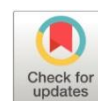


Análisis del comportamiento vibracional y ultrasónico de las fallas en engranajes rectos

Analysis of the vibrational and ultrasonic behavior of faults in spur gears

- ¹ Eduardo Hernández-Dávila  <https://orcid.org/0000-0003-4899-2371>
Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Riobamba, Ecuador.
Grupo de Investigación Ciencia del Mantenimiento (CIMANT)
edhernandez@epoch.edu.ec
- ² César Gallegos-Londoño  <https://orcid.org/0000-0002-8685-7501>
Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Riobamba, Ecuador.
Grupo de Investigación Ciencia del Mantenimiento (CIMANT)
cesar.gallegos@epoch.edu.ec
- ³ Clemente Alarcón-Arévalo  <https://orcid.org/0009-0002-7502-7120>
Instituto Superior Tecnológico Tsachila, Santo Domingo, Ecuador.
clementealarcon@tsachila.edu.ec



Artículo de Investigación Científica y Tecnológica

Enviado: 11/05/2026

Revisado: 12/06/2026

Aceptado: 07/07/2026

Publicado: 20/07/2026

DOI: <https://doi.org/10.33262/ap.v8i3.697>

Cítese:

Hernández Dávila, E., Gallegos Londoño, C., & Alarcón Arévalo, C. (2026). Análisis del comportamiento vibracional y ultrasónico de las fallas en engranajes rectos. AlfaPublicaciones, 8(3), 24–42. <https://doi.org/10.33262/ap.v8i3.697>



ALFA PUBLICACIONES, es una revista multidisciplinar, **trimestral**, que se publicará en soporte electrónico tiene como **misión** contribuir a la formación de profesionales competentes con visión humanística y crítica que sean capaces de exponer sus resultados investigativos y científicos en la misma medida que se promueva mediante su intervención cambios positivos en la sociedad. <https://alfapublicaciones.com>
La revista es editada por la Editorial Ciencia Digital (Editorial de prestigio registrada en la Cámara Ecuatoriana de Libro con No de Afiliación 663) www.celibro.org.ec

Esta revista está protegida bajo una licencia Creative Commons Attribution Non Commercial No Derivatives 4.0 International. Copia de la licencia: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Palabras claves:

Engranajes rectos;
análisis
vibracional;
ultrasonido pasivo;
mantenimiento
basado en la
condición;
diagnóstico de
fallas.

Resumen

Introducción. Los engranajes son elementos esenciales y costosos en los procesos industriales que sufren desgastes operativos severos. Para mitigar fallas catastróficas y paradas imprevistas, resulta crucial implementar estrategias de diagnóstico eficaces que monitoreen de manera continua la condición mecánica del sistema. **Objetivo.** Evaluar y comparar de forma analítica el comportamiento y la sensibilidad de las señales vibracionales y ultrasónicas ante la presencia de modos de falla comunes en engranajes rectos. **Metodología.** En la presente investigación de tipo aplicado con un diseño experimental, se empleó un enfoque práctico mediante el registro y procesamiento de señales dinámicas provenientes de un banco de pruebas parametrizable. Las mediciones de vibración global y presión sonora se recolectaron utilizando sensores especializados bajo condiciones controladas de defectos inducidos. **Resultados.** El análisis estadístico demostró que el parámetro de la velocidad de vibraciones eficaz V_{RMS} posee una correlación directa y superior para detectar desalineaciones angulares mecánicas. Por el contrario, el nivel global de presión sonora ultrasónica NPT demostró exclusividad y alta sensibilidad frente al avance del desgaste severo en los flancos de los dientes. En tanto que el análisis de la onda del ultrasonido demostró ser más favorable para la detección de dientes rotos en engranajes. **Conclusión.** Se determinó que la combinación complementaria del análisis vibracional y del ultrasonido pasivo optimiza el diagnóstico oportuno en transmisiones por engranajes rectos. El uso conjunto de ambas técnicas reduce la incertidumbre predictiva al especializar cada herramienta según la naturaleza geométrica de la falla. **Área de estudio general:** Mantenimiento Industrial. **Área de estudio específica:** Mantenimiento Basado en la Condición. **Tipo de estudio:** Artículo original.

Keywords:

Spur gears;
vibration analysis;
passive
ultrasound;
condition-based

Abstract

Introduction. Gears are essential and expensive elements in industrial processes that suffer severe operational wear. To mitigate catastrophic failures and unplanned downtime, it is crucial to implement effective diagnostic strategies that continuously monitor the mechanical condition of the system.

maintenance; fault diagnosis.

Objective. To analytically evaluate and compare the behavior and sensitivity of vibrational and ultrasonic signals in the presence of common fault modes in spur gears. **Methodology.** In this applied research with an experimental design, a practical approach was used through the recording and processing of dynamic signals from a parameterizable test bed. Global vibration and sound pressure measurements were collected using specialized sensors under controlled conditions of induced defects. **Results.** Statistical analysis showed that the root-mean-square vibration velocity parameter (VRMS) has a direct and superior correlation for detecting mechanical angular misalignments. Conversely, the overall ultrasonic sound pressure level (NPT) demonstrated exclusivity and high sensitivity against the progression of severe wear on the tooth flanks. Meanwhile, ultrasound waveform analysis proved to be more favorable for detecting broken gear teeth. **Conclusion.** It was determined that the complementary combination of vibrational analysis and passive ultrasound optimizes timely diagnosis in spur gear transmissions. The joint use of both techniques reduces predictive uncertainty by specializing each tool according to the geometric nature of the fault. **General Area of Study:** Industrial Maintenance. **Specific area of study:** Condition-Based Maintenance. **Type of study:** Original article.

1. Introducción

Las transmisiones por engranajes rectos constituyen elementos críticos e indispensables en el desarrollo de la maquinaria rotativa industrial contemporánea, siendo ampliamente utilizados en sectores estratégicos como el automotriz, aeronáutico y de manufactura debido a su alta eficiencia en la transferencia de potencia y torque a velocidades elevadas (Arsić et al., 2026; Bonilla-Angulo et al., 2026; Chen et al., 2026). No obstante, debido a las severas exigencias operacionales y condiciones de fricción, estos componentes están expuestos de forma recurrente a fallas imprevistas en los dientes y ejes, tales como agrietamiento, picaduras, desalineación y roturas, las cuales representan hasta el 60% de los fallos reportados en cajas reductoras (Ortega, 2021).

La ocurrencia de estas anomalías sin una detección temprana no solo compromete la integridad de los activos, sino que desencadena paradas de planta no programadas,

elevados costos de reparación e incluso accidentes catastróficos que merman la rentabilidad de las empresas (García et al., 2023; Tutasig & Taranto, 2024). Por consiguiente, el Monitoreo Basado en la Condición (MBC) emerge como una estrategia de mantenimiento preventivo crucial para caracterizar el comportamiento dinámico del sistema y estimar la vida útil de los componentes rotatorios (Villanueva-Rodríguez et al., 2022).

Si bien el análisis de vibraciones es la técnica diagnóstica más consolidada al identificar oportunamente cerca del 90% de las fallas mecánicas (García et al., 2023), la introducción de tecnologías de ultrasonido pasivo ofrece una vía complementaria aún poco explorada experimentalmente. Esto justifica la necesidad de realizar un estudio sistemático que valide y compare la sensibilidad de ambas técnicas diagnósticas frente a fallas inducidas, optimizando la confiabilidad operacional de los sistemas de transmisión.

Históricamente, la comprensión de los daños mecánicos parte del análisis físico de las interacciones en los pares cinemáticos. En este sentido Sacmaozu et al. (2026) presenta de forma exhaustiva los distintos mecanismos de falla en engranajes y sistematiza las técnicas destructivas y no destructivas empleadas para su evaluación objetiva. Dicho estudio aporta una visión práctica al examinar ejemplos reales de diferentes industrias, con el propósito de organizar rigurosamente el análisis de averías para futuras investigaciones.

Con el avance del mantenimiento basado en la condición, el análisis espectral tradicional comenzó a mostrar limitaciones para identificar defectos incipientes. Para resolver esto San Martín et al. (2010) introdujeron una metodología basada en el análisis de ciclo estacionariedad de las señales de vibración, demostrando que al aislar las componentes ciclo estacionarias de segundo orden y filtrarlas digitalmente, era posible lograr una detección mucho más temprana de fallas localizadas en los dientes de los engranajes.

La necesidad de validar empíricamente estas nuevas metodologías de procesamiento de señales impulsó el desarrollo de entornos controlados. Al respecto, Moya et al. (2014) destacaron la importancia de los bancos de prueba diseñados específicamente para ensayar transmisiones por engranajes, permitiendo simular condiciones reales de contacto, controlar variables como la carga y velocidad, y reproducir de manera acelerada los fenómenos destructivos asociados a la fatiga por contacto y flexión.

Posteriormente, aunque el análisis de vibraciones ya estaba consolidado, la comunidad científica comenzó a buscar alternativas diagnósticas no invasivas. Verucchi et al. (2015) evaluaron la eficacia del análisis espectral del torque electromagnético y la corriente del estator en los motores que accionan las cajas reductoras, comprobando que estas variables eléctricas también reflejan perturbaciones claras ante la presencia de un diente fracturado, ofreciendo un método complementario.

El verdadero salto cualitativo en la precisión diagnóstica llegó con la integración de múltiples tecnologías. Sánchez (2018) evidenció que el diagnóstico de fallos en engranajes alcanza su máxima confiabilidad a través de la fusión de datos multi sensores. En su investigación, comprobó que la combinación de señales de vibración, corriente y emisión acústica (ultrasonido) permite extraer atributos de alta sensibilidad para discriminar modos de falla simultáneos y progresivos, superando las limitaciones del análisis aislado.

En años recientes, la investigación se enfocó en caracterizar firmas específicas y cuantificar la evolución del daño. Condemaita & Molano (2022) implementaron simuladores para analizar fallas como el diente roto y la desalineación lineal, confirmando mediante espectros de aceleración y formas de onda que la falta de juego entre dientes genera armónicos fundamentales predominantes fáciles de aislar. Finalmente, Elizegi et al. (2023) profundizaron en la relación directa entre el daño físico y la respuesta vibratoria, analizando experimentalmente cómo la evolución de la fatiga superficial incrementa de manera correlacional las amplitudes de vibración en el sistema.

A pesar de los significativos avances en el monitoreo de maquinaria, la mayor parte de las investigaciones recientes se orientaron hacia el desarrollo de complejos algoritmos de aprendizaje automático (*Machine Learning*) y modelos matemáticos abstractos para clasificar fallas (Loaiza, 2021; Mejía, 2022) o hacia análisis metalúrgicos post falla de carácter destructivo (Ferreira et al., 2020; Zuñiga, 2023).

Asimismo, aunque existen softwares de simulación numérica para aproximar el desgaste abrasivo y las cargas dinámicas (Mena et al., 2023), en la práctica industrial real se observa una escasez de plataformas experimentales físicas o kits de prueba accesibles que permitan recrear de manera controlada la interacción de fallas comunes (Delgado, 2020).

Sin embargo, en la bibliografía consultada, no se encuentra suficiente evidencia empírica que correlacione de forma directa y simultánea la eficacia de las técnicas clásicas de vibración frente a tecnologías no invasivas emergentes, imposibilitando establecer criterios claros sobre qué parámetro físico o espectral es el más sensible para diagnosticar de forma complementaria la severidad de desalineaciones o roturas estructurales en un sistema de engranajes rectos (Hernández-Dávila et al., 2020).

Para dar respuesta a este vacío experimental, en este artículo se emplea un simulador físico de modos de fallas en engranajes rectos, compuesto mecánicamente por un motor eléctrico asincrónico, un par de ruedas dentadas y un alternador que actúa como sistema de carga operativa.

El método consistió en inducir de forma controlada cuatro tipos de fallos característicos bajo diferentes niveles de severidad: desalineación angular horizontal, desalineación angular vertical, desgaste de dientes y rotura progresiva de un diente del piñón. Para el diagnóstico dinámico, se emplearon de manera simultánea dos técnicas de monitoreo no

invasivas: por un lado, el análisis de vibraciones mecánicas mediante el equipo Vibrachek 200 ABG y su respectivo acelerómetro para capturar formas de onda y espectros de aceleración; y por otro, la técnica de ultrasonido pasivo empleando el equipo Ultraprobe 15000 provisto de un módulo de contacto.

Finalmente, la evaluación se realizó mediante el análisis cuantitativo y comparativo del comportamiento de los niveles globales de vibración (V_{RMS}) y de los niveles de presión sonora en el Punto de Medición (NPT) en función de la severidad del daño, determinando así la complementariedad y efectividad de ambas tecnologías.

2. Metodología

El estudio presenta un diseño experimental y aplicado mediante el empleo de un simulador de modos de fallas en engranajes. Esta modalidad se seleccionó para cumplir el objetivo de evaluar las señales predictivas frente a defectos inducidos, empleando como técnicas principales el análisis de vibraciones y el ultrasonido pasivo. La recolección de datos se realizó simulando escenarios de desalineación angular horizontal, desalineación angular vertical, aumento de la distancia entre centros (dientes desgastados) y la presencia de un engrane con dientes rotos, tomando mediciones a intervalos y en puntos de recolección convenientes para cada simulación.

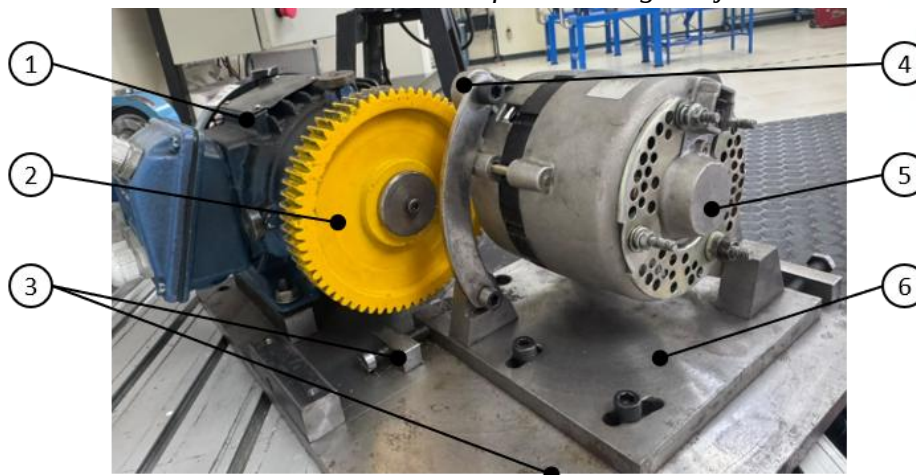
A partir de este diseño metodológico, se plantea la hipótesis de que la aplicación combinada de ambas técnicas permite diagnosticar y diferenciar de manera efectiva los distintos modos de falla presentes en el sistema. Específicamente, se postula que el análisis de vibraciones evidenciará alteraciones proporcionales en los niveles globales ante problemas continuos como la desalineación, mientras que el ultrasonido pasivo actuará de forma complementaria, resultando sumamente preciso para detectar el impacto y el tiempo de aparición de eventos aislados, como los generados por el contacto de un diente roto.

2.1. Configuración del módulo de pruebas

El simulador de modos de falla de engranajes utilizado en la presente investigación (**Figura 1**) es accionado por un motor eléctrico trifásico asíncrono de jaula de ardilla Weg W22 (1), con una potencia nominal de 373 W, rendimiento del 72%, factor de potencia de 0,69, 4 polos magnéticos, frecuencia de sincronismo de 30 Hz, frecuencia nominal de 28 Hz y una tensión de alimentación de 220 V. A este motor se encuentra acoplado el engranaje motriz (2) de acero AISI 1040, el cual posee 64 dientes, módulo 2 y un ancho de cara de 24 mm; dicho componente transmite la potencia mecánica hacia un piñón (4) de similares características estructurales pero constituido por 24 dientes, lo que establece una relación de transmisión de $64/24 = 2,67$.

Figura 1

Simulador de modos de fallas en engranajes

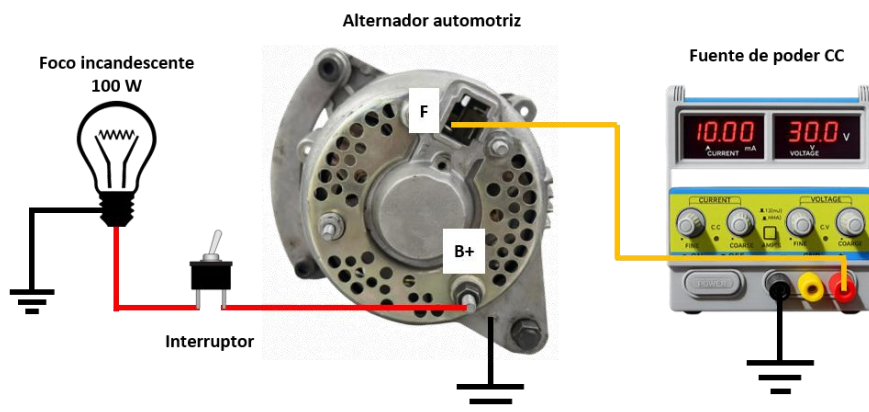


Nota: el módulo cuenta con los siguientes elementos fundamentales: motor eléctrico trifásico asíncrono de jaula de ardilla (1), engranaje motriz (2), pernos de ajuste (3), piñón (4), alternador automotriz (5) y placa móvil (6).

El piñón se encuentra acoplado a un alternador automotriz (5) cuyas conexiones eléctricas (**Figura 2**) lo convierte en un freno magnético que permite proporcionar al motor una carga equivalente al 80% de su potencia nominal, con el propósito de optimizar su funcionamiento bajo condiciones de máxima eficiencia. Este alternador se ubica sobre una placa móvil (6) accionada mediante pernos de ajuste (3), los cuales facilitan el desplazamiento del piñón respecto al engranaje para inducir de forma controlada anomalías geométricas tales como desalineación angular horizontal, desalineación angular vertical y el consecuente desgaste de los dientes.

Figura 2

Conexión eléctrica del alternador automotriz



Nota: conexiones eléctricas del alternador automotriz para convertirlo en un freno magnético.

Para que el motor eléctrico opere al 80% de su potencia nominal, se debe verificar inicialmente que la fuente de alimentación suministre corriente sin limitación y que el voltaje de salida de corriente continua (CC) se encuentre regulado en 0 V. Posteriormente, se procede a cerrar el interruptor del circuito ilustrado en la **Figura 2**; una vez que el motor alcanza la velocidad de trabajo establecida, se incrementa paulatinamente el voltaje de la fuente de CC hasta que la corriente medida mediante una pinza amperimétrica en cualquiera de las tres líneas de alimentación del motor alcance un valor de 1,58 A, intensidad que fue previamente calculada mediante la **Ecuación 1**.

$$I = \frac{P_s \cdot 0,8}{\sqrt{3} \cdot \eta \cdot V \cdot \cos\varphi} = \frac{373 \text{ W} \cdot 0,8}{\sqrt{3} \cdot 0,72 \cdot 220 \text{ V} \cdot 0,69} = 1,58 \text{ A} \quad (1)$$

Donde, P_s es la potencia mecánica nominal que entrega el motor en Watios, η es el rendimiento, V es la tensión de línea en Voltios, $\cos\varphi$ es el factor de potencia y 0,8 corresponde al factor para reducir la potencia al 80%.

2.2. Configuración de los modos de falla

Los modos de falla simulados, mismos que posteriormente se describirán con mayor detalle son los siguientes:

- desalineación angular horizontal (DAH)
- desalineación angular vertical (DAV)
- desgaste de los dientes (DD)
- diente roto (DR)

Para la simulación de la desalineación angular horizontal, se procedió a desplazar la placa móvil (6) mediante el accionamiento de los pernos de ajuste (3) ilustrados en la **Figura 1**, alcanzando de forma progresiva e individual cuatro ángulos específicos: 0,25°, 0,50°, 0,75° y 1°.

La simulación de la desalineación angular vertical se efectuó mediante la colocación progresiva de alzas calibradas de acero inoxidable austenítico AISI 304 con espesores de 0,508 mm, 0,63 mm, 1,27 mm y 1,82 mm bajo la placa móvil (6) de la **Figura 1**, situándolas específicamente en el extremo más alejado del piñón para obtener los ángulos DAV de 0,25°, 0,50°, 0,75° y 1°.

Con el objetivo de simular el desgaste de los dientes, se modificó la distancia entre centros del engranaje y el piñón mediante el accionamiento de los pernos de ajuste (3) de la placa móvil (6) detallada en la **Figura 1**, logrando de este modo establecer separaciones progresivas de 0,25 mm, 0,50 mm, 0,75 mm y 1 mm.

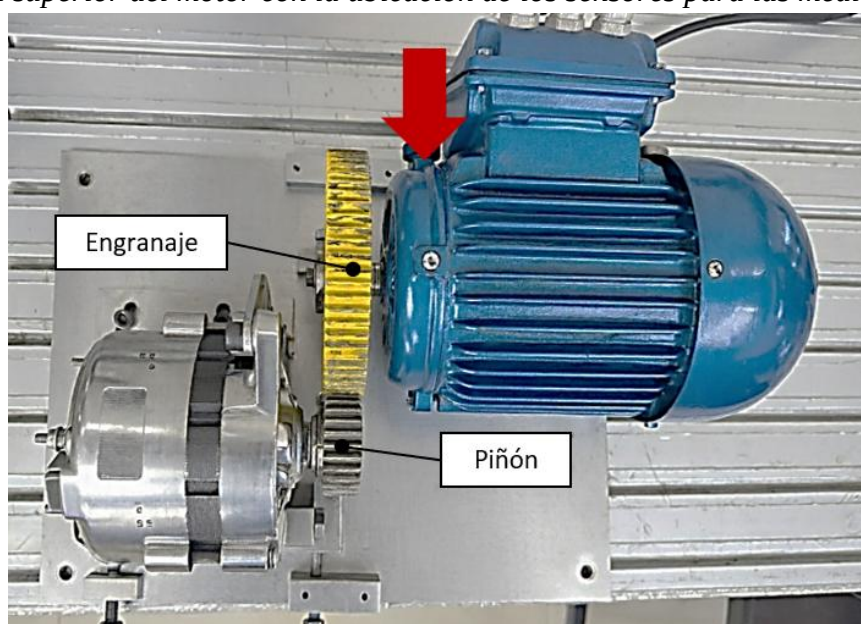
Finalmente, para la ejecución del ensayo del componente con un diente roto, se procedió a reemplazar el engranaje en estado óptimo por un elemento que presentaba dicho defecto estructural inducido de forma previa.

2.3. Método para la toma de mediciones

La adquisición de datos de vibraciones y ultrasonido se llevó a cabo mediante el analizador Vibrachek 200 ABG equipado con un acelerómetro y el equipo Ultraprobe 15000 con el módulo de contacto, respectivamente; en los dos casos se utilizó una base magnética con una fuerza de 50 libras. Las mediciones se registraron colocando los sensores en la dirección horizontal sobre el motor eléctrico, específicamente a la altura del rodamiento del lado del engranaje, como se indica en la **Figura 3**.

Figura 3

Vista superior del motor con la ubicación de los sensores para las mediciones



Nota: la flecha roja indica la ubicación del acelerómetro y del módulo de contacto para las mediciones de vibraciones y ultrasonido respectivamente.

3. Resultados

El primer resultado del análisis vibracional corresponde al espectro de aceleración (**Figura 4**) obtenido con el engranaje y el piñón en buen estado, operando en condiciones normales de funcionamiento sin ningún modo de falla inducido. En este registro base se identifican con claridad los armónicos de la frecuencia de engrane (GMF , $2GMF$ y $3GMF$), los cuales se calculan de forma directa multiplicando el número de dientes del engranaje por la velocidad de giro del eje, según la fórmula de la **Ecuación 2**:

$$GMF = \# \text{ Dientes del engranaje} \cdot \text{frecuencias del 1XE} \quad (2)$$

$$GMF = 64 \cdot 28,5 \text{ Hz} = 1824 \text{ Hz}$$

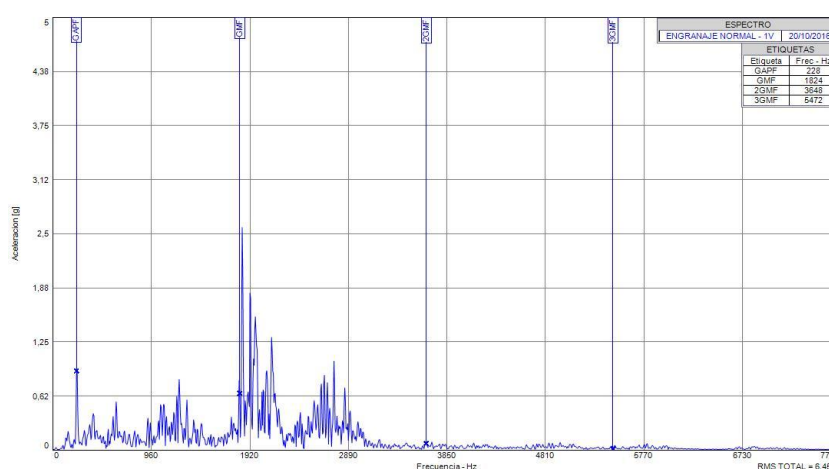
$$2GMF = GMF \cdot 2 = 1824 \text{ Hz} \cdot 2 = 3648 \text{ Hz}$$

$$3GMF = GMF \cdot 3 = 1824 \text{ Hz} \cdot 3 = 5472 \text{ Hz}$$

Como se puede notar las frecuencias de engrane superan los 1000 Hz por lo que no se las puede observar en el espectro de velocidad, por esta razón se decidió utilizar el espectro de aceleración mostrado en la **Figura 4**.

Figura 4

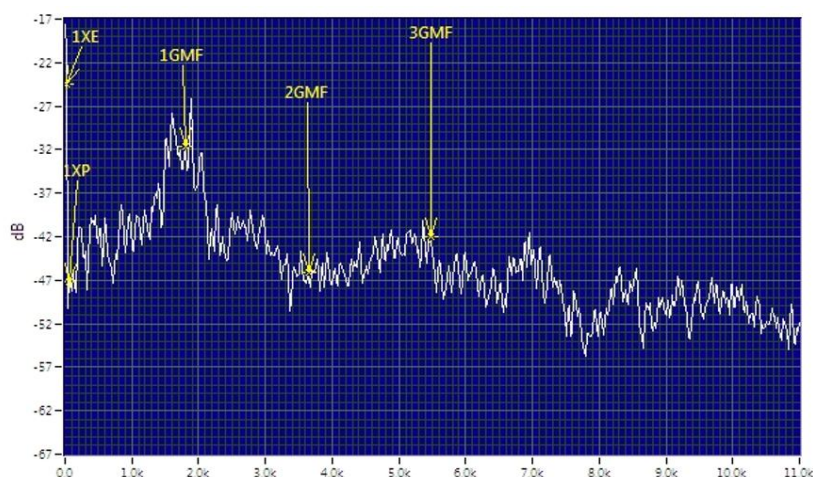
Espectro de aceleración de vibraciones del engranaje y del piñón en buen estado



El espectro ultrasónico en condiciones normales de funcionamiento (**Figura 5**) sirve como línea base de comparación. En este registro, los armónicos de baja frecuencia 1XE del engranaje y 1XP del piñón se encuentran presentes, aunque con una visibilidad reducida, al igual que *GMF* y sus múltiplos. Por su parte, el nivel global de presión sonora o NPT (*Nivel de Presión Total*) presenta un valor de 42 dB.

Figura 5

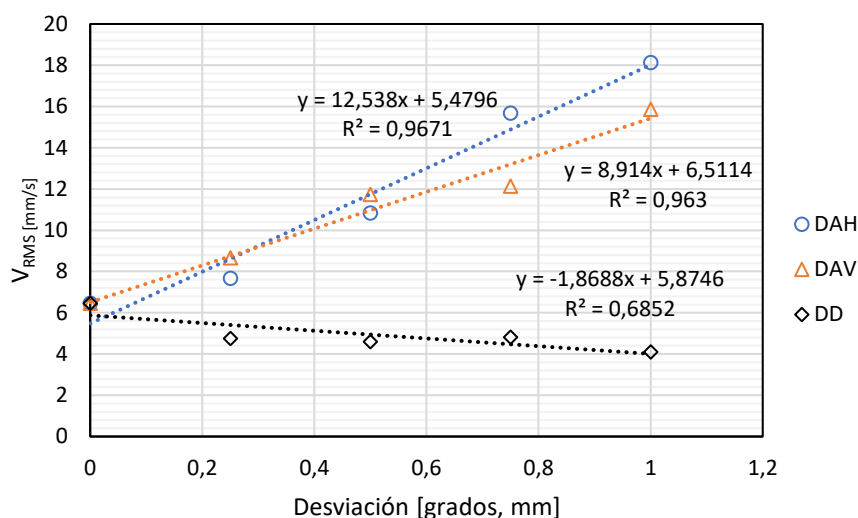
Espectro de ultrasonido del engranaje y del piñón en buen estado



La velocidad global de vibraciones en amplitud rms en mm/s (V_{RMS} [mm/s]) que se registró a medida que respectivamente las desviaciones angulares y se separación los modos de falla DAH, DAV y DD se incrementan, crean tendencias lineales, tal como se puede observar en la **Figura 6**.

Figura 6

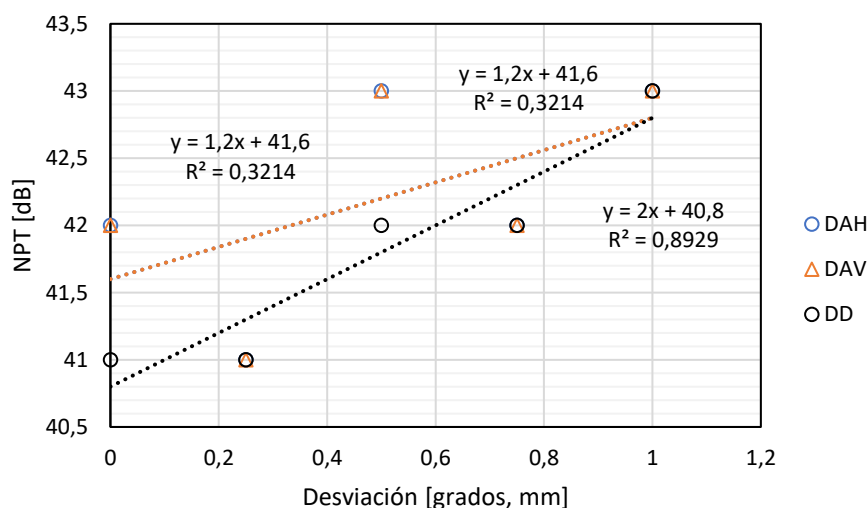
Espectro de ultrasonido del engranaje y del piñón en buen estado



Por otro lado, las mediciones del NPT (**Figura 7**) a medida que respectivamente las desviaciones angulares y se separación los modos de falla DAH, DAV y DD se incrementan, crean valores algo alejados de la tendencia lineal.

Figura 7

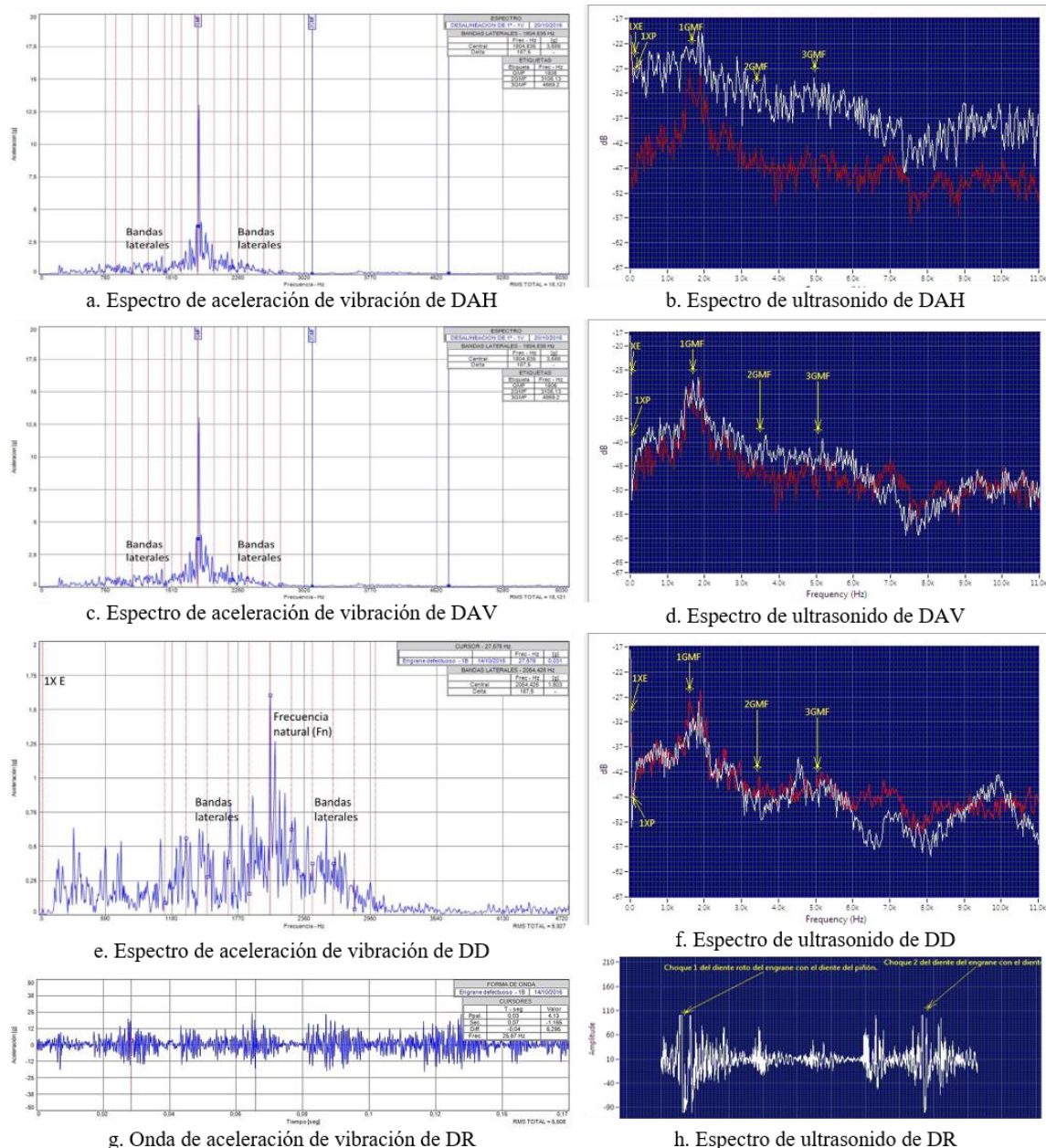
Espectro de ultrasonido del engranaje y del piñón en buen estado



La **Figura 8** permite comparar el comportamiento vibracional y ultrasónico de los modos de falla analizados DAH, DAV, DD e incluso DR ya que se plasma los espectros y ondas cuando estos modos de falla alcanzaron su máxima severidad, esto es 1° para DAH y DAV, 1 mm para DD y un diente roto para DR.

Figura 8

Comportamiento vibracional y ultrasónico de los modos de falla analizados



4. Discusión

La pendiente y la intersección de las líneas de tendencia de la variación de V_{RMS} [mm/s] y NPT [dB] a medida que incrementa la desviación de los modos de falla DAH, DAV y DD se presentan en la **Tabla 1** y **Tabla 2** respectivamente, estos parámetros se calculan mediante el método de los mínimos cuadrados.

Tabla 1

Parámetros y correlación de V_{RMS} [mm/s] vs la desviación de los modos de falla

Modo de falla	Pendiente	Intersección	R de Pearson	Correlación
DAH	12,538	5,480	0,983	Si
DAV	8,914	6,511	0,981	Si
DD	-1,869	5,875	-0,828	No

La **Tabla 1** y **Tabla 2** también contienen los coeficientes de correlación R de Pearson de cada una de las tendencias analizadas.

Tabla 2

Parámetros y correlación de NPT [dB] vs la desviación de los modos de falla

Modo de falla	Pendiente	Intersección	R de Pearson	Correlación
DAH	1,200	41,600	0,567	No
DAV	1,200	41,600	0,567	No
DD	2,000	40,800	0,945	Si

Para la validación de la correlación de las tendencias analizadas se plantea las siguientes hipótesis:

H0: la V_{RMS} [mm/s] y el NPT [dB] no son función lineal de la desviación de los modos de falla.

H1: la V_{RMS} [mm/s] y el NPT [dB] son función lineal de la desviación de los modos de falla.

Cuando el coeficiente R de Pearson calculado (**Tabla 1** y **Tabla 2**), es mayor o igual a 0,878 que es el valor crítico para 5 datos con el 95% de confianza, se rechaza la hipótesis nula y se concluye que existe suficiente evidencia para aseverar de que V_{RMS} y el NPT [dB] son función lineal de la desviación de los modos de falla, respectivamente) (Triola, 2018).

La evaluación de hipótesis evidencia la correlación detallada en las **Tabla 1** y **Tabla 2**, confirmando que la desalineación angular horizontal y vertical, incrementa el parámetro V_{RMS} de forma directamente proporcional. Por consiguiente, se demuestra que el monitoreo continuo de la V_{RMS} constituye un método eficaz para la detección temprana de anomalías por DAH y DAV.

Respecto al desgaste de los dientes, se observa que su incremento no muestra una correlación estadísticamente significativa con el parámetro V_{RMS} ; sin embargo, sí

presenta una dependencia directa con el NPT. Por lo tanto, se demuestra que la técnica de inspección mediante ultrasonido pasivo resulta altamente eficaz para el monitoreo y diagnóstico de este tipo de fallas mecánicas.

Cabe mencionar que las correlaciones demostradas pueden utilizarse para predecir el nivel de severidad o desviación de los modos de falla DAH, DAV y DD a partir de los valores de V_{RMS} y NPT respectivamente, para el tipo de engranes descritos en la metodología; sin embargo no se puede extender la misma correlación para todos los engranes de diente recto, lo que sí se puede aseverar de manera general para todo engrane de diente recto es que la DAH y DAV incrementará la V_{RMS} y que el DD incrementará el NPT, de manera proporcional con mayor o menor pendiente de acuerdo con cada caso particular.

Por otra parte, los espectros de ultrasonido (**Figura 8**) correspondientes a 1° para DAH y DAV, 1 mm para DD no generan incrementos notables de armónicos GMF o de otro tipo, por lo que, al mantenerse relativamente invariables, no se considera útil para el monitoreo de estos modos de falla.

A su vez, el análisis espectral de la aceleración de vibraciones revela un incremento en la amplitud de la frecuencia de engrane GMF inducido por la severidad de la desalineación angular horizontal y vertical. Asimismo, ante la presencia de desgaste y rotura de dientes (**Figura 8**), se identifica la excitación de la frecuencia natural del engranaje debido a los impactos mecánicos generados durante la operación del sistema. Al comparar las formas de onda de vibración y de ultrasonido (**Figura 8**), se evidencia un incremento en la amplitud transitoria cada vez que el diente roto del engranaje completa una revolución e impacta con el piñón; sin embargo, este efecto es más claro en la onda de ultrasonido. Este comportamiento permite determinar la frecuencia de impacto mediante la **Ecuación 3**; de este modo, si dicha frecuencia coincide con la frecuencia de rotación del eje 1X, se confirma la presencia de este modo de falla.

$$Frecuencia\ de\ choque\ del\ diente\ roto = \frac{1}{\Delta t} = \frac{1}{t_2 - t_1} \quad (3)$$

$$Frecuencia\ de\ choque\ del\ diente\ roto = \frac{1}{(0,0383 - 0,0027)\ s} = 28,01\ Hz$$

Se observa que el valor calculado para la frecuencia de impacto por diente roto, equivalente a 28,01 Hz, presenta una alta correspondencia con la frecuencia de rotación del eje 1X establecida en 28 Hz. Por consiguiente, esta coincidencia analítica corrobora de manera concluyente la presencia de una discontinuidad geométrica estructural por rotura en al menos uno de los componentes evaluados.

5. Conclusiones

- Se demostró que el simulador físico de fallas mecánicas constituye una herramienta científica fundamental para validar de forma controlada la progresión del daño estructural en transmisiones por engranajes rectos.
- La investigación aporta al campo del mantenimiento predictivo un enfoque dual correlacionado, evidenciando que el análisis de vibraciones mecánicas posee mayor sensibilidad ante anomalías cinemáticas de desalineación angular, en comparación con el ultrasonido pasivo.
- Se estableció una contribución metodológica original al comprobar que el ultrasonido pasivo resulta una técnica diagnóstica superior y exclusiva para el monitoreo del desgaste severo de los flancos, debido a que el incremento de la presión sonora global NPT es sensible a la fricción abrasiva continua.
- Finalmente, el análisis espectral en el dominio del tiempo permitió validar el comportamiento transitorio ante la rotura de un diente mediante el cálculo preciso de frecuencias de choque unificadas, lo que consolida un marco de referencia robusto para prevenir fallas catastróficas imprevistas en la industria.

6. Conflicto de intereses

Los autores declaran que no existe conflicto de intereses en relación con el artículo presentado.

7. Derechos de autor (copyright)

Los autores son los titulares de los derechos de autor (patrimoniales y/o de explotación) de los contenidos de la revista (*copyright*).

8. Declaración de contribución de los autores

Los autores declaran haber participado de manera equitativa y sustancial en la realización de esta investigación, bajo las responsabilidades según la [Taxonomía CRediT](#) para describir las contribuciones individuales de cada autor al trabajo.

[Conceptualización](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Curación de datos](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Análisis formal](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Adquisición de fondos](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Investigación](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Metodología](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Administración del proyecto](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Recursos](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Software](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Supervisión](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Validación](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

[Visualización](#): Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

Escritura borrador original: Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

Redacción revisión y edición: Hernández-Dávila, E., Gallegos-Londoño, C., & Alarcón-Arévalo, C.

Discusión de resultados: todos los autores participaron activamente en el análisis crítico e interpretación de los hallazgos presentados.

Revisión y aprobación: todos los autores revisaron minuciosamente el manuscrito, realizaron las correcciones pertinentes y otorgaron su aprobación formal para la versión final del trabajo.

Divulgación de la delegación a la IA generativa

La responsabilidad del manuscrito final recae íntegramente en los autores.

Las herramientas GAI no figuran como autores y no asumen responsabilidad por los resultados finales.

Declaración presentada por: Hernández-Dávila, E.

9. Costos de financiamiento

La presente investigación fue financiada en su totalidad con fondos propios de los autores.

10. Referencias bibliográficas

- Arsić, D., Nikolić, R., Arsić, A., Cvetković, D., Bokuvka, O., & Mandić, V. (2026). Root cause assessment of welded satellite gear carrier failure in a bucket wheel excavator. *Production Engineering Archives*, 32(2), 230–240. <https://doi.org/10.30657/pea.2026.32.19>
- Bonilla-Angulo, F., Castelão, T., Chastel, Y., Dean, F. W. H., Gardner, C. E., & Lecuyer, G. (2026). Assessing the impact of carbonitriding on residual weld hydrogen in the manufacture of a gear component. *Journal of Materials Science: Materials in Engineering*, 21(1). <https://doi.org/10.1186/s40712-026-00414-z>
- Chen, B., Shen, Q., Zhang, Y., Li, X., Cai, J., Sun, X., & Chen, Z. (2026). Mechanism analysis and optimisation strategy for the impact of gear oil cleanliness on the service life of wind turbine gearboxes. *Journal of Engineering and Applied Science*, 73(1). <https://doi.org/10.1186/s44147-026-01062-y>
- Condemaita Quilligana, J. A., & Molano Tobar, C. S. (2022). *Implementación de un módulo de simulación para el diagnóstico vibracional de fallas en engranajes para el rotor kit del laboratorio de diagnóstico técnico y eficiencia energética* [Tesis de pregrado, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo]. <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/16220>
- Delgado Barrera, M. A. (2020). *Diseño y construcción de kits de prueba para diagnosticar fallas en engranajes de máquinas rotativas* [Tesis de grado, Universidad Autónoma de Bucaramanga]. <https://repository.unab.edu.co/handle/20.500.12749/12162>

- Elizegi Aiertza, J., Larrañaga Amilibia, J., Arana, A., Izquierdo Ortiz de Landaluze, M., & Ulacia, I. (2023). *Evolución de la fatiga superficial en engranajes de acero al carbono* [XXIV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica].
<https://research.science.eus/documentos/6644dce643fb2b008f1002f7>
- Ferreira de Oliveira, B., Alves Pessanha, A., & Hernandez Terrones, L. A. (2020). Análisis de la falla reincidente en un engranaje helicoidal. *Revista Perspectivas Online: Exatas & Engenharia*, 10(27), 27–41.
<https://doi.org/10.25242/885x102720201952>
- García Mora, F. A., Escobar Chávez, J. L., Gallegos Londoño, C. M., & Hernández Dávila, E. S. (2023). El enfoque de aprendizaje conjunto en la detección de fallas en cajas de engranajes. *Universidad y Sociedad*, 15(3), 325–333.
<https://rus.ucf.edu.cu/index.php/rus/article/view/3751>
- Hernández-Dávila, E., Olivo Malliquinga, D. F., & Carrillo Villa, C. A. (2020). Estudio de la eficacia de la toma de medidas de vibraciones mecánicas sobre superficies irregulares y no rígidas. *FIGEMPA: Investigación y Desarrollo*, 9(1), 93–98. <https://doi.org/10.29166/revfig.v1i1.2426>
- Loaiza Sánchez, W. F. (2021). *Detección y diagnóstico de fallos de caja de engranajes rectos utilizando un algoritmo de clasificación basado en similaridad difusa aplicado en señales de vibración* [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica Salesiana]. <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/21212>
- Mejía Correa, M. V. (2022). *Diagnóstico del nivel de severidad de fallo de diente roto en engranajes rectos usando algoritmos de aprendizaje automático y gráficas de Poincaré aplicados a la señal de par eléctrico de un motor de inducción* [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica Salesiana].
<https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/23479>
- Mena Chavarrea, J. M., Antonio Granizo, J., Hernández Dávila, E. S., & Audelo Guevara, M. E. (2023). Cálculo de la velocidad de desgaste abrasivo en engranajes de dientes rectos y helicoidales con perfil evolvente, utilizando una GUI de Matlab. *Ingenius - Revista de Ciencia y Tecnología*, (29), 32–45.
<https://doi.org/10.17163/ings.n29.2023.03>
- Moya Rodriguez, J. L., Abreu Ruano, G., Goytisol Espinosa, R., Bernal-Aguilar, Y., Fírvida-Donéstevéz, E. M., Machado Rodríguez, Á., Rivera Peña, Y., Camarillo Montero, J. A., & Leyva Retureta, J. G. (2014). Bancos de prueba para el ensayo de transmisiones por engranajes [VIII Conferencia Científica Internacional de Ingeniería Mecánica (COMEC)] https://www.researchgate.net/profile/Jorge-Moya-Rodriguez/publication/282134923_Bancos_de_prueba_para_el_ensayo_de_transmisiones_por_engranajes/data/560464fd08aeb5718feff410/Bancos-de-prueba-para-el-ensayo-de-transmisiones-por-engranajes.pdf
- Ortega Lucero, L. R. (2021). *Estimación del par de carga en motores de inducción basado en su modelo matemático y orientado a la detección de fallos en cajas de*

- engranajes* [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica Salesiana].
<https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/20314>
- Sacmaozu Kalfaoglu, G., Dursun, A. B., & Pehlivanoglu, Y. (2026). A review of gear failure analysis: classification, inspection methods, and literature-based case studies. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 26(2), 678–714.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1007/s11668-026-02379-9>
- San Martín, C., Estupiñán, E., & San Martín, D. (2010). A methodology for the detection and diagnostic of localized faults in gears and rolling bearings systems. *Ingeniare - Revista Chilena de Ingeniería*, 18(1), 44–52.
<https://www.redalyc.org/pdf/772/77218811006.pdf>
- Sánchez Loja, R. V. (2018). *Diagnóstico de fallos en cajas de engranajes con base en la fusión de datos de señales de vibración, corriente y emisión acústica* [Tesis de pregrado, Universidad Pontificia Bolivariana].
<https://repository.upb.edu.co/items/9a88bb14-b5e9-463f-ad3c-16cae3c2744e>
- Triola, M. F. (2018). *Estadística* (12da ed.). Pearson Educación.
https://www.academia.edu/44058808/Estadistica_Mario_F_Triola_12ED
- Tutasig Macias , A. A., & Taranto González, E. D. P. (2024). Análisis de vibraciones en maquinaria rotativa: diagnóstico de fallas y estrategias de mantenimiento predictivo. *Revista Social Fronteriza*, 4(4), e44365.
[https://doi.org/10.59814/resofro.2024.4\(4\)365](https://doi.org/10.59814/resofro.2024.4(4)365)
- Verucchi, C. J., Bossio, G. R., Bossio, J. M., & Acosta, G. G. (2015). Detección de fallas en reductores a engranajes impulsados por motores de inducción: un estudio experimental. *XVI Reunión de Trabajo en Procesamiento de la Información y Control*. https://www.researchgate.net/profile/Guillermo-Bossio/publication/328201945_Deteccion_de_fallas_en_reductores_a_engranajes_impulsados_por_motores_de_induccion_un_estudio_experimental/links/5bbe3b9b92851c4efd561dd0/Deteccion-de-fallas-en-reductores-a-engranajes-impulsados-por-motores-de-induccion-un-estudio-experimental.pdf
- Villanueva-Rodríguez, J. A. , Barreto-Reyes, N. S. , & Calero-Arellano, D. P. (2022). Modelo vibratorio de un sistema de transmisión de potencia para detección y caracterización de fallas. *Revista Ontare*, 9, 85-108.
<https://doi.org/10.21158/23823399.v9.n0.2021.3336>
- Zuñiga Uribe, M. (2023). *Análisis de fractura en dientes de engranes de transmisiones automotrices mediante vibraciones* [Tesis de pregrado, Universidad Autónoma de Querétaro]. <https://ri-ng.uaq.mx/handle/123456789/8941>

El artículo que se publica es de exclusiva responsabilidad de los autores y no necesariamente reflejan el pensamiento de la **Revista Alfa Publicaciones**.



El artículo queda en propiedad de la revista y, por tanto, su publicación parcial y/o total en otro medio tiene que ser autorizado por el director de la **Revista Alfa Publicaciones**.

