



Universidad de Concepción

Dirección de Postgrado

Facultad de Ingeniería – Programa de Magíster en Ciencias de la Ingeniería con mención en
Ingeniería Mecánica

MONITOREO DE CONDICIÓN EN MOTORES DIESEL DE GRAN NÚMERO DE CILINDROS

Tesis para optar al grado de Magíster en Ciencias de la Ingeniería con mención en
Ingeniería Mecánica

MANUEL ENRIQUE SALAS FERNÁNDEZ

CONCEPCIÓN-CHILE

MARZO – 2017

Profesor Guía: Dr.-Ing. Cristián Molina Vicuña
Dpto. de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería
Universidad de Concepción

A mis padres Manuel e Isabel, por su preocupación y motivación a terminar este trabajo.

A mi hermana Cata, por estar siempre junto a mí y alegrarse de mis logros.

A mi amor Maryarlee, por apoyarme en todo momento, por su motivación, por sus retos, por su compañía y por ser la madre de nuestro hermoso hijo!

A mi hijo Manuel, por ser mi alegría y la máxima felicidad que el señor me ha dado, todos mis proyectos pasados, presentes y futuros son por ti.



RESUMEN

Dentro de la minería a rajo abierto, los camiones de extracción son pieza clave en el normal funcionamiento del proceso productivo de extracción. Por tal motivo, es de esperar que su disponibilidad sea alta y que las detenciones por fallas no programadas sean bajas. Uno de los componentes clave en el camión es su motor diésel, de gran envergadura y con gran número de cilindros para generar potencias que le permitan transportar sobre 300 toneladas de mineral. Así, la motivación del estudio radica en la presentación de nuevas técnicas que permitan realizar un monitoreo de la correcta combustión del motor en forma efectiva, poco invasiva y económicamente viable.

El objetivo principal de este trabajo, es validar un modelo numérico que representa el comportamiento dinámico en torsión de un cigüeñal de 16 cilindros utilizado en camiones de minería. El modelo a validar consiste en la implementación conjunta de un modelo que representa la dinámica del cigüeñal y sus cilindros, además de un modelo termodinámico que representa la presión interna de los cilindros durante el ciclo diésel, el resultado del modelo combinado entrega la velocidad angular instantánea (VAI) del volante del motor.

El desarrollo del trabajo comienza con una investigación bibliográfica de diferentes técnicas utilizadas en el monitoreo de fallas de combustión en motores diésel. De la investigación realizada se determina que el monitoreo de la VAI en el volante del motor diésel, es una herramienta capaz de detectar en forma incipiente fallas de combustión en cilindros, poco invasiva y de bajo costo de implementación. Luego se presenta el modelo numérico a validar, resumiendo los puntos clave para su desarrollo y presentando los resultados arrojados por la simulación. Finalmente se presenta la implementación de un sistema de monitoreo de la VAI en un motor diésel de camión real, resultados y análisis de las señales reales a diferentes velocidades, incluyendo una comparación con los resultados del modelo.

Los resultados obtenidos muestran que las mediciones reales en el volante del motor, así como las señales simuladas de VAI muestran una periodicidad cada dos revoluciones del cigüeñal, y además sus espectros muestran componentes separadas a 0,5 veces la velocidad media de rotación, ambas características inherentes en un motor de 4 tiempos. Además, las mediciones reales corroboran la hipótesis de que a diferentes velocidades medias del motor, la forma de onda de la VAI tendrá un comportamiento único y determinado por los efectos dinámicos del motor. Más aún, al simular las velocidades a las que se midió el motor, el modelo entrega resultados bastante certeros en forma de onda de VAI y en su contenido espectral.

Finalmente, con el análisis de las señales reales se valida el modelo numérico presentado y además se concluye que el uso de la VAI como técnica de monitoreo de combustión en motores con gran número de cilindros, es una herramienta prometedora y poco difundida. Entre sus ventajas se destaca que la VAI representa fielmente la dinámica interna del motor y no está influenciada por la dinámica de equipos cercanos (como ocurre en el monitoreo convencional de vibraciones). Asimismo, se determina que la VAI muestra síntomas inequívocos que permiten identificar diferentes parámetros de operación y/o de falla según sea el caso.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	iii
ÍNDICE DE FIGURAS	vi
ÍNDICE DE TABLAS	viii
NOMENCLATURA	ix
Símbolos griegos	ix
Símbolos latinos	ix
Abreviaciones	x
Subíndices.....	x
CAPÍTULO 1	1
Introducción	1
1.1 Motivación	1
1.2 Estado del arte	2
1.3 Hipótesis.....	4
1.4 Objetivos	4
CAPÍTULO 2	5
Modelación numérica de motor diésel	5
2.1 Modelo	5
2.2 Motor seleccionado	5
2.3 Cinemática del sistema.....	6
2.4 Dinámica del sistema generalizado para n grados de libertad	7
2.4.1 Discretización del sistema.....	8
2.4.1.1 Torque de todos los cilindros.....	10
2.5 Modelo termodinámico de la presión.....	11
2.5.1 Ciclo de combustión.....	11
2.5.2 Calor transferido a las paredes	12
2.5.3 Resultados del modelo termodinámico de la presión.....	12
2.6 Resultados de la simulación	12

2.6.1	Resultados en condiciones normales, a la velocidad media nominal.....	14
2.6.2	Resultados en condiciones normales, a velocidad media distinta de la nominal	16
2.6.3	Resultados de simulación con falla total de inyección.....	18
2.7	Detección del cilindro con falla	22
CAPÍTULO 3.....		24
Medición en camión real.....		24
3.1	Instalación de sistema de monitoreo en camión de minería.....	24
3.1.1	Identificación de sensores presentes en motor diésel.....	24
3.1.2	Medición de VAI en motor diésel	27
3.1.2.1	Motor en velocidad media ralentí	27
3.1.2.2	Motor en velocidad media constante nominal	28
3.1.3	Comparación entre señales simuladas y señales reales.....	35
3.1.3.1	Comparación de señales en velocidad media ralentí	35
3.1.3.2	Comparación de señales en velocidad media nominal	37
CAPÍTULO 4.....		39
Conclusiones y perspectivas		39
4.1	Conclusiones	39
4.2	Perspectivas.....	40
REFERENCIAS		41

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Caterpillar 3516B HD EUI [13].	5
Figura 2.2: Esquema movimiento biela-manivela, fuente: elaboración propia.....	7
Figura 2.3: Sistema de tres GDL en torsión, fuente: elaboración propia.	7
Figura 2.4: Discretización del sistema, fuente: elaboración propia.	8
Figura 2.5: Presión en función del ángulo de rotación del cigüeñal [15].....	13
Figura 2.6: Torques presente en un cilindro [15].	13
Figura 2.7: Torque de los gases e inercia desfasados [15].	14
Figura 2.8: Desplazamiento, velocidad y aceleración angulares del volante [15].	15
Figura 2.9: Dos ciclos de la velocidad del volante en condiciones normales [15].	15
Figura 2.10: Espectro de la VAI del volante. Se observan componentes separadas a 0,5 order [15].	16
Figura 2.11: Análisis para distintas velocidades medias. (a) Forma de onda. (b) Espectro [15].	17
Figura 2.12: Comparación entre presión normal y presión sin inyección [15].	18
Figura 2.13: Dos ciclos VAI con falla de inyección en cada uno de los cilindros [15].	19
Figura 2.14: Forma de onda en condiciones normales [15].	19
Figura 2.15: Espectro de la VAI con falla de inyección en cada uno de los cilindros [15].	20
Figura 2.16: Espectro en condiciones normales [15].	20
Figura 2.17: Falla cilindro 1 vs. condición normal [15].	21
Figura 2.18: Falla cilindro 8 vs. condición normal [15].	21
Figura 2.19: Falla cilindro 16 vs. condición normal [15].	22
Figura 2.20: IASFR para falla de inyección de los cilindros 1 al 8 [15].	23
Figura 2.21: IASFR para falla de inyección de los cilindros 9 al 16 [15].	23
Figura 3.1: Camión CAT 795F AC [13].	24
Figura 3.2: Esquema de localización de sensores presentes en motor [13].	25
Figura 3.3: Esquema de localización de sensor de velocidad del motor [13].	25
Figura 3.4: Esquema de conexión en pickup magnético apuntando al volante del camión, fuente: elaboración propia.	26
Figura 3.5: Registro total de mediciones adquiridas en camión real, fuente: elaboración propia.	27
Figura 3.6: Formas de onda de VAI a 700 rpm, fuente: elaboración propia.	29
Figura 3.7: Representación polar de 2 señales de VAI a 700 RPM, fuente: elaboración propia.	30
Figura 3.8: Espectros de formas de onda de VAI a 700 RPM, fuente: elaboración propia.	31

Figura 3.9: Formas de onda de VAI a 1800 rpm, fuente: elaboración propia.....	32
Figura 3.10: Representación polar de las formas de onda de VAI a 1800 rpm, fuente: elaboración propia.....	33
Figura 3.11: Espectros de formas de onda de VAI a 1800 RPM, fuente: elaboración propia.	34
Figura 3.12: Comparación de VAI simulada (a) vs VAI medida (b) a 700 rpm, fuente: elaboración propia.....	36
Figura 3.13: Comparación de espectros simulados (a) vs espectro real (b) a 700 rpm, fuente: elaboración propia.	36
Figura 3.14: Comparación de VAI simulada (a) vs VAI medida (b) a 1800 rpm, fuente: elaboración propia.....	38
Figura 3.15: Comparación de espectros simulados (a) vs espectro real (b) a 1800 rpm, fuente: elaboración propia.	38



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Resumen de datos técnicos Caterpillar 3516B HD EUI [13].....	6
Tabla 2.2: Inercias en los diferentes GDL del sistema [15].....	9
Tabla 2.3: Rigidez entre los GDL del sistema [15].....	9
Tabla 2.4: Amortiguación entre los GDL del sistema [15].....	10
Tabla 2.5: Ángulos de desfase en cilindros impares [15].	11
Tabla 2.6: Ángulos de desfase en cilindros pares [15].....	11



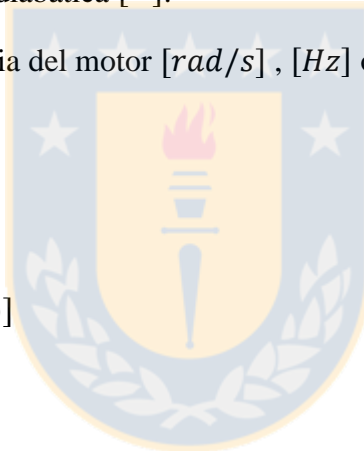
NOMENCLATURA

Símbolos griegos

- β : Ángulo de desfase en el orden de encendido [$^{\circ}$].
- γ : Razón entre el radio de giro de la biela y el largo de la biela.
- θ : Desplazamiento angular del cigüeñal [rad] ó [$^{\circ}$].
- $\dot{\theta}$: Velocidad angular del cigüeñal [rad/s], [Hz] ó [RPM].
- $\ddot{\theta}$: Aceleración angular del cigüeñal [rad/s^2].
- μ : Coeficiente de dilatación adiabática [-].
- $\bar{\omega}$: Velocidad de rotación media del motor [rad/s], [Hz] ó [RPM].

Símbolos latinos

- A : Área [m^2].
- c : Amortiguación [$Nm/(\frac{rad}{s})$]
- k : Rigidez [Nm/rad].
- L : Largo [m].
- m : Masa [kg].
- P : Presión [bar] ó [Pa].
- Q : Calor [J].
- R : Radio [m].
- T : Torque [Nm].
- t : Tiempo [s].
- x : Desplazamiento del pistón [m].
- \dot{x} : Velocidad del pistón [m/s].
- \ddot{x} : Aceleración del pistón [m/s^2].



Abreviaciones

GDL : Grado De Libertad.

IASFR : Razón de fluctuación de velocidad angular instantánea en inglés (*Instantaneous Angular Speed Fluctuation Ratio*).

PMS : Punto Muerto Superior.

RPM : Revoluciones Por Minuto.

Subíndices

a : Alternativa.

g : Gases.

i : Inercia.

k : k-ésimo.

n : n-ésimo.

p : Pistón.

r : Resistente.

v : Volante.



CAPÍTULO 1

Introducción

1.1 Motivación

De acuerdo al catastro de equipamiento minero realizado por la revista “Minería Chilena” en el periodo 2009 – 2011, existían en Chile 917 camiones de minería con capacidad de transporte superior a 177 toneladas, de los que aproximadamente el 100% es repartido entre 2 grandes fabricantes, Komatsu (51%) y Caterpillar (49%).

Los grandes camiones de minería se dividen en dos grupos: eléctricos o mecánicos, en función de los sistemas que componen el tren de potencia y como se transmite la energía desde el motor a las ruedas.

- **Camión eléctrico:**
 - Motor diésel + generador + motor eléctrico + mando final (reducción planetaria).
- **Camión mecánico:**
 - Motor diésel + caja de cambios (transmisión planetaria) + diferencial + mando final (reducción planetaria).

Independiente del tipo de camión a utilizar, como en todo ámbito industrial se busca la mayor eficiencia posible. Lo anterior, aplicado a camiones de minería se refleja en la mayor cantidad de carga transportada en el menor tiempo posible y a un costo mínimo, es decir:

- Alta capacidad de transporte de carga (sobre 200 toneladas).
- Alta disponibilidad (superior al 95%).
- Alta capacidad de subir pendientes pronunciadas a plena carga (hasta 22°).
- Baja mantenibilidad.

Así, el tren de potencia estará sometido a cargas y velocidades variables considerables mientras esté en operación. Por tal motivo, sus componentes internos como engranajes, rodamientos, ejes, pistones, válvulas, etc. son susceptibles a fallas imprevistas, aun cuando se sigan los procedimientos regulares de mantención. Una falla inesperada del tren de potencia genera costos de producción considerables, no sólo porque el equipo queda fuera de servicio sino también porque dependiendo del lugar de la mina en que ocurra la falla se corre el riesgo de bloquear todo el circuito de transporte de material.

Actualmente, las grandes compañías mineras en Chile y el mundo, no poseen herramientas predictivas para realizar un efectivo monitoreo de condición en el tren de potencia de sus flotas de camiones. Esto indica que no existen ofertas comerciales cuyo aporte de valor justifique la inversión. Revisando en sitios web de los principales proveedores a nivel mundial de sistemas de monitoreo de condición mediante vibraciones (SKF, Emerson CSI, FAG, Comntest, etc.) no se observa información de productos especialmente dedicados para esta aplicación en particular, ni tampoco sistemas convencionales que puedan dar alguna solución. Lo anterior responde a que los sistemas de monitoreo convencionales:

- A fin de implementarse en un camión, requerirían una importante dedicación de recursos en sensores y cableado de los múltiples puntos a monitorear.
 - Elevado monto de inversión en relación al activo monitoreado.
- En general, apuntan a abarcar la mayor cantidad de máquinas industriales, las que operan en regímenes estacionarios de velocidad y carga.
 - No cuentan con consideraciones especiales para lidiar con regímenes de carga y velocidad variable.

Sin perjuicio de lo anterior, los fabricantes de camiones ofrecen sistemas de “monitoreo de signos vitales” en base a los sensores utilizados por el sistema de control del camión, los que sin embargo poseen un alcance limitado y no incluyen análisis de señales dinámicas (vibraciones):

- Komatsu: VHMS (*Vehicle Health Monitoring System*)
- Caterpillar: VIMS (*Vital Information Monitoring System*)

Por ejemplo, VHMS [12] predice el desgaste de los engranajes en la transmisión midiendo el tiempo que toma en realizarse el cambio de marcha y la frecuencia con la que éste se realiza. También predice el estado del motor diésel midiendo la temperatura del agua y lubricantes, además de presión y temperatura de escape de los gases. Estas predicciones son realizadas en forma estadística y correlacionando mediciones indirectas de las variables analizadas, lo cual en ocasiones puede no entregar un reporte certero, confiable y fundamentado.

Este estudio centra su investigación en el motor diésel de grandes dimensiones para generar altas potencias y sin olvidar que deben generar un proceso de combustión preciso y exacto. Esto lo hace un equipo de costo elevado, por lo tanto debe ser verificado regularmente para evitar detenciones no programadas.

A raíz de lo anterior, se detecta la necesidad de abordar nuevas técnicas de monitoreo que permitan realizar un análisis efectivo en base a la dinámica del motor, de implementación simple y económicamente viable.

1.2 Estado del arte

Por décadas, la principal variable física a monitorear en motores de combustión ha sido la presión de los cilindros [8], el problema de este enfoque es que posee un alto costo de implementación, y además requiere que el motor tenga cavidades especiales para instalar sensores de presión en los diferentes cilindros del motor. El motor de un camión no posee tales puertos, por tanto no es factible esta implementación. El monitoreo de presión está más bien enfocado a los motores de grandes barcos, donde el alto costo del barco y su motor, justifican los elevados costos de implementación del sistema de monitoreo.

Por otra parte, el motor diésel es una máquina que aún en su estado óptimo presenta niveles vibratorios altos, los cuáles a su vez están ligados a la dinámica de las explosiones que ocurren en los cilindros. De acuerdo a esto, en la norma ISO 10816-6 [7] se establece el estándar de medición de vibración en motores diésel, pero se enfoca más bien en lo que la vibración produce a estructuras contiguas y no al motor mismo, más aún, la norma recomienda realizar estudios e investigaciones a fin de abordar el monitoreo del mismo motor. Así pues, existen estudios que intentan diagnosticar problemas de combustión midiendo la vibración del motor [9], [10], [11], sin embargo, para obtener resultados alentadores se hace necesario el utilizar al menos un sensor de vibración por cada cilindro

del motor. Enfocado a los camiones de minería, el análisis de vibraciones implica un alto costo de implementación, considerando que los motores objetivo poseen 16 cilindros o más.

Dentro de los últimos años, el monitoreo en base a la Velocidad Angular Instantánea (VAI) ha cobrado interés de distintos autores, especialmente su aplicación en la detección de fallas en motores diésel. El estudio de Taraza et al. [1] relaciona las componentes espectrales de la VAI con las del torque medido en el eje ante fallas de inyección inducidas, logrando identificar una correlación lineal entre el primer armónico de ambas señales, los cuales disminuyen su valor a medida que disminuye la inyección en cualquier cilindro, siempre y cuando se mantenga constante la presión media efectiva indicada (IMEP, en inglés). También, ante una condición de falla de inyección/combustión el análisis de la FFT de la VAI genera nuevas componentes en el espectro [1], [2], las que no estaban presentes en estado normal. El estudio publicado por Taraza et al. es un importante comienzo, ya que muestra claramente la relación entre la dinámica interna de los cilindros y la dinámica externa medible en forma de velocidad. Además solo requiere un sensor montado en el eje para medir la velocidad [3], [4]. Si bien muestra resultados alentadores al momento de identificar una falla de inyección en el motor, no tiene la habilidad de localizar el cilindro que presenta el problema; además requiere hacer un estudio para cada una de las distintas velocidades que puede alcanzar el motor y así generar un mapa de correlaciones, haciéndolo una opción lenta en la detección.

En cuanto a variaciones de carga se refiere, el análisis de la forma de onda no siempre responde en forma clara ante tal cambio, por otro lado, la FFT de la VAI muestra claramente un aumento en el valor de las componentes a medida que la carga aumenta [2].

En forma alternativa, existen modelos numéricos [5], [6] que mediante simulaciones intentan detectar los parámetros que inciden en el comportamiento de la VAI. De acuerdo a simulaciones numéricas, se determina que a bajas velocidades la VAI es principalmente influenciada por la dinámica de las presiones en los cilindros, y a altas velocidades la forma de onda tiene su mayor influencia respecto a la dinámica de las inercias de los componentes del motor [5]. Estos resultados son validados mediante ensayos experimentales detectando además que:

- En condiciones normales la VAI será uniforme y periódica cada 2 vueltas del cigüeñal.
- La VAI está influenciada directamente por fallas de combustión en algún cilindro motor.
- La VAI presenta una disminución en su amplitud cuando existe un cilindro que está trabajando en condiciones anormales de combustión, pero sólo en el intervalo en que genera potencia el cilindro en cuestión. Luego el sistema vuelve a su equilibrio.

De lo anterior, se concluye que si la VAI presenta una disminución y posterior aumento de amplitud respecto a una condición normal, se está frente a una falla de combustión y/o de inyección. Y si la VAI presenta un aumento/disminución en todo el intervalo, se está frente a un cambio en las fuerzas de inercia del sistema.

Una de las ventajas de implementar la VAI es la oportunidad de utilizar el mismo volante del motor como un generador de pulsos mediante un encoder magnético/hall/láser. El problema es que se posee un muestreo de baja resolución y muchas veces no es suficiente. Además cada tipo de motor poseerá un volante diferente, por lo tanto algunos autores proponen la instalación de una rueda dentada adicional en el lado del volante [4] con lo que es posible estandarizar el muestreo de datos en cada aplicación.

Respecto a la localización de un cilindro con problema de combustión, los estudios muestran que las formas de onda de la VAI cuando uno u otro cilindro falla estarán desfasadas según el desfase de encendido de cada cilindro [4], [5]. Este punto es muy importante, ya que permite focalizar la

búsqueda a una zona de interés según sea el caso. Siguiendo esta línea, se puede representar en forma polar [2] la forma de onda de la VAI permitiendo, según el autor, verificar en forma más evidente la presencia de una falla de combustión en motores con gran cantidad de cilindros. Si bien la representación polar es un método interesante de visualización, a diferencia de lo que plantea Charles et al. [2] no es claro localizar el cilindro que presenta la falla, presentándose la necesidad de profundizar un poco más en esta representación.

Existe gran número de publicaciones que intentan por medio de simulaciones y/o mediciones detectar/localizar fallas relacionadas a la combustión en motores diésel con bajo número de cilindros (4 ó 6). El problema es que en estos casos se consideran ejes con rigidez torsional elevada, por tanto, se excluyen las distorsiones en la VAI producto de excitar zonas resonantes en torsión [1]. Debido a su gran tamaño y longitud, en los motores estudiados no se puede obviar el efecto de excitar modos torsionales debido a que el cigüeñal posee un comportamiento flexible, entonces se necesitan nuevos modelos que puedan lidiar con esta situación. Existe sólo un estudio que plantea este problema [6], concluyendo que la forma de onda de la VAI dependerá de la velocidad media de rotación, no tan solo por las presiones de cilindros y fuerzas de inercia [5] sino que además según los modos torsionales que sean excitados en cada caso. Por este motivo, el aporte de cada cilindro a la VAI será distinto según el modo torsional que esté siendo excitado. Luego, una falla de combustión en un determinado cilindro distorsionará en forma única a la VAI.

1.3 Hipótesis

De acuerdo al estado del arte presentado, se determina que la problemática presentada puede ser fielmente abordada utilizando la técnica de medición de la VAI, la cual muestra estar íntimamente relacionada con la dinámica rotacional de los sistemas [6] pudiendo detectar algunas fallas incipientes en motores diésel [2], [4]. Es además, una técnica con bajo costo de implementación [10] y con la ventaja de ser poco invasiva dado que solo utiliza un sensor montado en el eje [3], o apuntando a una rueda dentada del eje, configuración existente en los camiones de minería. Se espera entonces que el análisis de la VAI en motores diésel muestre en forma clara condiciones anómalas de combustión [4], [5], [6].

1.4 Objetivos

El presente trabajo, tiene como finalidad validar experimentalmente el modelo dinámico desarrollado por el autor [15] para un motor de 16 cilindros utilizado en camiones de minería. Se propone realizar la validación comparando señales simuladas con señales reales adquiridas en un camión de minería con motor de características similares al modelado. Las comparaciones se realizarán en forma de onda y espectro.

CAPÍTULO 2

Modelación numérica de motor diésel

2.1 Modelo

Como se menciona en el capítulo anterior, en un trabajo previo del autor se desarrolló un modelo dinámico de un motor diésel de 4 tiempos utilizado en un camión minero, junto con un modelo termodinámico para representar la presión al interior de un cilindro del motor durante todo el ciclo de combustión [15]. En este capítulo se presentará en forma resumida la metodología empleada para desarrollar ambos modelos, así como los resultados entregados por las simulaciones.

2.2 Motor seleccionado

El motor seleccionado para el estudio, es un Caterpillar 3516B diésel, ver Figura 2.1. Es un motor de 4 tiempos, y posee 16 cilindros con configuración en V (60°). Este motor tiene variados usos, destacando en la industria naval, energética y minera; en esta última se utiliza como unidad motriz de camiones de extracción, uno de ellos es el Caterpillar 793. La Tabla 2.1, resume las principales características de este motor y sus componentes.

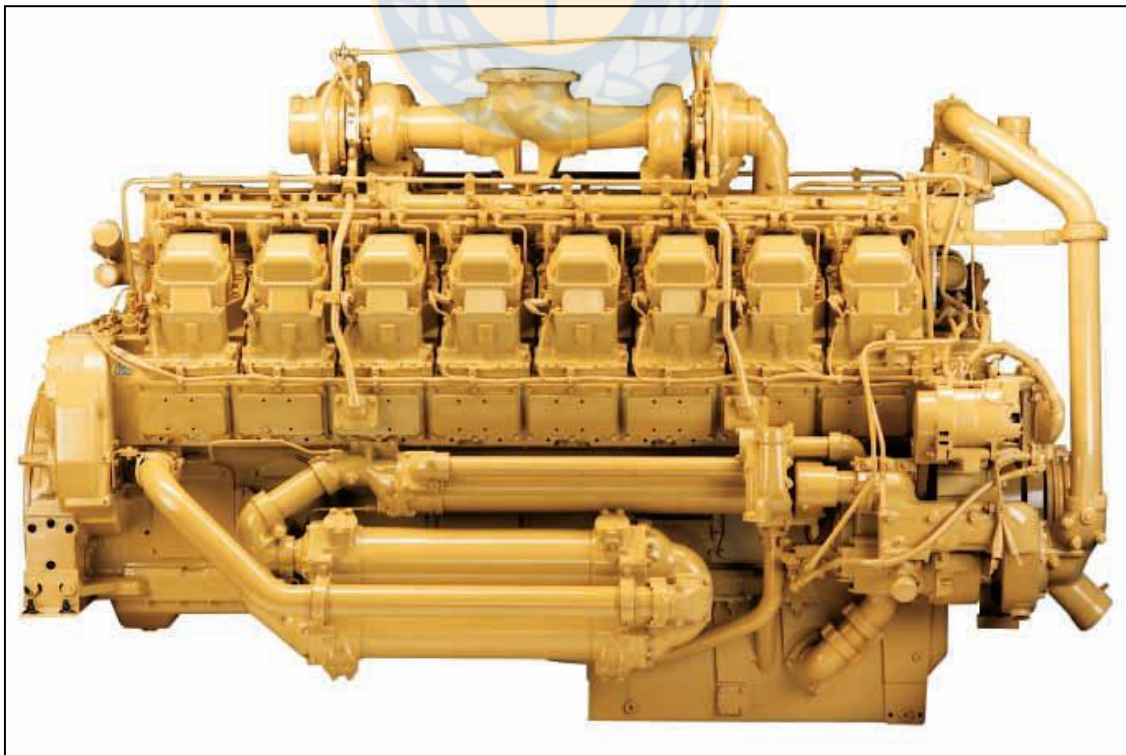


Figura 2.1: Caterpillar 3516B HD EUI [13].

Tabla 2.1: Resumen de datos técnicos Caterpillar 3516B HD EUI [13].

Dato	Valor
Nº de cilindros	16
Orden de encendido	1-2-5-6-3-4-9-10-15-16-11-12-13-14-7-8
Configuración de bancada	V (60°)
Potencia	1801 [kW] @ 1750 [rpm]
Torque al freno	9830 [Nm]
Tipo	4 tiempos
Diámetro cilindro	170 [mm]
Carrera	190 [mm]
Cilindrada	69 [L]
Razón de compresión	18:1
Inercia volante	29.1 [kgm ²]
Inercia dámper (interna – externa)	5.680 [kgm ²] – 3.426 [kgm ²]
Amortiguamiento del dámper	1750 [Nm/(rad/s)]

2.3 Cinemática del sistema

Una vez definido el motor, lo primero es comprender como se mueve el sistema en cuestión, por lo tanto se hace necesario identificar las ecuaciones cinemáticas que gobiernan el movimiento del sistema pistón, biela, cigüeñal. De este modo, según la Figura 2.2, las ecuaciones que definen el movimiento lineal del pistón en función de la rotación del cigüeñal son las ecuaciones 2.1 a 2.3, donde $\gamma = R/L$.

$$x(\theta) = R \left(1 + \frac{\gamma}{4} \right) - R \left(\cos(\theta) + \frac{\gamma}{4} \cos(2\theta) \right) \quad 2.1$$

$$\dot{x}(\theta) = R\dot{\theta} \left(\sin(\theta) + \frac{\gamma}{2} \sin(2\theta) \right) \quad 2.2$$

$$\ddot{x}(\theta) = R\ddot{\theta} \left(\sin(\theta) + \frac{\gamma}{2} \sin(2\theta) \right) + R\dot{\theta}^2 (\cos(\theta) + \gamma \cos(2\theta)) \quad 2.3$$

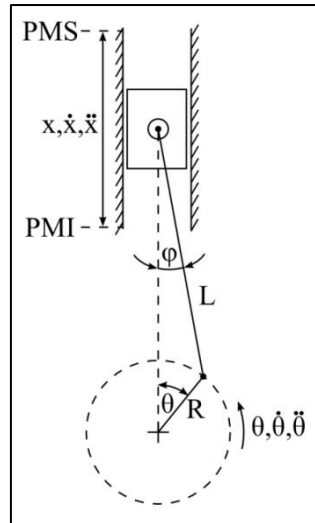


Figura 2.2: Esquema movimiento biela-manivela, fuente: elaboración propia.

2.4 Dinámica del sistema generalizado para n grados de libertad

Una vez definidas las ecuaciones cinemáticas, se introducen al sistema los factores físicos que determinan el movimiento que tendrá el sistema (fuerza, masa, rigidez, amortiguación). Así, según la Figura 2.3, y luego de resolver las ecuaciones dinámicas que gobiernan el sistema, se obtiene una representación matricial según la ecuación 2.4 en donde las matrices inercia $[I]$, amortiguamiento $[C]$, rigidez torsional $[K]$ y el vector de torques $\{T\}$ se presentan en las Ecuaciones 2.5 a 2.8 respectivamente. Una vez discretizado el sistema, estas ecuaciones son aplicables para motores desde 1 cilindro hasta n cilindros.

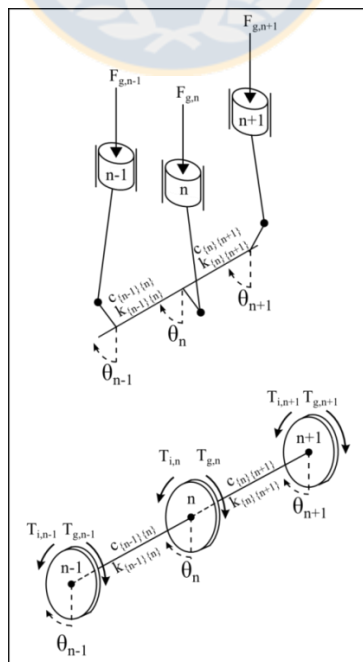


Figura 2.3: Sistema de tres GDL en torsión, fuente: elaboración propia.

$$[I]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T_g - T_i\} \quad 2.4$$

$$[I] = \begin{bmatrix} I_{n-1} & & \\ & I_n & \\ & & I_{n+1} \end{bmatrix} \quad 2.5$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{\{n-1\}\{n\}} & -c_{\{n-1\}\{n\}} & \\ -c_{\{n-1\}\{n\}} & c_{\{n-1\}\{n\}} + c_{\{n\}\{n+1\}} & -c_{\{n\}\{n+1\}} \\ & -c_{\{n\}\{n+1\}} & c_{\{n\}\{n+1\}} \end{bmatrix} \quad 2.6$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{\{n-1\}\{n\}} & -k_{\{n-1\}\{n\}} & \\ -k_{\{n-1\}\{n\}} & k_{\{n-1\}\{n\}} + k_{\{n\}\{n+1\}} & -k_{\{n\}\{n+1\}} \\ & -k_{\{n\}\{n+1\}} & k_{\{n\}\{n+1\}} \end{bmatrix} \quad 2.7$$

$$\{T\} = \begin{Bmatrix} T_{g,n-1} - T_{i,n-1} \\ T_{g,n} - T_{i,n} \\ T_{g,n+1} - T_{i,n+1} \end{Bmatrix} \quad 2.8$$

2.4.1 Discretización del sistema

La Figura 2.4 muestra la discretización utilizada en el modelo, la cual considera 11 grados de libertad (GDL):

- GDL 1 : Disco interno del dámper.
- GDL 2 : Disco externo del dámper.
- GDL 3 al 10 : Posición de 2 cilindros de diferentes bancadas conectados a su manivela.
- GDL 11 : Volante.

Luego, los valores de las matrices [I], [C] y [K] se presentan en las Tabla 2.2 a Tabla 2.4 así como los vectores {T_g} y {T_i}.se determinan mediante las ecuaciones 2.9 y 2.10.

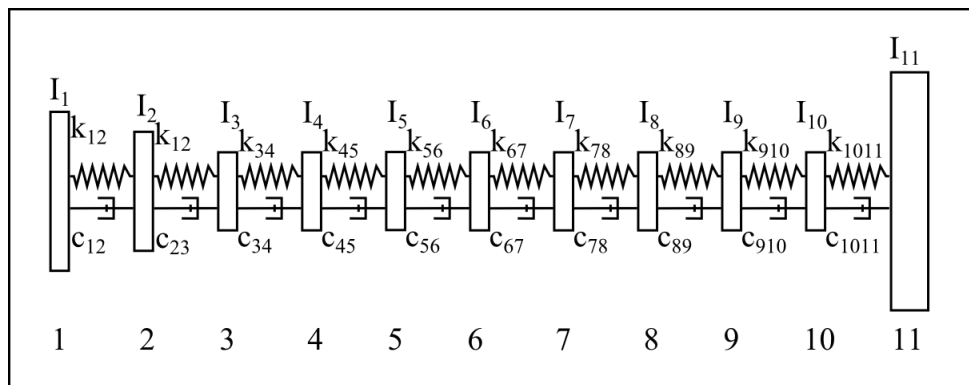


Figura 2.4: Discretización del sistema, fuente: elaboración propia.

Tabla 2.2: Inercias en los diferentes GDL del sistema [15].

Grado de Libertad	Sección	Inercia [kgm^2]
1	Disco interno dámper	$I_1 = 5,680$
2	Disco externo dámper	$I_2 = 3,426$
3	Cilindros 1 y 2	$I_3 = 1,709$
4	Cilindros 3 y 4	$I_4 = 1,474$
5	Cilindros 5 y 6	$I_5 = 1,474$
6	Cilindros 7 y 8	$I_6 = 1,474$
7	Cilindros 9 y 10	$I_7 = 1,474$
8	Cilindros 11 y 12	$I_8 = 1,474$
9	Cilindros 13 y 14	$I_9 = 1,474$
10	Cilindros 15 y 16	$I_{10} = 1,709$
11	Volante	$I_{11} = 29,100$

Tabla 2.3: Rigidez entre los GDL del sistema [15].

Sección entre GDL	Rigidez $10^6[Nm/rad]$
1 – 2	$k_{12} = 0,40$
2 – 3	$k_{23} = 18,07$
3 – 4	$k_{34} = 11,07$
4 – 5	$k_{45} = 11,07$
5 – 6	$k_{56} = 11,07$
6 – 7	$k_{67} = 11,07$
7 – 8	$k_{78} = 11,07$
8 – 9	$k_{89} = 11,07$
9 – 10	$k_{910} = 11,07$
10 – 11	$k_{1011} = 18,07$

Tabla 2.4: Amortiguación entre los GDL del sistema [15].

Sección entre GDL	Amortiguación [$Nm/(rad/s)$]
1 – 2	$c_{12} = 875$
2 – 3	$c_{23} = 50$
3 – 4	$c_{34} = 30$
4 – 5	$c_{45} = 30$
5 – 6	$c_{56} = 30$
6 – 7	$c_{67} = 30$
7 – 8	$c_{78} = 30$
8 – 9	$c_{89} = 30$
9 – 10	$c_{910} = 30$
10 – 11	$c_{1011} = 50$

$$T_g(\theta) = P(\theta)A_pR \left(\text{sen}(\theta) + \frac{\gamma}{2} \text{sen}(2\theta) \right) \quad 2.9$$

$$T_i = \frac{m_a R^2 \ddot{\theta}}{2} (1 + \gamma \cos(\theta) - \cos(2\theta) - \gamma \cos(3\theta)) + \frac{m_a R^2 \dot{\theta}^2}{2} \left(-\frac{\gamma}{2} \text{sen}(\theta) + \text{sen}(2\theta) + \frac{3\gamma}{2} \text{sen}(3\theta) \right) \quad 2.10$$

2.4.1.1 Torque de todos los cilindros

Las ecuaciones 2.9 y 2.10 son aplicables a cada uno de los cilindros pero por separado. Al considerar el sistema completo es necesario recordar que los cilindros realizan sus carreras de admisión – compresión – expansión – expulsión en diferentes instantes angulares (orden de encendido). Entonces, el torque se puede representar por la ecuación 2.11, donde β_k representa el desfase angular para cada uno de los cilindros, los que son presentados en la Tabla 2.5 para cilindros de bancada A y en la Tabla 2.6 para los cilindros de bancada B.

$$T_{t,k} = \left(T_{g,k}(\theta(t) + \beta_k) + T_{i,k}(\theta(t) + \beta_k) \right) \quad k = 1,2,3 \dots, 16. \quad 2.11$$

Tabla 2.5: Ángulos de desfase en cilindros impares [15].

Cilindro	1	3	5	7	9	11	13	15
β	0°	180°	90°	630°	270°	450°	540°	360°

Tabla 2.6: Ángulos de desfase en cilindros pares [15].

Cilindro	2	4	6	8	10	12	14	16
β	60°	240°	150°	690°	330°	510°	600°	420°

Por otra parte, en la ecuación 2.9, se presenta el término $P(\theta)$ que corresponde a la presión dentro del cilindro según la posición angular del eje. Para obtener este dato es posible medirlo directamente en un motor o bien utilizar modelos termodinámicos que representen el ciclo. Obtener el valor en forma experimental presenta complejidades fuera del alcance de esta tesis, por tanto, a continuación se presenta un resumen del modelo termodinámico empleado por el autor.

2.5 Modelo termodinámico de la presión

La presión al interior del cilindro se obtiene realizando un modelo termodinámico que engloba un análisis detallado y práctico de diferentes parámetros que entregan resultados ampliamente utilizados y difundidos en diversos estudios donde la posibilidad de medir la presión real está fuera de todos los alcances prácticos de la investigación.

Así, luego de la investigación realizada, el modelo termodinámico empleado es determinado por la Ecuación 2.12, con $V(\theta)$ el volumen al interior del cilindro en todo momento y $Q(\theta)$ el calor transferido durante la combustión, ambos en función del ángulo del cigüeñal.

$$\frac{dP(\theta)}{d(\theta)} = (\mu - 1) \cdot \frac{dQ(\theta)}{d(\theta)} \cdot \frac{1}{V(\theta)} - \mu \cdot \frac{P(\theta)}{V(\theta)} \cdot \frac{dV(\theta)}{d(\theta)} \quad 2.12$$

2.5.1 Ciclo de combustión

En la fase de combustión es posible distinguir tres etapas características:

- Retardo de la ignición
 - Tiempo entre la inyección del combustible y el momento de la autoignición.
- Combustión de premezcla
 - Comienza inmediatamente después de la autoignición.
 - Etapa en que se quema la mayor parte del combustible.
 - Libera gran energía en poco tiempo generando aumento brusco de presión en la cámara de combustión.

- Combustión por difusión.
 - Comienza al mismo tiempo que combustión de premezcla.
 - Fase más lenta y progresiva que la anterior. No genera cambios bruscos en la presión.
 - Se termina de quemar todo el combustible restante.

2.5.2 Calor transferido a las paredes

Por otra parte, y producto de las altas temperaturas que alcanzan las paredes al interior del cilindro durante las fases de combustión, éstas son refrigeradas generando una inevitable pérdida de calor en el sistema la cual necesariamente debe considerarse en la modelación.

Para considerar el efecto del calor que se pierde, se realizan las siguientes consideraciones:

- Temperatura variable del volumen de gas al interior del cilindro.
- Temperatura constante de las paredes del cilindro.
- Perdidas de calor se asumen de acuerdo a cálculo de convección forzada.
- Se calcula el coeficiente convectivo mediante la correlación de Woschni [19], [20].

2.5.3 Resultados del modelo termodinámico de la presión

Luego de determinar y calcular los parámetros necesarios para modelar las transferencias de calor por combustión, se procede a calcular la ecuación 2.12 por el método de diferencias finitas según muestra la ecuación 2.13. Con esta solución es posible determinar la presión de los gases en cualquier posición angular del cigüeñal, como se observa en la Figura 2.5.

$$P(\theta_{n+1}) = P(\theta_n) \left(1 - \Delta\theta \frac{\mu}{V(\theta_n)} \frac{dV(\theta_n)}{d(\theta_n)} + \Delta\theta \frac{\mu - 1}{V(\theta_n)} \frac{dQ(\theta_n)}{d\theta_n} \right) \quad 2.13$$

Finalmente, en la Figura 2.6 se grafica el torque de los gases y el torque inercial, además del torque total en un solo cilindro. Y luego en la Figura 2.7, se presentan los torques de gas e inercia de todos los cilindros desfasados entre sí.

2.6 Resultados de la simulación

A continuación se presentan los resultados obtenidos del modelo numérico. Se simularon condiciones de operación normales a una velocidad media de 1750 [rpm] (velocidad a la que se obtiene la mayor potencia) [13] y también a otras velocidades arbitrarias. Luego se simula una falla total de inyección en cada uno de los cilindros (uno a la vez) y finalmente se presenta un método para localizar el cilindro que presenta una falla de combustión.

La frecuencia de muestreo utilizada es $f_s = 2^{13}$ [Hz], y se simulan 50 ciclos de combustión, es decir 100 revoluciones del volante.

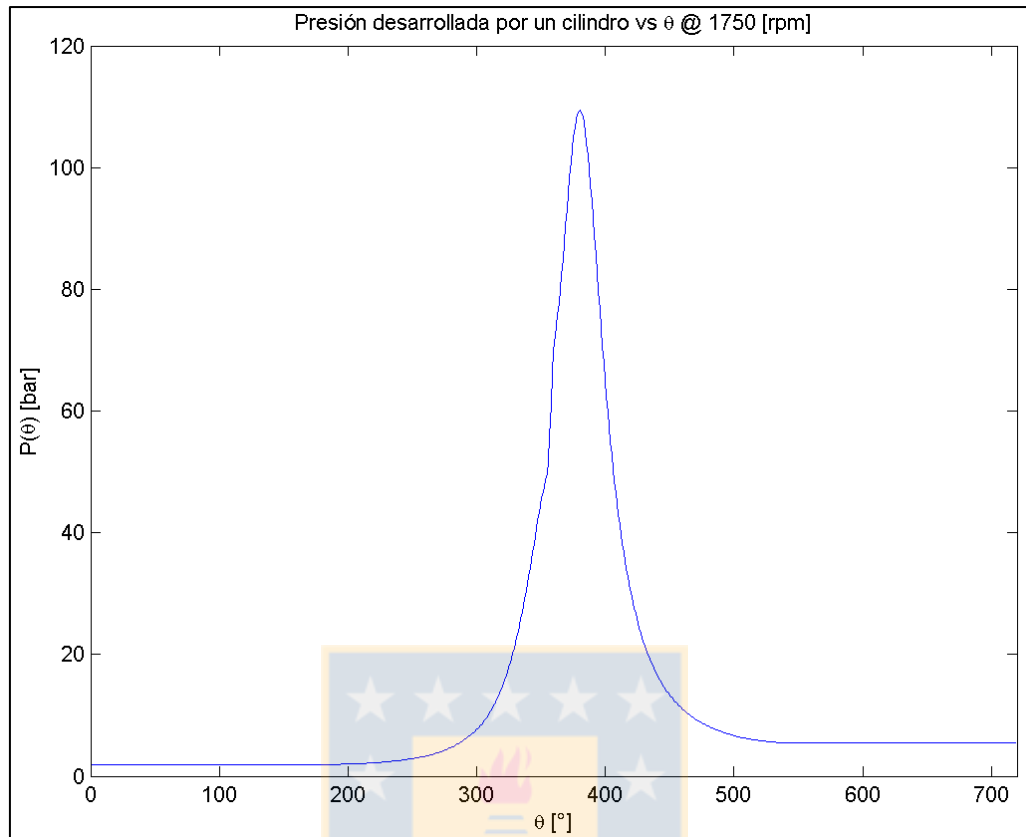


Figura 2.5: Presión en función del ángulo de rotación del cigüeñal [15].

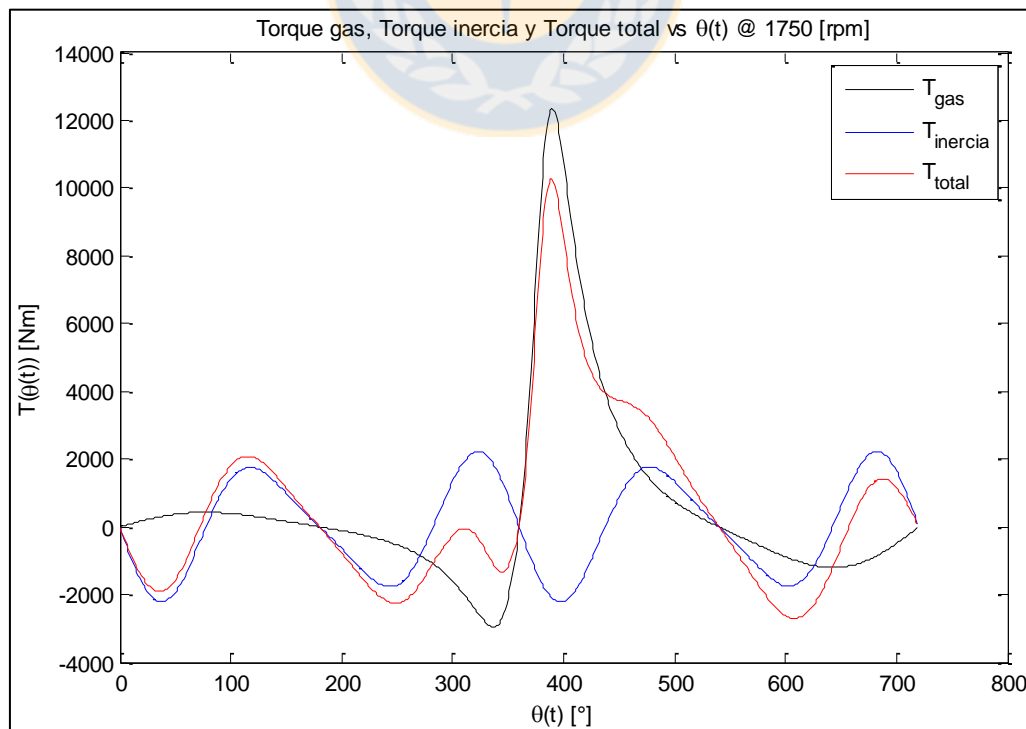


Figura 2.6: Torques presente en un cilindro [15].

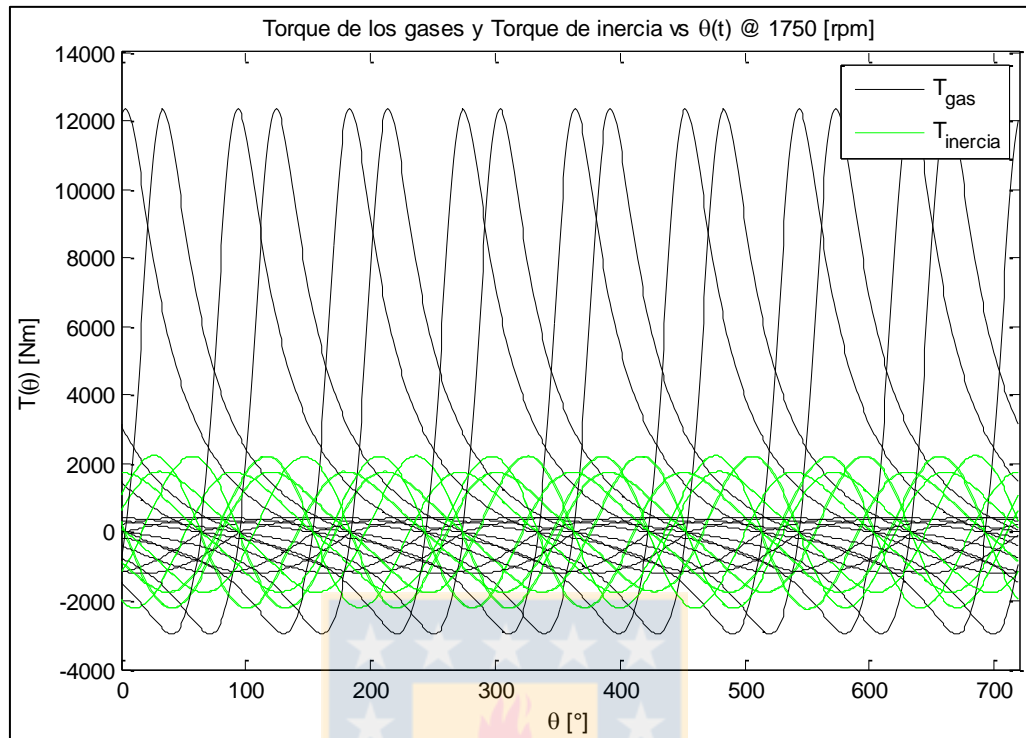


Figura 2.7: Torque de los gases e inercia desfasados [15].

2.6.1 Resultados en condiciones normales, a la velocidad media nominal

Se consideran condiciones de operación normales cuando todos los cilindros están combustionando de forma idéntica.

Cuando el motor trabaja entregando su máxima potencia, posee una velocidad media de rotación igual a $\bar{\omega} = 1750$ [rpm], así la Figura 2.8, presenta el resultado de revoluciones, velocidad y aceleración del volante. Es claro ver que se obtienen las 100 revoluciones indicadas para el cálculo, y además la variabilidad en la amplitud de la velocidad y aceleración.

Se aprecia que la velocidad fluctúa en torno al valor medio de rotación 1750 [rpm], lo cual es esperado, ya que la aceleración media es igual a 0, por lo tanto la velocidad media debe ser constante. Las variaciones en amplitud de la velocidad se ven con mayor claridad en la Figura 2.9, donde se presentan dos ciclos de combustión, y se aprecia que estas fluctuaciones son relativamente bajas, con un valor máximo aproximado de 1755 [rpm] y un mínimo aproximado de 1747 [rpm].

En motores con pocos cilindros, por ejemplo 4 cilindros [5] ó 6 cilindros [14], la forma de onda de la velocidad posee 4 ó 6 *peaks* (respectivamente) en un ciclo de combustión, los que están desfasados el mismo ángulo de desfase entre cilindros de acuerdo al orden de encendido del motor. Por otro lado, en motores con gran número de cilindros no se observa tal efecto [6], [15], es decir, no se observa una relación entre los *peaks* de la forma de onda de la VAI y el orden de encendido del motor. A lo anterior, se suman además efectos de frecuencias naturales torsionales de bajo valor y por ende excitadas con mayor facilidad.

Por otra parte, el espectro de la VAI posee componentes separadas a 0,5 veces la velocidad media de rotación, resultado esperado en un motor de 4 tiempos, ver Figura 2.10. Además se aprecian ciertas zonas resonantes, que corresponden las primeras frecuencias naturales en torsión del sistema, marcadas en color rojo.

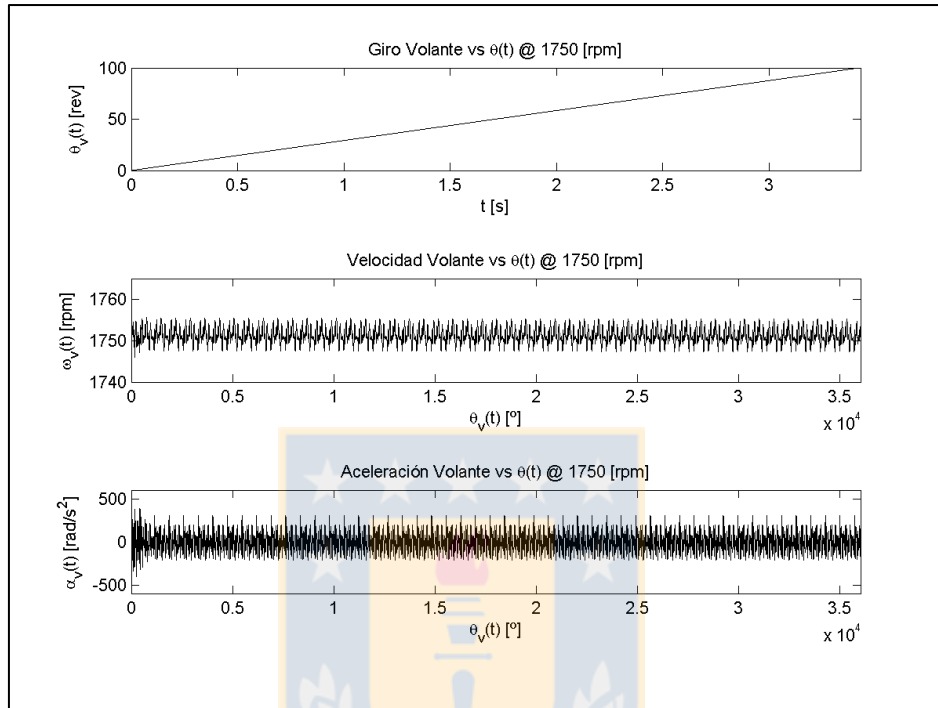


Figura 2.8: Desplazamiento, velocidad y aceleración angulares del volante [15].

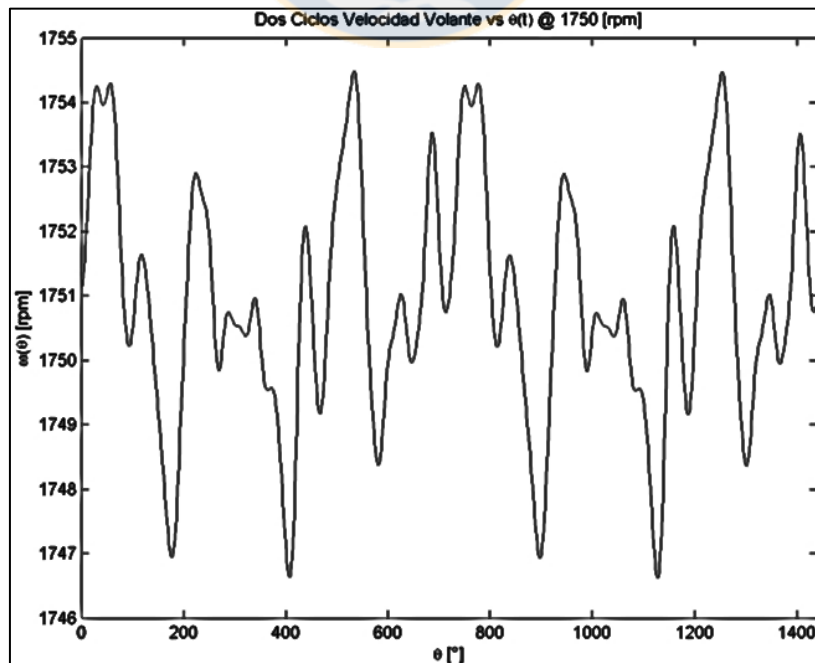


Figura 2.9: Dos ciclos de la velocidad del volante en condiciones normales [15].

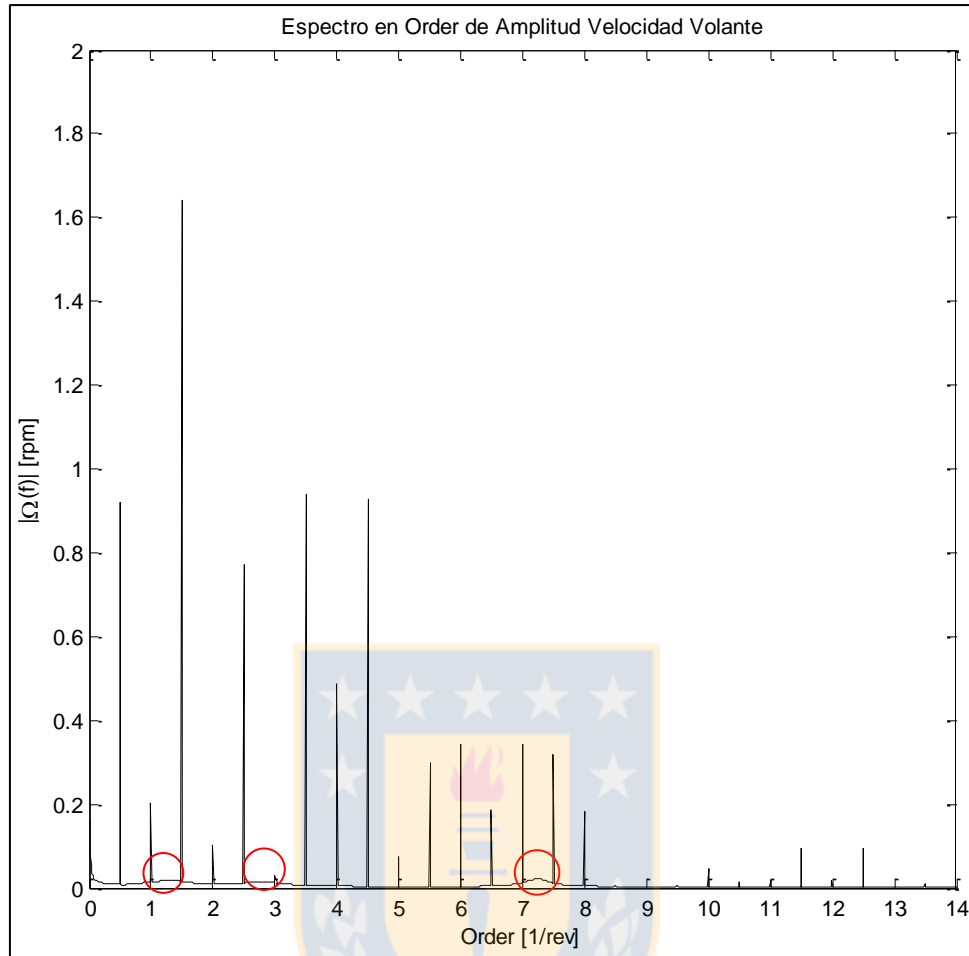


Figura 2.10: Espectro de la VAI del volante. Se observan componentes separadas a 0,5 orden [15].

2.6.2 Resultados en condiciones normales, a velocidad media distinta de la nominal

En la Figura 2.11 se presenta una comparación de la respuesta del volante a diferentes velocidades media del motor: 1400 [rpm], 1600 [rpm], 1750 [rpm], 1800 [rpm], 2000 [rpm] y 2400 [rpm]. Se observa que la forma de onda, es distinta en cada caso. Esto es consecuente con los espectros de cada una de las formas de onda de VAI, ya que como las componentes están espaciadas a múltiplos de 0,5 veces la velocidad media de rotación, las zonas excitadas en cada caso son distintas, y además la cantidad de zonas excitadas disminuye al ir aumentando la velocidad, ya que por ejemplo, en 1400 [rpm] las componentes están cada 11,67 [Hz] en cambio a 2400 [rpm] se encuentran cada 20 [Hz].

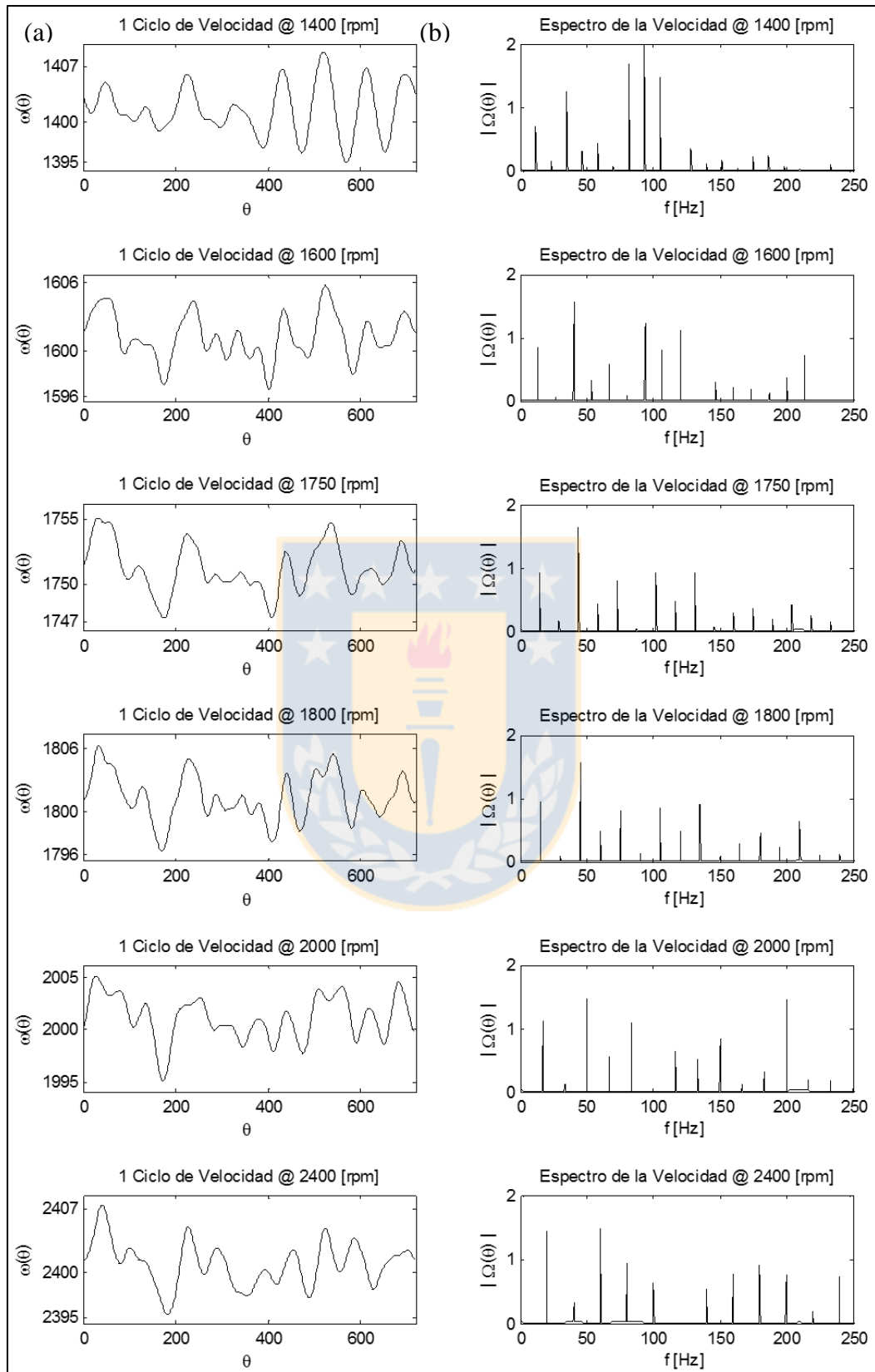


Figura 2.11: Análisis para distintas velocidades medias. (a) Forma de onda. (b) Espectro [15].

2.6.3 Resultados de simulación con falla total de inyección

Al modelo propuesto se le ingresa una presión sin considerar el calor aportado en la fase de combustión, es decir, se simula una presión donde no ha ingresado combustible al cilindro, ver Figura 2.12. Luego, esta presión se ingresa en un cilindro a la vez para analizar las respuestas de la VAI en cada caso. Las formas de onda, Figura 2.13 y espectros Figura 2.15, son comparados con la VAI y su espectro para un motor con todos sus cilindros en óptimas condiciones Figura 2.14 y Figura 2.16.

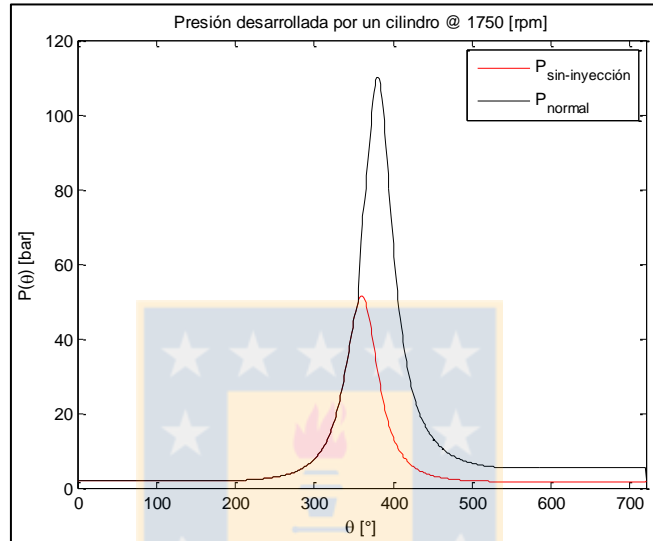


Figura 2.12: Comparación entre presión normal y presión sin inyección [15].

Se observa una evidente distorsión respecto de la VAI de referencia y también diferencias entre cada una de las VAI con cilindros sin combustión, por lo tanto una misma falla de presión en un cilindro distinto genera una respuesta única para el motor. Analizando las componentes espectrales, este efecto es más evidente, ya que las componentes son de distinta magnitud en cada caso y también respecto del espectro en condiciones normales. Se aprecia que las fluctuaciones de velocidad son dependientes de la posición axial del cilindro en el eje, y de la bancada en que éste se encuentre, ya que la forma de onda y las magnitudes espectrales son distintas y únicas en cada caso.

En las Figura 2.17 a Figura 2.19 se muestra una comparación entre VAI con falla y VAI normal de cilindros 1, 8 y 16 respectivamente, además se indica el orden de encendido bajo la abscisa y en azul, se indica la posición PMS del cilindro con falla de combustión. Notar que los cilindros fueron seleccionados sólo para mostrar el efecto que tiene la falla respecto a la distancia axial al volante.

Al analizar estas figuras, es claro ver que existe una distorsión en la forma de onda antes y después de pasar por el PMS del cilindro sin inyección. Produciéndose en casi todos los casos, un aumento y posterior disminución de velocidad al pasar por el PMS del cilindro con falla. En algunos casos el aumento de velocidad no es tan notorio a diferencia de la disminución de velocidad, la cual es observada en todos los casos analizados. Este aumento/disminución también ha sido visto por otros autores [4], concluyéndose que es debido a una presión anómala en un cilindro.

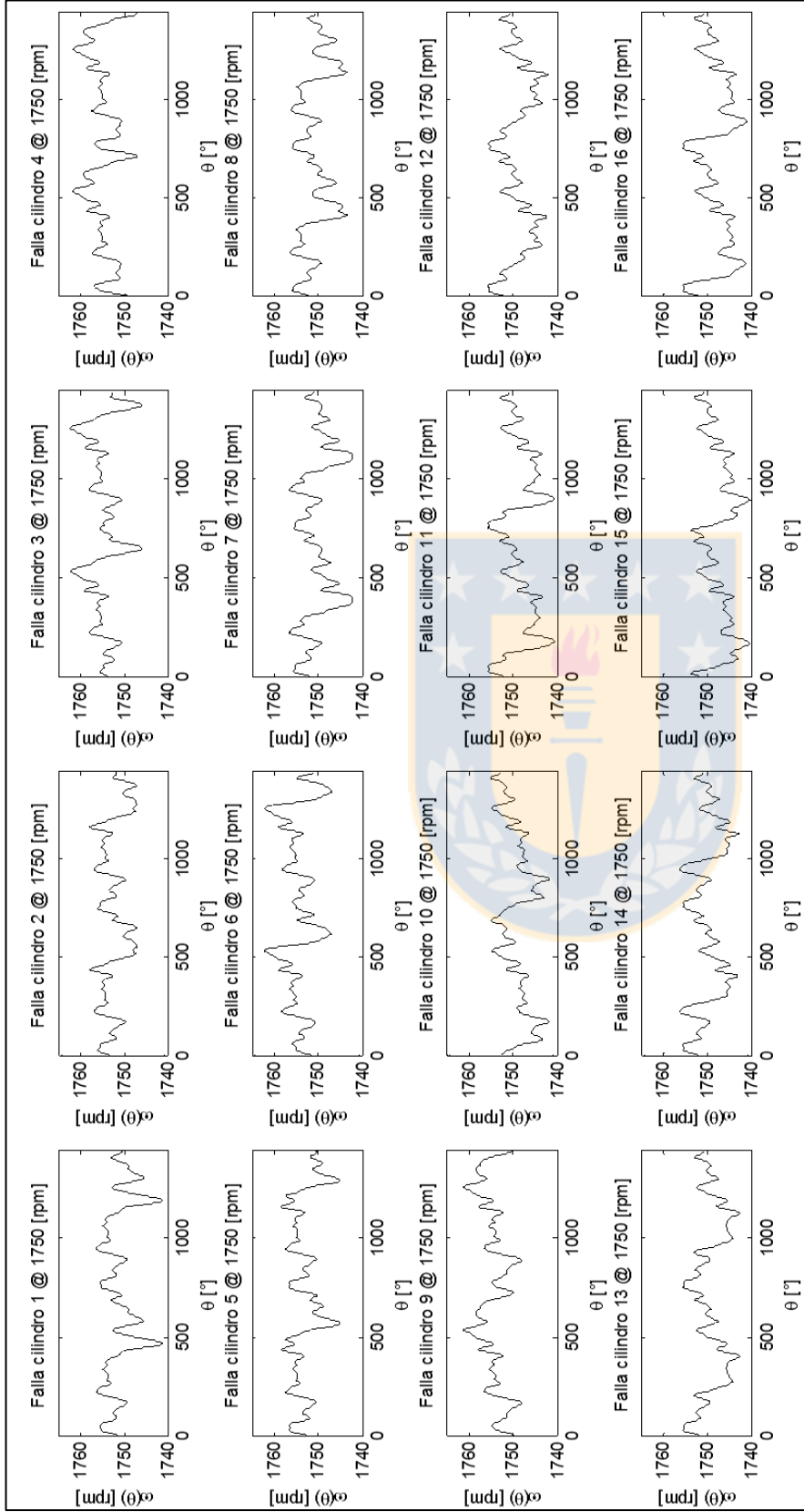


Figura 2.13: Dos ciclos VAI con falla de inyección en cada uno de los cilindros [15].

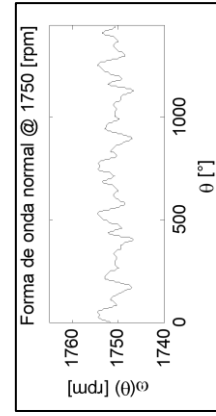


Figura 2.14: VAI en condiciones normales [15].

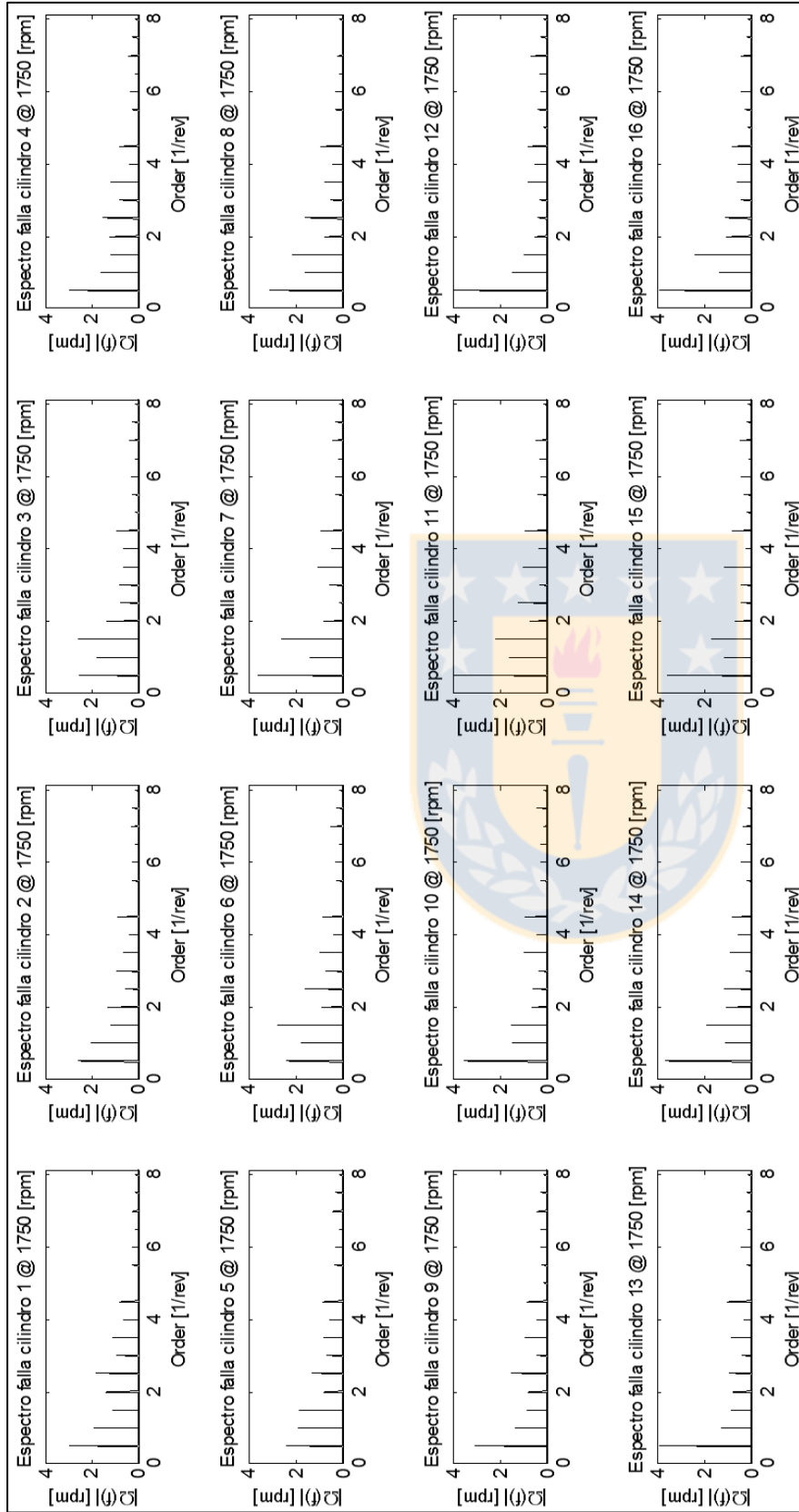


Figura 2.15: Espectro de la VAI con falla de inyección en cada uno de los cilindros [15].

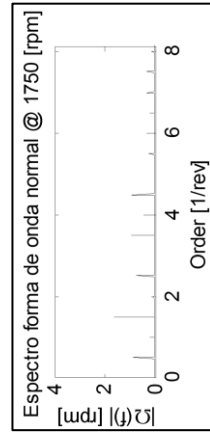


Figura 2.16: Espectro de la VAI en condiciones normales [15].

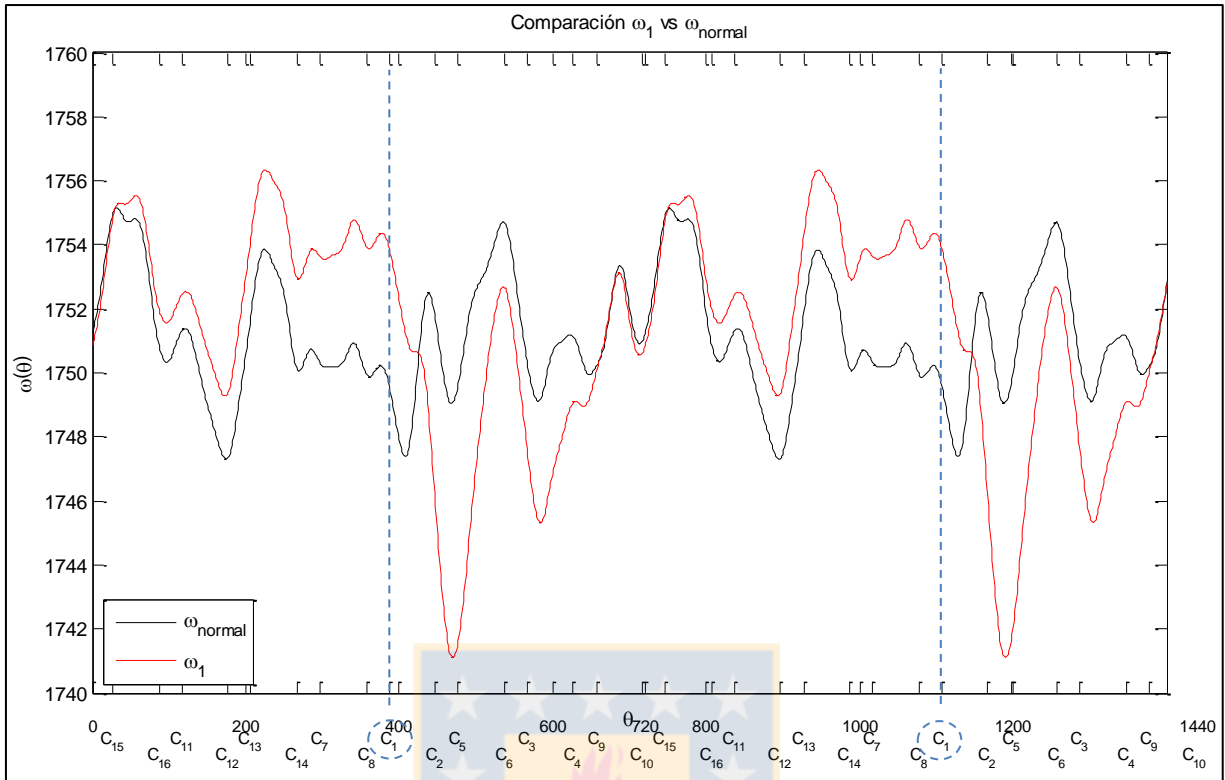


Figura 2.17: Falla cilindro 1 vs. condición normal [15].

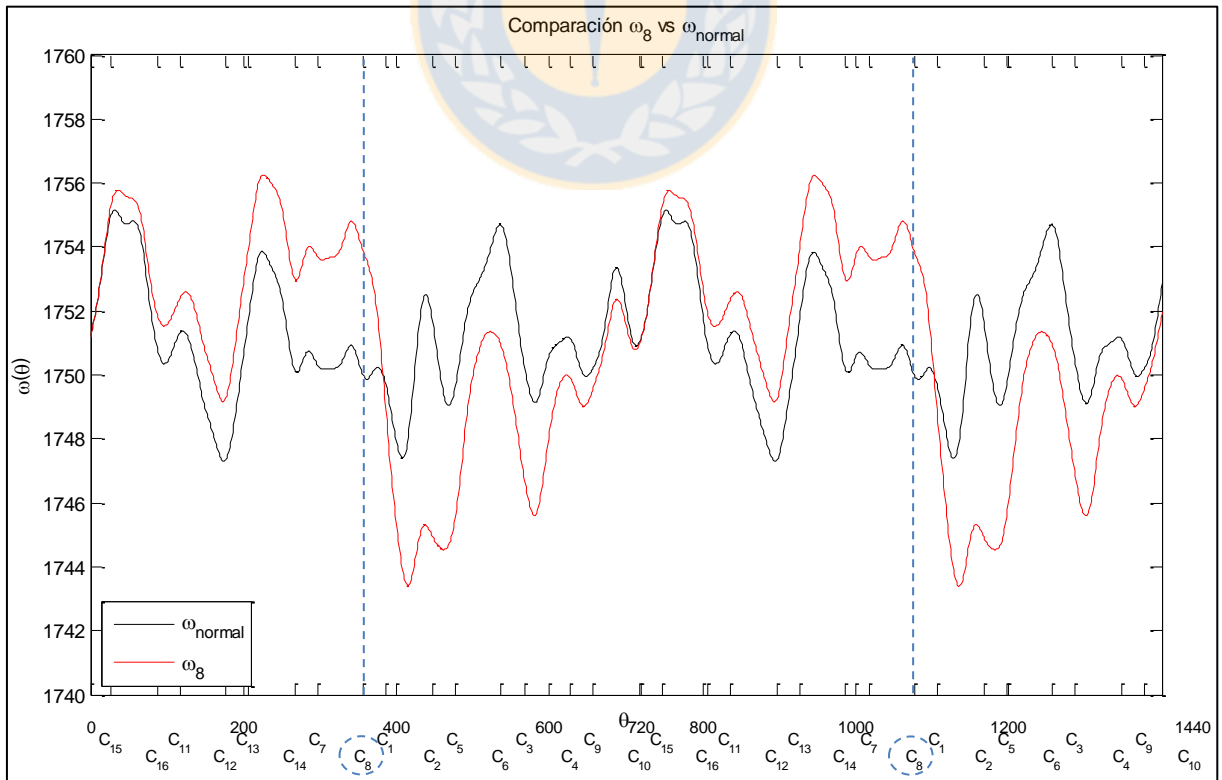


Figura 2.18: Falla cilindro 8 vs. condición normal [15].

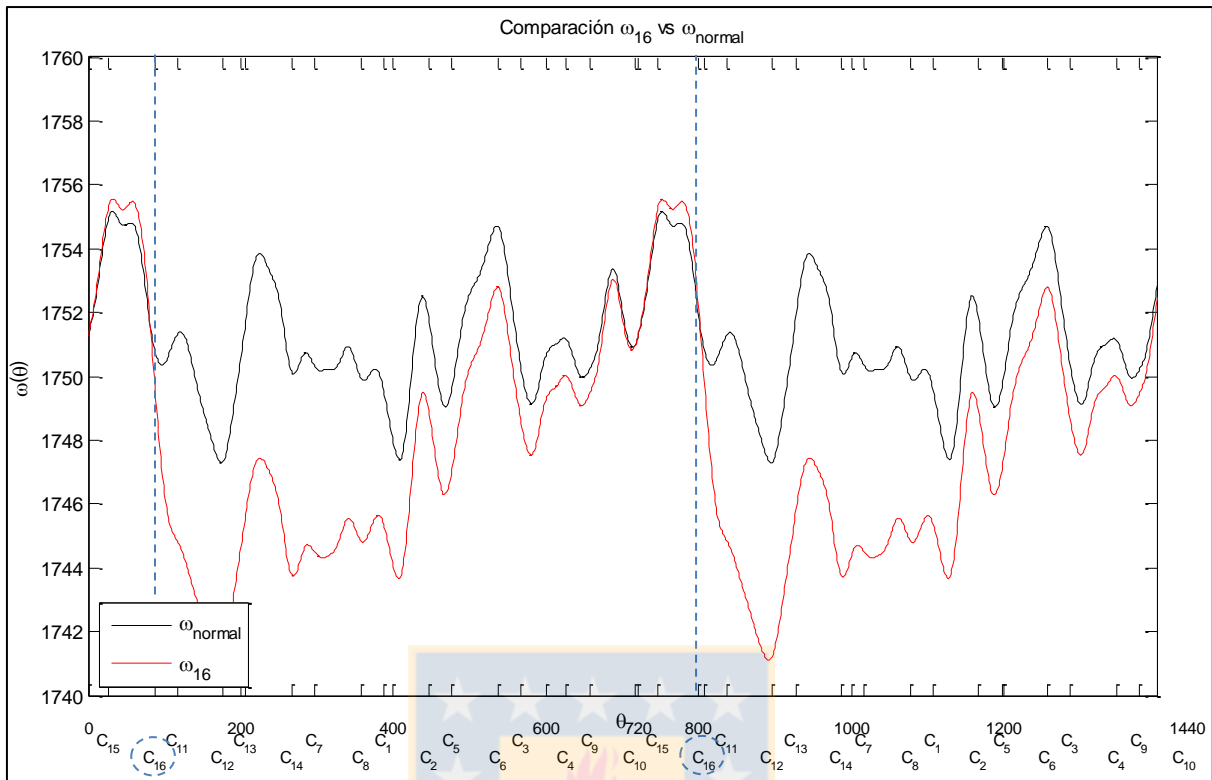


Figura 2.19: Falla cilindro 16 vs. condición normal [15].

2.7 Detección del cilindro con falla

Luego de comprobar que la VAI muestra fluctuaciones evidentes antes y después de pasar por el PMS de un cilindro con falla. A fin de detectar con mayor exactitud el momento en que ocurre la falla de combustión, se propone la implementación de la IASFR (“*Instantaneous angular speed fluctuation ratio*”, del inglés) que consiste en dividir la VAI con falla sobre la VAI en condiciones normales [4], [5] a la misma velocidad media de operación.

En las Figura 2.20 y Figura 2.21 se muestran las IASFR de cada uno de los cilindros con falla, observándose un aumento sostenido de amplitud, hasta que se genera un quiebre justo en el momento en que pasa por el PMS en combustión del cilindro con problemas.

Por lo tanto, utilizando el método de la IASFR, es posible detectar con una mayor exactitud el cilindro que presenta una falla de combustión.

Con este resultado, se determina que existe una fuerte dependencia entre la respuesta que tendrá el volante debido a cualquier perturbación que puede existir en la presión de un determinado cilindro, concluyendo de este modo que al monitorear la velocidad del volante en un motor a combustión interna se podrá saber que cilindro está fallando, siempre y cuando se conozca la posición del PMS de un cilindro de referencia.

En la práctica, todos los motores cuentan con un sistema de referencia angular respecto a uno de sus pistones, esta referencia se utiliza para sincronizar el orden de encendido y otros sistemas como el eje de levas. Por lo tanto, la aplicación de este método de monitoreo es prometedor.

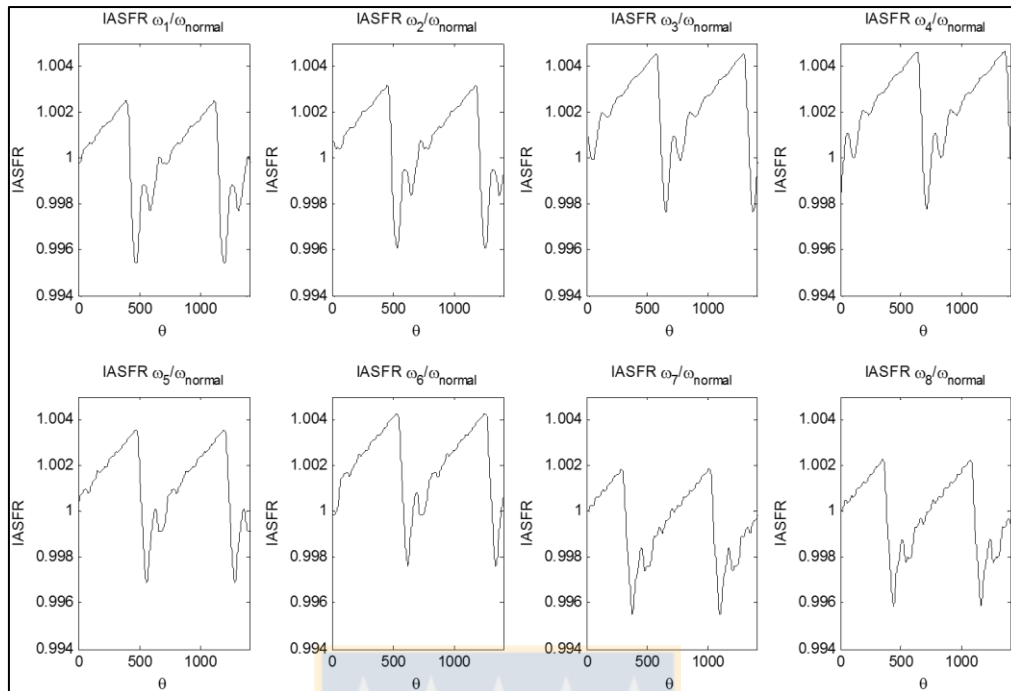


Figura 2.20: IASFR para falla de inyección de los cilindros 1 al 8 [15].

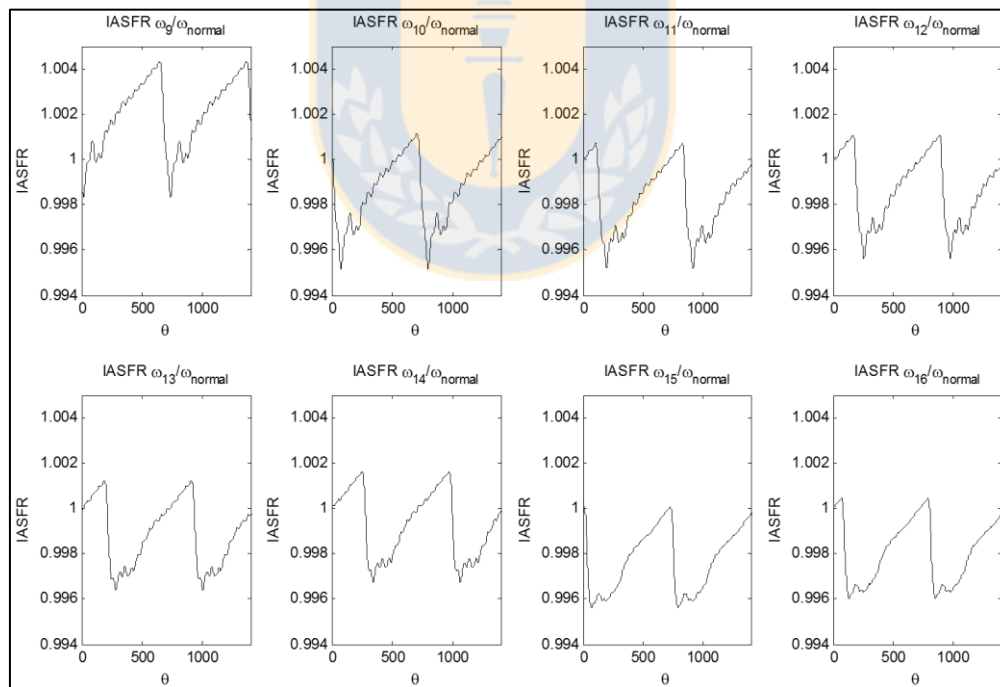


Figura 2.21: IASFR para falla de inyección de los cilindros 9 al 16 [15].

CAPÍTULO 3

Medición en camión real

3.1 Instalación de sistema de monitoreo en camión de minería

Gracias a la empresa CADETECH S.A. y su trabajo conjunto con una importante minera fue posible realizar una experiencia de medición en un camión de minería eléctrica modelo CAT 795F AC, ver Figura 3.1, el cual posee un motor CAT C175-16 de características muy similares al motor modelado (3516-B), ambos de 4 tiempos y con 16 cilindros en V, sin embargo con una cilindrada mayor.

La medición propuesta, consistió en la instalación de un sistema no permanente de adquisición de datos capaz de registrar la VAI del motor diésel utilizando los sensores instalados de fábrica para el sistema de control del camión.



Figura 3.1: Camión CAT 795F AC [13].

3.1.1 Identificación de sensores presentes en motor diésel

El motor diésel posee una gran cantidad de sensores que sin embargo, miden 4 variables generales en diferentes componentes:

- Presión.
- Temperatura.
- Posición.
- Velocidad.

Respecto del presente estudio, las últimas 2 variables cobran gran relevancia puesto que son variables dinámicas que captan en forma directa cualquier evento anómalo en el funcionamiento del motor. En particular, se dispone de:

- Posición instantánea del eje de levas, ítem 145 en Figura 3.2.
- Posición instantánea del cigüeñal, ítem 146 en Figura 3.2.
- Velocidad instantánea del motor, ítem 305 en Figura 3.3.

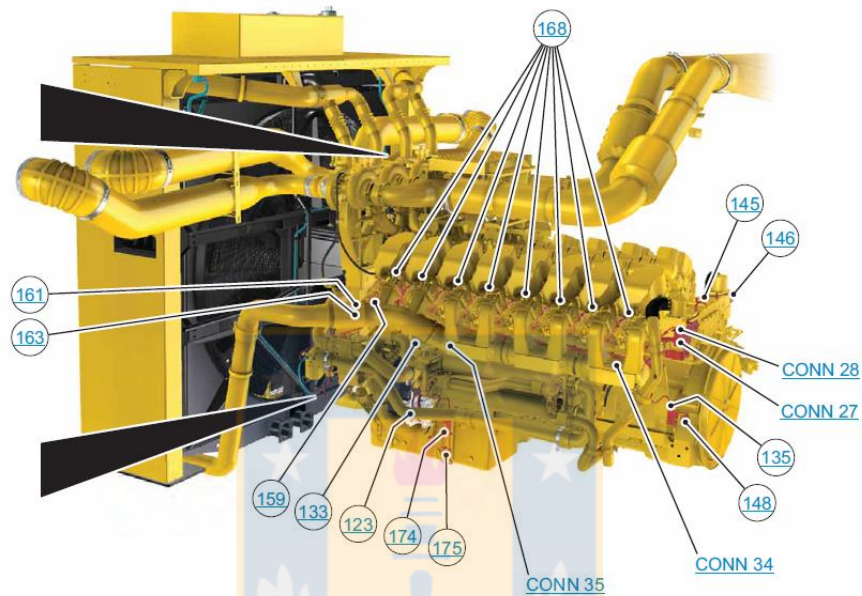


Figura 3.2: Esquema de localización de sensores presentes en motor [13].

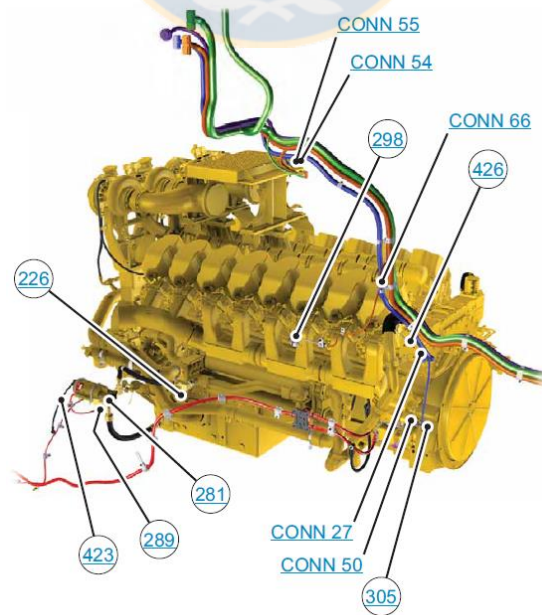


Figura 3.3: Esquema de localización de sensor de velocidad del motor [13].

Las variables mencionadas, son captadas mediante sensores del tipo *PickUp* Magnético, que en síntesis son dispositivos que detectan distorsiones de su campo magnético entregando señales de voltaje coherentes con la perturbación generada. Si el sensor se monta apuntando una superficie irregular (engranaje, tuerca, etc), que esté acoplada a un eje que gira a una determinada velocidad, el sensor entregará una señal de amplitud y frecuencia proporcional a la velocidad del eje medido, suelen emplearse en aplicaciones donde no se requiere mayor exactitud en bajas velocidades. En el caso del motor medido, el sensor está apuntando a los dientes del volante de inercia, el que posee 183 dientes.

Para adquirir la señal de los sensores y no interferir en los sistemas de control del camión, se diseña una alternativa que permite recolectar las señales que transmite el sensor de velocidad del motor, que consiste en generar un puente paralelo a su conexionado original en el circuito del camión, y llevar las señales al equipo de adquisición (*data logger*). De este modo, en la Figura 3.4, se esquematiza la instalación llevada a cabo en el camión.

Por disponibilidad de tiempo, durante la experiencia de medición solo fue posible adquirir la señal de velocidad del motor diésel, quedando fuera los sensores de posición del eje de levas y del cigüeñal.

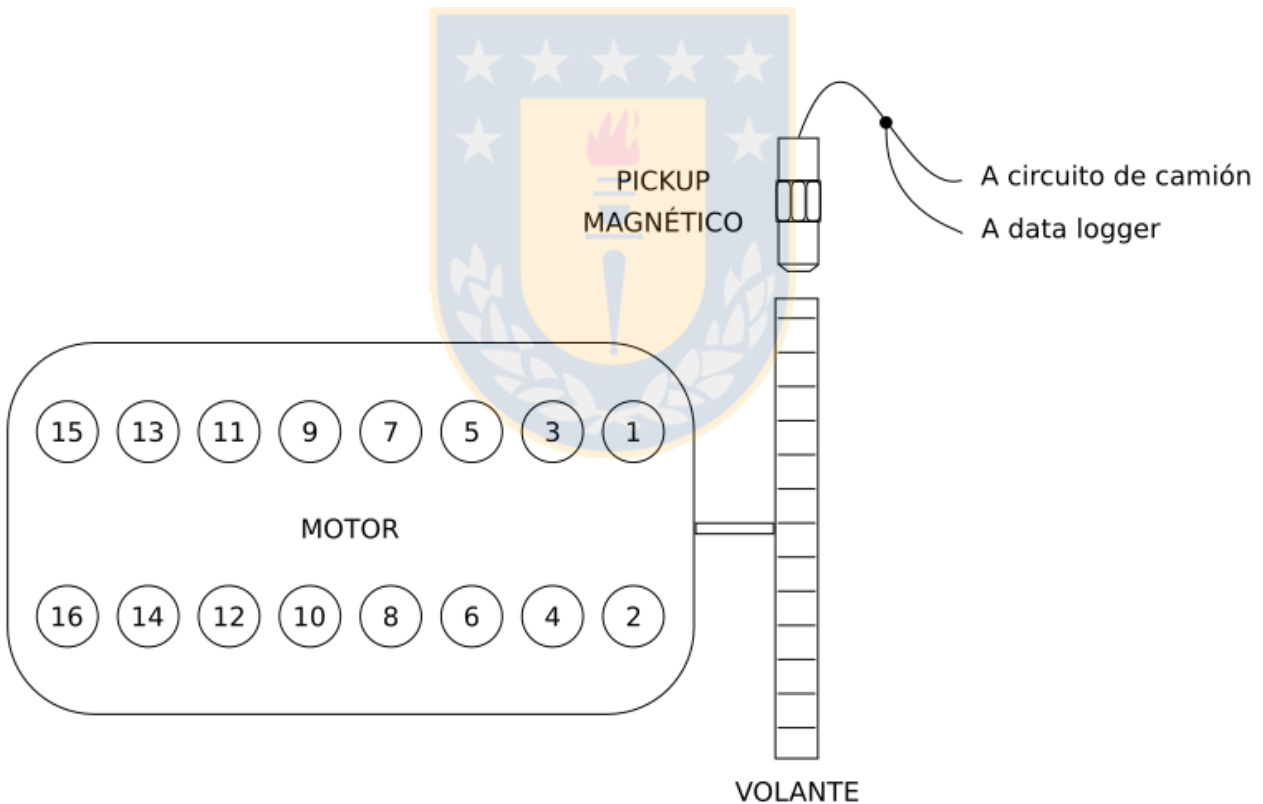


Figura 3.4: Esquema de conexión en pickup magnético apuntando al volante del camión, fuente: elaboración propia.

3.1.2 Medición de VAI en motor diésel

Luego de instalado el sistema de recolección de datos en el camión, éste adquiere señales durante aproximadamente 4 horas, en la Figura 3.5 se muestra un registro de todas las mediciones guardadas durante el tiempo de adquisición. De las 4 horas registradas, entre 19:00 y 19:30 corresponde a pruebas en patio de camiones con el camión estacionado y luego de 21:00 a 00:30 corresponde a camión en operación normal.

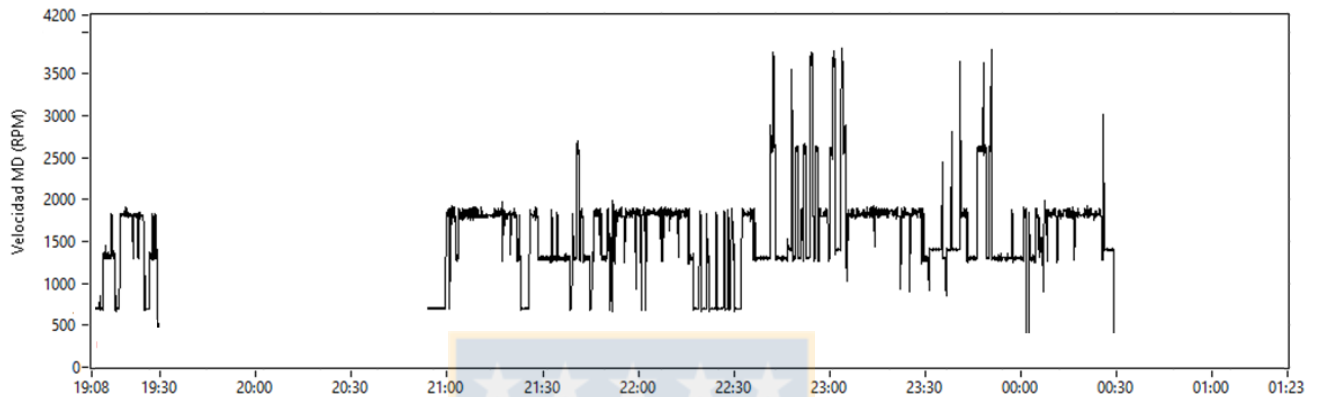


Figura 3.5: Registro total de mediciones adquiridas en camión real, fuente: elaboración propia.

En función de lo anterior, se pueden inferir 5 condiciones posibles durante el periodo de medición:

1. Camión en espera o cargando material.
2. Camión viajando sin material a velocidad constante.
3. Camión viajando sin material a velocidad variable.
4. Camión viajando con material a velocidad constante.
5. Camión viajando con material a velocidad variable.

De las 5 condiciones indicadas, sólo la primera es fácil de identificar, dado que será necesariamente cuando el motor se encuentre en velocidad de ralentí a 700 rpm. En las otras 4 condiciones, solo es posible identificar si el camión viaja a velocidad constante o variable, ya que no se tienen herramientas que ayuden a discriminar si el camión viaja con o sin carga, y por otro lado dado que las simulaciones sólo consideran velocidades medias constantes. El análisis de VAI para el motor diésel se reducirá entonces a las siguientes condiciones:

1. Motor en velocidad media ralentí (700 rpm).
2. Motor en velocidad media nominal (1800 rpm).

3.1.2.1 Motor en velocidad media ralentí

Como se indicó previamente, la velocidad ralentí corresponde al motor rotando a 700 rpm, por tanto, se seleccionan tramos a esta velocidad en diferentes momentos de la medición. Además se considera la implementación de dos filtros pasa bajo para las señales de VAI obtenidas [2]:

- Filtro pasa bajo a 16 order que corresponde a 2 veces la frecuencia de encendido.
- Filtro pasa bajo a 4 order que corresponde a 0,5 veces la frecuencia de encendido.

En la Figura 3.6, se grafican 2 ciclos de combustión (4 revoluciones del cigüeñal) de diferentes señales filtradas con velocidad media 700 rpm, a la izquierda con filtro pasa bajo a 16 order y a la derecha con filtro pasa bajo a 4 order.

Las formas de onda de la VAI en velocidad ralentí, evidencian que el volante posee una respuesta definida y constante, independiente del momento en que se tome la señal, presentando sólo algunas diferencias leves en el patrón, diferencias que se asocian a leves variaciones de velocidad media entre las señales seleccionadas. Al representar las señales de VAI seleccionadas en gráficos polares, Figura 3.7, se puede observar de mejor forma el patrón característico del volante cuando el motor gira a 700 rpm y además evidencia de forma clara que no existe una relación entre el momento angular en que un cilindro combustiona y las fluctuaciones de VAI observadas en las señales.

Además de lo anterior, la representación polar de las señales muestra que los ciclos no son perfectos, es decir, no terminan en el mismo punto en que empezaron, este efecto responde a 2 causas, la primera de ellas por acondicionamiento de señales y la segunda es producto de leves cambios en la velocidad media del motor durante cada ciclo de combustión. Es evidente que en condiciones de laboratorio y controladas estos ciclos sí deben ser perfectos.

Por otra parte, sustentando el patrón observado en las señales, los espectros de VAI, Figura 3.8, muestran un comportamiento similar y estable, destacando en todos los casos componentes espectrales predominantes y en todos los casos a la misma frecuencia, sólo se evidencian leves cambios de amplitud en estas componentes lo que verifica las leves diferencias presentes en las formas de onda. El análisis espectral, ver Figura 3.8, no entrega mayor información respecto del estado del equipo, sin embargo, entrega una herramienta útil de comparación entre amplitudes y componentes predominantes, es de esperar que ante la presencia de una falla que modifique la respuesta en velocidad del volante, esta será evidenciada por la aparición de nuevas componentes espectrales y/o variaciones en sus amplitudes, tal como se observó en las simulaciones dinámicas.

3.1.2.2 Motor en velocidad media constante nominal

El motor del CAT 795F AC está diseñado para que a 1800 rpm tenga su desempeño óptimo, así entonces es deseable que el motor opere la mayor parte del tiempo a esta velocidad. A continuación se presentan los análisis de señales del motor operando a esta velocidad. Al igual que en velocidad ralentí se utilizaran los filtros pasa bajo a 16 y 4 order.

En la Figura 3.9, se muestran diferentes señales de VAI con velocidad media a 1800 rpm en diferentes tramos de operación. Nuevamente se presentan señales adquiridas en diferentes momentos de operación observándose un patrón constante y característico para esta velocidad media, diferente al observado en 700 rpm. A diferencia del caso anterior, el camión se encuentra en movimiento a velocidad constante, por tanto, se infiere que independiente de la carga a la que está sometido el camión, el patrón no presentará mayores diferencias, salvo las asociadas a variaciones leves de velocidad. Por otra parte, tampoco es posible asociar el número de fluctuaciones con el número de cilindros del motor de acuerdo al orden de encendido, esto se debe a que cada uno de los cilindros combustiona muy cerca del otro (en distancia angular) por tanto, los ciclos de combustión quedan casi superpuestos entre sí, y además por el tamaño del eje, las fluctuaciones responden

mayormente a condiciones dinámicas puntuales según el nivel de presión interna de cada cilindro, así como la velocidad media del motor [15].

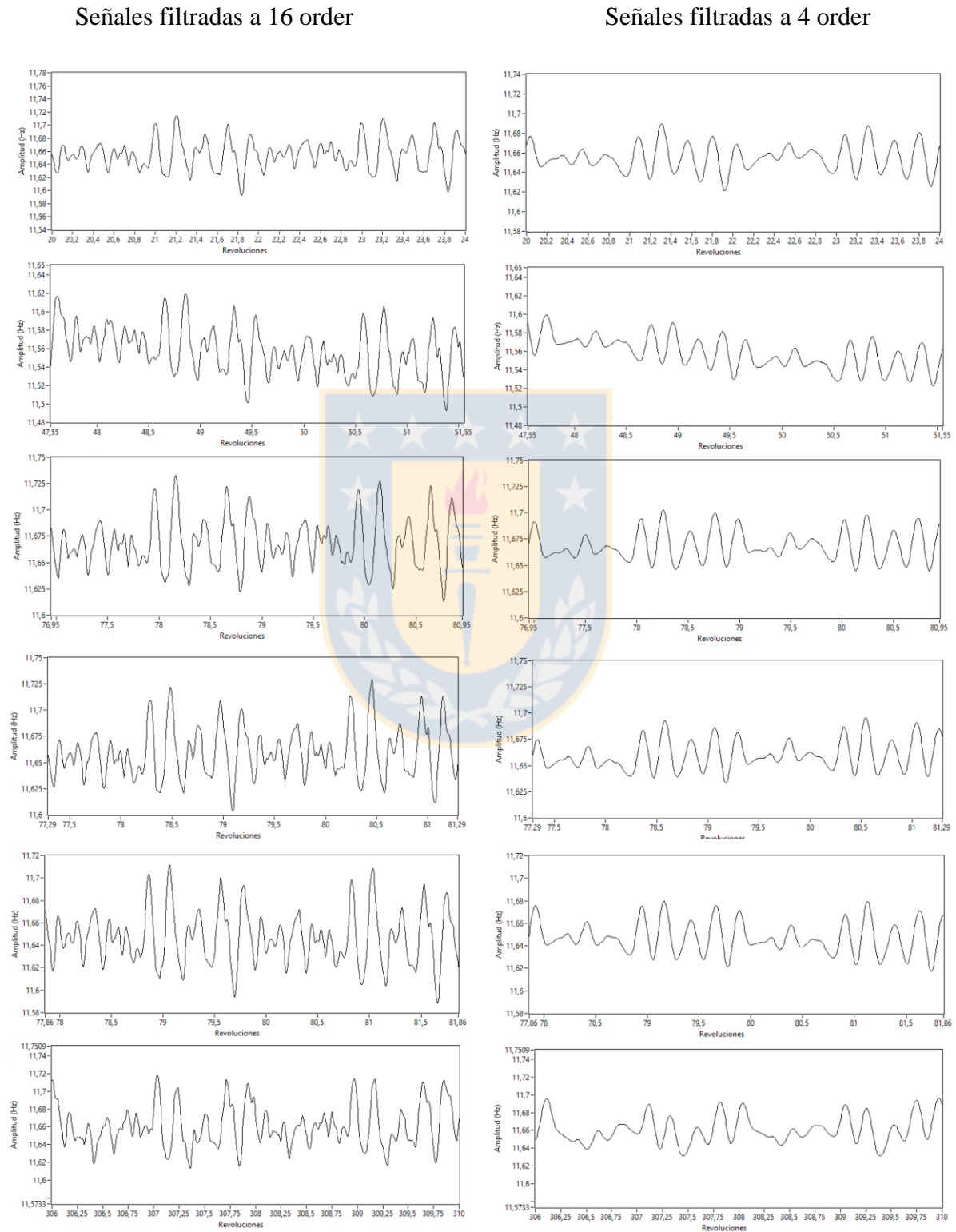


Figura 3.6: Formas de onda de VAI a 700 rpm, fuente: elaboración propia.

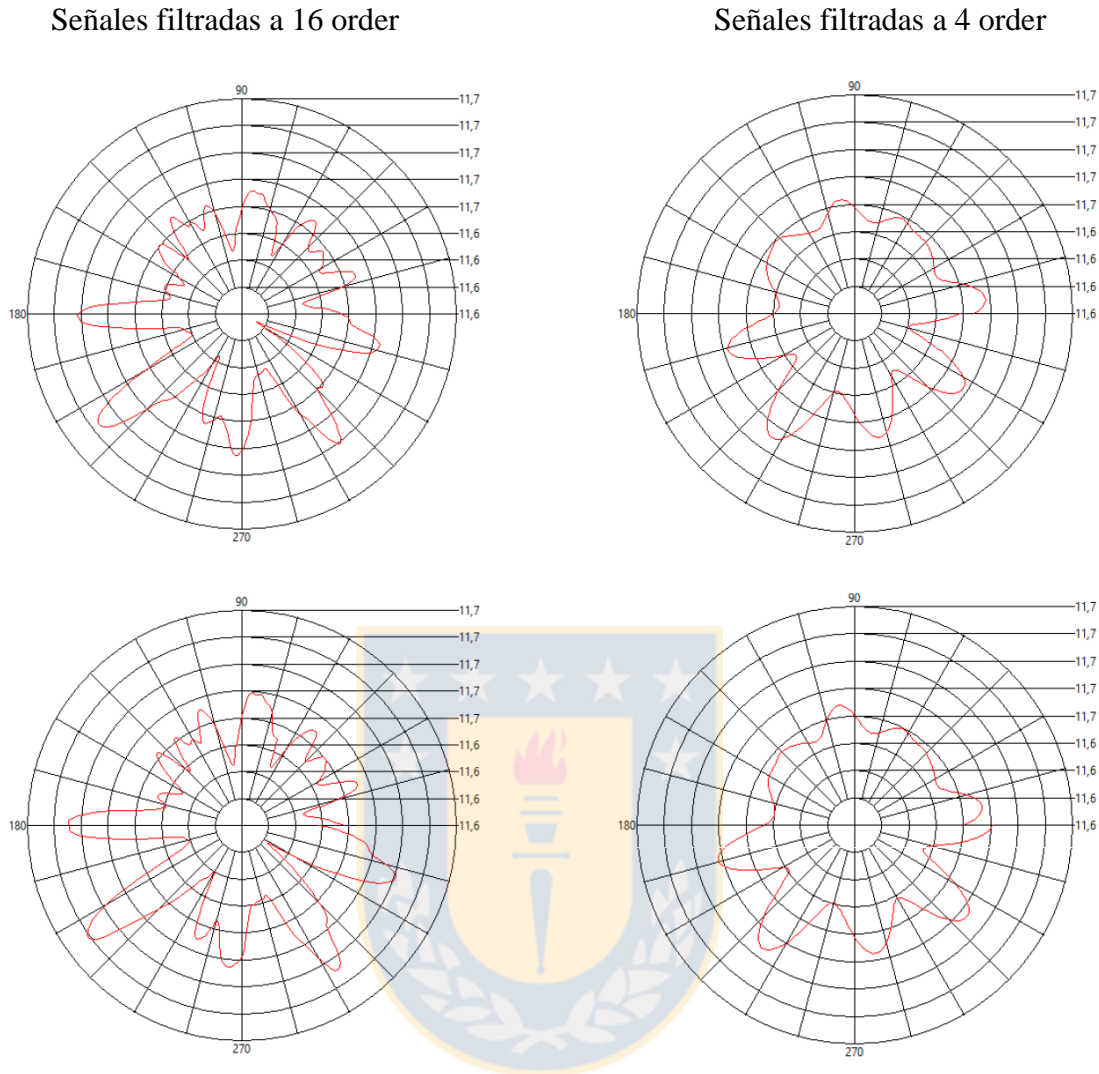
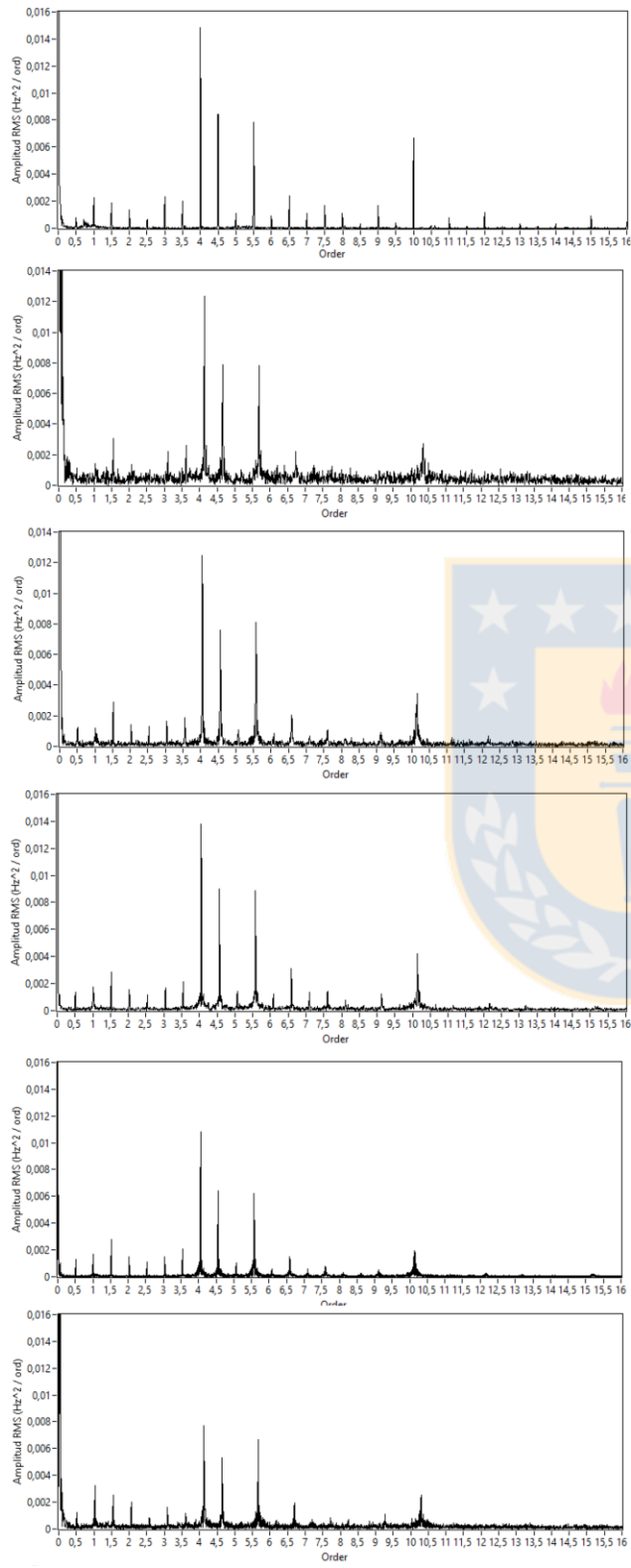


Figura 3.7: Representación polar de 2 señales de VAI a 700 RPM, fuente: elaboración propia.

Lo anterior se puede observar de forma clara en la representación polar, Figura 3.10, de las señales seleccionadas, donde claramente se distingue un patrón característico para las señales, pero no una distribución equitativa de las fluctuaciones vistas en la VAI. Al comparar con las señales de velocidad ralentí se desprende que la forma de onda de la VAI depende exclusivamente de la velocidad media del cigüeñal. Es decir, debido a la flexibilidad del cigüeñal la respuesta del volante a las excitaciones de los torques motrices de cada cilindro modifican en forma única las fluctuaciones de velocidad del eje, medidas en este caso en el volante del motor.

Complementario a los análisis de formas de onda y representaciones polares, en la Figura 3.11, se presentan los espectros de las señales referenciadas. Nuevamente se observa que los espectros sólo muestran componentes características que se repiten en cada señal con leves variaciones de amplitud entre componentes. Dado que la “firma” espectral para cada velocidad media es diferente y única, permite en primer lugar diferenciar entre señales “sanas” pero con velocidades medias distintas, y seguido a esto, permitirá la identificación de señales que pueden ser provocadas por algún tipo de falla.

Señales filtradas a 16 orden



Señales filtradas a 4 orden

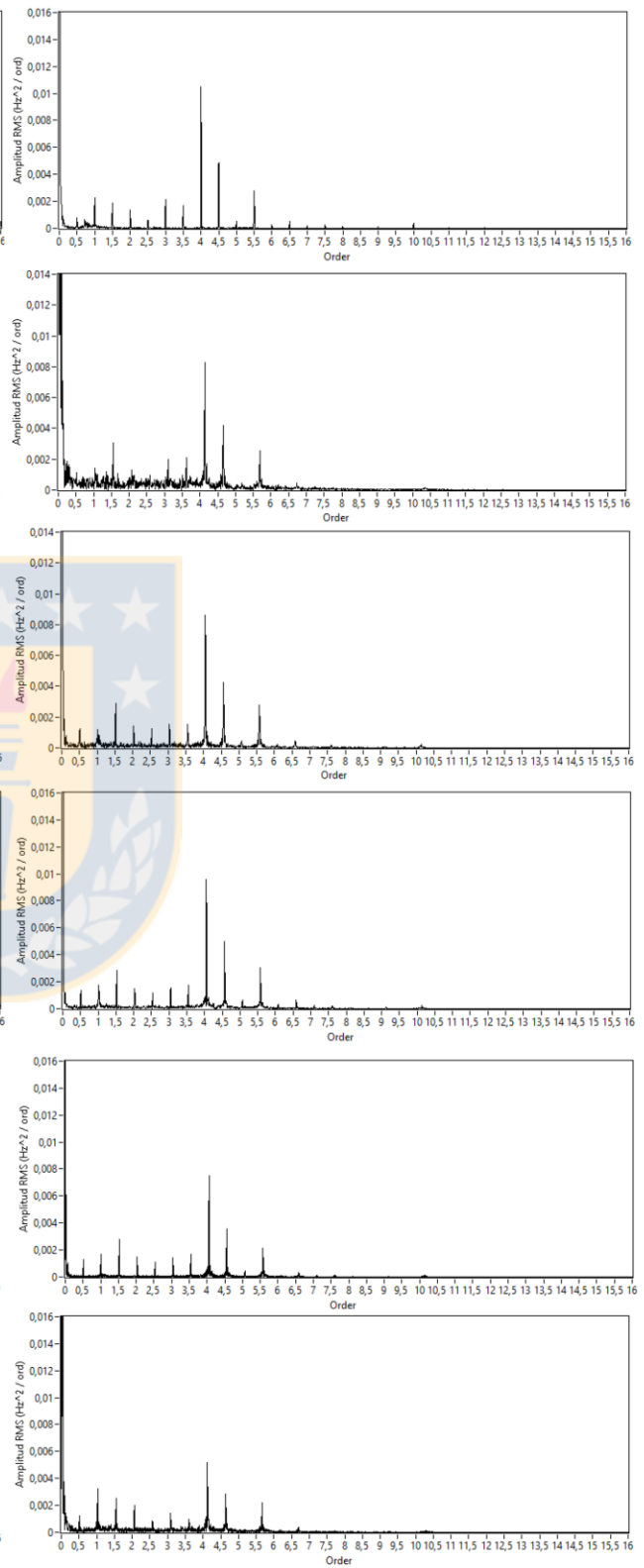
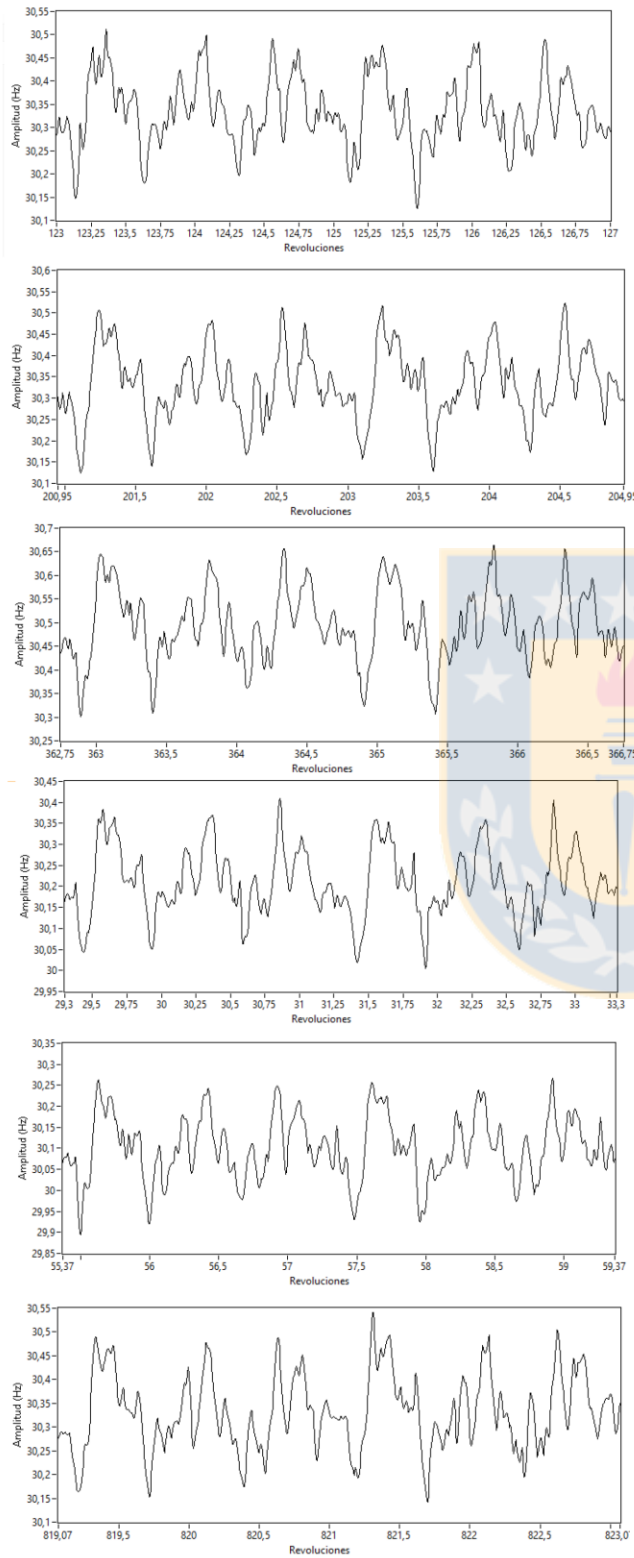


Figura 3.8: Espectros de formas de onda de VAI a 700 RPM, fuente: elaboración propia.

Señales filtradas a 16 orden



Señales filtradas a 4 orden

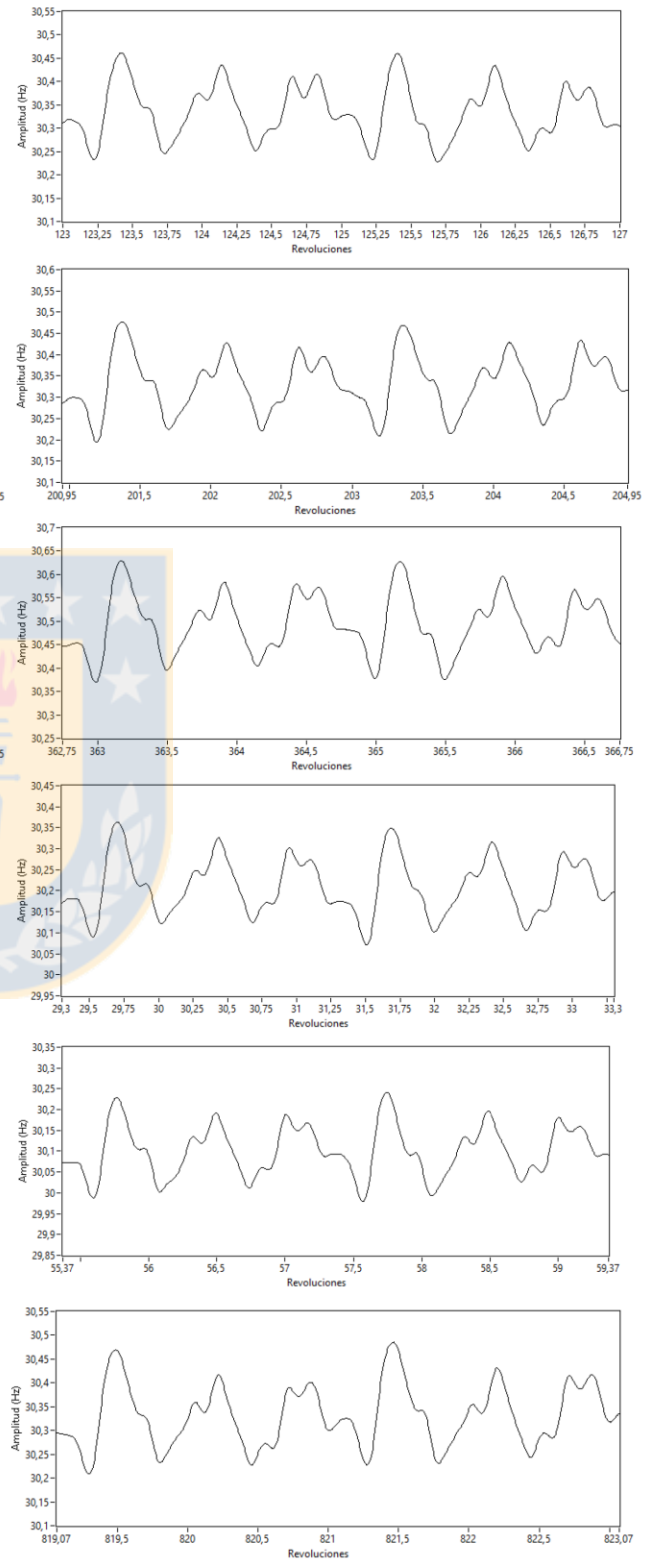


Figura 3.9: Formas de onda de VAI a 1800 rpm, fuente: elaboración propia.

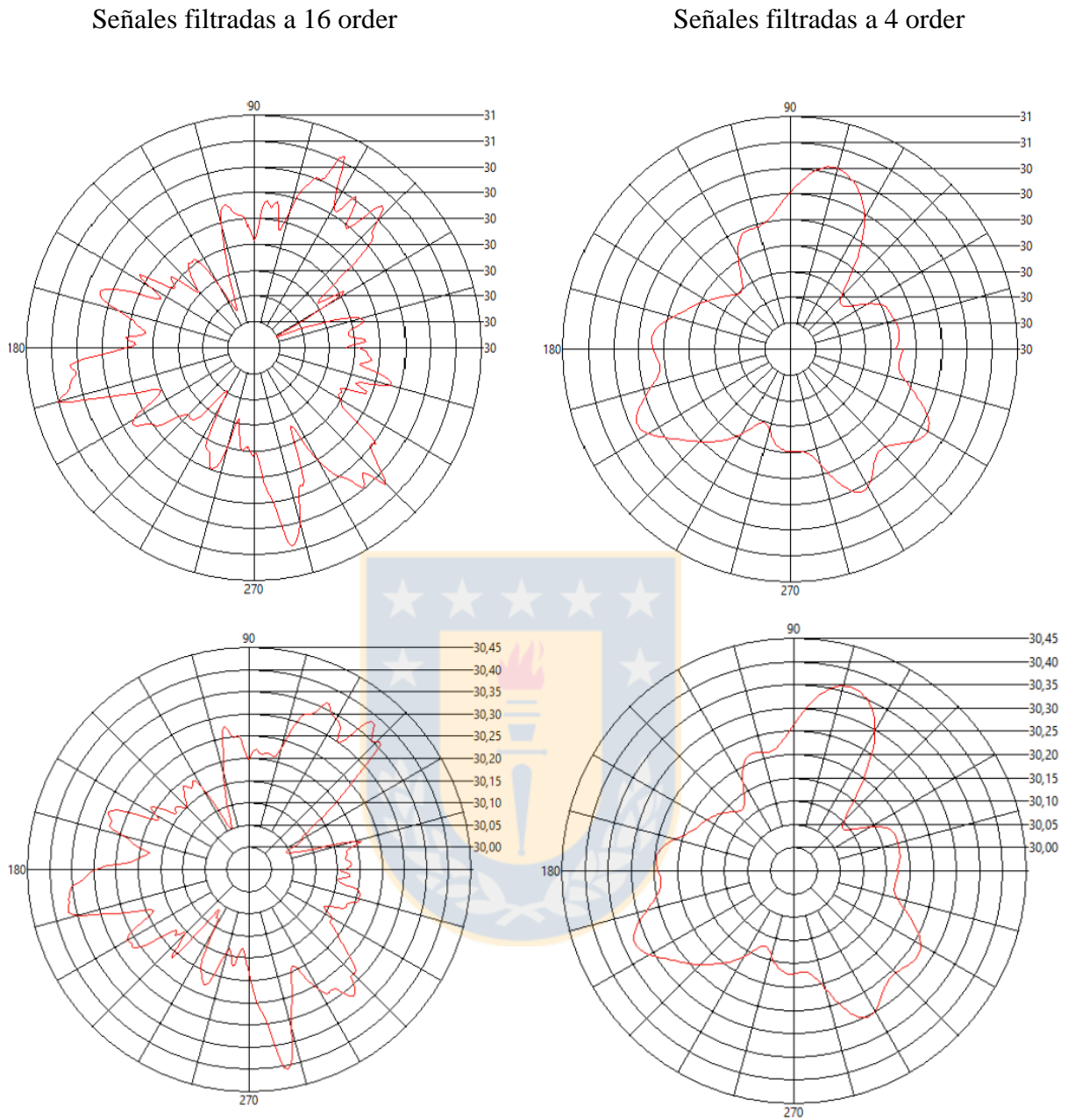
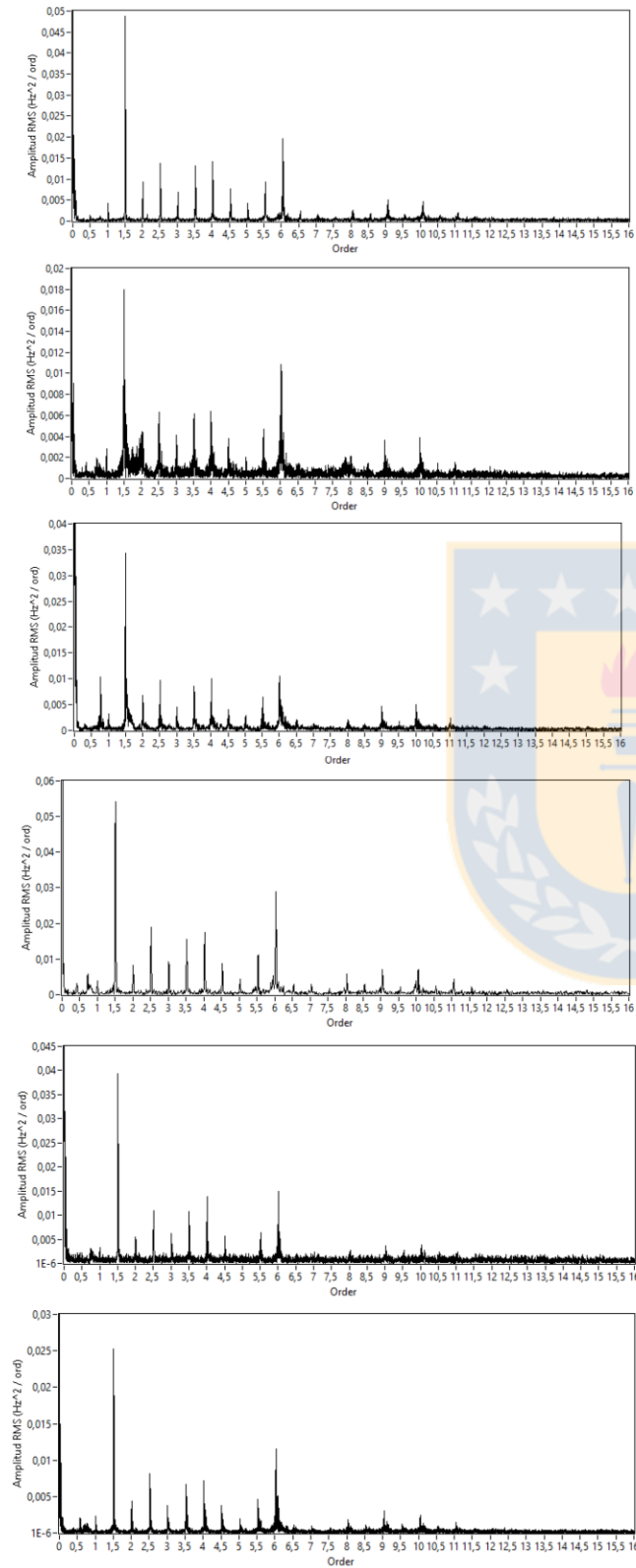


Figura 3.10: Representación polar de las formas de onda de VAI a 1800 rpm, fuente: elaboración propia.

Señales filtradas a 16 orden



Señales filtradas a 4 orden

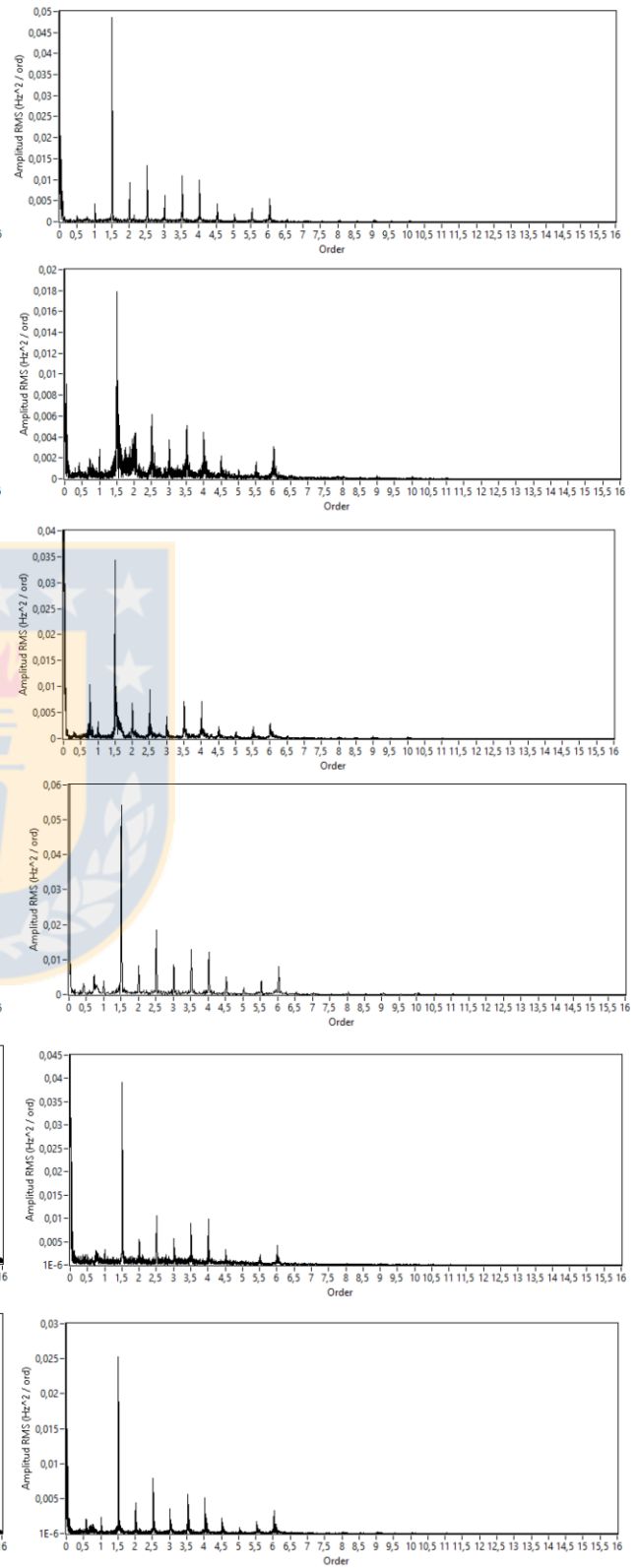


Figura 3.11: Espectros de formas de onda de VAI a 1800 RPM, fuente: elaboración propia.

3.1.3 Comparación entre señales simuladas y señales reales

En las secciones anteriores del capítulo se caracterizaron los resultados arrojados por mediciones reales en un camión de minería CAT 795F AC. Las señales adquiridas fueron analizadas en dos casos característicos, velocidad ralentí y nominal, encontrándose resultados concordantes con la investigación bibliográfica y más aún, con los resultados entregados por el modelo dinámico propuesto para un motor diésel similar.

A fin de validar el modelo, y que éste pueda ser utilizado en nuevos estudios, a continuación se presenta una comparación de resultados entre señales reales y simuladas a velocidad media 700 rpm y 1800 rpm.

3.1.3.1 Comparación de señales en velocidad media ralentí

Al comparar los resultados numéricos del modelo con los resultados reales, para una velocidad media de rotación 700 RPM (11,67 Hz), se observa en la Figura 3.12(a) que la VAI simulada no posee grandes distorsiones en amplitud ni en su forma de onda, a diferencia de lo que se observa en la medición real, Figura 3.12(b), donde se aprecia una VAI con evidentes distorsiones de amplitud en una zona específica del ciclo. Estos cambios en la amplitud de la VAI real se pueden asociar a cambios bruscos en la presión interna de algunos cilindros a causa de variaciones en el volumen de combustible diésel que se inyecta a fin de mantener la velocidad del motor constante. Estos efectos cobran relevancia en velocidades bajas del motor, ya que como se indicó en el Capítulo 1, cuando el motor funciona en velocidades muy bajas la respuesta en velocidad del volante y por ende del motor, se verá afectada mayoritariamente por parámetros relacionados a la presión desarrollada en cada uno de los cilindros del motor. Asimismo, se explica el comportamiento de la VAI simulada, donde su forma de onda se asemeja a la forma de onda del torque total (gases + inercia) de excitación del sistema [15], lo cual es aceptable ya que el modelo termodinámico propuesto no posee la capacidad de implementar variaciones en el volumen de combustible inyectado durante un ciclo de combustión. Así entonces, la VAI simulada en bajas velocidades sólo estará afectada e influenciada por variaciones globales en la presión de los cilindros.

Por otra parte, el análisis espectral en ambas señales, Figura 3.13(a) y 3.13(b) (simulada y real respectivamente) muestran un comportamiento relativamente similar, con una componente predominante y bien definida a 4 orders, además de otras componentes aunque de menor valor en su vecindad, sumado a componentes de baja amplitud entre 0,5 y 3,5 orders visibles en ambas figuras.

Si bien la forma de onda de la VAI simulada presenta a simple vista diferencias sustanciales con la referencia real, se destaca la presencia de la componente a 4 orders en el espectro, ya que indica que existe un evento que se repite 4 veces en una revolución del cigüeñal, o desde otro punto de vista, es un evento que ocurre 8 veces en cada ciclo de combustión. Respecto de la forma de onda de VAI simulada, a simple vista se observan 8 eventos de aumento/disminución de velocidad en cada ciclo de combustión (2 revoluciones del cigüeñal) respecto de la velocidad media, luego observando en forma detenida la forma de onda de la señal real, también se observan 8 eventos de aumento/disminución de velocidad en cada ciclo de la VAI, los cuales se han marcado en color azul en la Figura 3.12(b).

Por lo anterior, se estima que los resultados entregados por el modelo para este caso son coherentes con la realidad. Si bien las formas de onda no son del todo similares, su contenido espectral, indica que al menos el proceso físico se logra representar en forma adecuada considerando las limitaciones que presenta el modelo termodinámico de la presión interna de cada cilindro.

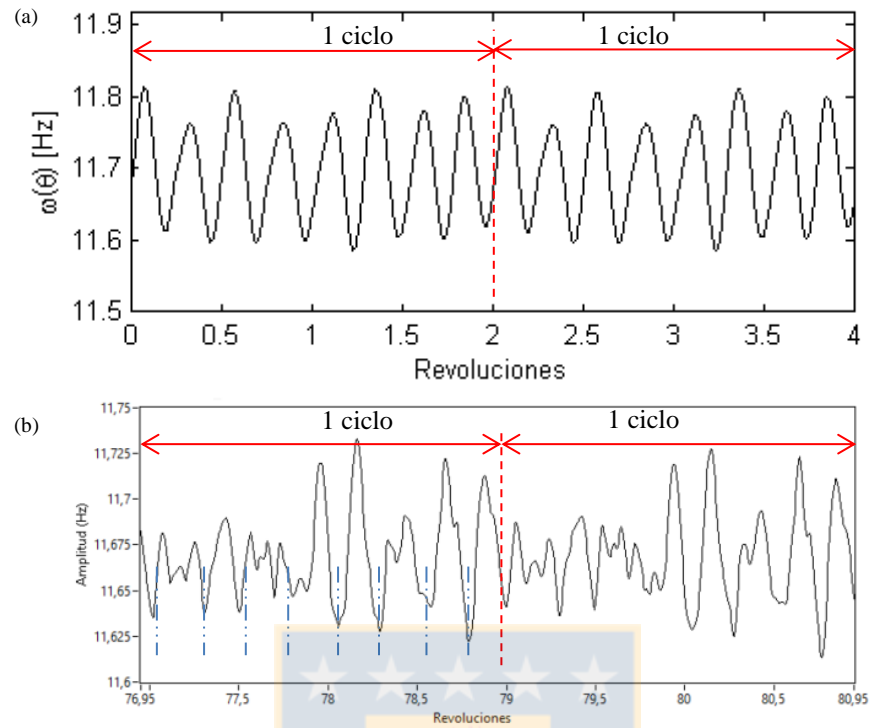


Figura 3.12: Comparación de VAI simulada (a) vs VAI medida (b) a 700 rpm, fuente: elaboración propia.

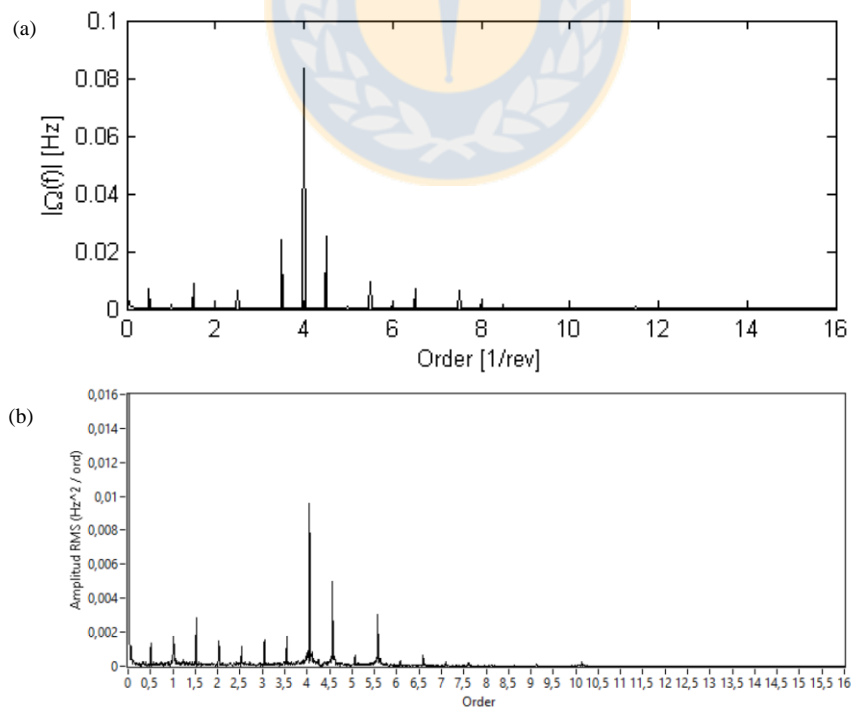


Figura 3.13: Comparación de espectros simulados (a) vs espectro real (b) a 700 rpm, fuente: elaboración propia.

3.1.3.2 Comparación de señales en velocidad media nominal

Ahora bien, analizando los resultados de un motor funcionando a su velocidad nominal 1800 RPM (30 Hz), se destaca que en la VAI simulada se observa un comportamiento muy similar a la VAI real. En las Figuras 3.14(a) y 3.14(b) se presentan dos ciclos de combustión para una VAI simulada y real (respectivamente) donde en ambos casos se pueden observar hasta 3 eventos de aumento/disminución en la VAI respecto de la velocidad media dentro de un mismo ciclo. A diferencia del caso anterior, cuando la velocidad del motor aumenta, trae consigo un aumento significativo del torque de inercia en el sistema, ya que como se vió en el Capítulo 2, éste depende directamente de la aceleración angular y la velocidad angular al cuadrado. Por tanto, lo anterior implica que los torques de inercia del sistema tendrán una participación activa en el desarrollo y resultado de la VAI en conjunto con el torque de los gases. Más aún, al estar expuesto a sollicitaciones torsionales más elevadas, el cigüeñal mostrará un comportamiento más flexible permitiendo la excitación de frecuencias naturales que generaran una respuesta en velocidad del volante característica y diferente para cada velocidad media.

Luego, al realizar una comparación del espectro de la VAI simulada respecto del espectro de la VAI real, se observa una alta similitud. En ambas figuras se observa una componente predominante a 1,5 orders, seguida de múltiples componentes visibles entre 0,5 y 6 orders. Al igual que en el caso anterior, la componente predominante del espectro, guarda relación con el número de eventos en que la VAI aumenta o disminuye respecto del valor medio de referencia. En este caso, como se menciona anteriormente, se observan hasta 3 eventos de este tipo, visibles con claridad tanto en la forma de onda de VAI simulada, como en la forma de onda de la VAI real.

Al igual que en el caso anterior, se estima que el modelo entrega resultados coherentes con la realidad, y más aún, con un alto grado de semejanza y exactitud, por ejemplo la similitud entre la VAI simulada y la VAI real así como sus espectros, responde a que la presión al interior de los cilindros de un motor funcionando a altas velocidades, se mantiene mayormente estable por existir un flujo constante y uniforme de combustible en todos los cilindros y luego, aun cuando existan posibles variaciones de flujo de combustible y por ende diferencias mínimas de presión, éstas serán despreciables ante el efecto de las fuerzas de inercia en el sistema. Así entonces, el modelo termodinámico de la presión simulada logra entregar resultados óptimos para la modelación.

Por otra parte, como se indicó al comienzo de este capítulo, las mediciones reales fueron obtenidas de un camión con un modelo de motor levemente distinto al simulado. Si bien se mantiene el fabricante, el número de cilindros, etc., también se presentan cambios sustanciales en el motor como la cilindrada, carrera y diámetro de los pistones, etc., por tal motivo, los resultados obtenidos en esta etapa se consideran satisfactorios.

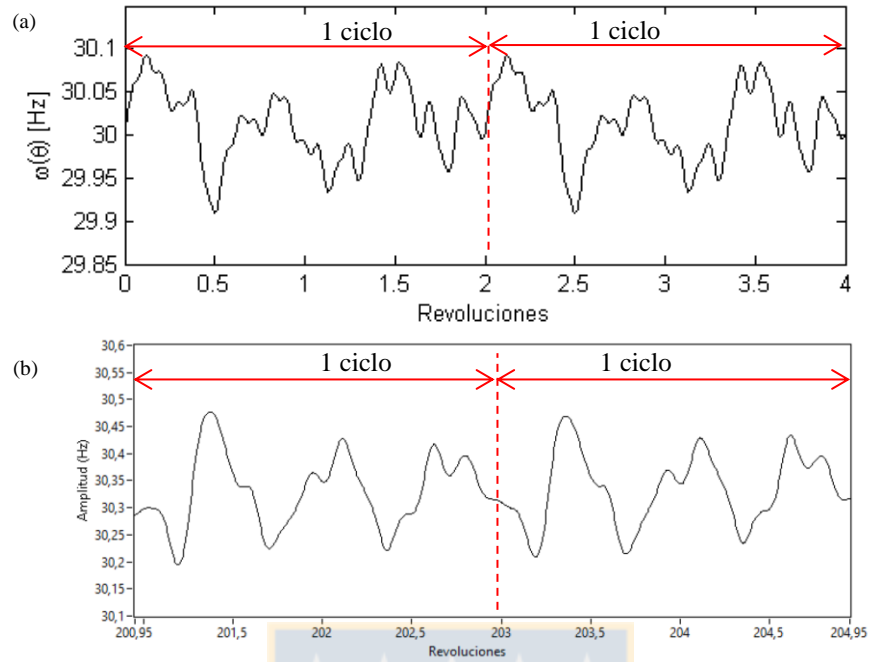


Figura 3.14: Comparación de VAI simulada (a) vs VAI medida (b) a 1800 rpm, fuente: elaboración propia.

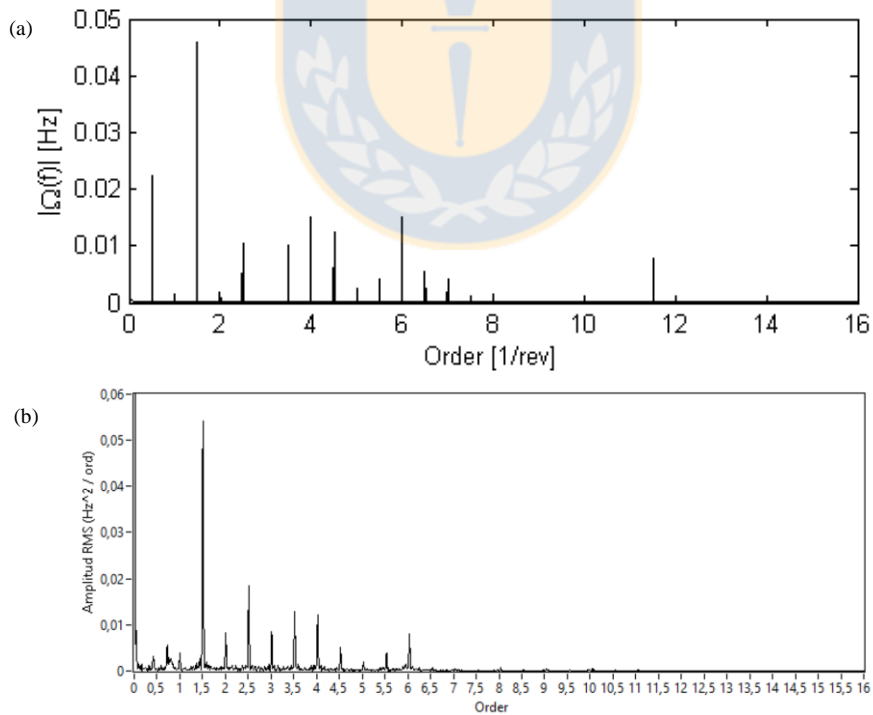


Figura 3.15: Comparación de espectros simulados (a) vs espectro real (b) a 1800 rpm, fuente: elaboración propia.

CAPÍTULO 4

Conclusiones y perspectivas

4.1 Conclusiones

Los resultados obtenidos, ya sea por simulaciones numéricas o por mediciones reales indican que la respuesta en velocidad angular del volante de un motor con gran número de cilindros, ante la excitación del torque motriz y sumado a los efectos propios de la dinámica del motor, no permite identificar una periodicidad con la cual se logre identificar el momento en que uno u otro cilindro inicia el proceso de combustión. En ambos casos, sólo fue posible identificar una periodicidad cada dos revoluciones del cigüeñal, característica inherente a un motor de 4 tiempos. Lo anterior, se debe a que por la gran cantidad de cilindros combustionando en un número reducido de revoluciones, los tiempos de expansión de los cilindros se encuentran todos superpuestos, imposibilitando la detección de “*peaks*” como se observa en motores con bajo número de cilindros [5], [14].

El análisis de las formas de onda de VAI reales a diferentes velocidades medias, así como las simulaciones presentadas permiten concluir que la VAI tendrá una forma característica y única dependiendo de la velocidad media a la que esté girando el motor, producto de la flexibilidad torsional del eje, ya que por sus dimensiones presenta frecuencias naturales en torsión de bajo valor las cuales dependiendo de la velocidad media del motor se excitarán y acoplarán de diferentes formas [6], [15].

Respecto del análisis espectral de la VAI se observan componentes separadas a 0,5 veces la velocidad media de rotación, lo cual indica que existen eventos que ocurren una vez cada dos revoluciones del cigüeñal. Esto se relaciona al ciclo de combustión el cual comprende las etapas de admisión, compresión, expansión y expulsión distribuidas en dos revoluciones. El comportamiento observado es también una característica inherente a un motor de 4 tiempos.

Por otra parte, de los espectros también se evidencia que para diferentes velocidades medias las componentes espectrales poseen diferente amplitud y además las componentes visibles son únicas en cada caso. La explicación radica en que para cada velocidad media las componentes espectrales excitarán una zona diferente en la función respuesta en frecuencia del eje cigüeñal.

El uso de filtros a 16 y 4 orden [2] permiten suavizar las señales adquiridas, así como a suavizar la forma de onda de la VAI sin perder contenido espectral valioso. Por otra parte, la representación polar de la VAI no muestra mayores ventajas respecto al análisis de una señal en coordenadas cartesianas, sólo permite una mejor representación visual de las señales sin entregar indicios de las zonas en que se generan las combustiones en cada cilindro.

Aun cuando los perfiles de las formas de onda de la VAI real se mantienen relativamente constantes para una misma velocidad media. También se logran detectar pequeñas variaciones entre diferentes mediciones y tramos de señales analizados. Por ejemplo componentes espectrales de mayor o menor amplitud así como variaciones en amplitud de la VAI. Estas variaciones se atribuyen a posibles variaciones de carga en el motor las que sólo podrían ser corroboradas realizando mediciones de carga en el motor mediante monitoreo de la corriente generada.

De las formas de onda reales, no es posible generar un mayor análisis debido a que no se adquirió la señal de referencia que determina la posición en que el cilindro 1 está en el PMS a fin de identificar el orden de encendido en cada uno de los ciclos del motor. Además, tampoco se conoce el estado del motor al momento de realizar las mediciones.

Las comparaciones de ciclos a igual velocidad media de rotación entre mediciones reales y simuladas, muestran resultados alentadores y además permiten validar el modelo dinámico propuesto así como el modelo termodinámico de la presión. Si bien es claro que ambos modelos se pueden refinar, tal acción solo ayudaría a realizar estimaciones cuantitativas de mayor calidad. Sin embargo, el análisis cualitativo que permite el actual modelo es de utilidad a fin de proyectar comportamientos futuros, por ejemplo con el método propuesto para la detección del cilindro con falla de combustión.

Finalmente, se concluye que el uso de la VAI como técnica de monitoreo de combustión en motores con gran número de cilindros, es una herramienta prometedora y actualmente poco difundida. Entre sus ventajas se destaca:

- Bajo costo de implementación (respecto a otros sistemas convencionales), por existir la posibilidad de utilizar los sensores ya presentes en el camión.
- Las señales de VAI representan fielmente la dinámica interna del equipo analizado y no están influenciadas por el medio u otros equipos colindantes.
- Las señales de VAI muestran síntomas únicos e inequívocos que permiten identificar diferentes parámetros de operación y/o de falla, según sea el caso.
- Los diagnósticos se realizan en base al análisis de señales dinámicas y síntomas íntimamente relacionados con el estado interno de los diferentes componentes del motor y no en base a tendencias estadísticas de parámetros indirectos del mismo.

4.2 Perspectivas

A raíz de los resultados, las perspectivas de trabajo en base a este trabajo son amplias. A continuación se indican las más relevantes:

- Modelo dinámico:
 - Analizar el modelo en condiciones de aceleración y desaceleración, para lo cual se plantea implementar un torque resistente ascendente, descendente, y combinaciones.
 - Analizar técnicas que permitan realizar el camino inverso presentado en este trabajo, es decir, con la VAI del volante reconstruir la presión interna de los cilindros [16], [17], [18].
 - Analizar la factibilidad de modelar la fricción entre el cilindro y el pistón, la que no fue considerada en este trabajo.
 - Estudiar el comportamiento del modelo ante fallas simultáneas de presión.
 - Implementar una presión que simule una falla de inyección parcial (no total), lo cual permitirá analizar (si es posible) la efectividad de la VAI en determinar la severidad de una falla de combustión.
- Mediciones experimentales:
 - Analizar señales en condiciones de aceleración y desaceleración.
 - Validar el modelo mediante mediciones experimentales en distintos tipos de motores, y en lo posible de 6 o más cilindros, en los que los efectos dinámicos sean importantes.

REFERENCIAS

[1] Taraza D., Henein N., Bryzik W. (2001).

The frequency analysis of the crankshaft's speed variation: a reliable tool for diesel engine diagnosis.

Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 123(2), págs. 428–432.

[2] Charles P., Sinha J., Gu F., Lidstone L., Ball A. (2009).

Detecting the crankshaft torsional vibration of diesel engines for combustion related diagnosis.

Journal of sound and vibration vol. 321, págs. 1171 – 1185.

[3] Li Y., Gu F., Harris G., Ball A., Bennett N., Travis K. (2005).

The measurement of instantaneous angular speed.

Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 19, págs. 786–805.

[4] Dereszewski M., Charchalis A., Polanowski S. (2011).

Analysis of diagnostic utility of instantaneous angular speed fluctuation of diesel engine crankshaft.

Gdynia Maritime University, Faculty of Marine Engineering, Poland.

[5] Yang J., Pu L., Wang Z., Zhou Y., Yan X. (2001).

Fault detection in a diesel engine by analyzing the instantaneous angular speed.

Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 15(3), págs. 549–564.

[6] Desbazeille M., Randall R., Guillet F., El Badaoui M., Hoisnard C. (2010).

Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft.

Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 24, págs. 1529–1541.

[7] ISO 10816-6 (1995).

Mechanical vibration–Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts–Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.

[8] Gao Y., Randall R.B. (1999).

Reconstruction of diesel engine cylinder pressure using a time domain smoothing technique.

Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 13, cap. 5, págs. 709–722.

[9] Barelli L., Bidini G., Buratti C., Mariani R. (2009).

Diagnosis of internal combustion engine through vibration and acoustic pressure non-intrusive measurements.

Applied thermal engineering, vol. 29, págs. 1707–1713.

[10] Carlucci A., Chiara F., Laforgia D. (2006).

Analysis of the relation between injection parameter variation and block vibration of an internal combustion diesel engine.

Journal of Sound and Vibration, vol 295, págs. 141 – 164.

[11] Antoni J., Daniere J., Guillet. (2002).

Effective vibration analysis of IC engine using cyclostationarity. Part I—A Methodology for condition monitoring.

Journal of Sound and Vibration, vol. 257, págs. 815–837.

[12] Murakami T., Saigo T., Ohkura Y., Okawa Y., Taninaga T. (2002).

Development of vehicle health monitoring system (VHMS/WebCARE) for large-sized construction machine.

Komatsu Technical Report, vol. 48, NO.150.

[13] CAT 3516B HD EUI Diesel Engine.

Specifications, Caterpillar web site.

[14] Hillerborg P. (2005).

Dynamic model of a Diesel engine for diagnosis and balancing.

Master's degree project, Kungliga Tekniska Högskolan (KTH). Signals sensor and systems.

[15] Salas M. (2014).

Simulación numérica del comportamiento dinámico en torsión de un cigüeñal.

Memoria de Título. Universidad de Concepción.

[16] Moro D., Cavina N., Ponti F. (2002).

In-Cylinder pressure reconstruction based on instantaneous engine speed signal.

ASME journal of engineering for gas turbines and power, vol. 124, págs. 220–225.

[17] Liu F., Amaratunga G., Collings N., Soliman A. (2012)

An experimental study on engine dynamics model based in-cylinder pressure estimation.
SAE International, Technical Papers.

[18] Popovic S., Tomic M. (2012).

Possibilities to identify engine combustion model parameters by analysis of the instantaneous crankshaft angular speed.

Faculty of mechanical engineering. University of Belgrade.

[19] Mollenhauer K., Tschöke H. (2010).

Handbook of Diesel Engines.

Springer.

[20] Challen B., Baranescu R. (1999).

Diesel engine reference book.

Butterworth–Heinemann, second edition.

