



Departamento de
Ingeniería Mecánica
Universidad de Concepción

Análisis experimental del comportamiento del algoritmo de separación de vibraciones para el monitoreo y diagnóstico de fallas en una transmisión de engranajes planetaria

José Miguel Ocampo Lara

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción
para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor guía:
Dr.-Ing. Cristian Vicuña Molina

Agosto 2025
Concepción, Chile

©2025 José Miguel Ocampo Lara

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento,
incluyendo la cita bibliográfica del documento

Nomenclatura

PG	Transmisión Planetaria
FFT	Transformada Rápida de Fourier
STFT	Transformada de Fourier de Tiempo Corto
WT	Transformada Wavelet
TSA	Promedio Sincrónico en el Tiempo
LVM	Laboratorio de Vibraciones Mecánicas
MED	Deconvolución por Entropía Mínima
CVS	Separación Continua de Vibraciones
COT	Seguimiento de Órdenes Computado
DPT	Muestras por Diente
MG	Matriz de Grupos
VS	Separación de Vibraciones
MTTR	Tiempo Medio de Reparación

Resumen

Este trabajo presenta una evaluación experimental del algoritmo de separación de vibraciones para el diagnóstico de fallas en transmisiones planetarias. Se diseñó un banco de pruebas capaz de reproducir condiciones operativas reales y se introdujo una falla artificial en uno de los engranajes planeta. La señal de vibración fue procesada mediante un conjunto de herramientas de procesamiento de señales que incluye el remuestreo angular, Promedio Sincrónico en el Tiempo (TSA) y por el algoritmo de separación propiamente tal.

Los resultados mostraron que, bajo ciertas condiciones, la falla era apenas perceptible en la señal bruta, pero fue detectada con claridad al aplicar el algoritmo, incluso en casos donde el sentido de rotación influía en su manifestación. Se validó que la técnica permite aislar la contribución vibratoria de cada planeta, mejorando la identificación de fallas en comparación a métodos tradicionales.

Este estudio confirma la utilidad del algoritmo para aplicaciones industriales y propone, como línea futura de investigación, el análisis de su sensibilidad frente a variaciones en la velocidad de rotación, carga (torque), ubicación del daño, así como bajo condiciones de operación con RPM y/o carga variables.

Abstract

This work presents an experimental evaluation of the vibration separation algorithm for fault diagnosis in planetary gear transmissions. A test bench was designed to reproduce real operating conditions, and an artificial fault was introduced in one of the planet gears. The vibration signal was processed using a set of signal processing tools that includes angular resampling, TSA, and the separation algorithm itself.

The results showed that, under certain conditions, the fault was barely noticeable in the raw signal, but was clearly detected when applying the algorithm, even in cases where the rotation direction influenced its manifestation. It was validated that the technique allows isolating the vibratory contribution of each planet, improving fault identification compared to traditional methods.

This study confirms the usefulness of the algorithm for industrial applications and proposes, as a future research direction, the analysis of its sensitivity to variations in rotational speed, load (torque), damage location, as well as under operating conditions with variable RPM and/or load.

Contenidos

Lista de Figuras	1
Lista de Tablas	1
1 Introducción	4
1.1 Contexto	4
1.2 Hipótesis	4
1.3 Objetivos	5
1.3.1 Objetivo general	5
1.3.2 Objetivos específicos	5
2 Metodología	6
3 Energía eólica	7
4 Transmisiones planetarias	9
4.1 Descripción general	9
4.2 Análisis cinemático	10
4.3 Frecuencia de engrane	12
4.4 Fallas de una transmisión planetaria	12
4.5 Variación temporal de la rigidez de engrane	13
4.6 Respuestas del sistema bajo condiciones de falla	15
5 Algoritmo de separación de vibraciones	18
5.1 Estado del Arte	18
5.2 Descripción general de los métodos de procesamiento de señales	18
5.2.1 Remuestreo angular	18
5.2.2 Bases del seguimiento de órdenes computado	19
5.2.3 Promedio sincrónico en el tiempo	20
5.3 Separación de vibraciones	21
5.4 Construcción de la vibración sintética	23
6 Banco de pruebas	26
7 Análisis de las señales experimentales	28
7.1 Condición sana	28
7.2 Falla severa	38
7.2.1 Sentido de rotación	45
7.3 Prognosis	50
8 Conclusiones	52

1 Introducción

1.1 Contexto

Las transmisiones planetarias son componentes usados en helicópteros, turbinas eólicas y automóviles [1]. Estos permiten grandes cambios de velocidad y torque de manera eficiente en espacios reducidos, manteniendo el eje de entrada y salida coaxial. Sin embargo, debido a las condiciones de trabajo las cajas de engranajes planetarios son propensas a sufrir daños como pitting, spalling, grietas en la raíz de los dientes o incluso la pérdida de dientes [2]. Estos problemas no solo degradan el rendimiento general, sino que también generan serios problemas de confiabilidad, además de incurrir en elevados costes de mantenimiento y reparación [3, 4, 1]. La monitorización del estado, el diagnóstico y el pronóstico son técnicas prometedoras para mitigar estos problemas. Dentro del campo del diagnóstico y pronóstico de la Transmisión Planetaria (PG), dos técnicas destacan por su eficacia: los métodos basados en redes neuronales y los métodos basados en la separación de vibraciones. Los métodos basados en redes neuronales establecen una relación directa entre la señal bruta y la condición de fallo mediante el entrenamiento de una red, eliminando la necesidad de utilizar diversos algoritmos de procesamiento de señales como la Transformada Rápida de Fourier (FFT), la Transformada de Fourier de Tiempo Corto (STFT) y la Transformada Wavelet (WT). Por otro lado, los métodos de separación de vibraciones descomponen la vibración de cada engranaje planeta, minimizando así las interferencias entre las señales de vibración de los diferentes engranajes planeta y proporcionando un análisis más detallado de la estructura interna del sistema.

El método de separación de vibraciones fue propuesto por McFadden en 1985, tras el éxito del método TSA en la detección de fallos locales en los engranajes de eje fijo [5]. McFadden intentó aplicar el TSA a la transmisión planetaria, pero la naturaleza única del movimiento de estas transmisiones planteaba desafíos para su implementación. Como solución, McFadden desarrolló un método para calcular separadamente la TSA de la señal de cada engranaje planeta dentro de la transmisión [6]. La idea central es capturar segmentos de datos por cada revolución del portador en una posición angular específica, eliminando así la modulación de la vibración que se produce en la transmisión planetaria [7]. Luego, con los segmentos capturados, se construye la señal vibración del planeta considerando la secuencia de engranaje de los dientes de los engranajes planeta, obteniendo una señal similar a la observada en una transmisión de eje fijo. Posteriormente, se puede aplicar técnicas de procesamiento de señales convencionales para la detección de fallas. Sin embargo, su adopción generalizada ha sido limitada, a pesar de sus ventajas en términos de simplicidad teórica y costo reducido. Esta limitación se debe, principalmente, al limitado conocimiento sobre el funcionamiento del algoritmo al igual que el limitado análisis experimental. El análisis teórico numérico ya ha sido realizado en un proyecto de investigación anterior [8], por lo tanto, para fomentar su adopción, es esencial desarrollar un análisis experimental para complementar y validar los resultados numéricos obtenidos. Debido a esto, la presente Memoria de Título tiene como objetivo evaluar en condiciones experimentales controladas el algoritmo de separación, permitiendo aislar las contribuciones vibratorias de los diferentes planetas dentro de la transmisión planetaria.

1.2 Hipótesis

Se plantea que la evaluación experimental del algoritmo de separación de vibraciones permitirá identificar indicadores que mejoren la detección de fallas, en comparación con

los obtenidos a partir de la señal original sin procesar.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Evaluar experimentalmente la utilidad del algoritmo de separación de vibraciones para la detección de fallas en transmisiones planetarias, comparando los resultados obtenidos al aplicar diferentes técnicas de análisis sobre la señal procesada y sobre la señal sin procesar.

1.3.2 Objetivos específicos

- OE1 Desarrollar una instalación experimental que permita replicar las condiciones operativas de una transmisión planetaria en un entorno controlado. Este banco de ensayos debe ser capaz de generar diferentes estados de operación, incluyendo condiciones normales y escenarios con fallas inducidas
- OE2 Caracterizar la señal de vibración en un sistema libre de fallas bajo diferentes regímenes de carga y velocidad. Esta línea base servirá como referencia para evaluar con precisión la efectividad del algoritmo de separación en la detección de anomalías, permitiendo diferenciar claramente los efectos atribuibles a fallas de aquellos inherentes al funcionamiento normal del sistema.
- OE3 Introducir fallas controladas en los componentes de la transmisión planetaria y evaluar la respuesta del algoritmo en la identificación de estos defectos. Se estudiará la capacidad del método para aislar y detectar fallas, proporcionando evidencia experimental sobre su efectividad y limitaciones en el diagnóstico de fallas reales.
- OE4 Analizar la capacidad del algoritmo de separación de vibraciones para detectar en la señal experimental indicadores de falla previamente identificados en simulaciones numéricas.
- OE5 Desarrollar una herramienta computacional que implemente el algoritmo de separación de vibraciones y facilite su aplicación en entornos industriales y de investigación, permitiendo una evaluación sistemática del estado de la transmisión planetaria y facilitando su futura adopción en monitoreo de condición.

2 Metodología

Para cumplir con los objetivos de este estudio, se seguirá un enfoque metodológico que combina simulaciones numéricas y pruebas experimentales en un banco de ensayos. Primero, para el desarrollo de una instalación experimental (OE1), se diseñará y construirá un banco de ensayos capaz de replicar las condiciones operativas de una transmisión planetaria en un entorno controlado, mediante la selección y adquisición de componentes como el sistema de aplicación de cargas variables, controlador de velocidad, la integración de sensores y el sistema de adquisición de datos, y la calibración inicial del banco de ensayo. Posteriormente, para la caracterización de la señal en condiciones normales (OE2), se definirán distintos regímenes de carga y velocidad, se capturarán señales de vibración en cada condición, y se compararán con simulaciones numéricas basadas en modelos fenomenológicos de transmisiones planetarias, siguiendo los lineamientos de Vicuña [9], también estas señales vibratorias serán la entrada al algoritmo de separación, para obtener la línea base de la señal vibratoria obtenida por el algoritmo. Luego, para evaluar el comportamiento del algoritmo en condiciones de falla (OE3), se inducirán defectos controlados en los dientes de los engranajes, se registrarán señales de vibración bajo estas condiciones y se analizarán mediante el algoritmo de separación, comparando los resultados con la línea base establecida previamente para determinar su capacidad de detección de anomalías. A continuación, para comparar los resultados obtenidos mediante el algoritmo de separación con los de la señal original (OE4), se aplicará las técnicas de procesamiento de análisis de señales tanto a las señales procesadas por el algoritmo de separación como a las señales sin procesar. Esta comparación permitirá identificar la presencia de indicadores relevantes de falla y evaluar si el uso del algoritmo mejora significativamente la capacidad de diagnóstico en comparación con métodos tradicionales basados únicamente en la señal original. Finalmente, para el desarrollo de una herramienta computacional (OE5), se implementará un software, específicamente **MATLAB** que permita la aplicación sistemática del algoritmo de separación de vibraciones, considerando técnicas de remuestreo angular y extracción de señales siguiendo las propuestas de Zhang et al. [10] y Samuel y Pines [11], validando su funcionamiento con datos experimentales y optimizando su desempeño para facilitar su aplicación en entornos industriales y de investigación. Los resultados obtenidos serán comparados con estudios previos para evaluar el impacto del algoritmo en el monitoreo de condición de transmisiones planetarias.

3 Energía eólica

En las últimas décadas, la generación de energía renovable ha aumentado notablemente, siendo la turbina eólica uno de los equipos más relevantes en este avance [12]. Estas turbinas transforman la energía del viento en electricidad mediante un sistema que incluye un rotor, cajas de engranajes y un generador.

La energía eólica es una de las fuentes renovables más prometedoras para contribuir a las reservas energéticas nacionales en todo el mundo, y se aprovecha mediante aerogeneradores [13]. Chile es uno de los países líderes en América Latina en términos de exploración de energías renovables. De acuerdo a la Asociación Chilena de Energías Renovables y Almacenamiento (ACERA) [14], Chile cuenta con una capacidad instalada de energía eólica de 5.226 MW, lo que representa el 14,2% de la potencia neta del sistema eléctrico nacional, según datos a mayo de 2025. La Fig. 3.1a y Fig 3.1b indican la capacidad instalada y participación de la energía eólica de los últimos años, respectivamente.

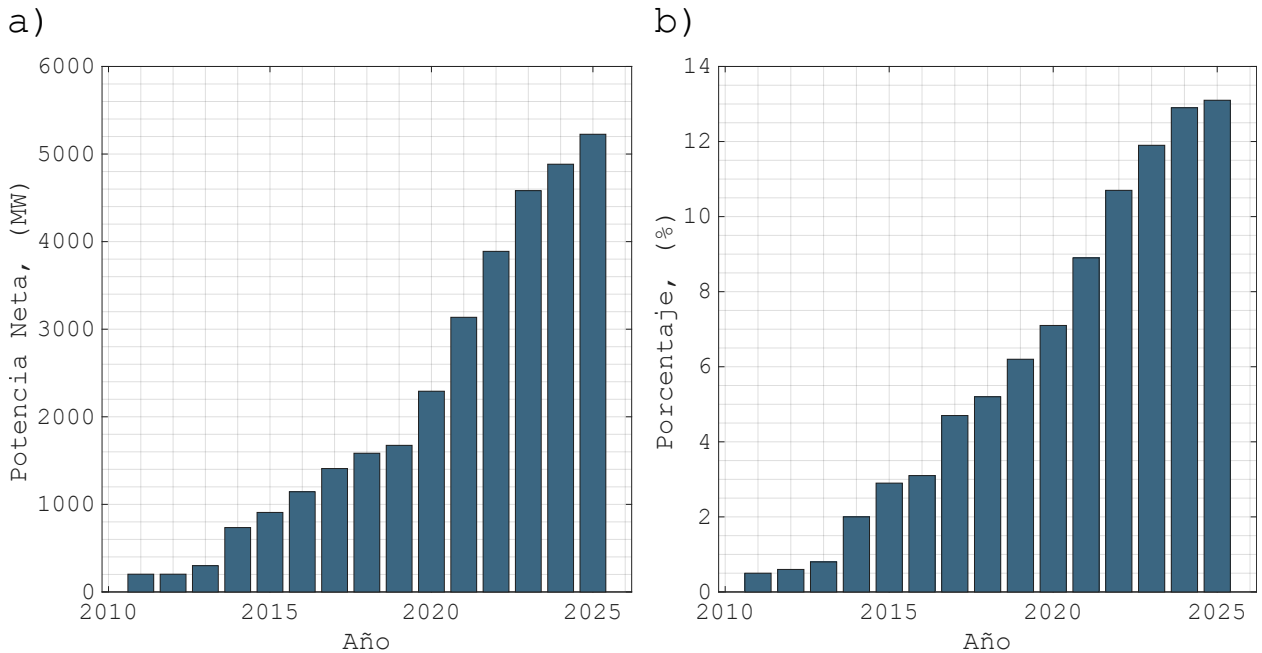


Figura 3.1: Capacidad instalada de la energía eólica en Chile. (a) capacidad instalada acumulada (b) participación de la energía eólica en la generación de energía [14].

La caja de engranajes representa aproximadamente el 15% del costo total de una turbina eólica [15]. Durante su reemplazo, la turbina debe permanecer detenida entre unos pocos días y varios meses, dependiendo de la disponibilidad de repuestos. Este tiempo de inactividad genera pérdidas asociadas a la energía no suministrada a la red eléctrica. En la Fig. 3.2 se presentan el Tiempo Medio de Reparación (MTTR) y la tasa de fallos ($\lambda = 1/\text{MTBF}$) según [16]. Es importante tener en cuenta que el MTTR es más corto que el tiempo de inactividad total.

El funcionamiento de un sistema de engranajes puede verse afectado por diversos factores, como: (i) sobrecargas ocasionales durante la operación; (ii) defectos de fabricación o errores en el montaje; (iii) pérdida del perfil original del diente durante el uso. El daño en la superficie de contacto y en el perfil del diente suele ser consecuencia provocadas por fallas en la lubricación [13].

Las condiciones de carga cíclicas durante el funcionamiento de una turbina eólica generan

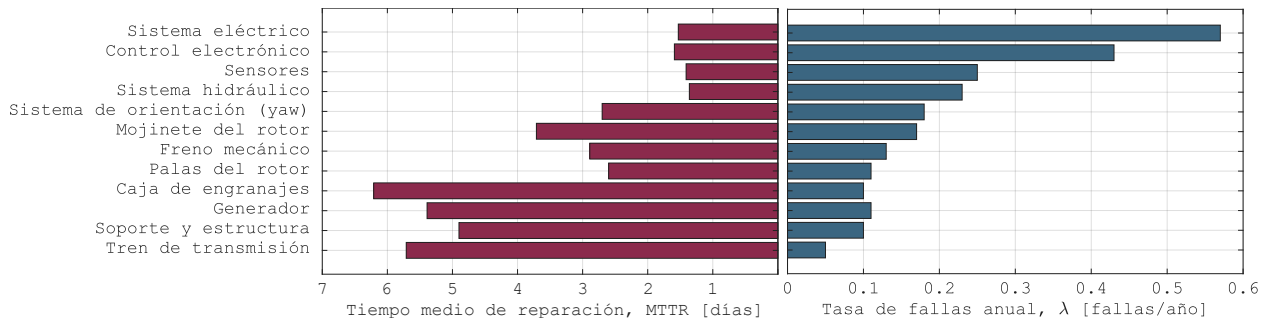


Figura 3.2: Característica de confiabilidad para diferentes subsistemas de las turbinas eólicas [16].

esfuerzos repetitivos en los componentes de la caja de engranaje, debido a los cambios en la velocidad del viento, cambio en la dirección del viento, arranques y paradas frecuentes, lo que puede inducir el crecimiento de grietas por fatiga en el material de los engranajes. Este fenómeno se debe a la propagación de microfisuras bajo cargas variables, exacerbado por concentraciones de esfuerzo en defectos superficiales. En los dientes de los engranajes, el movimiento combinado de rodadura y deslizamiento produce fatiga por contacto, generando tensiones hertzianas y esfuerzos de cortante subsuperficiales que derivan en picadura (pitting), spalling o incluso fracturas [13]. Con el tiempo, estos daños reducen la eficiencia, aumentan el riesgo de fallas catastróficas y elevan los costos de mantenimiento. Para mitigar el problema, se emplean materiales resistentes, lubricación optimizada, diseños de engranajes mejorados y sistemas de monitoreo de vibraciones que permitan detectar el deterioro en etapas tempranas.

Aunque las cajas de engranajes utilizadas en las turbinas eólicas están diseñadas para soportar condiciones operativas exigentes, la mayoría no supera los diez años de funcionamiento, quedando por debajo de su vida útil de diseño de veinte años [17]. Sin embargo, problemas en la fabricación pueden reducir considerablemente la vida útil. Un caso es la transmisión planetaria analizada por [13], la cual fue diseñada para una vida útil de 30 años, sin embargo, falló prematuramente a los 4 años de servicio. El estudio de los modos de falla de los engranajes planetarios utilizados en turbinas eólicas indican que la falla se inicia por micropitting, lo que agrava microgrietas en subsuperficie y conducen al spalling, que posteriormente generan una fractura completa, indicando que mediante un seguimiento del estado de la transmisión planetaria se pueden evitar fallas catastróficas. Además, [18] identificó errores en un engranaje planetario mediante técnicas como análisis químico, microscopía electrónica y metalografía, revelando que los fallos se pueden producir por un exceso de nitrógeno (que redujo la tenacidad), tratamiento térmico inadecuado (provocando fragilidad) y defectos de fabricación. La combinación de estos factores causó una falla por fatiga de alto ciclo, destacando la necesidad de optimizar composiciones químicas, procesos térmicos y controles de calidad en fabricación.

El desarrollo de la energía eólica en Chile y el mundo requiere una atención especial al mantenimiento de componentes críticos como las cajas de engranajes. La implementación de técnicas avanzadas de monitoreo puede extender la vida útil de estos componentes y reducir los costos operativos, contribuyendo así a una generación de energía más eficiente y sostenible.

4 Transmisiones planetarias

Un PG es el tipo más común de reductor epicicloidal, en el que la trayectoria de un punto del círculo de paso traza una curva epicicloidal. En esta sección se abordan los principales componentes de una PG, clasificación, aplicación y algunos fallos comunes.

4.1 Descripción general

Una transmisión epicicloidal de una etapa consiste en un engranaje central denominado sol, el cual engrana simultáneamente con varios engranajes planetarios. Estos últimos están distribuidos alrededor del sol y están montados sobre una pieza rotatoria denominada carrier o portador. A su vez, los planetas engranan con un elemento exterior denominado anillo, como se ilustra en la Fig. 4.1. Para el caso particular del reductor planetario, el anillo se encuentra estacionario, la entrada la constituye el sol y la salida, el carrier. Debido a su geometría y disposición, una revolución del portador provoca múltiples revoluciones del engranaje solar. Por lo tanto, el sol está conectado al eje de alta velocidad, mientras que el carrier está conectado al eje de baja velocidad. Qué eje es el de entrada y qué eje es el de salida depende del tipo de aplicación. Una de las mayores ventajas que poseen los reductores planetarios es su relación tamaño-peso, menor a los reductores tradicionales con eje fijo, siendo capaz de transmitir altos niveles de torque y reducción de velocidad. Su desventaja principal es que al ser compacto y tener una compleja construcción, el acceso a cada componente es restringido, principalmente a los planetas.

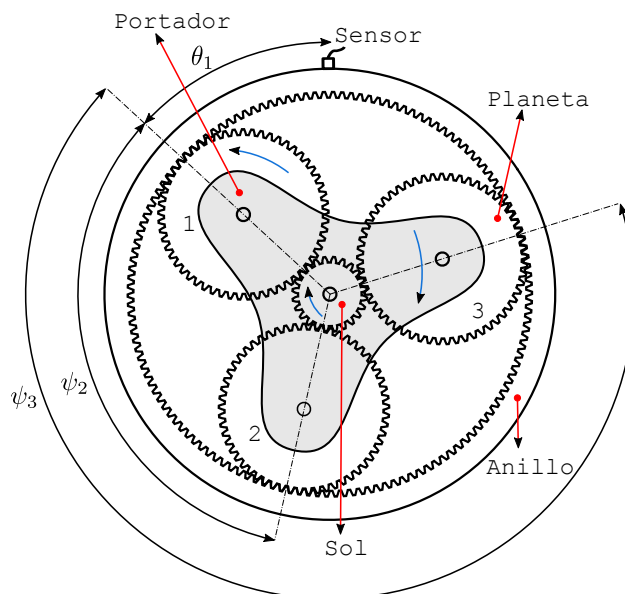


Figura 4.1: Configuración de medición en una transmisión planetaria de una etapa [9].

Aunque este trabajo se centra en turbinas eólicas, las transmisiones planetarias son esenciales en otros sectores (Fig.4.2):

- En equipos mineros, como las rotopalas, transmisiones de mandos finales en palas electromecánicas en los movimientos de levante de mineral y giro del gabinete; en molinos y chancadores para mineral, todos ellos, encargados del proceso de producción principalmente del cobre.
- Sistemas de transmisión de helicópteros, para la transmisión entre el rotor del motor

y el rotor principal de propulsión, disminuyendo la velocidad de rotación con respecto a la del motor.

- Maquinarias diversas, como equipos forestales, cargadoras, orugas, vehículos, rodillos, máquinas pavimentadoras de carreteras, grúas, plataformas elevadoras, plataformas de perforación, quitanieves, molinos verticales, puentes giratorios, entre otros.



Figura 4.2: Aplicaciones de las transmisiones planetarias [19]

4.2 Análisis cinemático

El conocimiento preciso de las velocidades angulares de todos los elementos que componen una transmisión planetaria resulta esencial para la determinación de sus frecuencias características. Para tal fin, se recurre a la representación gráfica mostrada en la Fig. 4.3, conocida como el triángulo de velocidades. Sin pérdida de generalidad, el análisis se realiza considerando un único planeta, asumiendo el sentido de rotación indicado. Cabe destacar que el procedimiento de cálculo se mantiene invariable en caso de que las velocidades angulares tengan sentido opuesto.

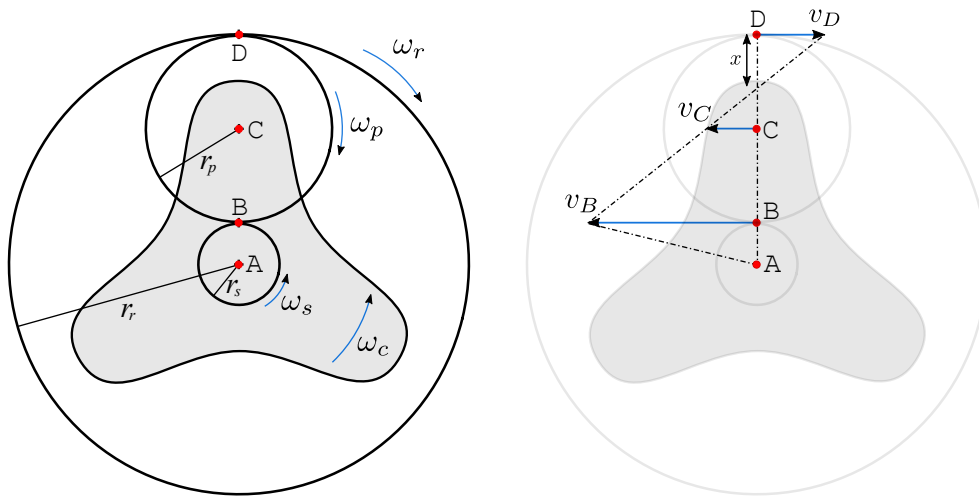


Figura 4.3: Diagrama de velocidades para una transmisión epicicloidal de una etapa [9]

Del triángulo de velocidad, y aplicando las propiedades de semejanza se llega a las siguientes relaciones:

$$\frac{v_B}{2r_p - x} = \frac{v_C}{r_p - x} = \frac{-v_D}{x} \quad (1)$$

donde el signo negativo indica que la velocidad v_D va en sentido contrario a v_B y v_C , y la variable x representa la distancia entre el anillo o punto D y el punto donde la velocidad lineal se hace 0. Con la primera relación se despeja x para obtener la Ec. (2), y con la segunda relación se llega a la Ec. (3):

$$x = \frac{r_p(v_B - 2v_C)}{v_B - v_C} \quad (2)$$

$$v_D = 2v_C - v_B \quad (3)$$

Por el teorema de Chasles, se sabe que $v_B = \omega_s r_s$, $v_C = \omega_c(r_p + r_s)$ y $v_D = \omega_r r_r$, donde ω_s , ω_c , ω_r y r_s , r_c , r_r son las velocidades angulares y radios primitivos del sol, carrier y anillo, respectivamente. Sustituyendo estas expresiones en la Ec. (3) y sabiendo que $v_D = v_C + \omega_p r_p$, donde ω_p corresponde a la velocidad angular del planeta, se llega al siguiente conjunto de ecuaciones:

$$\omega_r r_r = 2\omega_c(r_s + r_p) - \omega_s r_s \quad (4)$$

$$\omega_p r_p = \omega_c(r_s + r_p) - \omega_s r_s \quad (5)$$

Este sistema establece las relaciones cinemáticas entre las velocidades angulares de los distintos componentes de una transmisión epicicloidal de una sola etapa. Dado que el modelo está compuesto por dos ecuaciones con cuatro incógnitas, es necesario conocer al menos dos de las velocidades angulares para poder determinar las restantes. En el contexto de esta memoria, el análisis se enfoca en transmisiones planetarias, por lo que $\omega_r = 0$ (anillo fijo). Conociendo la velocidad angular de entrada o de salida, es posible calcular las demás velocidades del sistema. Para otras configuraciones posibles de transmisión epicicloidal, se recomienda revisar el trabajo de Vicuña [9].

Dado que todos los engranajes deben tener el mismo módulo para asegurar una correcta operación, las ecuaciones pueden expresarse en función del número de dientes en lugar de los radios. Como resultado, las velocidades angulares de cada componente, tanto para el modo de reducción como para el de multiplicación de velocidad, pueden formularse tal como se muestra en la Tabla 4.1. En esta, Z_s representa el número de dientes del engranaje solar, Z_p el número de dientes de los planetas, y Z_r el número de dientes de la corona.

Tabla 4.1: Frecuencias angulares de los engranajes de una transmisión planetaria.

Modo	ω_{entrada}	ω_{salida}	$\omega_{\text{intermedio}}$
Reductor	ω_s	$\omega_c = \frac{Z_s}{Z_s + Z_r} \omega_s$	$\omega_p = -\frac{Z_s(Z_r - Z_p)}{Z_p(Z_s + Z_r)} \omega_s$
Multiplicador	ω_c	$\omega_s = \frac{Z_s + Z_r}{Z_s} \omega_c$	$\omega_p = -\frac{Z_r - Z_p}{Z_p} \omega_c$

4.3 Frecuencia de engrane

La componente vibratoria inherente al funcionamiento de las transmisiones por engranajes se manifiesta principalmente en la frecuencia de engrane f_g y sus múltiplos, la cual corresponde a la frecuencia con la que los dientes de los engranajes entran en contacto. Esta frecuencia es un parámetro clave en el monitoreo de condición de los sistemas de transmisión, ya que permite diagnosticar el estado del sistema.

En transmisiones de engranajes con ejes fijos, la frecuencia de engrane se calcula como $\omega_g = Z_k \omega_k$, donde el subíndice k representa al piñón o a la corona. En el caso de una transmisión epicicloidal, el cálculo de la frecuencia de engrane es más complejo debido al movimiento relativo de los componentes. Para abordarlo, se adopta un sistema de referencia en movimiento solidario con el portador (carrier), lo que permite transformar el sistema móvil en un sistema equivalente de ejes fijos. Esta transformación simplifica el análisis, aunque requiere incorporar el efecto del movimiento del sistema de referencia. De este modo se facilita la determinación de la frecuencia angular de engrane. El procedimiento detallado para su obtención se presenta en la Fig. (4.4). La frecuencia de engrane se indica en la Ec. (6):

$$\omega_g = Z_r(\omega_r + \omega_c) = Z_p(\omega_p + \omega_c) = Z_s(\omega_s - \omega_c) \quad (6)$$

Notar que la frecuencia de engrane es la misma para el engrane interno (contacto planeta/anillo), como para el externo (contacto planeta/sol). Para el caso particular de la transmisión planetaria, la frecuencia de engrane se reduce a $\omega_g = Z_r \omega_c$.

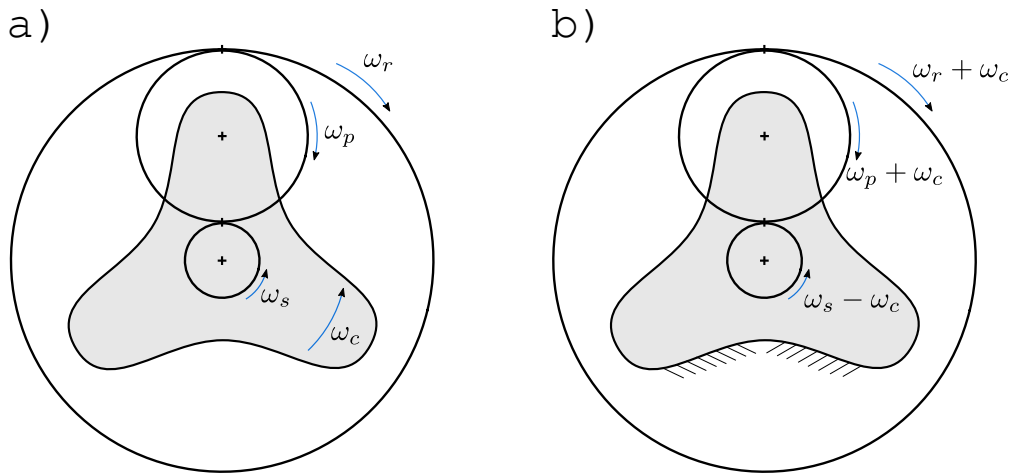


Figura 4.4: Método para calcular la frecuencia de engrane en una transmisión epicicloidal. (a) transmisión de eje móvil (b) transmisión de eje fijo

4.4 Fallas de una transmisión planetaria

Varios factores como una lubricación inadecuada, defectos de fabricación, desalineación, sobrecarga constante o sobrecargas dinámicas repentinas pueden inducir diferentes modos de fallo en las transmisiones por engranajes [20]. Algunos de ellos son:

- **Desgaste:** daño por el que las capas del material se desprenden de la superficie de forma más o menos uniforme, como se muestra en la Fig. 4.5. Las causas más comunes son: contacto metal-metal debido a una lubricación insuficiente, presencia de partículas de desgaste en el lubricante y desgaste químico debido a la composición del lubricante.

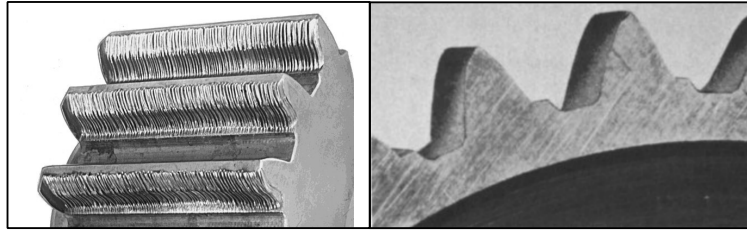


Figura 4.5: Desgaste en dientes de engranajes [21]

- **Fractura:** rotura de un diente entero o de una parte sustancial del mismo. Puede deberse a una sobrecarga estática o instantánea, a sobrecargas repetidas que provocan fatiga de bajo ciclo o a cargas repetidas que conducen a la formación de grietas debido a la fatiga de alto ciclo. En la Fig. 4.6 se muestran diferentes fracturas en los engranajes.

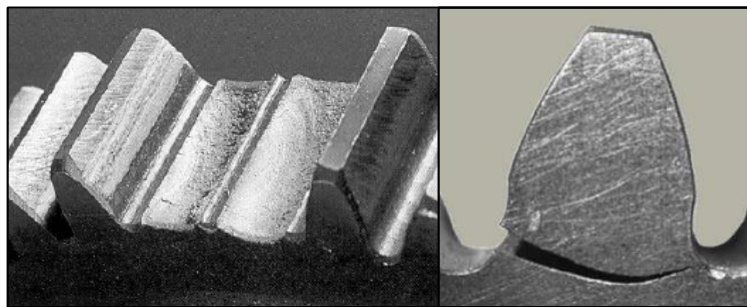


Figura 4.6: Fractura en dientes de engranajes [22, 23]

- **Picaduras:** fatiga superficial del diente del engranaje, en la que se elimina el material y se forman extensiones de picaduras. Se produce debido a tensiones repetitivas de contacto superficial que superan la resistencia a la fatiga superficial del material. En la Fig. 4.7 se muestran dientes de engranaje con picaduras de distinta gravedad.

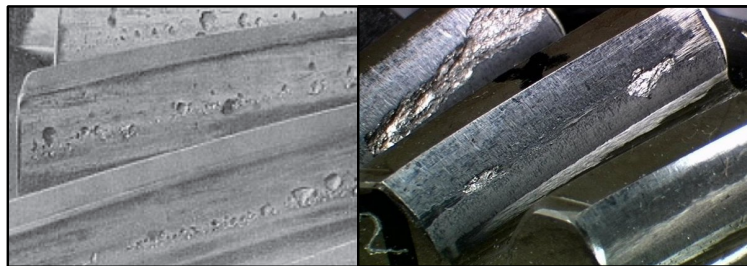


Figura 4.7: Picadura en dientes de engranajes [24, 21]

Con el fin de evitar fallos inesperados de los engranajes y las pérdidas económicas que conllevan, la supervisión del estado y el diagnóstico de fallos de las cajas de cambios han sido un intenso campo de investigación durante varias décadas. Los investigadores han desarrollado varias técnicas para detectar fallos incipientes. Los distintos métodos pueden dividirse en tres categorías principales: métodos basados en modelos, métodos de procesamiento de señales y métodos de aprendizaje automático.

4.5 Variación temporal de la rigidez de engrane

La manifestación de una falla en una transmisión planetaria puede depender del sentido de giro del sistema, lo que en algunos casos podría enmascarar la presencia de la falla. Por ello,

es fundamental comprender bajo qué condiciones una falla será más evidente o detectable. Esta dependencia se relaciona con la rigidez de engrane, una propiedad mecánica que describe la rigidez efectiva del contacto entre un par de dientes, la cual varía en el tiempo debido a factores geométricos, de carga y condiciones de contacto.

Las principales causas de la variación temporal de la rigidez de engrane son:

- **Número de dientes en contacto:** Dado que la razón de contacto es mayor a uno, existen intervalos de tiempo en los que más de un par de dientes está simultáneamente en contacto. Esto incrementa la rigidez global del sistema en esos intervalos.
- **Desplazamiento del punto de aplicación de la fuerza de engrane:** A lo largo del ciclo de engrane, la fuerza normal varía su posición sobre el perfil de contacto (involuta). La rigidez es mayor cuando la fuerza se aplica cerca de la raíz del diente, y disminuye conforme se aleja de esta.

Para cuantificar esta variación temporal de la rigidez de engrane en pares de dientes externo-externo y externo-interno, se emplea el método de la energía potencial [25]. Un diente almacena cuatro tipos de energía: energía de contacto Hertziano (U_h), energía de flexión (U_b), energía por compresión axial (U_a) y energía por corte (U_s). De estas, se derivan las correspondientes rigideces: k_h , k_b , k_a y k_s , respectivamente. Además, considerando la teoría del anillo elástico de Muskhelishvili [25], se obtiene la rigidez de una base flexible, k_f . La rigidez total de un par de dientes en contacto se expresa como:

$$k = \left(\frac{1}{k_h} + \sum_{j=1}^2 \left(\frac{1}{k_{bj}} + \frac{1}{k_{sj}} + \frac{1}{k_{aj}} + \frac{1}{k_{fj}} \right) \right)^{-1} \quad (7)$$

Donde j representa a los dientes en contacto. Cuando la razón de contacto se encuentra entre 1 y 2, dos pares de dientes estén simultáneamente en contacto. En ese caso, la rigidez de engrane total se expresa como la suma de las rigideces individuales de cada par:

$$k = \sum_{i=1}^2 \left(\frac{1}{k_{h,i}} + \sum_{j=1}^2 \left(\frac{1}{k_{bj,i}} + \frac{1}{k_{sj,i}} + \frac{1}{k_{aj,i}} + \frac{1}{k_{fj,i}} \right) \right)^{-1} \quad (8)$$

donde $i = 1$ e $i = 2$ corresponden al primer y segundo par de dientes en contacto, respectivamente. Las expresiones detalladas para calcular cada componente de rigidez se encuentran en [26]. La rigidez de engrane en pares de dientes externo-externo y externo-interno es diferente, siendo mayor en el caso del contacto externo-interno. Esta diferencia se explica por los siguientes factores [27]:

- La forma cóncava del perfil del diente en el engranaje interno implica una base más ancha en comparación con un diente externo equivalente, lo que incrementa la rigidez de la base del diente (k_f).
- En configuraciones externo-interno, la razón de contacto suele ser cercana a 2, lo que significa que dos pares de dientes están simultáneamente en contacto durante una mayor proporción del ciclo de engrane, aumentando así la rigidez total.
- El contacto entre perfiles cóncavo y convexo (típico del engrane interno) genera un área de contacto más amplia que la que se produce entre dos perfiles convexos (como en el engrane externo), lo que incrementa la rigidez de contacto Hertziano (k_h).

Lo señalado anteriormente puede corroborarse mediante los resultados obtenidos tanto analítica como experimentalmente, los cuales han sido reportados en diversos estudios [25, 26, 28].

4.6 Respuestas del sistema bajo condiciones de falla

Apoyándonos en lo expuesto en la sección anterior, se puede concluir que la respuesta dinámica del sistema en presencia de una falla dependerá del sentido de rotación. Esto se debe a que, según el sentido de giro, la falla podrá engranar con el par de dientes externo-externo o con el par externo-interno, lo que influirá directamente en la respuesta del sistema. Para ilustrar este comportamiento, se presenta la Fig. 4.8, donde se muestran los instantes en que la falla entra en contacto con el par externo-externo y con el par externo-interno, respectivamente.

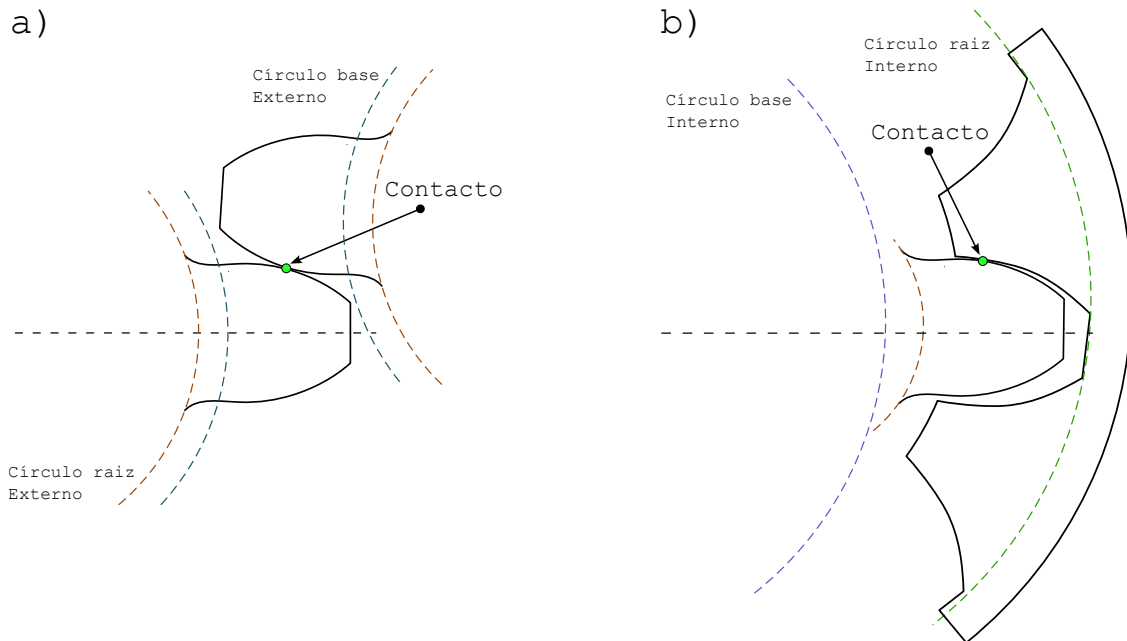


Figura 4.8: Contacto entre par de engranajes. (a) Contacto externo-externo (b) Contacto externo-interno

Dado que la rigidez de engrane varía entre ambos tipos de contacto —siendo generalmente menor en el caso externo-externo—, se espera una respuesta vibratoria distinta en cada situación. Sin embargo, en una transmisión planetaria existe otra variable relevante: el camino por el cual se transmite la vibración. Estos distintos caminos de propagación de la señal también afectan la forma en que la falla se manifiesta, y se ilustran en la Fig. 4.9. Las trayectorias de transferencia de vibraciones se presentan de forma simplificada. Para el par engranaje planeta-anillo, se identifican tres caminos principales: (1) trayectoria 1: desde el punto de engrane, a través del engranaje anillo hasta el sensor; (2) trayectoria 2: desde el punto de engrane, pasando por el engranaje planeta, el rodamiento del planeta, el portador, el rodamiento del eje del portador, la carcasa y finalmente el sensor; y (3) trayectoria 3: desde el punto de engrane, a través del engranaje planeta, el engranaje sol, el rodamiento del eje del sol, la carcasa y el sensor. Para el par engranaje planeta-sol, también se identifican tres caminos: (4) trayectoria 4: desde el punto de engrane, a través del engranaje planeta y el engranaje anillo hasta el sensor; (5) trayectoria 5: desde el punto de engrane, pasando por el engranaje planeta, el rodamiento del planeta, el portador, el rodamiento del eje del

portador, la carcasa y el sensor; y (6) trayectoria 6: desde el punto de engrane, a través del engranaje sol, el rodamiento del eje del sol, la carcasa y el sensor.

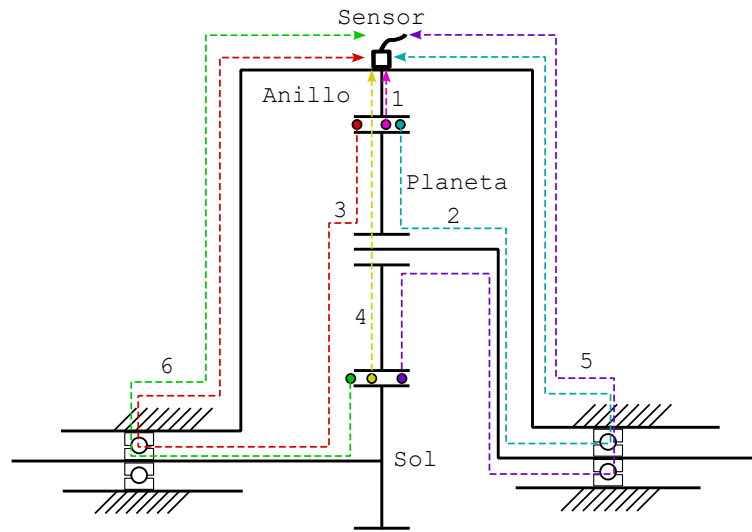


Figura 4.9: Diagrama esquemático de los caminos de transferencia de vibraciones en una caja de engranajes planetaria [9].

Cuando existe una falla en uno de los flancos de los dientes del engranaje planeta, el contacto defectuoso puede darse ya sea en el engrane externo-externo (planeta-sol) o en el engrane externo-interno (planeta-anillo). Considerando el caso en que un engranaje planeta presenta una picadura en uno de sus flancos, específicamente en aquel que, al engranar con el sol, entra en contacto con él. Esta situación se ilustra en la Fig. 4.10a. A medida que el sistema continúa rotando, ese mismo diente engranará con el anillo (engranaje externo-interno). Sin embargo, como se muestra en la Fig. 4.10b, en este segundo caso no existe contacto directo entre el flanco dañado y el diente del anillo.

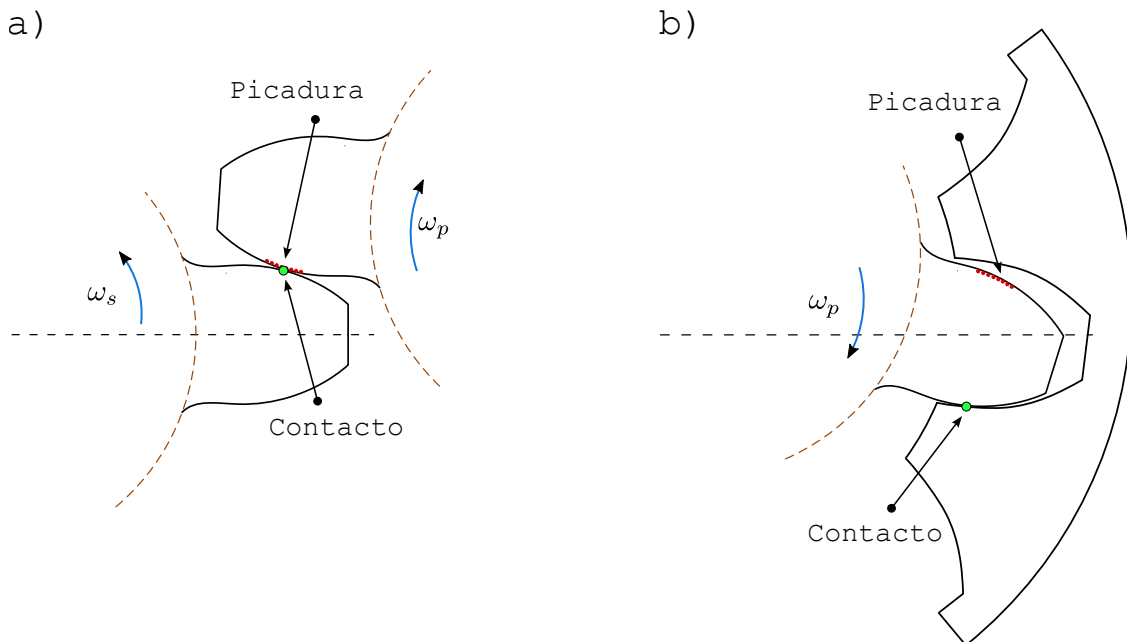


Figura 4.10: Picadura en uno de los flancos del planeta. (a) Contacto del flanco dañado del engranaje planeta con el engranaje sol (engrane externo-externo) (b) Ausencia de contacto entre el flanco dañado del engranaje planeta y el engranaje anillo (engrane externo-interno).

Este fenómeno es de gran relevancia, ya que, como se mencionó previamente, la manifestación de la falla dependerá de si existe o no contacto con el flanco dañado. Cuando el diente con falla entra en contacto con el engranaje sol, se genera un impulso en la señal de vibración. En cambio, cuando engrana con el anillo y no hay contacto con el flanco dañado, dicho impulso no se produce, lo que dificulta la detección de la falla bajo ciertas condiciones de rotación. En el caso de una grieta, el comportamiento es similar, aunque el efecto en la señal es distinto. En lugar de generarse impulsos, lo que ocurre es una variación en la rigidez de engrane. Si el flanco que presenta la grieta está en contacto, esta se encuentra bajo tracción (se abre), lo que provoca una disminución local de la rigidez. Por el contrario, si el contacto ocurre sobre el flanco sano y la grieta se encuentra en el flanco opuesto, esta permanece cerrada (bajo compresión), y no se producen cambios significativos en la rigidez de engrane.

Integrando lo expuesto hasta ahora, se puede observar que el efecto del sentido de giro no es trivial y tiene un impacto directo en la manifestación de una falla. Al combinar las ideas sobre la variación en los caminos de transferencia de vibraciones y el sentido de rotación, se pueden establecer las siguientes conclusiones:

- Desde el punto de vista de la rigidez, la respuesta del sistema ante una falla será más evidente si esta se encuentra en el flanco que entra en contacto durante el engrane planeta-sol.
- El sentido de giro afecta directamente la forma en que la falla se manifiesta, ya que determina qué flanco del diente entra en contacto.
- Los caminos de transferencia de vibraciones atenúan en mayor medida las señales provenientes del engrane planeta-anillo que las del engrane planeta-sol.

No obstante, no se puede afirmar categóricamente que una falla que contacta en el engrane planeta-sol será siempre más visible que una que contacta en el engrane planeta-anillo. Esto dependerá de las características específicas del sistema, particularmente del tamaño de la transmisión planetaria. En sistemas de gran tamaño, los caminos de transferencia juegan un papel fundamental en la atenuación de la señal, lo cual puede dificultar la detección de la falla incluso si esta se produce en el contacto planeta-sol. En el peor de los casos, la transmisión puede ser lo suficientemente grande y la falla puede estar localizada en el flanco que no entra en contacto durante el engrane planeta-sol, dificultando aún más su detección.

5 Algoritmo de separación de vibraciones

5.1 Estado del Arte

La técnica de Separación de Vibraciones fue introducida por McFadden en 1991 [6, 7] con el objetivo de aplicar el TSA a los componentes individuales de las transmisiones planetarias. La dinámica característica de esta transmisión impide la aplicación directa del TSA debido a las complejidades en las señales de vibración captadas por un solo sensor. Para abordar esta limitación, McFadden propuso un método que permite calcular las señales TSA separadamente para cada componente móvil de la transmisión planetaria.

Posteriormente, Samuel [11] amplió esta técnica para superar las limitaciones identificadas en la Separación de Vibraciones (VS) cuando se aplicaba a diversas configuraciones de transmisiones planetarias, demostrando que la implementación de múltiples sensores mejora significativamente la eficacia del método. La técnica desarrollada por la Defence Science and Technology Organisation (DSTO), descrita por Forrester [29], se basa en la separación de las vibraciones de cada planeta de manera individual, proporcionando una herramienta efectiva para el análisis de vibraciones en transmisiones planetarias.

En 2011, Lewicki [30] llevó a cabo un experimento para evaluar la eficacia de la VS en la detección de fallas en una transmisión planetaria de un Helicóptero Bell OH-58C. Sus resultados indicaron que la VS es eficaz para detectar fallas como *spall* y grietas en los planetas, aunque la detección de fallas en el engranaje sol presentó mayores dificultades. Este hallazgo fue corroborado por Hood [31, 32], quien utilizó la VS para identificar fallas en el engranaje sol, destacando las dificultades intrínsecas de este proceso debido a la interferencia de las vibraciones de los planetas.

Guo [33] ofreció un tutorial sobre la detección de fallos en los dientes de engranajes planetarios basado en la técnica de separación de vibraciones, incluyendo diversas mejoras metodológicas como por ejemplo determinar la posición de la ventana inicial (a partir de esta se pueden determinar las demás), este recomienda usar el segmento de datos donde el valor pico-pico de la vibración tiene el mayor valor—, indicando que el engranaje está cerca del sensor en ese momento. Shen [34] centró su investigación en el diagnóstico de fallos de engranajes planetarios y en las limitaciones de la separación de vibraciones existentes, proponiendo la Separación Continua de Vibraciones (CVS). Esta técnica aplica un nuevo tipo de TSA, llamado TSMA [35], la cual mejora la técnica TSA al inspirarse en el Promedio Móvil (MA, por sus siglas en inglés), junto con la Deconvolución por Entropía Mínima (MED). La MED se utiliza para potenciar los impulsos inducidos por fallos, maximizando la impulsividad (kurtosis) de la señal. La CVS mantiene la periodicidad de la señal, mientras que la MED mejora los componentes impulsivos de la señal inducidos por fallos, proporcionando una herramienta más robusta para el diagnóstico de fallos en engranajes planetarios.

5.2 Descripción general de los métodos de procesamiento de señales

5.2.1 Remuestreo angular

Para la técnica de separación de vibraciones, se asume que la velocidad del reductor planetario es constante [6]. No obstante, en las aplicaciones prácticas, la fluctuación de velocidad en la maquinaria rotativa es inevitable, debido a que las cargas difícilmente son constantes. Esto provoca el fenómeno denominado *desparrame de frecuencia* en el

espectro [36]. Para abordar este problema, se ha propuesto el esquema de muestreo angular uniforme, diferente al muestreo temporal uniforme usado convencionalmente, mediante el cual se puede eliminar el desenfoque de frecuencia en el análisis espectral causada por la condición de velocidad variable de la maquinaria rotativa. La clave es que la vibración medida en el dominio del tiempo se muestrea a ángulos equidistantes según el ángulo de un eje de referencia seleccionado. De este modo, los componentes de la vibración que existen permanecerán en las mismas posiciones en los gráficos espectrales, independientemente de la fluctuación de velocidad del eje de referencia.

Los métodos de muestreo síncrono se dividen en dos categorías: analógico y digital. El método de muestreo síncrono convencional se basa en dispositivos de hardware para generar un reloj de muestreo angularmente equidistante, que luego se utiliza para regular el proceso de adquisición de datos. Debido a que este reloj de muestreo se define por hardware, tanto la precisión como la resolución del muestreo están limitadas. Los métodos de adquisición síncrona basados en el procesamiento digital se pueden clasificar en dos grupos. El primero es el método de análisis síncrono híbrido, que emplea hardware para registrar de manera sincronizada el tren de pulsos de rotación del eje y las vibraciones. Posteriormente, la señal de velocidad registrada se utiliza para facilitar el remuestreo mediante software, este proceso es conocido como Seguimiento de Órdenes Computado (COT) [36, 37]. El segundo grupo se basa en la estimación de la frecuencia instantánea a partir de la respuesta de vibración, sin necesidad de un tacómetro o key-phaser instalado en el eje. De estos métodos, el COT es el de mayor importancia para el autor, por lo que se explicarán las bases de este proceso.

5.2.2 Bases del seguimiento de órdenes computado

La señal de respuesta de vibración y la señal de key-phaser se capturan de una máquina rotativa utilizando sensores especializados. Estas señales se digitalizan simultáneamente mediante un convertidor analógico-digital de alta frecuencia y alta resolución, con un intervalo de muestreo constante, Δt . La señal de key-phaser, relacionada con la fase de rotación del eje del sistema rotativo, genera pulsos a una razón de un pulso por cada revolución del eje. A partir de estos pulsos, se determina el tiempo de sincronización para un $\Delta\theta$ específico, y este tiempo de sincronización se calcula mediante métodos numéricos. Fyfe y Munk [36], utilizan una interpolación asumiendo una aceleración angular constante del eje de referencia para determinar el tiempo de remuestreo. Sin embargo, esta consideración presenta varios inconvenientes: primero, el error inherente al suponer una aceleración angular constante introduce ruido en el espectro; segundo, el proceso es iterativo y en ocasiones la ecuación se vuelve indeterminada, particularmente en el caso de velocidad angular constante. Saavedra y Rodríguez [37] resuelven esta indeterminación calculando los ángulos a partir del tiempo, en lugar de calcular los tiempos a partir de los ángulos, como lo propone Fyfe [36]. La suposición de una aceleración angular constante, sin embargo, se puede solucionar aumentando la cantidad de pulsos. El proceso de remuestreo angular digital se compone de tres etapas fundamentales. En el primer paso, se identifican los momentos precisos en los que la señal de key-phaser genera pulsos, los cuales marcan el inicio de cada ciclo de rotación del eje. A continuación, se determinan los instantes de tiempo específicos para el remuestreo, los cuales están espaciados de manera constante según un ángulo $\Delta\theta$ en el ciclo de rotación del eje. Finalmente, utilizando los tiempos calculados en el paso anterior, se procede al remuestreo de la señal digitalizada. Este proceso ajusta la señal original para obtener una serie de datos con un muestreo angular uniforme. Los detalles sobre el COT utilizado se encuentran en [37].

5.2.3 Promedio sincrónico en el tiempo

En el campo de la ingeniería, se reconocen diversos tipos de ruido, entre los cuales destacan el ruido gaussiano y el ruido impulsivo [35]. La técnica TSA está diseñada principalmente para atenuar componentes vibratorias que son asincrónicas con respecto al pulso de referencia, habiéndose consolidado como una de las herramientas de análisis de vibraciones más eficaces para la detección de fallas en engranajes [38]. Sin embargo, la aplicación de la TSA a las transmisiones planetarias presenta varios desafíos significativos.

Los problemas principales al aplicar la TSA a la señal de una transmisión planetaria son dos. En primer lugar, existen múltiples contactos de dientes, ya que cada planeta engrana simultáneamente con el sol y el anillo. En segundo lugar, el eje de los planetas se desplaza en relación con el sol y anillo, complicando aún más el análisis. McFadden y Smith [5] aplicaron la TSA para la detección de fallos locales en engranajes. Posteriormente, esta técnica fue aplicada a la monitorización del estado de transmisiones planetarias [6].

En la detección de fallos localizados en engranajes, la vibración captada de una transmisión planetaria suele contener numerosas interferencias y ruidos aleatorios, aportados por ejes, rodamientos y otras fuentes desconocidas. Estas interferencias pueden ser significativamente reducidas mediante el TSA antes de aplicar otros métodos de detección de fallos. Por lo tanto, el TSA se emplea generalmente como un paso previo en la detección de fallos localizados en los dientes de los engranajes.

El TSA es una técnica ampliamente utilizada para procesar señales de engranajes con el fin de aumentar la relación señal-ruido. Después de medir la señal durante N ciclos del eje de interés (entrada o salida de la transmisión por engranajes), los segmentos de datos de cada ciclo se separan individualmente y, a continuación, los puntos de datos de todos los segmentos se promedian para generar la señal TSA. Cualquier componente de señal periódica que se sincronice con este periodo permanece inalterado tras el promediado, mientras que otras señales se atenuarán hacia cero. Esta capacidad del TSA para suprimir ruidos y componentes asíncronos de la señal lo hace especialmente útil para detectar señales periódicas sincrónicas ocultas entre ruidos. En la práctica, el TSA ha demostrado ser eficaz en la detección de estas señales periódicas, proporcionando una herramienta robusta para el diagnóstico de fallos en sistemas de engranajes.

Las ideas principales del algoritmo TSA pueden presentarse brevemente como sigue. Dada una señal periódica $x(t) = x(t + T)$. Se mide la señal $y(t)$ la cual esta compuesta por $x(t)$ y el ruido $w(t)$. Entonces:

$$y(t) = x(t) + w(t), t \in [0, NT) \quad (9)$$

Utilizando una señal de referencia de sincronización, como la proporcionada por un tacómetro, que esté en fase con la posición angular de un eje de referencia específico, la TSA se puede calcular de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} y_{TSA}(t) &= \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} y(t + nT) \\ &= x(t) + \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} w(t + nT), t \in (0, T] \end{aligned} \quad (10)$$

donde $y_{TSA}(t)$ representa el resultado después de aplicar la TSA. Basándose en lo anteriormente expuesto, para una secuencia discreta $y[k]$ (donde $k = 0, 1, 2, \dots, K - 1$) con K muestras, y donde $y[k]$ es equivalente a $y[k\Delta t]$, siendo Δt el intervalo de muestreo, obtenemos:

$$y_{TSA}[k] = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} y[k + nM], k = 0, 1, \dots, M - 1 \quad (11)$$

donde M es el número de puntos de muestreo por periodo.

5.3 Separación de vibraciones

Un algoritmo de separación de vibración consta de tres partes claves: adquisición y remuestreo angular, extracción y ensamblaje [33]. A partir de esta estructura varios autores han diseñado su propio algoritmo que realice la separación de vibraciones [10, 11, 31, 39]. Cada una de estas partes se explica a continuación:

- 1) Adquisición y remuestreo angular: Esta etapa engloba los datos de vibración recogidos de forma sincrónica con los datos del tacómetro, divide los datos de vibración en cada ciclo del eje del carrier de acuerdo con los datos del tacómetro y, a continuación, realiza el remuestreo angular después de filtrar la señal vibratoria.
- 2) Extracción: Esta etapa extrae un número predeterminado de puntos de datos de cada ciclo del eje según el índice de extracción, el cual representa el momento en que el engranaje planeta está alineado con el sensor.
 - 2.1) Ajuste de la posición inicial de la ventana: Como es bien sabido, cuanto más corto es el camino de transferencia de la vibración, más fuerte es la vibración captada por el sensor. Entonces, el movimiento epicicloidial de un engranaje planetario individual genera la modulación de amplitud a su correspondiente vibración de engrane, es decir, con la rotación del portador, la amplitud de la vibración captada por el sensor varía periódicamente. Además, como se ha mencionado anteriormente, cada diente de los engranajes planetarios o solares engranará bajo el sensor, por lo tanto, la trayectoria de transferencia de vibraciones más corta entre el punto de engrane y el sensor se conseguirá cuando los pares de engranajes planeta-anillo o planeta-sol engranen bajo el sensor. Para reunir los bloques de datos con la relación señal-ruido más alta, la ventana de extracción que se ubica según el índice de extracción debe ubicarse en esta posición. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones no se puede observar la posición del par planeta-anillo o planeta-sol justo debajo del sensor. Existen varias formas para inferir cuando el par de engranajes se encuentra más proximo al sensor [39, 32].
 - 2.2 Ventana de datos: Una vez determinada la posición inicial se debe extraer mediante una ventana para generar bloques de datos. De acuerdo con Samuel [40], la función de ventana de Tukey es más adecuada para la operación de ventana de la vibración de las transmisiones planetarias, sin embargo, recientemente Shen et al. [34] a utilizado una ventana rectangular sin inconvenientes. Howard [41] establece que la anchura viable más pequeña de la ventana de vibración es de un período de engrane.

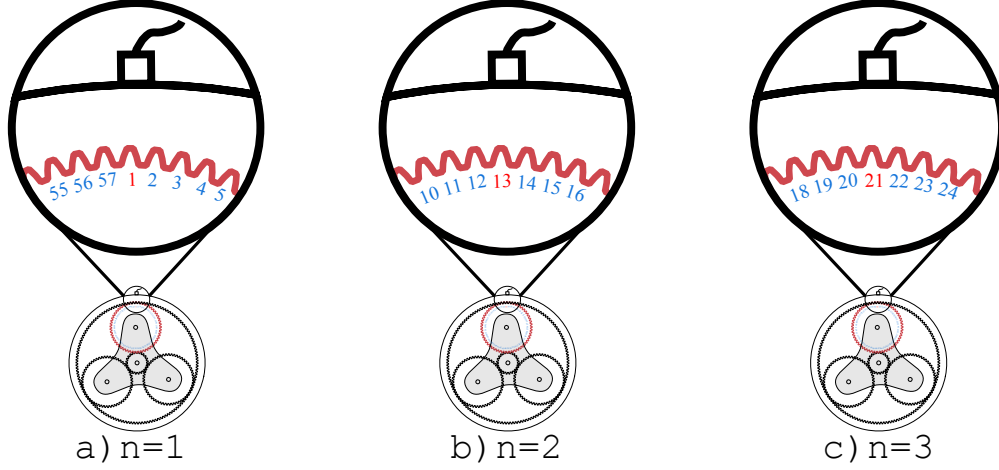


Figura 5.1: Diente del planeta engranando bajo el sensor en diferentes ciclos del portador. (a) primer ciclo ($P_{g,1} = 1$) (b) segundo ciclo ($P_{g,2} = 13$) (c) tercer ciclo ($P_{g,3} = 21$).

- 3) Ensamblaje: La etapa de ensamblaje recupera las respuestas dinámicas de cada componente del engranaje asignando un índice de asignación a los datos extraídos. El índice de asignación depende del diente del engranaje planetario engranado en el momento en que se extraen los datos.

Por lo general, diferentes dientes del engranaje planetario engranarán con los mismos dientes del anillo más cercanos al transductor en una secuencia específica. Luego de un número determinado de revoluciones del portador, la misma secuencia de dientes volverá a repetirse. El número de rotaciones del engranaje de interés (planeta o sol) que define esta secuencia, n_f^r , se calcula como:

$$n_f^r = \frac{\text{LCM}(Z_f, Z_r)}{Z_r} \quad (12)$$

donde la función LCM representa la operación del mínimo común múltiplo, Z_r representa el número de dientes del anillo, Z_f representa el número de dientes de los engranajes planetarios o del sol. Suponiendo que los dientes del engranaje están numerados, la secuencia de engrane de los dientes del engranaje de interés puede calcularse mediante la Ec. 13:

$$P_{g,n} = \text{mod}((n-1)Z_r, Z_f) + 1, n = 1, 2, \dots \quad (13)$$

donde $P_{g,n}$ representa la secuencia de engrane de los dientes del engranaje de interés y la función $\text{mod}()$ denota el residuo de la división entera. La Ec. 13 revela cómo el número de dientes del engranaje planetario, que se alinea con el sensor, cambia a medida que la caja de engranajes planetarios funciona, esto se ilustra en Fig. 5.1.

Tras la separación de las vibraciones, se construye la vibración sintética del engranaje, que es similar a la vibración generada por una transmisión de eje fijo. A continuación, se pueden utilizar técnicas de procesamiento de señales como las utilizadas para una transmisión de eje fijo. Y para finalizar, se puede realizar el análisis espectral de la vibración del engranaje sintético para exponer las componentes presentes en el espectro.

5.4 Construcción de la vibración sintética

A continuación se explica el procedimiento seguido por el autor. En la primera etapa, la señal de vibración se remuestrea para eliminar las fluctuaciones de velocidad. Para esto la señal de vibración debe medirse de forma sincronizada con la señal del tacómetro. Además, la tasa de remuestreo de la señal remuestreada, O_s , debe ser un múltiplo entero del número de dientes de la corona dentada para la extracción de datos y el mapeo en las siguientes etapas, esto asegura que los puntos extraídos por la ventana de extracción sean un número entero. La segunda etapa del método empleado es la extracción de datos. Se utiliza una ventana para extraer de la señal remuestreada los segmentos de datos menos modulados por la traslación de los planetas. Para esto se deben definir tres parámetros, el tipo de ventana, su centro y su anchura. Para establecer el centro de la ventana, se ha utilizado el enfoque seguido por Hood [32], donde el centro se calcula usando el ángulo entre planeta-acelerómetro (ángulo θ_1 ilustrado en la Fig. 4.1), el ancho de la ventana esta determinado por la cantidad mínima de dientes que se pueden extraer (Z_p/n_f^r) y la cantidad de Muestras por Diente (DPT) (si es un ciclo del carrier hay 1000 puntos de datos y el anillo tiene 50 dientes, entonces existen 20 DPT) y se utiliza una ventana rectangular, ya que no requiere definir parámetros adicionales, a diferencia de otras ventanas como la de Tukey y además presenta buenos resultados segun Shen et al. [34]. La tercera etapa consiste en el mapeo y combinación de las ventanas extraídas, la cual está inspirado en el trabajo hecho por Shen et al. [34]. El procedimiento seguido para obtener la señal de cada planeta se muestra en la Fig. 5.2, el algoritmo de separación corresponde al bloque de bordes punteados que se ilustra en la Fig. 5.3. Para cada engranaje planetario, se puede extraer una porción de datos en cada revolución del portador; la longitud de los datos de la porción depende de la anchura de la función de ventana, M_v , la cual está determinada por la cantidad de DPT y la cantidad de dientes que se quieren extraer, donde la cantidad mínima de dientes esta dada por Z_p/n_f^r . Los datos extraídos se dividen en grupos cada n_f^r ciclos, el total de grupos extraídos está dado por N_{grupos} , es decir, cada grupo contiene n_f^r ciclos. Luego los datos de un grupo se mapean en la Matriz de Grupos (MG), siguiendo la secuencia de engrane dada por $P_{g,n}$, finalizando la señal sintética de un ciclo del planeta puede obtenerse sumando las columnas de la MG. Es importante notar que esta matriz de grupo tiene 3 dimensiones, con un tamaño $(DPT \cdot Z_p) \times n_f^r \times N$.

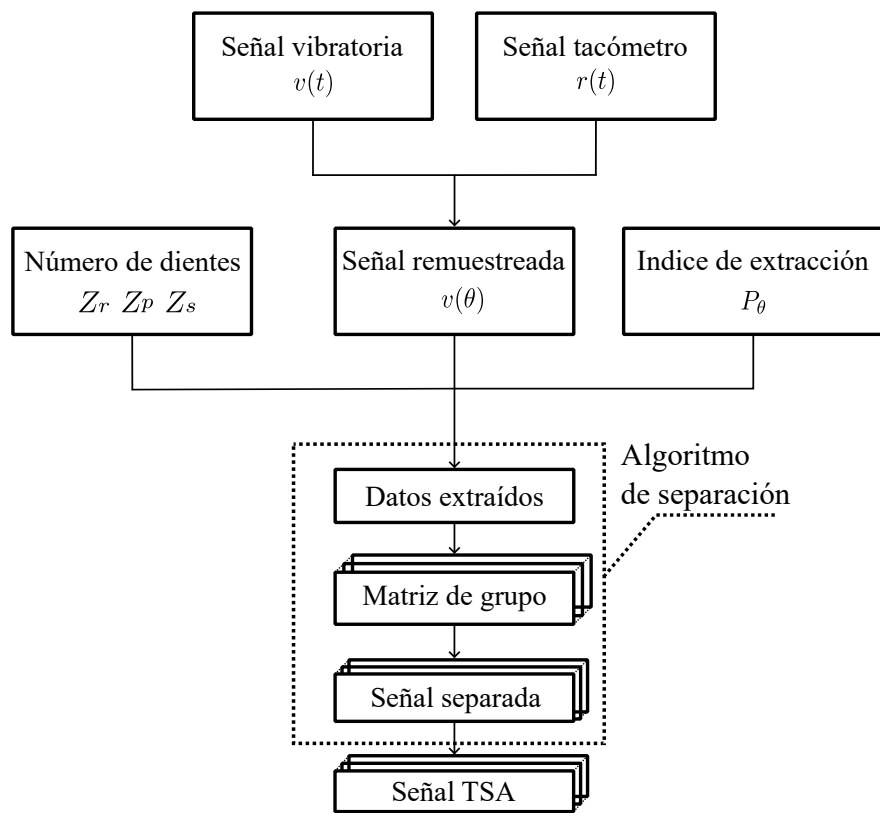


Figura 5.2: Procedimiento seguido para obtener la señal de cada planeta.

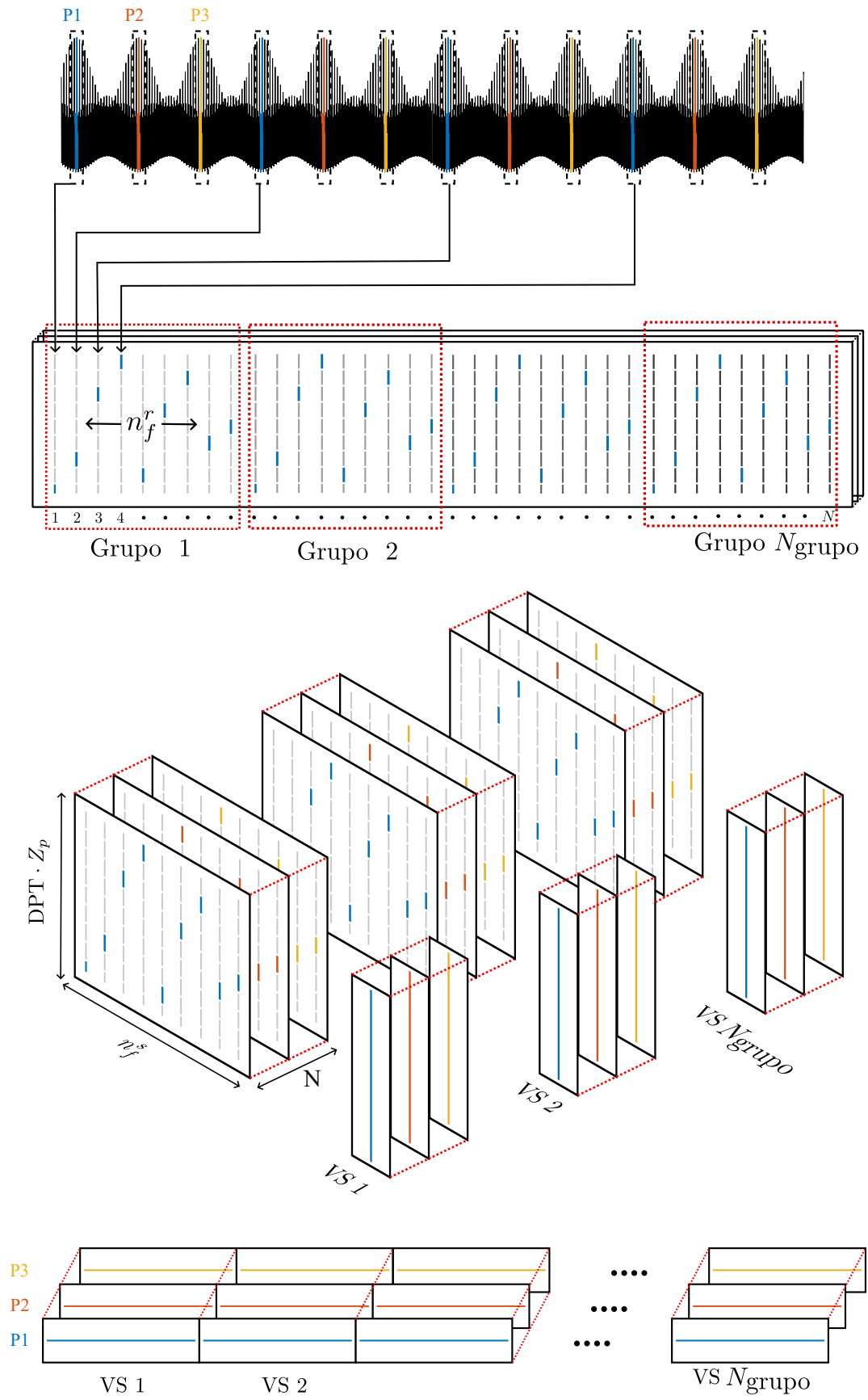


Figura 5.3: Detalles del procedimiento

6 Banco de pruebas

Para evaluar experimentalmente el algoritmo de separación, es necesario disponer de un banco de ensayo; por ello, se utiliza el banco de pruebas del Laboratorio de Vibraciones Mecánicas (LVM) de la Universidad de Concepción. La selección de las magnitudes a medir y de los transductores para hacerlo se ha tenido en cuenta desde las fases iniciales. Las opciones de medición son:

- Registro de la aceleración de la transmisión planetaria mediante un acelerómetro ubicado en la carcasa de la transmisión.
- Registro de la velocidad angular de entrada y salida de la transmisión planetaria mediante un tacómetro óptico.
- Registro de la temperatura del lubricante.

El banco de ensayo cuenta con un motor eléctrico, una transmisión planetaria y un freno magnético. La Fig. 6.1 presenta la transmisión planetaria utilizada en el análisis. Las relaciones de velocidad de la transmisión planetaria es de 5:1. La potencia del motor eléctrico es de 3 kW. Las características de la transmisión planetaria se muestran en la Tabla 6.1.

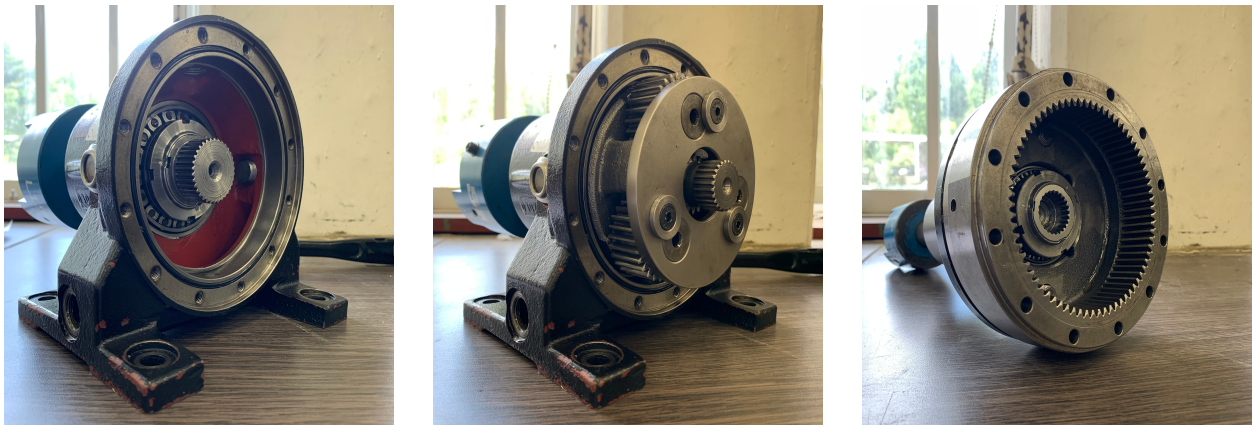


Figura 6.1: Transmisión planetaria P04 de la empresa Vogel

La señal procedente del acelerómetro y tacómetro son adquiridas mediante un sistema de adquisición de datos. La adquisición y acondicionamiento de la señal dinámica se realizaría dentro del sistema. Se utiliza un acelerómetro IEPE de 100 mV/g y 2 tacómetros ópticos PLT200. Uno de estos se ubica apuntando al eje de entrada (sol) de la transmisión planetaria y el otro se ubica en el eje de salida (carrier). Estos tacómetros se combinarán con cinta reflectante a lo largo de los ejes para medir su velocidad angular. El torque de accionamiento puede obtenerse determinando la corriente suministrada al freno magnético. En cuanto al control de la velocidad del motor, se consigue mediante un convertidor de frecuencia. La disposición adoptada se presenta de forma esquemática en la Fig. 6.2.

Se llevan a cabo experimentos donde el estado de la transmisión planetaria es sana y experimentos en donde se crea artificialmente un defecto en uno de los engranajes planetarios. Una de las cintas reflectantes se ubicada en el eje de salida del portador, alineada con uno de los planetas, para identificar el momento exacto en que el planeta pasa por debajo del acelerómetro. La frecuencia de muestreo es de 10^6 Hz. La señal del acelerómetro y los tacómetros se recogieron simultáneamente mediante el sistema de adquisición y la señal del acelerómetro es filtrada con un filtro anti-aliasing.

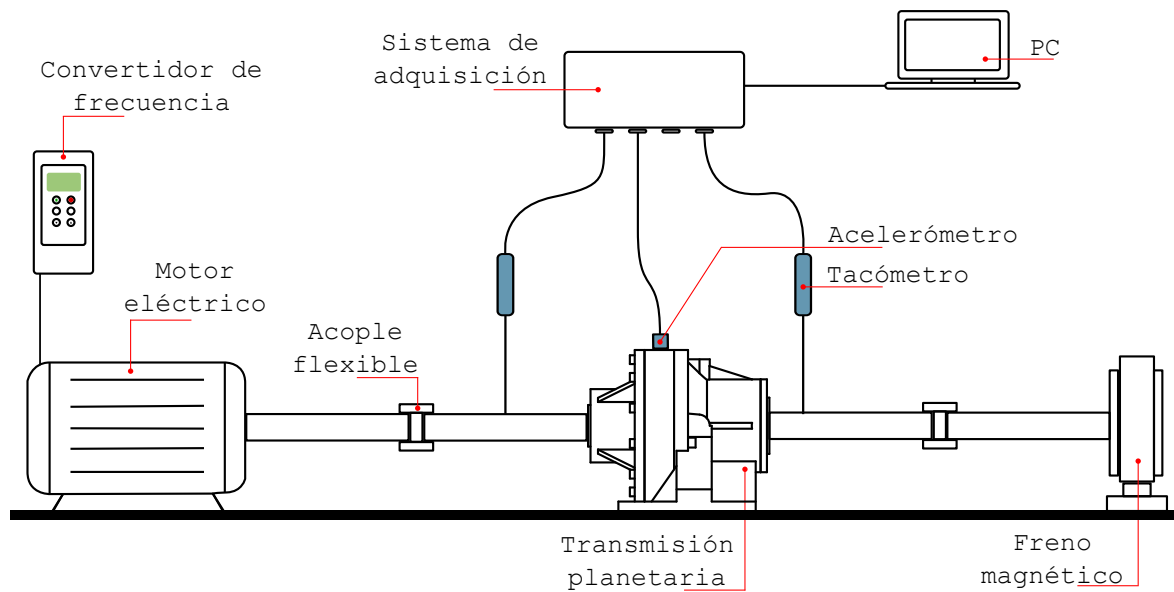


Figura 6.2: Configuración del banco de ensayo

Tabla 6.1: Parámetros de la transmisión planetaria.

Parámetros	Sol	Planeta	Anillo
Número de dientes	18	26 (3)	72

Tal como se mencionó en la hipótesis y el objetivo general de esta Memoria de Título, el propósito de los experimentos es identificar indicadores de falla proporcionados por el algoritmo de separación. Para ello, se realizan pruebas bajo condiciones saludables y condiciones con falla. La simulación de estas fallas se lleva a cabo reemplazando uno de los engranajes planetarios por otro que presenta una falla específica, como se muestra en la Fig. 6.3. Durante los ensayos, los parámetros ajustables serán la velocidad de funcionamiento del motor y la carga aplicada por el freno magnético.



Figura 6.3: Daño generado artificialmente en uno de los planetas

7 Análisis de las señales experimentales

A continuación, se presentan los resultados obtenidos bajo diferentes condiciones de operación, incluyendo las señales medidas, las distintas etapas de procesamiento aplicadas a la señal de vibración, y el análisis correspondiente de los indicadores extraídos. Este análisis permitirá evaluar la efectividad del algoritmo de separación en la detección temprana de fallas, así como comparar su desempeño frente al análisis convencional de la señal sin procesar.

7.1 Condición sana

Se presentan los resultados obtenidos bajo condiciones sin fallas en los componentes de la transmisión planetaria, con una velocidad de rotación del motor de 1200 rpm y una carga de 45 Nm aplicada mediante el freno magnético. La Figura 7.1 muestra las mediciones de velocidad angular en los ejes de entrada (eje sol) y salida (eje carrier), registradas. Los perfiles temporales evidencian un régimen estacionario, con ausencia de fluctuaciones abruptas, y se incluyen los valores promedio de velocidad angular para cada eje. Estas mediciones resultan fundamentales para la determinación de las frecuencias características del sistema, cuyos valores se calculan utilizando la Tabla 4.1. Adicionalmente, la Figura 7.2 presenta la forma de onda y el espectro de frecuencia de la señal de aceleración adquirida.

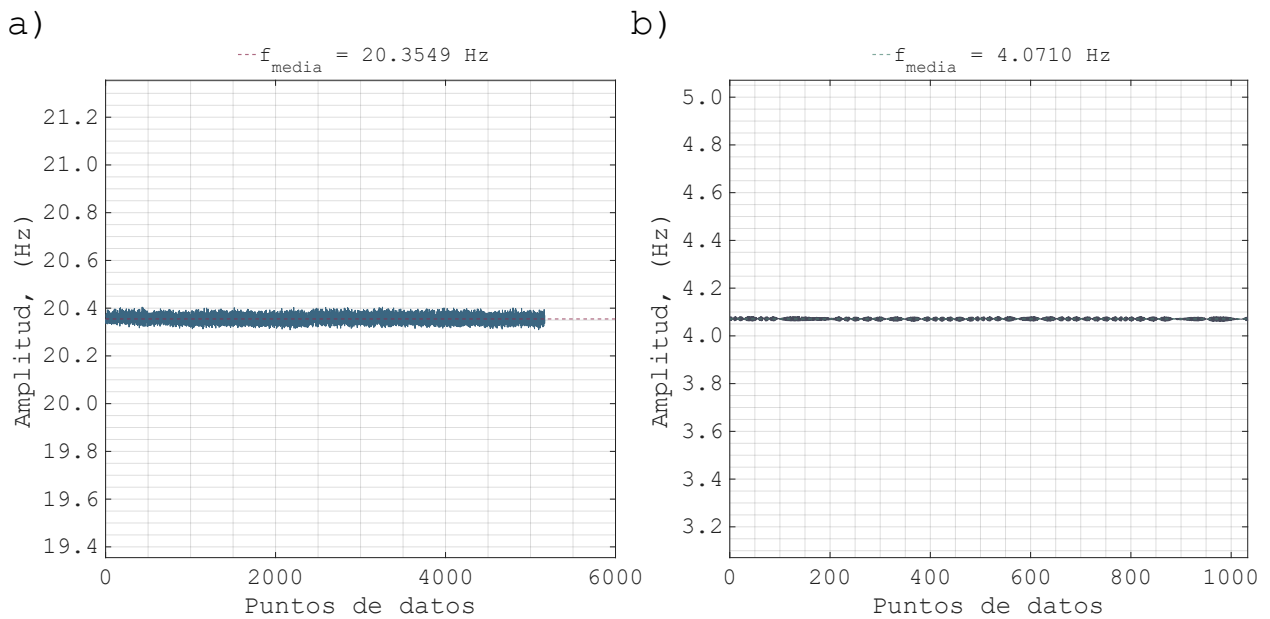


Figura 7.1: Velocidad angular en los ejes de entrada (solar) y salida (carrier) de la transmisión planetaria bajo condiciones nominales (1200 rpm, 45 Nm).

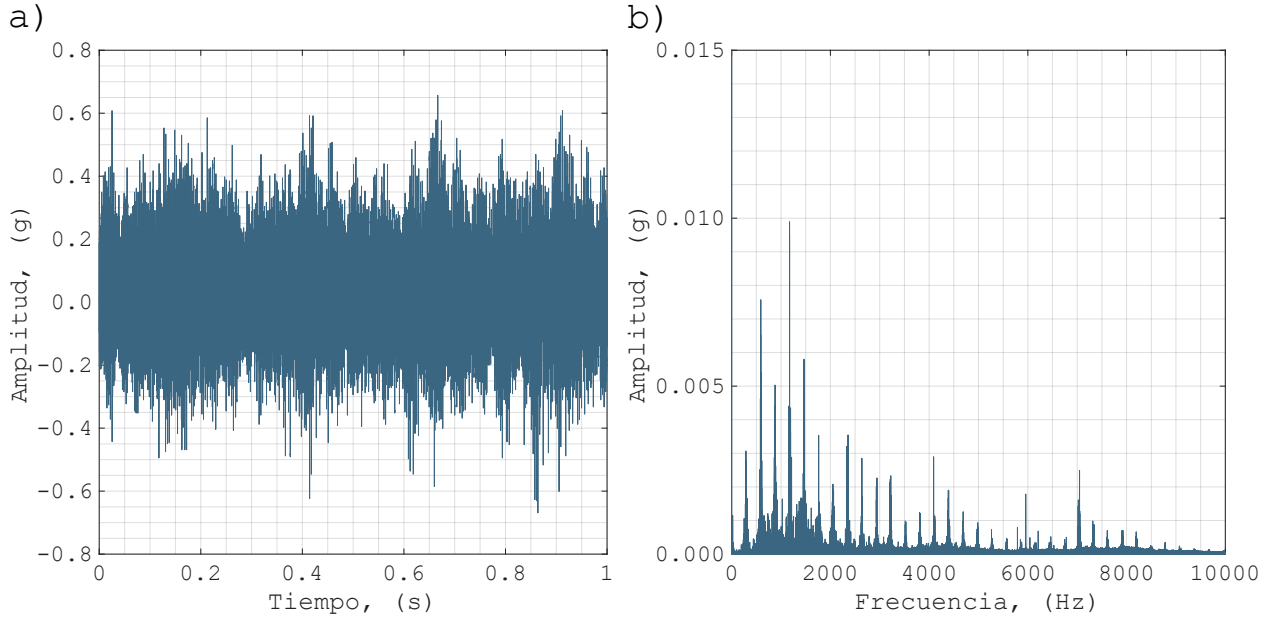


Figura 7.2: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). (a) Señal de vibración en dominio temporal (b) Espectral de la señal temporal.

Previo al remuestreo angular, la señal del acelerómetro debe filtrarse mediante un filtro pasa-bajos para evitar el aliasing. El orden máximo de interés se define como:

$$\text{Ord}_{\max} = 12 \cdot Z_r \quad (14)$$

donde Z_r es el número de dientes del engranaje anillo. La frecuencia de corte del filtro (f_{corte}) se calcula en función de la máxima frecuencia de rotación del eje de referencia (carrier) ($\max(f_c)$):

$$f_{\text{corte}} = \max(f_c) \cdot \text{Ord}_{\max} \quad (15)$$

Para garantizar la reconstrucción adecuada de las componentes de orden, la frecuencia de muestreo angular (O_s) debe satisfacer el criterio de Nyquist:

$$O_s \geq 2 \cdot \text{Ord}_{\max} \quad (16)$$

Una vez completada la etapa de filtrado, se procede al remuestreo angular utilizando como referencia la señal del tacómetro del eje del carrier. La señal del tacómetro del carrier resulta esencial para identificar con precisión los instantes de inicio y fin de cada revolución completa del sistema. En la Figura 7.3 se muestra la señal resultante del proceso de remuestreo. Visualmente, la señal remuestreada no presenta diferencias significativas respecto a la original, salvo por variaciones menores en la amplitud de ciertos componentes.

Sin embargo, un análisis detallado de los armónicos (Figura 7.4) revela importantes mejoras en la representación espectral:

- Se observan líneas espectrales delgadas y bien delimitadas.
- Se reduce completamente el desparramamiento espectral.

Estas características confirman que las componentes vibratorias están perfectamente sincronizadas con la dinámica rotacional del sistema, lo que demuestra su directa asociación con el comportamiento periódico de la transmisión planetaria. La mayor definición espectral obtenida mediante el remuestreo angular facilita considerablemente la identificación y análisis de componentes relacionadas al sistema de transmisión.

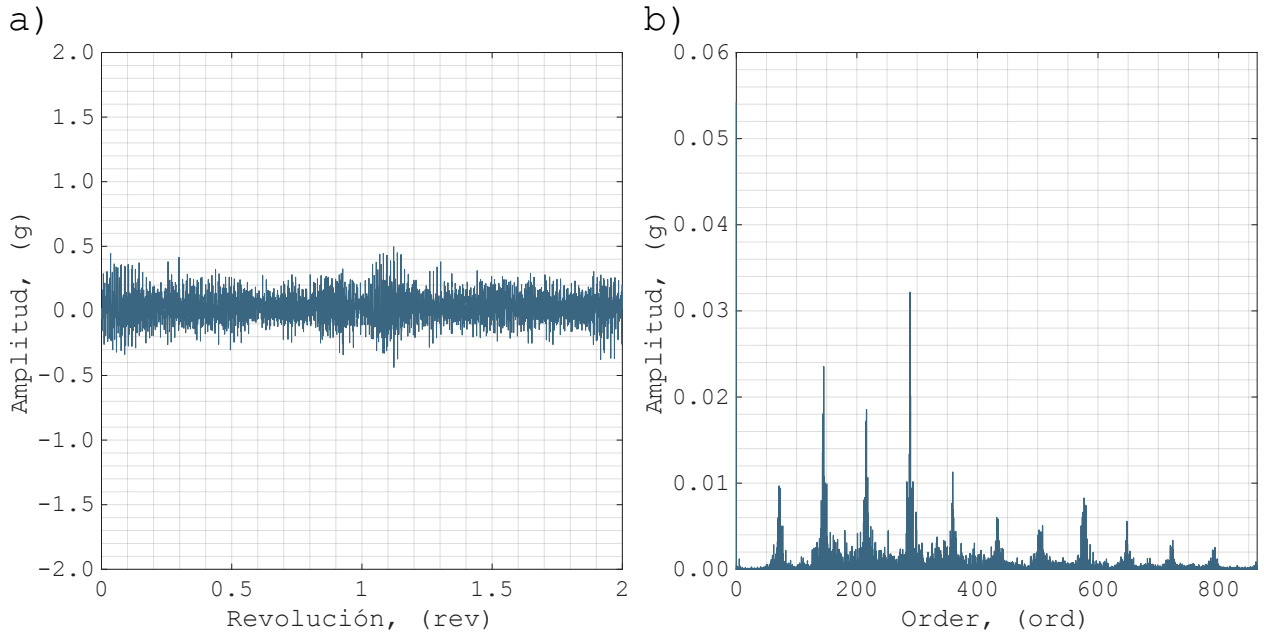


Figura 7.3: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). (a) Señal de vibración remuestreada angularmente, mostrando 2 ciclos completos de rotación; (b) Espectro de frecuencia de la señal angular.

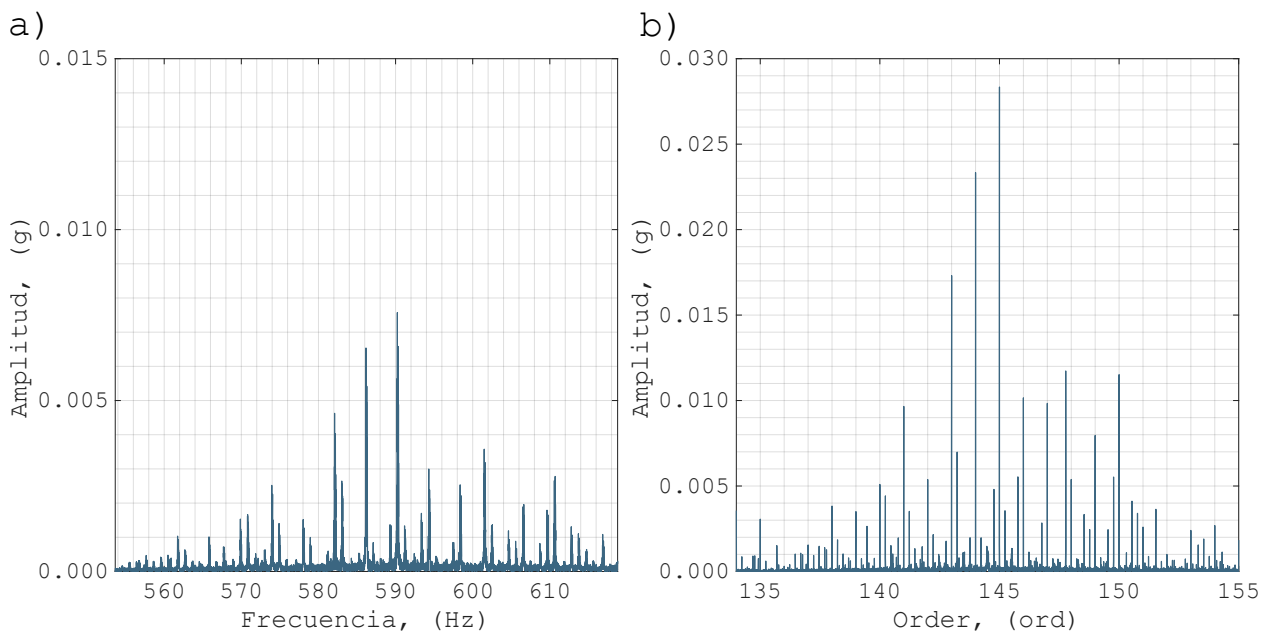


Figura 7.4: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). Comparación del 2do armónico de la frecuencia de engrane: (a) Espectro de frecuencia de la señal temporal (b) Espectro obtenido de la señal angular, donde se observa la componente espectral perfectamente delimitada.

La Figura 7.5 muestra el espectro de vibraciones donde se identifican claramente tres tipos de componentes:

- Componentes primarias asociadas a la modulación por la rotación del carrier (frecuencia f_c)
- La frecuencia característica de falla del planeta (f_p), observable a pesar de analizar un sistema sin fallas
- Componentes secundarias correspondientes a modulaciones de la modulación.

Aunque la modulación de la modulación son detectables, su amplitud resulta insignificante comparada con las componentes primarias y no aportan información relevante para el diagnóstico. Resulta particularmente interesante observar que la frecuencia característica de falla del planeta (f_p) aparece claramente identificada en el espectro, aun cuando el sistema se encuentra en un estado sin fallas presentes. Esto demuestra que la modulación natural del sistema planetario genera componentes espectrales en la frecuencia típicamente asociada a fallas en los planetas.

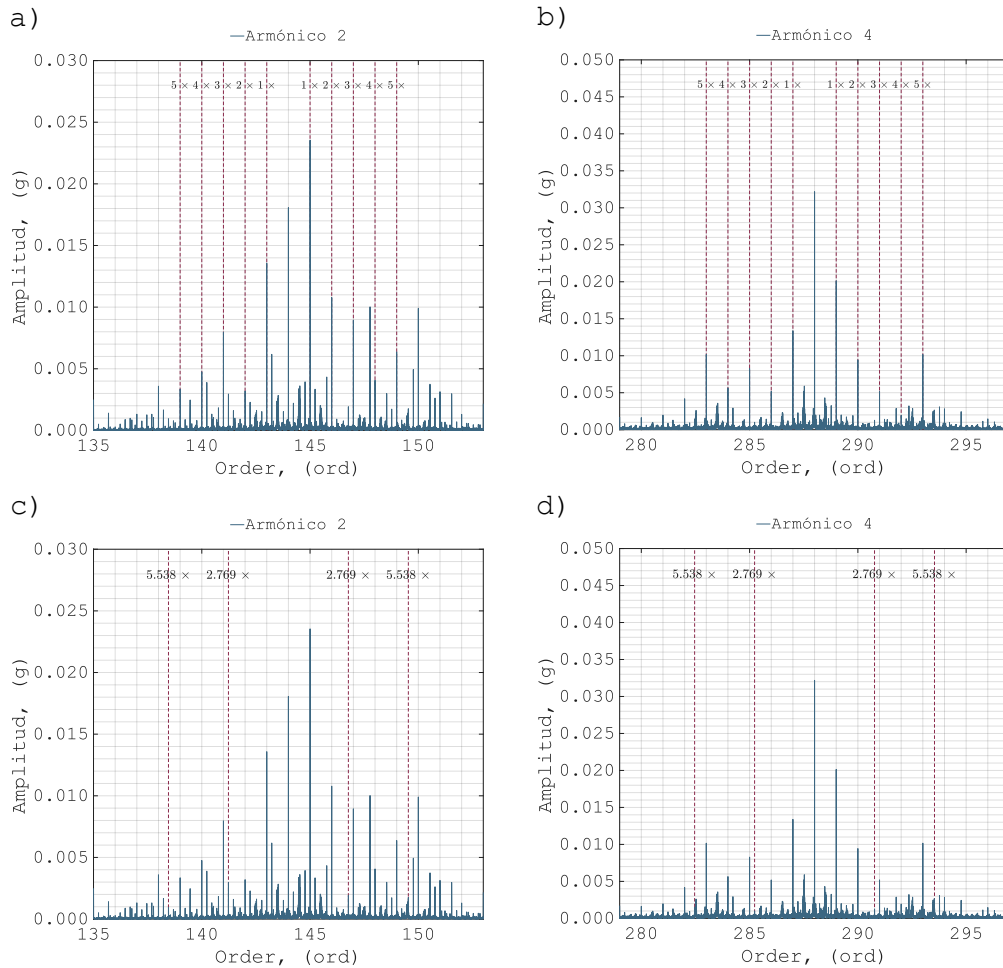


Figura 7.5: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). Análisis espectral de componentes moduladas. (a) Acercamiento al armónico 2 de la frecuencia de engrane, identificando la modulación por rotación del carrier; (b) Acercamiento al armónico 4 de la frecuencia de engrane, identificando la modulación por rotación del carrier; (c) Acercamiento al armónico 2 de la frecuencia de engrane, identificando la modulación por la frecuencia de falla del planeta; (d) Acercamiento al armónico 4 de la frecuencia de engrane, identificando la modulación por la frecuencia de falla del planeta

Al realizar un acercamiento a los ordenes bajos (Fig. 7.6) no se aprecian componentes de amplitud elevada a la frecuencia de falla de los planetas, lo cual resultara importante tener en cuenta para las demás condiciones de operaciones.



Figura 7.6: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). Acercamiento a los ordenes bajos.

La aplicación del algoritmo de separación a la señal remuestreada permite obtener las formas de onda y espectros de orden individualizados para cada planeta, como se muestra en la Fig. 7.7. Al realizar el análisis de las bandas espectrales alrededor del primer armónico de la frecuencia de engrane ($72\times$) y del segundo armónico de la frecuencia de engrane mediante la Fig. 7.8 y la cantidad de bandas laterales espaciadas a la frecuencia característica de falla de los planetas es nulas si se considera que son de pequeña amplitud respecto a la frecuencia de engrane. Cabe destacar que, aunque estas bandas laterales eran perceptibles en el espectro original sin procesar, su identificación resulta considerablemente más evidente tras la aplicación del algoritmo. Esta mejora se atribuye a la capacidad del algoritmo para suprimir eficientemente las bandas laterales asociadas a la cinemática inherente de la transmisión planetaria, permitiendo así un análisis más preciso de las componentes relacionadas con posibles fallas.

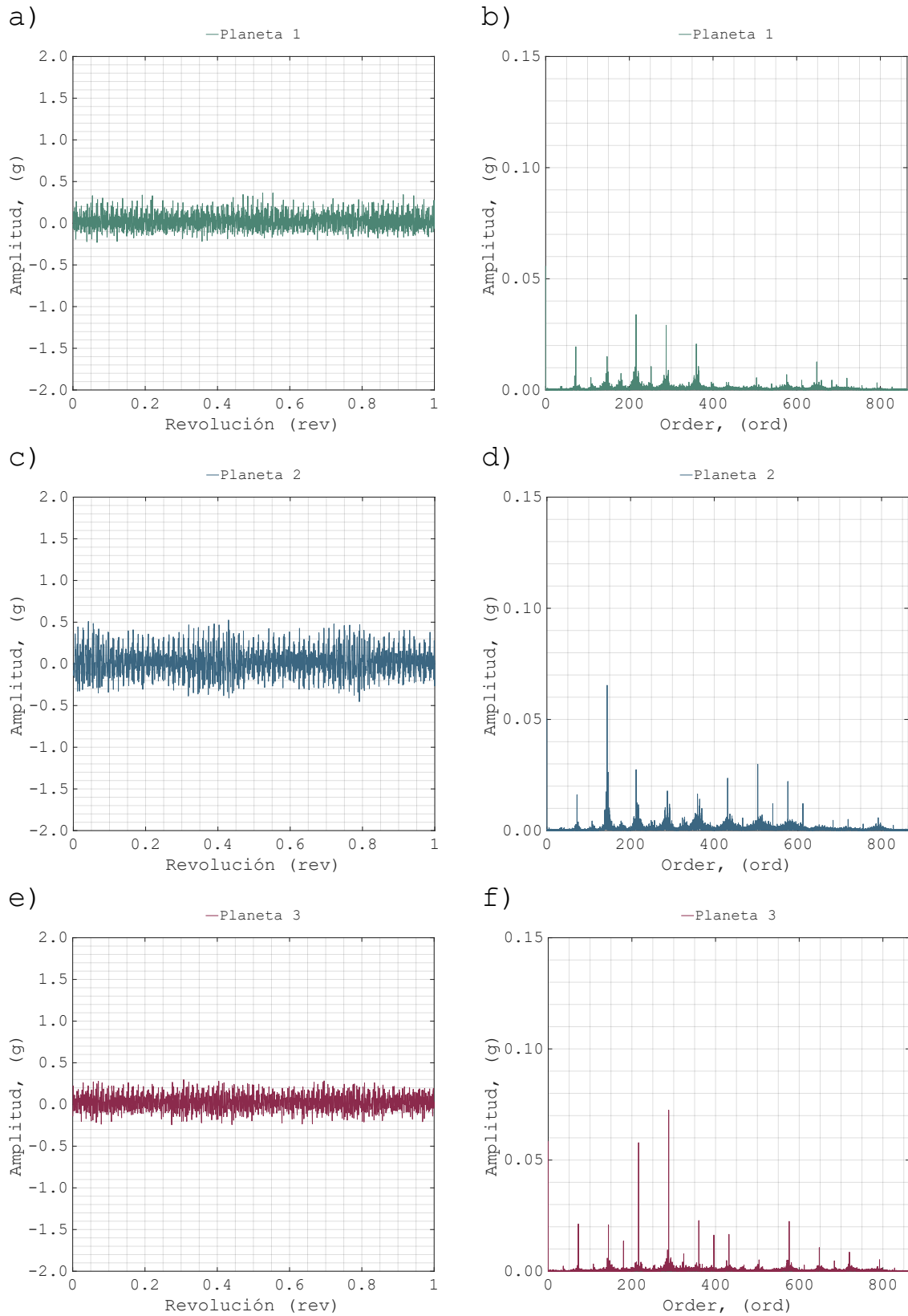


Figura 7.7: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). Resultados del algoritmo de separación por planeta: (a,c,e) Formas de onda para cada planeta; (b,d,f) Espectros de orden correspondientes.

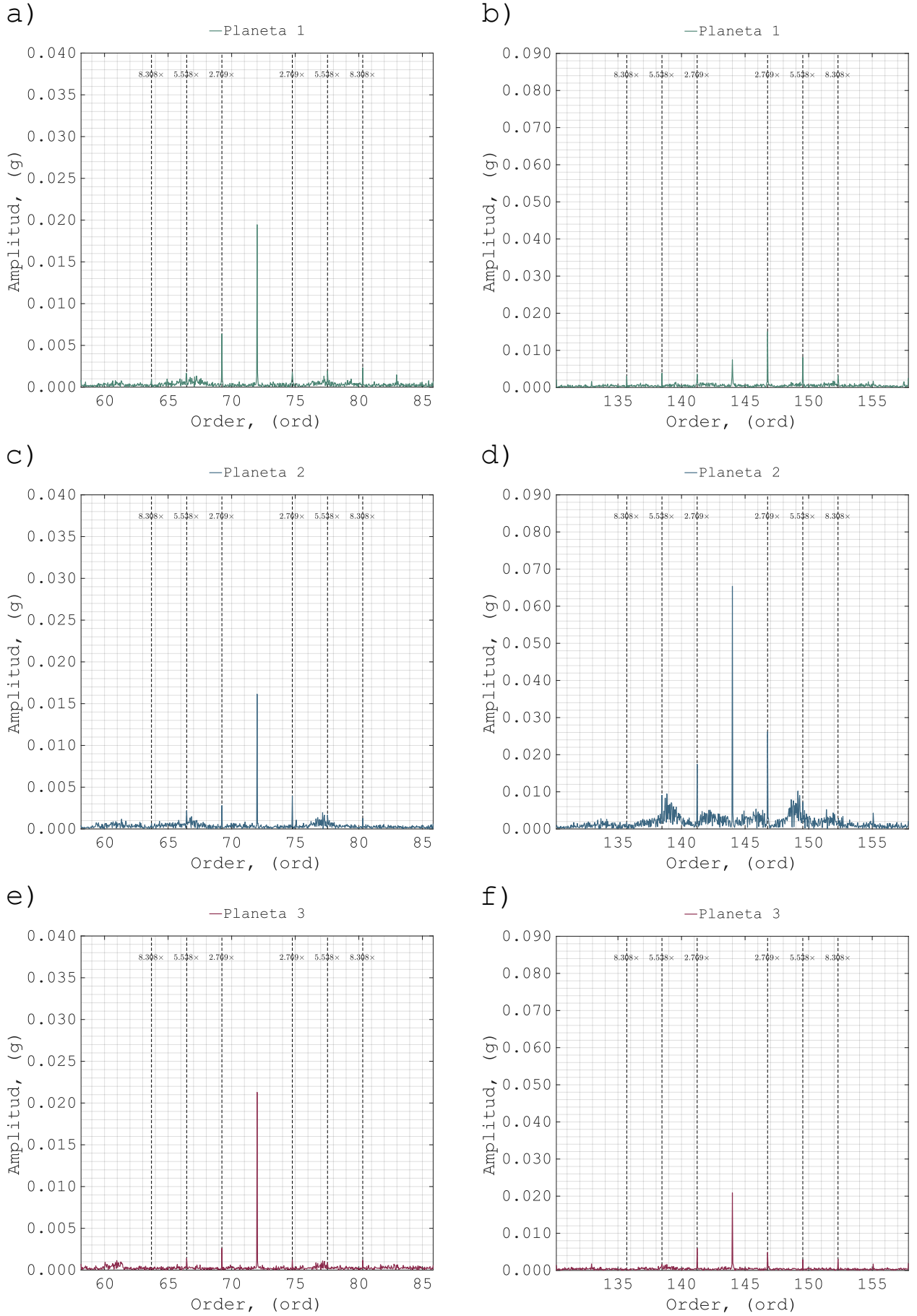


Figura 7.8: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). Armónicos de la frecuencia de engrane del espectro de la señal sintética (a) $72\times$ Planeta 1 (b) $144\times$ Planeta 1 (c) $72\times$ Planeta 2 (d) $144\times$ Planeta 2 (e) $72\times$ Planeta 3 (f) $144\times$ Planeta 3

A continuación, se analiza la señal procesada mediante la técnica de la envolvente. La Figura 7.9 muestra la envolvente superpuesta en la señal bruta, al igual que el espectro de la envolvente remuestreada. Se puede observar el resultado de la envolvente en las bajas frecuencias, ya que existe un mayor cantidad de componentes. Aun así, al hacer un acercamiento a las bajas frecuencias (Fig. 7.10) las componentes a la frecuencia de falla de los planetas son nulas.

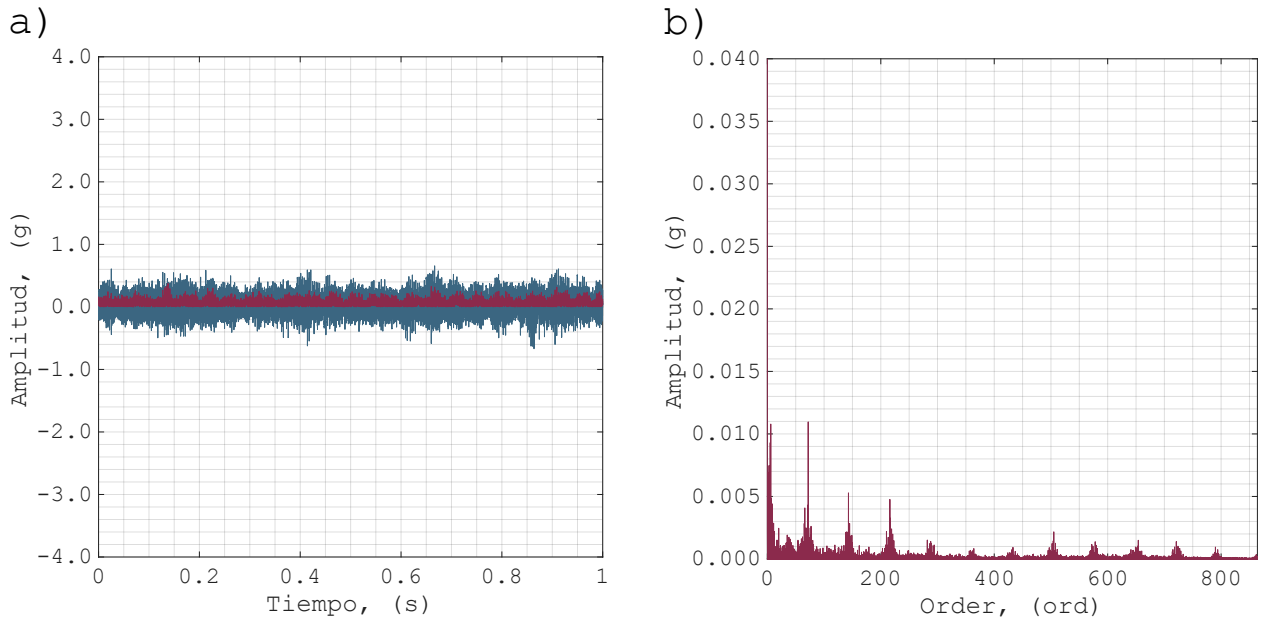


Figura 7.9: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). (a) Forma de onda temporal de la envolvente de vibración; (b) Espectro de frecuencia de la envolvente en orden

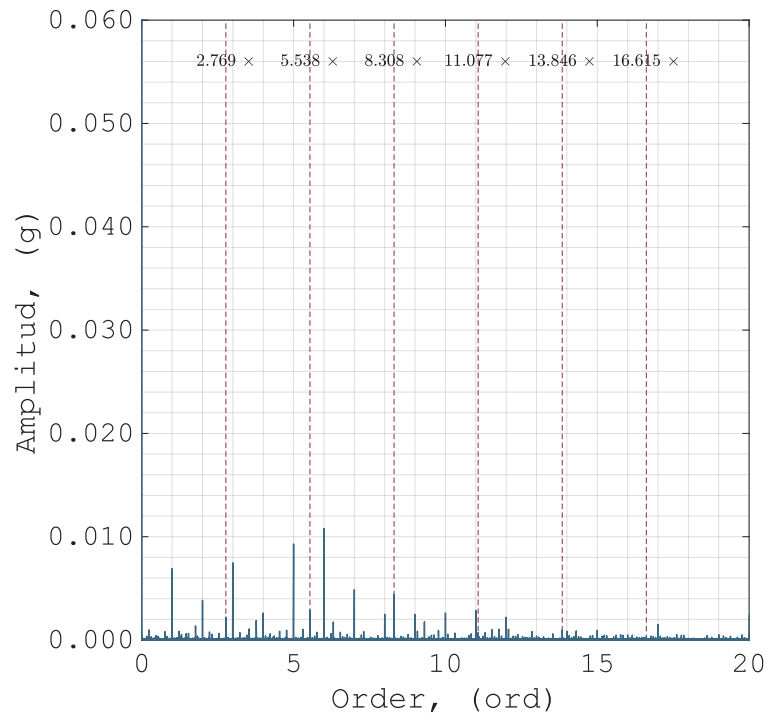


Figura 7.10: Acercamiento del espectro de la envolvente para la transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm).

Al aplicar el algoritmo de separación a la envolvente se obtiene la Fig. 7.11. No existe presencia de impulso en la forma de onda y las pocas componentes a la frecuencia de falla de los planetas son de baja amplitud. Al aplicar el TSA se obtiene la Fig. 7.12, la cual será de utilidad para comparar con las demás condiciones de operación.

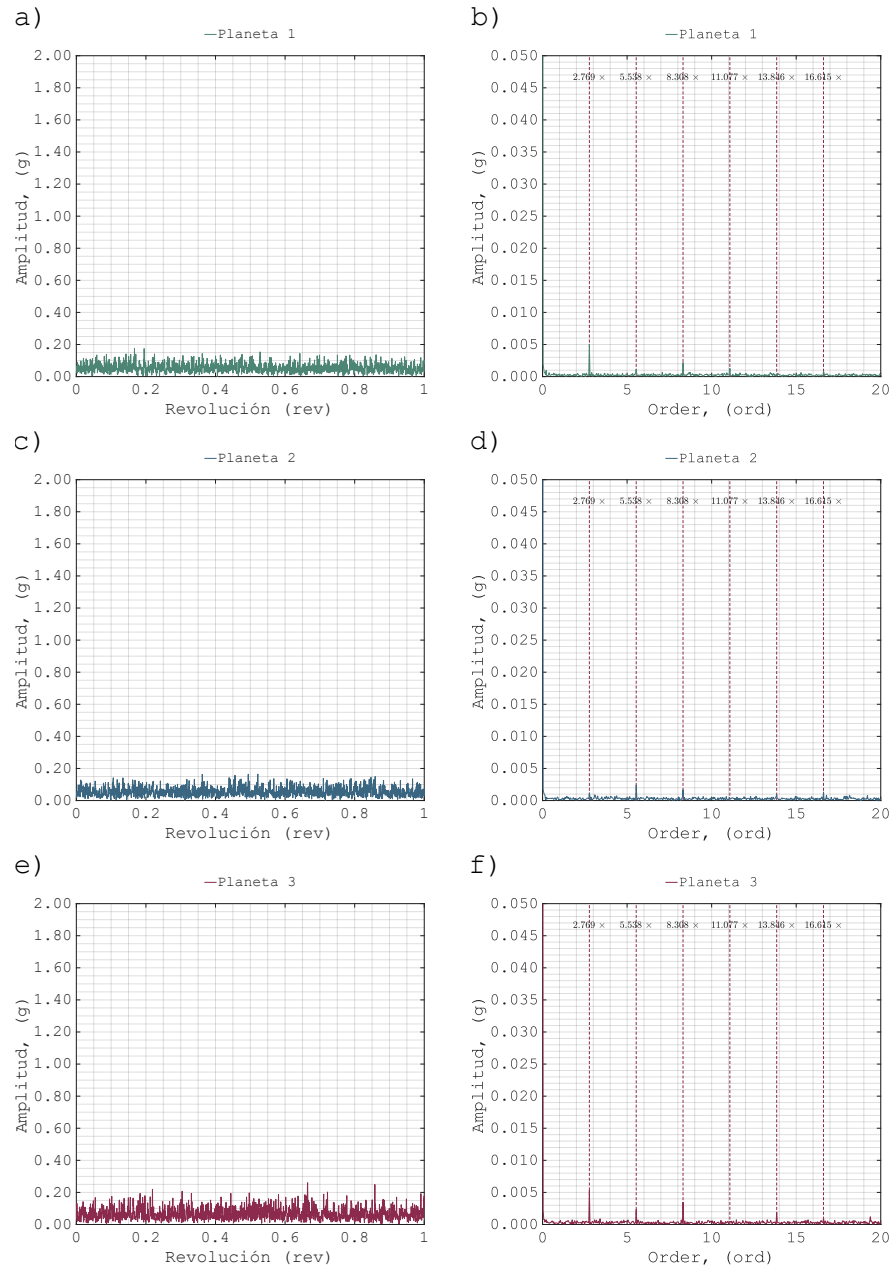


Figura 7.11: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). Espectro de la envolvente de cada planeta obtenido mediante el algoritmo de separación (a,d,e) Forma de onda (b,d,f) Espectro

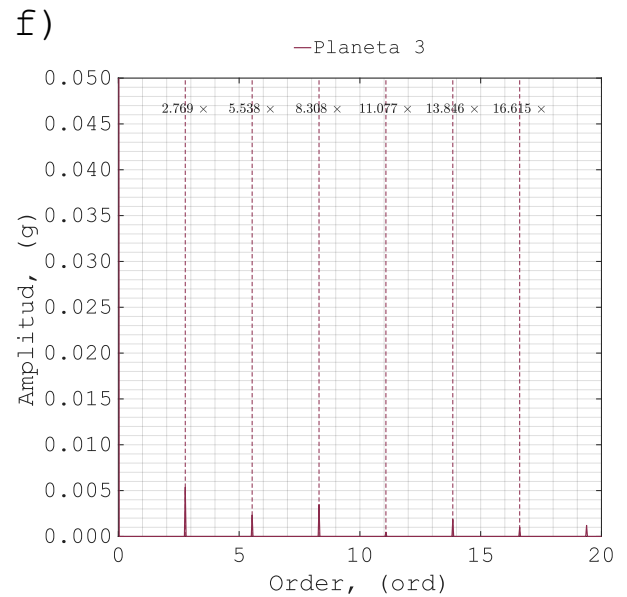
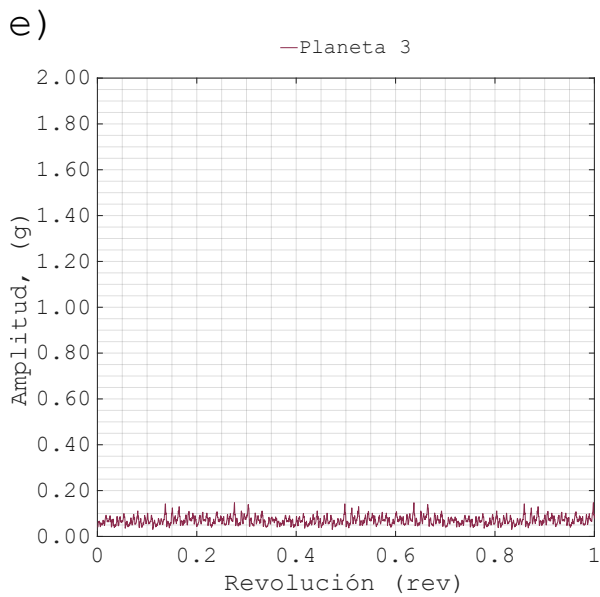
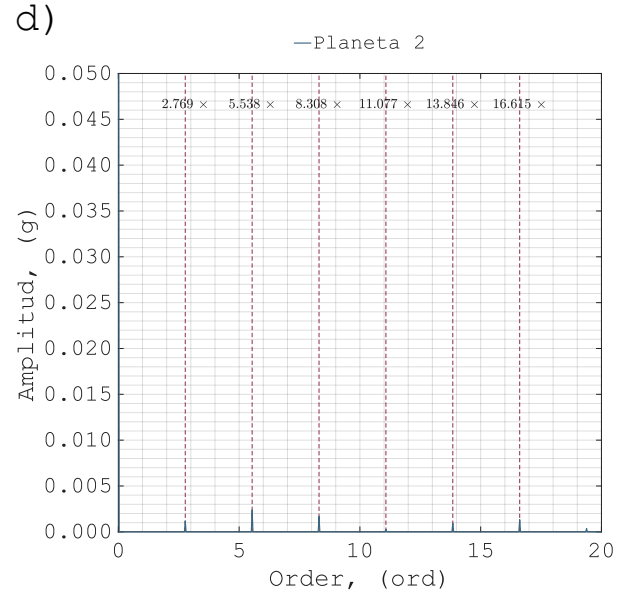
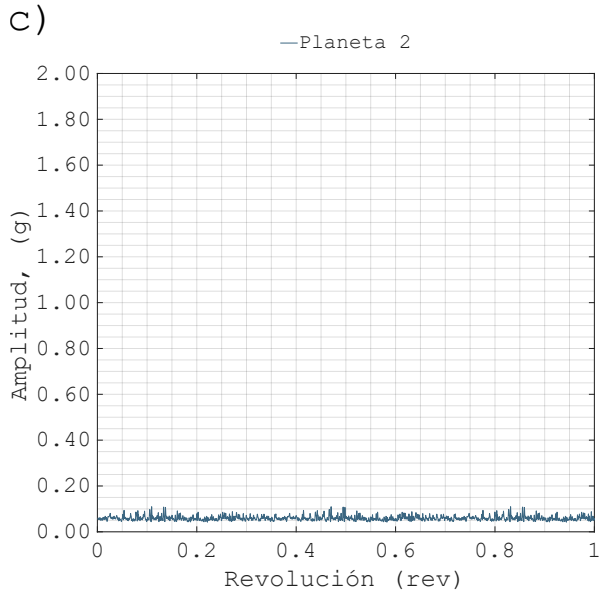
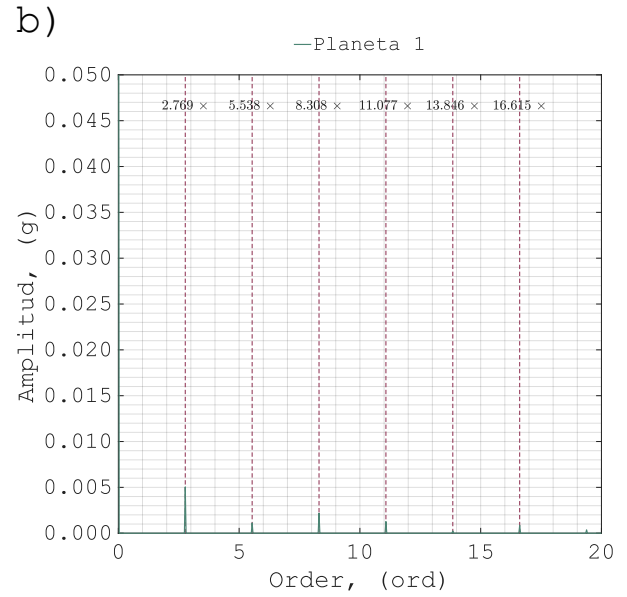
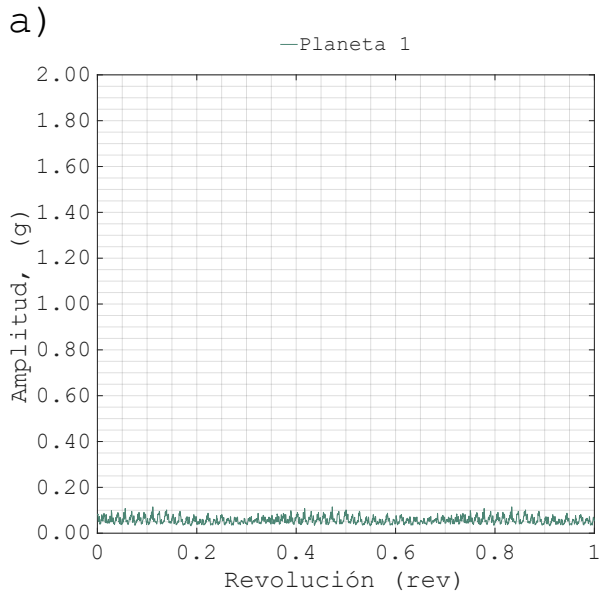


Figura 7.12: Transmisión planetaria sin falla (1200 rpm, 45 Nm). Espectro de la envolvente de cada planeta obtenido mediante el algoritmo de separación aplicando el TSA. (a,d,e) Forma de onda (b,d,f) Espectro

7.2 Falla severa

Se presentan los resultados obtenidos bajo condiciones de falla localizada en el planeta 1, manteniendo las mismas condiciones de operación del caso sano (1200 rpm, 45 Nm). La falla tiene contacto con el engrane sol. La Figura 7.13 muestra la señal de aceleración remuestreada, donde se observan claramente impulsos periódicos correspondientes al daño en el planeta. Al analizar los armónicos principales (Fig. 7.14) se revela un aumento significativo en la amplitud de las bandas laterales separadas a la frecuencia de falla de los planetas al igual que las correspondientes a la $1\times$. Al realizar un acercamiento a las componentes espectrales en las bajas frecuencias (Fig. 7.15) se observa un aumento considerable en la amplitud de la frecuencia de falla de los planetas, lo cual es esperable debido a la gravedad del daño.

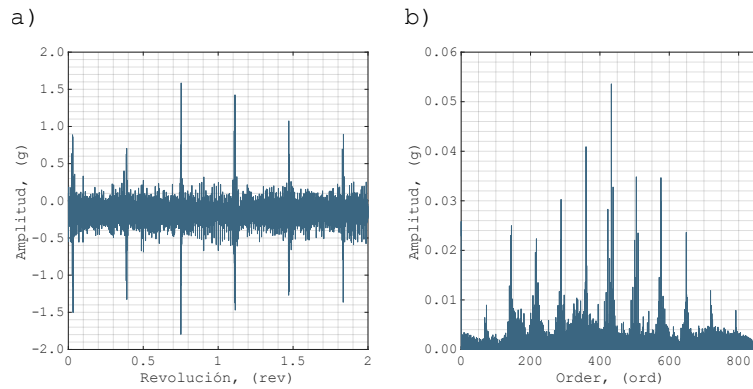


Figura 7.13: Transmisión planetaria falla-sol (1200 rpm, 45 Nm). (a) Forma de onda temporal mostrando impulsos periódicos característicos a la frecuencia de falla del planeta; (b) Espectro de órdenes. Condiciones: 1200 rpm, 45 Nm.

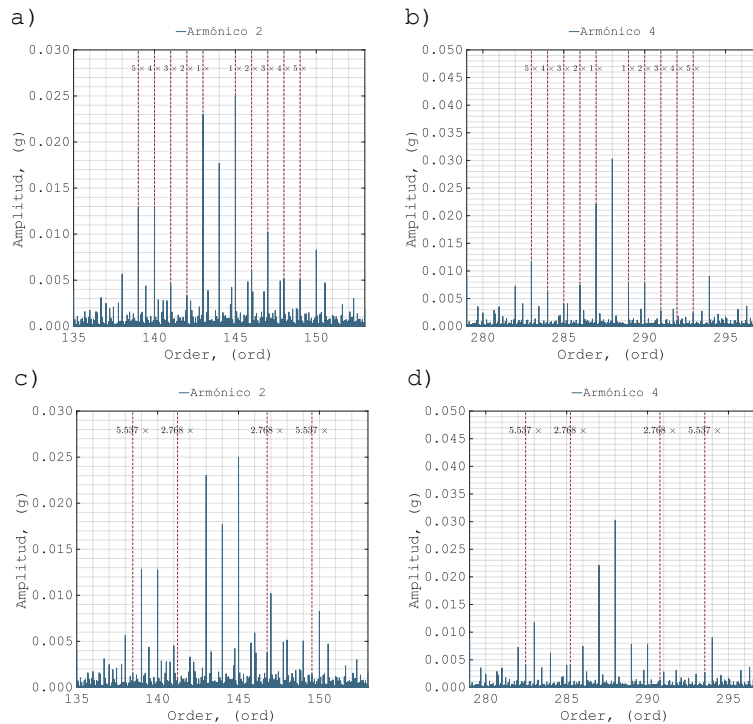


Figura 7.14: Transmisión planetaria falla-sol (1200 rpm, 45 Nm). Análisis espectral detallado: (a,b) Componentes armónicas de los armónicos de la frecuencia de engrane $144\times$ y $288\times$ con bandas laterales espaciadas a $1\times$; (c,d) Componentes armónicas de los armónicos de la frecuencia de engrane $144\times$ y $288\times$ con bandas laterales espaciadas a $2.769\times$.

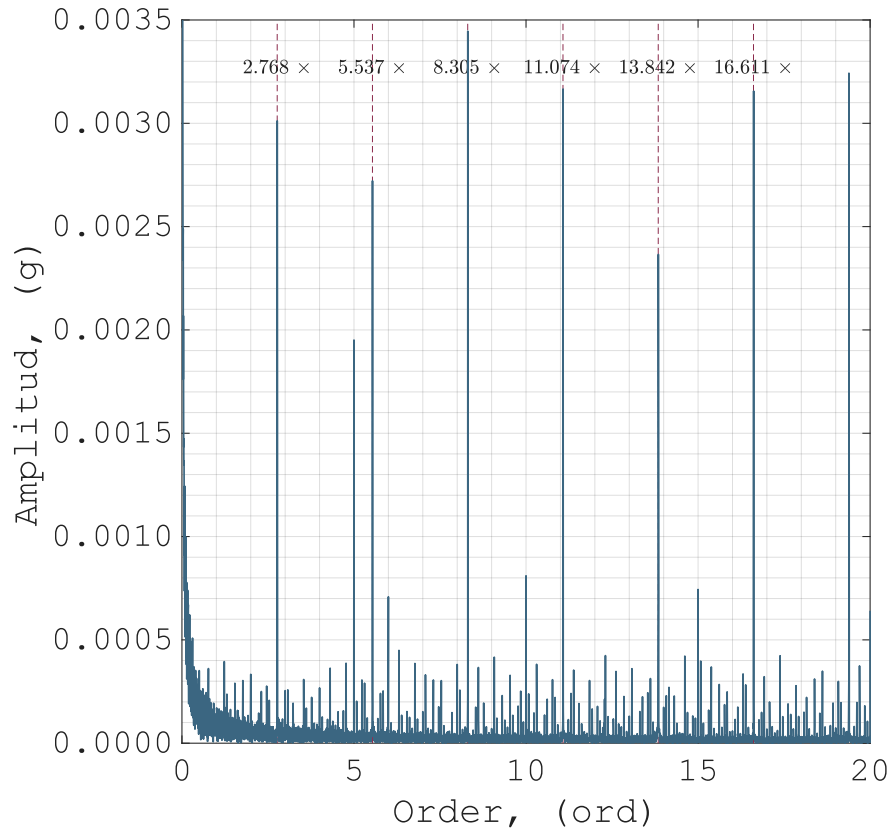


Figura 7.15: Transmisión planetaria falla-sol (1200 rpm, 45 Nm). Acercamiento a las bajas frecuencias del espectro, destacando los armónicos de la frecuencia de falla del planeta.

La Figura 7.16 muestra los resultados tras aplicar el algoritmo. Los impulsos son claramente visibles en los tres planetas, incluyendo el espaciado característico observado en simulaciones previas [8]. La Fig. 7.17 ilustra la supresión efectiva de modulaciones producto del carrier, presenta bandas laterales separadas a la frecuencia de falla del planeta y amplificadas respecto al caso sano.

Al aplicar la envolvente se obtiene la Fig. 7.18. Existen los impactos periódicos sincronizados con la frecuencia característica de falla del planeta al igual que en la señal bruta. También se observan componentes dominantes en los bajos órdenes (Fig. 7.19) con una amplitud mayor que en el caso sano.

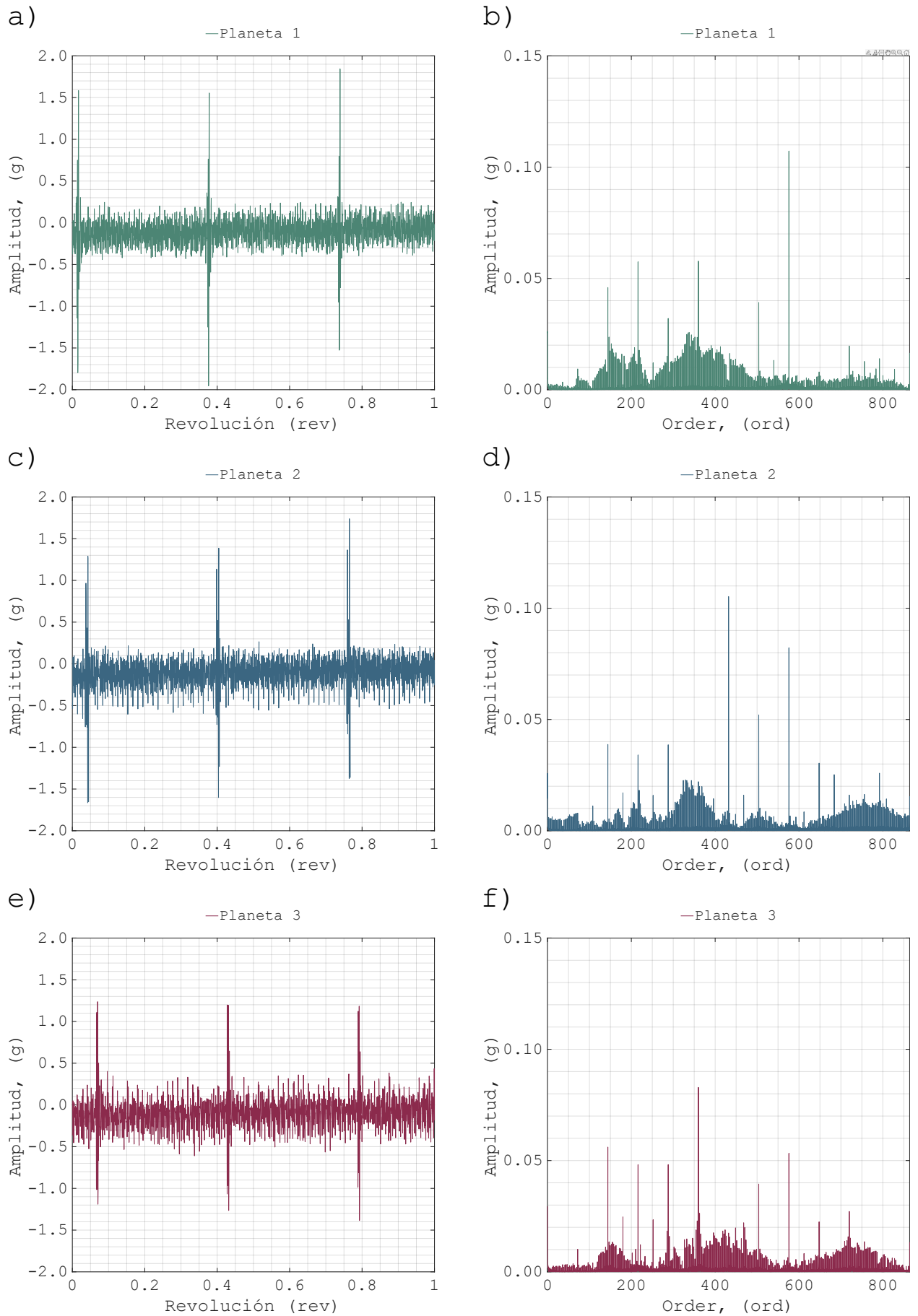


Figura 7.16: Transmisión planetaria falla-sol (1200 rpm, 45 Nm). Señal de cada planeta obtenido mediante el algoritmo de separación aplicando el TSA a la envolvente. (a,d,e) Forma de onda (b,d,f) Espectro en orden

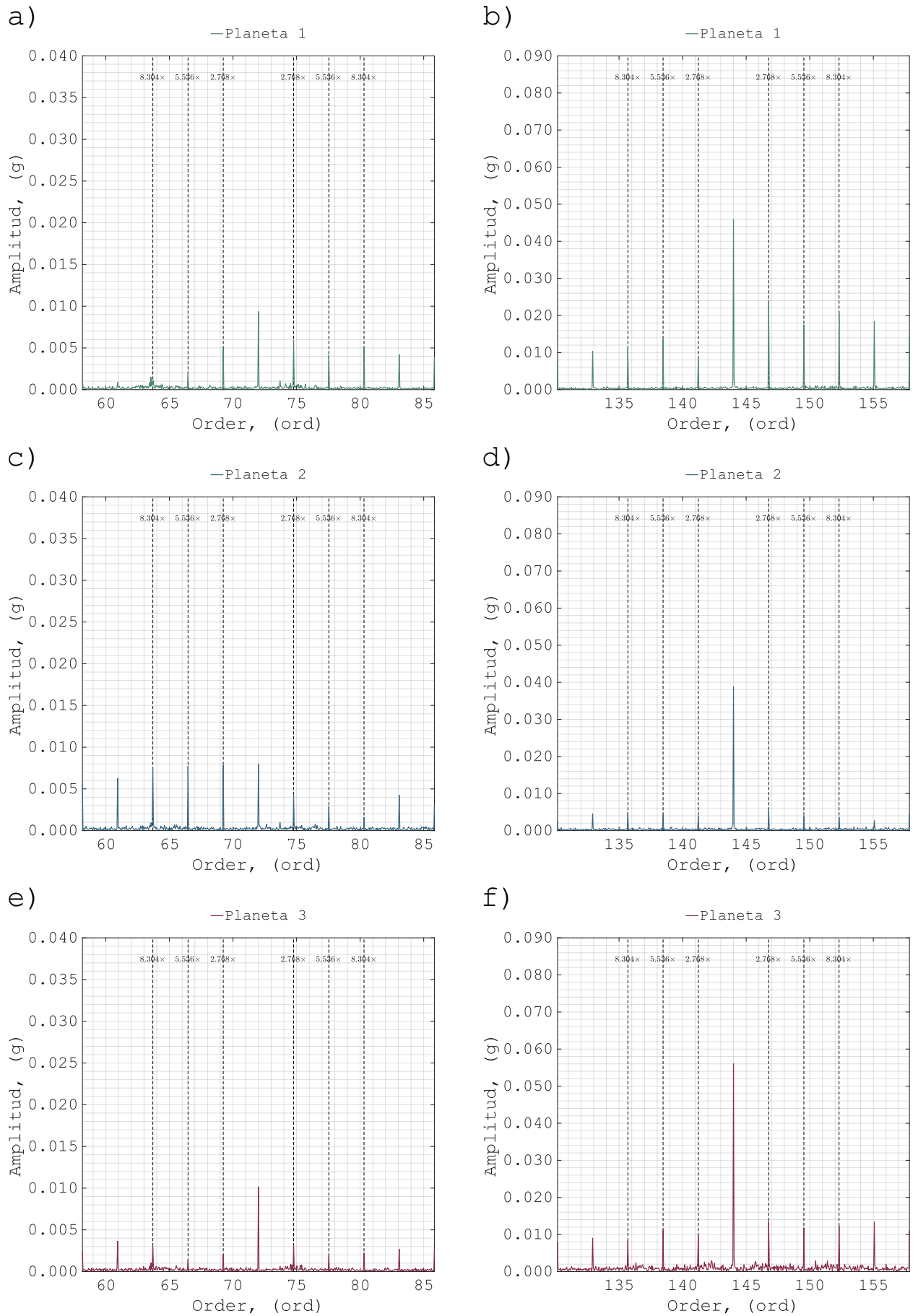


Figura 7.17: Transmisión planetaria falla-sol (1200 rpm, 45 Nm). Armónicos de la frecuencia de engrane del espectro de la señal sintética (a) $72\times$ Planeta 1 (b) $144\times$ Planeta 1 (c) $72\times$ Planeta 2 (d) $144\times$ Planeta 2 (e) $72\times$ Planeta 3 (f) $144\times$ Planeta 3

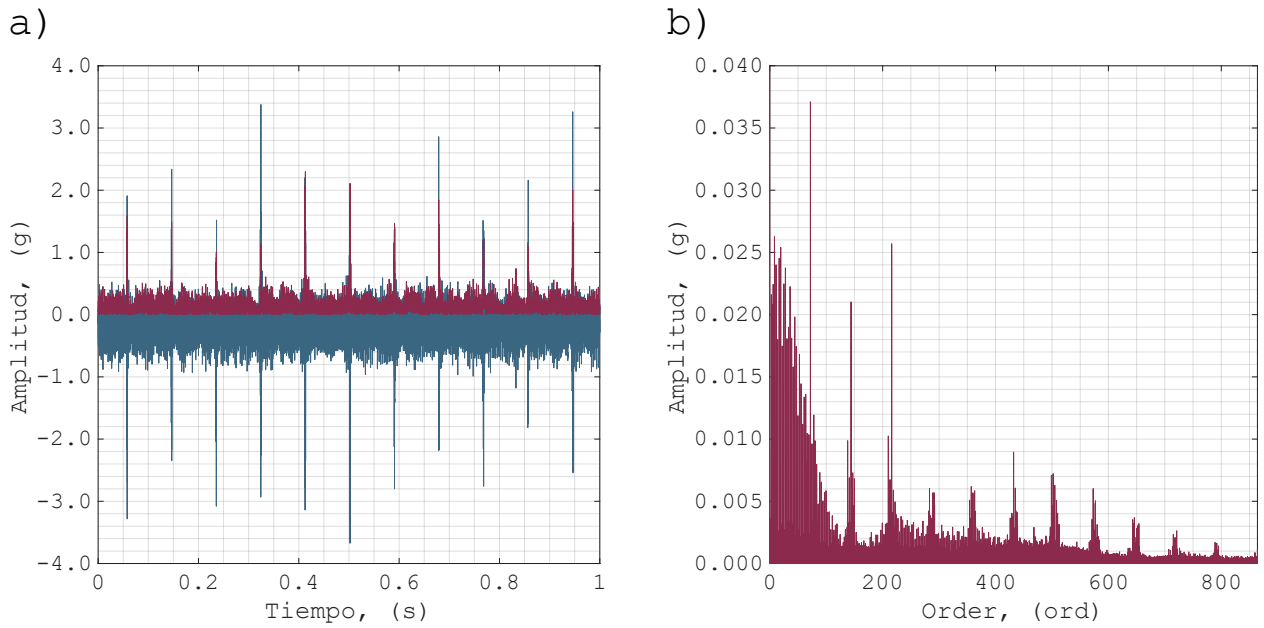


Figura 7.18: Transmisión planetaria falla-sol (1200 rpm, 45 Nm). Análisis de la envolvente: (a) Forma de onda temporal de la envolvente; (b) Espectro de frecuencia

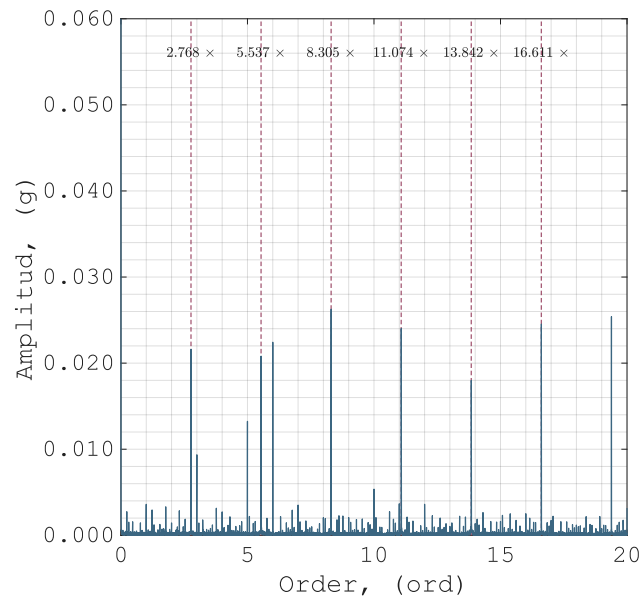


Figura 7.19: Transmisión planetaria falla-sol (1200 rpm, 45 Nm). (a) Espectro de la envolvente de la señal bruta en el rango 0 – 20 $\times$ mostrando componentes a 2.769 $\times$ y sus armónicos.

Tras aplicar el algoritmo de separación (Fig. 7.20) las componentes con amplitud significativa se concentran exclusivamente en los ordenes bajos. Estas componentes son las frecuencia característica de falla de los planetas y sus armónicos. Al aplicar el TSA se logra un filtrado efectivo del ruido, aclarando aun más los impulsos (comparar con Fig. 7.21)

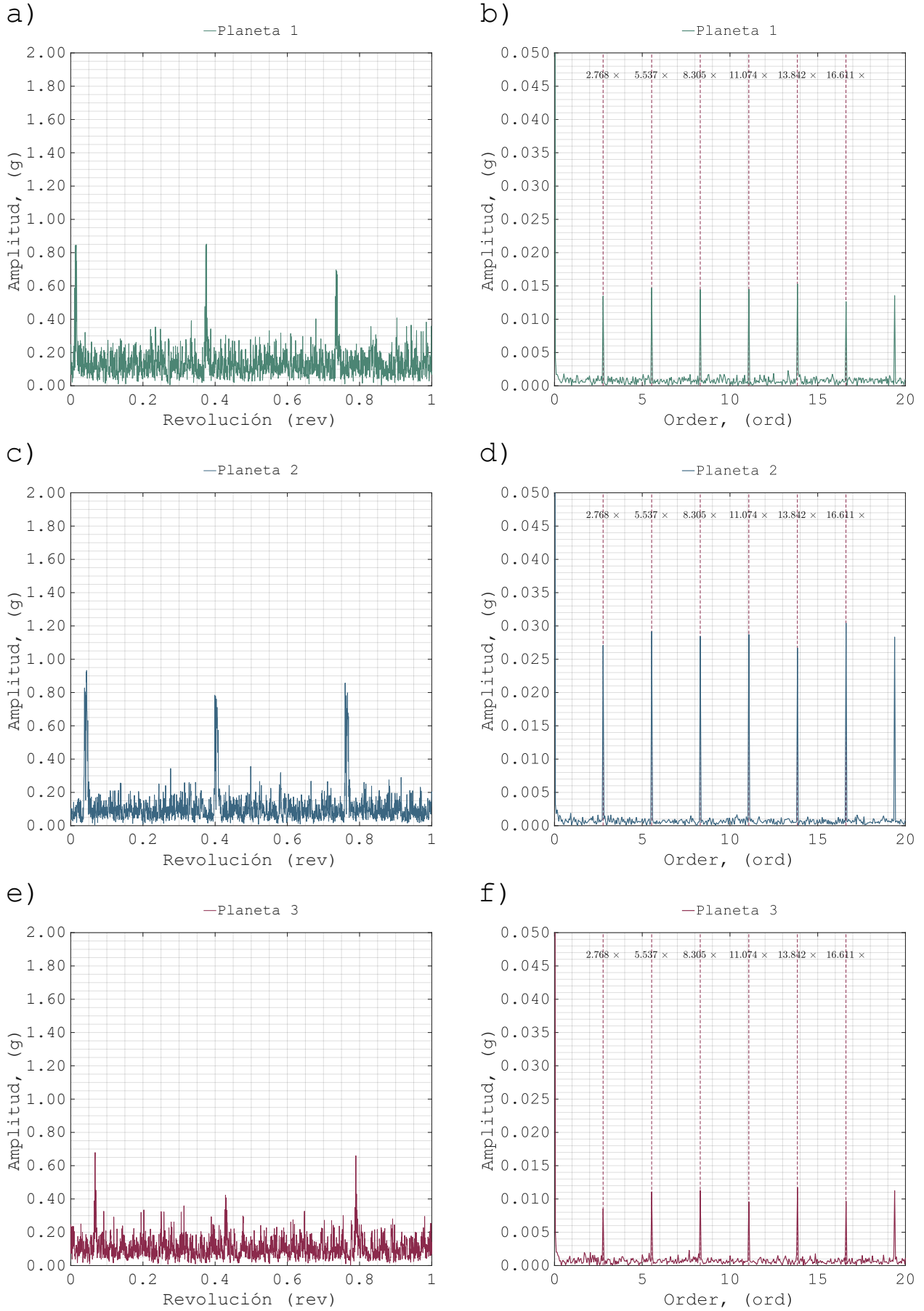


Figura 7.20: Transmisión planetaria falla-sol (1200 rpm, 45 Nm). Algoritmo de separación. (a,c,e) Formas de onda temporales de cada planeta; (b,d,f) Espectros de orden correspondientes.

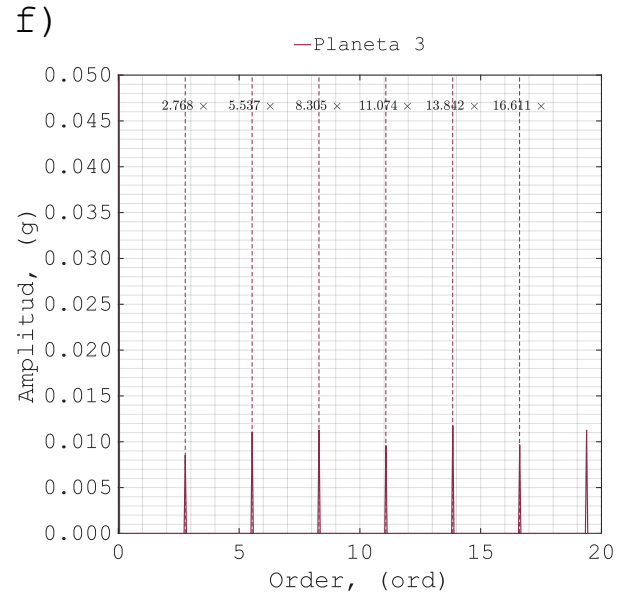
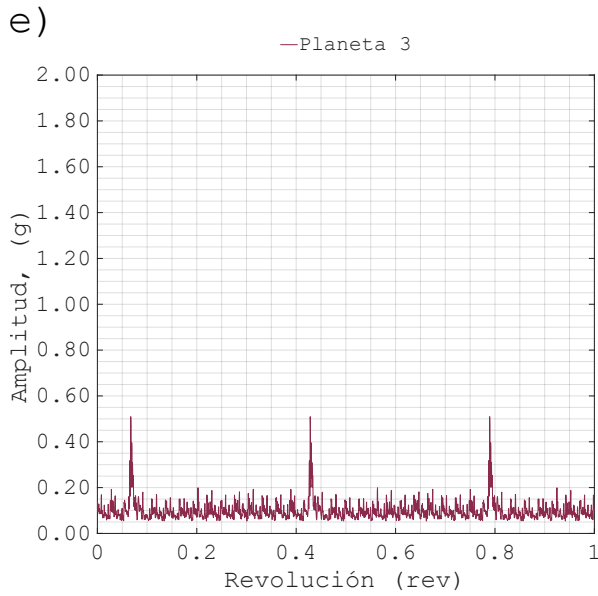
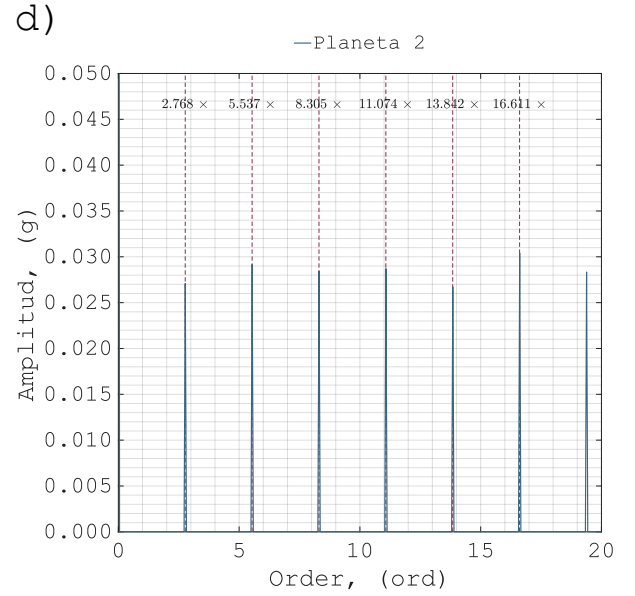
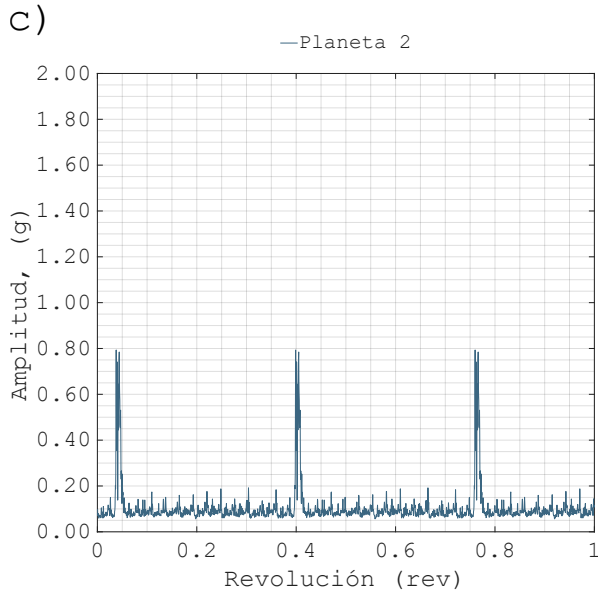
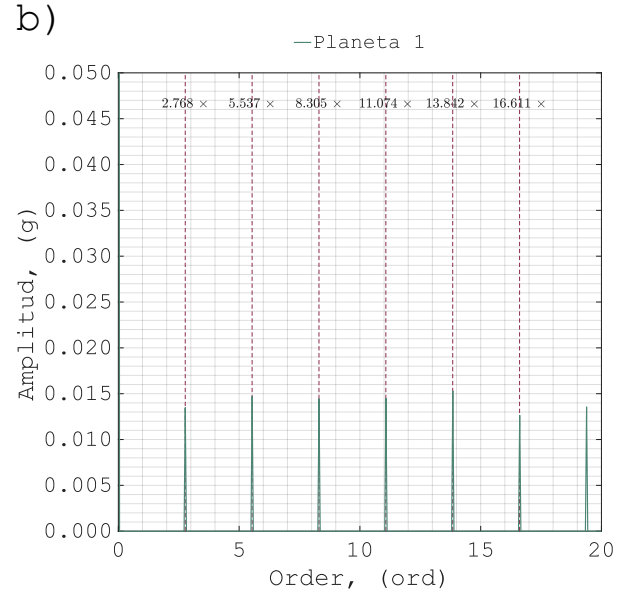
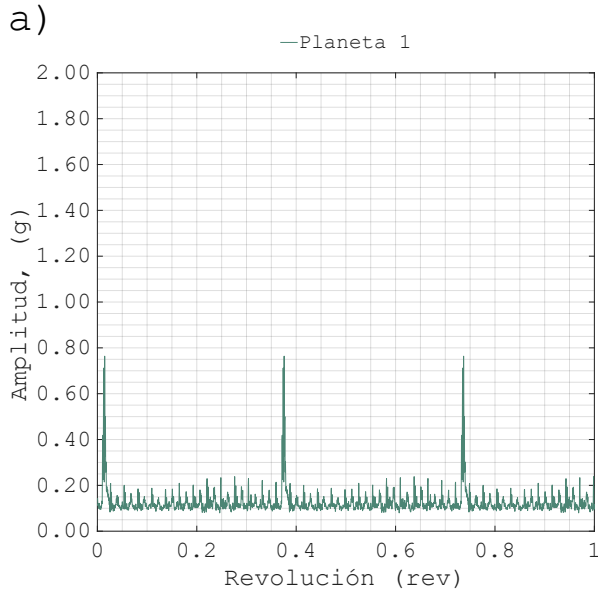


Figura 7.21: Transmisión planetaria falla-sol (1200 rpm, 45 Nm). Algoritmo de separación y TSA. (a,c,e) Formas de onda temporales de cada planeta; (b,d,f) Espectros de orden correspondientes.

7.2.1 Sentido de rotación

Se analiza el efecto del sentido de rotación en la manifestación espectral de la falla bajo las mismas condiciones operacionales. La Figura 7.22 muestra diferencias significativas respecto al caso anterior (Fig. 7.13), es decir, ausencia de impulsos evidentes en el dominio temporal y reducción notable de componentes espectrales en bajas frecuencias asociadas a la frecuencia de falla de los planetas (Fig. 7.23).

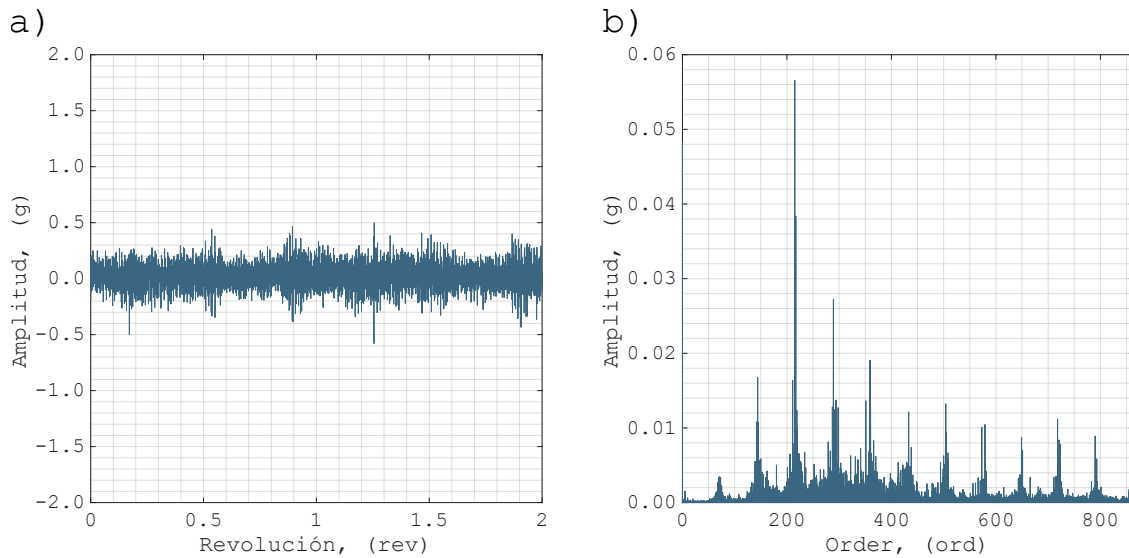


Figura 7.22: Transmisión planetaria falla-anillo (1200 rpm, 45 Nm). Análisis de vibración con falla engranando con el anillo: (a) Forma de onda temporal; (b) Espectro de órdenes. Condiciones: 1200 rpm, 45 Nm, dirección antihoraria.

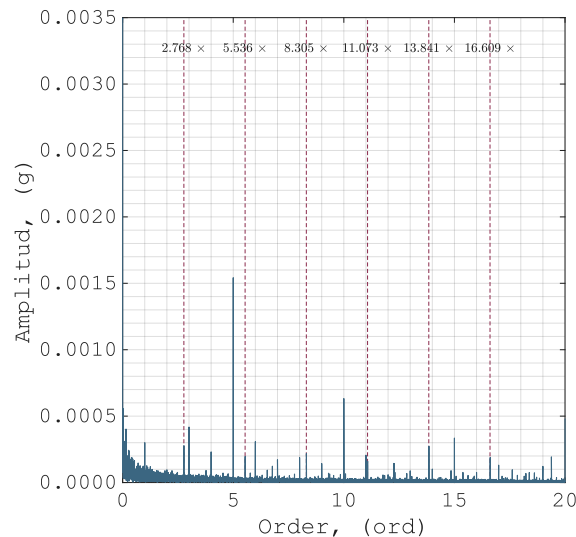


Figura 7.23: Transmisión planetaria falla-anillo (1200 rpm, 45 Nm). Acercamiento a los ordenes bajo.

Con la aplicación del algoritmo de separación (Fig. 7.24) se revelan impulsos detectables en el planeta 1, pero no así en los demás planetas. Al analizar las bandas laterales espaciadas según la frecuencia de falla de los planetas (Fig. 7.25) no se puede concluir sobre el estado, ya que presenta similitudes con el caso sano.

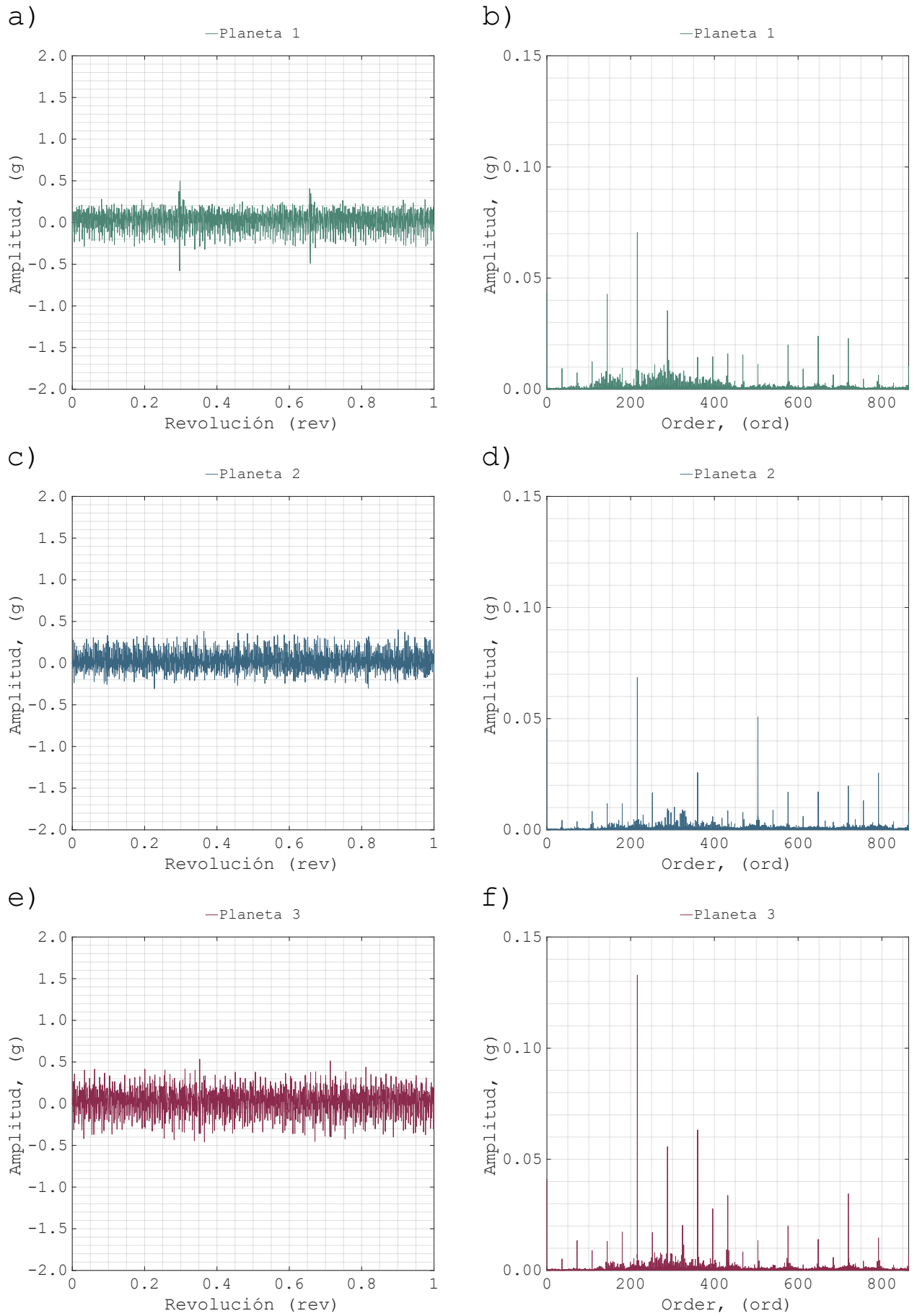


Figura 7.24: Transmisión planetaria falla-anillo (1200 rpm, 45 Nm). (a) Formas de onda temporales para los planeta 1,2 y 3; (b) Espectros de orden correspondientes. Condiciones: 1200 rpm, 45 Nm.

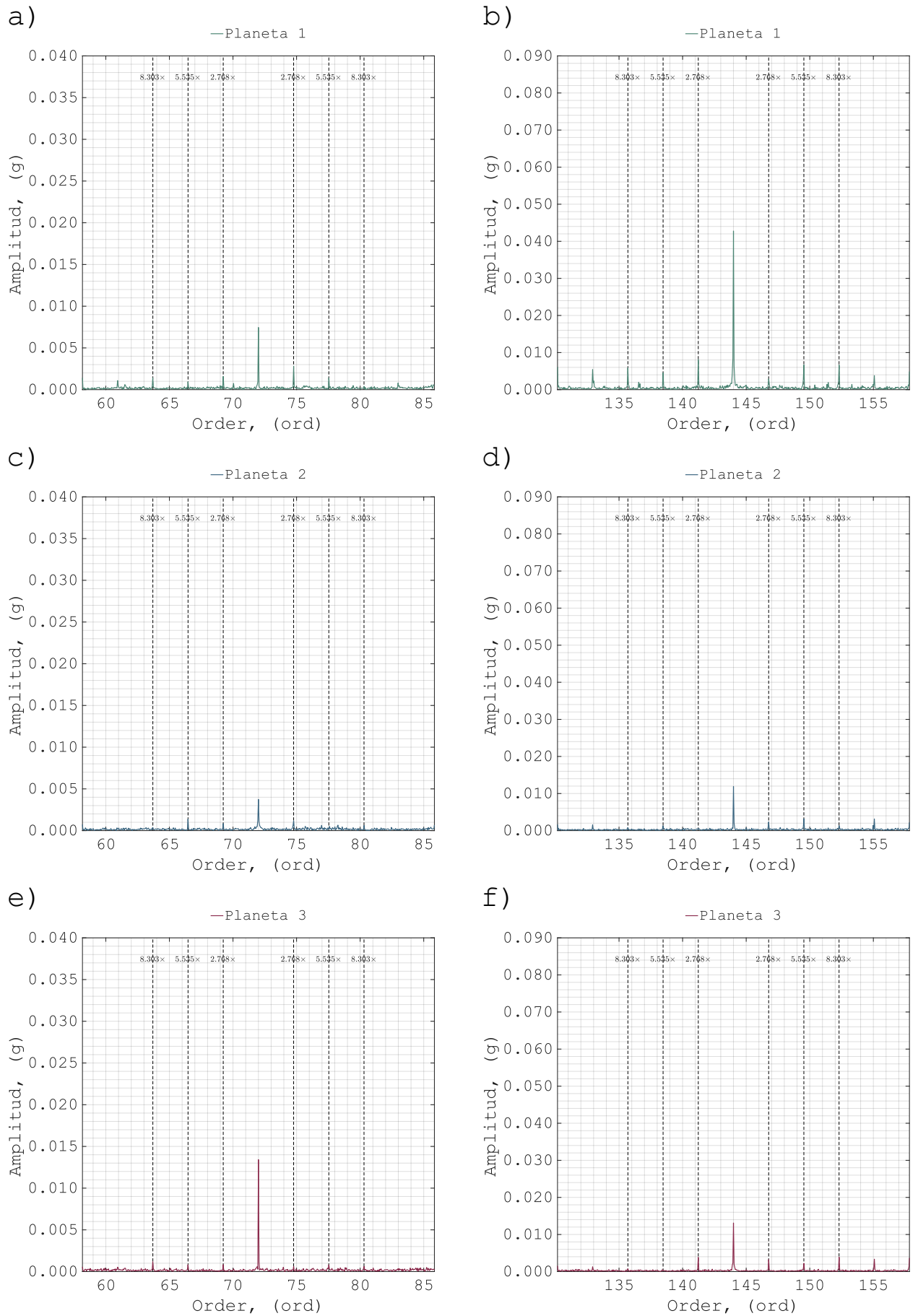


Figura 7.25: Transmisión planetaria falla-anillo (1200 rpm, 45 Nm). (a) Primer armónico (72x) con bandas laterales espaciadas a 2.769x; (b) Segundo armónico (144x) con bandas laterales espaciadas a 2.769x;

Al aplicar la técnica de la envolvente, como se observa en la Fig. 7.26, no se logran distinguir los impulsos, y los bajos ordenes (Fig. 7.27) no indican un aumento en las componentes a la frecuencia de falla de los planetas. Sin embargo, al aplicar el algoritmo de separación, Fig. 7.28, a diferencias de lo que sucedió anteriormente sin la envolvente, los impulsos son identificables en el planeta 3, aun cuando este no es el dañado. Lo interesante ocurre cuando se aplica el TSA. La Fig. 7.29 demuestra el correcto funcionamiento del TSA, haciendo detectable pequeños impulsos, los cuales dan indicativos de que pertenecen a una falla, ya que están espaciados el angulo correspondiente. El espectro de cada señal sintética no presenta gran diferencia que el caso sin falla.

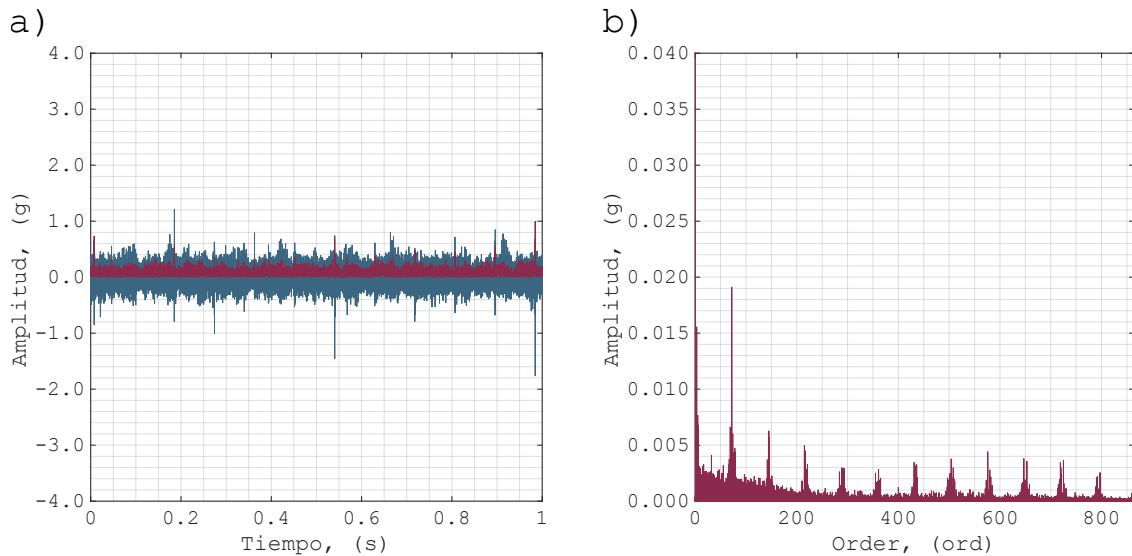


Figura 7.26: Transmisión planetaria falla-anillo (1200 rpm, 45 Nm). (a) Forma de onda temporal; (b) Espectro en orden correspondiente.

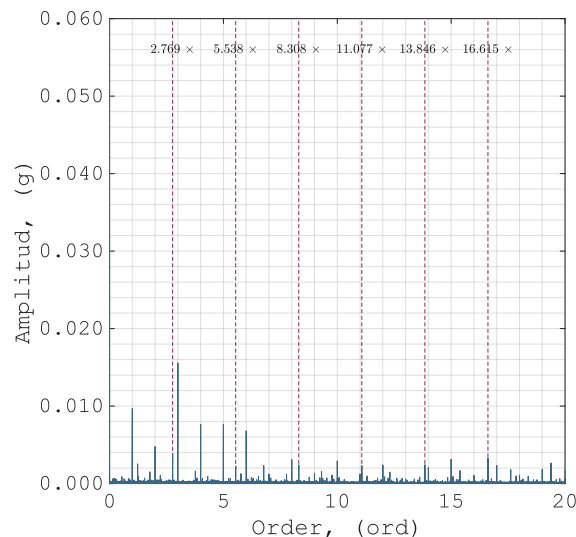


Figura 7.27: Transmisión planetaria falla-anillo (1200 rpm, 45 Nm). Espectro de la envolvente en ordenes bajos.

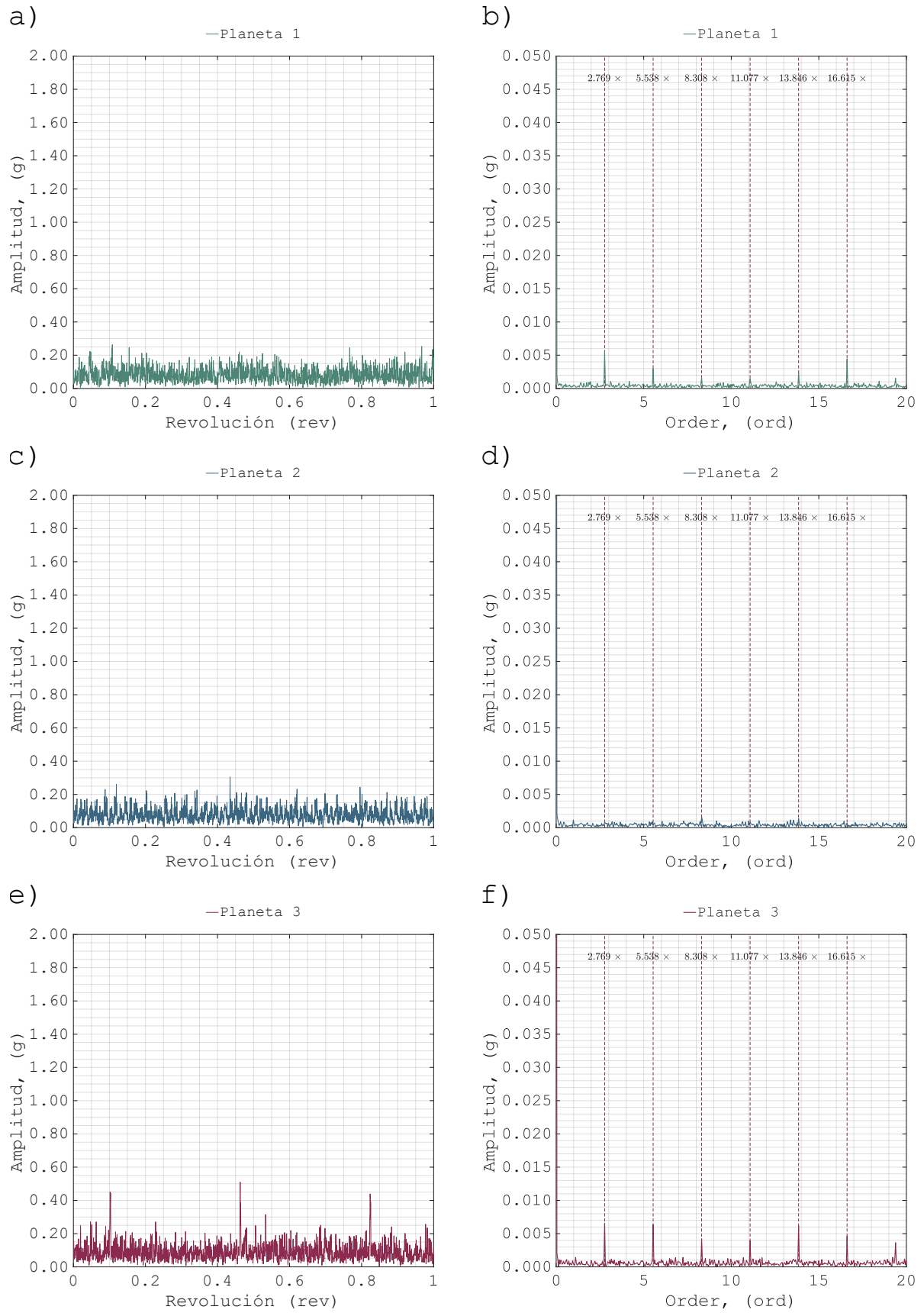


Figura 7.28: Transmisión planetaria falla-anillo (1200 rpm, 45 Nm). (a) Formas de onda temporales para los planetas 1,2 y 3 mostrando la extracción exitosa de componentes de impacto; (b) Espectros de baja frecuencia (0 – 20 $\times$) con identificación de armónicos a la frecuencia de falla de los planetas (2.769 $\times$).

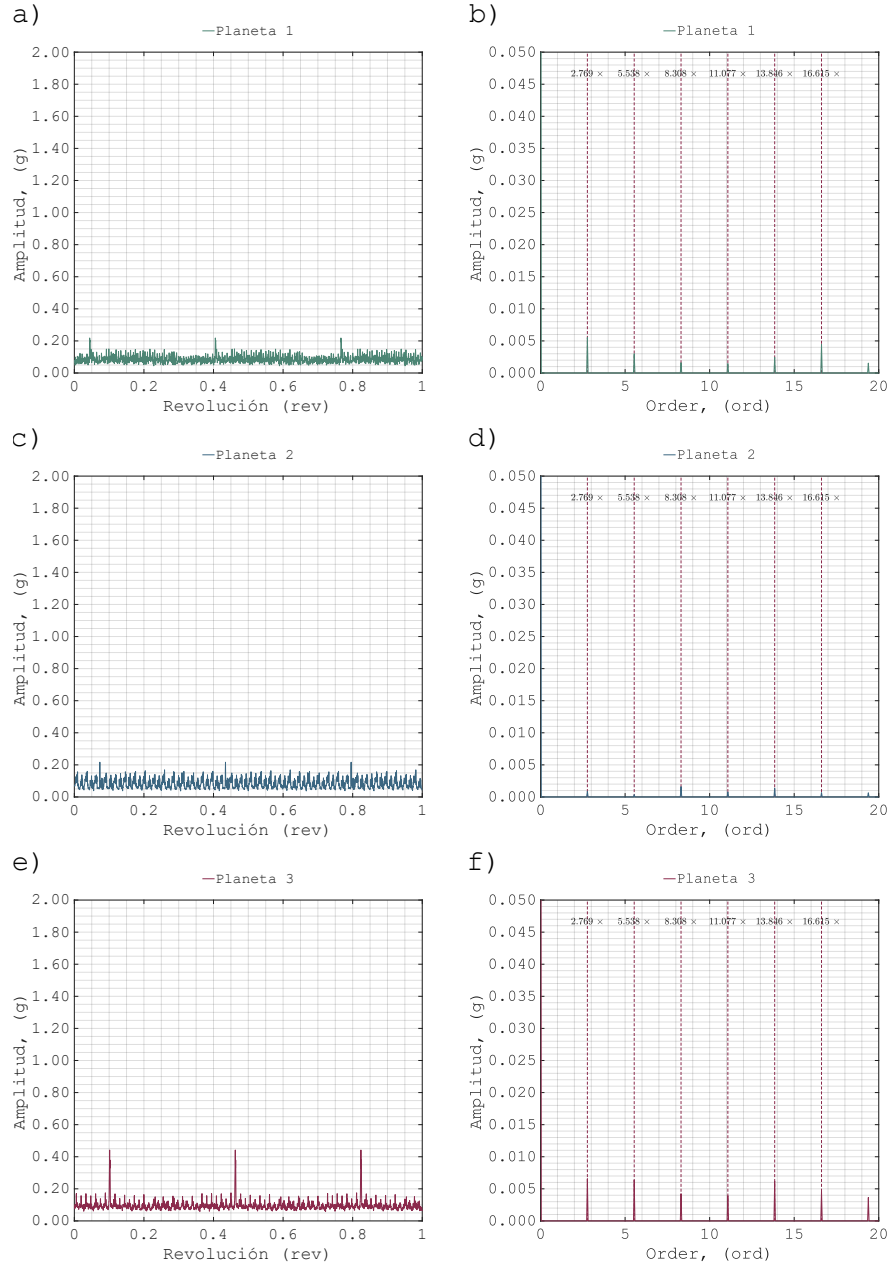


Figura 7.29: Transmisión planetaria falla-anillo (1200 rpm, 45 Nm). (a,c,e) Formas de onda temporales sincronizadas para los planetas 1, 2 y 3, mostrando la supresión efectiva de ruido; (b,d,f) Espectro de órdenes (0 – 20×) destacando los armónicos a la frecuencia de falla de los planetas (2.769×).

7.3 Prognosis

A partir del análisis de los resultados experimentales, se concluye que la combinación de técnicas de análisis por envolvente (en la banda de 4 a 9 kHz), el algoritmo de separación de vibraciones planetarias y el TSA modificado proporciona la mayor claridad en la detección de fallas. En particular, se observó que la manifestación vibratoria de la falla varía significativamente según el tipo de contacto: *falla-anillo* versus *falla-sol*.

Mientras que los métodos convencionales, como el análisis de la forma de onda y del espectro bruto, tienden a subestimar la severidad de la falla debido a la atenuación de los impulsos en el dominio temporal, el enfoque combinado permite una identificación clara e inequívoca de

la presencia de defectos. No obstante, la detección por sí sola no basta para una evaluación completa del estado del sistema. Para avanzar hacia un sistema de pronosis confiable, es necesario establecer métricas cuantitativas robustas que no solo indiquen la presencia de una falla, sino que también permitan monitorear su evolución en el tiempo. En este contexto, se propone utilizar el factor de cresta de la señal vibratoria como de severidad, definido como:

$$\text{Factor de cresta} = \frac{\text{Valor pico de la señal}}{\text{Valor RMS de la señal}} \quad (17)$$

Esta métrica captura la impulsividad de la señal y puede ser especialmente sensible a la aparición y progresión de fallas localizadas en engranajes. La Tabla. 7.1 indica el factor cresta de cada planeta para las distintas condiciones de operación. El factor cresta se calcula utilizando las Fig.7.12, Fig. 7.21 y Fig. 7.29. A partir de la tabla, se puede evaluar la efectividad del factor cresta para la detección de falla en los planetas.

Tabla 7.1: Factor de cresta de los diferentes planetas bajo distintas condiciones de operación.

	Planeta 1	Planeta 2	Planeta 3
Sin falla	1.97	1.81	2.04
Falla - Sol	5.58	6.05	4.78
Falla - Anillo	2.5	2.52	4.45

8 Conclusiones

Esta Memoria de Título ha evidenciado las dificultades inherentes al monitoreo y diagnóstico de transmisiones planetarias bajo distintas condiciones de operación, destacando especialmente el impacto del sentido de rotación del sistema. Observando como un parámetro aparentemente trivial pueda influir significativamente en la detección del estado de salud del equipo.

La falla inducida en uno de los planetas fue lo suficientemente severa como para representar un riesgo en condiciones reales de operación. Sin embargo, su manifestación fue claramente visible solo en uno de los sentidos de rotación —al hacer contacto con el engranaje sol— mientras que, en el sentido contrario, su presencia fue imperceptible. Esta asimetría pone de relieve la complejidad del diagnóstico en las transmisiones planetarias. A pesar de la baja amplitud de la señal de falla en una de las condiciones, el algoritmo de separación permitió su detección efectiva. Al complementarse con técnicas como el análisis por envolvente y el TSA, se logró confirmar con claridad la presencia de la falla.

Al comparar el presente estudio con el estado del arte, se destaca especialmente el uso de las señales provenientes de todos los planetas. Resulta llamativo que en los artículos revisados no se haya aprovechado la separación entre los impulsos generados por cada planeta como una herramienta para identificar fallas localizadas en alguno de ellos. Generalmente, se utiliza el espectro como indicador de falla, lo cual no es incorrecto; sin embargo, como se evidenció en este estudio, dicho enfoque no es suficiente para confirmar la existencia de una falla, ya que incluso en condiciones saludables se observan componentes espectrales en la frecuencia característica de falla.

Además, en algunos trabajos, el tipo de falla modelada no permitía analizar el efecto del sentido de rotación sobre la manifestación de la misma. Incluso cuando dicho efecto influenciaban la medición, no se destacaba explícitamente el sentido de rotación, dejando este aspecto a la interpretación del lector.

Finalmente, este estudio parte de la premisa de cuestionar el funcionamiento del algoritmo de separación, particularmente por qué no ha sido ampliamente adoptado. Para ello, este estudio se ha utilizado como método de validación frente a simulaciones detalladas que analizan su comportamiento. En dichas simulaciones, las fallas aparecían en las señales separadas de cada planeta, espaciadas angularmente de acuerdo con su posición; este mismo patrón fue corroborado experimentalmente en el presente trabajo. Por último, la propuesta de utilizar el factor de cresta como parámetro para el pronóstico no había sido planteada en estudios anteriores.

Respecto a las limitaciones que presenta el monitoreo por vibraciones en sistemas complejos como las transmisiones planetarias, se vislumbra una oportunidad de mejora mediante la combinación del algoritmo de separación con técnicas de emisiones acústicas. Estas últimas son altamente sensibles a fenómenos impulsivos y de alta frecuencia, lo que podría potenciar aún más la efectividad del algoritmo. Actualmente se está considerando esta combinación como una posible evolución del método propuesto.

Uno de los principales desafíos del algoritmo de separación es la necesidad de conocer la posición angular de al menos uno de los planetas, ya que este parámetro es esencial para su funcionamiento. Sin esta información, el algoritmo no puede ser aplicado. Por esta razón, se propone como línea futura de investigación el desarrollo de métodos que permitan determinar esta posición sin necesidad de instrumentación intrusiva, eliminando así una

barrera importante para su implementación industrial.

Por último, si bien el enfoque de esta memoria fue la detección de fallas en los engranajes planeta, el algoritmo también presenta potencial para ser adaptado a la detección de fallas en el engranaje sol, lo cual representa una oportunidad concreta de mejora que se abordará en futuros trabajos.

En resumen, se concluye que el algoritmo de separación constituye una herramienta robusta y eficaz para aplicaciones industriales. Su integración con técnicas de diagnóstico ya existentes mejora sustancialmente la capacidad de detección de fallas en transmisiones planetarias complejas, abriendo nuevas posibilidades en el monitoreo avanzado de este tipo de sistemas.

Referencias

- [1] O. Matania, L. Bachar, E. Bechhoefer, and J. Bortman, “Signal processing for the condition-based maintenance of rotating machines via vibration analysis: A tutorial,” *Sensors*, vol. 24, no. 2, 2024.
- [2] F. Leaman, *Contributions to the Diagnosis and Prognosis of Ring Gear Faults of Planetary Gearboxes Using Acoustic Emissions*. PhD thesis, 05 2020.
- [3] B. Hahn, M. Durstewitz, and K. Rohrig, “Reliability of wind turbines,” in *Wind Energy* (J. Peinke, P. Schaumann, and S. Barth, eds.), (Berlin, Heidelberg), pp. 329–332, Springer Berlin Heidelberg, 2007.
- [4] W. Qiao and D. Lu, “A survey on wind turbine condition monitoring and fault diagnosis—part i: Components and subsystems,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 62, no. 10, pp. 6536–6545, 2015.
- [5] P. D. McFadden and J. D. Smith, “A signal processing technique for detecting local defects in a gear from the signal average of the vibration,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 199, no. 4, pp. 287–292, 1985.
- [6] P. McFadden, “A technique for calculating the time domain averages of the vibration of the individual planet gears and the sun gear in an epicyclic gearbox,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 144, no. 1, pp. 163–172, 1991.
- [7] P. D. McFadden, “Window Functions for the Calculation of the Time Domain Averages of the Vibration of the Individual Planet Gears and Sun Gear in an Epicyclic Gearbox,” *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 116, pp. 179–187, 04 1994.
- [8] J. M. Ocampo Lara, “Evaluación del algoritmo de separación de contribuciones vibratorias para transmisiones planetarias,” memoria de titulo, Universidad de Concepción, 2025.
- [9] C. M. Vicuña, *Contributions to the analysis of vibrations and acoustic emissions for the condition monitoring of epicyclic gearboxes*. PhD thesis, Väitöskirja :, Stolberg, 2009.
- [10] Z. Lun, H. Niaoqing, Y. Zhengyang, H. Jiao, and Y. Yi, “Continuous vibration separation for fault diagnosis of planetary gear in equipment transmission,” in *Proceedings of TEPEN 2022* (H. Zhang, Y. Ji, T. Liu, X. Sun, and A. D. Ball, eds.), (Cham), pp. 24–31, Springer Nature Switzerland, 2023.
- [11] P. D. Samuel and D. J. Pines, “Vibration separation methodology for planetary gear health monitoring,” in *Smart Structures and Materials 2000: Smart Structures and Integrated Systems* (N. M. Wereley, ed.), vol. 3985 of *Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE) Conference Series*, pp. 250–260, June 2000.
- [12] P. Tavner, *Offshore Wind Turbines: Reliability, availability and maintenance*. Institution of Engineering and Technology, Jan. 2012.
- [13] V. Rajinikanth, M. K. Soni, B. Mahato, and M. A. Rao, “Microstructural investigation of rolling contact fatigue (rcf) on a failed planetary gear of a windmill gearbox,” *Engineering Failure Analysis*, vol. 121, p. 105167, Mar. 2021.

- [14] Asociación Chilena de Energías Renovables y Almacenamiento (ACERA), “Centro de información.” <https://www.acera.cl/centro-de-informacion/>, 2025. Último acceso: 21 de junio de 2025.
- [15] U. H. Group, “The role of hydraulics in wind turbines,” 2023. Online; UFI Hydraulic Group Blog.
- [16] S. Faulstich, B. Hahn, and P. J. Tavner, “Wind turbine downtime and its importance for offshore deployment,” *Wind Energy*, vol. 14, p. 327–337, Apr. 2011.
- [17] Firetrace, “Understanding wind turbine failure,” 2023. Accessed: 2025-06-21.
- [18] D. Chen, M. Hu, J. Ye, X. Gao, Q. Lin, Q. Zhou, D. Zhao, and M. Wu, “Failure analysis of planetary gear in wind turbine gearbox,” *IET Conference Proceedings*, vol. 2023, p. 217–224, Aug. 2023.
- [19] J. P. T. Koch, “Diagnóstico de fallas en reductores planetarios mediante el análisis de vibraciones,” 2013.
- [20] P. Fernandes and C. McDuling, “Surface contact fatigue failures in gears,” *Engineering Failure Analysis*, vol. 4, p. 99–107, June 1997.
- [21] R. Errichello, “How to analyze gear failures,” *Practical Failure Analysis*, vol. 2, p. 8–16, Dec. 2002.
- [22] Wennian Yu, “Dynamic modelling of gear transmission systems with and without localized tooth defects,” 2017.
- [23] E. Hiroaki and S. Nader, *Gearbox Simulation Models with Gear and Bearing Faults*. InTech, Apr. 2012.
- [24] W. Sun, C. Giusca, A. Lancaster, and R. Frazer, *Surface texture measurements of gear surfaces using stylus instruments*. 08 2017.
- [25] F. Chaari, T. Fakhfakh, and M. Haddar, “Analytical modelling of spur gear tooth crack and influence on gearmesh stiffness,” *European Journal of Mechanics - A/Solids*, vol. 28, no. 3, pp. 461–468, 2009.
- [26] Z. Shen, B. Qiao, L. Yang, W. Luo, and X. Chen, “Evaluating the influence of tooth surface wear on tvms of planetary gear set,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 136, pp. 206–223, 2019.
- [27] S. P. Radzevich, *Dudley’s Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*. CRC Press, Sept. 2016.
- [28] W. Luo, B. Qiao, Z. Shen, Z. Yang, and X. Chen, “Time-varying mesh stiffness calculation of a planetary gear set with the spalling defect under sliding friction,” *Meccanica*, vol. 55, p. 245–260, Jan. 2020.
- [29] D. Forrester and D. Blunt, “Analysis of epicyclic gearbox vibration,” 2003.
- [30] D. G. Lewicki, K. E. LaBerge, R. T. Ehinger, and J. Fetty, “Planetary gearbox fault detection using vibration separation techniques,” 2011.
- [31] A. Hood, “Fault detection on a full-scale oh-58 a/c helicopter transmission,” 2010.
- [32] *Vibration Based Sun Gear Damage Detection*, vol. Volume 5: 25th International Conference on Design Theory and Methodology; ASME 2013 Power Transmission and

Gearing Conference of *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 08 2013.

- [33] Y. Guo, L. Zhao, X. Wu, and J. Na, “Vibration separation technique based localized tooth fault detection of planetary gear sets: A tutorial,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 129, pp. 130–147, 2019.
- [34] J. Shen, L. Zhang, and N. Hu, “Fault diagnosis of planet gear using continuous vibration separation and minimum entropy deconvolution,” *Applied Sciences*, vol. 10, no. 22, 2020.
- [35] L. Zhang and N. Hu, “Time domain synchronous moving average and its application to gear fault detection,” *IEEE Access*, vol. 7, pp. 93035–93048, 2019.
- [36] K. Fyfe and E. Munck, “Analysis of computed order tracking,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 11, no. 2, pp. 187–205, 1997.
- [37] P. Saavedra and C. Rodriguez, “Accurate assessment of computed order tracking,” *Shock and Vibration*, vol. 13, no. 1, p. 838097, 2004.
- [38] S. Braun, “The synchronous (time domain) average revisited,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, no. 4, pp. 1087–1102, 2011.
- [39] Y. Guo, L. Zhao, X. Wu, and J. Na, “Tooth root crack detection of planet and sun gears based on resonance demodulation and vibration separation,” *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, vol. 69, no. 1, pp. 65–75, 2020.
- [40] D. G. Lewicki, P. Samuel, J. K. Conroy, and D. J. Pines, “Planetary transmission diagnostics,” 2004.
- [41] I. M. Howard, “An investigation of vibration signal averaging of individual components in an epicyclic gearbox,” 1991.