acelerómetros en la prueba experimental (Figura 8). En cada punto se obtuvieron los valores de aceleración en función del tiempo para cada eje del sistema de coordenadas. De los 10 segundos de vibración establecidos se analizaron

5 en los que la vibración se mantuvo estable en régimen permanente. Se utilizó una transformada rápida de Fourier (FFT) para determinar la aceleración cuadrática media (RMS) de cada eje del acelerómetro en el dominio de la 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 relación (%) entre dos puntos diferentes a lo largo de la trayectoria de vibración: Vibrador-Poste en el agarre; Vibrador-Poste parte alta; Poste en el agarre-Poste parte alta.

### 3. Preparación del modelo computacional

El modelo del vibrador de tronco, diseñado con el software SolidWorks 2020 se exportó al software ANSYS 19.2 para calcular su comportamiento dinámico. Todas las pruebas realizadas en el apartado 2.3 se han replicado mediante una serie de simulaciones virtuales para las que ha sido necesario establecer una metodología de modelización y un cálculo que se describe a continuación:

#### 3.1. Preparación de la geometría de los tacos del vibrador de troncos

Los tacos se deforman al presionar sobre el elemento a vibrar para conseguir un agarre con la mayor superficie posible que no dañe el tronco y evite deslizamientos. Para obtener la geometría característica del taco deformado se realizó un análisis "Static Structural". En primer lugar, se simplificó la geometría del vibrador de troncos en el programa de CAD "Computer Assistant Design" "Space Claim", dejando únicamente los elementos que intervienen en el cálculo. Es decir, la estructura de brazos móviles del cierre/apertura y sus tacos, así como el banco de pruebas utilizado (Figura 9). A continuación, se ajustaron las propiedades del material del taco configurándolo como un material hiperelástico a partir de sus constantes de deformación. Para ello, se utilizaron las constantes de Monney-Rivlin relacionadas con la dureza del taco, que se determinó experimentalmente como 65 shore, en la escala shore A (Lalo & Greco, 2017). A continuación, se aplicaron al modelo las fuerzas necesarias para que la pinza se cerrara, de forma que la distancia entre los soportes de los tacos fuera la misma que la determinada experimentalmente en los ensayos. De este modo, los tacos se ven obligados a deformarse a la vez que se adaptan al poste. La malla obtenida de los tacos deformados se exportó en formato "stl". Esta nube de puntos se editó de nuevo en la herramienta "SpaceClaim" para crear un sólido aislado con los tacos deformados. La geometría (Figura 9 izq.) se sustituyó en el CAD original del vibrador de tronco.

#### 3.2. Determinación de las fuerzas que generan la vibración

La carga generada por la masa excéntrica se calculó en un estudio "Rigid Dynamic". Se simuló la rotación la masa del vibrador en torno a un apoyo que simula el comportamiento de un rodamiento

a la velocidad angular que se estableció en los ensayos reales. La fuerza generada por el vibrador de troncos es una fuerza de igual módulo con cambio de dirección constante. Se relaciona directamente con el peso de la masa, la excentricidad y el cuadrado de la velocidad angular. Las reacciones en el cojinete calculadas con la herramienta se exportaron y utilizaron en un paso posterior.

### 3.3. Preparación de la geometría del vibrador de tronco

El modelo CAD del vibrador de tronco y del taco deformado se importó en la herramienta "Space Claim" para realizar una serie de simplificaciones destinadas a aligerar la simulación (Figura 9 dcha.):

- Se eliminaron los agujeros, tornillería, redondeos y otras geometrías que no afectan al cálculo.
- Los elementos de geometría compleja, como el motor, se simplifican manteniendo volúmenes y pesos como los reales.
- Los componentes de la máquina se agruparon según su movilidad relativa entre sí, obteniendo la carcasa que resguarda la masa excéntrica y los dos brazos que originan la apertura y cierre de la pinza.
- Los elementos especiales, como las cadenas que soportan el vibrador de tronco suspendido, se sustituyen por elementos de barra (link180), configurándose en el siguiente apartado para trabajar sólo a tracción.
- Los cilindros hidráulicos que realizan la apertura y cierre de la pinza se sustituyen por elementos de tipo "spring" de forma que pueden configurarse para generar una tensión de apriete si se desea. Sin embargo, en este trabajo se configuraron con una rigidez muy elevada para asemejarse a una barra fija y mantener la posición de la pinza cerrada en el proceso de vibración.
- Se eliminó la masa excéntrica dejando solo el eje que la soporta. En pasos posteriores se definió una densidad propia del eje que simula la masa total y más adelante, se configuró para generar las propias cargas que ejerce la masa excéntrica, calculadas en el paso 3.2, y se aplicaron sobre el propio eje.

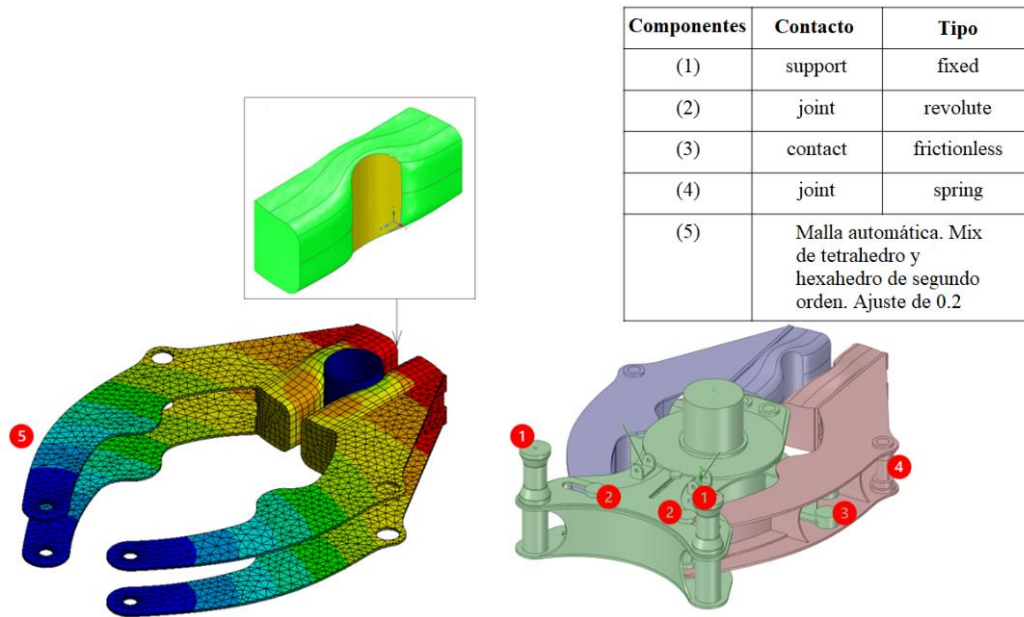


Figura 9. Geometría del taco deformado (izq.) y geometría del vibrador de troncos simplificada para la simulación dinámica (dcha.).

### 3.4. Análisis dinámico del sistema

Se ha realizado un estudio "Modal" como base de un "Transient structural". Con esta configuración, el tiempo de cálculo se reduce significativamente utilizando el método de superposición modal "MSUP" incorporado en la herramienta ANSYS. Las propiedades mecánicas de los materiales de cada elemento se definieron en la sección "Engineering data": Los componentes de acero se definen como "Structural Steel" (material por defecto) equivalente al acero utilizado en la fabricación (S355). El eje de masa excéntrica se definió como el mismo acero, pero con la densidad modificada para mantener el peso real del conjunto eje-masa. Los elementos elastómeros principalmente cauchos (soporte de sujeción entre el cabezal y la estructura del tractor, así como los tacos) se consideraron como un material elástico incompresible. Se le asigna un coeficiente de Poisson de 0,49. El módulo de Young se obtiene indirectamente a partir de su dureza shore (Lalo & Greco, 2017). Se trata de una solución de compromiso, ya que los cauchos son materiales hiperelásticos con un comportamiento no lineal que habría que ensayar para obtener sus coeficientes de hiperelasticidad, pero hacerlo así no permite utilizar el método "MSUP", ya que sólo es compatible con estudios lineales. La geometría del vibrador de troncos completo se importó en el estudio "Geometry". Se utilizó la herramienta "Mechanical" para definir los contactos y las conexiones ("contact, joint") entre los distintos componentes del vibrador, superficies, juntas, soportes, etc. (Figura 10, dcha.)

Las principales conexiones utilizadas fueron las siguientes "Joint fixed body to ground" entre una referencia fija (puntos donde está suspendido el cabezal) y la carcasa del cabezal, así como las zonas donde está unida la base del banco de ensayos. "Joint" tipo "revolute" y "contact" tipo

“frictionless” en la articulación tipo tijera de la pinza entre el bastidor y las pinzas. “Joint” tipo “Spring” en el lugar de los cilindros de apertura y cierre con una constante de elasticidad “longitudinal stiffness” alta ( $10^7$  N/mm) de modo que su comportamiento se asemeje al de una barra de acero con capacidades similares a las del cilindro en posición fija.

El contacto entre los tacos y el poste se configura como un contacto de tipo "Bonded" que no permite desplazamientos relativos entre los dos sólidos. Esta última consideración genera incertidumbre en el cálculo ya que existe un cierto deslizamiento entre los tacos y el poste que no se puede simular en el tipo de estudio realizado.

Se ha definido la “Mesh” para todo el conjunto con todas sus opciones por defecto. En zonas concretas 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 articulaciones, la cadena, los tacos y el poste (Figura 10, izq.). La malla aplicada fue una mezcla de hexaedro y tetraedro de segundo orden con un parámetro de calidad de 0,2 y un suavizado medio.

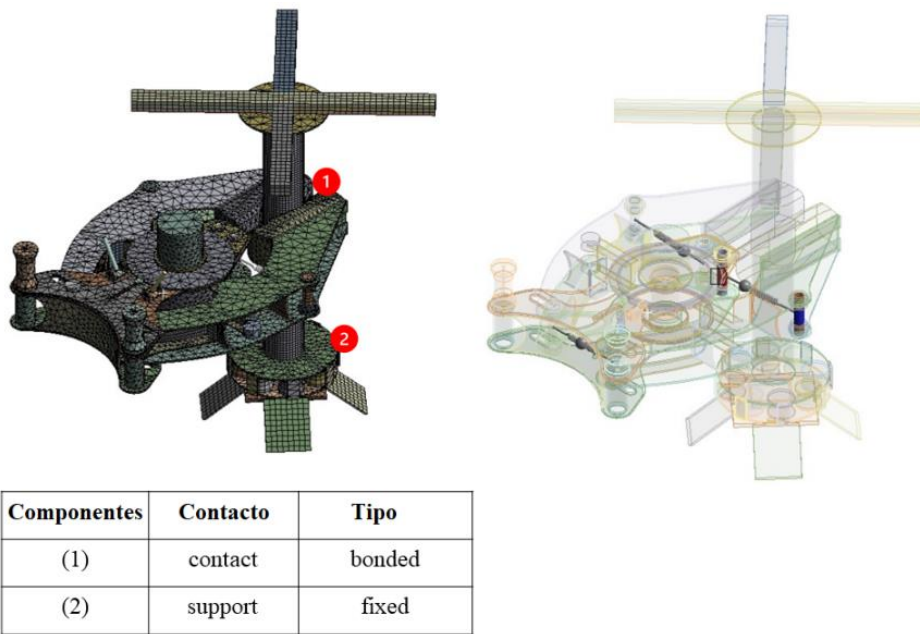


Figura 10. Malla (izq.) y conexiones (dcha.) definidas en el modelo simplificado del vibrador de tronco y banco de ensayos.

#### 4. Resultados

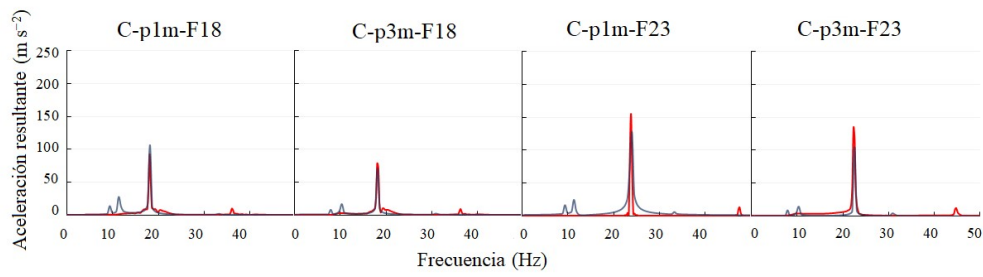
La Tabla 4 muestra las aceleraciones resultantes generadas por el vibrador de troncos en el ensayo experimental libre junto a la obtenidas en la simulación virtual. El nivel de similitud entre ambos ensayos fue elevado, en torno al 94% y 97% para frecuencias de 18 Hz y 23 Hz, respectivamente, siempre considerando los resultados de los ensayos experimentales como los de referencia. El modelo computacional arrojó unos valores de aceleración resultante ligeramente superiores.

*Tabla 4. Aceleraciones resultantes ( $ms^{-2}$ ) del vibrador en vacío para ambos modelos.*

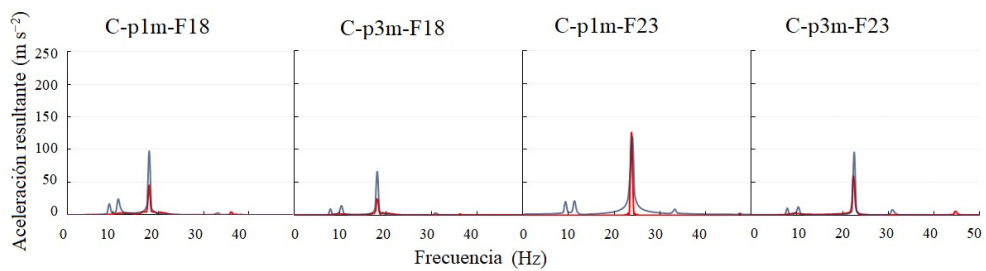
	<b>Computational model</b>	<b>Test bench</b>
<b>C-f-F18</b>	115,49	109,01
<b>C-f-F23</b>	195,88	190,11

La Figura 11 muestra los valores de aceleración resultantes en el espectro de frecuencias para los distintos puntos de estudio (Figura 8) en las distintas configuraciones de vibrador de tronco y banco de ensayos. Las frecuencias predominantes del modelo computacional coinciden con los resultados experimentales, ya que las revoluciones del motor introducidas como entrada en el modelo computacional fueron las mismas que las utilizadas en los ensayos experimentales. En el cabezal vibrador, los valores de aceleración presentaron un alto nivel de similitud, con errores relativos inferiores al 4% entre el ensayo experimental y el modelo computacional, especialmente con 1 masa en el poste. Sin embargo, en los puntos poste en el agarre y poste parte alta, el porcentaje de error aumenta entre lo medido y la simulación. Los mayores niveles de variación entre el modelo computacional y el ensayo experimental se obtuvieron en el punto de contacto entre el vibrador de tronco y la parte superior del poste. También se observa que el error es mayor en los ensayos realizados a 18 Hz con variaciones entre el 50-80%, que en los ensayos realizados a 23 Hz donde los errores disminuyen entre el 1-20%.

Vibrador de troncos



Poste en el agarre



Poste parte alta

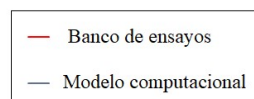
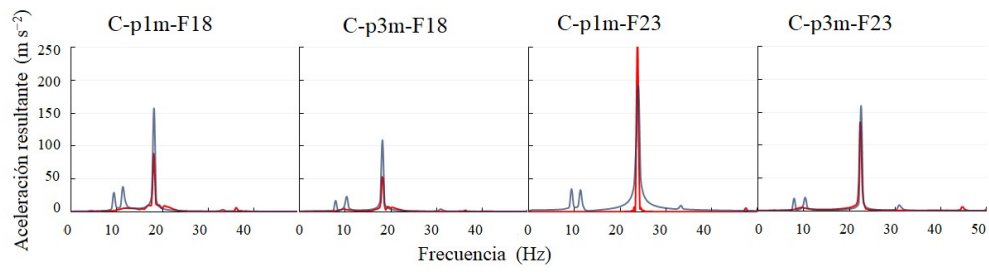


Figura 11. Espectro de vibraciones del modelo computacional y del modelo experimental registrado en los 3 puntos de estudio.

Observando cómo al aumentar la frecuencia de 18 a 23 Hz (en la misma configuración de banco de ensayos con 1 masa o 3 masas) podemos ver que:

- En la vibración libre, el vibrador de tronco muestra un aumento similar en ambos modelos, en torno al 174%.
- El aumento porcentual en el vibrador de tronco es de alrededor del 130% siendo similar entre lo medido y lo predicho por el modelo computacional.
- En la estructura del poste se produce un aumento de la aceleración de alrededor del 210-270% en la prueba experimental, y del 140-170% en la simulación computacional, con aumentos similares entre el poste en el agarre y la parte superior del poste.

Observando cómo al aumentar la masa en el banco de pruebas de 46 a 138 kg (con la misma configuración de frecuencia de vibrador del tronco) podemos ver que:

- Los valores de aceleración resultantes disminuyen en todos los casos.
- En el vibrador de tronco, la aceleración resultante desciende en torno al 90% y al 70% en el ensayo experimental y computacional, respectivamente, de 46 a 138 kg de masa de poste.
- En los puntos de la estructura del poste, la aceleración resultante disminuye aproximadamente un 61% en la medición y un 65% en la simulación. Esta disminución es mayor a frecuencias más altas en todos los casos. Los porcentajes son similares para el poste en el agarre y poste parte alta.

La Figura 12 muestra la transmisibilidad de la vibración a lo largo del vibrador de troncos y banco de ensayos. Las pruebas experimentales proporcionaron una elevada repetibilidad en cada configuración, siendo la desviación típica inferior al 0,5% (en términos de transmisibilidad de la aceleración) para las configuraciones de frecuencia de 18 Hz y del 4% para las configuraciones de frecuencia de 23 Hz. Se observa una disminución de la energía desde el vibrador de troncos hasta el poste en el agarre en ambos modelos y para todas las configuraciones propuestas. Entre el poste en el agarre y poste parte alta se encuentra un aumento de la aceleración en ambos modelos y en cada una de las configuraciones siendo casi el doble en el caso experimental y x1,6 en el modelo computacional. Se obtuvieron mayores valores de transmisibilidad al aumentar la frecuencia del vibrador, manteniendo la masa del poste y menores valores al aumentar la masa del poste y mantener la frecuencia del vibrador. El modelo computacional responde de forma menos atenuada a estas variables, siendo (C-p1m-F18) y (C-p3m-F18) las configuraciones que ofrecen mayor discrepancia respecto a los ensayos experimentales.



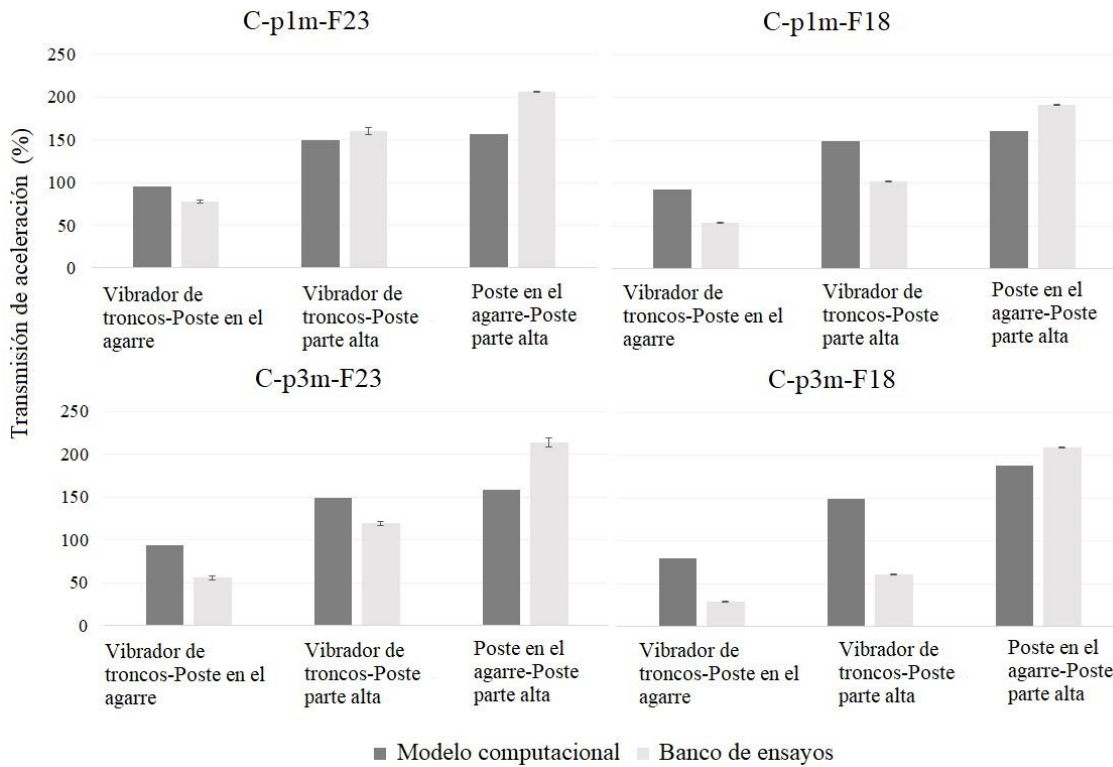


Figura 12. Transmisibilidad de la aceleración (%) entre Vibrador de tronco-Poste en el agarre, Vibrador de tronco-Poste parte alta y Poste en el agarre-Poste parte alta para la configuración considerada.

La Figura 13 muestra las órbitas elípticas de aceleración registradas en ambos modelos en la parte superior del poste. Estas comprenden 5 segundos de vibración del estado estacionario y se sitúan en el plano xz de vibración (Figura 8). El modelo computacional trazó trayectorias muy similares a las medidas experimentalmente en cuanto a su orden de magnitud y forma, aunque con diferencias que se reflejan en el grosor de la órbita generada. Las trayectorias generadas en el modelo experimental definen una trayectoria menos equivoque que la registrada en el modelo computacional. En comparación con el modelo experimental, estas distribuciones no muestran ninguna inclinación de sus ejes principales con respecto a los ejes de coordenadas. A la misma frecuencia, el aumento de la masa del poste a sacudir da lugar a una órbita de aceleración más plana y menos circular. Con la misma masa, el eje x de la aceleración aumenta al aumentar la frecuencia.

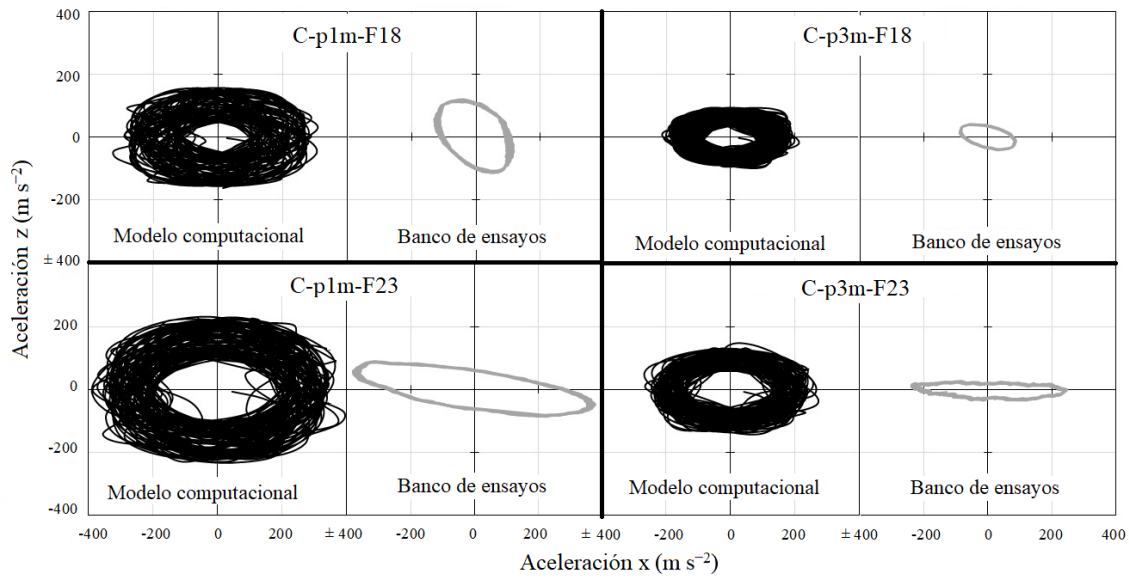


Figura 13. Órbitas de aceleración en poste parte alta para las cuatro configuraciones planteadas y para ambos modelos.

Los resultados obtenidos en el análisis modal muestran los distintos modos de vibración del sistema. Estos pueden variar ligeramente respecto a los modos reales, sin embargo, es posible predecir el comportamiento de forma aproximada. El primer modo se encuentra a 3,9 Hz donde el modelo reproduce un movimiento a lo largo del eje z (Figura 14), encontrando las máximas deformaciones en los puntos altos del banco de pruebas. El segundo modo de vibración se encuentra a 6,8 Hz provocando un movimiento a lo largo del eje x, (Figura 14). Las deformaciones máximas se encontraron de nuevo en la parte superior del modelo, sin embargo, aumentaron de 1,7 mm a 2,3 mm en comparación con el primer modo de vibración. El tercer modo de vibración se encuentra a 10,8 Hz generando un movimiento de torsión en el vibrador y encontrando las máximas deformaciones en los laterales del vibrador (2,8 mm máximo) (Figura 14).

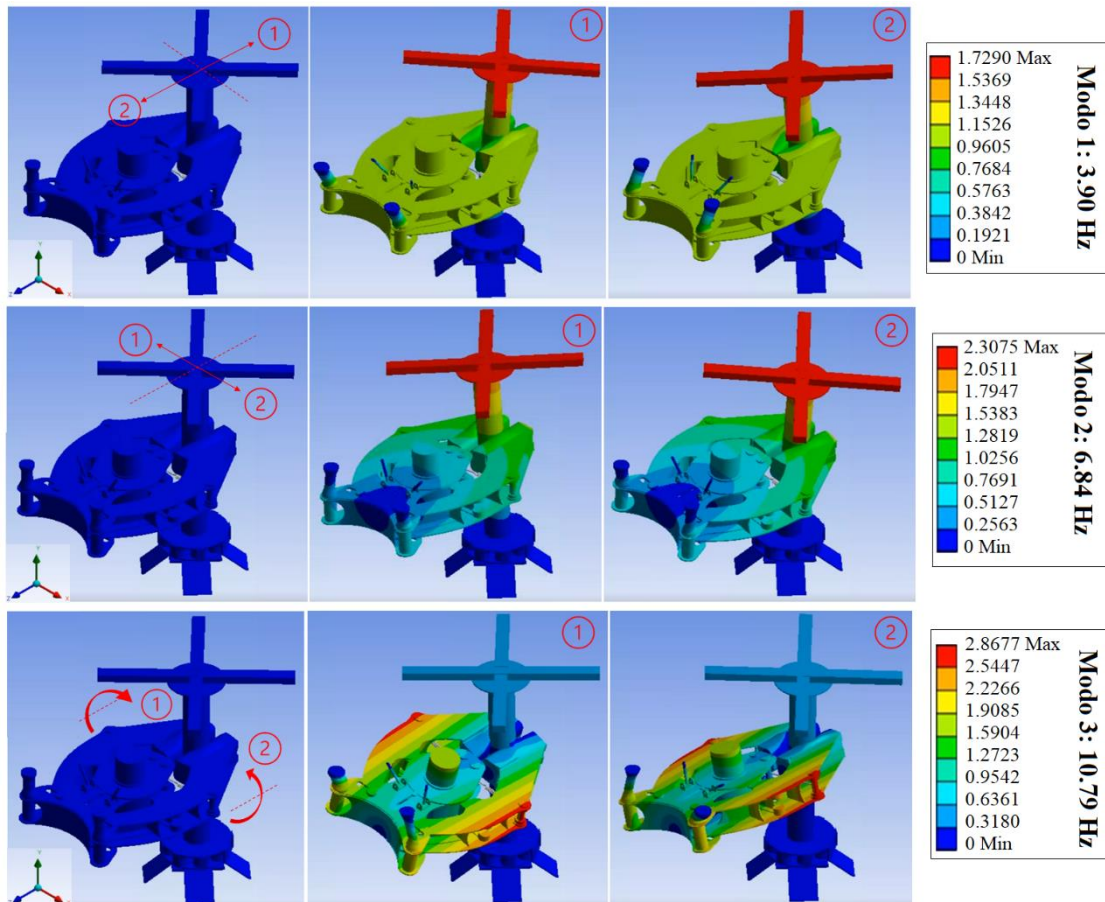


Figura 14. Deformaciones en mm calculadas en los 3 primeros modos del estudio modal. Las posiciones 1 y 2 son los extremos en cada modo.

## 5. Discusión

Los puntos caracterizados en el trabajo de registro de la aceleración (Figura 8) proporcionan información sobre el funcionamiento vibrador de tronco y han sido comúnmente examinados por diversos investigadores (Recchia et al., 2015; Torregrosa et al., 2010). Sin embargo, para analizar la consistencia del modelo computacional con respecto a una medición experimental, es necesario realizarlas en un banco de pruebas como el utilizado para obtener una alta repetibilidad (Figura 7) y descartar incertidumbres de otras variables biomecánicas. El punto de aplicación de la vibración es muy importante. La propagación de la vibración se facilita aumentando la altura de agarre del vibrador de tronco, lo que conduce a una reducción de la fuerza motriz (Hoshyarmanesh et al., 2017). Sin embargo, las alturas de agarre elevadas pueden proporcionar una respuesta excesiva en las ramas y dañarlas. A la inversa, fijar la altura de agarre cerca del suelo puede causar daños en las raíces (Sola-Guirado, Bernardi, et al., 2018). El diámetro del tronco a vibrar también es un factor a tener en cuenta en la recolección con vibradores de tronco, ya que cuanto mayor sea el diámetro, mayor será la potencia de vibración necesaria para recolectar el fruto (Homayouni et al., 2022). Diferentes estudios han registrado la aceleración resultante generada en el tronco

utilizando vibradores de tronco con valores de 60-170 ms<sup>-2</sup> entre 14-22 Hz para cítricos (Torregrosa et al., 2010) y 70-99 ms<sup>-2</sup> entre 22-26 Hz para olivos (Leone et al., 2015). Estos valores son muy similares a los medidos en este trabajo en el poste en el agarre, aunque con valores algo inferiores en el banco de pruebas debido a su mayor rigidez. Sin embargo, los valores registrados en el banco de pruebas con una masa son prácticamente idénticos a las aceleraciones medidas en bancos de pruebas similares: 54-94 ms<sup>-2</sup> para frecuencias de 19 Hz (FJ. Castillo-Ruiz et al., 2015).

El nivel de similitud entre las simulaciones realizadas con los ensayos experimentales es muy elevado cuando la máquina trabaja libre (Tabla 4). Sin embargo, comienzan a generarse mayores desviaciones entre las aceleraciones predichas cuando se simula el binomio máquina-banco de ensayo. Parte de las diferencias observadas en el espectro de frecuencias (Figura 11) entre los resultados experimentales y simulados se deben a la distribución de la aceleración en las distintas frecuencias, dado no se distribuyen de la misma manera. Los resultados experimentales revelaron armónicos a frecuencias superiores, similares a los reportados en otros trabajos sobre simulaciones de vibradores de tronco (Cetinkaya et al., 2022).

Se ha demostrado que existe una relación de aumento de la aceleración resultante en cualquier punto con el aumento de la frecuencia. Sin embargo, como se ha mencionado en el apartado de introducción, cada tipo de frutal tiene un rango de frecuencias determinado para derribar el fruto de forma eficiente, por lo que un aumento de la aceleración no se traduce necesariamente en un mayor porcentaje de frutos derribados. El estudio del desarrollo de nuevos vibradores de tronco debe incorporar también la componente de amplitud necesaria en el tronco del árbol para obtener altas eficiencias de cosecha, la cual está directamente relacionada con la masa y excentricidad del sistema de masas rotatorias de estas máquinas (López-Alba et al., 2012).

Por el contrario, se ha demostrado que el aumento de la masa a vibrar (banco de pruebas) disminuye los valores de aceleración registrados. Esto está relacionado con el hecho de que, para un mismo tipo de árbol frutal, puede haber diferencias en la eficacia de la misma máquina debido a la diversidad en la morfología del árbol (masa, amortiguación y rigidez) (Sergio Tombesi et al., 2017). La cantidad de masa distribuida en el árbol, así como la cantidad de hojas, la distribución de los frutos o la cantidad de madera en la estructura del árbol afectan directamente a la energía registrada para un mismo punto de estudio (Castro-García et al., 2020).

La recolección de frutales mediante vibrador de tronco requiere una adecuada transmisión de ondas mecánicas desde el tronco a las ramas, para provocar así un movimiento en el fruto capaz de superar la fuerza de inercia del pedúnculo y dejarlo caer (Hoshyarmanesh et al., 2017). Existe una pérdida de energía producida en los tacos con la fricción entre el vibrador de tronco y el árbol. Esta disminución es mucho más acentuada cuando se ha utilizado el vibrador de troncos en el

banco de ensayos coincidiendo con otros trabajos realizados (Cetinkaya et al., 2022). Los valores de transmisibilidad medidos en este trabajo son bastante parecidos a los reportados de tronco a rama en diferentes frutales y en modelos computacionales de árboles (Peng et al., 2017). Comparando los resultados experimentales frente a los de simulación, se observa una mayor reducción de la aceleración transmitida en los ensayos experimentales. Esto puede deberse a la modelización de los tacos sin considerar su comportamiento no lineal, a discrepancias en sus propiedades mecánicas reales o al tipo de contacto simulado con el poste. En particular, se sabe que el tipo de contacto establecido entre solidario y fijo no es realista debido a las fricciones existentes. Sin embargo, es resulta complicado simular la fricción entre el poste y los tacos, pudiendo ser una línea de trabajo futura para mejorar el modelo. Las simplificaciones realizadas en las zapatas como conexión sólida al poste reducen la carga computacional y permiten que el cálculo converja, pero introducen una incertidumbre significativa en los resultados.

Los desplazamientos encontrados a lo largo del banco de pruebas están causados por el desequilibrio producido por la masa excéntrica del vibrador. El análisis modal permite detectar posibles fallos en el vibrador o en el banco de pruebas, así como el efecto de resonancia. Otros estudios modales se centran en la unión rama-fruta para conocer el esfuerzo/desplazamiento necesario para su caída (Hoshyarmanesh et al., 2017). Las deformaciones máximas en los tacos según las simulaciones resultaron ser de alrededor de 1 mm en el modo 2. Altas deformaciones del poste en el agarre provocarían calentamientos en los tacos y, en consecuencia, importantes lesiones en la corteza de los frutales. En este sentido, también es de vital importancia la predicción de las órbitas de aceleración que puede realizar el vibrador. Para garantizar una distribución adecuada de las vibraciones, el valor menor de los ejes principales dividido por el valor mayor de los ejes principales debe ser igual o superior a 0,5 (Leone et al., 2015).

# Capítulo 4

## Vibrador de troncos configurable para la recolección de distintas ramas frutales



## 1. Introducción

Las empresas dedicadas a la fabricación de vibradores de tronco han tendido a enfocar sus diseños en sistemas con masas excéntricas fijas y rangos de velocidad angular notablemente restringidos. Esta limitación impone restricciones significativas en la versatilidad de los vibradores de tronco, ya que los vincula a un único tipo de cultivo y condiciones específicas. En un contexto en el que los agricultores a menudo cultivan diversas variedades y tipos de cultivos, esta restricción se traduce en ineficiencias considerables cuando se enfrentan a condiciones desafiantes, lo que a su vez conlleva la necesidad de adquirir nueva maquinaria.

El propósito fundamental de este capítulo es el desarrollo de un vibrador de tronco capaz de generar múltiples patrones de vibración. Se pretende estudiar su factibilidad y su adaptación a las variadas necesidades de vibración requeridas por distintos tipos de ramas frutales. Para ello, se llevará a cabo una exploración de la respuesta dinámica de diferentes ramas ante diversas regulaciones de la máquina a través de la parametrización de las variables de frecuencia de giro y excentricidad de la masa del vibrador.

## 2. Materiales y métodos

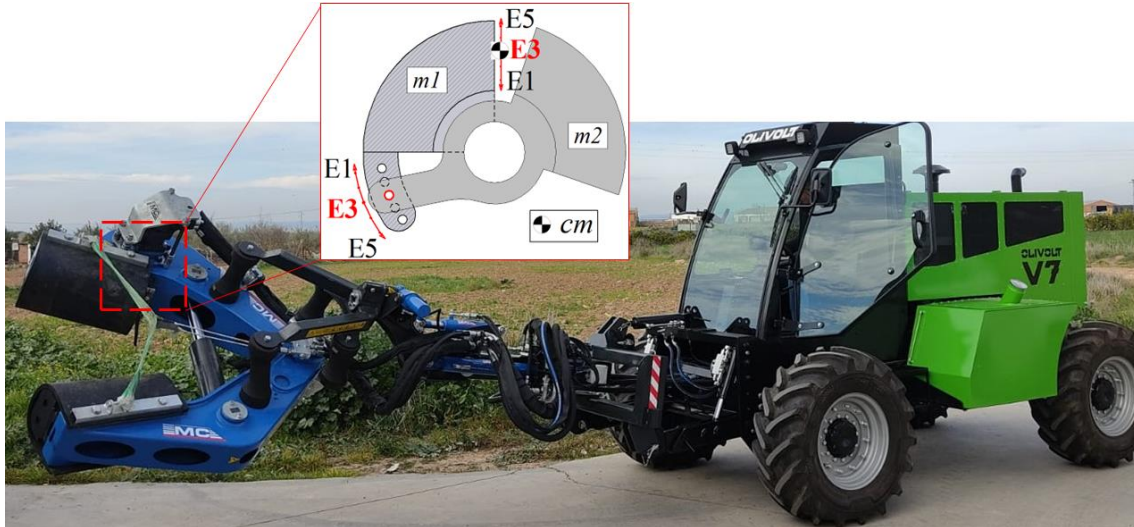
### 2.1. Vibrador de troncos desarrollado

Se ha llevado a cabo el diseño y fabricación de un vibrador de troncos (Figura 15) para ser suspendido en un vehículo hidrostático "Olivolt" con la colaboración de la empresa Talleres Mata Campos. La pinza agarra al tronco mediante una sujeción tipo tijera de dos puntos, uno de sus brazos incorpora una masa excéntrica de 41,6 kg. La masa está dividida en dos cuerpos, ensamblados por una perforación que permite ajustar la distancia entre ambos cuerpos y, por tanto, ajustar la excentricidad de la masa respecto al centro de rotación. Hay cinco ajustes: E1= 58 mm; E2=66 mm; E3=73 mm; E4=80 mm; E5=86 mm. A mitad de la temporada de cosecha, el cultivo puede requerir un cambio en las condiciones de excentricidad (reducción de la fuerza de retención de la fruta, árboles frutales con poda diferente, etc.), por lo que la modificación de la excentricidad se realiza rápidamente (1 minuto) a través de un orificio en la estructura de la pinza.

La máquina dispone de un circuito oleohidráulico accionado por una bomba de caudal variable que se controla electrónicamente desde una pantalla HMI. La vibración se produce por la rotación de una masa excéntrica cuya velocidad angular puede variarse mediante una válvula con corredera instalada aguas arriba de un motor de pistones. Esta regulación influye en la frecuencia de aceleración generada. Para aplicar correctamente la vibración forzada, la pinza vibradora debe sujetar el árbol y permanecer suspendida independientemente del vehículo. Esto se consigue gracias a sistemas silent-block (material elastómero) colocados en la estructura de aproximación.



El sistema de sujeción de tronco está accionado por un cilindro hidráulico que comprime dos tacos de dureza 55 Shore, encargados de proteger al tronco de posibles descorteces y proporcionar una sujeción regular. Los cuales cuentan con dos orificios en todo su recorrido para refrigerar la afección térmica generada en la vibración y están recubiertos por dos capas de faldeta de caucho.



**Figura 15.** Vibrador de tronco desarrollado por Talleres Mata Campos con excentricidad configurable. Ajuste mediante modificación del centro de masas del sistema de vibración (cm).

## 2.2. Banco de pruebas

Se utilizó un banco de ensayos (Figura 16) como árbol artificial para realizar una batería de ensayos con diferentes configuraciones del vibrador de tronco manteniendo idénticas propiedades mecánicas (masa; rigidez; amortiguación) en cada uno de los ensayos. El sistema está compuesto por un poste de acero de 0,275 m de diámetro exterior, 0,008 m de espesor y 2,1 m de altura, empotrado 2 m en el suelo sobre un zócalo de hormigón de 2 m de diámetro. La sección del poste empotrado incluye varias ramificaciones para lograr una mejor sujeción y evitar posibles holguras internas tras haber realizado varias pruebas. Para simular la masa de la copa del árbol, se soldaron a la parte superior del poste cinco placas de 1,7 x 0,4 x 0,02 m y 100 kg de peso cada una. Encima de estas placas se colocó un soporte de 0,3 m de longitud a 45° de la superficie para sujetar las ramas mediante bridas. Se fijaron tres ramas de longitud similar procedentes de diferentes frutales (Tabla 5). La unión de los frutos con las ramas se aseguró con hilo de nylon para evitar que se desprendieran durante las pruebas de vibración.

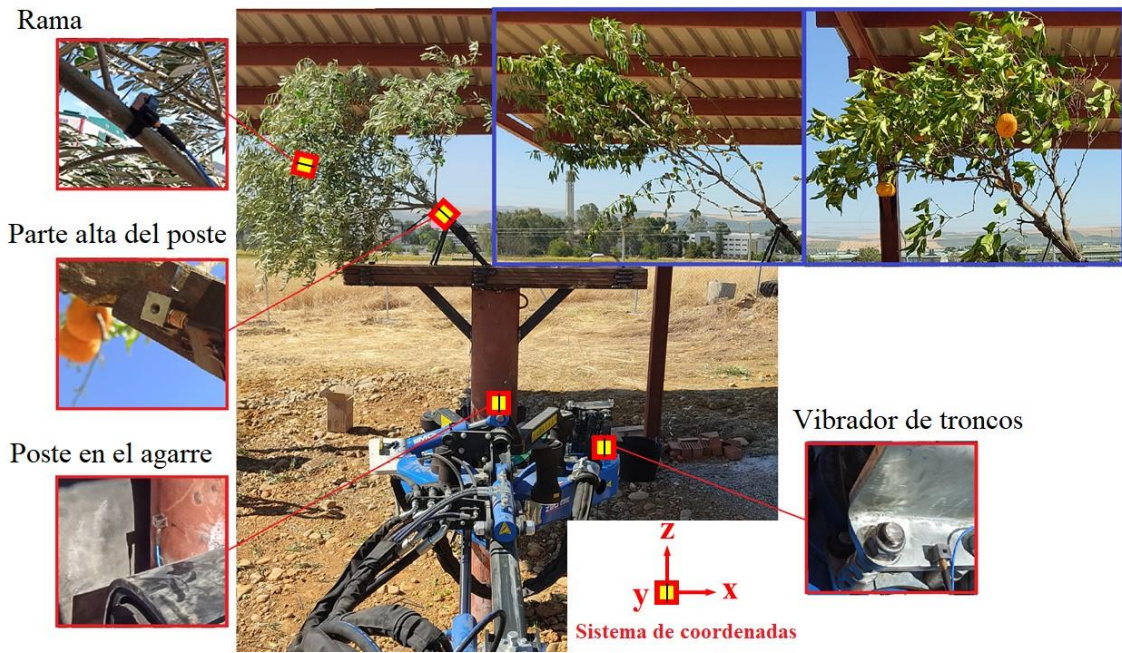


Figura 16. Banco de pruebas utilizado para la realización de las distintas pruebas con los acelerómetros en las distintas posiciones estudiadas.

Tabla 5. Principales propiedades de las ramas utilizadas en las pruebas.

Tipo de frutal	Variedad	Longitud (m)	Peso (kg)	
			Rama	Fruta
Naranja	Valencia late	$1,5 \pm 0,1$	$2,8 \pm 0,1$	$0,30 \pm 0,03$
Olivar	Arbequina	$1,5 \pm 0,1$	$3,3 \pm 0,2$	$0,57 \pm 0,16$
Almendro	Lauranne	$1,6 \pm 0,1$	$1,7 \pm 0,1$	$0,19 \pm 0,55$

### 2.3. Ensayos

En un primer ensayo, se caracterizó la vibración generada mientras se aumentaba el caudal hidráulico en relación de apertura de la válvula entre el 30% y el 100%. La prueba se realizó con el vibrador suspendido paralelamente al suelo y no sujeto al banco. Se colocó un acelerómetro en el cabezal de la pinza para determinar la gama de frecuencias generadas. Al mismo tiempo, se conectó un caudalímetro con sensor de presión (Parker SCPT-600-0-02 y SCFT-600-01-02, Mayfield Heights, Ohio, EE.UU.) para obtener la regresión entre el caudal generado por la bomba de la máquina y la frecuencia de vibración.

Posteriormente, se realizaron una serie de pruebas con el vibrador sujeto al banco de pruebas a 1 m del suelo en posición horizontal. Se llevaron a cabo diferentes vibraciones en esta posición y con cuatro ajustes diferentes de la válvula, cada uno de los cuales se combinó con las cinco posiciones de excentricidad. El tiempo de vibración fue fijado en 10 segundos y la presión de reapriete del sistema tras el arranque del vibrador se fijó en 120 bares, ejerciendo una fuerza

adicional durante la vibración para evitar el deslizamiento entre el vibrador y el poste. En cada prueba, las revoluciones del motor de combustión que accionaba la bomba hidráulica se mantuvieron en 2000 rpm. Después de cada vibración, se abrió y cerraba la pinza para comprobar la horizontalidad de la pinza y la perpendicularidad con el poste en cada prueba y para permitir que el bloque se enfriara a temperatura ambiente con la ayuda de agua. La temperatura del bloque se midió después de cada prueba utilizando una cámara termográfica (Testo 868, Lenzkirch, Alemania) teniendo en cuenta el efecto de la fricción con el poste de acero, posteriormente se analizó el software testo IRSofT.

Las aceleraciones generadas durante cada prueba se registraron utilizando tres acelerómetros triaxiales piezoeléctricos (PCB 356A32, Depew, Nueva York, EE.UU.) colocados como se muestra en la Figura 16: 1) en el cabezal de la pinza vibradora, 2) en el poste a la altura de la pinza entre los dos tacos, 3) en la parte superior del poste en el extremo de los soportes inclinados y 4) en el extremo de las ramas, a una distancia de 1,2 m del extremo libre de la rama. Todos los acelerómetros se conectaron y sincronizaron a un analizador dinámico de señales de 16 canales (OROS 36 Mobi-Pack, Meylan, Francia) para obtener parámetros de vibración de forma rápida y precisa (Chimentin et al., 2013). El análisis de los datos duró cinco segundos del régimen de vibración estacionario, de acuerdo con otras investigaciones sobre vibraciones. Se utilizó una transformada rápida de Fourier (FFT) para determinar la aceleración cuadrática media (RMS) de cada eje del acelerómetro en el dominio de la frecuencia principal. La aceleración resultante se determinó como la suma vectorial de cada uno de los tres ejes. A continuación, se determinó la transmisibilidad de la aceleración como la relación (%) entre dos puntos diferentes a lo largo de la trayectoria de vibración: “vibrador-poste en el agarre”-“parte alta del poste”-“rama”.

### 3. Resultados

En la prueba de vibración en vacío, la máquina era capaz de generar una vibración que oscilaba entre 10 y 32 Hz, en función de la relación de apertura de la válvula del circuito de aceite. Sin embargo, al fijar el vibrador al poste, se modificó la masa total del sistema y variaron las condiciones límite, de modo que el vibrador sólo alcanzó una frecuencia máxima de 20,75 Hz. La razón de ello se expone en los párrafos siguientes.

La potencia de una máquina hidráulica es directamente proporcional al caudal y a la presión medidos en el sistema hidráulico. La Figura 17 muestra la caracterización de la potencia del vibrador mediante estos dos parámetros. El caudal mostró una tendencia lineal con la frecuencia de vibración, mostrando poca diferencia entre las posiciones de excentricidad. Puede observarse que, a frecuencias y excentricidades mayores, la presión hidráulica del sistema aumenta ajustándose bien al comportamiento polinómico. El valor mínimo de presión registrado fue de 51 bar para una frecuencia de vibración de 12,25 Hz, mientras que los valores máximos registrados

superaron los 250 bar para 20,75 Hz. Este valor coincide con la presión máxima fijada en la bomba por razones de seguridad, lo que explica que no pudieran superarse umbrales de frecuencia más elevados. Una vez definidas las configuraciones de frecuencia y excentricidad, se obtuvieron los valores de aceleración RMS en cuatro configuraciones de apertura de válvula (54, 64, 74 y 84 %) con rangos de frecuencia de 12,25 a 20,75 Hz que son representativos en la habitual recolección de frutales como se ha mencionado en el capítulo de introducción.

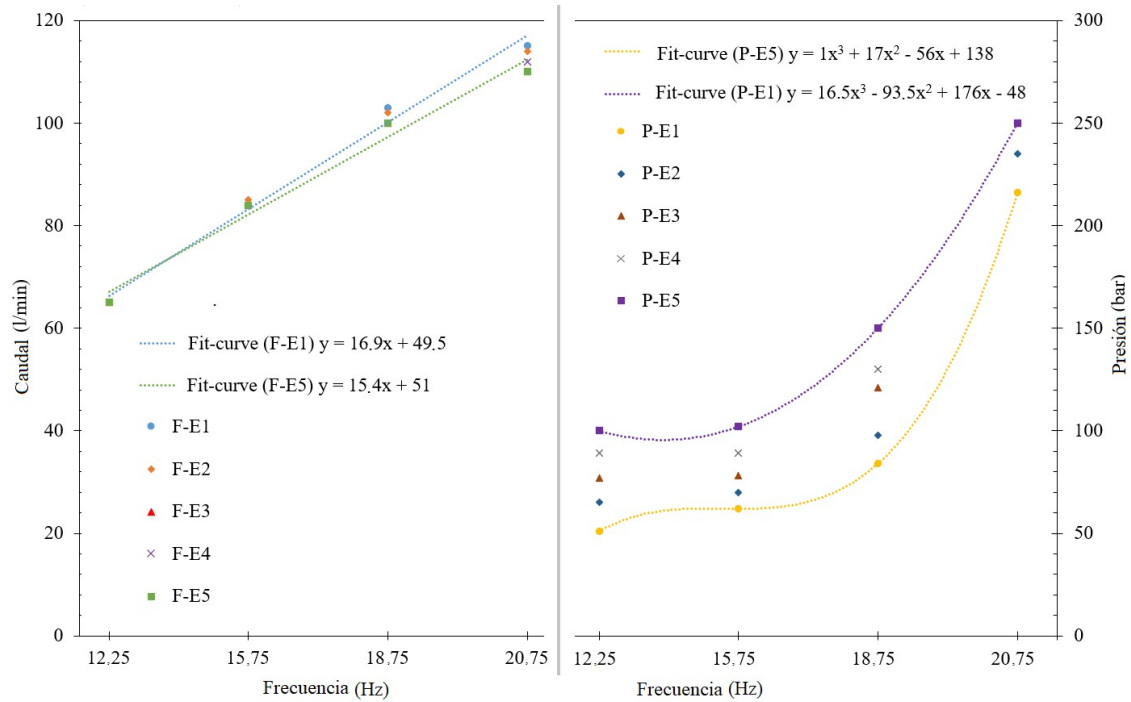
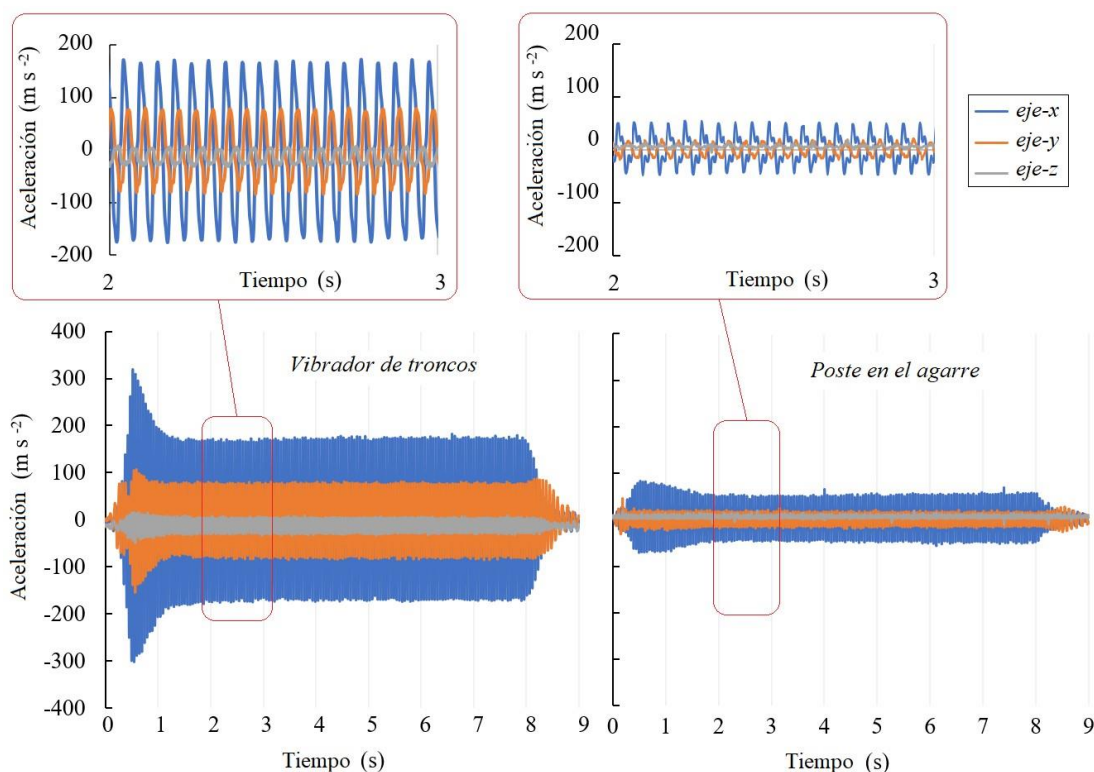


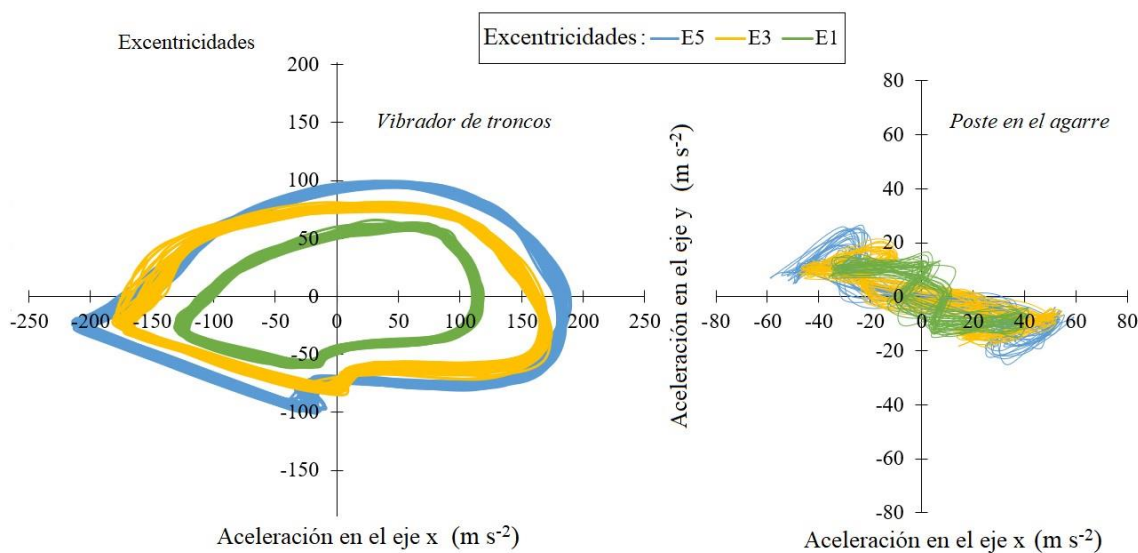
Figura 17. Caudal hidráulico y presión medidos a la salida de la bomba en la prueba de vibración con el vibrador de tronco acoplado al banco de ensayos.

Las aceleraciones generadas por el vibrador mostraron un comportamiento muy similar al de una onda sinusoidal pura (Figura 18). Los valores de aceleración registrados se situaron principalmente en el plano de trabajo horizontal XY, paralelo al suelo. En este plano, los valores de aceleración tienen una forma de órbita elíptica en el cabezal vibrador (Figura 19) con más área a medida que aumenta la excentricidad de la pinza. Esta órbita se achata y se hace más pequeña cuando se observa en el punto “poste en el agarre”, donde aparece una inclinación predominante. En todos los casos, los valores fueron mayores en el eje x correspondiente a la línea imaginaria que une los dos bloques de agarre en su posición de fijación al poste. Los tiempos transitorios de arranque y parada fueron de una media de 1,1 s y 1,2 s, respectivamente. Las aceleraciones resultantes medidas en el enganche del vehículo, donde se coloca el vibrador de tronco, y en el suelo de la cabina del conductor fueron del orden de 10 y 19 veces inferiores, respectivamente, a la aceleración registrada en la cabeza del vibrador de troncos.





**Figura 18.** Aceleración del tiempo (ejemplo). Los datos mostrados corresponden a la posición excéntrica E3 al 74% de la relación de apertura de la válvula (18,75 Hz). El plano XY es paralelo al suelo. El eje X es la dirección de agarre.



**Figura 19.** Órbitas de aceleración en el plano horizontal XY paralelo al suelo, medidas en el vibrador de tronco y en el poste en el agarre a diferentes excentricidades. Los datos mostrados corresponden a 2 s de vibración al 74% de la relación de apertura de la válvula (18,75 Hz).

Las grandes diferencias en los valores de aceleración resultantes entre el vibrador y el poste en el agarre son visibles en la Figura 20 para todas las configuraciones de frecuencia y excentricidad estudiadas. Los resultados obtenidos muestran una respuesta proporcional pero no lineal de la aceleración medida, frente al aumento de la frecuencia y el aumento de la excentricidad en los puntos medidos (vibrador, poste en el agarre, parte alta del poste). En el vibrador, se observan

aceleraciones de  $20\text{-}60\text{ ms}^{-2}$  a frecuencias de  $12,25\text{ Hz}$  en todas las excentricidades, que aumentan casi cinco veces a una frecuencia de  $20,75\text{ Hz}$ . Se observa un aumento medio de  $5\text{-}8\text{ ms}^{-2}$  a medida que aumenta una posición de excentricidad a  $12,25\text{ Hz}$ , y a medida que se pasa a frecuencias más altas este aumento es mayor, excepto en la frecuencia de  $20,75\text{ Hz}$ , posición en la que el vehículo alcanza sus limitaciones y rompe la tendencia. En la parte superior del poste, las aceleraciones aumentaron con respecto al poste en el agarre, alcanzando valores máximos de  $157\text{ ms}^{-2}$  en la parte superior frente a  $49\text{ ms}^{-2}$  en el agarre para E5 a  $20,75\text{ Hz}$ . Las desviaciones típicas entre los datos de las distintas pruebas fueron bajas, siendo los valores medios de estas desviaciones de  $\pm 8,8\text{ m s}^{-2}$  en el vibrador,  $\pm 6,0\text{ ms}^{-2}$  en el poste en el agarre y  $\pm 20,0\text{ ms}^{-2}$  en la parte alta del poste. Las mayores desviaciones se produjeron en las pruebas de vibración a frecuencias de  $20,75\text{ Hz}$ , donde fueron de  $\pm 18,6\text{ ms}^{-2}$  en el vibrador,  $\pm 16,8\text{ ms}^{-2}$  en el poste en el agarre y  $\pm 63,3\text{ ms}^{-2}$  en la parte alta del poste.

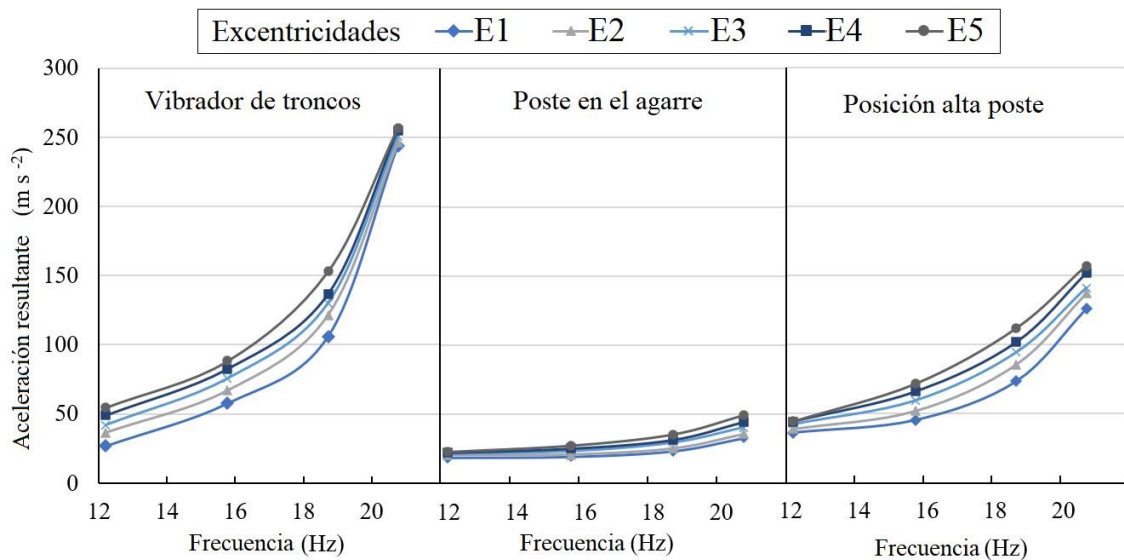
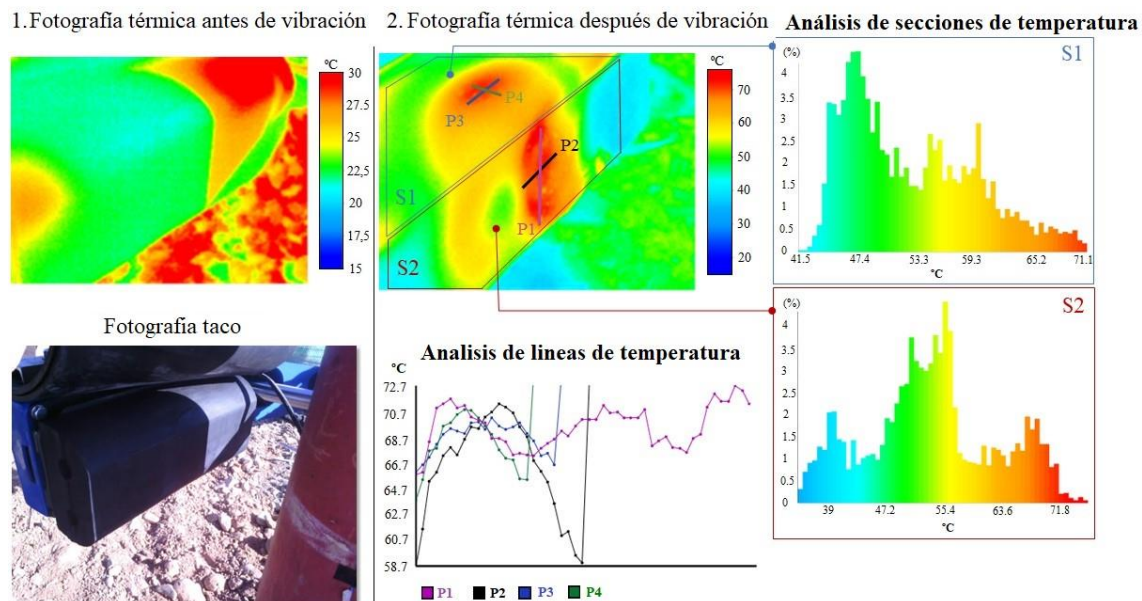


Figura 20. Aceleración resultante medida en diferentes puntos con varias configuraciones de frecuencias y excentricidades. Cada punto representa la media de nueve ensayos.

Estas grandes diferencias en las aceleraciones entre los distintos puntos muestreados dan lugar a diferencias en la transmisibilidad de la aceleración. La transmisibilidad entre el vibrador y el poste de la pinza fue del 20% y del 60% para las configuraciones E5 a  $20,75\text{ Hz}$  y E1 a  $12,25\text{ Hz}$ , respectivamente. Por lo tanto, cuanto mayor es la energía de vibración, mayores son las pérdidas de aceleración transmitidas entre el vibrador y la estructura a vibrar. En el eje y, perpendicular a la dirección de sujeción, es donde se produce el mayor deslizamiento debido a la configuración de agarre tipo tijera, lo que significa que los tacos tienden a deslizarse en el poste. La Figura 21 muestra los aumentos de temperatura que aparecen en el material debido a la fricción existente. Se observa una mayor acumulación de temperatura en la sección en contacto directo con el poste y en la sección adyacente, ya que se deforman elásticamente de forma contigua. Las zonas críticas

de cada sección están trazadas por las líneas de temperatura P1-P2 para S1 y P3-P4 para S2, siendo P1 la de mayor temperatura pico registrada.



**Figura 21.** Diferencias de temperatura medidas en los tacos del vibrador en las cuatro pruebas de vibración al principio (izq.) y al final (dcha.). Excentricidad ajustada en la posición 1 (E3). La sección S2 es la superficie que contacta directamente con el poste y S1 es la perpendicular a S2.

Por otra parte, la transmisibilidad a través del poste entre los puntos “en el agarre” y “parte alta del poste” fue muy elevada debido a la rigidez y a la disposición en voladizo del banco de ensayos. Además, la aceleración aumentó en todas las configuraciones (90% y 300% para las configuraciones E1 a 12,25 Hz y E5 a 20,75 Hz, respectivamente). A lo largo del poste, la transmisibilidad de la aceleración aumentó proporcionalmente a la energía de vibración (mayor frecuencia y/o mayor excentricidad).

Considerando la respuesta dinámica de las ramas de diferentes frutales a iguales valores de aceleración en su extremo empotrado, las ramas de almendro presentan la transmisibilidad más baja, entre el 58 % y el 102 %, y la mayor amortiguación de vibración (Figura 22). Las ramas de olivo presentan una transmisibilidad entre 91 % y 116 % en las configuraciones estudiadas. Las ramas de naranjo muestran la mayor transmisibilidad, con una amplificación de la aceleración en todos los casos del 121 % al 157 %. En casi todas las frecuencias ensayadas en este estudio, la variación de la excentricidad de la masa no provocó modificaciones en la transmisibilidad de la vibración en ninguna de las ramas. En cambio, un aumento de la frecuencia afectó a la transmisibilidad de la vibración de forma diferente para cada especie, con un efecto más pronunciado en el almendro (+100% de aumento relativo entre 12,25 y 20,75 Hz) que en el naranjo (+25%) y el olivo (+15%).

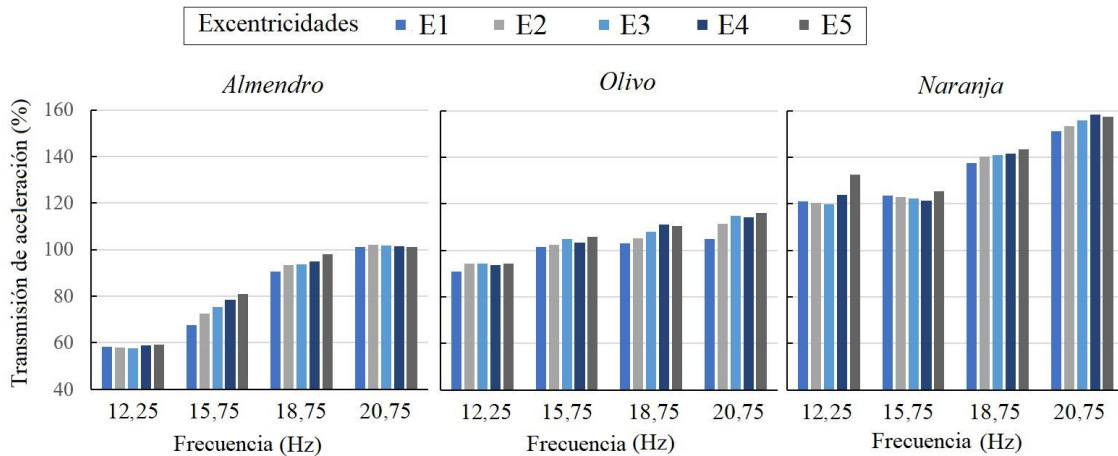


Figura 22. Transmisibilidad de la aceleración en diferentes ramas frutales en las configuraciones de frecuencia y excentricidad. Cada columna representa la media de tres ensayos.

#### 4. Discusión

Diversos estudios científicos demuestran que cada árbol tiene un determinado patrón de vibración para desprender correctamente el fruto, tal y como se menciona en el capítulo de introducción. La explicación más obvia es que cada tipo de árbol tiene unas características mecánicas y una relación de peso del fruto y fuerza de retención diferentes (Peterson, 2005). Además, dentro de una misma especie, existen diferencias en el comportamiento dinámico de un árbol en función de la época de recolección o del tipo de formación del árbol (Tombesi et al., 2017). Sin embargo, ninguno de estos trabajos profundiza en demostrar cómo difiere la respuesta dinámica entre especies, ya que no pueden aplicar la misma excitación de entrada. Parte de la novedad de este trabajo es demostrar que estas diferencias existen y que se deben principalmente a la variación de sus propiedades mecánicas, ya que las condiciones de contorno son las mismas. Por lo tanto, es importante contar con maquinaria polivalente como la mostrada en este trabajo, capaces de adaptarse a diferentes parámetros del árbol. En el estudio se comprobó que la frecuencia es más eficaz para aumentar la transmisibilidad de la vibración que la variación de la amplitud, en línea con otros trabajos (Recchia et al., 2015). Al mismo tiempo, la potencia necesaria para aplicar altas frecuencias es proporcional a la amortiguación producida por la masa del árbol. Este trabajo ha demostrado la viabilidad técnica de utilizar un sistema de masa constante y excentricidad variable, aunque esto implica que las máquinas deben disponer de espacio suficiente para albergar dicho sistema.

Para conseguir un vibrador de tronco que aplique un amplio rango de frecuencias, es imprescindible disponer de un vehículo con potencia suficiente. La potencia está relacionada con el caudal hidráulico disponible, pero también con la presión hidráulica que presenta un comportamiento polinómico de orden tres directamente relacionado con la frecuencia, en línea con otros autores (Horvath & Sitkei, 2001; Láng, 2006) y considerando que las bombas



hidráulicas están restringidas a un valor máximo. Una vez superadas estas limitaciones, lo más deseable es establecer una configuración de la máquina que proporcione unos valores de aceleración aceptables para el desprendimiento del fruto y que requiera la menor potencia posible, ya que esto ayudará a conseguir un ahorro en el consumo de combustible. En este sentido, existen valores de aceleración resultantes que se pueden alcanzar con diferentes configuraciones de frecuencia-excentricidad como, por ejemplo, las configuraciones E1 a una frecuencia de 18,75 Hz, y E5 a una frecuencia de 15,75 Hz (Figura 20), con diferencias en el consumo de potencia de 15,6 kW y 14,2 kW respectivamente.

Las señales de vibración obtenidas mostraban tiempos transitorios de parada y arranque aceptables para no causar daños (Amirante et al., 2007). El problema del deslizamiento entre el tronco y los tacos se señaló en los inicios de las primeras máquinas de vibración (Affeldt et al., 1989). El mayor deslizamiento se producía en el eje y, debido a la configuración del propio sistema de agarre de tijera, y en mayor medida en el eje x, la dirección de sujeción. Esto concuerda con Leone et al., (2015) que informa que en los sistemas de tijera, la transmisión en la dirección transversal de agarre es mayor que en la dirección longitudinal. El ángulo formado entre el eje principal de la órbita descrita por los vectores de aceleración depende de la diferencia de fase entre las dos aceleraciones del poste y del vibrador. La generación de aceleraciones bajas en el eje vertical es un buen indicador de rendimiento para su aplicación en el campo con el fin de evitar daños en la corteza de los árboles (Abdel-Fattah et al., 2003).

Los valores de aceleración obtenidos por varios investigadores en el punto del tronco (Leone et al., 2015; Torregrosa et al., 2010) son superiores a los medidos en el poste en el agarre, pero no son comparables ya que, en nuestro caso, se utiliza un poste metálico artificial como una especie de herramienta para anclar las ramas de las diferentes especies de árboles. Lo importante a efectos de este trabajo son los valores registrados en las ramas y, en esta parte los valores registrados en las aceleraciones resultantes de las ramas sí muestran un gran grado de similitud con otros trabajos: 40-120 ms<sup>-2</sup> a 15-20 Hz en pistacheros (Homayouni et al., 2022); 121-430 ms<sup>-2</sup> a 15 Hz en naranjos (Torregrosa et al., 2010); 80-100 ms<sup>-2</sup> a 17 Hz en olivos (Sola-Guirado, Bernardi, et al., 2018). En todos estos casos, la transmisibilidad de la aceleración presenta valores similares a los mostrados en la Figura 22. Observamos que el mayor grado de transmisibilidad se dio en el caso de los cítricos, lo que coincide con los resultados reportados por (Castro-García et al., 2020). Los valores de transmisibilidad más bajos se obtuvieron en el caso del almendro, lo que coincide con lo estudiado en el caso del pistacho (Ma et al., 2022), otro fruto seco similar. En el caso de las ramas de olivo, el factor de amplificación es cercano al 100 %, coincidiendo con el comportamiento que presentan en campo (Sola-Guirado, Bernardi, et al., 2018). Hay que tener en cuenta que las uniones reales de ramas con árboles son más complejas que las mostradas en este trabajo debido a la variabilidad de las propiedades biomecánicas de todo el conjunto (Théckès et

al., 2015). En la Figura 22 se observa que para una misma vibración de entrada (frecuencia, excentricidad, masa, tiempo), se obtienen diferentes valores de transmisibilidad en función del tipo de rama (con geometría y masa similares). Esto indica que cada tipo de rama tiene una estructura y propiedades diferentes, siendo probablemente la rigidez y el amortiguamiento las más relevantes (Sola-Guirado et al., 2022).

Para estudiar el efecto en la respuesta dinámica de la variación de estos parámetros mecánicos, futuros trabajos podrían dirigirse a configurar un banco de ensayos parametrizable, en el que las variables masa y rigidez del poste o incluso el amortiguamiento pudieran modificarse mediante el uso de cualquier otro sistema mecánico como muelles (Mofidian & Bardaweel, 2018).



# Capítulo 5

## Influencia del ángulo de rama en la vibración de un olivar intensivo mediante vibrador de troncos

---

\*Basado en: Sanchez-Cachinero, P; Aragón-Rodríguez, F; Tombesi, S; Sola-Guirado, R. (202X). Influence of branch angle on the vibration of an intensive olive orchard using a trunk shaker. (EN ESTADO DE REVISIÓN)



## 1. Introducción

La revisión de la literatura existente revela una abundancia de análisis de vibración en maquinaria de recolección. Sin embargo, se destaca un notable desconocimiento en relación con las variables estructurales de los árboles, como la cantidad de hojas/frutos, su disposición dentro del árbol, el grado de madurez de los frutos en función de la época de recolección, la temperatura ambiente y el tipo de poda aplicado. De manera particular, la variable del ángulo de rama cuenta con una información sumamente limitada, basada principalmente en estudios matemáticos, ensayos de laboratorio y modelos computacionales. La realización de un estudio experimental en este contexto se erige como un medio esencial para comprender el comportamiento real del ángulo de rama.

El propósito fundamental es determinar la influencia del ángulo de ramas de olivar ante la vibración generada por un vibrador de troncos mediante un análisis experimental. Para ello, se llevarán a cabo diversos ensayos de vibración con el objetivo de caracterizar la respuesta dinámica de diferentes ramas agrupados por su inclinación.

## 2. Materiales y métodos

### 2.1. Parcela de olivar

Los ensayos se realizaron en una plantación de olivar localizada en la finca experimental del Campus de Rabanales perteneciente a la Universidad de Córdoba, España (37°56'07.9" N; 4°42'58.9" W). La plantación posee 20 años y está compuesta por la variedad 'Hojiblanca' con árboles espaciados en 4 m con 8 m entre fila. El volumen medio de copa fue obtenido con un jalón y una cinta métrica siendo de 53,45 (SD = 12,33) m<sup>3</sup>. La cosecha se realizó en la segunda semana de noviembre de 2022, bajo la misma climatología, estado de madurez del fruto y hora del día (Figura 23).



*Figura 23. Parcela ensayada con vibrador de troncos.*

## 2.2. Vibrador de troncos

La recolección fue llevada a cabo por un vibrador orbital (Crispe, Ibros, Spain) que tenía una masa excéntrica de 60 kg y una excentricidad de 118 mm. La masa excéntrica está controlada por un motor de paletas rotativo (VM4D-128, Veljan, Hyderabad, India). A su vez dicho motor es accionado por una bomba de pistones de caudal variable de 100 cm<sup>3</sup> (A10V100 EK, Rexroth, Lohr am Main, Germany) con un caudal teórico de 200 l min<sup>-1</sup> a 2000 rpm. Esta bomba es accionada por la toma de fuerza de un tractor (6420, John Deere, IL, USA) a una velocidad de trabajo de 540 rpm cuando el régimen del motor del tractor se fijó en 2200 rpm. El cabezal vibrador está suspendido en el extremo del bastidor con silent-blocks y cadenas metálicas. A parte del movimiento de vibración, posee un movimiento de apertura y cierre de la pinza, el cual puede regularse para modificar el paralelismo de las pinzas. No obstante, para este estudio se ha mantenido fijo. Con el fin de tener mayor flexibilidad en el agarre y posicionamiento, el tractor incorpora un movimiento giratorio completo del cabezal. Las pinzas poseían unos tacos de goma de dureza 55 SH, cuyo fin es proteger al árbol de posibles descortezados. Para la realización del estudio se estableció en el motor de paletas rotativo un anillo de 102 cm<sup>3</sup> el cual generaba una frecuencia de 17 Hz.

## 2.3. Ensayos de campo

Se seleccionaron 80 árboles de manera aleatoria, evitando las filas limítrofes de la parcela y los árboles iniciales y finales de cada fila. Los árboles seleccionados disponían de buenas condiciones fisiológicas y sanitarias para su recolección, así como una carga adecuada de fruto ( $M = 35,3$  kg,  $SD = 12,3$ ). Se registró la aceleración en el tronco y en una de sus ramas principales simultáneamente para cada uno de los árboles seleccionados (Figura 24), haciendo un total de 80 ramas estudiadas. El registro de la vibración se llevó a cabo con 2 triaxial MEMS acelerómetros (Gulf Coast Data Concepts LLC, X200-4, Waveland, MS). La posición de cada sensor, tanto del tronco como de la rama, y los diámetros del tronco y de la rama donde estaba situado cada sensor se midieron con una cinta métrica y un calibre. Además, se midió el ángulo de la rama con respecto a la horizontal del árbol, paralela al suelo y utilizando un transportador. Se consideraron tres grupos de ángulos para el estudio, que incluían ramas horizontales de 0° a 30°, ramas inclinadas de 30° a 60° y ramas verticales de 60° a 90°. Las ramas seleccionadas tenían características morfológicas similares, con el objetivo de situar el sensor en longitudes y diámetros similares para cada árbol (Tabla 6). La posición del par sensor tronco-rama y los diámetros de los sensores tronco-rama fueron similares para los distintos grupos de ángulos, sin diferencias significativas entre ellos (ANOVA,  $p > 0,05$ ; Kruskal-Wallis,  $p > 0,05$ ).

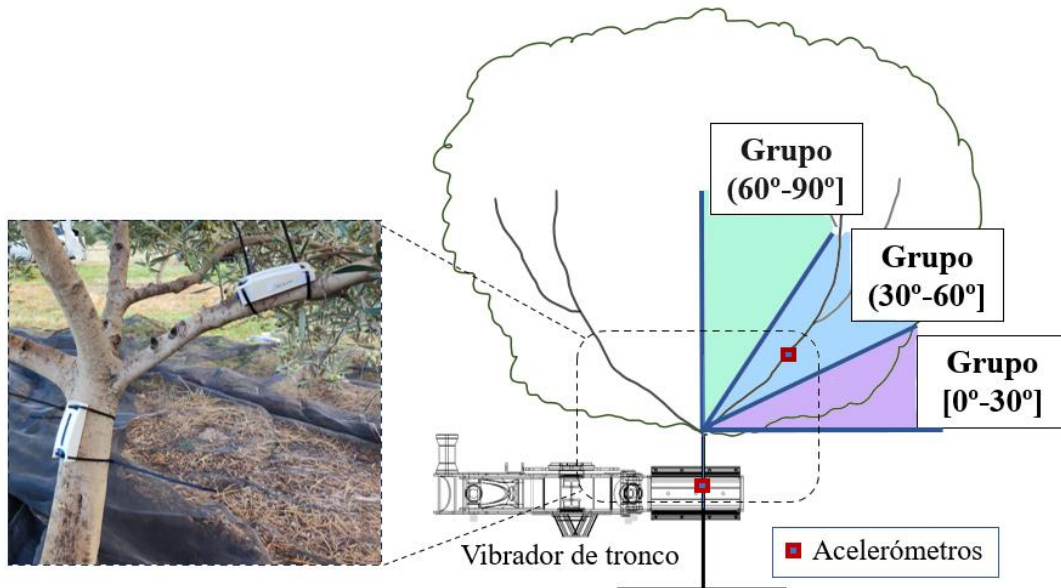


Figura 24. Posición real (izq.) y esquema (dcha.) de los sensores de aceleración en el árbol.

Tabla 6. Características geométricas de la posición del acelerómetro.

	Grupo de inclinación de rama		
	0° - 30°	30° - 60°	60° - 90°
Altura de tronco (m)	0,73 (0,14)	0,70 (0,14)	0,75 (0,17)
Diámetro de tronco (m)	0,13 (0,03)	0,13 (0,02)	0,12 (0,03)
Longitud de rama (m)	0,48 (0,14)	0,48 (0,13)	0,45 (0,13)
Diámetro de rama (m)	0,06 (0,02)	0,07 (0,03)	0,06 (0,02)

<sup>1</sup> Valores medios (desviación típica)

#### 2.4. Análisis de vibración

Se seleccionaron 5 segundos del periodo estable para el análisis de las señales de vibración utilizando el software libre R (R Core Team versión 4.1.0, Viena, Austria), estudiando los siguientes parámetros:

- Aceleración RMS ( $A_{RMS}$ ) ( $m\ s^{-2}$ ): aceleración cuadrática media RMS (suma vectorial) en los tres ejes (x, y, z) de los acelerómetros en el dominio temporal durante el tiempo de vibración.

$$A_{RMS} = \sqrt{A_{RMS_x}^2 + A_{RMS_y}^2 + A_{RMS_z}^2}$$

- Transmisibilidad de la aceleración ( $A_{TRANS}$ ) (%): ratio, en porcentaje, entre los  $A_{RMS}$  de diferentes puntos de muestreo medidos en árboles a lo largo de cada trayectoria: Tronco-Rama.

$$A_{TRANS} = \frac{A_{RMS_{rama}}}{A_{RMS_{tronco}}} \cdot 100$$



- Ratio energía cinética ( $R_{EC}$ ): Ratio de la energía cinética de entrada frente a energía cinética en la salida a lo largo del árbol. Este término tiene en cuenta el valor de la masa asociada en los puntos seleccionados, suponiendo que la densidad de masas fuera uniforme ( $\rho_{madera}$ ) y que las secciones poseen un área circular sin ninguna irregularidad ( $A=\pi r^2$ ) (Du et al., 2012).

$$R_{KE} = \frac{E_{rama}}{E_{tronco}} = \frac{\frac{1}{2} * m_{rama} * v_{rama}^2}{\frac{1}{2} * m_{tronco} * v_{tronco}^2} = \left( \frac{\emptyset_{rama} * V_{rama}}{\emptyset_{tronco} * V_{tronco}} \right)^2$$

- Frecuencia (Hz): número de ciclos por segundo. Para su análisis se utilizó windowed scalograms, estos aportan una información análoga a la transformada de Fourier, no obstante, a diferencia de la transformada de Fourier donde el dominio temporal se pierde, permiten encontrar la componente de frecuencia en un dominio temporal. Para cada escala y tiempo central, se define como el cuadrado de la integral del módulo cuadrado de la transformada de onda con respecto a la variable temporal t.

$$WS_{windowrad}(tc, s) = \left( \int_{tc-windowrad}^{tc+windowrad} |Wf(t, s)|^2 dt \right)^{1/2}$$

- Tiempo de vibración (s): tiempo transcurrido desde el inicio del periodo transitorio inicial (arranque de la masa excéntrica) hasta el periodo transitorio final (parada de la masa excéntrica).

## 2.5. Análisis estadístico

En el análisis de los resultados se han utilizado métodos paramétricos y no paramétricos, en función de la naturaleza de las variables estudiadas. En cada caso se indica la prueba realizada. El programa informático utilizado para el análisis estadístico fue IBM SPSS Statistics 25 (IBM Corporation; SPSS Statistics 25, New York, USA).

## 3. Resultados

Las aceleraciones registradas mostraron tiempos de vibración medios de 8,5 s (SD = 1,6), con un periodo transitorio inicial de 1,5-2 s y un periodo transitorio final de 0,5-0,7 s (Figura 25 izq.). La frecuencia analizada obtuvo un valor medio de 16,3 Hz (SD = 0,83) cercano al valor establecido de 17 Hz, con una pequeña disminución de la frecuencia. La frecuencia aumentó en el periodo transitorio inicial, mientras que el periodo transitorio final fue más corto, corroborando la señal de aceleración frente al tiempo. En los escalogramas con ventanas, se observaron valores de amplitud bajos en las frecuencias más altas asociadas a los diferentes armónicos (Figura 25 dcha.).

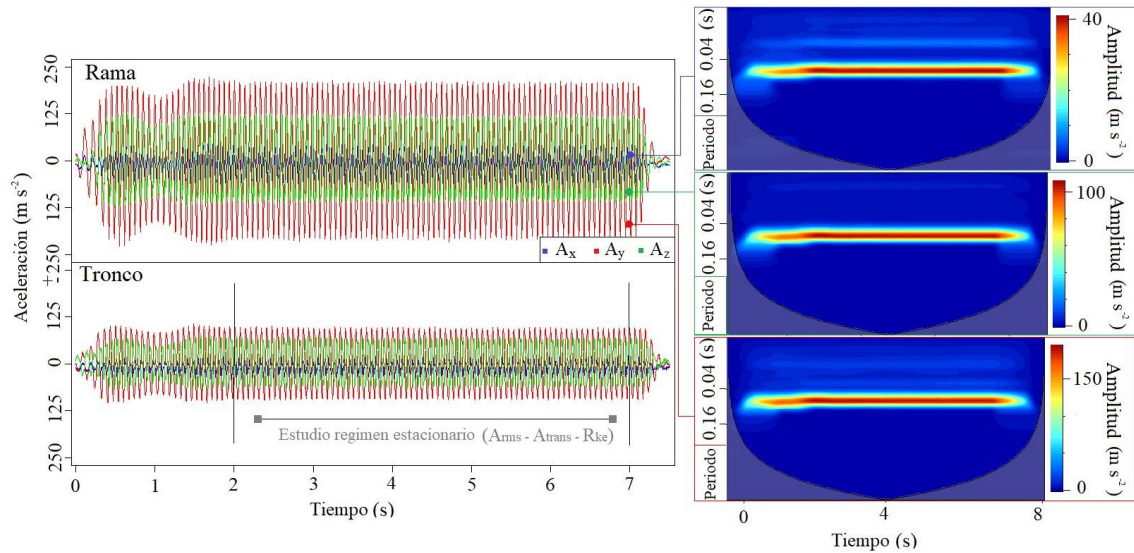


Figura 25. Señales de aceleración en el dominio del tiempo para la rama y el tronco en los tres ejes (izq.) y los windowed scalograms correspondientes a los tres ejes de la rama (dcha.)

La  $A_{RMS}$  media en el dominio temporal fue de  $116,8 \text{ m s}^{-2}$  ( $SD = 19,2$ ) y  $162,9 \text{ ms}^{-2}$  ( $SD = 32,8$ ) en el tronco y en la rama, respectivamente, produciéndose un incremento medio del 39,5% de la  $A_{RMS}$  de la rama con respecto al tronco. No hubo diferencias en la frecuencia aplicada al tronco (Kruskal-Wallis,  $p > 0,05$ ), por lo tanto, habiendo establecido una excentricidad que define la amplitud de la vibración, el  $A_{RMS}$  del tronco tampoco mostró diferencias (ANOVA,  $p > 0,05$ ). Esto indica que los grupos de ángulos de rama no se vieron influidos por estas variables. Se verificó que los registros obtenidos se presentan en un patrón coherente, con una relación proporcional entre el diámetro del tronco y el diámetro de las ramas. Mientras que los registros obtenidos para la longitud de rama del sensor frente al diámetro de rama muestran una correlación inversa (Pearson ( $r$ ): X,  $p < 0,05$ ), la relación entre el diámetro de las ramas y el diámetro del tronco no se vio influida por estas variables.

Tabla 7. Variables estudiadas conforme el ángulo de rama.

	Grupo ángulo de rama		
	0° - 30°	30° - 60°	60° - 90°
Frecuencia (Hz)	16,25 (0,83) a	16,51 (0,84) a	16,26 (0,82) a
$A_{RMS}$ Tronco ( $\text{ms}^{-2}$ )	110,14 (18,01) a	116,43 (18,11) a	120,90 (19,66) a
$A_{RMS}$ Rama ( $\text{ms}^{-2}$ )	149,82 (24,41) a	174,98 (33,79) b	153,84 (32,00) ab
$A_{TRANS}$ (%)	137,24 (18,58) ab	145,82 (22,43) a	131,95 (16,23) b

<sup>1</sup> Valores medios (desviación típica)

<sup>2</sup> Las diferencias entre letras de la misma fila indican diferencias significativas (ANOVA,  $p < 0,05$ , prueba t de Student por pares post hoc con corrección de Holm,  $p < 0,05$ ; Kruskal-Wallis,  $p < 0,05$ , prueba U de Mann-Whitney post hoc con ajuste de Holm,  $p < 0,05$ ).

El grupo de ángulos de 30-60° presentó valores significativamente (ANOVA,  $p < 0,05$ ; prueba t de Student por pares post hoc con corrección de Holm,  $p < 0,05$ ) más altos (+16,8%) de  $A_{RMS}$  (M

= 175,0 ms<sup>-2</sup>, SE = 5,55) que el grupo de 0-30° (M = 149,8 ms<sup>-2</sup>, SE = 4,98) (Figura 26). La A<sub>RMS</sub> media del grupo de 60-90° (M = 153,8 ms<sup>-2</sup>, SE = 7,34), se situó entre los otros dos grupos sin diferencias significativas (ANOVA, p < 0,05; prueba t de Student por pares post hoc con corrección de Holm, p > 0,05). El grupo 0-30° fue el más compacto, con la menor variabilidad (CV = 16,3%), en comparación con el resto de los grupos, que presentaron mayor variabilidad con valores similares entre ellos (CV = 19,3% y 20,8%, respectivamente).

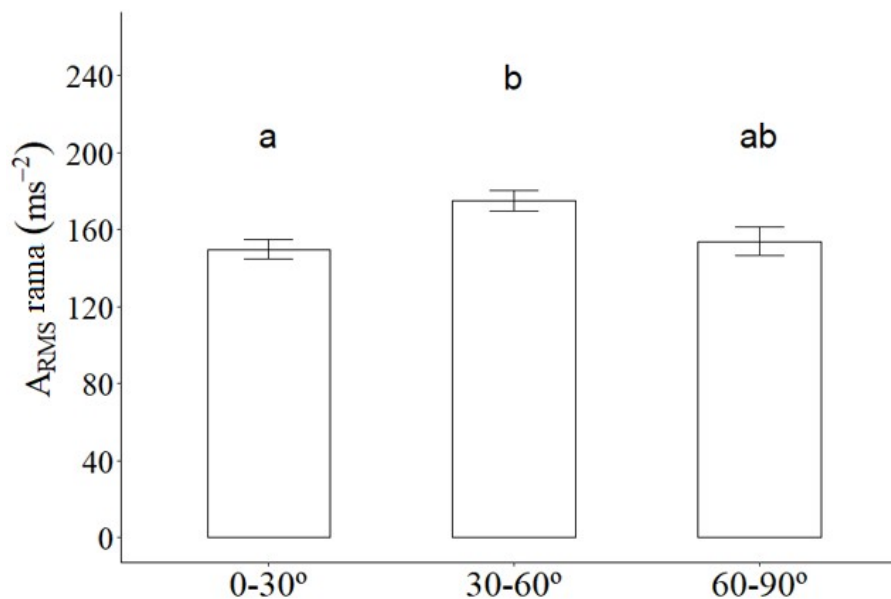
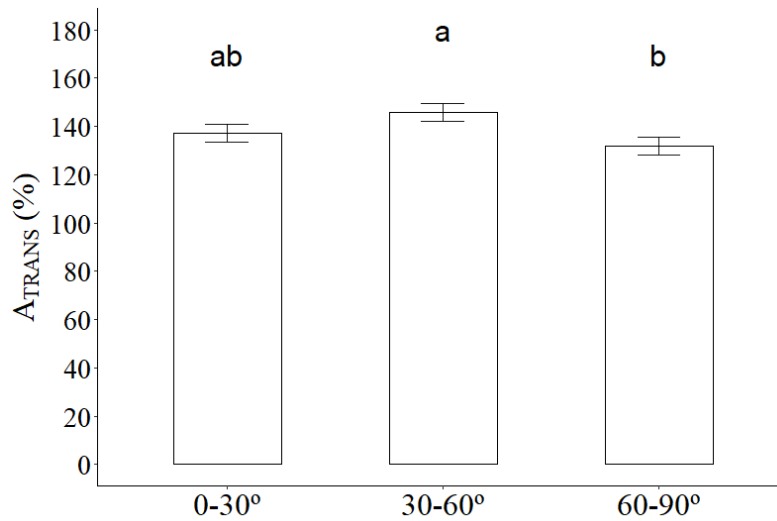


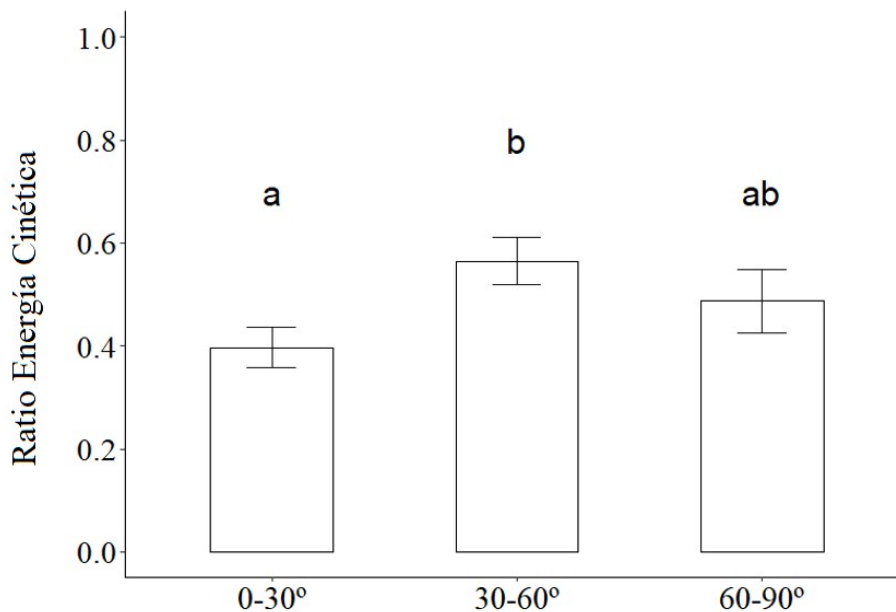
Figura 26. Aceleración RMS rama según el grupo de ángulos (medias y error típico). Las diferencias entre letras indican diferencias significativas (ANOVA, p < 0,05; prueba t de Student por pares post hoc con corrección de Holm, p < 0,05).

La distribución de la transmisibilidad de aceleración respecto al ángulo de la rama puede verse en la Figura 27. El rango de los valores transmisibilidad de aceleración (A<sub>TRANS</sub>) fue de entre 107,8 y 174,9%, por lo que en todos los casos se produjo una amplificación de la aceleración producida en el tronco hasta la rama. La máxima amplificación se produjo en el grupo de ángulos de la rama de 30-60° (M = 145,8%, SE = 3,68) y la mínima en el grupo de 60-90° (M = 132,0%, SE = 3,71), con diferencias significativas entre ambos (Kruskal-Wallis, p < 0,05, prueba U de Mann-Whitney post-hoc con ajuste de Holm, p < 0,05), siendo esta diferencia de un valor medio del 13,8%. El grupo de ángulos de 0-30° se situó con valores intermedios con respecto al resto de grupos (M = 137,2%, SE = 3,83), sin diferencias significativas con ellos (Kruskal-Wallis, p < 0,05, prueba U de Mann-Whitney post-hoc con ajuste de Holm, p > 0,05). Aunque el grupo de 30-60° fue el que presentó valores más elevados, también mostró mayor variabilidad (CV = 15,4%) y amplitud (107,8-174,9%) que el grupo de 0-30° y 60-90°, los cuales obtuvieron valores similares en cuanto a su variabilidad (CV = 13,6% y 12,3%, respectivamente).



**Figura 27.** Transmisibilidad de la aceleración según el grupo de ángulos de ramificación (medias y error típico). Las diferencias entre letras indican diferencias significativas (Kruskal-Wallis,  $p < 0,05$ , prueba U de Mann-Whitney post-hoc con ajuste de Holm,  $p < 0,05$ ).

El grupo de ángulo 30-60° presentó los valores más altos de  $R_{EC}$  ( $M = 0,565$ ,  $SE = 0,046$ ) con diferencias significativas entre el grupo 0-30° ( $M = 0,396$ ,  $SE = 0,040$ ) (+42,7%) (Kruskal-Wallis,  $p < 0,05$ , prueba U post-hoc de Mann-Whitney con ajuste de Holm,  $p < 0,05$ ), mientras que el grupo 60-90° ( $M = 0,487$ ,  $SE = 0,061$ ) no mostró diferencias con el resto de los grupos (Kruskal-Wallis,  $p < 0,05$ , prueba U de Mann-Whitney post-hoc con ajuste de Holm,  $p > 0,05$ ) (Figura 28). Los resultados de la  $R_{EC}$  muestran una división similar a los obtenidos para la aceleración de ramas.



**Figura 28.** Ratio energía cinética en los tres grupos de ángulos propuestos (medias y error típico). Las diferencias entre letras indican diferencias significativas (ANOVA,  $p < 0,05$ ; prueba t de Student por pares post hoc con corrección de Holm,  $p < 0,05$ ).

#### 4. Discusión

Se han reportado valores de aceleración resultante en olivar de 70-100  $\text{ms}^{-2}$  en el tronco, empleando frecuencias de entre 24 y 27 Hz, con periodos de vibración de 5-7 segundos (Leone et al., 2015). Estos valores son ligeramente inferiores a los obtenidos en este estudio, sin embargo, los árboles tenían mayor envergadura y volumen de copa, por lo que esto podría haber incrementado el amortiguamiento de la vibración. Otros autores reportan valores de transmisibilidad de aceleración en olivar de 130-170%, dependiendo de si la ubicación del segundo punto se encontraba en la cruz o rama del árbol, para 21 Hz y 117-160% para frecuencias de 15,5 Hz (Sola-Guirado et al., 2023), los cuales se sitúan en el rango del presente estudio. Si se compara la transmisibilidad media entre tronco y rama reportada por un sacudidor de copa para olivar, este recoge valores superiores a los de un vibrador de troncos con valores de 196% para 3.5 Hz y 240% para 7 Hz, dado que la respuesta dinámica registrada en el tronco resulta mínima comparada con la registrada en la rama. Esto es debido a la rápida amortiguación de los impactos generados por el sacudidor de copa (Sola-Guirado et al., 2023). En los cítricos, se han observado aceleraciones de 61-177  $\text{ms}^{-2}$  en troncos y 121-430  $\text{ms}^{-2}$  en ramas, dependiendo de su ubicación y morfología de estas, para frecuencias 14,4-22,6 Hz, obteniendo una amplificación de la aceleración media del 88% (Torregrosa et al., 2010). Este valor de transmisibilidad de aceleración es un poco más del doble del valor medio obtenido en este estudio (39,5%) y, aunque hay muchos factores que intervienen, como la masa y la rigidez de la madera, la posición en la rama con respecto al punto de aplicación de la vibración es un factor clave. Homayouni et al. (2022) han demostrado que la posición del acelerómetro en la rama supone una mayor amplitud de onda a medida va acercándose al extremo de la esta, además, esto se favorece debido a que el diámetro de la rama va disminuyendo, facilitando el incremento de la respuesta dinámica (Sola-Guirado et al., 2019). Mientras que en otros cultivos, como los fruto se secos, se han registrado valores en ramas de pistacho de 40-120  $\text{ms}^{-2}$  a frecuencias de 15-20 Hz (Homayouni et al., 2022) y en ramas de pino piñonero valores de 51,2-78,4  $\text{ms}^{-2}$  para frecuencias de 16-19 Hz con tiempos de vibración de 6 segundos (S. Castro-García et al., 2012).

Los resultados en términos de ratio de energía cinética relativa reportan valores similares a los obtenidos recolección de pistacho mediante vibrador de troncos (0,2-1,2) dependiendo de las posiciones estudiadas y los patrones de vibración seleccionados (Ma et al., 2022), esta variable se encuentra ligada a la relación de diámetros de los puntos seleccionados, por lo tanto, los valores pueden verse ciertamente aumentados si estos presentan magnitudes similares (Du et al., 2012). Por otro lado, se ha observado en olivar, a través de simulaciones y empleando un análisis modal, que el rango óptimo de frecuencia de vibrado para la recolección se sitúa entre los 18,7-29,0 Hz (Niu et al., 2022). No obstante, en estudios experimentales se ha comprobado que frecuencias cercanas a los 1020  $\text{ciclos min}^{-1}$  (17 Hz) con amplitudes altas, en torno a los 100 mm, muy

similares a las condiciones del estudio, producen elevados niveles de desprendimiento del fruto (~80%) cuando se emplean vibradores de troncos (Ferguson et al., 2010). Estos parámetros son similares a los obtenidos por Homayouni et al. (2022) en pistachos, con amplitudes y frecuencias parecidas, los cuales emplean escalogramas para el análisis de la vibración.

El ángulo de la rama influyó en la aceleración que se produjo en esta y, por tanto, también afectó a la transmisión de la vibración, siendo los ángulos de entre 30-60° los que obtuvieron valores más elevados en este trabajo. (Tous, 2011) y (Lavee, 2010) indican que la recolección con vibrador de troncos se mejora con olivos rectos y con 2 o 3 ramas principales con ángulos de inserción estrechos. Otros autores han determinado que las ramas horizontales no transmiten la aceleración tan bien como las que poseen un cierto ángulo, las cuales transmiten las vibraciones con más eficacia, estando ese ángulo comprendido entre los 35-40° en el caso del olivo (Nasini & Proietti, 2014). Los resultados obtenidos en estos trabajos están próximos a los hallados en este estudio. Asimismo, se debe tener en cuenta que los árboles de estudio proporcionaban ramas con diferentes cambios de dirección e irregularidades en su madera, factores que afectan a los términos de masas, rigidez y amortiguamiento de la estructura del árbol y, por lo tanto, afectan a su respuesta dinámica. Además, hay otros cultivos en los que se ha evaluado la función que desempeña el ángulo de la rama en el comportamiento vibratorio. En manzana se ha observado que el ángulo de crecimiento de la rama del árbol es un factor importante que afecta al comportamiento dinámico (Bu et al., 2021). En almendra, se ha determinado que es importante para el uso de vibradores de tronco que el ángulo de ramificación no fuese superior a 45°, debiendo ser las ramas erguidas y relativamente rígidas (Carbó & Connell, 2017). Otros autores han cuantificado la distribución y disipación de la respuesta vibratoria aplicada a rama de cerezo, en la cual la vibración registrada se amplificó en ramas con ángulos agudos entre nudos y en las ramas laterales de menor longitud (Du et al., 2012). Xiaoqiang et al. (2015) reportaron que ramas rectas y mayor ángulo facilitan la transmisión de la vibración en nogal chino. El ángulo de la rama no sólo afecta a la respuesta dinámica del árbol, sino que influye en otros factores, como la cobertura de la copa, teniendo un impacto significativo en la interceptación de la luz (L. Tang et al., 2019).

La poda influye en diferentes aspectos productivos y de manejo de un cultivo. En manzana se han formado plantaciones con de ángulos de la rama de 5° con respecto a la horizontal del suelo para facilitar el trabajo de un robot recolector (Bloch et al., 2018). En cerezas se ha diseñado la plantación con un ángulo de 55° respecto a la horizontal del suelo para su recolección mediante vibrador de mano (Zhou et al., 2014). En el caso del olivo el momento y el tipo de poda pueden afectar al crecimiento vegetativo y rendimiento de los árboles en olivares de alta densidad (A. Dias et al., 2022; Lodolini et al., 2023). También influye en la forma y estructura del árbol (António Bento. Dias et al., 2020), siendo un elemento fundamental para su adaptabilidad a la

maquinaria, con el fin de obtener una recolección eficiente (Castillo-Ruiz et al., 2017). Diversos autores optan por ramas ciertamente jóvenes y con mayor flexibilidad dado que se adaptan mejor a la recolección de olivar mediante cosechadoras cabalgantes (Lodolini et al., 2018; S. Tombesi & Farinelli, 2014). Para mejorar la transmisión de la aceleración cuando se emplean vibradores de tronco se debe realizar una formación del árbol de tipo vaso, con centro abierto, con ramas principales con pocas bifurcaciones y cortas, evitando las ramas pendulares (Nasini & Proietti, 2014). La copa no debe ser densa y cerrada y debe abrirse mediante la poda para evitar la disminución de la transmisión de la aceleración hacia la rama y, posteriormente, al fruto (Connor et al., 2014). Esta poda tiene que realizarse anualmente y de forma suave (Tous, 2011). Además, debería facilitar que el ángulo de la rama se encontrase en el rango adecuado, de tal forma que incrementase la respuesta dinámica generada por el vibrador de troncos, haciendo más efectiva la recolección mecanizada.

## Capítulo 6

# Vibración simultánea de tronco y ramas en una cosechadora cabalgante para olivar





## 1. Introducción

En el contexto actual, la recolección mecanizada en el cultivo de olivar se basa principalmente en la utilización de vibradores de tronco suspendidos en un tractor o vehículo tipo “buggie”. En su aplicación en campo, es habitual que la vibración sea complementada un vareo manual con peines y/o varas con el fin de mejorar la eficiencia de la recolección. Por otra parte, el concepto de cosechadora integral está siendo cada vez más necesario para mejorar el rendimiento y competitividad de la operación de recolección. No existen soluciones comerciales que coloquen un vibrador en una cosechadora ni que apliquen un vareo simultáneo.

El propósito fundamental de este capítulo es establecer un nuevo enfoque para la recolección en cultivos intensivos de olivar, mediante la utilización conjunta de un vibrador de tronco y un sacudidor de copa que operen de manera simultánea, integradas en una cosechadora cabalgante. Como el concepto es nuevo, no se conoce cuál es la configuración más adecuada para la vibración y para la sacudida, por lo que se ensayarán a cabo diferentes configuraciones de estos sistemas y se recopilarán datos sobre la eficiencia de la recolección y los daños al árbol, de cara a caracterizar y determinar el patrón óptimo de vibración.

## 2. Materiales y métodos

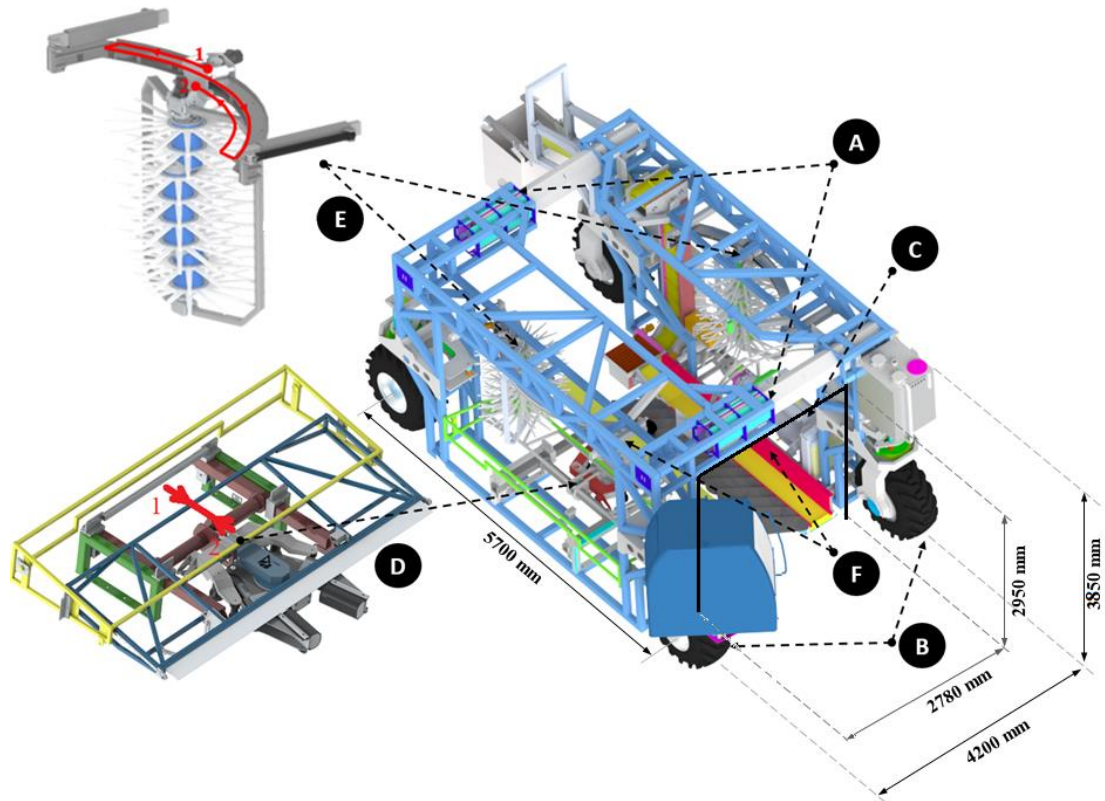
### 2.1. Prototipo de cosechadora desarrollada

Se ha desarrollado un prototipo de cosechadora cabalgante con la empresa Metalúrgica San José Artesano SCA y la Universidad de Córdoba en el marco del proyecto de Contratación Pública Precomercial (CPP), Innolivar, basado en el concepto de vibración y sacudida simultáneas. En concreto, la máquina (Figura 29) consta de las siguientes partes:

- A. Un chasis telescópico que permite ampliar el recorrido de la máquina y albergar todos los componentes de la misma. Sobre el chasis se ensambla una cabina giratoria que proporciona al conductor maniobrabilidad para la aproximación y posicionamiento a los árboles.
- B. Cuatro ruedas motrices y direccionales de giro de 180° que pueden trabajar en paralelo para conseguir movimientos laterales o transversales y reducir el radio de giro necesario en los extremos de las filas de árboles.
- C. Un sistema de propulsión hidrostático accionado por un motor de combustión de 6 cilindros y 160 CV con varias bombas en tándem que alimentan todos los sistemas de potencia de la máquina.
- D. Un vibrador de tronco con una masa de 49 kg y una excentricidad de 80 mm. La sujeción del vibrador tiene un diseño modificado con novedosas sujeciones laterales para darle

una altura mínima y garantizar el agarre del tronco en la posición más baja posible. Una vez que el operario coloca la máquina cerca del árbol, el vibrador de troncos agarra y suelta automáticamente el tronco mediante un sistema de visión controlado por ordenador (posiciones 1 y 2 de la Figura 29).

- E. Dos sacudidores de copa con una configuración de tres ejes excéntricos de 40 mm y un desfase de 120° entre ellos. En cada eje están montados tambores con varillas poliméricas que pueden girar libremente y adaptarse al árbol a medida que avanza la máquina. Los tambores se sitúan en la posición 1 (Figura 29) cuando la máquina avanza de un árbol al siguiente, y una vez que el tronco se encuentra en una posición central, la máquina agarra el tronco y los sacudidores de la copa realizan un movimiento de barrido desde la posición central de la guía hacia un lado y luego hacia el otro, finalizando el barrido de nuevo en la posición inicial, mientras se produce la vibración del tronco (trayectoria 1-2 en Figura 29).
- F. Hay un sistema de interceptación a cada lado de la máquina. El sistema de interceptación que está en el lado del vibrador de troncos está conectado al movimiento de avance y retroceso del vibrador de troncos y el otro está fijado a la máquina, de tal forma que permanecen abiertos durante el tránsito entre árboles y producen un buen sellado cuando la máquina agarra el tronco. Estas superficies vuelcan la fruta sobre varias cintas transportadoras que la trasladan a la parte trasera de la máquina, donde hay un sistema de limpieza para cualquier daño por desprendimiento causado por la máquina, y posteriormente transportan la fruta hacia arriba, hacia una gran saca colgada en la parte trasera.



**Figura 29.** Representación de la cosechadora y sus partes principales: chasis (A), ruedas (B), sistema de propulsión (C), vibrador de tronco (D), sacudidores de copa (E) y sistema de captura (F). Las flechas rojas indican el movimiento del tronco y de los sacudidores de copa entre sus posiciones 1 y 2. Las medidas indicadas son las máximas. La altura y la anchura de la máquina pueden reducirse a 3,48 y 2,5 m, respectivamente.

## 2.2. Parcela de olivar para ensayos

Los ensayos de recolección se realizaron en un olivar intensivo "Picual", de 40 años, situado en Baena, Córdoba, España, durante los meses de noviembre y diciembre de 2021 (Figura 30). La distancia entre árboles era de 8x4 m. A pesar de las buenas condiciones fisiológicas y sanitarias de la plantación, el olivar no estaba adaptado a los sistemas de recolección de la cosechadora propuesta, sino a un sistema con uso exclusivo de vibración de tronco. El tamaño de los árboles se midió manualmente utilizando el sistema métrico decimal y un jalón de medición. Se tomaron al azar veinte frutos de cada árbol. Se desprendieron con un dinamómetro (Correx, Haag-Streit, Suiza), se pesaron con balanza y se analizó a simple vista su índice de madurez (índice de Jaén). La Tabla 8 muestra los principales datos de los árboles y frutos recolectados.



Figura 30. Prototipo trabajando en olivar de intensivo.

Tabla 8. Parámetros de olivar y fruto recolectado.

Parámetros	Media	Desviación estándar
Altura árbol (m)	3,9	0,2
Altura bajera (m)	0,6	0,1
Ancho de copa largo (m)	4,1	0,3
Ancho de copa corto (m)	3,6	0,3
Rendimiento del árbol (kg)	28,3	8,1
Fuerza de retención del fruto (N)	4,6	0,50
Masa fruta fresca (g)	3,4	1,0
Índice de madurez (Jaen index)	2,8	0,8

### 2.3. Ensayos de campo realizados

Las pruebas de recolección se realizaron utilizando el procedimiento habitual de trabajo de la cosechadora, con varias configuraciones a diferentes frecuencias de vibración generadas por el vibrador del tronco y de copa (Tabla 9). Para establecer las frecuencias, se ajustó previamente el caudal hidráulico necesario para los sistemas de desprendimiento con mediciones realizadas mediante un caudalímetro instalado en cada sistema. El ajuste de la frecuencia de la máquina se realizó de acuerdo con los estudios científicos sobre el uso de los vibradores de tronco y copa utilizados en olivar de forma independiente. Por un lado, las frecuencias de vibración de los sistemas de vibrador de tronco en olivar intensivo en función de su primer modo de vibración suelen estar en torno a 21 Hz (Sergio Castro-García et al., 2008) o incluso superiores, hasta 25 Hz (Blanco-Roldán et al., 2009). Por otro lado, las frecuencias de los sacudidores de copa suelen alcanzar alrededor de 7,2-7,8 Hz (Pérez-Ruiz et al., 2018; Sola-Guirado et al., 2019). Por estos

motivos, se establecieron los umbrales de 21,4 Hz y 7,6 Hz para el vibrador de tronco y los sacudidores de copa, respectivamente, como las configuraciones de alta frecuencia (VT<sub>AF</sub> y SC<sub>AF</sub>). Partiendo de la hipótesis de que el uso combinado aumentaría eficiencia de recolección y requeriría una frecuencia de vibración menor para no aumentar los daños que pudieran producirse en el árbol. En casos más alejados de la literatura, (Bentaher et al., 2013; Niu et al., 2022) estudiaron el uso de vibradores de tronco con frecuencias inferiores a 16 Hz, así como (Castro-García et al., 2009; Sola-Guirado et al., 2016) estudiaron el uso de sacudidores de copa con frecuencias cercanas 4 Hz. Estableciendo estos valores como límites, la configuración baja de frecuencias en la máquina se fijó en 15,4 Hz y 3,6 Hz, respectivamente (VT<sub>BF</sub> y SC<sub>BF</sub>).

**Tabla 9.** Tratamiento utilizado en los ensayos de campo basadas en las diferentes frecuencias de vibración que se fijaron en cada sistema.

Configuración cosechadora*	Vibrador de troncos (VT)		Sacudidor de copa (SC)	
	Frecuencia (Hz)	Tiempo (s)	Frecuencia (Hz)	Tiempo (s)
VT <sub>AF</sub> -SC <sub>AF</sub>	Alta: 21.4	5+2*+5	Alta: 7.6	12**
VT <sub>AF</sub> -SC <sub>BF</sub>	Alta: 21.4	5+2*+5	Baja: 3.6	12**
VT <sub>AF</sub> -SC <sub>OFF</sub>	Alta: 21.4	5+2*+5	-	0
VT <sub>AB</sub> -SC <sub>AF</sub>	Baja: 15.4	5+2*+5	Alta: 7.6	12**
VT <sub>AB</sub> -SC <sub>BF</sub>	Baja: 15.4	5+2*+5	Baja: 3.6	12**
VT <sub>AB</sub> -SC <sub>OFF</sub>	Baja: 15.4	5+2*+5	-	0
VT <sub>OFF</sub> -SC <sub>AF</sub>	-	0	Alta: 7.6	12**
VT <sub>OFF</sub> -SC <sub>BF</sub>	-	0	Baja: 3.6	12**

\*AF: Alta Frecuencia; B: Baja Frecuencia; OFF: sin frecuencia.

\*\* arco de barrido de ida y vuelta.

Se realizaron un total de nueve pruebas de recolección para cada una de las ocho configuraciones de cosechadora mostradas. Al final de cada prueba, se pesó la fruta recolectada por la máquina en su sistema de almacenamiento, la fruta que cayó al suelo y la fruta que permaneció en los árboles, que se recolectó manualmente. También se cuantificó y pesó la cantidad y el peso de los daños causados por la máquina en hojas, ramitas y ramas. Los daños se clasificaron en tres niveles según el diámetro de las ramas (Sola-Guirado et al., 2016). También se contabilizó el número de ramas dañadas, pero no rotas. Los daños en el fruto no se tuvieron en cuenta para este estudio dado que el fruto desprendido se destinó exclusivamente a la producción de aceite. Los siguientes parámetros de daño son relevantes para juzgar el rendimiento del modelo de vibración propuesto (Pu et al., 2023).

- Eficiencia de recolección: porcentaje de fruta recolectada por la cosechadora

$$\text{Eficiencia de recolección (\%)} = \frac{\text{Fruta recolectada (kg)}}{\text{No desprendida} + \text{recolectada} + \text{desprendida al suelo (kg)}} 100$$

(Ec. 1.)

- Producción de daños: relación entre la masa de daños (ramas, tallos y hojas) y masa de la fruta (Ecuación 2)

$$\text{Producción de daños (\#)} = \frac{\text{daños (kg)}}{100 \text{ kg de fruta recolectada}}$$

(Ec. 2.)

- Índice de daños: número ponderado (Ecuación 3) según el diámetro de las ramas dañadas  $n_1$  ( $2 < \text{mm}$ ),  $n_2$  (entre 2 y 25 mm) y  $n_3$  ( $>25 \text{ mm}$ ).

$$\text{Índice de daños (nº ponderado)} = n_1 + 2n_2 + 3n_3$$

(Ec. 3)

- Ramas dañadas (no rotas): número de ramas con daños leves que resultan visualmente evidentes en la copa del árbol.

El patrón de vibración realizado en cada configuración se determinó mediante el análisis de la vibración registrada en distintos puntos del árbol. Para ello, se fijaron en cada árbol cinco acelerómetros triaxiales MEMS inalámbricos LLC X200-5 (Gulf Coast Data Concepts, Waveland, MS) con un rango de 200 g y una frecuencia de muestreo de 400 Hz, colocados como ilustra la Figura 31, para caracterizar dos trayectorias de vibración en el árbol. Para el análisis de vibraciones, varios autores fijaron el tronco como punto de estudio (Leone et al., 2015) y las ramas en posición de cruz y posición extrema (Sola-Guirado et al., 2019). Los acelerómetros colocados en el tronco (T) estaban a una distancia de  $0,50 \pm 0,01$  m del suelo en una sección de tronco de  $0,19 \pm 0,02$  m de diámetro. A una distancia de  $0,33 \pm 0,11$  m de la cruz, se colocaron otros dos acelerómetros (C', C'') con sección de rama de  $0,09 \pm 0,02$  m de diámetro. Por último, se colocaron otros dos acelerómetros a una distancia de  $0,75 \pm 0,13$  m de los anteriores en las ramas principales (R', R'') con una sección de rama de  $0,06 \pm 0,01$  m de diámetro. Los sensores no se colocaron en los extremos de las ramas, ya que los golpes directos con las varas del sacudidor de copa durante su movimiento podrían desubicarlos y provocar datos erróneos. Las señales de aceleración fueron sincronizadas y registradas en el espectro temporal por cada acelerómetro en cada ensayo para su posterior análisis. Cada señal se procesó mediante una transformada rápida de Fourier (FFT) de 0,4 Hz y así obtener su espectro en la frecuencia. Se calcularon los principales parámetros de la vibración (Christian Lalanne, 2014) para caracterizar el patrón de vibración generado en el árbol:

- Aceleración resultante ( $A_r$ ): aceleración cuadrática media (suma vectorial) en los tres ejes (x, y, z) de los acelerómetros en el dominio temporal durante el tiempo de vibración.



- Amplitud de aceleración ( $A_{RMS}$ ): aceleración cuadrática media en cada uno de los tres ejes de los acelerómetros en el dominio de la frecuencia para el período estable del vibrador de tronco y del sacudidor, es decir, para la frecuencia predominante.
- Transmisibilidad de la aceleración: ratio de aceleración, en porcentaje, entre los diferentes puntos de muestreo medidos en los árboles a lo largo de cada trayectoria (Tronco-Cruz, Tronco-Rama).
- Tiempo de vibración: tiempo de la rama seleccionada en vibración durante todo el proceso de recolección y tiempo considerando el trabajo simultáneo de sacudidor de tronco y copa.
- Aceleración pico ( $A_p$ ): aceleración máxima (número de picos, valores medios y valor máximo) registrada por encima de un intervalo de  $400 \text{ ms}^{-2}$  de la aceleración resultante (Sola-Guirado et al., 2019). Se ha establecido este intervalo ya que parece ser un límite razonable en relación con la aceleración RMS notificada por el vibrador de tronco aislado en la configuración  $VT_{AF} - SC_{OFF}$  (alrededor de  $285 \text{ ms}^{-2}$ ).



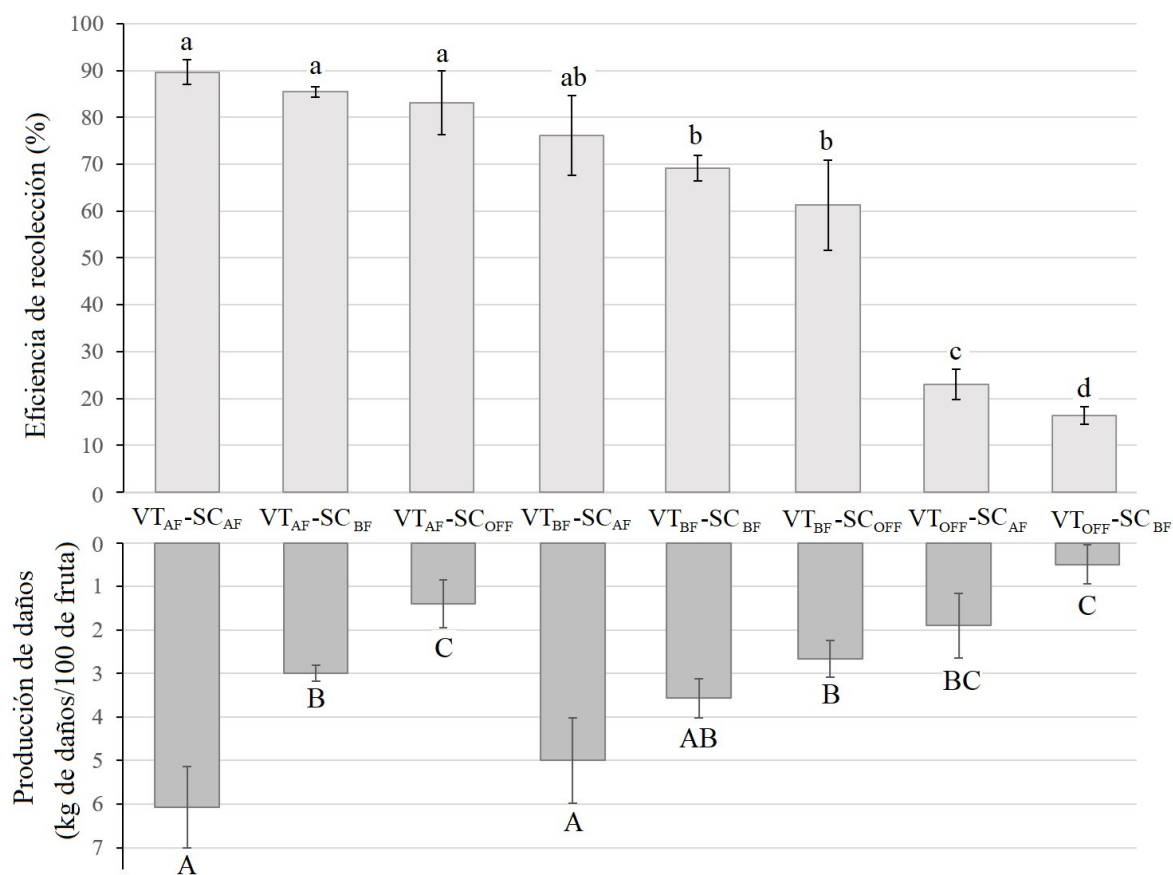
Figura 31. Acelerómetros colocados en el tronco (T), en la cruz (C, C'') y en las ramas (R', R'').

### 3. Resultados

La Figura 32 muestra las eficiencias de recolección que alcanzó la cosechadora según las distintas configuraciones ensayadas. En todos los casos hubo un porcentaje muy elevado de interceptación de los frutos desprendidos en la cosechadora, con menos del 1% de frutos desprendidos al suelo. Las configuraciones con alta vibración del tronco ( $VT_{AF}$ ) mostraron resultados de eficiencia de recolección significativamente superiores (prueba de Duncan,  $p < 0,05$ ) para casi todas las configuraciones en comparación con la baja vibración del tronco ( $VT_{BF}$ ). Las configuraciones en



las que el vibrador de tronco trabajaba solo ( $VT_{AF-SC_{OFF}}$  y  $VT_{BF-SC_{OFF}}$ ) registraron un aumento de la eficiencia de recolección cuando se añadieron los sistemas de sacudida lateral de copa, y este efecto fue más evidente cuando el vibrador de tronco trabajaba a baja frecuencia. En el caso de  $VT_{AF-SC_{OFF}}$  se produjo un aumento del 2,3% y del 6,5% cuando se incluyeron los sistemas de sacudida de copa a baja frecuencia ( $VT_{AF-SC_{BF}}$ ) y a alta frecuencia ( $VT_{AF-SC_{AF}}$ ), respectivamente, mientras que con ( $VT_{BF-SC_{OFF}}$ ) se produjo un aumento del 7,9% y del 14,9% al incluir la frecuencia baja ( $VT_{BF-SC_{BF}}$ ) y alta ( $VT_{BF-SC_{AF}}$ ), respectivamente. Sin embargo, el aumento de la eficiencia no fue la suma de la eficiencia de recolección de cada sistema por separado, sino fue menor. Se observó que la eficiencia de recolección de los sacudidores era significativamente diferente (prueba de Duncan,  $<0,05$ ) independientemente de las demás configuraciones, ya que era del 16,3% y del 23,1% para ( $VT_{OFF-SC_{BF}}$  y  $VT_{OFF-SC_{AF}}$ ), respectivamente, que también son significativamente diferentes entre sí.



**Figura 32.** Eficiencia de recolección y producción de daños de la cosechadora en su configuración según Tabla 9. Letras diferentes indican diferencias significativas entre las configuraciones de la máquina (prueba de Duncan,  $p<0,05$ ) para la eficacia de la cosecha (letras minúsculas) y la producción de residuos (letras mayúsculas).

Los daños producidos mostraron un aumento progresivo al pasar del vibrador solo ( $VT_{BF-SC_{OFF}}$  y  $VT_{AF-SC_{OFF}}$ ) a la inclusión de sacudidores de copa y el aumento de su frecuencia ( $VT_{AF-SC_{AF}}$  y  $VT_{BF-SC_{AF}}$ ). En el caso de los tratamientos con  $VT_{AF}$ , las diferencias fueron significativas

(prueba de Duncan,  $p < 0,05$ ) en los tres casos, aunque en los tratamientos con vibrador de tronco a baja frecuencia sólo hubo una diferencia significativa cuando se incluyeron sacudidores de copa a alta frecuencia ( $VT_{BF-SC_{AF}}$ ), en comparación con el vibrador de tronco solo ( $VT_{BF-SC_{OFF}}$ ). La Tabla 10 muestra la cantidad de daños causados. Asimismo, los daños que cada sistema generó independientemente en las dos configuraciones no fueron iguales a la suma de los daños que generaron combinados.

Tabla 10. Valores medios del índice de daños y ramas dañadas no rotas.

Configuración de cosechadora	Índice de daños	Ramas dañadas (no rotas)
$VT_{AF-SC_{AF}}$	12,50	3,27
$VT_{AF-SC_{BF}}$	7,56	2,33
$VT_{AF-SC_{OFF}}$	4,52	0,85
$VT_{AB-SC_{AF}}$	11,34	2,85
$VT_{AB-SC_{BF}}$	5,48	2,01
$VT_{AB-SC_{OFF}}$	3,92	0,51
$VT_{OFF-SC_{AF}}$	10,34	2,80
$VT_{OFF-SC_{BF}}$	2,83	1,53

Las señales temporales de aceleración resultantes muestran un patrón diferente para cada una de las configuraciones estudiadas (Figura 33). Se observó que los valores medios de aceleración más elevados se dieron en los tratamientos con el vibrador de tronco a alta frecuencia. Cuando el vibrador pasó de trabajar solo ( $VT_{BF-SC_{OFF}}$  y  $VT_{AF-SC_{OFF}}$ ) a trabajar con el sacudidor de copa, apareció una señal más irregular, con predominio de impactos de alta aceleración y corta duración. Se observó claramente que los impactos debidos a sacudidores cuando trabajaban aislados ( $VT_{OFF-SC_{BF}}$  y  $VT_{OFF-SC_{AF}}$ ) tenían una mayor influencia a alta frecuencia. Las configuraciones técnicamente más viables parecen ser  $VT_{AF-SC_{AF}}$  y  $VT_{AF-SC_{BF}}$ , por lo que se establece un análisis de estas señales en las ramas (Tabla 11). Los valores de aceleración mostraron una elevada desviación típica debido a la variabilidad de la posición del acelerómetro de una rama a otra. Los picos de aceleración alcanzaron valores de aproximadamente el doble de los valores medios de aceleración RMS. La aceleración RMS en la configuración  $VT_{AF-SC_{AF}}$  reportó alrededor de  $20 \text{ ms}^{-2}$  mayor que en la configuración  $VT_{AF-SC_{BF}}$ . En términos de aceleración pico y RMS, se registran valores más altos en la configuración con  $VT_{AF-SC_{AF}}$  con picos máximos de  $791 \text{ ms}^{-2}$ . El tiempo de vibración simultánea es inferior al ciclo de vibración total debido a que el sacudidor no se mantiene en todo momento en contacto con la rama de estudio (rama del sensor).

Tabla 11. Análisis de vibraciones de configuraciones adecuadas.

Parámetros		Configuración de cosechadora	
		VT <sub>AF</sub> -SC <sub>AF</sub>	VT <sub>AF</sub> -SC <sub>BF</sub>
Aceleración pico	Max (ms <sup>-2</sup> )	576 ± 112,3	525,8 ± 61,4
	Media (ms <sup>-2</sup> )	476 ± 55,3	445,6 ± 20,9
	Número (#)	98,6 ± 26,8	46,8 ± 11,8
Aceleración RMS (ms <sup>-2</sup> )	Simultaneo*	285,5 ± 23,8	265,6 ± 28,0
	Total	225,3 ± 21,0	201,6 ± 21,3
Tiempo de vibración (s)	Simultaneo*	6,5 ± 0,8	6,6 ± 1,1
	Total	10,9 ± 0,8	11,2 ± 1,1

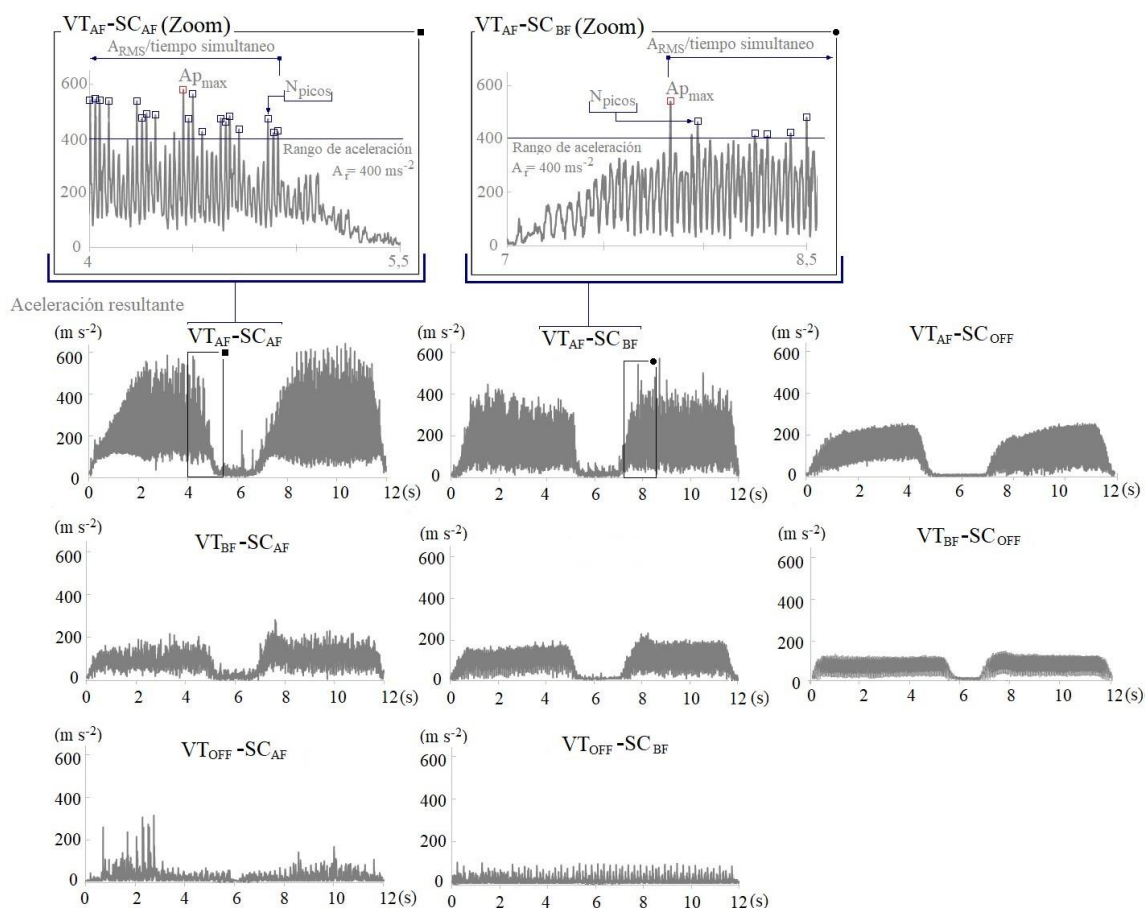
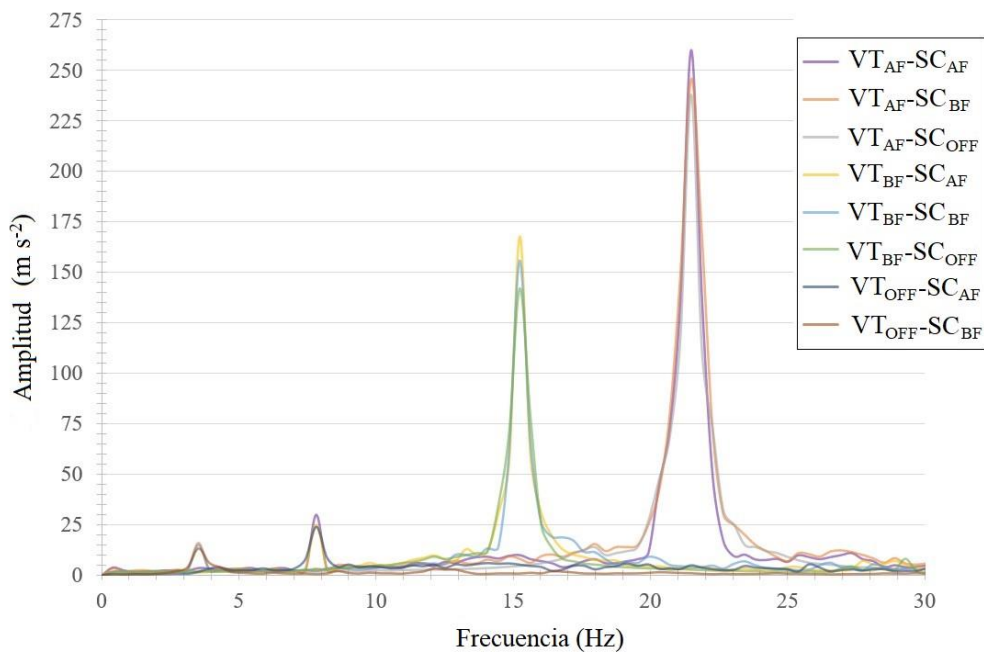


Figura 33. Ejemplos de resultados temporales de aceleración a lo largo de todo el tiempo de cosecha, realizados para la cosechadora y medidos en ramas (R', R'') en la configuración según la Tabla 8. Cada señal mostrada es una señal de un árbol ensayado.

La Figura 34 muestra los espectros de frecuencia de las señales de aceleración en ramas, obtenidas a partir del periodo estable de vibración, en valores de amplitud ( $A_{RMS}$ ), para cada una de las configuraciones planteadas. Se observa cómo las frecuencias predominantes son las fijadas para

cada una de las configuraciones (VT: 21,4 y 15,4 Hz; SC: 7,6 y 3,6 Hz) y que los picos del espectro de mayores niveles de aceleración en ramas son los debidos al vibrador de tronco. Para los tratamientos con vibrador de tronco a baja frecuencia ( $VT_{BF-SC_{BF}}$  y  $VT_{BF-SC_{AF}}$ ), la amplitud media,  $A_{RMS}$ , aumentó 15 y 27  $ms^{-2}$  entre la configuración sin sacudidores ( $VT_{BF-SC_{OFF}}$ ) y las configuraciones que incluían los sacudidores a baja y alta frecuencia, respectivamente; mientras que para los tratamientos con vibrador de tronco a alta frecuencia ( $VT_{AF-SC_{BF}}$  y  $VT_{AF-SC_{AF}}$ ), la amplitud media,  $A_{RMS}$ , aumentó 10 y 24  $ms^{-2}$  entre la configuración sin sacudidores ( $VT_{AF-SC_{OFF}}$ ) y las configuraciones que incluían los sacudidores a baja y alta frecuencia, respectivamente. Los valores medios de amplitud  $A_{RMS}$  en la configuración  $VT_{AF-SC_{OFF}}$  no presentaron diferencias significativas en comparación con  $VT_{AF-SC_{BF}}$ , sin embargo, sí las hubo en comparación con  $VT_{AF-SC_{AF}}$  (t de Student,  $p < 0,05$ ). Del mismo modo, para  $VT_{BF-SC_{OFF}}$  no hubo diferencias significativas con  $VT_{BF-SC_{BF}}$ , pero sí con  $VT_{BF-SC_{AF}}$  (t de Student,  $p < 0,05$ ).



**Figura 34.** Espectro de frecuencias realizado para la cosechadora, medido en las ramas ( $R'$ ,  $R''$ ) en la configuración inicial según Tabla 8.

La Tabla 12 muestra los valores de transmisibilidad de la aceleración obtenidos para las distintas configuraciones. La aceleración se amplificó en todos los casos (valores superiores al 100%) del tronco a la cruz (trayectoria T-C en la Figura 31) y aún más del tronco a las ramas (trayectoria T-R en la Figura 31). Los valores medios de aceleración resultante,  $A_r$ , fueron siempre superiores en las ramas que en cruz o en el tronco. La transmisibilidad de la aceleración entre el tronco y las ramas debida exclusivamente al vibrador de tronco ( $VT_{AF-SC_{OFF}}$  y  $VT_{BF-SC_{OFF}}$ ) aumentó un 12,3% al aumentar la frecuencia de trabajo de 15,4 Hz ( $VT_{AF-SC_{BF}}$  y  $VT_{BF-SC_{BF}}$ ) a 21,4 Hz ( $VT_{AF-SC_{AF}}$  y  $VT_{BF-SC_{AF}}$ ). Si sólo se consideran las tres configuraciones  $VT_{AF}$ , la transmisión aumentó tanto del tronco a la cruz como a las ramas con la inclusión de los sacudidores de copa

y fue mayor cuando los sacudidores trabajaron a alta frecuencia. El mismo efecto se produjo para las configuraciones  $VT_{BF}$ . Cuando los sacudidores de copa trabajaron solos ( $VT_{OFF-SC_{AF}}$  y  $VT_{OFF-SC_{BF}}$ ), específicamente a altas frecuencias ( $VT_{OFF-SC_{AF}}$ ), se obtuvieron valores más altos de transmisibilidad de la aceleración entre los trayectos tronco-cruz y tronco-rama.

*Tabla 12. Valores medios de la transmisibilidad de la aceleración del tronco a cruz ( $C'$ ,  $C''$ ) y a la rama ( $R'$ ,  $R''$ ) registradas en cada configuración de cosechadora.*

Configuración cosechadora	Transmisibilidad de la vibración (%)	
	Tronco-Cruz	Tronco-Rama
$VT_{AF-SC_{AF}}$	137,9	183,4
$VT_{AF-SC_{BF}}$	135,1	178,6
$VT_{AF-SC_{OFF}}$	130,9	175,2
$VT_{BF-SC_{AF}}$	130,5	179,9
$VT_{BF-SC_{BF}}$	121,7	170,4
$VT_{BF-SC_{OFF}}$	117,1	162,9
$VT_{OFF-SC_{AF}}$	147,7	240,6
$VT_{OFF-SC_{BF}}$	126,7	196,6

#### 4. Discusión

Los vibradores de tronco aplican una vibración desde el tronco a las ramas portantes con una eficiencia de recolección limitada, especialmente en las ramas exteriores (Zipori et al., 2014) mientras que los sacudidores de copa tienen una mayor eficiencia de recolección en estas ramas y menor en las ramas interiores (Sola-Guirado et al., 2018). Este trabajo viene a validar esta disposición y demuestra cómo una vibración principal procedente de un vibrador de tronco complementada con un sacudidor de copa simultáneo, en una misma máquina, cambia la respuesta dinámica del árbol que, con el uso aislado de cada sistema, mejorando la eficiencia de recolección en olivar intensivo.

En términos de eficiencia de recolección, funcionando exclusivamente con el vibrador de tronco a alta frecuencia ( $VT_{AF-SC_{OFF}}$ ), la máquina da eficiencias del 83%, similares a los valores reportados en otros estudios (Castro-García et al., 2015; Jiménez-Jiménez et al., 2015). Sin embargo, la eficiencia de recolección con uso exclusivo de los sacudidores de copa ( $VT_{OFF-SC_{AF}}$  y  $VT_{OFF-SC_{BF}}$ ) obtuvo resultados inferiores a los reportados para otros sacudidores de copa sobre hilera (Caprara & Pezzi, 2011; Pérez-Ruiz et al., 2018; Ravetti & Robb, 2010). Esto se debe a

que, en la cosechadora desarrollada, los sacudidores de copa tienen la función secundaria de complementar al vibrador del tronco y su área de contacto con la copa es menor que la de otras cosechadoras. La combinación de ambos sistemas aumenta la eficiencia de recolección en todos los casos, pero no de forma significativa. Los mejores resultados se obtuvieron utilizando una frecuencia alta en el vibrador de tronco y complementando su trabajo con los sacudidores de copa, lo que produce eficiencias de aproximadamente el 85% y el 90%, si la sacudida es a baja frecuencia ( $VT_{AF-SC_{BF}}$ ) y a alta frecuencia ( $VT_{AF-SC_{AF}}$ ), respectivamente. Las configuraciones con el vibrador de tronco a baja frecuencia complementado con una sacudida a baja-alta frecuencia dieron eficiencias de cosecha no competitivas, alrededor del 65% ( $VT_{BF-SC_{BF}}$ ) y 75% ( $VT_{BF-SC_{AF}}$ ), respectivamente. La capacidad de trabajo del prototipo fue de 0,20 ha/h con un tiempo medio de ciclo entre olivos de aproximadamente 45 s, mientras que los datos reportados para parcelas con condiciones similares oscilan entre 0,12 ha/h para el vibrador de tronco y 0,17 ha/h para las cosechadoras de sacudida lateral (Sola-Guirado et al., 2020). El prototipo podría tener mayor potencial si los mecanismos estuvieran más automatizados como sugieren otros autores (Marinoudi et al., 2019; Sarkar, 2021), como por ejemplo con el uso de LiDAR que podría detectar cambios estructurales en el árbol y optimizar la vibración de la cosechadora (Pérez-Ruiz et al., 2018) o incluso si la máquina tuviera un guiado autónomo del vehículo (Thomasson et al., 2019).

Los daños generados muestran un incremento proporcional a la frecuencia establecida, y la configuración más dañina es  $VT_{AF-SC_{AF}}$ . Al analizar los dos sistemas de desprendimiento por separado, se observa que el vibrador de tronco causó algunos daños, pero los principales daños se observaron con los sacudidores a alta frecuencia ( $VT_{AF-SC_{AF}}$  y  $VT_{BF-SC_{AF}}$ ). Los daños causados por el vibrador de tronco consistieron en pequeños descorteces al tronco, similar a lo reportado en otros estudios (Jimenez-Jimenez et al., 2015). Para minimizar este tipo de daños, es esencial un correcto diseño del agarre para generar una aceleración adecuada (Leone et al., 2015) y evitar la transmisión vertical (Abdel-Fattah et al., 2003). El daño causado por las sacudidas se debe al contacto vara-rama que genera pequeñas abrasiones en las ramas y desprendimiento de ramas pequeñas. Este tipo de daños aumentan si la rama no se ajusta a la zona de trabajo de la sacudida (Sola-Guirado et al., 2016). Por otro lado, factores como la densidad de la varilla, el material, la sección y la longitud de penetración en las ramas también influyen en este tipo de daños (Pu et al., 2018). La aplicación de tratamientos fitosanitarios ayudará a la recuperación del árbol para la siguiente campaña. Los daños producidos en los frutos por los sistemas de desprendimiento fueron inexistentes. Los resultados de eficiencia de recolección sugieren una mejora si la recolección se realizara en olivos jóvenes (Lodolini et al., 2018). En este caso, las ramas de olivo son más flexibles y tienen menor transmisibilidad (S. Tombesi & Farinelli, 2014), del mismo

modo, los daños serían menores porque las ramas se acomodan mejor a los movimientos del sacudidor de copa.

El estudio del patrón de vibración mostró que el vibrador de tronco fue también el sistema que mayor influencia tuvo, al igual que en la eficiencia de cosecha. Los datos en ramas registrados por ambos sistemas muestran ciertas similitudes con los reportados en otras investigaciones sobre las tecnologías estudiadas (Pérez-Ruiz et al., 2018; Sola-Guirado et al., 2019; Sola-Guirado, Blanco-Roldan, et al., 2018). Las señales en el dominio temporal (Figura 33, Tabla 11) muestran la suma de las dos señales principales. Las aceleraciones RMS y pico fueron mayores a mayor frecuencia de trabajo. Estos registros varían en función de la ubicación del sensor en la rama debido a la correlación entre la respuesta dinámica del árbol en función del diámetro de la rama y la altura del árbol (Sola-Guirado et al., 2019). Las señales registradas por el vibrador de tronco combinado con los sacudidores de copa incrementan la amplitud de vibración a medida que aumenta la frecuencia de los sacudidores, aunque la cuantía del incremento es mucho mayor en el caso de la configuración de vibradores de tronco trabajando a altas frecuencias. También se observa el efecto predominante del vibrador de tronco en el espectro de frecuencias en ramas (Figura 34) generado en todas las configuraciones. Sin embargo, los valores medios de  $A_{RMS}$  enmascaran el efecto de los sacudidores de copa, que generan impactos con niveles de aceleración elevados, pero de corta duración, dada su rápida amortiguación. Esta transmisibilidad es mucho mayor con el uso exclusivo de los sacudidores de copa ( $VT_{OFF-SC_{AF}}$  y  $VT_{OFF-SC_{BF}}$ ) (Tabla 12) ya que la vibración viaja desde las ramas hasta el tronco y se produce un amortiguamiento muy alto y rápido (Sola-Guirado et al., 2016, 2019). Reafirmando la necesidad de utilizar un vibrador de tronco como complemento de los sacudidores de copa para que la vibración llegue a ramas fuera del alcance de las varillas, y a la inversa, la necesidad de colocar un sacudidor de copa como complemento del vibrador de tronco para aplicar vibración a ramas a las que no llega la vibración exclusiva del vibrador de tronco. Si analizamos la transmisibilidad de la aceleración, observamos una amplificación de la aceleración desde el tronco a las ramas que suele ocurrir en los sistemas que emplean vibradores de tronco (Sola-Guirado, Bernardi, et al., 2018; Torregrosa et al., 2010).

Todos estos indicadores de la viabilidad de la máquina como sistema alternativo de recolección están estrechamente relacionados con determinadas características de los árboles y sus ramas (Ciftci et al., 2013). Factores como la arquitectura de las ramas (Spatz et al., 2007) o la cantidad de frutos y hojas (Castro-Garcia et al., 2020; Sola-Guirado et al., 2022) afectan a la respuesta dinámica de las ramas y, por tanto, a la transmisibilidad de la vibración generada por los sistemas de desprendimiento. En este trabajo no se realizó ninguna poda específica para adaptar los árboles a la máquina, aunque se seleccionó una parcela con árboles de un tamaño adecuado para la cosechadora. Aun así, se encontraron importantes limitaciones en cuanto a la formación de los árboles. En muchas ocasiones las ramas sobrepasaron el amplio recorrido circular que ejecutan

las sacudidoras, causando importantes daños y reduciendo la eficacia de las mismas. En otras ocasiones, se produjo contacto con las ramas de los árboles vecinos. En los casos en los que los sacudidores de copas vayan a desempeñar un papel importante, es esencial realizar una poda adecuada (António Bento. Dias et al., 2020). Sin embargo, un vibrador de tronco también requiere condiciones específicas como ramas entrenadas más verticalmente o la eliminación de chupones para aumentar la eficiencia de recolección (Sergio Tombesi et al., 2017). La formación ideal consiste en podar para crear copas con una geometría regular, donde el diámetro y la altura no superen las dimensiones del sacudidor de copas y con ramas bajas más altas que el vibrador de troncos.





# Capítulo 7

## Conclusiones de la Tesis Doctoral



## Conclusiones

Las conclusiones obtenidas en la presente Tesis Doctoral se exponen a continuación ordenadas en función de los objetivos específicos desarrollados.

**Objetivo específico 1**, Capítulo 3. Se ha desarrollado un modelo computacional de vibrador de tronco en un banco de ensayos, contrastando su validez con un modelo experimental. Los resultados obtenidos han permitido establecer las siguientes conclusiones:

1. Se expone una nueva metodología para desarrollar un modelo computacional destinado a predecir la respuesta dinámica de un vibrador de tronco en funcionamiento con un banco de ensayos. Este modelo computacional demuestra una respuesta coherente ante las variaciones de frecuencia en el vibrador de tronco y los ajustes de masa realizados en el banco de ensayos.
2. Los resultados obtenidos en la simulación computacional en comparación con los datos experimentales revelan errores porcentuales inferiores al 4% en términos de las aceleraciones RMS registradas en el vibrador de tronco cuando opera sin carga. No obstante, estos errores aumentan cuando el vibrador se ensaya junto con el poste de ensayos. En el vibrador, los errores permanecen mínimos, mientras que los puntos del banco de ensayos se incrementan en un rango de 1-20% a frecuencias de 23 Hz y de 50-80% a frecuencias de 18 Hz, dependiendo de las distintas configuraciones de masas establecidas.
3. Los espectros de frecuencia obtenidos en ambos modelos muestran respuestas proporcionales a las configuraciones propuestas. Sin embargo, se observan diferencias en la distribución de armónicos entre ambos modelos. La variable de transmisibilidad de la vibración experimenta una reducción del 35-75% entre el punto del vibrador estudiado y el punto del poste, en función de la configuración considerada. Por otro lado, aumenta en un rango de 150-200% entre el punto inferior y el punto superior del poste.
4. Las órbitas de aceleración muestran trayectorias similares en términos de magnitud y forma, aunque muestran diferencias en el ancho de la trayectoria, un aspecto crucial en la vibración para lograr una recolección eficiente. El análisis modal proporciona información aproximada sobre la respuesta dinámica del vibrador, y podría desempeñar un papel fundamental en la determinación de las configuraciones óptimas para la recolección en árboles frutales.

5. La precisión de la información obtenida en este estudio está relacionada con las simplificaciones y suposiciones aplicadas en el entorno virtual. Sin embargo, ofrece una aproximación adecuada al comportamiento observado. Las futuras mejoras de este trabajo se enfocarán en el estudio de las no linealidades presentes en los tacos, con el objetivo de refinar aún más el modelo computacional propuesto.

**Objetivo específico 2**, Capítulo 4. Se ha desarrollado un vibrador de tronco configurable en parámetros de excentricidad y frecuencia y se ha caracterizado las diferencias en respuesta dinámica de diferentes ramas frutales. Los resultados obtenidos han permitido establecer las siguientes conclusiones:

1. La tecnología de vibración desarrollada ha permitido la aplicación de diversos patrones de vibración al combinar variables como la velocidad angular y la excentricidad de la masa del vibrador. Los resultados de las ramas de almendro, naranjo y olivar han evidenciado diferencias significativas en la transmisión de vibración en respuesta a una variedad de configuraciones de frecuencia y excentricidad. Este estudio confirma que la variación de la frecuencia es más efectiva para aumentar la transmisión de vibración en comparación con la modificación de la amplitud de la vibración, en consonancia con investigaciones previas y la ecuación que describe el movimiento rotatorio de la masa.
2. Se ha observado una disminución en la vibración entre los puntos del vibrador y el poste debido a la fricción en ese punto, lo que ha resultado en un aumento de la temperatura en los tacos. La amplificación de la vibración se ha registrado desde el punto más bajo hasta el más alto del poste. Además, se ha constatado que los puntos de estudio tanto en el vibrador como en el poste, a diferentes alturas, presentaron mayores aceleraciones a medida que se aumentaron las variables de frecuencia y excentricidad. Los ensayos han revelado una alta repetibilidad en las diversas configuraciones propuestas.
3. Las señales de vibración obtenidas exhibieron tiempos transitorios de inicio y parada que concuerdan con valores similares a los obtenidos en investigaciones previas. El mayor desplazamiento se ha observado en el eje y, debido a la configuración del sistema de agarre en tijera, mientras que en menor medida en el eje x, que corresponde a la dirección de sujeción. Los valores de aceleración en la dirección vertical del eje han mostrado niveles mínimos, lo que sugiere una baja tendencia al desprendimiento en árboles reales. Además, las aceleraciones en las órbitas de vibración presentaron una relación estrecha con el aumento de las frecuencias, adoptando formas que se ajustaron al sistema de agarre.

4. Se ha comprobado que existen diferencias significativas en la transmisión de vibración entre diferentes tipos de ramas frutales, principalmente debido a las variaciones en sus propiedades mecánicas, dado que las condiciones de contorno son idénticas. Por lo tanto, la disponibilidad de maquinaria versátil en términos de vibración es crucial para abordar una amplia gama de condiciones.
5. Es fundamental considerar la potencia mecánica necesaria para generar los distintos patrones de vibración requeridos por el cultivo. Los resultados indican que la reducción de la frecuencia y el aumento de los intervalos de excentricidad pueden contribuir a un menor consumo de energía. Esto abre la posibilidad de configuraciones más eficientes en términos de ahorro energético y recolección sostenible.
6. Futuros estudios podrían enfocarse en la configuración de un banco de ensayos parametrizable que permita la modificación de variables como la masa y la rigidez del poste, e incluso el amortiguamiento, mediante el uso de sistemas mecánicos como muelles o amortiguadores. Esto podría establecer condiciones en el banco de ensayos que se asemejen más a las condiciones reales de cultivo. Otra línea de mejora podría consistir en la introducción del prototipo de vibrador en cultivos reales para verificar su eficiencia en la recolección y su impacto en el cultivo.

**Objetivo específico 3,** Capítulo 5. Se ha caracterizado la respuesta dinámica en ramas de olivo con diferentes inclinaciones recolectado mediante vibrador de troncos. Los resultados obtenidos han permitido establecer las siguientes conclusiones:

1. El enfoque de este estudio se basa en la consideración de tres grupos de ángulos: 1) De 0 a 30 grados, que corresponden a ramas horizontales; 2) De 30 a 60 grados, que representan ramas inclinadas; y 3) De 60 a 90 grados, que indican ramas verticales. Los resultados obtenidos en el análisis de vibración revelan que el grupo de ramas con ángulos de 30 a 60 grados exhibe valores superiores en los tres parámetros analizados en comparación con los grupos de 0 a 30 grados y de 60 a 90 grados. Específicamente, se registran incrementos del 5-10% en la variable de aceleración en las ramas, del 10-16% en la variable de transmisión de aceleración entre los puntos de troncos y ramas, y del 16-40% en la variable de ratio de energía cinética.
2. Los análisis dinámicos de aceleración resultante, transmisibilidad de la aceleración y ratio de energía cinética indican que el grupo de ramas de 0-30 grados, que presentan mayor paralelismo con el suelo, experimenta mayores dificultades para transmitir la vibración, una observación que coincide con otros estudios previos.

3. Diversos parámetros inciden en la respuesta dinámica de las ramas excitadas por un vibrador de tronco, incluyendo irregularidades en las ramas, cambios de dirección y tipos de madera, todos los cuales impactan en las propiedades de masa, rigidez y amortiguación de la rama. Estos factores pueden enmascarar el efecto del ángulo de la rama.
4. El ángulo de la rama no solo influye en la respuesta dinámica del árbol, sino que también tiene un impacto en otros aspectos, como la cobertura de la copa del árbol, lo que a su vez afecta significativamente la interceptación de la luz solar. En este sentido, el grupo de ramas con ángulos de 30-60 grados se presenta como un rango viable para una correcta interceptación de la luz en el contexto de poda de olivar.
5. Las investigaciones futuras derivadas de este estudio se enfocarán en analizar este parámetro en diferentes tipos de cultivos y en la implementación de podas que involucren ángulos de 30-60 grados para la recolección mediante vibrador de tronco. Se evaluarán factores como la recolección, los daños ocasionados y las respuestas dinámicas en cosechas anteriores y posteriores a la poda. Además, se explorará la posibilidad de utilizar LIDAR en el vibrador de troncos para generar patrones de vibración que se adapten a la estructura específica del árbol.

**Objetivo específico 4**, Capítulo 6. Se ha desarrollado un nuevo concepto de máquina con vibración y sacudida simultánea destinada a la recolección de olivar de intensivo y se ha caracterizado el patrón de vibración que genera. Los resultados obtenidos han permitido establecer las siguientes conclusiones:

1. Se demuestra la viabilidad de la recolección simultánea en olivar intensivo mediante la combinación de un vibrador de tronco y sacudidores de copa. Los resultados de eficiencia de recolección obtenidos son competitivos en el contexto actual, y los daños ocasionados resultan asumibles para los agricultores, pudiendo ajustarse según la configuración seleccionada. La incorporación de la tecnología de sacudidor de copa a la vibración generada por el vibrador de tronco aumenta la eficiencia de recolección, destacándose las configuraciones  $VT_{AF-SC_{AF}}$  y  $VT_{AF-SC_{BF}}$  como las más prácticas en la finca de estudio.
2. Los daños generados por el vibrador de troncos fueron mínimos, limitándose a pequeñas descorteces en el tronco. Se observa un aumento de los daños al incorporar la tecnología del sacudidor de copa, con roturas en ramas de menor tamaño y rozaduras en aquellas en contacto con las varas del sacudidor. Sin embargo, es importante destacar que los daños

generados por ambos sistemas por separado no se sumaron al ser evaluados en una misma configuración conjunta.

3. El vibrador de troncos proporciona una vibración senoidal estable en los registros de aceleración resultante, con variaciones al aumentar la frecuencia de vibración. La inclusión del sacudidor en todas las configuraciones resulta en valores más altos de aceleración resultante debido a picos de alta energía con un corto período de tiempo (impactos). Se registraron más impactos y picos máximos con el vibrador a alta frecuencia y el sacudidor a alta frecuencia, siendo los impactos del sacudidor más influyentes cuando se combinan con una alta frecuencia del vibrador de tronco.
4. Se ha introducido un nuevo enfoque de vibración que combina la generada por un vibrador de troncos con la producida por un sacudidor de copa. Los resultados del dominio de frecuencia indican que el sistema principal para la recolección es el vibrador de troncos, debido a las diferencias significativas en el espectro con respecto al sacudidor de copa, que se considera un complemento al vibrador.
5. La transmisión de vibración desde el tronco hacia las ramas y la cruz del árbol se incrementa en todas las configuraciones estudiadas, al igual que ocurre con los vibradores de troncos. La incorporación de los sacudidores de copa aumenta aún más los registros de esta variable, tanto en configuraciones de sacudidor de alta frecuencia como de baja. Los mayores registros se obtienen cuando se utiliza exclusivamente el sacudidor, ya que este amortigua rápidamente los impactos en las ramas.
6. Para futuras mejoras, se recomienda una poda adecuada en la que predominen las ramas jóvenes en el cultivo, ya que estas ofrecen mayor flexibilidad y permiten un mejor funcionamiento de la tecnología de sacudidor de copa, lo que reduciría los daños en el cultivo. Este modelo de vibración podría ser investigado en otros cultivos, como cítricos o frutos secos. Además, la incorporación de nuevos automatismos en la cosechadora podría optimizar su rendimiento.

Considerando las conclusiones derivadas de cada uno de los capítulos de esta tesis doctoral, se puede afirmar que la recolección mecanizada empleando vibradores de troncos presenta indicios para seguir manteniéndose como una operación técnicamente factible pero que es aún susceptible de mejora teniendo en cuenta las innovaciones tecnológicas e indagaciones presentadas en este trabajo.





# Referencias



---

**Referencias**

- Abdel-Fattah, H. M., Shackel, K. A., & Slaughter, D. C. (2003). Substantial vertical tree displacements occur during almond harvesting. *American Society of Agricultural Engineers*, 19(2), 145–150.
- Affeldt, H. A., Brown, G. K., & Gerrish, J. B. (1989). A new shaker for fruit and nut trees. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 44(C), 53–66. [https://doi.org/10.1016/S0021-8634\(89\)80070-8](https://doi.org/10.1016/S0021-8634(89)80070-8)
- Affeldt, H. A., Shackel, K. A., & Slaughter, D. C. (2003). Methodlogy for determining almond shaker displacement and frequency. *American Society of Agricultural Engineers*, 19(2), 141–144.
- Alston, J. M., & Pardey, P. G. (2014). Agriculture in the global economy. *Journal of Economic Perspectives*, 28(1), 121–146. <https://doi.org/10.1257/jep.28.1.121>
- Amirante, P., Catalano, P., Giametta, F., Leone, A., & Montel, G. L. (2007). *Vibration Analysis of an Olives Mechanical Harvesting System*. IX(2004), 1–10.
- 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>
- 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>
- Bieniek-Majka, M., & Guth, M. (2021). Factor Productivity and Profitability of Horticultural Holdings in Selected Countries Specializing in Fruit and Vegetable Production in the European Union in the Period 2008-2018. *Annals of the Polish Association of Agricultural and Agribusiness Economists*, XXIII(2), 30–40. <https://doi.org/10.5604/01.3001.0015.0028>
- 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 olive. *American Society of Agricultural and Biological Engineers*, 25(3), 329–334.
- Bloch, V., Degani, A., & Bechar, A. (2018). A methodology of orchard architecture design for an optimal harvesting robot. *Biosystems Engineering*, 166, 126–137. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2017.11.006>
- Brown, G. K., Rauch, M. H., & Timm, E. J. (1988). Improved Clamp Pad for Trunk Shakers.

- Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, 31(3), 677–682.  
<https://doi.org/10.13031/2013.30766>
- Bu, L., Chen, C., Hu, G., Zhou, J., Sugirbay, A., & Chen, J. (2021). Investigating the dynamic behavior of an apple branch-stem-fruit model using experimental and simulation analysis. *Computers and Electronics in Agriculture*, 186(March), 106224.  
<https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106224>
- Cáceres-Feria, R., Hernández-Ramírez, M., & Ruiz-Ballesteros, E. (2021). “Depopulation, community-based tourism, and community resilience in southwest Spain.” *Journal of Rural Studies*, 88(October), 108–116. <https://doi.org/10.1016/j.jrurstud.2021.10.008>
- Camposeo, S., Vicino, F., Vivaldi, G. A., & Pascuzzi, S. (2023). *Re-shaping pruning improves the dynamic response of centuries-old olive trees to branch-shaker vibrations application*. *April*, 1–9. <https://doi.org/10.3389/fpls.2023.1155120>
- Caprara, C., & Pezzi, F. (2011). Measuring the stresses transmitted during mechanical grape harvesting. *Biosystems Engineering*, 110(2), 97–105.  
<https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2011.07.003>
- Carbó, J. L. E., & Connell, J. H. (2017). Almond harvesting. *Almonds: Botany, Production and Uses*, 406–427. <https://doi.org/10.1079/9781780643540.0406>
- Castillo-Ruiz, F. J., Sola-Guirado, R. R., Castro-Garcia, 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>
- Castro-Garcia, 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>
- Castro-García, S., Blanco-Roldán, G. L., & Gil-Ribes, J. A. (2012). Vibrational and operational parameters in mechanical cone harvesting of stone pine (*Pinus pinea* L.). *Biosystems Engineering*, 112(4), 352–358. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2012.05.007>
- Castro-Garcia, S., Castillo-Ruiz, F. J., Jimenez-Jimenez, F., Gil-Ribes, J. A., & Blanco-Roldan, G. L. (2015). Suitability of spanish “manzanilla” table olive orchards for trunk shaker harvesting. *Biosystems Engineering*, 129, 388–395.  
<https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2014.11.012>
- Castro-Garcia, S., Rosa, U. A., Gliever, C. J., Smith, D., Burns, J. K., Krueger, W. H., Ferguson,

- L., & Glozer, K. (2009). Video evaluation of table olive damage during harvest with a canopy shaker. *HortTechnology*, 19(2), 260–266. <https://doi.org/10.21273/hortsci.19.2.260>
- Castro-García, Sergio, Blanco-Roldán, G. L., & Gil-Ribes, J. A. (2011). Frequency response of *Pinus Pinea* L. for selective cone harvesting by vibration. *Trees - Structure and Function*, 25(5), 801–808. <https://doi.org/10.1007/s00468-011-0556-8>
- Castro-García, Sergio, 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>
- Castro-García, Sergio, Gil-Ribes, J. A., Blanco-Roldán, G. L., & Agüera-Vega, J. (2007). Mode shapes evaluation of trunk shakers used in oil olive harvesting. *American Society of Agricultural and Biological Engineers ISSN 0001–2351* 727, 50(2), 727–732.
- 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*, xxxx, 101228. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2022.101228>
- Chiementin, X., Rigaut, M., Crequy, S., Bolaers, F., & Bertucci, W. (2013). Hand-arm vibration in cycling. *JVC/Journal of Vibration and Control*, 19(16), 2551–2560. <https://doi.org/10.1177/1077546312461024>
- Christian Lalanne. (2014). *Mechanical Vibration and Shock Analysis, Sinusoidal Vibration (Chapter 5)* (I. John Wiley & Sons (ed.); 3rd ed.).
- Ciftci, C., Brena, S. F., Kane, B., & Arwade, S. R. (2013). The effect of crown architecture on dynamic amplification factor of an open-grown sugar maple (*Acer saccharum* L.). *Trees - Structure and Function*, 27(4), 1175–1189. <https://doi.org/10.1007/s00468-013-0867-z>
- Connor, D. J., Gómez-del-Campo, M., Rousseaux, M. C., & Searles, P. S. (2014). Structure, management and productivity of hedgerow olive orchards: A review. *Scientia Horticulturae*, 169, 71–93. <https://doi.org/10.1016/j.scienta.2014.02.010>
- Decreto, R. (2023). *Ministerio de Agricultura, pesca y alimentación*. Boletín Oficial Del Estado.
- Di Vaio, C., Marallo, N., Nocerino, S., & Famiani, F. (2012). Mechanical harvesting of oil olives by trunk shaker with a reversed umbrella interceptor. *Advances in Horticultural Science*, 26(3–4), 1–4.
- Dias, A. B., Peça, J. O., & Pinheiro, A. (2012). Long-term evaluation of the influence of mechanical pruning on olive growing. *Agronomy Journal*, 104(1), 22–25.

- <https://doi.org/10.2134/agronj2011.0137>
- Dias, A., Falcão, J., Pinheiro, A., & Peça, J. (2022). Effect of Mechanical Pruning on Olive Yield in a High-Density Olive Orchard: An Account of 14 Years. *Agronomy*, *12*(5), 1–11. <https://doi.org/10.3390/agronomy12051105>
- Dias, António Bento., Falcão, J. M., Pinheiro, A., & Peça, J. O. (2020). Evaluation of Olive Pruning Effect on the Performance of the Row-Side Continuous Canopy Shaking Harvester in a High Density Olive Orchard. *Frontiers in Plant Science*, *10*(January), 1–10. <https://doi.org/10.3389/fpls.2019.01631>
- 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>
- El-Awady, M. N., Genaidy, M. I., Rashowan, M., & El- Attar, M. Z. (2008). Modeling and Simulating of Olive-Tree Harvesting Mechanism. *Misr Journal of Agricultural Engineering*, *25*(3), 712–722. <https://doi.org/10.21608/mjae.2008.191015>
- Famiani, F., Farinelli, D., Rollo, S., Camposeo, S., Di Vaio, C., & Inglese, P. (2014). Evaluation of different mechanical fruit harvesting systems and oil quality in very large size olive trees. *Spanish Journal of Agricultural Research*, *12*(4), 960–972. <https://doi.org/10.5424/sjar/2014124-5794>
- Farinelli, D., Ruffolo, M., Boco, M., & Tombesi, A. (2012). Yield efficiency and mechanical harvesting with trunk shaker of some international olive cultivars. *Acta Horticulturae*, *949*, 379–384. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2012.949.55>
- Farinelli, D., Tombesi, S., Famiani, F., & Tombesi, A. (2012). The fruit detachment force/fruit weight ratio can be used to predict the harvesting yield and the efficiency of trunk shakers on mechanically harvested olives. *Acta Horticulturae*, *965*, 61–64. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2012.965.5>
- Ferguson, L., Rosa, U. A., Castro-Garcia, S., Lee, S. M., Guinard, J. X., Burns, J., Krueger, W. H., O’Connell, N. V., & Glozer, K. (2010). Mechanical harvesting of California table and oil olives. *Advances in Horticultural Science*, *24*(1), 53–63.
- FJ. Castillo-Ruiz, J. A., GL. Blanco-Roldán, F. Jiménez-Jiménez, JT. Colmenero-Martinez1, S. Castro-Garcia, RR. Sola-Guirado, & Gil Ribes. (2015). Orbital trunk shaker performance on shaking steel pole with a concrete embedded plinth Abstract. *VIII Congreso Ibérico de Agroingeniería y Ciencias Hortícolas*, January.
- Franklin, O., & Morgan Hill, C. (1990). *Variable force shaker*.

- Freixa, E., Gil, J. M., Tous, J., & Hermoso, J. F. (2011). Comparative study of the economic viability of high- and super-high-density olive orchards in Spain. *Acta Horticulturae*, 924, 247–254. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2011.924.31>
- Gonçalves, A. C., Bento Dias, A., Alfonso, A., Pereira, D. G., Pinheiro, A., & Oliveira Peça, J. (2016). Mechanical versus manual harvest of *Pinus pinea* cones. *Biosystems Engineering*, 3. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2016.01.004>
- González de Molina, M., Soto Fernández, D., Guzmán Casado, G., Infante-Amate, J., Aguilera Fernández, E., Vila Traver, J., & García Ruiz, R. (2020). Agricultural Output: From Crop Specialization to Livestocking, 1900–2008. In *Environmental History (Netherlands)* (Vol. 10). [https://doi.org/10.1007/978-3-030-20900-1\\_2](https://doi.org/10.1007/978-3-030-20900-1_2)
- Guerrero-Casado, J., Carpio, A. J., Tortosa, F. S., & Villanueva, A. J. (2021). Environmental challenges of intensive woody crops: The case of super high-density olive groves. *Science of the Total Environment*, 798, 149212. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2021.149212>
- Hafezalkotob, A., Hami-Dindar, A., Rabie, N., & Hafezalkotob, A. (2018). A decision support system for agricultural machines and equipment selection: A case study on olive harvester machines. *Computers and Electronics in Agriculture*, 148(November 2017), 207–216. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2018.03.012>
- Homayouni, T., Gholami, A., Toudeshki, A., Afsah-Hejri, L., & Ehsani, R. (2022). Estimation of proper shaking parameters for pistachio trees based on their trunk size. *Biosystems Engineering*, 216, 121–131. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.02.008>
- Horvath, E., & Sitkei, G. (2001). Energy consumption of selected tree shakers under different operational conditions. *Journal of Agricultural and Engineering Research*, 80(2), 191–199. <https://doi.org/10.1006/jaer.2001.0727>
- 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>
- Jablon, L. S., Avila, S. L., Borba, B., Mourão, G. L., Freitas, F. L., & Penz, C. A. (2021). Diagnosis of rotating machine unbalance using machine learning algorithms on vibration orbital features. *JVC/Journal of Vibration and Control*, 27(3–4), 468–476. <https://doi.org/10.1177/1077546320929830>
- Jimenez-Jimenez, F., Blanco-Roldan, G. L., Castillo-Ruiz, F. J., Castro-Garcia, S., Sola-Guirado, R., & Gil-Ribes, J. A. (2015). Table olives mechanical harvesting with trunk shakers:



- Orchard adaption and machine improvements. *Chemical Engineering Transactions*, 44, 271–276. <https://doi.org/10.3303/CET1544046>
- Korthuis, D. L., & Wash, L. (1988). *Apparatus for dislodging and collecting produce from upstanding crops*. 19.
- Lalo, D. F., & Greco, M. (2017). Constitutive Modelling of a tire Plunger Test through Finite Element simulation. *Proceedings of the XXXVIII Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering*, January. <https://doi.org/10.20906/cps/cilamce2017-0790>
- 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>
- Lavee, S. (2010). Integrated mechanical, chemical and horticultural methodologies for harvesting of oil olives and the potential interaction with different growing systems. A general review. *Advances in Horticultural Science*, 24(1), 5–15.
- 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>
- Lodolini, E. M., Polverigiani, S., Giorgi, V., Famiani, F., & Neri, D. (2023). Time and type of pruning affect tree growth and yield in high-density olive orchards. *Scientia Horticulturae*, 311(January), 111831. <https://doi.org/10.1016/j.scienta.2023.111831>
- Lodolini, E. M., Polverigiani, S., Sirugo, M., & Neri, D. (2018). Damage to several olive cultivars by two over-the-row harvesters in high-density orchards. *Acta Horticulturae*, 1199, 415–419. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2018.1199.66>
- Loghavi, M., Khorsandi, F., & Souri, S. (2011). The effects of shaking frequency and amplitude on vibratory harvesting of almond (*Prunus dulcis* L. cv. 7Shahrood). *American Society of Agricultural and Biological Engineers Annual International Meeting 2011, ASABE 2011*, 3(11), 2466–2472. <https://doi.org/10.13031/2013.37424>
- Loghavi, M., & Mosheni, S. (2006). The effects of shaking frequency and amplitude on detachment of lime fruit. *Iran Agricultural Research*.
- López-Alba, E., Dorado-Vicente, R., Vasco-Olmo, J., & Díaz-Garrido, F. A. (2012). Diseño y desarrollo de una pinza vibradora para uso agrícola. *Dyna (Spain)*, 87(1), 114–119. <https://doi.org/10.6036/4099>

- 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>
- Mäkinen, H., & Colin, F. (1998). Predicting branch angle and branch diameter of Scots pine from usual tree measurements and stand structural information. *Canadian Journal of Forest Research*, 28(11), 1686–1696. <https://doi.org/10.1139/x98-141>
- Marinoudi, V., Sørensen, C. G., Pearson, S., & Bochtis, D. (2019). Robotics and labour in agriculture. A context consideration. *Biosystems Engineering*, 184, 111–121. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2019.06.013>
- Mofidian, S. M. M., & Bardaweel, H. (2018). Displacement transmissibility evaluation of vibration isolation system employing nonlinear-damping and nonlinear-stiffness elements. *JVC/Journal of Vibration and Control*, 24(18), 4247–4259. <https://doi.org/10.1177/1077546317722702>
- Moreno Martinez, F. (2020). *Contrapeso para vibradores de árboles frutales*.
- Moreno, R., Torregrosa, A., Moltó, E., & Chueca, P. (2015). Effect of harvesting with a trunk shaker and an abscission chemical on fruit detachment and defoliation of citrus grown under Mediterranean conditions. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 13(1), 1–12. <https://doi.org/10.5424/sjar/2015131-6590>
- Nasini, L., & Proietti, P. (2014). Olive harvesting. *The Extra-Virgin Olive Oil Handbook*, 87–105. <https://doi.org/10.1002/9781118460412.ch8>
- 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>
- Ortiz, C., & Torregrosa, A. (2013). Determining adequate vibration frequency, amplitude, and time for mechanical harvesting of fresh mandarins. *Transactions of the ASABE*, 56(1), 15–22. <https://doi.org/10.13031/2013.42581>
- Patil, H., & Jeyakarhikeyan, P. V. (2018). Mesh convergence study and estimation of discretization error of hub in clutch disc with integration of ANSYS. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 402(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/402/1/012065>
- PELLENC. (2005). *Self centering straddling harvesting head for machine for harvesting small fruits and machine equipped with such a harvesting head*.

- 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*(September), 57–65. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.09.036>
- Pérez-Ruiz, M., Rallo, P., Jiménez, M. R., Garrido-Izard, M., Suárez, M. P., Casanova, L., Valero, C., Martínez-Guanter, J., & Morales-Sillero, A. (2018). Evaluation of over-the-row harvester damage in a super-high-density olive orchard using on-board sensing techniques. *Sensors (Switzerland)*, *18*(4), 1–16. <https://doi.org/10.3390/s18041242>
- Peterson, D. L. (2005). Harvest mechanization progress and prospects for fresh market quality deciduous tree fruits. *HortTechnology*, *15*(1), 72–75. <https://doi.org/10.21273/horttech.15.1.0072>
- Pu, Y., Toudeshki, A., Ehsani, R., Yang, F., & Abdulridha, J. (2018). Selection and experimental evaluation of shaking rods of canopy shaker to reduce tree damage for citrus mechanical harvesting. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, *11*(2), 48–54. <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20181102.4126>
- Pu, Y., Wang, S., Yang, F., Ehsani, R., Zhao, L., Li, C., Xie, S., & Yang, M. (2023). Recent progress and future prospects for mechanized harvesting of fruit crops with shaking systems. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, *16*(1), 1–13. <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20231601.7954>
- RAO, S. (2012). *Vibraciones mecánicas*.
- Ravetti, L., & Robb, S. (2010). Continuous mechanical harvesting in modern Australian olive growing systems. *Advances in Horticultural Science*, *24*(1), 71–77.
- Recchia, L., Boncinelli, P., Sarri, D., Rimediotti, M., Vieri, M., Cini, E., & Lisci, R. (2015). Recovery of waste biomass in nurseries. *Applied Engineering in Agriculture*, *31*(3), 377–385. <https://doi.org/10.13031/aea.31.10381>
- Ruiz-Altisent, M., Ortiz-Cañavate, J., & Valero, C. (2015). Fruit and vegetables harvesting systems. In *Syria Studies* (Vol. 7, Issue 1). [https://www.researchgate.net/publication/269107473\\_What\\_is\\_governance/link/548173090cf22525dcb61443/download%0Ahttp://www.econ.upf.edu/~reynal/Civilwars\\_12December2010.pdf%0Ahttps://think-asia.org/handle/11540/8282%0Ahttps://www.jstor.org/stable/41857625](https://www.researchgate.net/publication/269107473_What_is_governance/link/548173090cf22525dcb61443/download%0Ahttp://www.econ.upf.edu/~reynal/Civilwars_12December2010.pdf%0Ahttps://think-asia.org/handle/11540/8282%0Ahttps://www.jstor.org/stable/41857625)
- Sarkar, P. (2021). Use of shaking mechanism and robotic arm in fruit harvesting: A comprehensive review. *Journal of Crop and Weed*, *17*(2), 01–09.

- <https://doi.org/10.22271/09746315.2021.v17.i2.1444>
- Scott, P. R., Orlando, F. P., Warren, R. K., & Slates, L. L. (1996). *Canopy harvester with force balanced drive*. 19.
- 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>
- Sola-Guirado, R. R., Bernardi, B., Castro-García, S., Blanco-Roldán, G. L., Benalia, S., Fazari, A., Brescia, A., & Zimbalatti, G. (2018). Assessment of aerial and underground vibration transmission in mechanically trunk shaken olive trees. *Journal of Agricultural and Engineering 2018*, 788, 191–197.
- Sola-Guirado, R. R., Blanco-Roldan, G. L., Castro-Garcia, S., Castillo-Ruiz, F. J., & Gil-Ribes, J. A. (2018). Innovative circular path harvester for mechanical harvesting of irregular and large-canopy olive trees. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 11(3), 86–93. <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20181103.3265>
- Sola-Guirado, R. R., Castillo-Ruiz, F. J., Blanco-Roldan, G. L., Gonzalez-Sanchez, E., & Castro-García, S. (2020). Mechanical canopy and trunk shaking for the harvesting mechanization of table olive orchards. *Revista de La Facultad de Ciencias Agrarias*, 52(2), 124–139.
- Sola-Guirado, R. R., Jimenez-Jimenez, F., Blanco-Roldan, G. L., Castro-Garcia, S., Castillo-Ruiz, F. J., & Gil Ribes, J. A. (2016). Vibration parameters assessment to develop a continuous lateral canopy shaker for mechanical harvesting of traditional olive trees. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 14(2). <https://doi.org/10.5424/sjar/2016142-7909>
- 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(May), 107490. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2022.107490>
- Sola-Guirado, R. R., Sánchez-Cachinero, P., & Blanco-Roldán, G. (2023). Simultaneous trunk and branch shaking in an over-the-row olive harvester. *Biosystems Engineering*, 231, 92–103. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.06.005>
- 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>

- Spatz, H. C., & Theckes, B. (2013). Oscillation damping in trees. *Plant Science*, 207, 66–71. <https://doi.org/10.1016/j.plantsci.2013.02.015>
- Tang, L., Yin, D., Chen, C., Yu, D., & Han, W. (2019). Optimal design of plant canopy based on light interception: A case study with loquat. *Frontiers in Plant Science*, 10(March), 1–11. <https://doi.org/10.3389/fpls.2019.00364>
- Tang, X. (2011). *Simulation of Vibration Harvesting Mechanism for Wolfberry Jingrui Ren*, MS student Written for Poster at the 2011 ASABE Annual International Meeting Sponsored by ASABE The Galt House Louisville, Kentucky Materials and Methods The Finite Element Model of. 0300(09).
- Théckès, B., Boutillon, X., & De Langre, E. (2015). On the efficiency and robustness of damping by branching. *Journal of Sound and Vibration*, 357, 35–50. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.07.018>
- Thomasson, J. A., Baillie, C. P., Antille, D. L., Lobsey, C. R., & Mccarthy, C. L. (2019). *Autonomous Technologies in Agricultural Equipment: A Review of the State of the Art*. 1–17. <https://doi.org/10.13031/913>
- Tombesi, S., & Farinelli, D. (2014). Evaluation of canopy elasticity, light penetration and reciprocal shading for optimal canopy management in high density hedgerow olive orchards. *Acta Horticulturae*, 1057, 315–320. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2014.1057.36>
- Tombesi, Sergio, 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>
- 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>
- Tous, J. (2011). Olive production systems and mechanization. *Acta Horticulturae*, 924(December 2011), 169–184. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2011.924.22>
- Van-Houng, N., Minh-Ngyet, B. T., Van-Hung, H., Van-Chuong, N., Minh-Tri, D., & Van-hien, P. (2021). Economic Impact of Climate Change on Agriculture: Case of Vietnam. *Handbook of Climate Change Management: Research, Leadership, Transformation*, 3(1), 1913–1937. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-57281-5\\_34](https://doi.org/10.1007/978-3-030-57281-5_34)
- Velten, S., Leventon, J., Jager, N., & Newig, J. (2015). What is sustainable agriculture? A systematic review. *Sustainability (Switzerland)*, 7(6), 7833–7865. <https://doi.org/10.3390/su7067833>

- Viaggi, D. (2015). Research and innovation in agriculture: Beyond productivity? *Bio-Based and Applied Economics*, 4(3), 279–300. <https://doi.org/10.13128/BAE-17555>
- Vieri, M., & Sarri, D. (2010). Criteria for introducing mechanical harvesting of oil olives: Results of a five-year project in Central Italy. *Advances in Horticultural Science*, 24(1), 78–90.
- 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>
- Whitney, J. D., Smerage, G. H., & Block, W. A. (1990). Dynamic analysis of a trunk shaker-post system. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, 33(4), 1066–1070. <https://doi.org/10.13031/2013.31439>
- 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>
- Xiaoqiang, D., Chuanyu, W., Leiying, H., & Junhua, T. (2015). Dynamic characteristics of dwarf chinese hickory trees under impact excitations for mechanical fruit harvesting. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 8(1), 17–25. <https://doi.org/10.3965/j.ijabe.20150801.003>
- Yung, C., & Fridley, R. B. (1974). *Computer Simulation of Vibration of Whole Tree Systems Using Finite Element Methods*.
- Zhou, J., He, L., Zhang, Q., & Karkee, M. (2014). Effect of excitation position of a handheld shaker on fruit removal efficiency and damage in mechanical harvesting of sweet cherry. *Biosystems Engineering*, 125, 36–44. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2014.06.016>
- Zion, B., Bechar, A., Regev, R., Shamir, N., Weissblum, A., Zipori, Y., & Dag, A. (2011). Mechanical harvesting of olives-an operations study. *Israel Journal of Plant Sciences*, 59(1), 71–84. <https://doi.org/10.1560/IJPS.59.1.71>
- Zipori, I., Dag, A., & Tugendhaft, Y. (2014). Mechanical harvesting of table olives: Harvest efficiency and fruit quality. *HortScience*, 49(1), 55–58. <https://doi.org/10.21273/hortsci.49.1.55>



# Anexo 1. Computational Model for the Dynamic Characterisation of a Trunk Shaker







Article

# Computational Model for the Dynamic Characterisation of a Trunk Shaker

Pedro Sanchez-Cachinero, Rafael Luque-Mohedano and Rafael R. Sola-Guirado \*

Department of Mechanics, Campus de Rabanales, University of Cordoba, 14014 Cordoba, Spain

\* Correspondence: ir2sojur@uco.es

**Abstract:** The development of trunk shaker machines over the years has been based on test-error methods in field. Mathematical or computational models have been studied with great simplifications. This paper presents a method for modelling the dynamic behaviour of a trunk shaker with a test bench. Two mass configurations were used on the test bench as well as two different vibration frequencies on the trunk shaker. Acceleration values were recorded at different points of the system. The binomial shaker-post was computationally modelled, and its dynamic response was analysed based on a modal and transient study with a series of proposed simplifications. The results of the simulations were compared with experimentally recorded acceleration values. In both cases, a linear response to mass and frequency variation was observed in the acceleration that the shaker performed. There was a high correlation in the effective accelerations (error < 4%) between experimental and computational studies measured in the trunk shaker. However, there were higher errors when the post was used in the test in the post structure points. The greatest uncertainty in the model may lie in the assumption of contact between the attachment pad and the post, but if this is not carried out, it makes convergence in the computational calculations very difficult. The method has proved its worth in determining the dynamic behaviour of these machines.

**Keywords:** vibration; mechanical harvesting; virtual simulation; dynamic response; CAD FEM



**Citation:** Sanchez-Cachinero, P.; Luque-Mohedano, R.; Sola-Guirado, R.R. Computational Model for the Dynamic Characterisation of a Trunk Shaker. *Agriculture* **2022**, *12*, 2158. <https://doi.org/10.3390/agriculture12122158>

Academic Editor: Daniela Farinelli

Received: 16 November 2022

Accepted: 13 December 2022

Published: 15 December 2022

**Publisher's Note:** MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



**Copyright:** © 2022 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

## 1. Introduction

Harvesting is usually the costliest operation for most fruit trees. Mechanisation of this operation can improve profit margins by using machinery adapted to the plantation and trees trained to the machines. Intensive plantation models use canopy shaker systems for harvesting [1–3]. However, many plantations do not have these modern arrangements and are mechanically harvested by other kinds of machines. Trunk shakers are a very useful technology for harvesting different fruits such as olives, nuts, and citrus fruits [4]. The most-used systems today, due to their simplicity, are orbital trunk shakers which have an eccentric mass rotating at high speed inside a clamp with the ability to grip the tree trunks and apply a forced vibration. This vibration must be efficiently transmitted along the tree structure to the bearing branches.

These machines have evolved considerably over several decades with the major premise of maximizing fruit removal while minimising tree damage. It is estimated that at least 85% harvesting efficiency is required for trunk shaker harvesting to be viable [5]. Field tests are often carried out on different trees in order to optimise trunk shaker technology with a very high empirical component. Over the years, machinery manufacturers have developed a multitude of trunk shaker models with different improvements that have advanced through field tests on a test-error premise. In order to continue advancing in the improvement of technology, it would be very useful to create a reliable and detailed computer model that would allow as many design modifications as desired to be made without the need for these costly field tests.

There are several parameters that are directly related to the vibration to be transmitted by the machine such as the vibration frequency, the amplitude of the movement, or the

clamping system design (contact surface; type of clamping or clamping force) [6,7]. A multitude of parameters also play a role from the point of view of the tree, in general terms: mass and distribution, stiffness, and damping, which are quite different along the plant and between different trees [8–10]. This high variability leads to the difficulty of optimising the trunk shakers, as many trees with substantial differences are required, waiting for the harvesting time, and considering the possible damage that may happen. Therefore, a test bench could be a suitable solution to improve the machines or to predict the forces and displacements generated [11].

The main model used by researchers to characterise the behaviour of the trunk shaker are based on the dynamic equilibrium equation based on the mass, stiffness, damping, and force of the system [12]. Several authors have studied the tree behaviour with a forced vibration using mathematical equations based on trees properties [13,14]. Theoretical studies have been also carried out with the binomial tree-trunk shaker, for example, to forecast the vibration power for optimal harvesting [15]. In recent years, different authors have developed computational models as a tool for predicting the dynamic behaviour of trees. The most-used model is the finite element method. El-Awady et al. simulates an olive-tree in three dimensions to analyse the behaviour of the tree structure versus the fruit arrangement found [16]. Other authors analyse the different vibration modes found in trees under different loading mode [17,18]. Wu et al. reconstructs a virtual tree and studies the dynamics of the model [19]. Centinkaya et al. characterises the dynamic response of a test bench to different configurations of the mass system of a kind of shaker using as tools a simulated environment to obtain the possible resonances in the system [20]. Hoshyarmanesh et al. proposes to analyse the behaviour of one virtual tree structure (without foliage) with a trunk shaker with critical simplifications [21]. Other authors seek to find the best configurations to produce the fruit detachment of different trees with experimental tests [22,23].

However, these works base their models on what happens in the vibration applied from the trunk to the branches and do not present methodologies for the characterisation of the machine as such. The wide range of the design possibilities and parameters of the shaker clamps lies in the possibility of generating different vibration patterns or different effects on the trees. For example, knowing the acceleration distribution in the different axes of the machine can influence harvesting efficiencies [24] and even its application in some axes can generate bark damage with irreversible damage to the plantation [25]. Modal analysis of the machines would determine the optimal working frequencies and vibration modes [26]. Therefore, obtaining a computational model that replicates the virtual dynamic behaviour of the machine can be a major improvement in the sector. However, the computational simulations can be too complex at present [27] and simplifications in the models are necessary so that the calculations can lead to adequate solutions [21]. The objective of this work is to propose and validate a methodology to characterise the dynamic behaviour of trunk shakers. The development of a computational model for the simulation of a trunk shaker working on a test bench is presented in order to maintain repeatability conditions in the tests. The results of the computational simulations will be contrasted with the experimental conditions on the test bench by analysing the effect produced by the frequency variation in the trunk shaker and the mass variation at the top of the post.

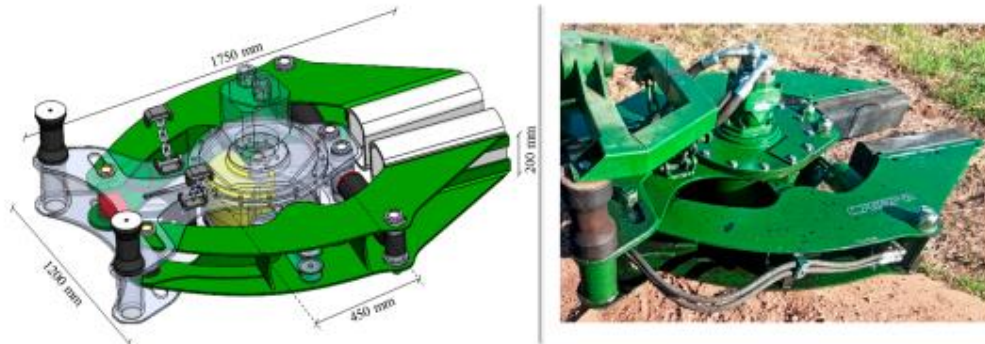
## 2. Materials and Methods

### 2.1. Trunk Shaker

The geometrical model of an experimental orbital trunk shaker (Figure 1) which has been manufactured using the usual manufacturing techniques of any machinery manufacturer (cutting of sheet metal and profiles, bending, welding, etc.). The trunk shaker has an eccentric mass of 60 kg whose centre of mass with respect to the point of rotation is 118 mm. This mass is driven by a vane motor (Veljan VM4D-128, Hyderabad, India). This motor is powered by the hydraulic flow provided by a 100 cm<sup>3</sup> variable displacement piston pump (Rexroth A10V100 EK, Lohr am Main, Germany) with a theoretical flow rate



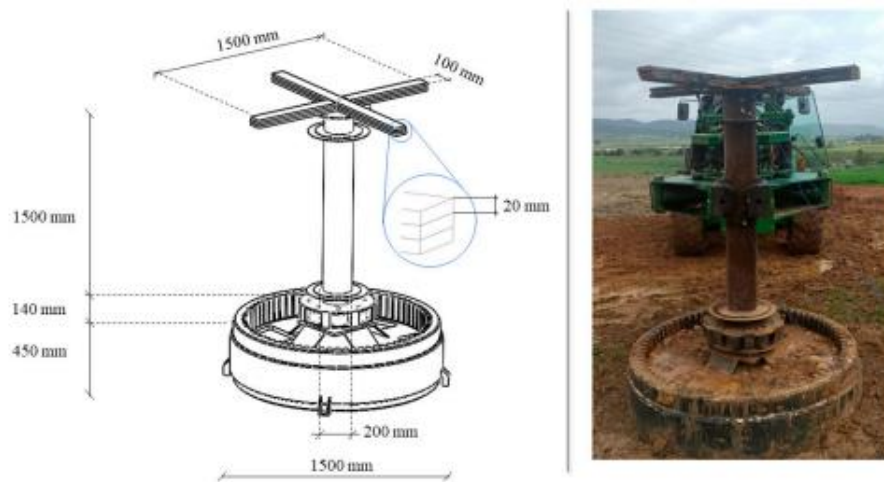
of  $200 \text{ l min}^{-1}$  at 2000 rpm. This pump is driven by the power take-off of a tractor (John Deere 6420, Moline, USA) at a working speed of 540 rpm where the tractor engine speed was set at 2200 rpm. This tractor has been mounted with a front structure that allows the tractor head to move towards and turn around the trunk of the trees. The shaker head is suspended at the end of this structure on silent-blocks and metal chains. The head has two hydraulic cylinders that move two mobile arms that pivot on joints located at the end of the head to open and close for gripping the trunk. These joints are adjustable to modify the parallelism of the pads in the opening and closing process but for this study they have been fixed in an extreme position (Figure 1). At the end of these movable arms rubber blocks are fitted which are deformed when the system closes with the tree to avoid damaging the tree bark.



**Figure 1.** Trunk shaker designed (left) and fabricated and mounted on the tractor (right).

## 2.2. Test Bench

The geometric model of a test bench has been designed and manufactured with the aim of carrying out the necessary tests for the experimental and computational study (Figure 2). The aim is to simulate an artificial tree with the major differences that may exist, but seeking to achieve a structure that allows a multitude of tests to be carried out without modifying its mechanical properties as would be the case in real trees. The system consists of a hollow metal base of 1500 mm in diameter and 450 mm high, weighing 2020 kg. In the centre of the base, anchors have been placed to raise the support plate where the artificial trunk will be installed. In such a way that there is a hollow space that can be filled with any ballast, such as sand, and thus prevent the base of the structure from moving during vibration and at the same time it can be transported to different locations with a crane. A steel post 200 mm in diameter, 8 mm thick and 1500 mm high, weighing 56 kg is welded into the plate. This post could be modified by another one with a different section simulating a different mass of the trunk of the tree but in this work only this one has been used. At the top of the post a circular plate was welded to simulate the canopy of the tree with two  $20 \times 100$  mm cross-section plates, 1500 mm long, arranged in a cross. Different masses can be superposed on this system to vary the mass conditions of the canopy, although in this work two configurations were used: a set of one cross (one mass of 46 kg) and a set of three crosses (three masses of 138 kg).



**Figure 2.** Test bench made together with the trunk shaker set up for the vibration test (right) and dimensions test bench (left).

### 2.3. Experimental Study with the Trunk Shaker and the Test Bench

Different tests have been carried out with the trunk shaker manufactured as shown below. In the first study, the vibration generated by the trunk shaker in a free state was characterised. To do this, it was suspended horizontally by pressing the pad to pad and vibration was applied by measuring the acceleration generated at the end of the arm close to the block. In a second study, the vibration generated on the test bench was characterised by placing it horizontally and perpendicular to the post at a height of 76 mm from the base, pressing pads centred on the post, giving a distance between the supports of 410 mm between the plates that grip the blocks (distance used in later studies 3.1).

With each of these two studies a 10 s vibration was carried out with a start-up ramp of 1 s until its permanent regime and a quick stop of 0.5 s. Four different configurations were studied by modifying the rotational speed of the vibration motor (different frequency) and modifying the mass of the test bench to be vibrated. The engine displacement was modified by placing rings that report 102 and 138 cubic centimetres with respective speeds of 1380 and 1080 rpm to modify the speed of rotation. With these configurations, vibrations with a frequency of 23 and 18 Hz, respectively, were measured in the workshop. One mass or three masses were welded to the top of the post, as described in Section 2.2, to modify the mass of the post. Each of these tests was carried out three times.

In each test, the accelerations generated in the assembly were recorded using three triaxial piezoelectric accelerometers (PCB Piezotronics 356A32, New York, NY, USA) connected to a dynamic signal analyser (OROS 36 Mobi-Pack, Meylan, France). The accelerometers were placed on the head of the shaker clamp; on the post in the grip height between the two pads and on the post of the top near the junction point with the cross-masses (Figure 3). After each repetition, the clamp was opened and closed to relieve internal stresses in the pads generated in the previous vibration maintaining parallelism and height between floor and the base of the test bench and the shaker. It was assumed that the oil temperature was similar and the tractor working rates were kept stable.

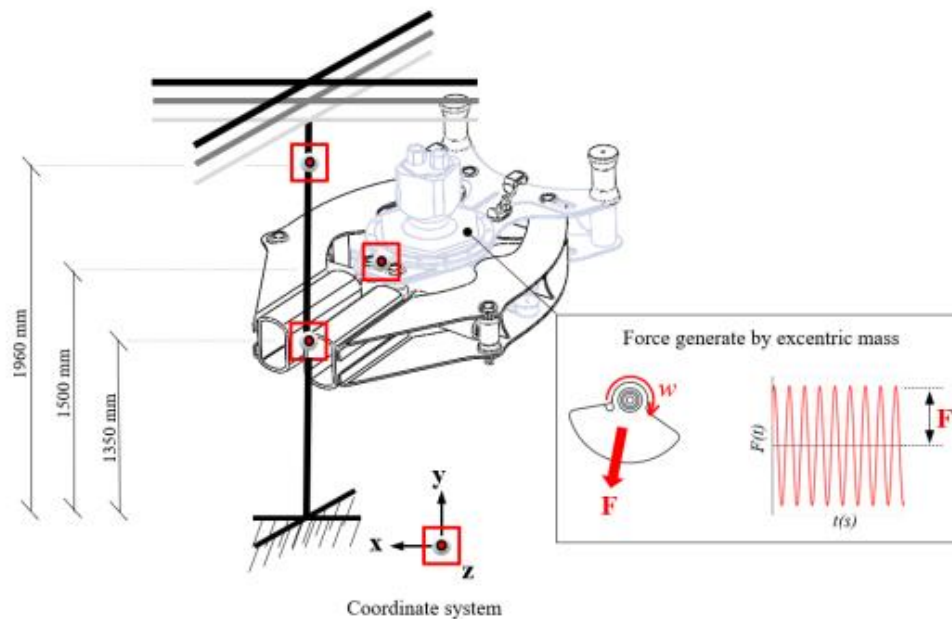


Figure 3. Position of the accelerometers on the test bench.

The following is the nomenclature used in each of the tests together with the respective study points.

- (C-f-F18): Configuration with trunk shaker vibrating free at a steady-state frequency of 18 Hz.
- (C-f-F23): Configuration with trunk shaker vibrating free at a steady-state frequency of 23 Hz.
- (C-p1m-F18): Configuration with 1 mass on the post with the trunk-shaker vibrating at a steady-state frequency of 18 Hz.
- (C-p3 m-F18): Configuration with 3 masses on the post and 18 Hz on the trunk shaker.
- (C-p1m-F23): Configuration with 1 mass on the post and 23 Hz on the trunk shaker.
- (C-p3m-F23): Configuration with 3 masses on the post and 23 Hz on the trunk shaker.

#### 2.4. Computational Test

As many simulations were performed as the experimental tests with the same configurations. Once the calculations were completed three points were chosen in the geometry of the computational model that coincide with the points where the accelerometers were installed in the experimental test (Figure 3). At each point, the acceleration values as a function of time were obtained for each axis of the coordinate system. Of the 10 s of vibration set, 5 were analysed in which the vibration remained stable in a permanent regime. A fast Fourier transform (FFT) was used to determine the root mean square (RMS) acceleration of each accelerometer axis in the main frequency domain. The resultant acceleration was determined as the vector sum of each of the three axes. The transmissibility of the acceleration was calculated as the ratio (%) between two different points along the vibration path: Trunk shaker–Post in the grip; Trunk shaker–Top of the post; Post in the grip–Top of the post.



### 3. Preparations of the Computational Model

The model of the trunk shaker designed with the Solid-Works 2020 software (Waltham, MA, USA) was exported to the Ansys 19.2 software (Canonsburg, PA, USA) to compute its dynamic behaviour. All the tests carried out in Section 2.3 have been replicated by means of a series of virtual simulations for which it has been necessary to establish a methodology for the modelling and calculation described below:

#### 3.1. Preparation of the Geometry of the Trunk Shaker Pads

The shaker pads deform when they press on the element to be vibrated in order to achieve a grip with the largest possible surface area that does not damage the trunk and prevents slippage. An ‘Static Structural’ analysis was carried out to obtain the characteristic geometry of this deformed pad. Firstly, the geometry of the trunk shaker was simplified in the CAD ‘Computer Assistant Design’ software ‘Space Claim’, leaving only the elements involved in the calculation. The structure or movable arms of the locking/opening and their pads, as well as the test bench to be used as mentioned above (Figure 4). Then, the material properties of the pads were adjusted by setting it as a hyperelastic material from its deformation constants. For this purpose, the Mooney-Rivlin constants related to the hardness of the cue were used, which was experimentally determined as 65 shore, in shore scale A [28]. The forces necessary for the clamp to close were then applied to the model in such a way that the distance between the pads supports was the same as the distance determined experimentally in the tests. In this way, the pads are forced to deform while adapting to the post. The mesh obtained from the deformed dowel was exported in ‘stl’ format. This point cloud was edited again in the ‘SpaceClaim’ tool to create an isolated solid with the deformed pad. The geometry of the deformed pad (Figure 4 left) was replaced in the original CAD of the trunk shaker.

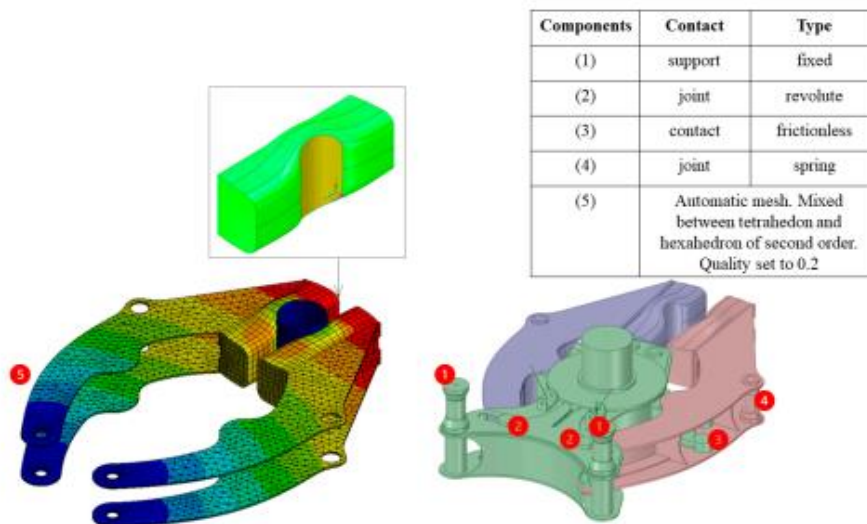


Figure 4. Geometry of the deformed pad (left) and geometry of the trunk shaker simplified for dynamic simulation (right).

#### 3.2. Determination of the Variable Forces Generating Vibration

The load generated by the rotating eccentric mass was calculated in a ‘Rigid Dynamics study’. The rotation of the trunk shaker mass was simulated around a support that

simulates the behaviour of a bearing at the angular velocity that was established in the real tests. The force generated by the trunk shaker is a force of equal module with a constant change of direction. It is directly related to the weight of the mass, the eccentricity, and the square of angular velocity. The reactions in the bearing calculated with the tool were exported and used in a later step.

### 3.3. Preparation of the Geometry of the Trunk Shaker

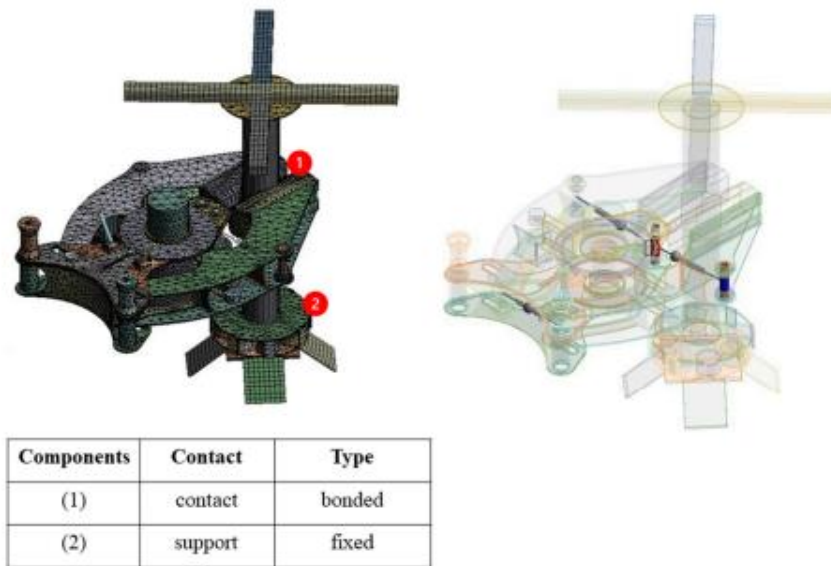
The CAD model of the trunk shaker and the deformed pad was imported into the 'Space Claim' tool to perform a series of simplifications aimed at lightening the simulation (Figure 4 right):

- Holes, fasteners, roundings, and other geometries that do not affect the calculation were removed.
- All tolerances between components were removed and all components were made to match.
- Elements of complex geometry, such as the engine, were simplified while maintaining volumes and weights like the real ones.
- The components of the machine were grouped according to their relative mobility to each other obtaining the casing that houses the unbalance masses and the two arms that originate the blind and opening.
- Special elements such as chains which support the suspended trunk shaker are replaced by bar elements (link180) which are then configured in the next step to work only in traction.
- The hydraulic cylinders that perform the opening and closing of the clamp are replaced by 'spring' type elements so that they can be configured to generate a clamping tension if desired. However, in this work they were configured with a very high stiffness to resemble a fixed bar and maintain the position of the clamp closed in the vibration process.
- The eccentric mass was eliminated leaving only the shaft that supports it. In subsequent steps, a shaft density was defined to simulate the total mass of the system and further on it was configured to generate the loads exerted by the eccentric mass, calculated in step 3.2, applied on the shaft itself.

### 3.4. Dynamic System Analysis

A "Modal" study was carried out as the basis for a 'Transient structural'. With this configuration, the calculation time is significantly reduced by using the 'MSUP' modal superposition method incorporated in the Ansys tool. The mechanical properties of the materials of each element were defined in the 'Engineering data' section: The steel components are defined as 'Structural Steel' (default material) equivalent to the steel used in the fabrication (S355). The eccentric mass shaft was defined as the same steel but with the density modified to maintain the actual weight of the shaft-mass assembly. The elastomeric elements mainly rubbers (clamping support between the head and the structure of the tractor, as well as the cleats) were considered as an incompressible elastic material. It is assigned a Poisson's coefficient of 0.49. Young's modulus is obtained indirectly from its shore hardness [28]. This is a compromise solution since the rubbers are hyperelastic materials with non-linear behaviour which would need to be tested to obtain their hyperelasticity coefficients but doing it this way does not allow the 'MSUP' method to be used since it is only compatible with linear studies. The geometry of the complete trunk shaker was imported into the 'Geometry' study. The "Mechanical" tool was used to define the contacts and connections ('contact, joint') between the different components of the shaker, surfaces, joints, supports, etc. (Figure 5, right).





**Figure 5.** Meshing (left) and ‘Connections’ (right) defined in the simplified model of the trunk shaker and test bench.

The main connections used were as follows. ‘Joint fixed body to ground’ between a fixed reference (points where the head is suspended) and the head housing, as well as the areas where the base of the trainer is attached. ‘Revolute’ and ‘frictionless’ type ‘contact’ joints at the scissor-type clamp joint between the frame and the clamps. ‘Spring type joint’ at the place of the opening and closing cylinders with a high ‘longitudinal stiffness’ constant of elasticity ( $10^7$  N/mm) so that its behaviour resembles that of a steel bar with similar capacities to the cylinder in a fixed position.

The contact between the pads and post is configured as a ‘bonded’ type contact that does not allow relative displacements between the two solids. This last consideration generates uncertainty in the calculation, since there is a certain amount of sliding between the pads and the post that cannot be simulated in the type of study that has been carried out.

‘Mesh’ was defined for the whole assembly with all its default options. In specific areas where greater precision is required, a ‘sizing’ is applied to alter the mesh size as needed, as in the case of the joints, the chain, the pads and the post (Figure 5, left). The mesh applicated was a mix of hexahedron and tetrahedron of second order with a quality parameter of 0.2 and a medium smoothing.

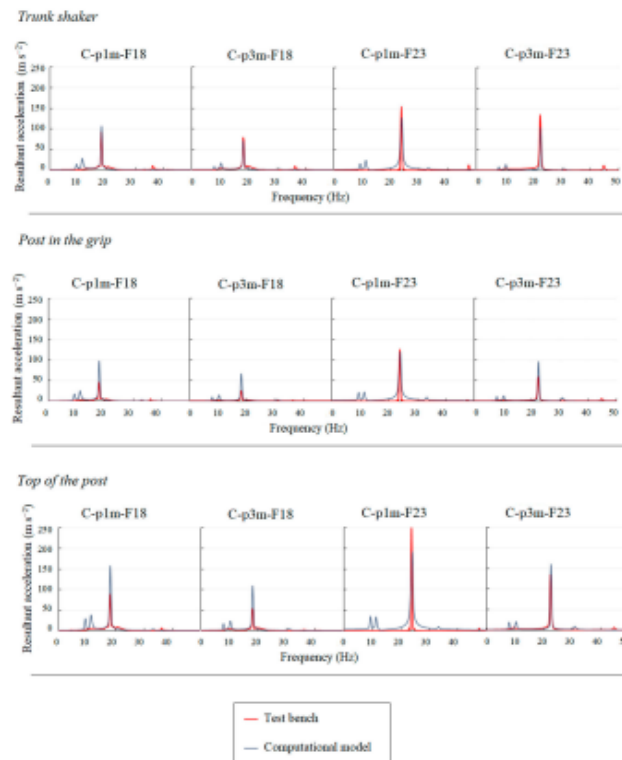
#### 4. Results

Table 1 shows the resulting accelerations generated by the trunk shaker in the experimental free test and its respective virtual simulation. The level of similarity in the resulting acceleration between the two tests was high, around 94% and 97% for frequencies of 18 Hz and 23 Hz, respectively, always considering the results of the experimental tests as the reference ones. The computational model reported slightly higher resultant acceleration values.

**Table 1.** Resultant accelerations ( $m\ s^{-2}$ ) of trunk shaker free for both models.

	Computational Model	Test Bench
C-f-F18	115.49	109.01
C-f-F23	195.88	190.11

Figure 6 shows the resultant acceleration values in the frequency spectrum for the different study points measured (Figure 3) in the different trunk shaker and test bench configurations. The predominant frequencies of the computational model coincide with the experimental results, since the engine revolutions introduced as input in the computational model were the same as those used in the experimental tests. In the trunk shaker, the acceleration values had a high level of similarity with relative errors of less than 4% between the experimental test and the computational model, especially with 1 mass on the post. However, at the points post in the grip and top of the post, the percentage error increases between the measured and the simulation. The highest levels of variation between the computational model vs. experimental test were obtained at the point of contact between the trunk shaker and the top of the post. It can also be seen that the error is greater in the tests carried out at 18 Hz with variations between 50–80%, than in the tests carried out at 23 Hz where the errors decrease between 1–20%.



**Figure 6.** Vibration spectrum of the computational model and the experimental model recorded at the 3 study points.

Looking at how the frequency increases from 18 to 23 Hz (at the same post configuration with 1 mass or 3 masses) we can see that:

- In the free vibration, the trunk shaker shows a similar increase in both models, around 174%.
- The percentage increase in trunk shaker is around 130% being similar between measured and predicted by the computational model.
- In the post structure there is an increase in acceleration of around 210–270% in the experimental test, and 140–170% in the computational simulation, with similar increases between post in the grip and top of the post.

Looking at how increasing the mass on the test bench from 46 to 138 kg (at the same trunk shaker frequency configuration) we can see that:

- The resultant acceleration values decrease in all cases.
- In the trunk shaker the resultant acceleration drops to around 90% and 70% in the experimental and computational test, respectively, from 46 to 138 kg of post mass.
- At the points of the post structure, the resulting acceleration decreases by approximately 61% in the measurement and 65% in the simulation. This decrease is greater at higher frequencies in all cases. The percentages are similar for the post at the grip and the top of the post.

Figure 7 shows the vibration transmissibility along the trunk shaker-test bench. Experimental tests provided high repeatability in each configuration, with the standard deviation being lower than 0.5% (in terms of acceleration transmissibility) for 18 Hz frequency configurations and 4% for 23 Hz frequency configurations. A decrease in energy is observed from the trunk shaker to the post in the grip in both models and for all the proposed configurations. Between the post in the grip and top of the post an increase in acceleration is found in both models and in each of the configurations being almost double in the experimental case and  $\times 1.6$  in the computational model. Higher transmissivity values were obtained with increasing the frequency of the shaker, maintaining mass of the post; and lower values with increasing the mass of the post and maintaining the frequency of the shaker. The computational model responds in a less attenuated way to these variables, with C-p1m-F18 and C-p3m-F18 being the configurations that offer the greatest discrepancy with respect to the experimental tests.

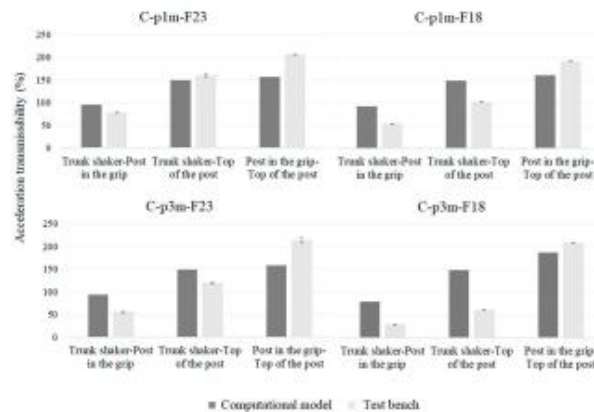


Figure 7. Acceleration transmissibility (%) between Trunk shaker-Post in the grip, Trunk shaker-Top of the post, and Post in the grip-Top of the post for the configuration considered.

Figure 8 shows the elliptical acceleration orbits recorded in both models at the top of the post. These comprise 5 s of steady vibration and lie in the xz plane of vibration (Figure 3). The computational model plotted trajectories very similar to those measured experimentally in terms of their order of magnitude and shape, although with differences that are reflected in the thickness of the generated orbit. The trajectories generated in the experimental model define a less equivoque path than the one recorded in the computational model. Compared to the experimental model, these distributions do not show any inclination of their principal axes against the coordinate axes. At the same frequency, increasing the mass of the post to be shaken results in a flatter acceleration orbit with less circularity. At the same mass, the x-axis of the acceleration increases with increasing frequency.

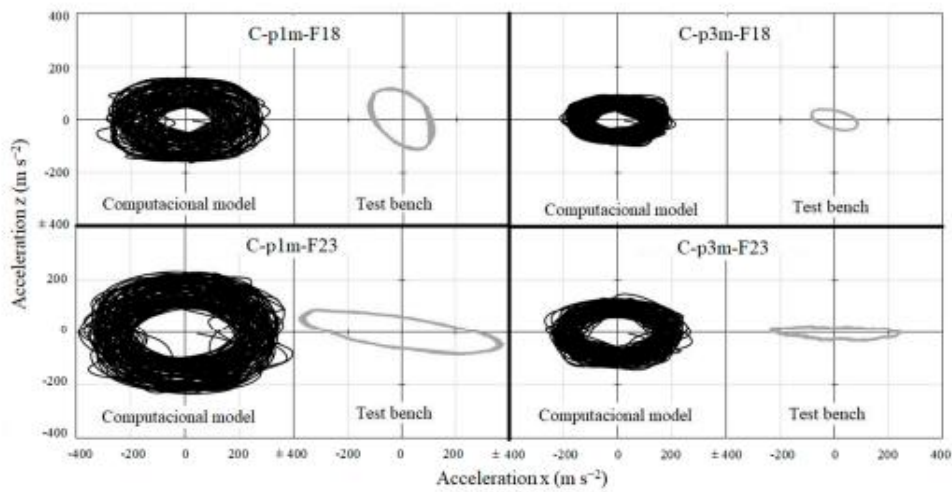


Figure 8. Orbits of accelerations recorded at Top of the post for the configurations considered.

The results obtained in modal analysis show the different modes of vibration found in the system. These may vary slightly from the real modes of vibration; however, it is possible to predict the behaviour in an approximate way. The first mode is found at 3.9 Hz where the model reproduces a movement along the z-axis (Figure 9), finding the maximum deformations at the high points of the test bench. The second mode of vibration is at 6.8 Hz causing a movement along the x-axis, (Figure 9). The maximum deformations were again found in the superior part of the model; however, they increased from 1.7 mm to 2.3 mm compared to the first vibration mode. The third mode of vibration is found at 10.8 Hz generating a torsional movement in the vibrator and finding the maximum deformations at the sides of the vibrator (2.8 mm maximum) (Figure 9).



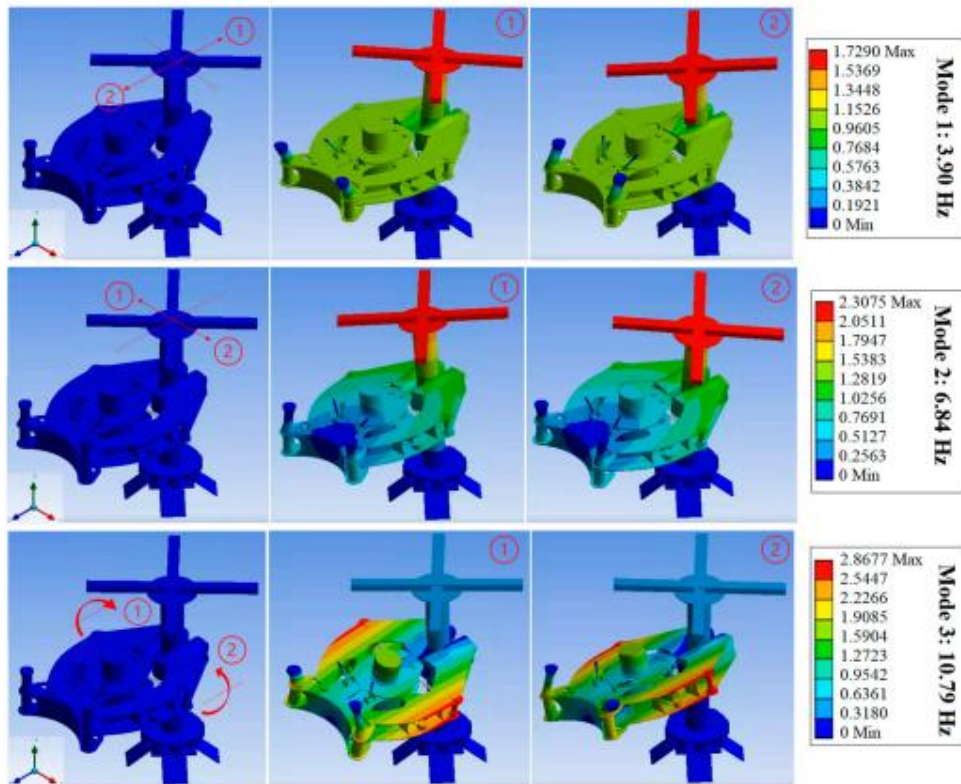


Figure 9. Deformations in mm calculated in the first 3 modes of the modal study. Positions 1 and 2 are the extremes in each mode.

### 5. Discussion

The points characterised in the acceleration recording work (Figure 3) provide information on the operation of the trunk shaker and have been commonly examined by various researchers [29,30]. However, to analyse the consistency of the computational model with respect to an experimental measurement, it is necessary to perform them on a test-bench such as the one used to obtain high repeatability (Figure 7) and to rule out uncertainties of other biomechanical variables. The point of application of the vibration is very important. Vibration propagation is facilitated by increasing the grip height of the trunk shaker leading to a reduction in driving force [21]. However, high gripping heights can provide excessive response in the branches and damage them. Conversely, setting the grip height close to the ground can cause root damage [31]. The diameter of the trunk to be gripped is also a factor to be considered in trunk shaker harvesting, since the larger the diameter, the higher the vibration power required to harvest the fruit [32]. Different studies have recorded the resulting acceleration generated in the trunk using trunk shakers with values of  $60\text{--}170\text{ m s}^{-2}$  between  $14\text{--}22\text{ Hz}$  for citrus [30] and  $70\text{--}99\text{ m s}^{-2}$  between  $22\text{--}26\text{ Hz}$  for olive trees [24]. These values are very similar to those measured in this work on the post in the grip, although with somewhat lower values on the test bench due to its higher stiffness. However, the values recorded on the test bench with one mass are practically

identical to the accelerations measured on similar test benches:  $54\text{--}94\text{ m s}^{-2}$  for frequencies 19 Hz [33].

The level of similarity between the simulations carried out with the experimental tests is very high when the machine is working free (Table 1). Nevertheless, greater deviations begin to be generated between the predicted accelerations when the machine-test bench binomial is simulated. Part of the differences observed in the frequency spectrum (Figure 6) between the experimental and simulated results are due to the distribution of the acceleration at different frequencies, which are not distributed in the same way. Experimental results revealed harmonics at higher frequencies, similar to those reported in other work on trunk shaker simulations [20].

It has been demonstrated that there is a relationship of increasing the resulting acceleration at any point with increasing frequency. However, as mentioned in the introduction section, each type of fruit tree has a range of frequencies determined to knock down the fruit efficiently, so that an increase in acceleration does not necessarily result in a higher percentage of fruit being knocked down. The study of the development of new trunk shakers must also incorporate the amplitude component needed in the tree trunk to obtain high harvesting efficiencies which is directly related to the mass and eccentricity of the rotating mass system of these machines [34].

On the contrary, increasing the mass to vibrate (test bench) has been shown to decrease the acceleration values recorded. This is related to the fact that for the same type of fruit tree, there may be differences in the efficiency of the same machine due to the diversity in tree morphology (mass, damping and stiffness) [10]. The amount of mass distributed in the tree, as well as the amount of leaves, fruit distribution or amount of wood in the tree structure directly affect the energy recorded for the same study point [8].

Harvesting fruit trees by trunk shaker requires adequate transmission of mechanical waves from the trunk to the branches, causing a movement in the fruit capable of overcoming the inertial force of the stalk and dropping it [21]. There is a loss of energy produced in the pads with the friction between the trunk shaker and the tree. This decrease is much more accentuated when the trunk shaker has been used in the test bench coinciding with other works carried out [20]. The transmissibility values measured in this work are quite like those reported from trunk-to-branch in different fruit trees and in computational models of trees [35]. Comparing the experimental vs. simulation results, a greater reduction in the transmitted acceleration is observed in the experimental tests than the simplifications carried out in the computational model in the simulation of the trunk shaker post-contact. This may be due to the modelling of the pads without considering their non-linear behaviour, to discrepancies in their real mechanical properties or to the type of simulated contact with the post. In particular, the type of contact established between solidary and fixed is known to be unrealistic due to the existing frictions. However, it is highly complicated to simulate the friction between the post and the pads and this would be a line of future work to improve the model. The simplifications made to the pads as a solid connection to the post reduce the computational load and enable the calculation to converge but introduce significant uncertainty in the results.

The displacements found along the test bench are caused by the unbalance produced by the eccentric mass of the trunk shaker. The modal analysis allows to detect possible failures in the shaker or in the test bench as well as the resonance effect. Other modal studies focus on the stem–fruit junction in order to know the stress/displacement required for dropping it [21]. The maximum deformations in the pads according to the simulations were found to be around 1 mm in Mode 2. High deformations in the post in the grip would lead to heats up in the pads and consequently to significant bark injuries in fruit trees. In this sense, the prediction of the acceleration orbits that the shaker can realise are also of vital importance. To ensure an adequate vibration distribution, the smaller value of the principal axes divided by the larger value of the principal axes should be equal to or greater than 0.5 [24].



## 6. Conclusions

The results obtained in experimental tests and computer simulations coincide precisely in the characterisation of the work of the trunk shaker free (error < 4%). The error in the resulting predicted accelerations is higher when the machine works attached to the post. The experimental vibration spectrum is very similar to that obtained with the simulations, although there is a different distribution of harmonics which may result in some differences in the resulting accelerations measured at the points of this work. In the cases of study, the error percentage is minimal in the trunk shaker, increase in the points of test bench, 1–20% for configuration with 23 Hz and 50–80% for configurations with 18 Hz. When the frequency of vibration is increased, the resulting accelerations increase in all cases; conversely, when the mass of the vibrating bench is increased, the resulting accelerations decrease. The vibration transmissibility is reduced between the trunk shaker and the post by 35–75% depending on the configuration studied but increases between the low post and the high post by 150–200%. The results of transmissibility and resultant values have a certain similarity with those measured in trees, although lower due to the stiffness of the system. The computational modal analysis revealed good results in the prediction of the generated acceleration orbits and the characterisation of the vibration modes of the assembly.

In summary, the proposed computational model offers an important potential in the development of these machines and their optimisation without the need of developing multiple pro-types and performing many field tests. However, in order to improve the results, future research should be directed towards improving the model in the type of contact generated between the pads and the tree or test post.

**Author Contributions:** Conceptualization, R.R.S.-G.; methodology, R.R.S.-G.; test, P.S.-C. and R.L.-M.; data collection, P.S.-C. and R.L.-M.; formal analysis, P.S.-C. and R.L.-M.; investigation, R.R.S.-G.; Project administration and funding acquisition, R.R.S.-G.; writing, R.R.S.-G. and P.S.-C. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

**Funding:** This work is part of the research Project “Optimisation of vibration technology for improving the efficiency of mechanised harvesting of fruit trees” (1381058-R) that has been co-financed by the Operational Programme FEDER 2014–2020 and by the Consejería de Economía, Conocimiento, Empresas y Universidad de la Junta de Andalucía.

**Institutional Review Board Statement:** Not applicable.

**Informed Consent Statement:** Not applicable.

**Data Availability Statement:** Not applicable.

**Conflicts of Interest:** The authors declare no conflict of interest.

## References

- Peterson, D.L.; Takeda, F. Feasibility of mechanically harvesting fresh market quality eastern thornless blackberry. *Appl. Eng. Agric.* **2003**, *19*, 25–30. [[CrossRef](#)]
- Pu, Y.; Toudeshki, A.; Ehsani, R.; Yang, F.; Abdulridha, J. Selection and experimental evaluation of shaking rods of canopy shaker to reduce tree damage for citrus mechanical harvesting. *Int. J. Agric. Biol. Eng.* **2018**, *11*, 48–54. [[CrossRef](#)]
- Ravetti, L.; Robb, S. Continuous mechanical harvesting in modern Australian olive growing systems. *Adv. Hortic. Sci.* **2010**, *24*, 71–77.
- Afsah-Hejri, L.; Homayouni, T.; Toudeshki, A.; Ehsani, R.; Ferguson, L.; Castro-García, S. Mechanical harvesting of selected temperate and tropical fruit and nut trees. *Hortic. Rev.* **2002**, *49*, 171–242.
- Farinelli, D.; Ruffolo, M.; Boco, M.; Tombesi, A. Yield efficiency and mechanical harvesting with trunk shaker of some international olive cultivars. *Acta Hortic.* **2012**, *949*, 379–384. [[CrossRef](#)]
- Affeldt, H.A.; Shackel, K.A.; Slaughter, D.C. Methodology for determining almond shaker displacement and frequency. *Trans. ASAE* **2003**, *19*, 141–144.
- Brown, G.K.; Rauch, M.H.; Timm, E.J. Improved Clamp Pad for Trunk Shakers. *Trans. ASAE* **1988**, *31*, 677–682. [[CrossRef](#)]
- Castro-García, S.; Aragon-Rodríguez, F.; Arias-Calderón, R.; Sola-Guirado, R.R.; Gil-Ribes, J.A. The contribution of fruit and leaves to the dynamic response of secondary branches of orange trees. *Biosyst. Eng.* **2020**, *193*, 149–156. [[CrossRef](#)]
- Spatz, H.C.; Theckes, B. Oscillation damping in trees. *Plant Sci.* **2013**, *207*, 66–71. [[CrossRef](#)]

10. Tombesi, S.; Poni, S.; Palliotti, A.; Farinelli, D. Mechanical vibration transmission and harvesting effectiveness is affected by the presence of branch suckers in olive trees. *Biosyst. Eng.* **2017**, *158*, 1–9. [\[CrossRef\]](#)
11. Whitney, J.D.; Smerage, G.H.; Block, W.A. Dynamic analysis of a trunk shaker-post system. *Trans. ASAE* **1990**, *33*, 1066–1070. [\[CrossRef\]](#)
12. Singiresu, S. *Vibraciones Mecánicas Quinta Edición*; Pearson Education: Mexico City, México, 2012.
13. Yung, C.; Fridley, R.B. Computer Simulation of Vibration of Whole Tree Systems Using Finite Element Methods. *Trans. ASAE* **1975**, *18*, 475–481. [\[CrossRef\]](#)
14. Ma, R.; Homayouni, T.; Toudeshki, A.; Ehsani, R.; Zhang, X. An Experimental Study and Mathematical Modeling of Vibration Transfer in Pistachio Trees Using an Inertia-Type Trunk Shaker and Field-Adapted Wireless Sensors. *Shock. Vib.* **2022**, *2022*, 111–125. [\[CrossRef\]](#)
15. Láng, Z. Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design. *Biosyst. Eng.* **2006**, *93*, 35–44. [\[CrossRef\]](#)
16. El-Awady, M.N.; Genaidy, M.A.I.; Rashowan, M.; El-Attar, M.Z. Modeling and Simulating of Olive-Tree Harvesting Mechanism. *Misr J. Agric. Eng.* **2008**, *25*, 712–722. [\[CrossRef\]](#)
17. Bentaher, H.; Haddar, M.; Fakhfakh, T.; Maaiej, A. Finite elements modeling of olive tree mechanical harvesting using different shakers. *Trees-Struct. Funct.* **2013**, *27*, 1537–1545. [\[CrossRef\]](#)
18. Tang, X. Simulation of Vibration Harvesting Mechanism for Wolfberry. In *2011 Louisville, Kentucky, 7–10 August 2011*; American Society of Agricultural and Biological Engineers: St. Joseph, MI, USA, 2011.
19. Wu, C.; He, L.; Du, X.; Chen, S.; Ni, K. 3D reconstruction of Chinese hickory tree for dynamics analysis. *Biosyst. Eng.* **2014**, *119*, 69–79. [\[CrossRef\]](#)
20. Cetinkaya, C.; Polat, R.; Ozalp, A.F. Investigation of the vibration effect of using single or double eccentric mass in the trunk shakers used in fruit harvesting. *Eng. Sci. Technol. Int. J.* **2022**, *35*, 101228. [\[CrossRef\]](#)
21. Hoshyarmanesh, H.; Dastgerdi, H.R.; Ghodsi, M.; Khandan, R.; Zareinia, K. Numerical and experimental vibration analysis of olive tree for optimal mechanized harvesting efficiency and productivity. *Comput. Electron. Agric.* **2017**, *132*, 34–48. [\[CrossRef\]](#)
22. Wei, J.; Yang, G.Y.; Yan, H.; Jing, B.; Yu, Y. Rigid-flexible coupling simulation and experimental vibration analysis of pistachio tree for optimal mechanized harvesting efficiency. *Mech. Adv. Mater. Struct.* **2021**, *28*, 2360–2369. [\[CrossRef\]](#)
23. Niu, Z.; Xu, Z.; Deng, J.; Zhang, J.; Pan, S.; Mu, H. Optimal vibration parameters for olive harvesting from finite element analysis and vibration tests. *Biosyst. Eng.* **2022**, *215*, 228–238. [\[CrossRef\]](#)
24. Leone, A.; Romaniello, R.; Tamborrino, A.; Catalano, P.; Peri, G. Identification of vibration frequency, acceleration, and duration for efficient olive harvesting using a trunk shaker. *Trans. ASABE* **2015**, *58*, 19–26.
25. Abdel-Fattah, H.M.; Shackel, K.A.; Slaughter, D.C. Substantial vertical tree displacements occur during almond harvesting. *Am. Soc. Agric. Eng.* **2003**, *19*, 145–150.
26. Castro-García, S.; Gil-Ribes, J.A.; Blanco-Roldán, G.L.; Agüera-Vega, J. Mode shapes evaluation of trunk shakers used in oil olive harvesting. *Trans. ASABE* **2007**, *50*, 727–732. [\[CrossRef\]](#)
27. Patil, H.; Jeyakarthyayan, P.V. Mesh convergence study and estimation of discretization error of hub in clutch disc with integration of ANSYS. In *Proceedings of the 2nd International Conference on Advances in Mechanical Engineering (ICAME 2018)*, Kattankulathur, India, 22–24 March 2018; Volume 402.
28. Lalo, D.F.; Greco, M. Rubber bushing hyperelastic behavior based on shore hardness and uniaxial extension. In *Proceedings of the 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, COBEM-2017, Curitiba, Brazil, 3–8 December 2017*; Volume 5280.
29. Recchia, L.; Boncinelli, P.; Sarri, D.; Rimediotti, M.; Vieri, M.; Cini, E.; Lisci, R. Recovery of waste biomass in nurseries. *Appl. Eng. Agric.* **2015**, *31*, 377–385.
30. Torregrossa, A.; Porras, I.; Martín, B. Mechanical harvesting of lemons (cv. Fino) in Spain using abscission agents. *Trans. ASABE* **2010**, *53*, 703–708. [\[CrossRef\]](#)
31. Sola-Guirado, R.R.; Bernardi, B.; Castro-García, S.; Blanco-Roldán, G.L.; Benalia, S.; Fazari, A.; Brescia, A.; Zimbalatti, G. Assessment of aerial and underground vibration transmission in mechanically trunk shaken olive trees. *J. Agric. Eng.* **2018**, *788*, 191–197. [\[CrossRef\]](#)
32. Homayouni, T.; Gholami, A.; Toudeshki, A.; Afsah-Hejri, L.; Ehsani, R. Estimation of proper shaking parameters for pistachio trees based on their trunk size. *Biosyst. Eng.* **2022**, *216*, 121–131. [\[CrossRef\]](#)
33. Castillo-Ruiz, F.J.; Blanco-Roldán, G.L.; Jiménez-Jiménez, F.; Colmenero-Martínez, J.T.; Castro-García, S.; Sola-Guirado, R.R.; Gil-Ribes, J.A. Comportamiento de un vibrador de troncos orbital sobre un poste de acero empotrado en zapata de hormigón. In *Proceedings of the VIII Congreso Ibérico de Agroingeniería y Ciencias Hortícolas, Orihuela-Algorfa, Valencia, Spain, 1–3 June 2015*.
34. López-Alba, E.; Dorado-Vicente, R.; Vasco-Olmo, J.; Díaz-Garrido, F.A. Diseño y desarrollo de una pinza vibradora para uso agrícola. *Dyna* **2012**, *87*, 114–119.
35. Peng, J.; Xie, H.; Feng, Y.; Fu, L.; Sun, S.; Cui, Y. Simulation study of vibratory harvesting of Chinese winter jujube (*Zizyphus jujuba* Mill. cv. Dongzao). *Comput. Electron. Agric.* **2017**, *143*, 57–65. [\[CrossRef\]](#)





Anexo 2. Configurable trunk shaker for the  
mechanical harvesting of different fruit  
branches





Original Manuscript

# Configurable trunk shaker for the mechanical harvesting of different fruit branches

Journal of Vibration and Control  
2023, Vol. 0(0) 1–9  
© The Author(s) 2023  
Article reuse guidelines:  
[sagepub.com/journals-permissions](https://sagepub.com/journals-permissions)  
DOI: 10.1177/10775463231174495  
[journals.sagepub.com/home/jvc](https://journals.sagepub.com/home/jvc)

Rafael R Sola-Guirado<sup>1</sup> , Pedro Sánchez-Cachinero<sup>1</sup>, and Sergio Tombesi<sup>2</sup>

## Abstract

Trunk shakers perform a forced vibration that should be set according to tree species and architecture to efficiently detach fruits. However, manufacturing companies produce designs that are poorly customisable according to different trees. This work presents a prototype that is configurable in amplitude and frequency of vibration, which has been developed to generate the different vibration patterns required by various fruit trees. To study the feasibility of the developed technology, we built a test bench with a post, to which we fixed olive, almond and orange tree branches, and tested different configurations of the machine (frequencies from 12.25 to 20.75 Hz and eccentricities from 58 to 86 mm). Acceleration values were recorded at different points: the trunk shaker, the post in the grip, the top of the post, and in each branch. We recorded a large loss of acceleration transmissibility between the shaker and the post (20%–60%) due to existing frictions that dissipate energy through heat loss. There is a non-linear increase between vibration frequency and the resultant acceleration value recorded, as well as with increasing eccentricity. The shaker was able to provide a different vibration pattern in each configuration, affecting the transmission of vibration in each of the branches studied, for which mean acceleration transmissibility ranged between 82% (almond), 104% (olive) and 136% (orange).

## Keywords

Machine design, vibration, eccentric mass, mechanical harvesting, frequency, amplitude

## 1. Introduction

Harvesting fruit trees is the most expensive operation in tree crops. Machines that remove fruit by vibration are quite efficient in orchards such as olive trees or nuts, but they can also be applied to other fruit trees (Afsah-Hejri et al., 2021). The most widely used of these machines is the orbital trunk shaker with eccentric masses. The unbalance of the rotor of the machines produces forces (Shrivastava and Mohanty, 2020) that are transmitted to the tree trunks, generating accelerations in the branches where the fruits are located to be detached. The operation of trunk shakers has been characterised with mathematical models for decades (Eshc & Ee, 1989; Lang, 2006) and computational models exist (Hoshyarmanesh et al., 2017; Sanchez-Cachinero et al., 2022). The vibratory force generated is directly related to the mass, eccentricity of the rotating mass and to the square of the angular velocity at which it rotates (Jablon et al., 2021). The modification of the design variable eccentricity and angular velocity in the machines results in the generation of different vibration patterns, so it has different effects on trees species.

Several researchers have determined the operating parameters required by such shakers for efficient harvesting by means of tests in the field in different orchards. In stone pine (*Pinus pinea* L.) harvesting, vibration frequencies between 16 and 18 Hz are required to achieve harvesting efficiencies of 85% for ripe pinecones (Castro-García et al., 2011). Pistachio tree harvesting efficiencies are much higher, and it is a common practice to use shakers in the 15–20 Hz frequency range (Homayouni et al., 2022), whereas in almond harvesting, vibration frequencies around 19 Hz are assumed (Abdel-Fattah et al., 2003). In the case of olive trees, fruit detachment efficiency increases proportionally to vibration

<sup>1</sup>Department of Mechanics, University of Cordoba, Cordoba, Spain

<sup>2</sup>Department of Sustainable Crop Production, Università Cattolica Del Sacro Cuore, Piacenza, Italy

Received: 20 December 2022; accepted: 20 April 2023

### Corresponding author:

Rafael R Sola-Guirado, Department of Mechanics, University of Cordoba, Campus Rabanales, Cordoba 14014, Spain.  
Email: [ir2sogur@uco.es](mailto:ir2sogur@uco.es)

frequency between 20 and 24 Hz (Leone et al., 2015). For citrus fruit harvesting, studies have identified a wider range of frequencies, between 12 and 20 Hz, according to species and fruit size (Ortiz and Torregrosa, 2013; Torregrosa et al., 2010). Indeed, for citrus in general, and in particular for lime trees, some authors have suggested application of a wide range of vibration amplitude (Loghavi et al., 2006). In addition to all this, factors within a single crop such as pruning (Tombesi et al., 2017), crop age (Lodolini et al., 2018) or angle of branches within the tree (Mäkinen and Colin, 1998) modify the mass, damping and stiffness conditions of the tree, directly affecting the vibration effectiveness.

Companies that develop trunk shakers tend to focus their efforts on systems with fixed unbalance mass and limited operating speed ranges that are adjusted to the machine's own oil-hydraulic configurations. Therefore, the flexibility of commercial trunk shakers is reduced to single-crop use in specific conditions. But it is becoming increasingly common for farmers to have different crops, or within the same crop to have different fruit varieties or harvest times. This means that commercial machines with such a limited configuration margin are not efficient in these conditions, requiring the farmer to purchase different machines which are detrimental to the final profitability of his farms. Some patents and papers describe machine designs to achieve different configurations of a shaker to regulate the eccentricity and speed of the rotors (Moreno, 2020; Affeldt et al., 1989; Orlando and Hill, 1990). However, there is a significant research gap in the feasibility of using these concepts or other similar concepts and their actual impact on the vibration they can provide.

The hypothesis of this work is that if the centre of mass of the rotatory mass and the rotational speed of a shaker were configurable, it would be possible to generate different vibration patterns and use the same machine to harvest different types of fruit tree, or the same trees under different conditions. To determine the feasibility of this idea, we developed a configurable trunk shaker. The target of this work is to evaluate this trunk shaker's capacity to generate different vibration patterns and study the effects of these patterns on different branches and species of fruit trees (orange, almond and olive). The machine was tested on a bench that simulates an artificial tree and maintains the same conditions (mass stiffness and damping) over the different configurations tested.

## 2. Materials and methods

### 2.1. Trunk shaker developed

The design and manufacture of a trunk shaker (Figure 1) to be suspended on a hydrostatic vehicle 'Olivolt' was undertaken in collaboration with the company Talleres Mata Campos. The clamp holds the trunk with a two-point

scissor-type grip, one of whose arms holds an eccentric mass of 41.6 kg. The mass is divided into two bodies, connected by a bored junction, that allows adjustment of the distance between the two bodies and, therefore, of the eccentricity of the mass with respect to the centre of rotation. There are five settings: E1 = 58 mm; E2 = 66 mm; E3 = 73 mm; E4 = 80 mm; and E5 = 86 mm. In the middle of the harvesting season, the crop may require a change in eccentricity conditions (a reduction of retention force, fruit trees with different pruning, etc.), so modification of the settings can be quickly performed (1°/min) via a hole in the clamp's structure.

The machine has an oil-hydraulic circuit driven by a variable displacement pump that is electronically controlled from an HMI screen. Vibration is produced by the rotation of an eccentric mass whose angular velocity can be varied by a valve with a slide installed upstream of a piston motor that moves the masses. This influences the frequency of acceleration of the vibration generated. To properly apply the forced vibration, the shaker clamp must hold the tree and remain suspended independently of the vehicle. This is achieved thanks to elastomer block systems placed on the approach structure. The system that scissor-clamps the trunk is powered by a hydraulic cylinder that compresses two 55 Shore hardness blocks (padding material), which protect the trunk from possible barking and provide a more regular clamping.

### 2.2. Test bench

A test bench (Figure 2) was used as an artificial tree or tool in order to carry out a battery of tests with different trunk shaker configurations maintaining identical mechanical properties (mass; stiffness; damping) in each of the tests. The system is composed of a steel pole with an external diameter of 0.275 m, a thickness of 0.008 m and a height of 2.1 m, embedded 2 m into the ground on a 2 m diameter concrete plinth. The embedded pole section includes several ramifications to achieve better clamping and avoid possible internal looseness after having performed several tests. To simulate the mass of the tree crown, five  $1.7 \times 0.4 \times 0.02$  m plates weighing 100 kg per plate were welded to the top of the post. On top of these plates, 0.3 m long support was placed at 45° to the surface to hold branches by means of flanges. Three branches of a similar length from different fruit trees were attached (Table 1). The union of the fruit with the branches was secured with a nylon thread to prevent them from being detached during the vibration tests.

### 2.3. Tests

In the first test, the vibration generated by the machine was characterised while the hydraulic flow rate provided by the vehicle was increased in relation to the position of the valve between 30% and 100% of the opening ratio. A test was



Figure 1. Trunk shaker developed by Talleres Mata Campos with configurable eccentricity to modify the vibration system's centre of mass (cm).

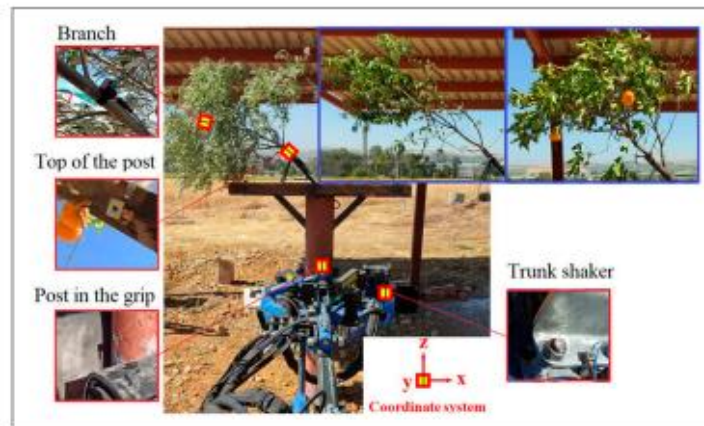


Figure 2. Test bench used with the accelerometer set.

Table 1. Main properties of the branches used in the test.

Fruit tree	Variety	Length (m)	Weight (kg)	
			Branch	Fruit
Orange	Valencia late	1.5 ± 0.1	2.8 ± 0.1	0.30 ± 0.03
Olive	Arbequina	1.5 ± 0.1	3.3 ± 0.2	0.57 ± 0.16
Almond	Lauranne	1.6 ± 0.1	1.7 ± 0.1	0.19 ± 0.55

carried out with the vibration suspended and not attached to the post. An accelerometer was placed on the clamp to determine a vibration frequency range within those usually discussed in the literature in the introduction to this text. At

the same time, a flow meter with a pressure sensor (Parker SCPT-600-0-02 and SCFT-600-01-02, Mayfield Heights, Ohio, USA) was connected to obtain the regression between the flow generated by the machine pump and the vibration frequency generated.

Subsequently, a series of tests were carried out with the shaker clamped to the test bench 1 m above the ground in a horizontal position. Different vibrations were carried out in this position and with the four different valve settings, each one changing the five positions of eccentricity. With a vibration time set at 10 s, the re-tightening pressure of the system after the start of the shaker was set at 120 bar, exerting extra force during the vibration to avoid slippage between the shaker and the pole. In each test, the revolutions



of the combustion engine driving the hydraulic pump were maintained at 2000 rpm. After each vibration, the clamp was opened and closed to check the horizontality of the clamp and perpendicularity with the post in each test and to allow the block to cool to room temperature with water. The temperature of the block was measured after each test using a thermographic camera (Testo 868, Lenzkirch, Germany) considering the effect of friction with the steel pole and has been analysed by testo IRSof Software.

The accelerations generated in the assembly during each test were recorded using three piezoelectric triaxial accelerometers (PCB 356A32, Depew, NY, USA) placed as shown in Figure 2: (1) at the shaker head of the vibrating clamp, (2) on the post in the grip at the height of the clamp between the two blocks, (3) at the top of the post at the end of the inclined supports and (4) at the end of the branches, a distance of 1.2 m from the free end of the branch where accelerometer number 3 was placed. All of the accelerometers were connected and synchronised to a 16-channel dynamic signal analyser (OROS 36 Mobi-Pack, Meylan, France) to obtain vibration parameters quickly and accurately (Chieffenti *et al.*, 2013). The data analysis took 5 seconds of the stationary vibration regime, according to other vibration research. A fast Fourier transform (FFT) was used to determine the root mean square (RMS) acceleration for each accelerometer axis in the main frequency domain. The resultant acceleration was determined as the vector sum of each of the three axes. Then, acceleration transmissibility was determined as the ratio (%) between two different points along the vibration path: 'shaker-post in the grip'- 'top of the post'- 'branch'.

### 3. Results

In the no-load vibration test, the machine was capable of producing a vibration ranging from 10 to 32 Hz, depending on the oil circuit valve opening ratio. However, when the shaker was attached to the post, the total mass of the system was changed and the boundary conditions varied, so that the shaker only reached a maximum frequency of 20.75 Hz. The reason for this is discussed in the following paragraphs.

The power of a hydraulic machine is directly proportional to the flow rate and pressure measured in the hydraulic system. Figure 3 shows the power characterisation of the machine by these two parameters. The flow rate exhibited a linear trend with vibration frequency showing little difference between the eccentricity positions. It can be seen that at higher frequencies and higher eccentricity, the hydraulic pressure of the system increases conforming well to polynomial behaviour. The minimum pressure value recorded was 51 bar for a vibration frequency of 12.25 Hz, while the maximum values recorded exceeded 250 bar for 20.75 Hz. This value coincides with the maximum pressure set on the pump for safety reasons, which explains why higher vibration frequency thresholds

could not be surpassed. Once the frequency and eccentricity configurations were defined, the RMS acceleration values were obtained at four valve opening configurations (54%, 64%, 74% and 84%) with a frequency range of 12.25–20.75 Hz that is representative of the one usual in fruit tree harvesting as mentioned in the Introduction section.

The accelerations generated by the trunk shaker exhibited very similar behaviour to a pure sine wave, while some rebounds are observed in the post (Figure 4). The acceleration values recorded were mainly on the horizontal working plane XY, parallel to the ground. On this plane, the acceleration values have an elliptical orbit shape at the shaker head (Figure 5) with more area as clamp eccentricity increases. This orbit flattens and becomes smaller when viewing the post in the grip, where a predominant inclination appears. In all cases, the values were higher in the x-axis corresponding to the imaginary line that joins the two gripping blocks at their position of attachment to the post. The transient times of start and stop were a mean of 1.1 s and 1.2 s, respectively. The resultant accelerations measured at the vehicle hitch, where the trunk shaker is placed, and on the driver's cab floor were in the order of 10 and 19 times lower, respectively, than the acceleration recorded at the trunk shaker head.

The high differences in the resultant acceleration values between the shaker and the post in the grip are visible in Figure 6 for all studied frequency and eccentricity configurations. The results obtained show a proportional but non-linear response of the measured acceleration versus increasing frequency and increasing eccentricity at the points measured (shaker, post in the grip, top of the post). On the shaker, accelerations ranging from 20 to 60  $\text{m s}^{-2}$  are observed at frequencies of 12.25 Hz at all eccentricities, which increase almost five times at a frequency of 20.75 Hz. A mean increase of 5–8  $\text{m s}^{-2}$  is observed as one eccentricity position increases at 12.25 Hz, and as one moves to higher frequencies, this increase is greater, except at the 20.75 Hz frequency, a position where the vehicle reaches its limitations and breaks the trend. At the top of the post, accelerations increased with respect to the post in the grip, reaching maximum values of 157  $\text{m s}^{-2}$  at the top compared to 49  $\text{m s}^{-2}$  in the grip for E5 at 20.75 Hz. There were low standard deviations between the data of the different tests with the average values of these deviations being  $\pm 8.8 \text{ m s}^{-2}$  in the shaker,  $\pm 6.0 \text{ m s}^{-2}$  in the post in the grip and  $\pm 20.0 \text{ m s}^{-2}$  at the top of the post. The largest deviations were in the vibration tests at frequencies of 20.75 Hz, where these deviations were  $\pm 18.6 \text{ m s}^{-2}$  in the shaker,  $\pm 16.8 \text{ m s}^{-2}$  in the post in the grip and  $\pm 63.3 \text{ m s}^{-2}$  at the top of the post.

These large differences in accelerations between the different sampled points lead to differences in acceleration transmissibility. There were 20% and 60% transmissibility between the shaker and the post in the grip for configuration E5 at 20.75 Hz and E1 at 12.25 Hz, respectively. Therefore, the higher the vibration energy, the higher the transmitted

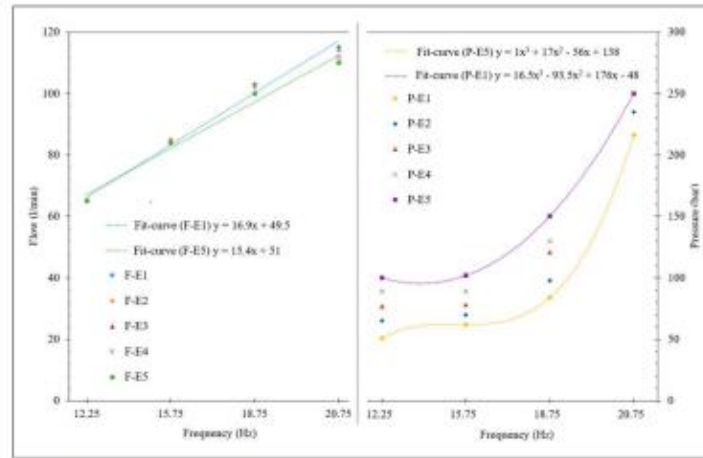


Figure 3. Hydraulic flow and pressure measured at pump exit in the vibration test with the trunk shaker attached to the test bench.

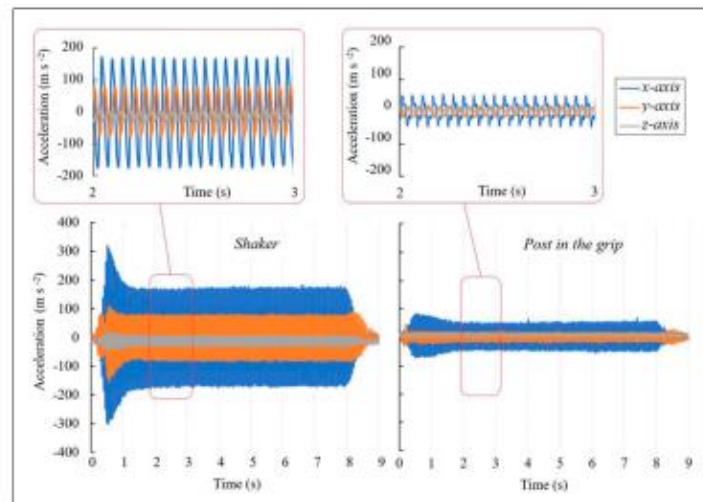
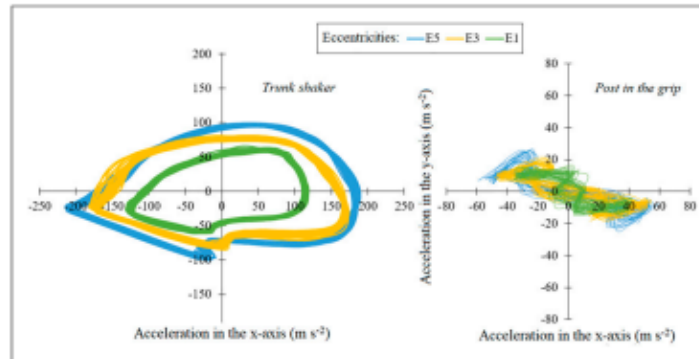


Figure 4. Time acceleration (example). Data shown are for eccentric position E3 at 74% of opening valve ratio (18.75 Hz). Plane XY is parallel to the ground. X-axis is grip direction.

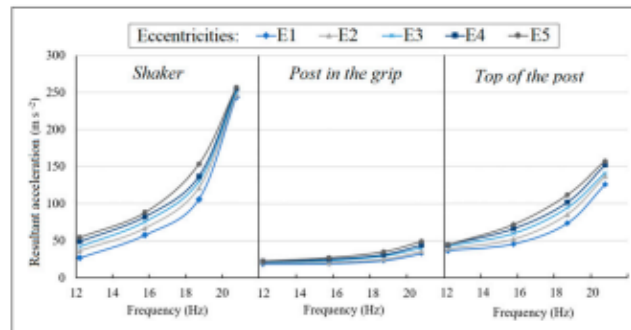
acceleration losses between the shaker and the structure to be vibrated. On the y-axis, perpendicular to the clamping direction, is where the greatest slippage occurs due to the scissor configuration of the clamp, which means the blocks tend to slide in the post. Figure 7 shows the large

temperature increases that appear in the material due to existing friction. A higher temperature accumulation is observed in the section in direct contact with the post and in the adjacent section, as they deform elastically in a contiguous manner. The critical zones of each section are traced





**Figure 5.** Acceleration orbits on the horizontal XY plane parallel to the ground, measured in the trunk shaker and at the post in the grip at different eccentricities. The data shown correspond to 2 s of vibration at 74% of opening valve ratio (18.75 Hz).



**Figure 6.** Resultant acceleration measured at different points with several configurations of frequencies and eccentricities. Each point represents the mean of nine tests.

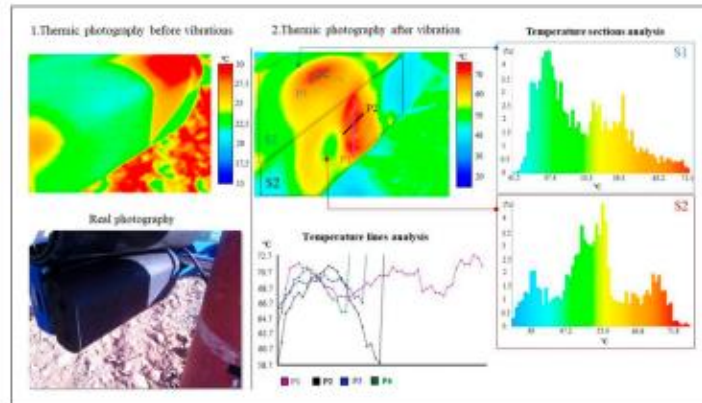
by the temperature lines P1–P2 for S1 and P3–P4 for S2, being P1 the one with the longest peak temperature recorded. On the other hand, transmissibility through the post between the ‘in the grip’ and ‘top of the post’ points was very high due to the stiffness and continuity of the steel system in the cantilever arrangement. Moreover, acceleration increased in all configurations (90% and 300% for configuration E1 at 12.25 Hz and E5 at 20.75 Hz, respectively). Along the post, acceleration transmissibility increased proportionally to vibration energy (higher frequency and/or higher eccentricity).

Considering the dynamic response of the branches of different fruit tree species at equal acceleration values at their embedded end, almond branches have the lowest transmissibility, between 58% and 102%, and the highest vibration damping (Figure 8). Olive branches have

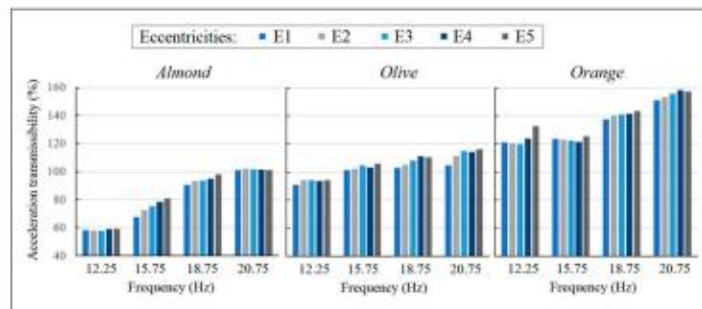
a transmissibility between 91% and 116% in the studied configurations. Orange branches have the highest transmissibility, with acceleration amplifying in all cases from 121% to 157%. At almost all of the frequencies tested in this study, the variation of mass eccentricity caused no modification in vibration transmissibility in any of the branches. On the other hand, an increase in frequency affected vibration transmissibility in a different way for each species, with a more pronounced effect in almond (+100% relative increase between 12.25 and 20.75 Hz) than in orange (+25%) and olive (+15%) trees.

#### 4. Discussion

Several scientific studies show that each tree has a certain vibration pattern to detach the fruit properly, as mentioned



**Figure 7.** Differences in temperature measured in the shaker padding in the four vibration tests at the beginning (left) and the end (right). Eccentricity set to position 1 (E3). The section S2 is the surface that contacts directly with the post, and S1 is the one perpendicular to S2.



**Figure 8.** Acceleration transmissibility on different fruit branches at several frequency and eccentricity configurations. Each column represents the mean of three tests.

in the Introduction section. The most obvious explanation is that each type of tree has different mechanical characteristics and each fruit weight and retention force ratio that are intimately related to its ease of detachment (Peterson, 2005). Moreover, within the same species, there are differences in the dynamic behaviour of a tree depending on the harvesting season or type of tree training (Tombesi et al., 2017). However, none of these works delve into demonstrating how the dynamic response differs between species, as they cannot apply the same input excitation. Part of the novelty of this work is to show that these differences exist and that they are mainly due to the variation of their mechanical properties, since the boundary conditions are the same. Therefore, it is important to have multi-purpose

machines such as the ones shown in this work that are able to adapt to different tree parameters. Our study found frequency to be more effective in increasing vibration transmissibility than variation of vibration amplitude, in line with other works (Recchia et al., 2015). At the same time, the power required to apply high frequencies is proportional to the damping produced by the tree mass. A reduction of eccentricity can facilitate lower power consumption and higher frequency intervals. This work has demonstrated the technical viability of using a constant mass system and variable eccentricity, although this implies that machines must have enough space to house such a system. To achieve a trunk shaker that allows application of vibration over a wide range of frequencies, it is essential to have a vehicle

with sufficient power. The power is related to the available hydraulic flow, but also with the hydraulic pressure that exhibits a polynomial behaviour of order three directly related with the frequency in line with other authors (Horvath and Sitkei, 2001; Lang, 2006) and considering that hydraulic pumps are restricted to a maximum value. Once these limitations have been overcome, the most desirable thing is to establish a machine configuration that provides acceptable acceleration values for fruit detachment and requires the least possible power, as this will help to achieve savings in fuel consumption. In this sense, there are resultant acceleration values that can be achieved with different frequency–eccentricity configurations such as, for example, configuration E1 at a frequency of 18.75 Hz and E5 at a frequency of 15.75 Hz (Figure 6), with differences in power consumption of 15.6 kW and 14.2 kW, respectively.

The vibration signals obtained had acceptable stop and start transient times and vertical acceleration thresholds so as not to cause damage (Amirante et al., 2007). The problem of slippage between the trunk and the padding blocks was reported in the early days of the first vibration machines (Affeldt et al., 1989). The greatest slippage was in the y-axis, due to the configuration of the scissor grip system itself, and higher in the x-axis, the direction of clamping. This agrees with Leone et al. (2015) who report that in scissor systems, transmission in the transverse direction of grip is higher than in the longitudinal direction. The angle formed between the main axis of the orbit described by the acceleration vectors depends on the phase difference between the two accelerations of the post and shaker. The generation of low accelerations in the vertical axis is a good performance indicator for application in the field to avoid damage to tree bark (Abdel-Fattah et al., 2003).

The acceleration values obtained by several researchers at the trunk point (Torregrosa et al., 2010; Leone et al., 2015) are higher than the ones measured at the post in the grip, but they are not comparable as, in our case, an artificial metal pole is used as a kind of tool to anchor the different species of tree branches. What is important for the purpose of this work are the values recorded in the branches, and in this part, the values recorded in the resultant accelerations of the branches do show a great degree of similarity with other works: 40–120  $\text{m s}^{-2}$  at 15–20 Hz in pistachio trees (Homayouni et al., 2022); 121–430  $\text{m s}^{-2}$  at 15 Hz in oranges (Torregrosa et al., 2010); and 80–100  $\text{m s}^{-2}$  at 17 Hz in olives (Sola-Guirado et al., 2018). In all these cases, acceleration transmissibility has values similar to those shown in Figure 8. We observe the highest degree of transmissibility in the case of citrus, which coincides with results reported by Castro-García et al. (2020). The lowest transmissibility values were obtained in the case of almond trees, which is in line with what has been studied in the case of pistachio (Ma et al., 2022), another similar nut. In the case of olive branches, the amplification factor is close to 100%, matching with the behaviour they exhibit in the field

(Sola-Guirado et al., 2018). It should be noted that the actual joints of branches with trees are considerably more complex than those shown in this work due to the variability of the biomechanical properties of the whole assembly (Théckès et al., 2015). Figure 8 states that for a same input vibration (frequency, eccentricity, mass, time), different values of transmissibility are reported depending on the type of branch (with similar geometry and mass). This points out that each type of branch has a different structure and properties, the most relevant of which are probably the stiffness and damping (Sola-Guirado et al., 2022).

To study the effect in the dynamic response of varying these mechanical parameters, future works could be directed towards setting up a parametrisable test bench, in which the mass and stiffness variables of the post or even the damping could be modified by the use of any other mechanical system like springs (Mofidian and Bardaweel, 2018).

## 5. Conclusions

The trunk shaker technology developed has made it possible to apply a differential vibration pattern, achieving various acceleration thresholds through the combination of different rotational velocities and positions of the variable eccentric system's centre of mass. For the same vibration pattern, the different branch species tested had a different dynamic response. The high repeatability of the test results for the post indicates its feasibility for performing a battery of tests with different machine configurations. There are transmissibility losses between the shaker and the trunk that result in friction and increased temperature in the padding blocks. Vibration amplifications exist between the lower and upper parts of the post. These amplifications also occur at branch level, between the branch embedment and its ends. Acceleration transmissibility between the branch and the end is different for each species, with a threshold of around 100% for olives, which is lower for almond and higher for orange branches. Increasing vibration frequency shows a much closer relationship with acceleration values and orbits than variation in eccentricity does. Thus, to achieve the optimal configuration for each tree variety/structure, frequency and eccentricity values can be set in accordance with the power constraints of the machine.

## Acknowledgement

This work is part of the research project 'Optimisation of vibration technology for improving the efficiency of mechanised harvesting of fruit trees' (1381058-R) that has been co-financed by the Operational Programme FEDER 2014–2020 and by the Consejería de Economía, Conocimiento, Empresas y Universidad de la Junta de Andalucía. We would like to thank the company Talleres Mata Campos (Peal de Becerro, Spain) for their involvement in the development of the machine and their collaboration during the tests.



**Declaration of conflicting interests**

The author(s) declared no potential conflicts of interest with respect to the research, authorship, and/or publication of this article.

**Funding**

The author(s) disclosed receipt of the following financial support for the research, authorship, and/or publication of this article: This work was supported by the Consejería de Economía, Conocimiento, Empresas y Universidad de la Junta de Andalucía.

**ORCID iDs**

Rafael R Sola-Guirado  <https://orcid.org/0000-0002-2004-8023>  
Sergio Tombesi  <https://orcid.org/0000-0002-5126-0561>

**References**

- Abdel-Fattah HM, Shackel KA and Slaughter DC (2003) Methodology for determining almond shaker displacement and frequency. *Applied Engineering in Agriculture* 19(2): 141–144.
- Affeldt HA, Jr, Brown GK and Gerrish JB (1989) A new shaker for fruit and nut trees. *Journal of Agricultural Engineering Research* 44: 53–66.
- Afsah-Hejri L, Homayouni T, Toudeshki A, et al. (2021) Mechanical harvesting of selected temperate and tropical fruit and nut trees. *Horticultural Reviews* 49: 171–242.
- Amirante P, Catalano P, Giametta F, et al. (2007) Vibration analysis of an olives mechanical harvesting system. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal* 9: 1–10.
- Castro-García S, Blanco-Roldán GL and Gil-Ribes JA (2011) Frequency response of Pinus Pinea L. for selective cone harvesting by vibration. *Trees* 25(5): 801–808.
- Castro-García S, Aragon-Rodríguez F, Arias-Calderón R, et al. (2020) The contribution of fruit and leaves to the dynamic response of secondary branches of orange trees. *Biosystems Engineering* 193: 149–156.
- Chiementin X, Rigaut M, Crequy S, et al. (2013) Hand-arm vibration in cycling. *Journal of Vibration and Control* 19(16): 2551–2560.
- Esch TA and Van Ee GR (1989) Computer modeling of an inertial mass fruit tree shaking Device. *SAE Transactions* 98: 366–375.
- Homayouni T, Gholami A, Toudeshki A, et al. (2022) Estimation of proper shaking parameters for pistachio trees based on their trunk size. *Biosystems Engineering* 216: 121–131.
- Horvath E and Sitkei G (2001) SE—structures and environment. *Journal of Agricultural Engineering Research* 80: 191–199.
- Hoshyarmanesh H, Dastgerdi HR, Ghodsi M, et al. (2017) Numerical and experimental vibration analysis of olive tree for optimal mechanized harvesting efficiency and productivity. *Computers and Electronics in Agriculture* 132: 34–48.
- Jablón LS, Avila SL, Borba B, et al. (2021) Diagnosis of rotating machine unbalance using machine learning algorithms on vibration orbital features. *Journal of Vibration and Control* 27(3–4): 468–476.
- Láng Z (2006) Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design. *Biosystems Engineering* 93(1): 35–44.
- Leone A, Romaniello R, Tamborrino A, et al. (2015) Identification of vibration frequency, acceleration, and duration for efficient olive harvesting using a trunk shaker. *Transactions of the ASABE* 58(1): 19–26.
- Lodolini EM, Polverigiani S, Sirugo M, et al. (2018) Damage to several olive cultivars by two over-the-row harvesters in high-density orchards. *Acta Horticulturae* 1199: 415–420.
- Loghavi M and Mohseni S (2006) The effects of shaking frequency and amplitude on detachment of lime fruit. *Iran Agricultural Research* 24(2): 27–98.
- Ma R, Homayouni T, Toudeshki A, et al. (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, 1, 13.
- Mäkinen H and Colin F (1998) Predicting branch angle and branch diameter of Scots pine from usual tree measurements and stand structural information. *Canadian Journal of Forest Research* 28(11): 1686–1696.
- Mofidian SMM and Bardaweel H (2018) Displacement transmissibility evaluation of vibration isolation system employing nonlinear-damping and nonlinear-stiffness elements. *Journal of Vibration and Control* 24(8): 4247–4259.
- Moreno Martínez F (2020) Contrapeso para vibradores de árboles frutales. *Patent*: 1–8. ES2767376. (A1).
- Orlando FP and Hill M Calif (1990) “Variable Shaker Force”. *Patent*: 1–8. US4893459A.
- Ortiz C and Torregrosa A (2013) Determining adequate vibration frequency, amplitude and time for mechanical harvesting of fresh mandarins. *American Society of Agricultural and Biological Engineers ISSN 2151-0032* 15 56(1): 15–22.
- Peterson D (2005) Harvest mechanization progress and prospects for fresh market quality Deciduous tree fruits. *HortTechnology* 15(1): 72–75.
- Recchia L, Boncinelli P, Sarri D, et al. (2015) Recovery of waste biomass in nurseries. *Applied Engineering in Agriculture* 31(3): 377–385.
- Sanchez-Cachinero P, Luque-Mohedano R and Sola-Guirado RR (2022) Computational model for the dynamic characterisation of a trunk shaker. *Agriculture* 12(12): 2158.
- Shrivastava A and Mohanty AR (2020) Identification of unbalance in a rotor-bearing system using Kalman filter-based input estimation technique. *Journal of Vibration and Control* 26(11–12): 1081–1091.
- Sola-Guirado RR, Bernardi B, Castro-García S, et al. (2018) Assessment of aerial and underground vibration transmission in mechanically trunk shaken olive trees. *Journal of Agricultural Engineering* 49(3): 191–197.
- Sola-Guirado RR, Luque-Mohedano R, Tombesi S, et al. (2022) Effect of leaves in the dynamic response of olive tree branches and their computational model. *Computers and Electronics in Agriculture* 203(May): 107490.
- Théckès B, Boutillon X and de Langre E (2015) On the efficiency and robustness of damping by branching. *Journal of Sound and Vibration* 357: 35–50.
- Tombesi S, Poni S, Palliotti A, et al. (2017) Mechanical vibration transmission and harvesting effectiveness is affected by the presence of branch suckers in olive trees. *Biosystems Engineering* 158: 1–9.
- Torregrosa A, Porras I and 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>



## Anexo 3. Simultaneous trunk and branch shaking in an over-the-row olive harvester.





Available online at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

ScienceDirect

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/issn/15375110](http://www.elsevier.com/locate/issn/15375110)



Research Paper

## Simultaneous trunk and branch shaking in an over-the-row olive harvester



Rafael R. Sola-Guirado<sup>a,\*</sup>, Pedro Sánchez-Cachinero<sup>a</sup>,  
Gregorio Blanco-Roldán<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Department of Mechanics, University of Cordoba, Campus de Rabanales, Cordoba, Spain

<sup>b</sup> Department of Rural Engineering, University of Cordoba, Campus de Rabanales, Cordoba, Spain

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 21 November 2022

Received in revised form

30 May 2023

Accepted 2 June 2023

Published online 15 June 2023

#### Keywords:

vibration  
mechanisation  
acceleration  
transmissibility  
canopy shaker  
trunk shaker

Harvesting in intensive olive orchards is usually performed with trunk shakers. Many challenges remain both to the implementation of integral harvesting systems and to improving their detachment efficiency without a dependence on manual labour. This work develops a prototype over-the-row harvester that incorporates two harvesting systems which can work simultaneously: a trunk shaker and two canopy shakers. The objective is to characterise the dynamic effect of each system and determine the best configuration for efficiency and damage control regarding feasibility of use. The trunk shaker in isolation has a predominantly dynamic effect with very high acceleration values that slightly increased with the addition of the canopy shaker systems. In all cases, acceleration transmissibility between the trunk and branches amplified, and increased between 8% and 17% at low and high frequencies, respectively, when the trunk shaker worked in conjunction with the canopy shakers. The increase in resultant acceleration did not correlate with the increase in detachment percentage or with the amount of damage due to the impact generated by the canopy shaker. However, this effect is observed in the vibration pattern generated by both systems. Configuration of the trunk shaker at 21.4 Hz and the canopy shakers at 3.6 Hz reported detachment efficiencies higher than 85% and damage less than 3 kg per 100 kg of fruit. The results show a feasible alternative to the harvesting systems habitually employed in intensive olive orchards, which require tree training adapted to the type of machine in order to improve efficiency and reduce damage.

© 2023 The Author(s). Published by Elsevier Ltd on behalf of IAgrE. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

### 1. Introduction

The mechanised harvesting of olive orchards not only presents great difficulties but is also the most costly operation for this crop (IOC, 2015). Innovations in this area are essential if

the sector is to improve (Lo Bianco, Proietti, Regni, & Caruso, 2021). There are many varieties of olive and the morphologies of the trees widely differ in their extension, although it is possible to classify them according to planting systems (Rallo et al., 2013). On the one hand, although it is currently the least

\* Corresponding author.

E-mail address: [ir2sogur@uco.es](mailto:ir2sogur@uco.es) (R.R. Sola-Guirado).

<https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.06.005>

1537-5110/© 2023 The Author(s). Published by Elsevier Ltd on behalf of IAgrE. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).



widespread system, the super high-density orchard is experiencing a significant expansion thanks to a layout conceived for efficient mechanised harvesting carried out using an over-the-row harvester with canopy shakers. The other extreme is the traditional orchard, the most common type, which is experiencing a strong decline since the use of mechanised harvesting is strictly limited to specific machines and still highly dependent on manual labour (Famiani et al., 2014). The middle ground consists of intensive orchards, conceived to have trees with a single trunk that facilitate the use of trunk shakers in mechanised harvesting. Intensive orchards have shown to be both profitable and sustainable (Bernardi et al., 2018; Freixa, Gil, Tous, & Hermoso, 2011). However, there are still some mechanisation problems that need improvement, such as achieving integral harvesting (simultaneous detachment and catching) and improving trunk shaker efficiency. Prices need to be competitive, and the management strategy must include a high level of mechanisation and low dependence on manual labour, which is scarce and increases operational costs.

Trunk shakers are a well-established technology for the harvest of different fruit trees, including olive orchards (Gonçalves et al., 2016; Homayouni, Gholami, Toudeshki, Afsah-Hejri, & Ehsani, 2022; Leone, Romaniello, Tamborrino, Catalano, & Peri, 2015; Loghavi, Khorsandi, & Souri, 2011; Moreno, Torregrosa, Moltó, & Chueca, 2015). Over the years, various authors have studied the influence of machine vibration parameters in olive orchards (Blanco-Roldán, Gil-Ribes, Kouraba, & Castro-García, 2009; Leone et al., 2015) and on the trees (Dias, Peça, & Pinheiro, 2012; Farinelli, Tombesi, Famiani, & Tombesi, 2012; Tombesi, Poni, Palliotti, & Farinelli, 2017) with the aim of optimising fruit detachment levels and limiting machine damage. Nevertheless, to increase trunk shaker efficiency, their use is almost universally accompanied by the support of manual operators with branch-shaking systems (Jimenez-Jimenez et al., 2015). Some studies have used trunk shaker technology with interception systems, such as a side-by-side platforms (Ravetti & Robb, 2010), roll-out catch frame systems (Zion et al., 2011), or reverse umbrella machines (di Vaio, Marallo, Nocerino, & Famiani, 2012). The reverse umbrella concept is the most widespread system used in olive although has certain disadvantages such as is a discontinuous operation and also needs the planting layout to be suited to the umbrella diameter (Nasini & Proietti, 2014; Sarri & Vieri, 2010).

As alternative system to the trunk shaker, some studies have investigated the possibility to use lateral canopy shaker systems that imitate mechanical beating (Sola-Guirado, Castillo-Ruiz, Blanco-Roldán, Gonzalez-Sanchez, & Castro-García, 2020). This includes the harvesters used as standard in super high-density olive orchards (Sola-Guirado, Aragon-Rodríguez, Castro-García, & Gil-Ribes, 2019) or intensive orchards (Ravetti & Robb, 2010). These systems base their vibration on a continuous series of impacts on the branches, establishing high efficiency results in super high-density olive orchards (Pérez-Ruiz et al., 2018), while harvesters developed for intensive olive orchards have certain limitations for harvesting in the central part of the orchard (Aragon-Rodríguez et al., 2023).

Currently, there are different challenges in the olive sector due to the cost and scarcity of manual labour in terms of availability, there is a trend towards integral harvesting. To achieve this, a harvester solution with high harvest efficiency capable of simultaneously detaching, intercepting, managing and storing the fruit, with a high working capacity and minimal operator dependence is needed. These problems could be reduced with an over-the-row concept, although most of the existing harvesters of this type only incorporate canopy shaker systems. In this way, canopy shakers have limited detachment percentages but reach areas where it is difficult to transmit the vibrations of trunk shakers so both systems appear to be complementary. Some others indicators machine (Hafezalkotob, Hami-Dindar, Rabie, & Hafezalkotob, 2018) suggest a straddle or over-the-row harvester configuration with canopy shaker combined with a trunk shaker could give promising results.

The scientific novelty of this work is based on the hypothesis of establishing a new vibration in the olive orchard capable of increasing the efficiencies reported by the trunk shakers, in such a way that this vibration addresses all areas of the tree in an effective way and with allowable damages. The synchronisation of a trunk shaker and canopy shakers within a harvester would provide an improved solution to current vibration systems. Each type of fruit tree has particular frequency and amplitude ranges that are most suitable for its harvesting (Ruiz-Altisent, Ortiz-Cañavate, & Valero, 2004). Likewise, each harvesting method is more efficient with a certain work configuration. However, there are no available data for the most suitable working configurations for trunk and canopy systems functioning simultaneously because there is not any works that deal with this concept of machine nor is there any analysis of the dynamic behaviour of their combined effect. In order to achieve a high detachment efficiency with the least possible damage, it would be necessary to determine the most suitable vibration frequency range for a trunk and the canopy shaker working simultaneously. The objective of this work is to introduce an innovative concept of vibration integrated into a harvester machine and studying its feasibility for intensive olive orchard trees tested with a prototype over-the-row harvester that allows the simultaneous interception and management of detached fruit. Then, this manuscript aims to characterise the dynamic effect of vibration on the trunk and of shake on the foliage, as well as the simultaneous combination of both, integrally. It is also intended to determine a suitable work configuration for the machine in terms of vibration frequency regulation.

## 2. Materials and methods

### 2.1. The harvester developed

An over-the-row harvester prototype was developed with the company Metalúrgica San Jose Artesano SCA and the University of Córdoba under the auspices of the Pre-Commercial Procurement (PCP) project, Innolivar, based on the concept of simultaneous vibration and shaking. Specifically, the machine (Fig. 1) has the following parts:

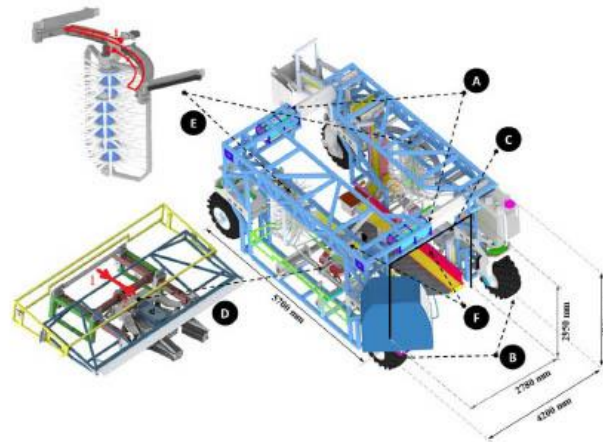


Fig. 1 – Representation of the harvester and its main parts: chassis (A), wheels (B), propulsion system (C), trunk shaker (D), canopy shakers (E) and catch frame (F). Red arrows indicate the movement of the trunk and the canopy shakers between their positions 1 and 2. Measurements showed are the maximum. Height and wide of the machine can be reduced to 3.48 and 2.5 m, respectively. (For interpretation of the references to color in this figure legend, the reader is referred to the Web version of this article.)

- A. A telescopic chassis that allows the machine's pathway to broaden and holds all of the machine components. On the chassis there is a rotating cabin that gives the driver manoeuvrability for approximation and positioning to trees.
- B. Four driving and directional 180° turn wheels that can work in parallel to achieve lateral or cross movements and reduce the turning radius required at the ends of rows.
- C. A hydrostatic propulsion system driven by a 6-cylinder, 160 CV combustion engine with several pumps in tandem that feed all of the machine's power systems.
- D. One trunk shaker with a 49 kg mass and 80 mm eccentricity. The casing of the shaker grip has a modified design with novel side fastenings to give it a minimum height and guarantee the trunk is grabbed at lowest possible position. Once the machine is positioned close to the tree by the operator, the trunk shaker automatically grab and release the trunk by a viewing system controlled by a computer (positions 1 and 2 in Fig. 1).
- E. Two canopy shakers with a configuration of three 40 mm eccentric axes, and 120° offset between them. Drums with polymeric rods are mounted on each axis and can freely rotate to adapt to the tree as the machine advances. The drums are set at position 1 (Fig. 1) when the machine advances from one tree to the next, and once the trunk is in a central position, the machine grabs the trunk and the canopy shakers

perform a sweeping movement from the central position of the guide to one side and then to the other side, ending the sweep back at the initial position, on both sides while trunk vibration occurs (trajectory 1–2 in Fig. 1).

- F. There is one catch frame on each side of the machine. The frame that is on the trunk shaker side is connected to the forward and backward movement of the trunk shaker and the other is fixed to the machine, in such a way that they remain open during transit between trees and produce good sealing when the machine grabs the trunk. These surfaces tip the fruit onto several conveyor belts that move it to the back of the machine, where there is a cleaning system for any machine-caused detachment damage, and subsequently transport the fruit up towards a big bag hanging on the back.

## 2.2. Olive orchard

The harvesting tests were carried out in an 'Picual' intensive olive orchard, with 40 years old located in Baena, Cordoba, Spain, during the months of November and December 2021 (Fig. 2). The tree spacing was 8 × 4 m. Despite the plantation's good physiological and sanitary conditions, the orchard was not adapted to the harvesting systems of the machinery being used, but for a system with exclusive use of trunk vibration. Tree sizes were manually measured using the metric system and a range rod. Twenty fruits were randomly taken from





Fig. 2 – Harvester working in one intensive olive orchard.

Table 1 – Parameters of olive trees and fruit harvested.

Parameter	Mean	Standard deviation
Tree height (m)	3.9	0.2
Canopy skirt height (m)	0.6	0.1
Canopy width high (m)	4.1	0.3
Canopy width low (m)	3.6	0.3
Tree yield (kg)	28.3	8.1
Fruit detachment force (N)	4.6	0.50
Fresh fruit mass (g)	3.4	1.0
Maturity index (Jaen index)	2.8	0.8

each tree. They were detached with a dynamometer tension force gauge (Correx, Haag-Streit, Switzerland), weighed with scales, and their maturity index (Jaen index) was analysed by sight. Table 1 shows the main data of the trees and fruit harvested.

### 2.3. Field tests

Harvesting tests were performed using the machine's habitual working procedure with several configurations at different vibration frequencies generated by the trunk and canopy shaker (Table 2). To establish the frequencies, the hydraulic flow necessary for the detachment systems was previously adjusted with measurements taken using a flowmeter installed in each system. The frequency setting of the

machine was adjusted according to scientific studies on the use of trunk and canopy shakers used in olive independently. On the one hand, the vibration frequencies of trunk shaker systems in intensive olive orchards based on their first vibration mode are usually around 21 Hz (Castro-García, Blanco-Roldán, Gil-Ribes, & Agüera-Vega, 2008) or even higher, up to 25 Hz (Blanco-Roldán et al., 2009). On the other hand, the frequencies of over-the-row canopy shakers usually reach around 7.2–7.8 Hz (Pérez-Ruiz et al., 2018; Sola-Guirado et al., 2019). For these reasons, the thresholds of 21.4 Hz and 7.6 Hz were set for the trunk shaker and canopy shakers, respectively, as the high frequency configurations (TS<sub>H</sub> and CS<sub>H</sub>). Based on the hypothesis that the combined use would increase detachment efficiency and require less vibration frequency so as not to further increase any damage that might occur. In cases further from the literature (Bentaher, Haddar, Fakhfakh, Mâalej, 2013; Niu et al., 2022), studied the use of trunk shakers with frequencies lower than 16 Hz, as well as (Sola-Guirado et al., 2016) studied the use of shakers with frequencies of about 4 Hz. Setting these values as limits, the low configuration of frequencies in the machine were set to 15.4 Hz and 3.6 Hz, respectively (TS<sub>L</sub> and CS<sub>L</sub>).

A total of nine harvesting tests were performed for each of the eight harvester configurations shown. At the end of each test, the fruit collected by the machine was weighed in its storage system, the fruit that fell to the ground due to a bad seal or being cast aside, and the fruit that remained on the

Table 2 – Treatment used in field tests based on the different vibration frequencies that each detachment system performed on the trees.

Harvester configuration*	Trunk shaker (TS)		Canopy shaker (CS)	
	Frequency (Hz)	Time (s)	Frequency (Hz)	Time (s)
TS <sub>H</sub> -CS <sub>H</sub>	High: 21.4	5 + 2*+5	High: 7.6	12**
TS <sub>H</sub> -CS <sub>L</sub>	High: 21.4	5 + 2*+5	Low: 3.6	12**
TS <sub>H</sub> -CS <sub>OFF</sub>	High: 21.4	5 + 2*+5	–	0
TS <sub>L</sub> -CS <sub>H</sub>	Low: 15.4	5 + 2*+5	High: 7.6	12**
TS <sub>L</sub> -CS <sub>L</sub>	Low: 15.4	5 + 2*+5	Low: 3.6	12**
TS <sub>L</sub> -CS <sub>OFF</sub>	Low: 15.4	5 + 2*+5	–	0
TS <sub>OFF</sub> -CS <sub>H</sub>	–	0	High: 7.6	12**
TS <sub>OFF</sub> -CS <sub>L</sub>	–	0	Low: 3.6	12**

\* H: High frequency; L: Low frequency; OFF: no frequency.  
 \*\* back and forth sweeping arc.

trees, which was manually harvested. The amount and weight of machine damage to leaves, twigs and branches was also quantified and weighed. The damages were classified into three levels according to branch diameter (Sola-Guirado et al., 2016). The number of branches damage but non broken was also counted. Fruit damage was not taken into account for this study because the detached fruit was exclusively destined to the production of oil. The following damage parameters are relevant for judging the performance of the proposed vibration model in fruit harvesting (Pu et al., 2023).

-Harvest efficiency: percentage of fruit harvested for the harvester and the tree yield (Eq. (1)).

$$\text{Harvest efficiency (\%)} = \frac{\text{Fruit harvested (kg)}}{\text{Fruit non detached + harvested + fallen on the ground (kg)}} \cdot 100 \quad (1)$$

-Debris production: ratio of debris mass (branches, twigs and leaves) to fruit mass (Eq. (2))

$$\text{Debris production (\#)} = \frac{\text{debris (kg)}}{100 \text{ kg of fruit harvested}} \quad (2)$$

-Debris index: pondered number of debris (Eq. (3)) according to the diameter of damage branches  $n_1$  (2 < mm),  $n_2$  (between 2 and 25 mm), and  $n_3$  (>25 mm).

$$\text{Debris index (n° pondered)} = n_1 + 2n_2 + 3n_3 \quad (Eq. 3)$$

-Damaged branches not broken: number of branches with slight damage that are visually evident in the tree crown.

The vibration pattern performed by the harvester in each configuration was determined by means of analysing the vibration recorded in different parts of the tree. To do so, five wireless MEMS triaxial accelerometers LLC X200-5 (Gulf Coast Data Concepts, Waveland, MS) with a 200 g range and sample rate of 400 Hz were fixed on each tree, placed as Fig. 3 illustrates, to characterise the two vibration paths. For vibration analysis, several authors set up the trunk as study point (Leone et al., 2015) and branches in position from trunk fork

and extreme position (Sola-Guirado et al., 2019). The accelerometers set on the trunk (T) were at a distance of  $0.50 \pm 0.01$  m from the ground on a trunk section with a  $0.19 \pm 0.02$  m diameter. At a distance of  $0.33 \pm 0.11$  m from the fork, another two accelerometers were placed close to the trunk fork (F, F') on a  $0.09 \pm 0.02$  m diameter branch section. Finally, another two accelerometers were set at a distance of  $0.75 \pm 0.13$  m from the previous ones in the main branches (B, B') with a  $0.06 \pm 0.01$  m diameter branch section. The sensors were not placed at the ends of the branches, since direct hits with the canopy shaker rods during their movement could dislodge them and cause erroneous data. The acceleration signals were synchronised and registered in the time spectrum by each

accelerometer in each test for later analysis. Each signal was processed using a 0.4 Hz fast Fourier transform (FFT) to obtain its spectrum in the frequency. The main parameters of the vibration (Lalanne, 2009) registered on the tree were calculated to characterize the vibration pattern generated.

- Resultant acceleration ( $A_r$ ): root mean square acceleration (vector sum) on the three axes (x, y, z) of the accelerometers in the time domain during the vibration time.
- Amplitude of acceleration ( $A_{\text{RMS}}$ ): root mean square acceleration on each of the three axes of the accelerometers in the frequency domain for the stable period of the trunk shaker and the canopy shaker, that is, for the predominant frequency.
- Acceleration transmissibility: rate of acceleration, in percent, between the different sample points measured in the trees along each path (Trunk-Fork, Trunk-Branch).
- Vibration time: time which the selected branch was vibrating for the whole harvesting process or only



Fig. 3 – Accelerometers set in olives trees on the trunk (T), at the fork (F, F') and in branches (B, B').

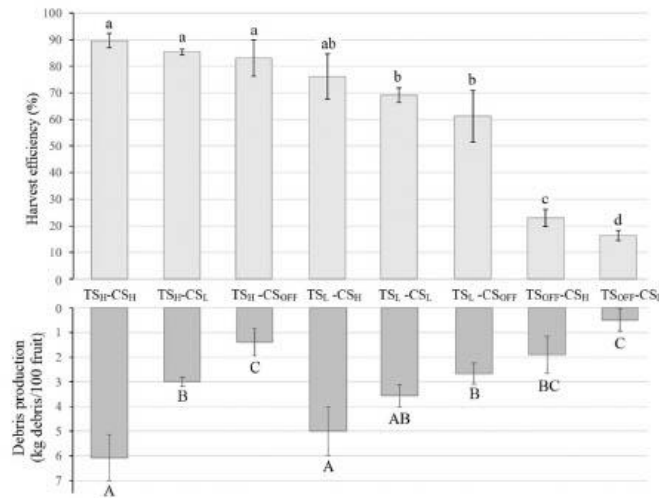


Fig. 4 – Harvest efficiency and debris production of the harvester in its configuration according to Table 1. Different letters show significant differences between machine configurations (Duncan's test,  $p < 0.05$ ) for harvest efficiency (lowercase letters) and for debris production (capital letters).

considering the simultaneous work of trunk and canopy shaker.

- Peak acceleration ( $A_p$ ): peak acceleration (number of peaks, average values and maximum value) recorded above a range of  $400 \text{ m s}^{-2}$  of resultant acceleration (Sola-Guirado et al., 2016). This range has been established as it seems to be a reasonable limit in relation to the RMS acceleration reported by the isolated trunk shaker in the TS<sub>H</sub>-CS<sub>OFF</sub> configuration (around  $285 \text{ m s}^{-2}$ ).

### 3. Results

Figure 4 shows the harvest efficiency that the machine achieved according to the different configurations tested. In all cases there was a very high interception percentage for the detached fruit on the harvester surface, with less than 1% of fruit lost to the ground. Configurations with high trunk vibration (TS<sub>H</sub>) showed significantly higher harvest efficiency results (Duncan's test,  $p < 0.05$ ) for almost all configurations compared to low trunk shaking (TS<sub>L</sub>). Configurations in which the trunk shaker worked alone (TS<sub>H</sub>-CS<sub>OFF</sub> and TS<sub>L</sub>-CS<sub>OFF</sub>) registered an increase in harvest efficiency when the side canopy shaker systems were added, and this effect was most apparent when the trunk shaker was working at low frequency. In the case of TS<sub>H</sub>-CS<sub>OFF</sub> there was an increase of 2.3% and 6.5% when the side canopy shaker systems were included at low frequency (TS<sub>H</sub>-CS<sub>L</sub>) and at high frequency (TS<sub>H</sub>-CS<sub>H</sub>), respectively, whereas with TS<sub>L</sub>-CS<sub>OFF</sub> there was an increase of

7.9% and 14.9% when including the low (TS<sub>L</sub>-CS<sub>L</sub>) and high (TS<sub>L</sub>-CS<sub>H</sub>) frequencies, respectively. However, the increase in efficiency was not the sum of the harvest efficiency of each system independently, but it was lower. It was observed that the detachment efficiency of the shakers was significantly different (Duncan's test,  $<0.05$ ) independently of the other configurations, as it was 16.3% and 23.1% for TS<sub>OFF</sub>-CS<sub>L</sub>- and TS<sub>OFF</sub>-CS<sub>H</sub>, respectively, which are also significantly different between themselves.

The debris produced showed a progressive increase when changing from the trunk shaker alone (TS<sub>L</sub>-CS<sub>OFF</sub> and TS<sub>H</sub>-CS<sub>OFF</sub>) to the inclusion of canopy shakers and increasing their frequency (TS<sub>H</sub>-CS<sub>H</sub> and TS<sub>L</sub>-CS<sub>H</sub>). In the case of treatments with TS<sub>H</sub>, the differences were significant (Duncan's test,  $p < 0.05$ ) in all three cases, although in the low frequency trunk shaker treatments there was only a significant difference

Table 3 – Mean values of debris index and damaged branches not broken.

Harvester configuration	Debris index	Damaged branches not broken
TS <sub>H</sub> -CS <sub>H</sub>	12.50	3.27
TS <sub>H</sub> -CS <sub>L</sub>	7.56	2.33
TS <sub>H</sub> -CS <sub>OFF</sub>	4.52	0.85
TS <sub>L</sub> -CS <sub>H</sub>	11.34	2.85
TS <sub>L</sub> -CS <sub>L</sub>	5.48	2.01
TS <sub>L</sub> -CS <sub>OFF</sub>	3.92	0.51
TS <sub>OFF</sub> -CS <sub>H</sub>	10.34	2.80
TS <sub>OFF</sub> -CS <sub>L</sub>	2.83	1.53



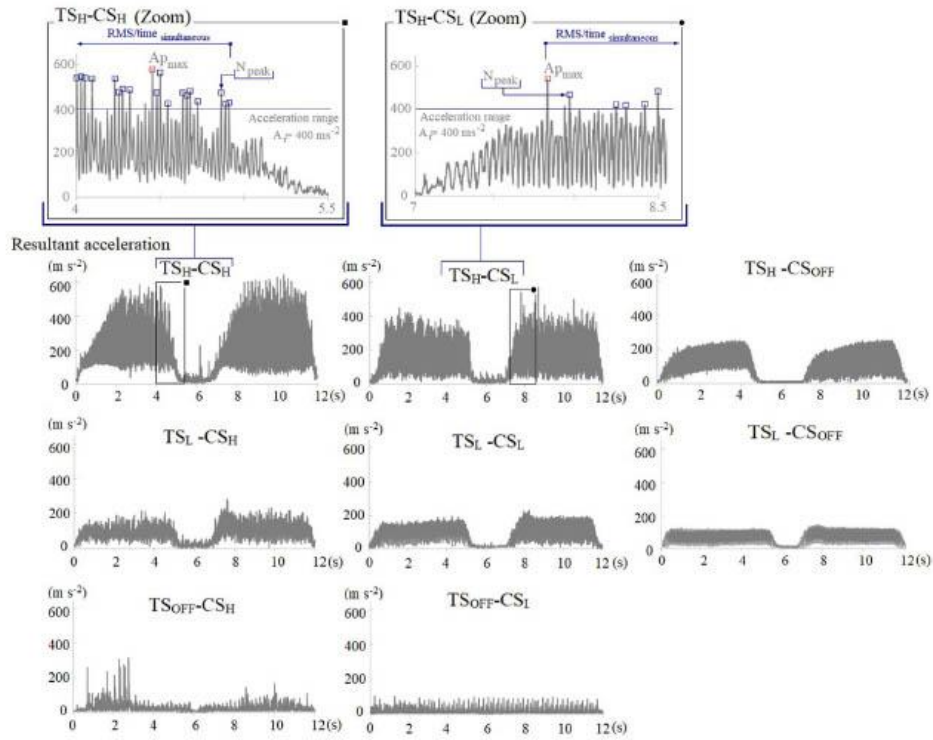


Fig. 5 – Examples of temporal resultant acceleration throughout the whole harvesting time, performed for the harvester and measured in branches (B' and B'') in the configuration according to Table 1. Each signal shown is one signal of one tested tree.

when high frequency canopy shakers were included (TS<sub>L</sub>-CS<sub>H</sub>), compared to the trunk shaker alone (TS<sub>L</sub>-CS<sub>OFF</sub>). Table 3 shows the quantity of damage caused. In the same way, the damage that each system independently generated in the two configurations did not equal the sum of the damage that they generated in combination.

The temporal resultant acceleration signals show a different pattern for each one of the configurations studied (Fig. 5). It was observed that the highest mean acceleration values were in the treatments with the trunk shaker at high frequency. When the trunk shaker passed from working alone (TS<sub>H</sub>-CS<sub>OFF</sub>, TS<sub>L</sub>-CS<sub>OFF</sub>) to working with the canopy shaker, a

Parameter		Harvester configuration	
		TS <sub>H</sub> -CS <sub>H</sub>	TS <sub>H</sub> -CS <sub>L</sub>
Peak acceleration	Max (m s <sup>-2</sup> )	576 ± 112.3	525.8 ± 61.4
	Mean (m s <sup>-2</sup> )	476 ± 55.3	445.6 ± 20.9
	Number (#)	98.6 ± 26.8	46.8 ± 11.8
RMS acceleration (m s <sup>-2</sup> )	Simultaneous*	285.5 ± 23.8	265.6 ± 28.0
	Total	225.3 ± 21.0	201.6 ± 21.3
Vibration time (s)	Simultaneous*	6.5 ± 0.8	6.6 ± 1.1
	Total	10.9 ± 0.8	11.2 ± 1.1

\* Period in which trunk shaker and canopy shaker were both vibrating at the same time for the branch measured.

more irregular signal appeared, with a predomination of high acceleration, short duration impacts. It was clearly observed the impacts due to the canopy shakers when they worked in isolation ( $TS_{OFF-CS_H}$ ,  $TS_{OFF-CS_L}$ ) and had a greater influence at the high frequency. The more technically feasible configurations seem to be  $TS_H-CS_H$  and  $TS_H-CS_L$ , therefore an analysis of these signals is established on the branches (Table 4). The acceleration values showed a high standard deviation due to the variability of the accelerometer position from one branch to another. The acceleration peaks reached values of about twice the average RMS acceleration values. RMS acceleration in  $TS_H-CS_H$  configuration reported around of  $20 \text{ m s}^{-2}$  higher than in  $TS_H-CS_H$  configuration. In terms of peak and RMS acceleration, higher values are recorded in the configuration with  $TS_H-CS_H$  with maximum peaks of  $791 \text{ m s}^{-2}$ . The simultaneous vibration time is less than the total vibration cycle due to the fact that the shaker is not kept working at all times in contact with the working branch (sensor branch).

Figure 6 shows the frequency spectrums of the acceleration signals in branches, obtained from the stable period of vibration, in amplitude values ( $A_{RMS}$ ), for each of the harvester's work configurations. It can be seen how the predominant frequencies are those fixed for each of the configurations (TS: 21.4 and 15.4 Hz; CS: 7.6 and 3.6 Hz) and that the peaks in the spectrum of highest acceleration levels in branches are the ones due to the trunk shaker. For the trunk shaker treatments at low frequency ( $TS_L-CS_L$  and  $TS_L-CS_H$ ), the mean amplitude,  $A_{RMS}$ , increased 15 and  $27 \text{ m s}^{-2}$  between the configuration without shakers ( $TS_L-CS_{OFF}$ ) and the configurations that included the shakers at low and high frequency, respectively; whereas for the trunk shaker treatments at high frequency ( $TS_H-CS_L$  and  $TS_H-CS_H$ ), mean amplitude,  $A_{RMS}$ , increased 10 and  $24 \text{ m s}^{-2}$  between the configuration without shakers ( $TS_H-CS_{OFF}$ ) and the configurations that included the shakers at low and high frequency, respectively. The mean  $A_{RMS}$  amplitude values in configuration  $TS_H-CS_{OFF}$  presented no significant differences compared to  $TS_H-CS_L$ , however, there were significant differences when compared to  $TS_H-CS_H$  (Student's t,  $p < 0.05$ ). Likewise, for  $TS_L-CS_{OFF}$  there were no significant differences with  $TS_L-CS_L$ , but there were with  $TS_L-CS_H$  (Student's t,  $p < 0.05$ ).

Table 5 shows the acceleration transmissibility values obtained for the different harvester configurations. Acceleration amplified in all cases (values higher than 100%) from the trunk to the fork (path T-C in Fig. 3) and even more so from the trunk to the branches (path T-B in Fig. 3). The mean resultant acceleration values,  $A_r$ , were always higher in the branches than at the fork or on the trunk. Acceleration transmissibility between the trunk and branches due exclusively to the trunk shaker ( $TS_H-CS_{OFF}$  and  $TS_L-CS_{OFF}$ ) increased 12.3% as the working frequency increased from 15.4 Hz ( $TS_H-CS_L$  and  $TS_L-CS_L$ ) to 21.4 Hz ( $TS_H-CS_H$  and  $TS_L-CS_H$ ). If only the three  $TS_H$  configurations are considered, transmission increased both from the trunk to the fork and to the branches with inclusion of the canopy shakers and was higher when the shakers worked at high frequency. The same effect occurred for the  $TS_L$  configurations. When the canopy shakers worked on their own ( $TS_{OFF-CS_H}$  and  $TS_{OFF-CS_L}$ ), specifically at high frequencies ( $TS_{OFF-CS_H}$ ), higher acceleration transmissibility values were obtained between the paths trunk-fork and trunk-branch.

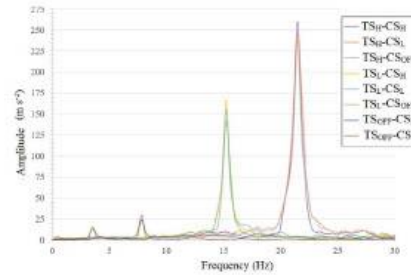


Fig. 6 – Frequency spectrum performed for the harvester, measured in branches (B' and B'') in its configuration according to Table 1.

#### 4. Discussion

Trunk shakers apply a vibration from trunk to bearing branches with a limited removal efficiencies especially on the outer branches (Zipori, Dag, & Tugendhaft, 2014) whereas canopy shakers have a higher removal efficiency in these branches and lower in the inner branches (Sola-Guirado, Blanco-Roldan, Castro-Garcia, Castillo-Ruiz, & Gil-Ribes, 2018). This work comes to validate this arrangement and demonstrates how a main vibration coming from a trunk shaker complemented with a simultaneous canopy shaker, in a same machine, changes the dynamic response of the tree than with the use of each independent system, improving the harvesting efficiency in intensive olives.

In terms of harvest efficiency, functioning exclusively with the trunk shaker at high frequency ( $TS_H-CS_{OFF}$ ), the machine gives efficiencies of 83%, which are similar to the values reported in other studies (Castro-Garcia, Castillo-Ruiz, Jimenez-Jimenez, Gil-Ribes, & Blanco-Roldan, 2015; Jimenez-Jimenez et al., 2015). However, the machine's harvest efficiency with exclusive use of the canopy shakers ( $TS_{OFF-CS_H}$  and  $TS_{OFF-CS_L}$ )

Table 5 – Mean values of acceleration transmissibility from trunk to fork (F' and F'') and branch (B' and B'') performed by the harvesters in each harvester configuration.

Harvester configuration	Acceleration transmissibility (%)	
	Trunk-Fork	Trunk-Branch
$TS_H-CS_H$	137.9	183.4
$TS_H-CS_L$	135.1	178.6
$TS_H-CS_{OFF}$	130.9	175.2
$TS_L-CS_H$	130.5	179.9
$TS_L-CS_L$	121.7	170.4
$TS_L-CS_{OFF}$	117.1	162.9
$TS_{OFF-CS_H}$	147.7	240.6
$TS_{OFF-CS_L}$	126.7	196.6



obtained results that are lower than those reported for other over-the-row canopy shakers (Caprara & Pezzi, 2011; Pérez-Ruiz et al., 2018; Ravetti & Robb, 2010). This is because, in the developed harvester, the canopy shakers have the secondary function of supporting the trunk shaker, and their contact area with the canopy is lower than that of other harvesters. The combination of both systems increases harvest efficiencies in all cases, but not significantly. The best results were achieved using a high frequency in the trunk shaker and complementing its work with the canopy shakers, which produces efficiencies of approximately 85% and 90% if the shaking is low frequency ( $TS_H-CS_L$ ) or high frequency ( $TS_H-CS_H$ ), respectively. The configurations with the trunk shaker at low frequency complemented with a low-high frequency shake gave uncompetitive harvest efficiencies of around 65% ( $TS_L-CS_L$ ) and 75% ( $TS_L-CS_H$ ), respectively. The work capacity of the prototype was 0.20 ha/h with a mean cycle time between olive trees of approximately 45 s, whereas reported data for plots with similar conditions range between 0.12 ha/h for the trunk shaker and 0.17 ha/h for lateral shaker harvesters (Sola-Guirado, Castillo-Ruiz, Blanco-Roldan, Gonzalez-Sánchez, Castro-García, 2019). The prototype might have greater potential if the mechanisms were more automated as other authors suggest (Marinoudi, Sørensen, Pearson, & Bochtis, 2019; Sarkar, 2021), as for example with the use of LiDAR that could detect structural changes in the tree and optimise the vibration of the harvester (Pérez-Ruiz et al., 2018) or even if the machine had autonomous vehicle guidance (Thomasson, Baillie, Antille, Lobsey, and McCarthy (2019).

Debris production shows an increase that is proportional to the damage at the established frequency, and the most damaging configuration is  $TS_H-CS_H$ . On analysing the two detachment systems separately, it can be observed that the trunk shaker caused some damages, but the main damage were observed with the shakers at high frequency ( $TS_H-CS_H$  and  $TS_L-CS_H$ ). Damage caused by the trunk shaker consisted of small amounts of bark peeling on the trunk, similar to that reported in other studies (Jimenez-Jimenez et al., 2015). To minimise this type of damage, a correct design of the grip is essential to generate appropriate acceleration (Leone et al., 2015) and avoid vertical transmission (Abdel-Fattah, Shackel, & Slaughter, 2003). The damage caused by the shakers is due to rod-branch contact that generates small abrasions on the branches and detachment of small twigs. This type of damage increased if the branch was not fitted to the shaker's work area (Sola-Guirado et al., 2016). On the other hand, factors such as rod density, material, section and length of penetration into the branches also influence this type of damage (Pu, Toudeshki, Ehsani, Yang, & Abdulridha, 2018). The application of phytosanitary treatments will help fruit recover for the following campaign. Damage to the fruit from the detachment systems was in-existent. The results of performance obtained with the machine using the combined system in a over-the-row harvested may be improved if harvesting were carried out on young olive trees (Lodoni, Polverigiani, Sirugo, Neri, 2018). In this case, the olive branches are more flexible and have lower transmissibility (Tombesi & Farinelli, 2014), so trunk shaker would need a complementary rod beating to get a high efficiency; and likewise, the damages were lower because the branches accommodate better the canopy shaker movements.

The vibration pattern study showed that the trunk shaker was also the system that had greatest influence, as it did in harvest efficiency. The data in branches registered by both systems show certain similarities to those reported in other research on the studied technologies (Pérez-Ruiz et al., 2018; Sola-Guirado et al., 2019; Sola-Guirado et al., 2018). The signals in the time domain (Fig 5, Table 4) show the sum of the two main signals: two crests due to the two vibrations generated by the trunk shaker and peaks due to the impacts generated by the canopy shakers. The number of peaks recorded was higher than estimated according to the frequency by time calculation, due to the fact that the branch and shaker interaction exhibits complex behaviour in its sweep. The RMS and peak accelerations were higher with higher working frequency. These records vary depending on the location of the sensor on the branch due to the correlation between the dynamic response of the tree as function of branch diameter and tree height (Sola-Guirado et al., 2019). The signals registered by the trunk shaker combined with the canopy shakers increase the amplitude of vibration as the frequency of the shakers increases, although the amount of the increase is much larger in the case of the trunk shaker configuration working at high frequencies. The predominant effect of the trunk shaker in the frequency spectrum in branches (Fig 6) generated in all configurations can be also observed. However, the mean  $A_{RMS}$  values mask the effect of the canopy shakers, which generate impact with acceleration levels that are high but of short duration, given their rapid damping. This transmissibility is much greater with exclusive use of the canopy shakers ( $TS_{OFF}-CS_L$  and  $TS_{OFF}-CS_H$ ) (Table 2) since the vibration travels from the branches to the trunk and there is a very high and quick damping with the in branches (Sola-Guirado, Aragon-Rodriguez, Castro Garcia, Gil-Ribes, 2019; Sola-Guirado et al., 2016). This indicates the need to use a trunk shaker to complement the canopy shaker so that the vibration reaches branches out of reach of the rods, and conversely, the need to place a canopy shaker to complement the trunk shaker to apply vibration to branches not reached by the trunk shaker's exclusive vibration. If the acceleration transmissibility is analysed, an amplification of acceleration from the trunk to the branches is observed that usually occurs in systems that employ trunk shakers (Sola-Guirado, Bernardi, et al., 2018; Torregrosa, Porras, & Martín, 2010).

All these indicators of the feasibility of the machine as an alternative harvesting system are closely related to determined characteristics of the trees and their branches (Ciftci, Brena, Kane, & Arwade, 2013). Factors such as branch architecture (Spatz, Brüchert, & Pfisterer, 2007) or the amount of fruit and leaves (Castro-García, Aragon-Rodriguez, Arias-Calderón, Sola-Guirado, & Gil-Ribes, 2020; Sola-Guirado, Luque-Mohedano, Tombesi, & Blanco-Roldan, 2022) affect the dynamic response of branches and, therefore, the transmissibility of the vibration generated by the detachment systems. This work did not undertake any specific pruning to adapt trees for the machine, although a plot with trees of a size appropriate for the harvester was selected. Even so, important limitations with regard to the tree training were encountered. On many occasions the branches surpassed the wide circular path that the shakers execute, causing major damage and reducing shaker efficiency. At other times, there



was contact with the branches of neighbouring trees. It is essential to perform suitable tree training with a focus on mechanised harvesting in cases where canopy shakers are to play an important role (Dias, Falcão, Pinheiro, & Peça, 2020). Nevertheless, a trunk shaker also requires specific conditions such as branches that are trained more vertically or the elimination of suckers to increase detachment efficiency (Tombesi et al., 2017). The ideal training consists of pruning to create canopies with a regular geometry, where the diameter and height do not exceed the dimensions of the canopy shaker and with skirts that are higher than the trunk shaker. In addition, if there were no contact with the branches of neighbouring trees, the issue of loss due to damping that might be generated would not exist (Sola-Guirado et al., 2019).

Once the feasibility of using this concept of machine has been demonstrated and the dynamic behaviour of the simultaneous trunk and canopy shaker has been characterized, several future lines of works can be set. From the side of the agronomy, future works can be oriented to determine the most appropriate pruning configuration for this type of machine. From the side of the machinery, coming works could be aimed at determining the effect of varying the amplitude and time of vibration, together with the frequency in the olive harvesting.

## 5. Conclusions

This paper shows a new innovative machine concept with an over-the-row harvester employing a combined trunk and canopy shaker systems in an intensive olive orchard. The harvesting efficiency of both systems working simultaneously was higher than that of each system used individually although not significantly different. The use of canopy shakers significantly increased tree damage. This machine concept represents an improvement in the field capacity of alternative mechanical harvesting systems making continuous work possible if different automatisms are incorporated.

A new vibration pattern caused by simultaneous trunk and canopy shaking has been presented. Trunk shaking had a predominant dynamic effect on tree branches and produced the highest level of acceleration in the frequency domain. Canopy shaking slightly increased the acceleration values because it produces high acceleration values with low duration (impacts) according to the time domain analysis. Vibration transmission between trunk and branches is amplified in all cases, in particular with the addition of the canopy shakers as they are applied directly on the branches. Transmissibility analyses show the high damping effect on the branches, which points to the suitability of using a combined trunk and canopy shaker system. With this machine concept, the effect of various combinations of trunk-canopy shaking frequencies show that a high frequency combination ( $TS_H-CS_H$ ) was more effective in terms of harvesting efficiency, although it also caused more damage, which could be reduced by half if a lower frequency canopy shaker configuration ( $TS_H-CS_L$ ) was used. However, to reduce the level of damage and improve efficiency, a key element is the adaptation of the plantation to the type of machine.

Therefore, the machine has proven to be a valid solution for olive harvesting in high density isolated trees with promising results. The tree dynamic analysis illustrates that the two detachment systems have different behaviour that complement each other. However, future improvements of this could include different automatisms, tree pruning or physiology suitable for the machine and optimization of vibration parameters. The feasibility of this machine for other crop types also needs to be further studied.

## Declaration of competing interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

## Acknowledgements

This work was supported according to the provisions of the Agreement between the former Ministry of Economy, Industry and Competitiveness (current Ministry of Science and Innovation) and the University of Cordoba, 80% co-financed by FEDER funds, within the Pluriregional Operative Program of Spain 2014–2020 [Innolivar Project, Pre-commercial Public Purchase of Innovation]. We would also thank the financial support provided by the Interprofessional Organization of Table Olives and Olive Oil, Spain and to the management of Professor Jesus A. Gil-Ribes.

## REFERENCES

- Abdel-Fattah, H. M., Shackel, K. A., & Slaughter, D. C. (2003). Substantial vertical tree displacements occur during almond harvesting. *American Society of Agricultural Engineers*, 19(2), 145–150. <https://doi.org/10.13031/2013.13103>
- Aragon-Rodriguez, F., Dias, A. B., Pinheiro, A., Peça, J., Dias, I. L., & Castro-Garcia, S. (2023). Assessment of a side-row continuous canopy shaking harvester and its adaptability to the Portuguese cobrançosa variety in high-density olive orchards. *Sensors*, 23(3). <https://doi.org/10.3390/s23031740>
- Bentaher, H., Haddar, M., Fakhfakh, T., & Mäalej, 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>
- Bernardi, B., Falcone, G., Stillitano, T., Benalia, S., Strano, A., Bacenetti, J., et al. (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>
- 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 olive. *American Society of Agricultural and Biological Engineers*, 25(3), 329–334. <https://doi.org/10.13031/2013.25883>
- Caprara, C., & Pezzi, F. (2011). Measuring the stresses transmitted during mechanical grape harvesting. *Biosystems Engineering*, 110(2), 97–105. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2011.07.003>

- Castro-García, S., Aragón-Rodríguez, 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>
- 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>
- Castro-García, S., Castillo-Ruiz, F. J., Jiménez-Jiménez, F., Gil-Ribes, J. A., & Blanco-Roldán, G. L. (2015). Suitability of Spanish “manzanilla” table olive orchards for trunk shaker harvesting. *Biosystems Engineering*, 129, 388–395. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2014.11.012>
- Ciftci, C., Brena, S. F., Kane, B., & Arwade, S. R. (2013). The effect of crown architecture on dynamic amplification factor of an open-grown sugar maple (*Acer saccharum* L.). *Trees - Structure and Function*, 27(4), 1175–1189. <https://doi.org/10.1007/s00468-013-0867-z>
- Dias, A. B., Falcão, J. M., Pinheiro, A., & Peça, J. O. (2020). Evaluation of olive pruning effect on the performance of the row-side continuous canopy shaking harvester in a high density olive orchard. *Frontiers in Plant Science*, 10, 1–10. <https://doi.org/10.3389/fpls.2019.01631>
- Dias, A. B., Peça, J. O., & Pinheiro, A. (2012). Long-term evaluation of the influence of mechanical pruning on olive growing. *Agronomy Journal*, 104(1), 22–25. <https://doi.org/10.2134/agronj2011.0137>
- Famiani, F., Farinelli, D., Rollo, S., Camposo, S., Di Vaio, C., & Inglese, P. (2014). Evaluation of different mechanical fruit harvesting systems and oil quality in very large size olive trees. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 12(4), 960–972. <https://doi.org/10.5424/sjar/2014124-5794>
- Farinelli, D., Tombesi, S., Famiani, F., & Tombesi, A. (2012). The fruit detachment force/fruit weight ratio can be used to predict the harvesting yield and the efficiency of trunk shakers on mechanically harvested olives. *Acta Horticulturae*, 965, 61–64. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2012.965.5>
- Freixa, E., Gil, J. M., Tous, J., & Hermoso, J. F. (2011). Comparative study of the economic viability of high- and super-high-density olive orchards in Spain. *Acta Horticulturae*, 924, 247–254. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2011.924.31>
- Gonçalves, A. C., Bento Dias, A., Alfonso, A., Pereira, D. G., Pinheiro, A., & Oliveira Peça, J. (2016). Mechanical versus manual harvest of *Pinus pinea* cones. *Biosystems Engineering*, 143, 50–60. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2016.01.004>
- Hafezalkotob, A., Hami-Dindar, A., Rabie, N., & Hafezalkotob, A. (2018). A decision support system for agricultural machines and equipment selection: A case study on olive harvester machines. *Computers and Electronics in Agriculture*, 148, 207–216. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2018.03.012>
- Homayouni, T., Gholami, A., Toudeshki, A., Afsah-Hejri, L., & Ehsani, R. (2022). Estimation of proper shaking parameters for pistachio trees based on their trunk size. *Biosystems Engineering*, 216, 121–131. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.02.008>
- IOC. (2015). International olive oil production - costs study. *International Olive Oil Council*, 2(October), 1–11.
- Jiménez-Jiménez, F., Blanco-Roldán, G. L., Castillo-Ruiz, F. J., Castro-García, S., Sola-Guirado, R., & Gil-Ribes, J. A. (2015). Table olives mechanical harvesting with trunk shakers: Orchard adaption and machine improvements. *Chemical Engineering Transactions*, 44, 271–276. <https://doi.org/10.3303/CET1544046>
- Lalanne, C. (2009). *Mechanical vibration and shock analysis, Random Vibration* (3rd ed.) Hoboken, USA (Chapters 2, 3 and 7).
- 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>
- Lo Bianco, R., Proietti, P., Regni, L., & Caruso, T. (2021). Planting systems for modern olive growing: Strengths and weaknesses. *Agriculture*, 11(6), 1–18. <https://doi.org/10.3390/agriculture11060494>
- Lodolini, E. M., Poverigiani, S., Sirugo, M., & Neri, D. (2018). Damage to several olive cultivars by two over-the-row harvesters in high-density orchards. *Acta Horticulturae*, 1199, 415–419. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2018.1199.66>
- Loghavi, M., Khorasandi, F., & Souri, S. (2011). The effects of shaking frequency and amplitude on vibratory harvesting of almond (*Prunus dulcis* L. cv. 7 Shahrood). In *American society of agricultural and biological engineers annual international meeting 2011* (Vol. 3, pp. 2466–2472). ASABE 2011. <https://doi.org/10.13031/2013.37424>, 11.
- Marinoudi, V., Sørensen, C. G., Pearson, S., & Bochtis, D. (2019). Robotics and labour in agriculture. A context consideration. *Biosystems Engineering*, 184, 111–121. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2019.06.013>
- Moreno, R., Torregrosa, A., Moltó, E., & Chueca, P. (2015). Effect of harvesting with a trunk shaker and an abscission chemical on fruit detachment and defoliation of citrus grown under Mediterranean conditions. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 13(1), 1–12. <https://doi.org/10.5424/sjar/2015131-6590>
- Nasiri, L., & Proietti, P. (2014). Olive harvesting. The extra-virgin olive Oil handbook. <https://doi.org/10.1002/9781118460412.ch8> (chapter 8).
- 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>
- Pérez-Ruiz, M., Rallo, P., Jiménez, M. R., Garrido-Izard, M., Suárez, M. P., Casanova, L., et al. (2018). Evaluation of over-the-row harvester damage in a super-high-density olive orchard using on-board sensing techniques. *Sensors*, 18(4), 1–16. <https://doi.org/10.3390/s18041242>
- Pu, Y., Toudeshki, A., Ehsani, R., Yang, F., & Abdulridha, J. (2018). Selection and experimental evaluation of shaking rods of canopy shaker to reduce tree damage for citrus mechanical harvesting. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 11(2), 48–54. <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20181102.4126>
- Pu, Y., Wang, S., Yang, F., Ehsani, R., Zhao, L., Li, C., et al. (2023). Recent progress and future prospects for mechanized harvesting of fruit crops with shaking systems. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 16(1), 1–13. <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20231601.7954>
- Rallo, L., Barranco, D., Castro-García, S., Connor, D. J., del Campo, M. G., & Rallo, P. (2013). High-density olive plantations. *Horticultural Reviews*, 41, 303–383. <https://doi.org/10.1002/9781118707418.ch07>
- Ravetti, L., & Robb, S. (2010). Continuous mechanical harvesting in modern Australian olive growing systems. *Advances in Horticultural Science*, 24(1), 71–77. <https://doi.org/10.1400/132345>
- Ruiz-Altisent, M., Ortiz-Cañavate, J., & Valero, C. (2004). Fruit and vegetables harvesting systems. *Production Practices and Quality Assessment of Food Crops*, 1, 261–285. Preharvest Practice.
- Sarkar, P. (2021). Use of shaking mechanism and robotic arm in fruit harvesting: A comprehensive review. *Journal of Crop and Weed*, 17(2), 1–9. <https://doi.org/10.22271/09746315.2021.v17.i2.1444>
- Sarri, D., & Vieri, M. (2010). Criteria for introducing mechanical harvesting of oil olives: Results of a five-year project in Central



- Italy. *Criteria for Introducing Mechanical Harvesting of Oil Olives*, 1000–1013. <https://www.jstor.org/stable/42882757>.
- Sola-Guirado, R. R., Aragon-Rodriguez, F., Castro-García, 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>
- Sola-Guirado, R. R., Bernardi, B., Castro-García, S., Blanco-Roldán, G. L., Benalia, S., Fazari, A., et al. (2018). 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>
- Sola-Guirado, R. R., Blanco-Roldán, G. L., Castro-García, S., Castillo-Ruiz, F. J., & Gil-Ribes, J. A. (2018). Innovative circular path harvester for mechanical harvesting of irregular and large-canopy olive trees. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 11(3), 86–93. <https://doi.org/10.25165/ijabe.20181103.3265>
- Sola-Guirado, R. R., Castillo-Ruiz, F. J., Blanco-Roldán, G. L., Gonzalez-Sanchez, E., & Castro-García, S. (2020). Mechanical canopy and trunk shaking for the harvesting mechanization of table olive orchards. *Revista de la Facultad de Ciencias Agrarias*, 52(2), 124–139.
- Sola-Guirado, R. R., Jiménez-Jiménez, F., Blanco-Roldán, G. L., Castro-García, S., Castillo-Ruiz, F. J., & Gil Ribes, J. A. (2016). Vibration parameters assessment to develop a continuous lateral canopy shaker for mechanical harvesting of traditional olive trees. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 14(2). <https://doi.org/10.5424/sjar/2016142-7909>
- Sola-Guirado, R. R., Luque-Mohedano, R., Tombesi, S., & Blanco-Roldán, G. (2022). Effect of leaves in the dynamic response of olive tree branches and their computational model. *Computers and Electronics in Agriculture*, 203, Article 107490. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2022.107490>
- 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>
- Thomasson, J. A., Bailie, C. P., Antille, D. L., Lobsey, C. R., & McCarthy, C. L. (2019). *Autonomous technologies in agricultural equipment: A review of the state of the art*. St. Joseph, MI, USA: American Society of Agricultural and Biological Engineers, 1–17.
- Tombesi, S., & Farinelli, D. (2014). Evaluation of canopy elasticity, light penetration and reciprocal shading for optimal canopy management in high density hedgerow olive orchards. *Acta Horticulturae*, 1057, 315–320. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2014.1057.36>
- 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>
- Torregrosa, A., Porras, 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>
- di Vaio, C., Marallo, N., Nocerino, S., & Famiani, F. (2012). Mechanical harvesting of oil olives by trunk shaker with a reversed umbrella interceptor. *Advances in Horticultural Science*, 26(3–4), 1–4. <https://doi.org/10.13128/ahs-22675>
- Zion, B., Bechar, A., Regev, R., Shamir, N., Weissblum, A., Zipori, Y., et al. (2011). Mechanical harvesting of olives—an operations study. *Israel Journal of Plant Sciences*, 59(1), 71–84. <https://doi.org/10.1560/IJPS.59.1.71>
- Zipori, I., Dag, A., & Tugendhaft, Y. (2014). Mechanical harvesting of table olives: Harvest efficiency and fruit quality. *HortScience*, 49(1), 55–58. <https://doi.org/10.21273/hortsci.49.1.55>



