



Universidad de Concepción
Dirección de Postgrado
Facultad de Ingeniería -Programa de Magíster en Ciencias de la Ingeniería con mención en Ingeniería
Mecánica

Efecto de la Película de Lubricante en el Comportamiento Dinámico de Engranajes de Dientes Rectos



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

ROGER LEONARDO MORALES GUTIÉRREZ
CONCEPCIÓN-CHILE
2020

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

RESUMEN

Las transmisiones de engranajes forman parte de procesos o máquinas consideradas críticas en la industria. La lubricación es fundamental para la protección y aumento de la vida útil de engranajes, ya que evita el contacto directo entre superficies metálicas. En engranajes, la lubricación se caracteriza por tener un régimen elasto-hidrodinámico, en qué, la película de lubricante y la superficie de los dientes están sometidas a grandes presiones que provocan compresión de la película de lubricante y deformación de las superficies. Además, con los movimientos de rodadura y deslizamiento que existen en el proceso de engrane, el estudio de la lubricación en el contacto es complejo. Por lo anterior, durante años la gran mayoría de los estudios y modelos han simplificado o ignorado el efecto del lubricante.

En esta tesis se busca obtener evidencia experimental respecto de la influencia del lubricante en la dinámica de engranajes de dientes rectos. La metodología para este estudio consiste en realizar pruebas con 2 lubricantes de diferente viscosidad, para 12 condiciones de operación estacionarias y 3 condiciones de operación variables. Como objeto de estudio se utiliza un banco de ensayos de una transmisión de engranajes de dientes rectos, diseñado, fabricado y puesto en marcha por este autor, gracias al apoyo del personal del Taller Mecánico del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Concepción. El banco de ensayos posee instrumentación para adquirir datos de vibraciones transversales y vibraciones torsionales.

En los resultados experimentales obtenidos se observa una influencia del lubricante en los valores vibratorios de una zona resonante, mostrando que un lubricante de mayor viscosidad tiene una mayor capacidad de amortiguamiento. También, se observa influencia en la amplitud de las componentes vibratorias a la frecuencia de engrane, debido a la participación de la lubricación en el contacto entre dientes. Se concluye que una mayor viscosidad implica mayor rigidez y amortiguamiento. Adicionalmente, no se observa influencia clara de la lubricación en las bandas laterales de la velocidad de rotación en torno a la frecuencia de engrane.

Al final de esta tesis se concluye que el lubricante tiene influencia en el comportamiento dinámico de engranajes de dientes rectos, y debe ser considerado como un elemento amortiguador equivalente y un elemento de rigidez equivalente en la teoría de modelos dinámicos que representan transmisiones de engranajes.

TABLA DE CONTENIDO

| | |
|--|-----------|
| Nomenclatura..... | vii |
| CAPÍTULO 1 | 1 |
| Introducción..... | 1 |
| 1.1. Motivación | 1 |
| 1.2 Marco general | 1 |
| 1.3. Hipótesis | 3 |
| 1.4. Objetivos | 3 |
| 1.4.1. Objetivo general | 3 |
| 1.4.2. Objetivos específicos..... | 4 |
| 1.5. Organización del trabajo. | 4 |
| CAPÍTULO 2 | 5 |
| Modelación del lubricante como parámetros discretos equivalentes en el contacto | 5 |
| 2.1 Descripción y teoría del contacto lubricado en engranajes de dientes rectos | 5 |
| 2.2 Elemento de rigidez | 7 |
| 2.3 Elemento amortiguador..... | 8 |
| CAPÍTULO 3 | 10 |
| Metodología experimental..... | 10 |
| 3.1 Banco de ensayos: transmisión de engranajes de dientes rectos de una etapa..... | 10 |
| 3.2 Instrumentación del banco de ensayos..... | 12 |
| 3.3 Condiciones de operación. | 13 |
| 3.4 Lubricante | 13 |
| CAPITULO 4 | 16 |
| Análisis y discusión de los resultados | 16 |
| 4.1 Caracterización vibratoria del banco de ensayos | 16 |
| 4.2 Efecto del lubricante en las vibraciones de engranajes..... | 19 |
| 4.2.1 Efecto del lubricante en frecuencias naturales | 19 |
| 4.2.2 Efecto del lubricante en comportamiento de las componentes a la frecuencia de engrane y armónicos..... | 26 |
| 4.2.2 Efecto del lubricante en comportamiento de bandas laterales | 31 |
| CAPÍTULO 5 | 35 |
| Conclusiones y perspectivas..... | 35 |

| | |
|-----------------------------------|----|
| 5.1 Conclusiones..... | 35 |
| 5.2 Perspectivas | 35 |
| Referencias | 36 |
| Anexos A | 40 |
| Planos del banco de ensayos | 40 |



ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Fig. 1. Coeficiente de amortiguamiento de la película de lubricante (a) 300 CPM (b) 1620 CPM (c) 3000 CPM [Ouyang et al. 2016]. | 9 |
| Fig. 2. Banco de ensayos de transmisión de engranajes de dientes rectos de una etapa. | 11 |
| Fig. 3. a) Espectro de aceleración vibratoria. CC12: 1500 CPM y 15 Nm. b) Espectro de aceleración vibratoria ampliado en torno a primera frecuencia de engrane. CC12: 1500 CPM y 15 Nm. | 16 |
| Fig. 4. Espectro IAS ampliado eje de entrada (piñón). CC12: 1500 CPM y 15 Nm. | 17 |
| Fig. 5. Espectro IAS ampliado eje de salida (corona). CC12: 1500 CPM y 15 Nm. | 17 |
| Fig. 6. Transformada tiempo frecuencia de aceleración vibratoria. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. | 17 |
| Fig. 7. a) Transformada revolución order de la IAS piñón. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. b) Transformada revolución order de la IAS piñón ampliada en rango 0-200 order. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. | 18 |
| Fig. 8. a) Transformada revolución order de la IAS corona. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. b) Transformada revolución order de la IAS corona ampliada en rango 0-200 order. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. | 19 |
| Fig. 9. Comparación de TFT para ambos lubricantes ensayados. Condición de operación CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. a) Lubricante ISO VG 320 b) Lubricante ISO VG 150. | 20 |
| Fig. 10. Comparación de TRO de IAS para ambos lubricantes ensayados. Condición de operación CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. a) Lubricante ISO VG 320 b) Lubricante ISO VG 150. | 20 |
| Fig. 11. Comportamiento en aceleración vibratoria de componentes armónicas de la frecuencia de engrane en la condición de operación variable CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. Para ambos lubricantes ensayados. | 24 |
| Fig. 12. Comportamiento en aceleración vibratoria de componentes armónicas de la frecuencia de engrane en la condición de operación variable CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. Para ambos lubricantes ensayados. | 26 |
| Fig. 13. Amplitudes de 3 primeros armónicos de la frecuencia de engrane para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm. | 28 |
| Fig. 14. Amplitudes de 3 primeros armónicos de la frecuencia de engrane de la vibración torsional para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm. | 29 |
| Fig. 15. Amplitudes de 2 primeros armónicos de la frecuencia de engrane de la vibración torsional para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición | |

de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm. 30

Fig. 16. Amplitudes en aceleración de los 2 primeros pares de bandas laterales en torno a la componente 1x de la frecuencia de engrane para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm. 32

Fig. 17. Amplitudes de los 2 primeros pares de bandas laterales en torno a la componente 1x de la frecuencia de engrane de la vibración torsional para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm. 33



ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Especificaciones del motor eléctrico y variador de frecuencia. | 11 |
| Tabla 2. Especificaciones del freno magnético | 12 |
| Tabla 3. Características de los engranajes | 12 |
| Tabla 4. Condiciones de operación constantes | 13 |
| Tabla 5. Condiciones de operación variables. | 13 |
| Tabla 6. Lubricante adecuado según las condiciones de operación. | 14 |
| Tabla 7. Propiedades del lubricante 1..... | 14 |
| Tabla 8. Propiedades del lubricante 2..... | 15 |

Todas las figuras y tablas son de elaboración propia. A excepción de Fig. 1 [Ouyang et al. 2016]



Nomenclatura

- α : Exponente de presión de viscosidad [Pa]⁻¹.
 α_B : Coeficiente de viscosidad - presión. $\alpha_B = 2,1 * 10^{-8}$.
 A : Área [m²].
 c_{eh} : Coeficiente de amortiguamiento equivalente $\left[\frac{Ns}{m}\right]$.
 c_m : Coeficiente de amortiguamiento $\left[\frac{Ns}{m}\right]$.
 $c_m(t)_s$: Coeficiente de amortiguamiento estático $\left[\frac{Ns}{m}\right]$.
 $c_m(t)_d$: Coeficiente de amortiguamiento dinámico $\left[\frac{Ns}{m}\right]$.
 E' : Módulo elástico efectivo del contacto [Pa].
 λ : Espesor específico de la película de lubricante.
 F : Fuerza [N].
 F_s : Frecuencia de muestreo [Hz].
 f_g : Frecuencia de engrane.
 G : Parámetro de los materiales, adimensional.
 h : Espesor de la película de lubricante [m].
 h_0 : Espesor mínimo de la película de lubricante [m].
 H : Espesor de película de lubricante, adimensional.
 k : Rigidez $\left[\frac{N}{m}\right]$.
 k_{eh} : Rigidez de la película de lubricante $\left[\frac{N}{m}\right]$.
 η : Viscosidad dinámica o absoluta $\left[\frac{Ns}{m^2}\right]$.
 η_0 : Viscosidad dinámica o absoluta de referencia $\left[\frac{Ns}{m^2}\right]$.
 p : Presión [Pa].
 p_0 : Presión de referencia [Pa].
 R_x : Radio de curvatura en las direcciones x [m].
 R_e : Radio de curvatura equivalente [m].
 R_g : Rugosidad [m].
 ρ : Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.
 ρ_0 : Densidad de referencia $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.
 t : Tiempo [s].
 T : Temperatura [°C].
 u : Velocidad superficial $\left[\frac{m}{s}\right]$.
 u_m : Velocidad superficial promedio en la dirección x del contacto $\left[\frac{m}{s}\right]$.
 U : Velocidad media, adimensional.
 w : Carga distribuida [N].
 W : Parámetro de carga, adimensional.

- x, y : Coordenadas del contacto.
 x' : Posición en el contacto.
 x_n : Posición en la dirección normal del contacto [m].
 z_0 : Coeficiente viscosidad-presión de Roelands'.
 Z : Número de dientes.

Subíndices

- d : Dinámico
 e : Equivalente.
 i : Índice de diente.
 inf : Inferior
 g : Engrane.
 n : Dirección normal al contacto.
 o : Referencia.
 s : Estático
 sup : Superior
 t : Dirección tangencial al contacto.
 Δ : Delta.



CAPÍTULO 1

Introducción.

1.1. Motivación

Los engranajes son los principales elementos de máquina para transmisión de potencia mecánica, reducción o aumento de velocidad, cambios en la dirección y/o sentido de rotación, cambios en la posición o dirección de aplicación de potencia. Por esta razón se transforman en elementos críticos que en muchos casos determinan la disponibilidad operacional de una máquina y su rendimiento. Debido a su importancia, las transmisiones de engranajes deben contar con un monitoreo de su estado para evitar fallas repentinas, siendo el análisis de vibraciones uno de los métodos más utilizados para esto. Para la prolongación de la vida útil, la lubricación evita el contacto metálico entre las ruedas dentadas gracias a la formación de la película de lubricante. El comportamiento de la película de lubricante en el contacto es complejo, pues está sometido a altas presiones de contacto y también al deslizamiento de las superficies. Debido a las diferencias de las velocidades de las superficies y el incremento de la temperatura, el lubricante experimenta cambios en sus propiedades físicas [Armarnath et al. 2009].

Por lo tanto, el desarrollo de herramientas que permitan estudiar estos fenómenos es importante para generar fundamentos sobre el comportamiento del lubricante y su influencia en el comportamiento dinámico de engranajes, y así permitir mejorar la operación de este tipo de máquinas en aplicaciones industriales. Estudios previos a esta investigación como [Trujillo 2015], [Inapolat et al. 2015] y [Cleveland 2016] no incluyen el efecto de la película de lubricante en el comportamiento dinámico. Y estudios como [Li and Anisset 2017] y [Ouyang et al. 2017] carecen de validación experimental. Por lo tanto, es fundamental determinar la importancia de incluir mencionado efecto, y acercarse más a la representación real de la dinámica de engranajes.

Para ello, es prioritario reconocer el comportamiento empírico de la dinámica de engranes, en distintas condiciones de operación y lubricación. La sofisticación de técnicas para análisis de vibraciones permite caracterizar de mejor forma el comportamiento dinámico de los equipos. En esta investigación se usan técnicas de análisis de vibraciones transversales y torsionales, esto último a partir de la medición de la velocidad angular instantánea de los ejes de la transmisión.

1.2 Marco general

La lubricación es crucial en las transmisiones de engranajes ya que previenen el contacto directo de la superficie metálica de los dientes, reduce la fricción, previene los altos niveles vibratorios, disipa el calor generado en el engrane, y protege los engranajes de la corrosión.

El estudio del comportamiento de la película de lubricante formada en el contacto de superficies parte con la teoría clásica de lubricación elasto-hidrodinámica (EHL) de [Dowson and Higginson 1977] y [Hamrok 1991], en esta se demuestra que la relación entre la variación de presión y espesor de la película de lubricante es no lineal. Con el aumento de la carga, aumenta la presión del lubricante y disminuye ligeramente el espesor de la película de lubricante. Por otro lado, con el aumento de la velocidad el espesor de la película de lubricante aumenta e influye en la amplitud del segundo peak de presión, obteniendo una mayor magnitud a mayor velocidad. No hay influencia de la velocidad en la amplitud de la presión de lubricante en el punto de paso.

Actualmente, los avances en cálculo numérico y herramientas computacionales han motivado a los investigadores a diseñar modelos de simulación numérica capaces de representar de manera confiable la realidad. Una de las aristas de estos modelos ha sido la dinámica de equipos rotatorios, siendo parte de este grupo la dinámica de transmisiones de engranajes. Ahora, existe una amplia gama de investigaciones que plantea modelos dinámicos de engranajes, siendo el método de parámetros discretos uno de los más utilizados. En estos modelos es posible incluir diversos factores que podrían influir en la dinámica de los engranajes, tales como errores geométricos, daño en dientes, el efecto de la película de lubricante, entre otros. La película de lubricante ha sido considerada en trabajos como [Barbieri et al. 2013], en que los autores construyeron un modelo dinámico de parámetros adimensionales, y el efecto del lubricante según la cantidad de dientes en contacto. Su principal aporte es que determinaron que la distribución de presión a lo largo de la involuta del diente cambia al incluir efectos dinámicos. [Yuan et al. 2012], con un modelo dinámico de engranajes helicoidales y un modelo de lubricación elasto-hidrodinámica mixta, proponen una expresión para determinar la rigidez de la película de lubricante, la cual depende de las variaciones de fuerza en el lubricante y las variaciones de espesor. En los resultados los autores muestran que a mayor viscosidad mayor es la rigidez de la película de lubricante. Además, muestran que a mayor viscosidad mayor también es el coeficiente de amortiguamiento, aunque, las variaciones de este último no son significativas. En este estudio los autores no muestran resultados relevantes sobre la influencia del lubricante en la dinámica de los engranajes.

En [Li and Kharaman 2013a] plantean un modelo dinámico de parámetros discretos con un modelo elasto-hidrodinámico de lubricación. Los autores determinan que la película tiene efecto en el amortiguamiento de los desplazamientos dinámicos. La principal conclusión de este estudio es que la dinámica de engranajes afecta al espesor de la película de lubricante, presión de contacto y esfuerzos de corte. Estos mismos autores han profundizado los estudios en base al modelo original. Por ejemplo, en [Li and Kahraman 2013b] y [Li and Kahraman 2014] agregan un modelo para la predicción del micropitting. Luego, en [Li 2015] se estudia el efecto del comportamiento dinámico en la pérdida de potencia de la transmisión, debido al flujo de calor generado por los esfuerzos de corte, dependientes de la viscosidad del lubricante, y representados en el coeficiente de amortiguamiento. En [Li and Anisett 2016] se agregan los efectos de la temperatura en el contacto, sin demostrar su efecto en el comportamiento dinámico de la transmisión. En este estudio también se incorpora un modelo

para el cálculo de los esfuerzos en el contacto. En [Li and Anisett 2017] se propone un modelo para evaluar la fatiga superficial en el contacto de engranajes.

En [Ouyang et al. 2017] se plantea un modelo para predecir el comportamiento dinámico de engranajes de dientes rectos donde el efecto del lubricante es incorporado como un amortiguador viscoso y como un coeficiente de roce para la lubricación elasto-hidrodinámica mixta. A diferencia del resto de los modelos los autores incluyen el efecto de las rugosidades de los dientes. Su principal conclusión es que el espesor de la película de lubricante sufre modificaciones en la magnitud con los movimientos en la dirección de la línea de contacto. Sin embargo, los autores no concluyen respecto de la influencia de estas modificaciones en la dinámica de los engranajes.

Como se ha descrito anteriormente, la película de lubricante es actualmente incluida en modelos de parámetros discretos para la dinámica de engranajes. Sin embargo, aún su influencia no es representada a cabalidad, existiendo diferencias en la forma de considerar la película de lubricante en los modelos y carencias en la validación experimental de los modelos. Es por esto que, en esta investigación, se realiza un análisis experimental con técnicas avanzadas de análisis de vibraciones. De este modo, se busca contribuir con evidencia del efecto del lubricante en las vibraciones de engranes y determinar la manera correcta de incluir el lubricante en los modelos de parámetros discretos para la dinámica de engranajes. Así, en futuras investigaciones se podría complementar un modelo que represente fielmente la realidad de las vibraciones de engranajes.

1.3. Hipótesis

El lubricante puede ser considerado en un modelo dinámico de parámetros discretos de una transmisión de engranajes rectos, como un resorte equivalente y un amortiguador equivalente, los cuales influyen en el comportamiento dinámico del modelo, específicamente en la magnitud de las vibraciones y en la generación de no linealidades. Como consecuencia de lo anterior, el efecto del lubricante no puede ser ignorado.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Determinar experimentalmente la influencia del lubricante en las vibraciones transversales y torsionales en una transmisión de engranajes de dientes rectos.

1.4.2. Objetivos específicos

1. Proponer un método de modelación del lubricante mediante parámetros concentrados equivalentes de rigidez y amortiguamiento.
2. Diseño y montaje de un banco de ensayos para una transmisión de engranajes de dientes rectos.
3. Caracterizar el comportamiento dinámico del banco de ensayos para una transmisión de engranajes de dientes rectos de una etapa.
4. Determinar la influencia del lubricante utilizando diferentes técnicas de análisis de vibraciones.
5. Evaluar la posibilidad de identificar la lubricación inadecuada mediante el análisis de vibraciones.

1.5. Organización del trabajo.

El siguiente trabajo se encuentra organizado por capítulos, en los cuales se busca lograr los objetivos planteados.

- En el capítulo 2 se presenta el desarrollo de las ecuaciones que describen el comportamiento de la película de lubricante, las que se solucionan mediante métodos numéricos. Además, se obtienen parámetros de rigidez y amortiguamiento equivalentes, que permiten presentar el comportamiento de la película de lubricante, y la forma de incluir los mencionados parámetros en un modelo dinámico de engranajes. (Objetivo específico 1)
- En el capítulo 3 se presenta el banco de ensayos, que representa una transmisión de engranajes de dientes rectos, utilizado en esta investigación. Se presenta el diseño, condiciones de operación ensayadas, instrumentación y metodología de la investigación (Objetivo específico 2).
- En el capítulo 4 se analizan y discuten los resultados de los ensayos realizados. Se muestran análisis de vibraciones transversales y torsionales (Objetivo específico 3, 4 y 5).

CAPÍTULO 2

Modelación del lubricante como parámetros discretos equivalentes en el contacto

2.1. Descripción y teoría del contacto lubricado en engranajes de dientes rectos

El contacto entre dientes es el resultado de la combinación de movimiento de rodadura y deslizamiento. Cuando los dientes comienzan a engranar, el movimiento deslizante predomina. Cuando los dientes se aproximan al punto de paso, el movimiento deslizante cambia a un movimiento de rodadura. A medida que los dientes terminan de engranar el movimiento deslizante aumenta progresivamente con la disminución de la rodadura [Brewer 1995]. El lubricante baña la superficie del diente, lo cual impide el contacto directo entre las superficies de los dientes. El espesor de la película de lubricante se ve influenciado por la rodadura y los movimientos dinámicos de los engranajes. Del mismo modo, la presión de la película modifica su comportamiento a lo largo del contacto.

En el contacto de engranajes el régimen de lubricación que se observa es el régimen de lubricación elasto-hidrodinámico, donde la ecuación que gobierna es la ecuación de Reynolds [Dowson and Higginson 1977]. Como se concluyó en [Morales 2018] la ecuación de Reynolds para este tipo de problemas puede ser estudiada en una sola dirección a lo largo de la línea de contacto, como se muestra en la ecuación (1), suponiendo que el lubricante se comporta de la misma forma en el ancho del contacto, que para este caso es el ancho del diente.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = u_m \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \quad (1)$$

En la ecuación (2) se muestra la fórmula unidireccional para el cálculo del espesor de la película de lubricante en la dirección del contacto.

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \underbrace{\frac{2}{\pi E'} \int_{x_{inf}}^{x_{sup}} \ln(|x - x'|) p(x') dx'}_{\text{deformación de la superficie de contacto}} \quad (2)$$

El cálculo del espesor de la película de lubricante usado por [Barbieri et al. 2013], [Nijennanning et al. 2004], [Wang et al. 2004], [Zhou et al. 2017] considera la constante h_0 que define el espesor mínimo de la película de lubricante, R_x es el radio de curvatura equivalente y el último término de la ecuación es la deformación elástica de la superficie, E' es el módulo de elasticidad equivalente. x' y x indica la posición en la línea de contacto.

El término h_0 está definido por parámetros de operación como la velocidad, fuerza de contacto y propiedades de material. Varios autores como [Barrueto 2013], [Armanth et al. 2009], [Hamel et al. 2014], [Hamzah and Mba 2009], [Huang et al. 2010], utilizan la ecuación (3) que permite estimar el espesor mínimo de película de lubricante, según el modelo elasto-hidrodinámico postulado por [Dowson and Higginson 1977].

$$h_0 = \frac{1,6\alpha^{0,6}(\eta u)^{0,7}(E')^{0,03}R_e^{0,43}}{w^{0,13}} \quad (3)$$

La ecuación (3) muestra que el espesor mínimo de la película de lubricante depende de la viscosidad η , la velocidad del contacto u , del material de las superficies E' , de la rugosidad equivalente de las superficies R_e , y de la carga en el contacto w . La ecuación (3) se puede trabajar de manera adimensional, según la ecuación (4).

$$H = \frac{1,6G^{0,6}U^{0,7}}{W^{0,13}} \quad (4)$$

donde,

$$G = \alpha E' \quad (5)$$

$$W = \frac{w}{E'R_e} \quad (6)$$

$$U = \frac{\eta u}{E'R_e} \quad (7)$$

La viscosidad es el parámetro más relevante que caracteriza a un lubricante, y se determina según la ecuación (8). Para este estudio se considera la relación viscosidad-presión según la relación de Roelands en su versión isotérmica [Roelands et al. 1963].

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\left(\frac{\alpha_B p_0}{z_0} \left(1 + \frac{p}{p_0}\right)^{z_0} - 1\right)} \quad (8)$$

Donde, z_0 es el coeficiente viscosidad-presión de Roelands'.

$$z_0 = \frac{\alpha_B p_0}{\ln(\eta_0) + 9,67} \quad (9)$$

La densidad cambia poco con la presión y temperatura, en comparación a los cambios experimentados por la viscosidad. Sin embargo, las presiones extremadamente altas que existen en la película elasto-hidrodinámica hacen que el lubricante no pueda ser considerado

como incompresible. Esto implica una dependencia entre densidad y presión. La relación entre la densidad y la presión está dada por la relación (10) de Dowson-Higginson [Dowson and Higginson 1977].

$$\rho(p) = \rho_0 \frac{5,9 * 10^8 + 1,34p}{5,9 * 10^8 + p} [Pa] \quad (10)$$

El comportamiento de la película de lubricante queda determinado por las ecuaciones descritas en esta sección, donde la presión es la variable principal que determina el comportamiento de la película de lubricante y esta es la incógnita de la ecuación de Reynolds.

A partir de las ecuaciones se determina que el efecto de la carga es significativo en la amplitud de la distribución de presión en el contacto lubricado. Y la velocidad influye significativamente en el comportamiento del espesor de la película de lubricante [Hamrok 1991].

2.2 Elemento de rigidez

De acuerdo con la ley de Hooke, la rigidez en compresión de un elemento depende de su deformación cuando está sometido a una fuerza. De este modo, también se puede obtener una rigidez para la película de lubricante, ya que la película de lubricante está sometida a una carga durante el contacto, que provoca una disminución en el espesor. De acuerdo con la teoría elasto-hidrodinámica en un contacto de dientes de engranajes, el perfil de presión y espesor de la película de lubricante es variable a lo largo del contacto. En [Zhou et al. 2017] se indica que el fluido viscoelástico entre los dientes de engranajes es equivalente a un resorte sin masa en la dirección normal al contacto. Si la fuerza de contacto se incrementa, la presión del lubricante aumenta, y la compresión del espesor de la película aumenta. Así, la rigidez de la película elasto-hidrodinámica de lubricante normal al contacto, queda definida por la ecuación (11) y es válida en la línea de contacto LOA (de su traducción al inglés, line of action).

$$k_{eh} = \frac{\Delta F}{\Delta x_n} = \frac{A \sum \Delta p(x, t)}{\sum \Delta h(x, t)} \quad (11)$$

Donde A es el área de contacto. Como la presión y el espesor del lubricante cambian durante el engrane entre un par de dientes, la rigidez de la película de lubricante es variable a lo largo de la línea de contacto. Es importante mencionar que [Zhou et al. 2017] también proponen un elemento resorte sin masa en la dirección tangencial para representar el efecto del lubricante en la dirección tangencial, tema que se discutirá en la siguiente sección.

En [Ouyang et al. 2016] se obtiene la rigidez de la película de lubricante bajo efectos dinámicos de la transmisión. Se muestran variaciones en la amplitud de la rigidez del

lubricante debido a los cambios de velocidad de deslizamiento por el efecto del comportamiento dinámico. Para las condiciones del estudio de [Ouyang et al. 2016], la amplitud de la rigidez del lubricante está en rangos de magnitud de 10^{10} a 10^{11} [N/m²], es decir, de mayor rigidez que los dientes de engranajes los cuales tiene rigidez en el orden magnitud 10^8 [N/m²]. Por lo tanto, los autores concluyen que es posible ignorar la influencia de la película de lubricante en el modelo tribodinámico. Los resultados de [Ouyang et al. 2016] no cuenta con validación experimental.

2.3 Elemento amortiguador

En [Li and Kaharman 2011] se concluye que la pérdida de potencia debido al cizallamiento viscoso de la película de lubricante a lo largo de las interfases de contacto es la fuente principal de amortiguamiento en el contacto de engranajes. El modelo tribodinámico desarrollado en [Li and Kaharaman 2013a] incluye al lubricante como un elemento amortiguador variable en el contacto de los dientes. Luego de un tratamiento algebraico a partir de los esfuerzos de corte del lubricante, los autores obtienen una relación para el elemento amortiguador, el cual depende de la viscosidad del lubricante y el espesor de la película, como se muestra en la ecuación (12). El comportamiento como amortiguador viscoso del lubricante se origina en dirección OLOA (de la traducción al inglés, out of line of action), pero tiene también efecto en la dirección LOA. En [Zhou et al. 2017] también se reconoce la influencia de lubricante en el contacto a partir de los esfuerzos de corte, sin embargo, proponen un elemento de resorte sin masa en la dirección OLOA para representar estas características.

$$c_{eh} = A \sum_{i=1}^I \left[\frac{\eta(x, t)}{h(x, t)} \right] \quad (12)$$

La ecuación (12) es formulada por [Zhou et al. 2017] para ser resuelta numéricamente utilizando el método multigrid [Venner 1991], el cual consiste en la discretización del contacto entre los dientes en diferentes niveles de malla (variación de la cantidad de elementos de discretización), que facilitan su solución. En la ecuación (12) A es el área de contacto e I el número de nodos en contacto. Los parámetros $h(x, t)$ y $\eta(x, t)$ se obtienen a partir de la ecuación de Reynolds [Dowson and Higgison 1977].

La magnitud del amortiguamiento es mayor, mientras mayor sea la viscosidad de la película de lubricante, como se muestra en el estudio experimental de [Diez 2004]. También, los estudios de simulación numérica [Huang et al. 2010] plantean que, para una mayor viscosidad, mayor es la capacidad de amortiguamiento. En la figura 1, se muestra el comportamiento del amortiguamiento viscoso durante el engrane en la dirección LOA. Se compara el coeficiente de amortiguamiento de la película de lubricante para condiciones cuasi-estáticas ($c_m(t)_s$) y dinámicas ($c_m(t)_d$), para 300, 1620, 3000 CPM y un mismo

torque. Según las conclusiones de [Ouyang et al. 2016] la magnitud del coeficiente de amortiguamiento se reduce con el aumento de la velocidad, principalmente debido a que aumenta el espesor de la película de lubricante. Los autores asocian el comportamiento del amortiguador con el comportamiento de la fuerza en el diente, los cuales son similares. Este comportamiento se explica por la influencia dinámica de la presión de contacto.

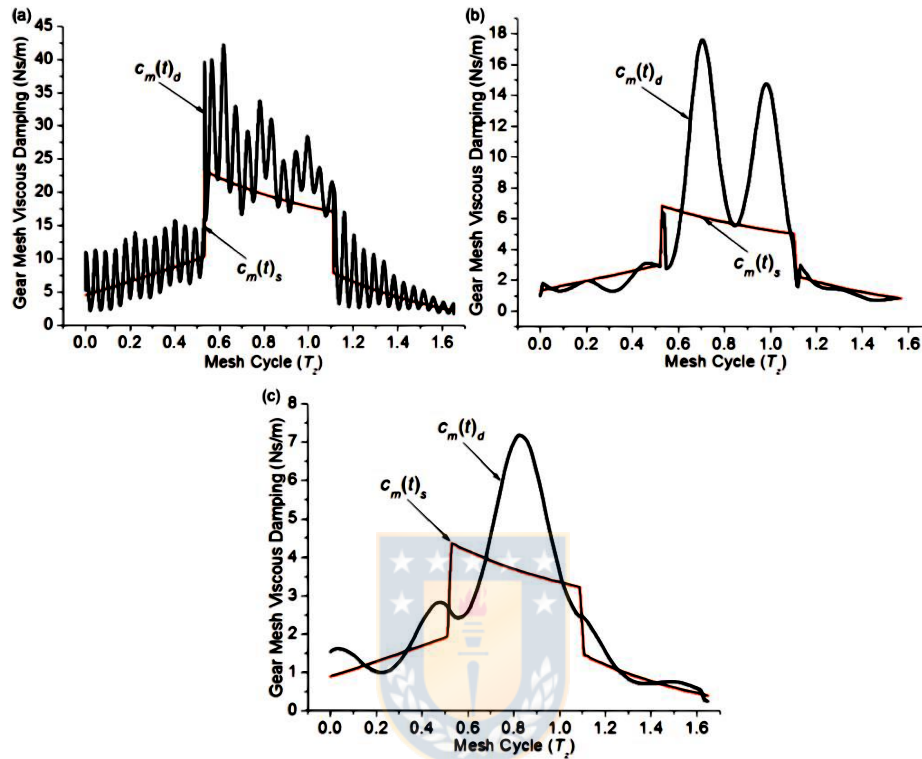


Fig. 1. Coeficiente de amortiguamiento de la película de lubricante (a) 300 CPM (b) 1620 CPM (c) 3000 CPM [Ouyang et al. 2016].

CAPÍTULO 3

Metodología experimental

En la sección anterior se presentó al lubricante como un resorte equivalente y amortiguador equivalente incluido en modelos dinámicos de engranajes, según las investigaciones de diferentes autores. Sin embargo, estos estudios no cuentan con evidencia experimental para verificar la influencia del lubricante en el comportamiento dinámico de engranajes. En este estudio se propone una metodología experimental para observar la influencia del lubricante en las vibraciones producidas por el engrane. Se utiliza un banco de ensayos de una transmisión de engranajes de dientes rectos, con instrumentación necesaria para aplicar diferentes técnicas de análisis de vibraciones. Se consideran distintas condiciones operación, para evaluar el efecto de la lubricación según los hallazgos de investigaciones previas.

3.1 Banco de ensayos: transmisión de engranajes de dientes rectos de una etapa

Para esta investigación, se diseña, fabrica un banco de ensayos de una transmisión de engranajes. Se evaluaron aspectos técnicos, económicos y académicos para determinar el diseño y componentes. Una característica fundamental del banco de ensayos es el tipo de diente de los engranajes, los cuales son de dientes rectos. Esto debido a que en investigaciones de modelaciones numérica de engranajes de [Trujillo 2015], [Cleveland 2016] y [Morales 2018], consideran dientes rectos en los modelos planteados. Otro requerimiento de diseño es la calidad de los engranajes, principalmente para ignorar el efecto de la rugosidad superficial. Por esto, se seleccionan engranajes de dientes rectos KHK GEARS, que ofrecen los engranajes de más alta calidad (DIN 5) en el mercado de engranajes. Esta calidad indica una rugosidad superficial de $0,04 \mu\text{m}$ y tiene una calidad equivalente en norma AGMA 12 de tolerancia de perfil. Por esta razón, las dimensiones iniciales en el proceso de diseño se determinan a partir de los engranajes seleccionados. El mecanismo de lubricación seleccionado para la transmisión de engranajes en la lubricación por baño. Este consiste en depósito de lubricante en el cual se sumergen una parte de los engranajes y permite que los dientes permanezcan lubricados, este método es recomendado para velocidades medias no superiores a 3000 CPM [Michalec 1966]. La gran mayoría de las piezas fueron diseñadas por este autor y fabricadas por el equipo del Taller Mecánico de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción. En su mayoría, las piezas fueron fabricadas en máquinas de control numérico, minimizando los errores de fabricación.

El banco de ensayos de este estudio está compuesto por un motor eléctrico con un variador de frecuencia, una transmisión de engranajes y un freno magnético. En la figura 2, se muestra una fotografía del banco de ensayos. En el anexo A, se muestran los planos de fabricación y montaje. Y más detalles con respecto al diseño, selección de equipos, costos, descripción de fabricación y montaje se pueden encontrar en el trabajo previo de este autor [Morales 2018].

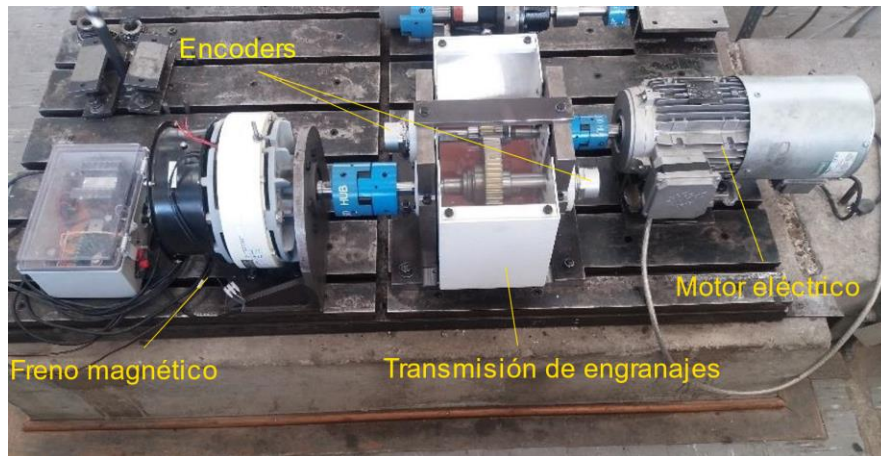


Fig. 2. Banco de ensayos de transmisión de engranajes de dientes rectos de una etapa.

El resultado logrado en la fabricación y montaje del banco de ensayos, satisface los objetivos planteados para esta investigación y futuras investigaciones relacionadas a transmisiones de engranajes. El banco de ensayos es de fácil ensamblaje, que permite realizar el montaje y desmontaje de la totalidad de sus piezas, para labores de limpieza o cambio. El montaje se realiza solo mediante uniones apernadas y elementos de sujeción, como tuercas. Por ejemplo, es posible cambiar el par de engranajes. El diseño del banco de ensayos está orientado a fines académicos, por eso se puede observar el funcionamiento a través de una tapa de acrílico en la parte superior de la transmisión de engranajes. Este banco de ensayos es altamente adaptable, se puede acoplar a otros equipos de transmisión.

En la tabla 1 se muestran las especificaciones técnicas del motor eléctrico y variador de frecuencia; en la tabla 2 se muestran las especificaciones técnicas del freno magnético, y en la tabla 3 se muestran características de los engranajes de la transmisión.

Tabla 1. Especificaciones del motor eléctrico y variador de frecuencia.

| Aspecto | Magnitud |
|-------------------------------|-------------------------|
| Modelo | NORD SK100LA/4 TF F IG2 |
| Potencia | 3 kW |
| Velocidad | Variable 0-1500 CPM |
| Rodamientos | 6206-2Z |
| Modelo variador de frecuencia | NORD SK 700E-301-340-A |

Tabla 2. Especificaciones del freno magnético

| Aspecto | Magnitud |
|------------------------|---------------------------|
| Modelo | Placid Industries PFB-100 |
| Rango de torque | 0-67 Nm |
| Velocidad máxima | 1800 CPM |
| Carga máxima en el eje | 780 N |

Tabla 3. Características de los engranajes

| Aspecto | Piñón | Corona |
|---------------------|--------------------|--------------------|
| Marca | KHK Gears | KHK Gears |
| Modelo | MSGB3-20 | MSGB3-60 |
| Módulo | 3 mm | 3 mm |
| Número de dientes | 60 | 20 |
| Diámetro primitivo | 180 mm | 60 mm |
| Diámetro interior | 45 mm | 25 mm |
| Ancho de cara | 30 mm | 30 mm |
| Material | SCM415 (AISI 4115) | SCM415 (AISI 4115) |
| Acabado superficial | JIS N5 (DIN 5) | JIS N5 (DIN 5) |
| Dureza superficial | 55-60 HRC | 55-60 HRC |
| Torque admisible | 350-5000 Nm | 350-5000 |
| Ángulo de presión | 20° | 20° |

3.2 Instrumentación del banco de ensayos

Para caracterizar el comportamiento vibratorio del banco de ensayos se miden vibraciones transversales y torsionales. Para la medición de vibraciones transversales se utiliza un sensor de aceleración marca IMI, modelo 603C01, de sensibilidad 100 mV/g, el cual se fija a los soportes laterales de la transmisión de engranajes mediante una base magnética. Para la medición de vibraciones torsionales se utilizan encoders incrementales ópticos Heidenhain modelo ERN 420 de 4096 pulsos, que se acoplan directamente al extremo libre del eje del engranaje piñón y el eje de engranaje corona. Este tipo de sensores permite registrar la posición angular de los ejes en el tiempo. A partir de lo anterior, es posible obtener la velocidad angular instantánea que es una de las técnicas utilizadas para el diagnóstico de la condición mecánica [Saavedra y Rodríguez 2006], [Morales 2018] y [Canto 2018].

El banco de ensayos cuenta con un sistema de adquisición de datos compuestos por un sistema Compact DAQ de National NI cDAQ 9178 con una tarjeta para el registro sincronizado de la aceleración NI 9234 y una tarjeta NI 9411 para el registro de señales de los encoders.

Para las mediciones de aceleración transversal se selecciona una frecuencia de muestreo $F_g = 5200$. Para las mediciones de posición angular se tiene una resolución de 4096 pulsos por revolución.

3.3 Condiciones de operación.

Para efectos de este estudio se definen 12 condiciones de operación constantes con 3 niveles de velocidad y 5 niveles de carga. Éstas se muestran en la tabla 4.

Tabla 4. Condiciones de operación constantes

| Condición de operación | Velocidad de entrada | Carga |
|------------------------|----------------------|-------|
| CC1 | 500 CPM | 5 Nm |
| CC2 | 500 CPM | 10 Nm |
| CC3 | 500 CPM | 15 Nm |
| CC4 | 500 CPM | 20 Nm |
| CC5 | 500 CPM | 40 Nm |
| CC6 | 1000 CPM | 5 Nm |
| CC7 | 1000 CPM | 10 Nm |
| CC8 | 1000 CPM | 15 Nm |
| CC9 | 1000 CPM | 20 Nm |
| CC10 | 1500 CPM | 5 Nm |
| CC11 | 1500 CPM | 10 Nm |
| CC12 | 1500 CPM | 15 Nm |

También se definen condiciones de operación transientes, correspondientes a ensayos de partida con rampa de 0 a 1500 CPM en 120 s, para 3 niveles de carga. Éstas se muestran en la tabla 5.

Tabla 5. Condiciones de operación variables.

| Condición de operación | Velocidad de entrada | Carga | Tiempo |
|------------------------|----------------------|-------|--------|
| CV1 | 0-1500 CPM | 5 Nm | 120 s |
| CV2 | 0-1500 CPM | 10 Nm | 120 s |
| CV3 | 0-1500 CPM | 15 Nm | 120 s |

3.4 Lubricante

Se estima el grado de viscosidad adecuado para el lubricante del banco de ensayo a partir de las condiciones de operación propuestas, utilizando la metodología de selección de lubricante presentada en [Albarracín 1993] y [Diez 2004]. Ésta consiste en determinar un espesor de

película de lubricante que asegure un régimen de lubricación elasto-hidrodinámico. De acuerdo con la curva de “Stribeck” el espesor específico debe tener valores $2 < \lambda < 10$ para definirse como un régimen de lubricación elasto-hidrodinámica. En la ecuación 3, se presenta el espesor específico de la película de lubricante λ , con h_0 espesor de la película de lubricante y R_g rugosidad de los dientes.

$$\lambda = \frac{h_0}{R_g} \quad (3)$$

Mediante el método de selección de lubricante [Albarracín 1993], se determinan la viscosidad adecuada de lubricante, la que se presenta en la tabla 6, para cada condición de operación para una temperatura de 30°C.

Tabla 6. Lubricante adecuado según las condiciones de operación.

| Condición de operación | Grado de viscosidad ISO VG |
|------------------------|----------------------------|
| CC1 | 320-460 |
| CC2 | 320-460 |
| CC3 | 320-460 |
| CC4 | 320-460 |
| CC5 | 320-460 |
| CC6 | 220-320 |
| CC7 | 220-320 |
| CC8 | 220-320 |
| CC9 | 220-320 |
| CC10 | 150-220 |
| CC11 | 150-220 |
| CC12 | 150-220 |

La viscosidad que mejor cumple las condiciones descritas para una temperatura de 30°C (normal de operación) es la viscosidad 320 cSt. Por lo tanto, se selecciona un lubricante Mobil HD Plus 85W-140 cuya aplicación es lubricar engranajes. Sus propiedades se resumen en la tabla 7.

Tabla 7. Propiedades del lubricante 1.

| Aspecto | Magnitud |
|-----------------------------------|----------|
| Grado SAE | 85W-140 |
| Viscosidad, ASTM D 445 | |
| cSt a 40°C | 333 |
| cSt a 100°C | 25,4 |
| Densidad a 15°C kg/l, ASTM D 4052 | 0,903 |

Para observar más claramente el efecto del lubricante en las vibraciones de engranajes, adicionalmente se realizan pruebas con un lubricante de viscosidad inferior a la nominal. Se selecciona un lubricante de viscosidad 150 cSt, sus características se detallan en la tabla 8. Al igual que el lubricante 1, la aplicación del lubricante 2 es la lubricación de transmisiones de engranajes.

Tabla 8. Propiedades del lubricante 2.

| Aspecto | Magnitud |
|-----------------------------------|-----------------|
| Grado SAE | - |
| Grado AGMA | 4 |
| Viscosidad, ASTM D 445 | |
| cSt a 40°C | 148,9 |
| cSt a 100°C | 14,5 |
| Densidad a 15°C kg/l, ASTM D 4052 | 0,884 |



CAPITULO 4

Análisis y discusión de los resultados

4.1 Caracterización vibratoria del banco de ensayos

Se analiza un espectro de aceleración para la condición de operación CC12. En el espectro de la figura 3a, es posible identificar predominancia múltiplos de la frecuencia de engrane ($F_g = 20 \times RPM_{entrada}$). Se observan bandas laterales separadas a la velocidad de rotación de los ejes de entrada y salida en torno a múltiplos de la frecuencia de engrane, como se muestra en el espectro ampliado en torno a la primera frecuencia de engrane de la figura 3b.

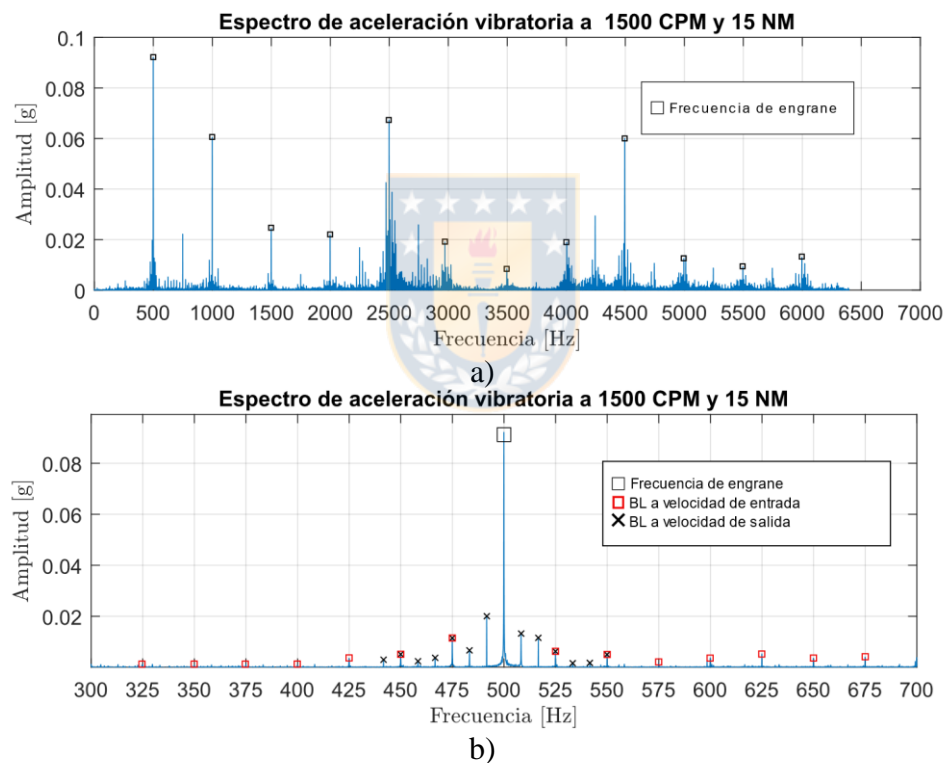


Fig. 3. a) Espectro de aceleración vibratoria. CC12: 1500 CPM y 15 Nm. b) Espectro de aceleración vibratoria ampliado en torno a primera frecuencia de engrane. CC12: 1500 CPM y 15 Nm.

Se analizan los espectros de IAS (velocidad angular instantánea) del eje de entrada y salida para la condición de operación CC12. En la figura 4 se muestra el espectro IAS para el eje piñón ampliado en zona de 0-60 orders. Se observan múltiplos de la frecuencia de engrane con bandas laterales a la velocidad de rotación del piñón y la corona.

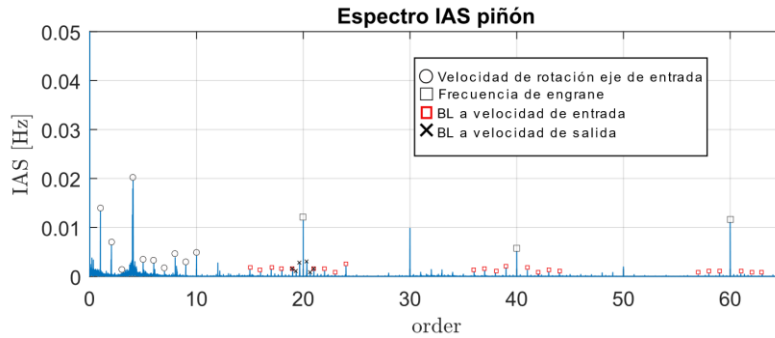


Fig. 4. Espectro IAS ampliado eje de entrada (piñón). CC12: 1500 CPM y 15 Nm.

En la figura 5 se muestra el espectro IAS para el eje corona ampliado en zona 0-75 orders. Se observan múltiples armónicos de la velocidad de rotación de la corona.

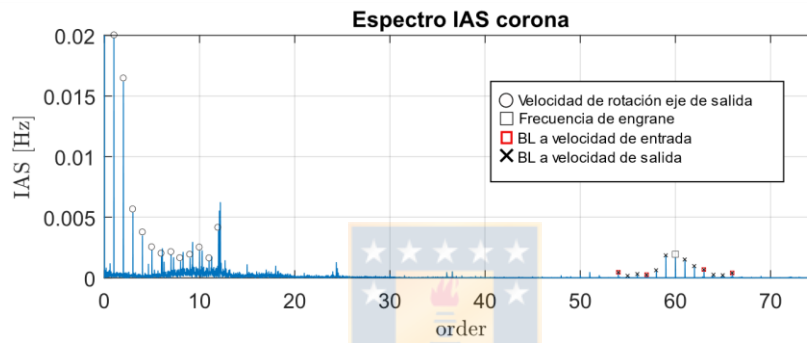


Fig. 5. Espectro IAS ampliado eje de salida (corona). CC12: 1500 CPM y 15 Nm.

Se determinan posibles frecuencias naturales realizando ensayos de partida con las condiciones de operación de la tabla 5. En la figura 6, se muestra la TTF de la aceleración transversal para la condición de operación CV3. Del análisis de la transformada tiempo frecuencia se encuentran al menos 4 posibles zonas resonantes en los rangos de frecuencia 500-1000 Hz, 2000-2600 Hz, 4000-4600 Hz y 5000-5500 Hz.

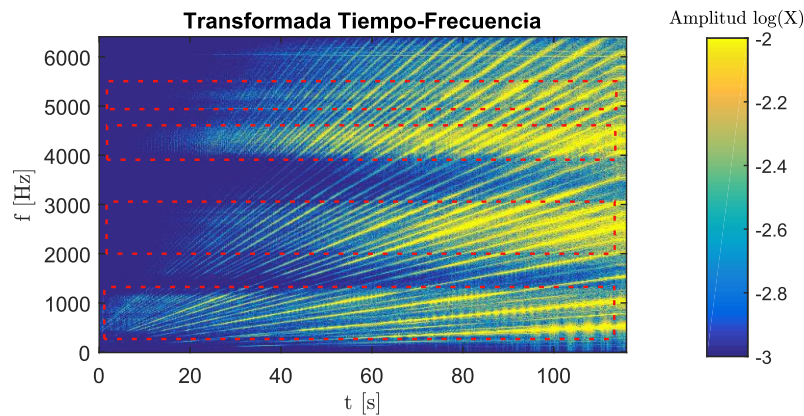


Fig. 6. Transformada tiempo frecuencia de aceleración vibratoria. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm.

En la figura 7 a) se muestra la transformada revolución-order de la IAS del eje de entrada (piñón) y la figura 7 b) la misma TRO acotada a 0-200 order. En ellas es posible distinguir frecuencias naturales en un rango de 400-660 Hz, 3300-5000 Hz y 5700-8400 Hz.

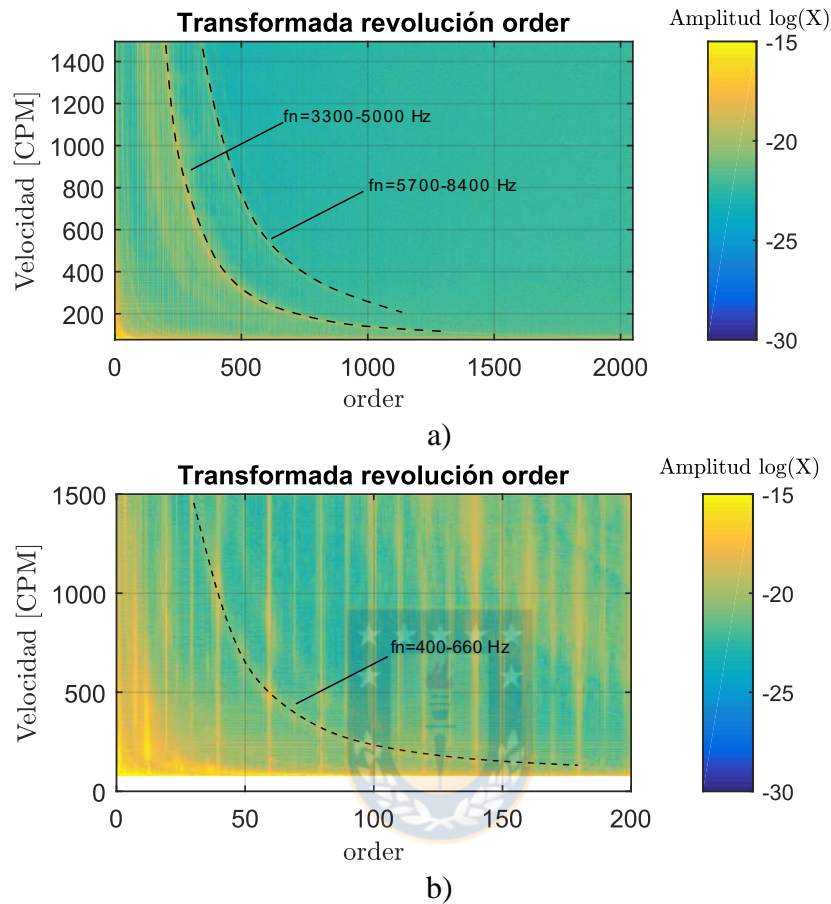
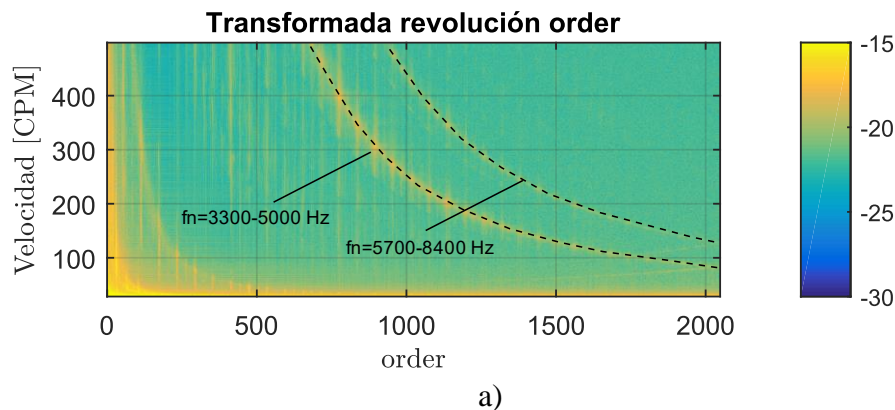


Fig. 7. a) Transformada revolución order de la IAS piñón. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. b) Transformada revolución order de la IAS piñón ampliada en rango 0-200 order. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm.

Adicionalmente, se analiza la TRO de la IAS para el eje de salida, que se muestran en las figuras 8. Se observan rangos de frecuencias naturales aproximadamente similares.



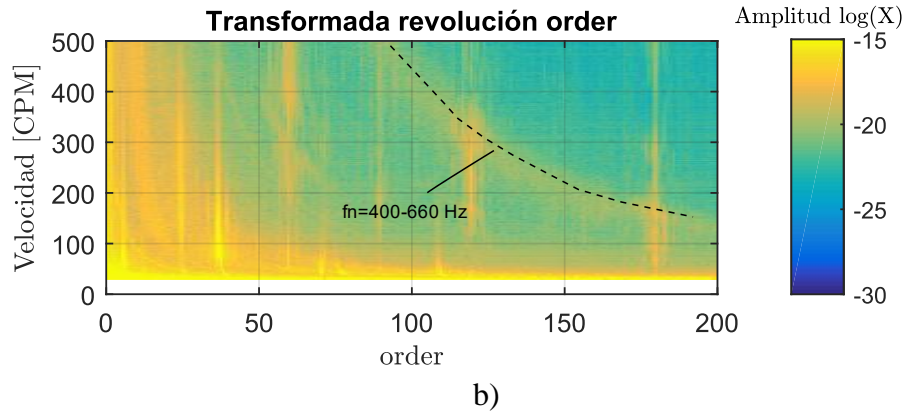


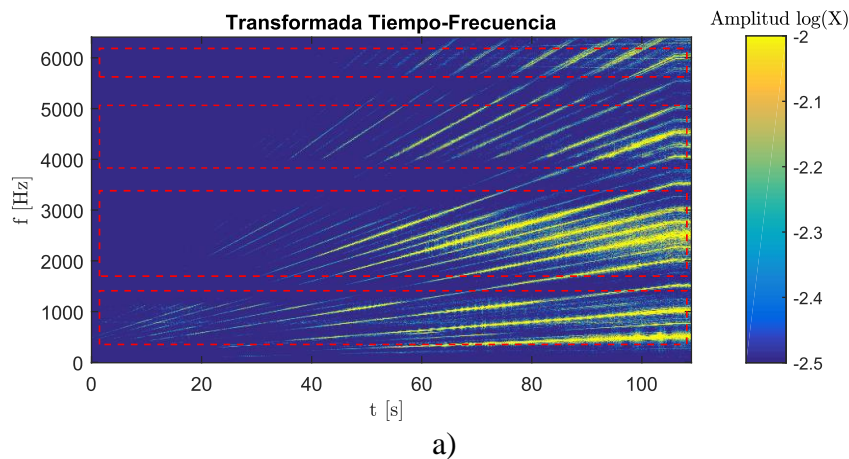
Fig.8. a) Transformada revolución order de la IAS corona. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. b) Transformada revolución order de la IAS corona ampliada en rango 0-200 order. CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm.

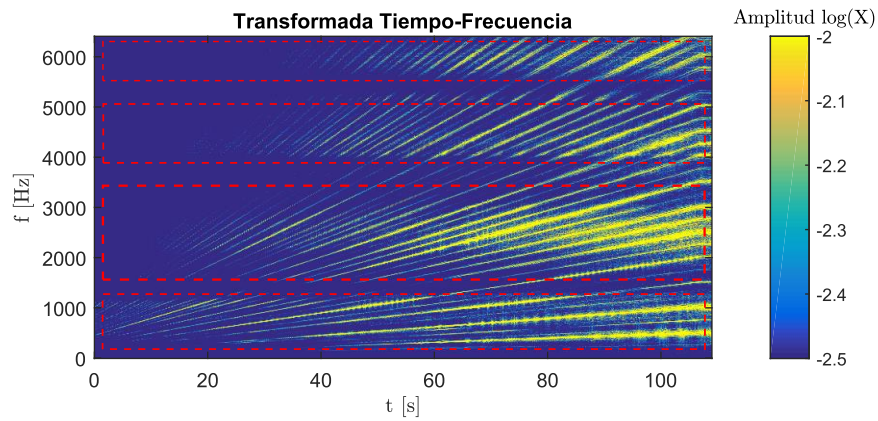
En general, de la caracterización vibratoria se concluye que las componentes vibratorias observadas son inherentes al banco de ensayos, y la presencia de zonas resonantes. En la siguiente sección se estudian las variaciones de las componentes al variar las propiedades del lubricante.

4.2 Efecto del lubricante en las vibraciones de engranajes

4.2.1 Efecto del lubricante en frecuencias naturales

En la figura 9, se muestra la TFT de las aceleraciones vibratorias transversales bajo la condición de operación CV3 para ambos lubricantes ensayados. Se observa una aparente similitud en la frecuencia de las zonas resonantes.

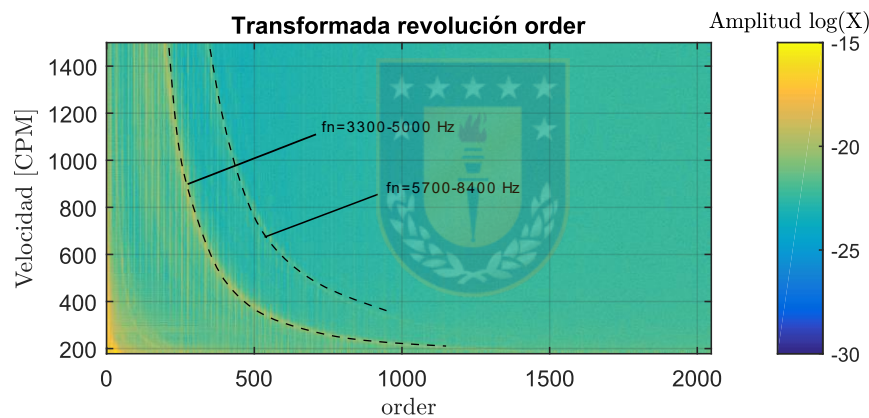




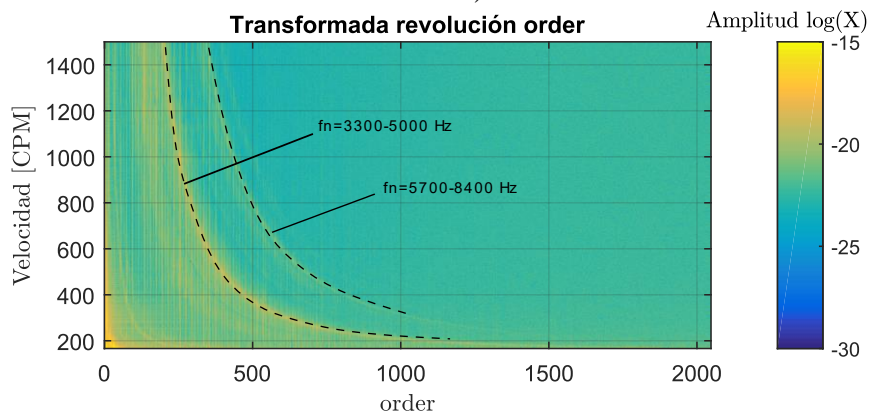
b)

Fig. 9. Comparación de TFT para ambos lubricantes ensayados. Condición de operación CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. a) Lubricante ISO VG 320 b) Lubricante ISO VG 150.

Igualmente, para la TRO de las vibraciones torsionales bajo la condición CV3 de ambos lubricantes que se muestra en la figura 10, no se observan diferencias significativas en el rango de frecuencia de las zonas resonantes.



a)



b)

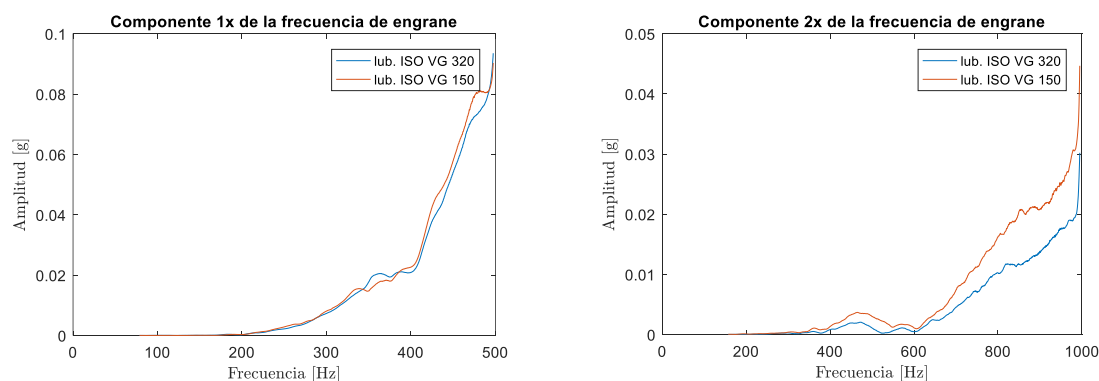
Fig. 10. Comparación de TRO de IAS para ambos lubricantes ensayados. Condición de operación CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. a) Lubricante ISO VG 320 b) Lubricante ISO VG 150.

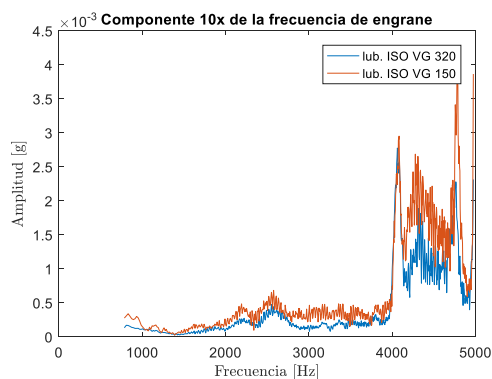
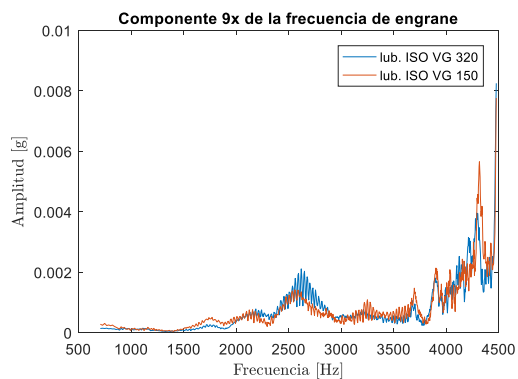
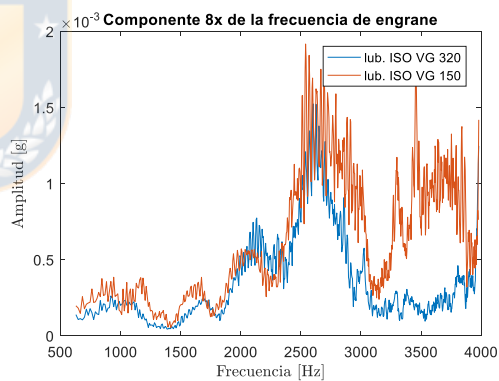
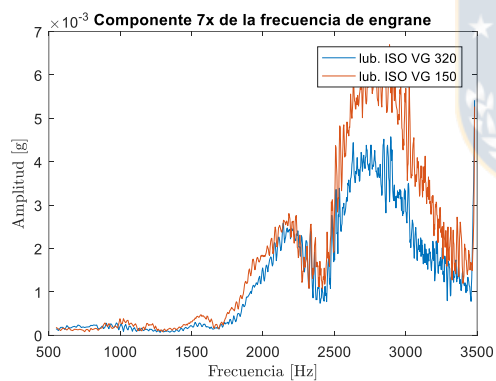
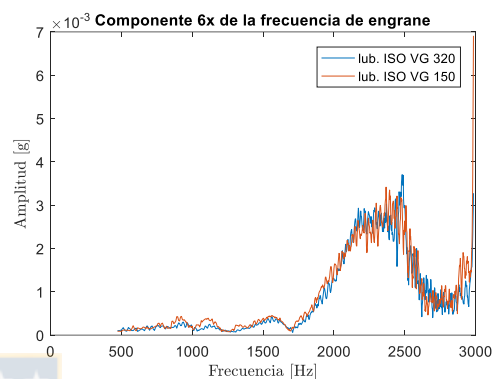
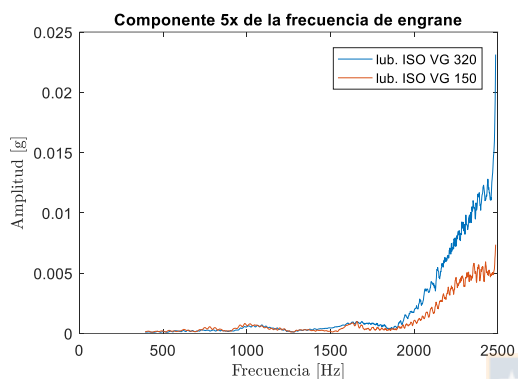
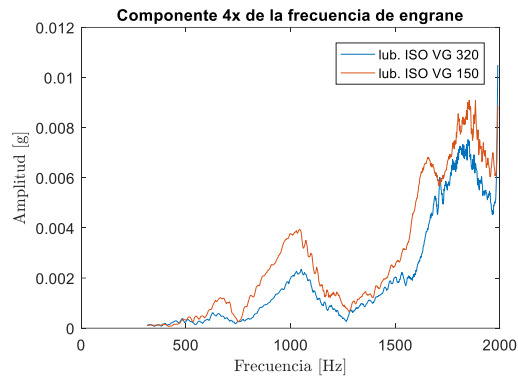
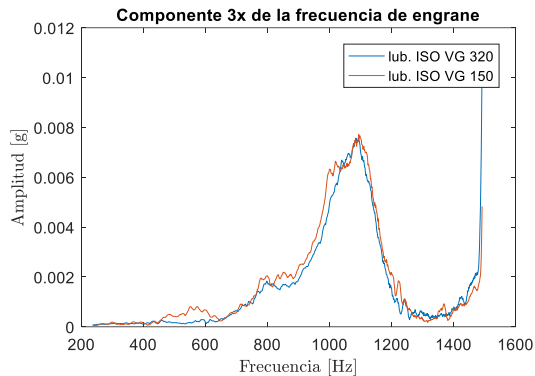
Con el objetivo de identificar las frecuencias naturales y la influencia del lubricante en éstas, se realiza un análisis del comportamiento de los armónicos de la frecuencia de engrane para la condición de operación CV3 (ensayo de partida). Se espera encontrar influencia del lubricante ya que la magnitud del amortiguamiento es variable, debido a que la velocidad relativa entre los flancos de los dientes en contacto es variable, y además la magnitud del amortiguamiento dependerá del tipo de lubricación [Torregrosa 2013]. Se espera que a mayor viscosidad mayor es la capacidad de amortiguamiento [Huang et al. 2010] y [Yuan et al. 2012].

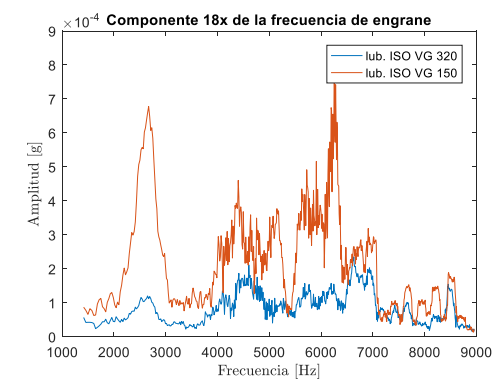
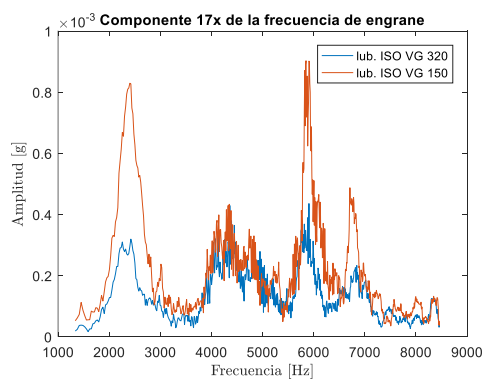
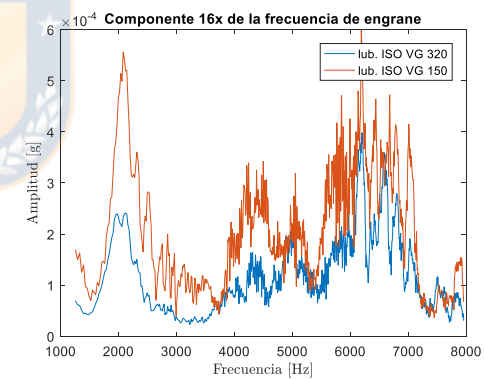
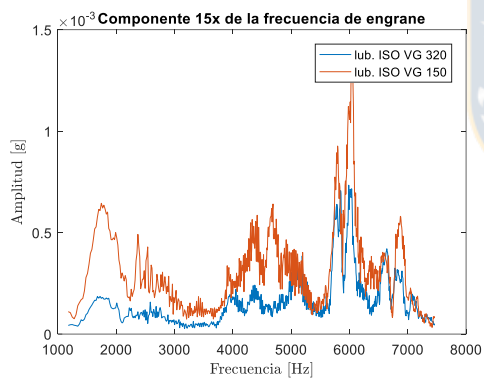
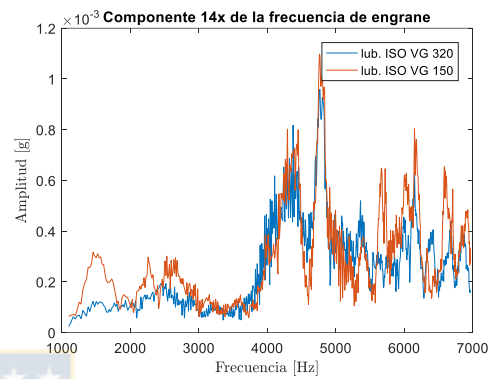
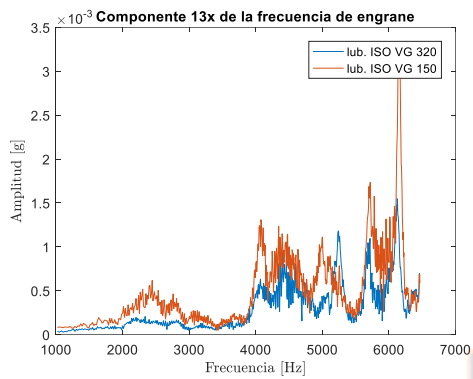
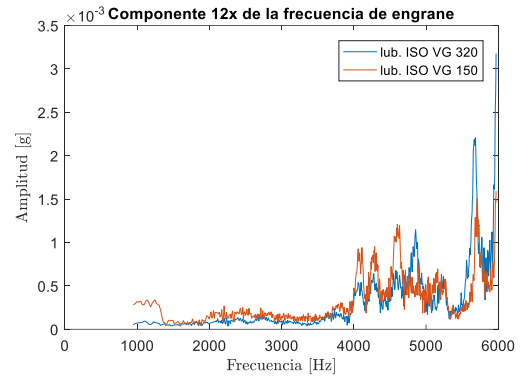
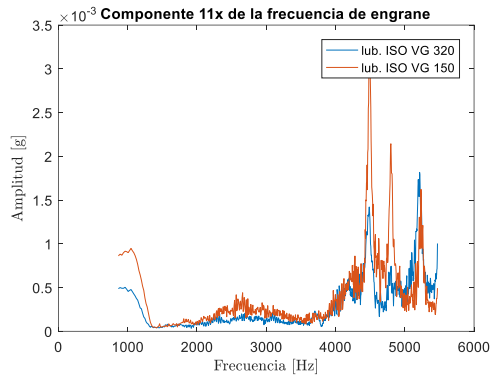
En primera instancia, en la figura 11, se muestran los armónicos 1x a 20x de la frecuencia de engrane obtenidos de la TFT. En general, se observa que en el caso del lubricante ISO VG 150 existen zonas donde los componentes alcanzan una mayor amplitud vibratoria que para el lubricante ISO VG 320, esto se experimenta principalmente en las componentes de alta frecuencia. Por ejemplo, en las componentes 15x a 19x se identifica una zona resonante a los 2500 Hz donde hay una diferencia significativa en la amplitud vibratoria, entre un 100% y un 600% mayor para el caso de lubricante de menor viscosidad. También en los armónicos de alta frecuencia se da la tendencia de experimentar mayor amplitud global en el caso de lubricante ISO VG 150.

En los primeros armónicos de la frecuencia de engrane se observa una zona resonante a 1000 Hz, donde también se registra una mayor amplitud para el lubricante ISO VG 150, con una diferencia de amplitud de un 80%.

En general se observa una mayor amplitud vibratoria para los ensayos con el lubricante de menor viscosidad, y visiblemente amplificada en zonas resonante. La única excepción la constituye el caso de la componente 5x donde se registró mayor amplitud vibratoria en los ensayos con el lubricante ISO VG 320.







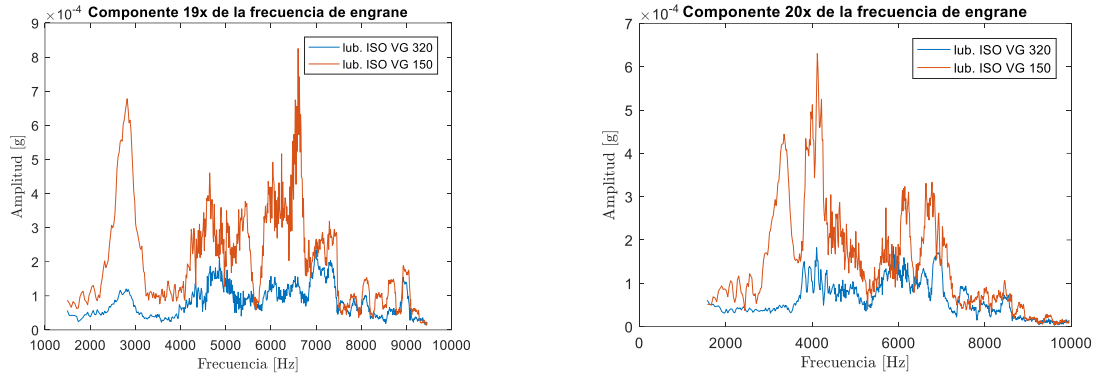
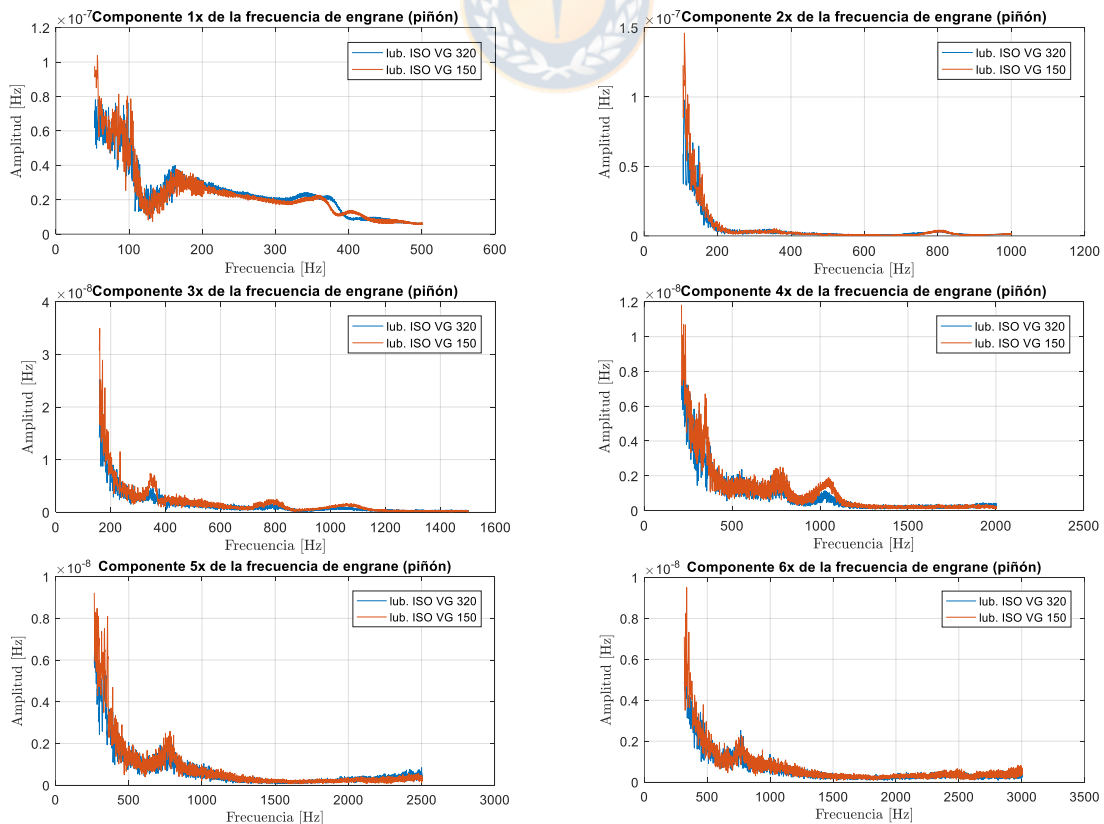
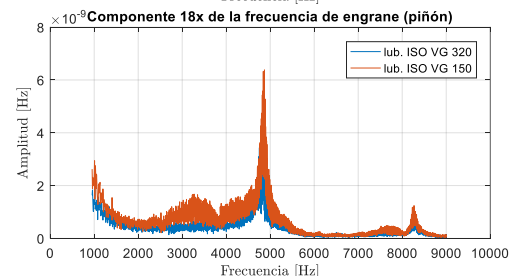
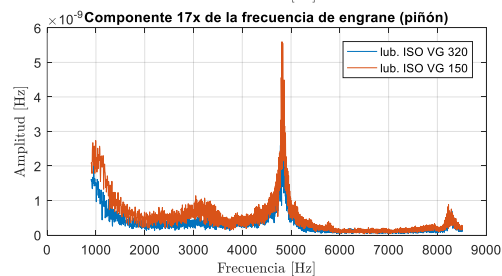
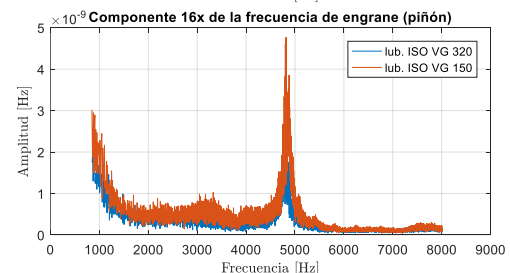
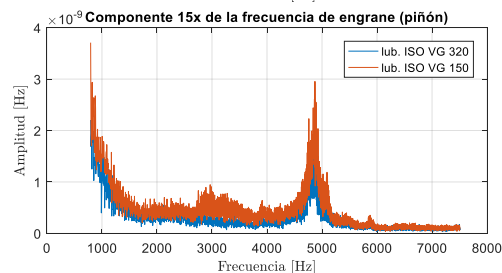
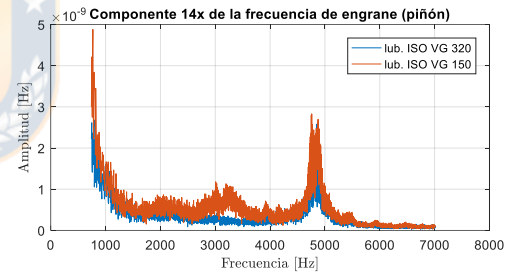
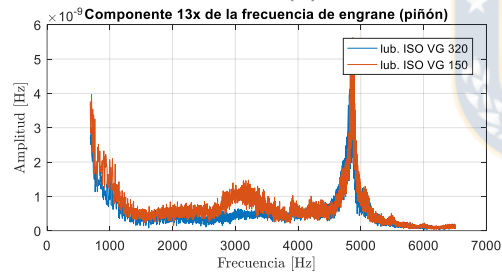
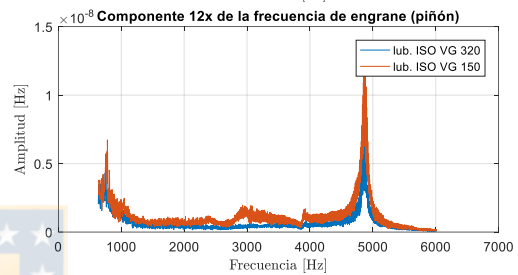
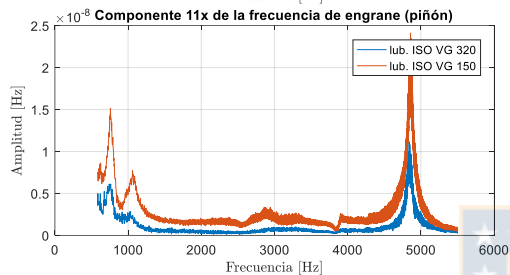
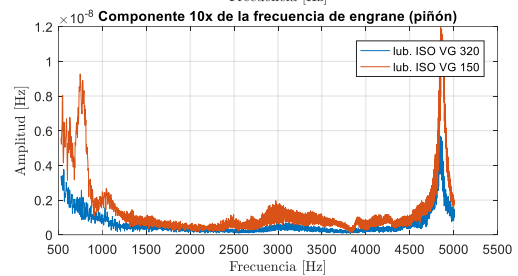
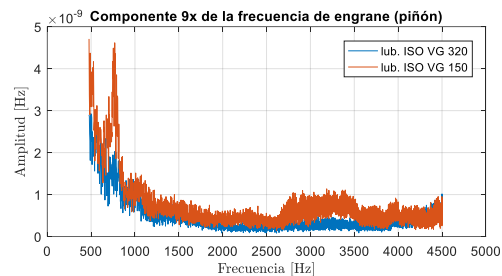
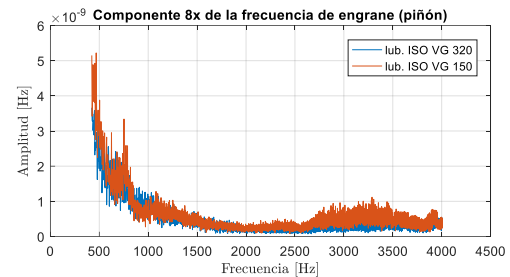
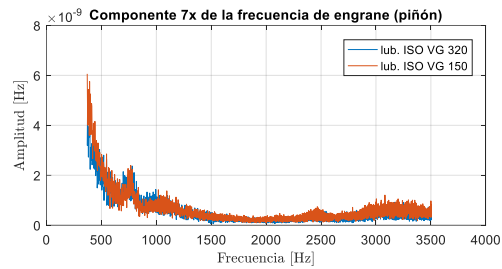


Fig. 11. Comportamiento en aceleración vibratoria de componentes armónicas de la frecuencia de engrane en la condición de operación variable CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. Para ambos lubricantes ensayados.

Para identificar las frecuencias naturales en las vibraciones torsionales, se analiza el comportamiento de los armónicos de la frecuencia de engrane en las IAS del piñón bajo la condición de operación CV3 (ensayo de partida), para ambas viscosidades de lubricante. En la figura 12, se muestra el comportamiento de 20 armónicos de la frecuencia de engrane. En la figura es posible identificar una zona resonante a partir del armónico 10x. Esta frecuencia natural es a los 4800 Hz y se observa que en los ensayos con lubricante ISO VG 150 se experimentan mayores amplitudes en la zona resonante.





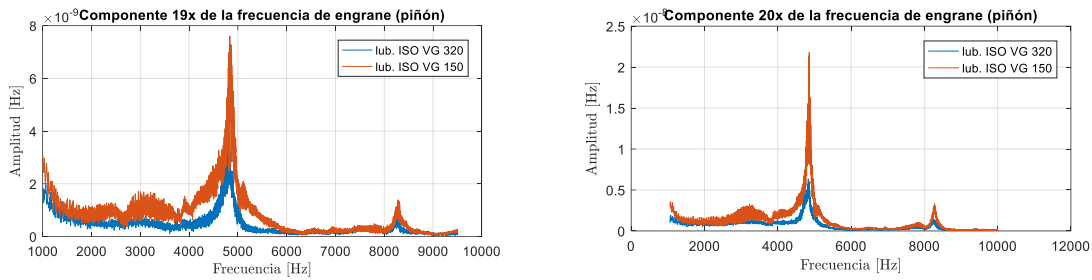


Fig. 12. Comportamiento en IAS de componentes armónicas de la frecuencia de engrane en la condición de operación variable CV3: 0-1500 CPM y 15 Nm. Para ambos lubricantes ensayados.

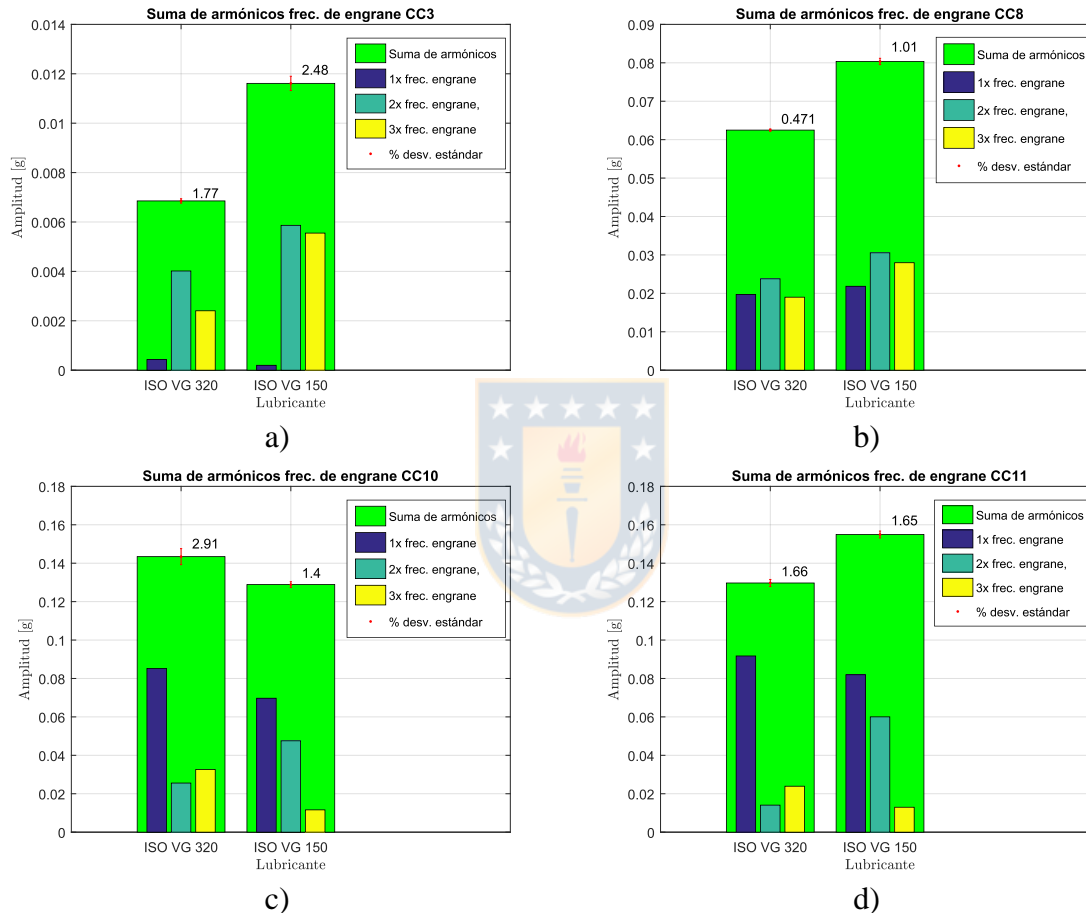
En esta sección se encuentra evidencia de la influencia del lubricante en el amortiguamiento del sistema. En general se observa que para el lubricante de menor viscosidad se observan mayores amplitudes vibratorias en zonas resonantes. Por la tanto, un lubricante de menor viscosidad tiene una menor capacidad de amortiguamiento.

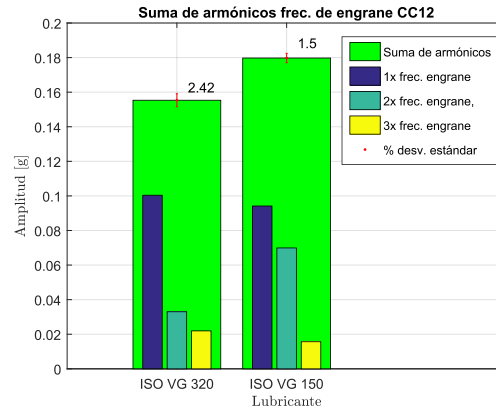
4.2.2 Efecto del lubricante en el comportamiento de las componentes a la frecuencia de engrane y armónicos

Es de interés el análisis de la frecuencia de engrane, porque su comportamiento depende de la rigidez de los dientes en contacto. La rigidez de engrane es variable debido a que es variable el número de dientes en contacto. El hecho de que el número de pares de dientes en contacto sea variable, implica que la rigidez equivalente del sistema varíe y cambie la distribución de fuerzas en contacto. Cuando existe un número mayor de dientes en contacto, se produce un aumento en la rigidez, implicando una distribución de fuerza en la ahora mayor cantidad de dientes. Por lo tanto, cada diente experimenta una fuerza menor, Y cuando el número de pares de dientes disminuye la disminuye la rigidez, la fuerza se concentra en menos dientes y cada diente experimenta una fuerza mayor. Además, la rigidez equivalente depende de las deformaciones en la superficie de los dientes, según la teoría de contacto de Hertz. Es posible cuantificar la rigidez equivalente mediante métodos analíticos o aplicando el método de elementos finitos [Chaari et al. 2008]. En esta investigación se propone reemplazar la rigidez según la teoría de contacto de Hertz, por la teoría de lubricación elasto-hidrodinámica de [Dowson and Higgison 1977] y [Hamrok 1991]. Esta última considera las deformaciones en la película de lubricante y las superficies en contacto. Por lo tanto, se busca evidencia empírica para demostrar variaciones en el comportamiento de la amplitud de las componentes de engrane al variar las propiedades del lubricante. Se espera que la rigidez de la película de lubricante sea mayor cuando es mayor es la viscosidad.

Se analiza el comportamiento de la aceleración transversal de los tres primeros armónicos de la frecuencia de engrane al cambiar la viscosidad del lubricante bajo diferentes condiciones de operación. En la figura 13, se muestra el comportamiento de la amplitud pico de la frecuencia para las condiciones de operación CC3, CC8, C10, C11 y C12. En general, se observa que para el lubricante de viscosidad ISO VG 320 se presenta una menor amplitud de

los tres primeros armónicos y de la suma de esto, en comparación con las pruebas realizadas con el lubricante de viscosidad ISO VG 150, a excepción de la condición de operación CC10 lo que se discutirá más adelante. En la figura 13, se observa que la diferencia en la suma de armónicos está dada principalmente por la amplitud de las componentes 2x y 3x de la frecuencia de engrane. Esto puede ser debido a la influencia del lubricante en la no linealidad del engrane, lo que es posible si el lubricante tiene influencia en la rigidez del engrane entre dientes.

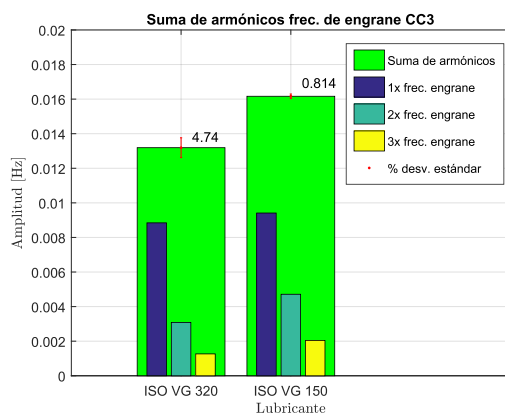




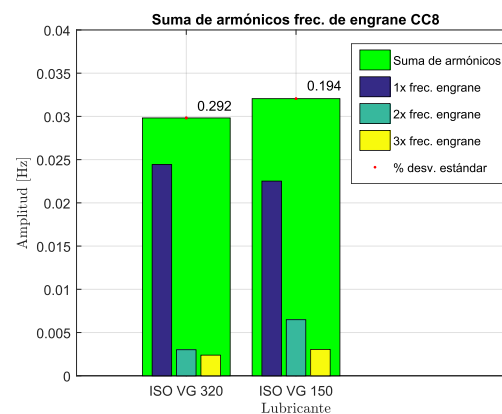
e)

Fig. 13. Amplitudes de 3 primeros armónicos de la frecuencia de engrane para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm.

Análogamente, se realiza el análisis anterior para las vibraciones torsionales en el piñón. En la figura 14, se muestra la suma de los 3 primeros armónicos de engrane. Aquí se observan amplitudes mayores para el caso del lubricante ISO VG 320 en las condiciones de operación CC10, CC11 y CC12. Sin embargo, esta diferencia se debe mayoritariamente al comportamiento que tiene la componente 3x de la frecuencia de engrane, la que aumenta para los ensayos realizados con el lubricante ISO VG 320. Al evaluar la suma de los 2 primeros armónicos, la amplitud de las vibraciones torsionales es mayor para los ensayos con el lubricante de menor viscosidad, lo que se muestra en la figura 15.



a)



b)

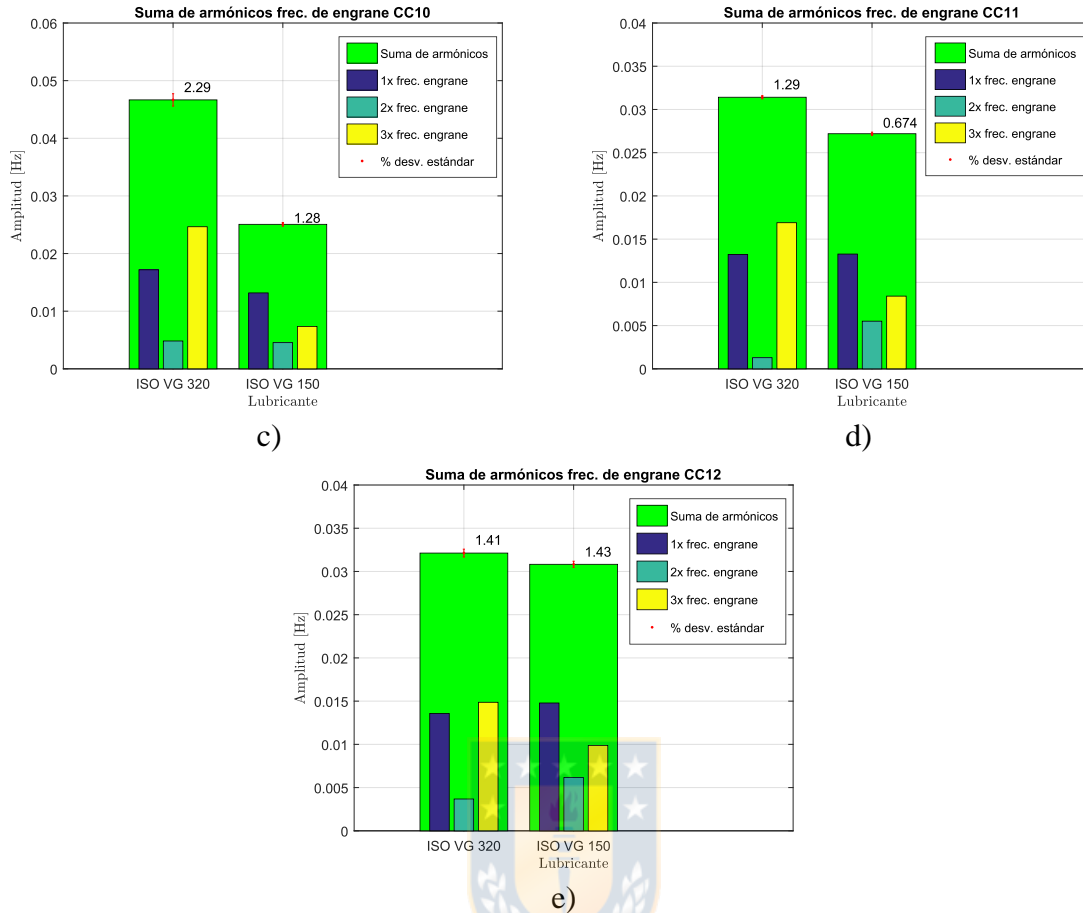
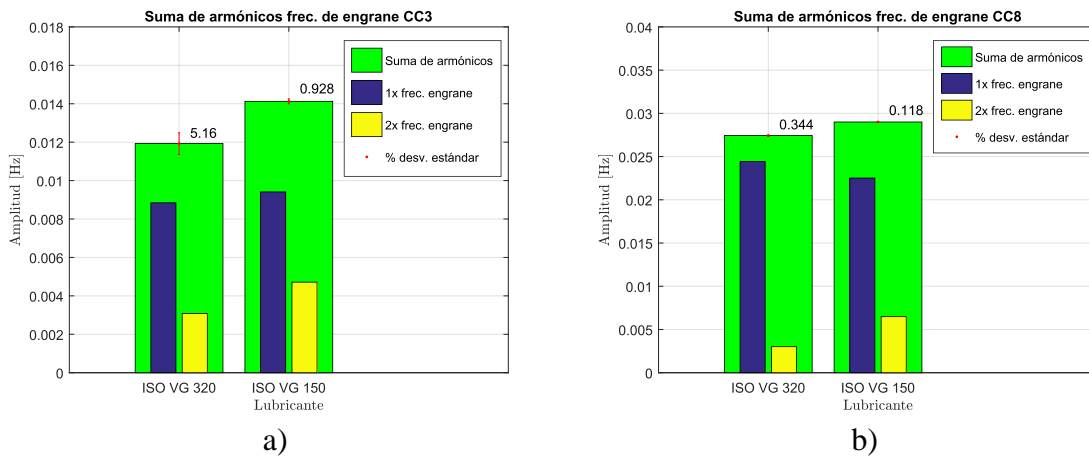


Fig. 14. Amplitudes de 3 primeros armónicos de la frecuencia de engrane de la vibración torsional para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm.



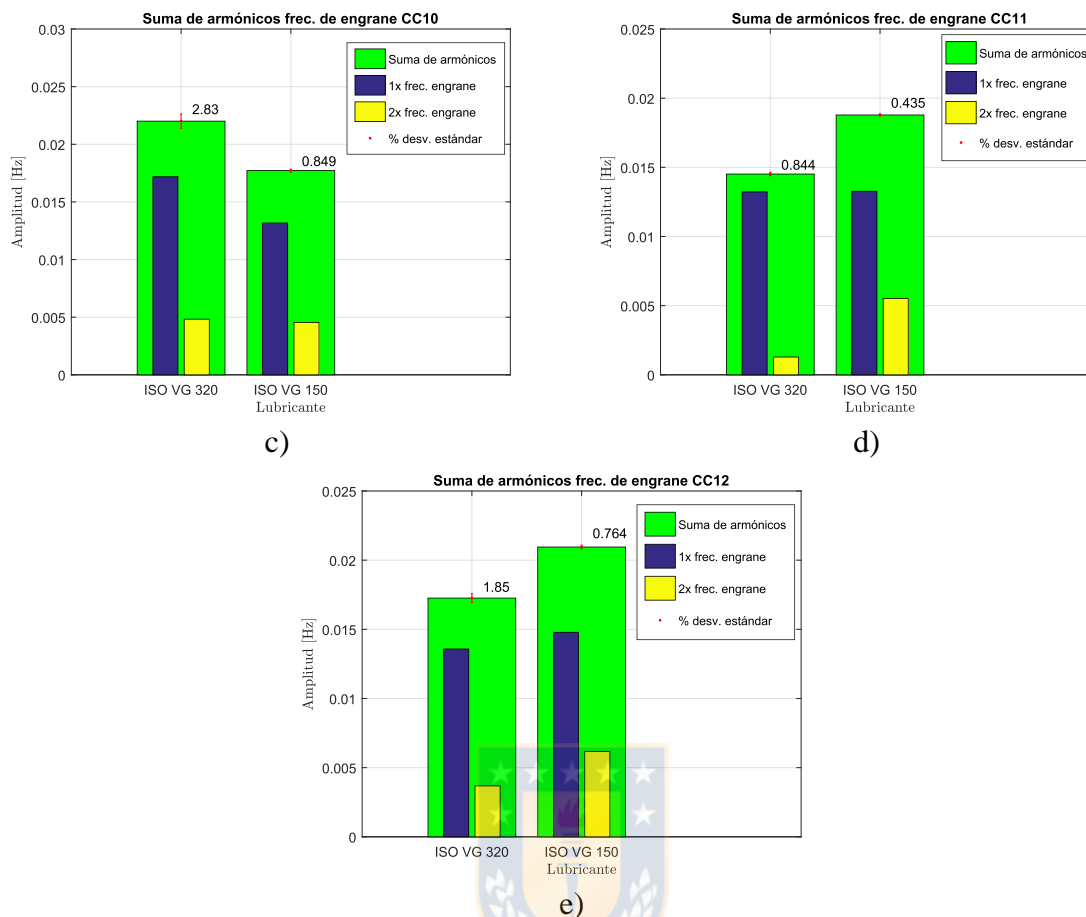


Fig. 15. Amplitudes de 2 primeros armónicos de la frecuencia de engrane de la vibración torsional para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm.

En la figura 15, en general, se observan amplitudes mayores para los ensayos con el lubricante de menor viscosidad. Existen variaciones en la amplitud de la componente 1x y 2x de la frecuencia de engrane.

En los resultados presentados en las figuras 13, 14 y 15, la condición de operación CC10 es una excepción a la tendencia que muestra mayores amplitudes de las componentes de la frecuencia de engrane para el lubricante ISO VG 150. Esto se debe a una situación particular de esta condición de operación, posiblemente una leve zona resonante.

En general se cumple lo planteado por [Yuan et al. 2012], para una mayor viscosidad mayor es la rigidez de la película de lubricante. Lo afirmado se refleja en un menor valor de la vibración para los casos de lubricante de mayor viscosidad. Las vibraciones en los engranes, se debe a la desviación en el perfil del diente respecto de una forma ideal de involuta. Que exista una mayor rigidez en el contacto dada por el lubricante de mayor viscosidad, quiere decir que hay una menor deflexión del diente, por lo tanto, una menor vibración.

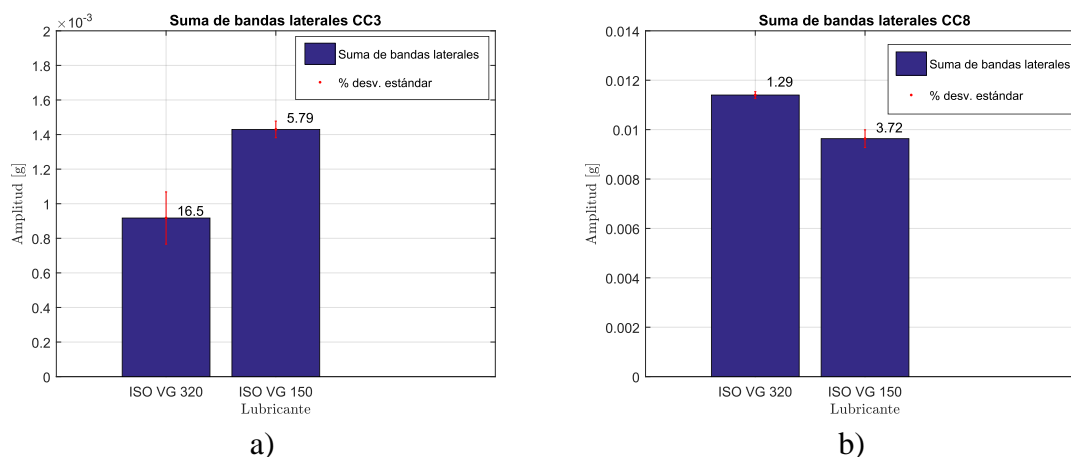
Los resultados de [Zhou et al. 2017] muestran que la rigidez normal del lubricante es mayor para los casos donde la carga es mayor y la velocidad del engranaje es menor, esto es válido al comparar las condiciones de operación CC3 y CC12, donde para el caso de menor velocidad donde la suma de armónicos es menor. Y al comparar las condiciones de operación CC10 y CC12, se observa que para el caso de mayor torque la suma de armónicos es menor. Sin embargo, este análisis no es concluyente ya que las condiciones de operación CC8 y CC11 son excepciones a lo planteado por [Zhou et al. 2017].

En esta sección se determina que hay una influencia del lubricante en la amplitud de componentes asociadas a la frecuencia de engrane, ya que hay variaciones en la amplitud de la componente engrane principal y sus armónicos. Esto se debe al comportamiento del lubricante como un elemento de rigidez, capaz de influir en la amplitud y no linealidad de las vibraciones.

4.2.2 Efecto del lubricante en el comportamiento de bandas laterales

Las bandas laterales son la representación en un espectro vibratorio de modulaciones en la vibración. Las modulaciones se originan por condiciones subestándar en el engrane, tales como montaje excéntrico de los engranajes, daño local en un diente, daño de rodamientos. En el banco de ensayos existen bandas laterales a la velocidad de rotación de los ejes en torno a componentes de la frecuencia de engrane, inherentes al montaje. Surge la inquietud de evaluar el efecto del lubricante en condiciones asociadas al montaje.

Se evalúa el comportamiento de los 2 primeros pares de bandas laterales a la velocidad de rotación del eje piñón en torno a la primera componente de la frecuencia de engrane. En la figura 16, se presenta la comparación de la suma de bandas laterales para los lubricantes ISO VG 320 e ISO VG 150, no se observa un patrón que determine la influencia del lubricante.



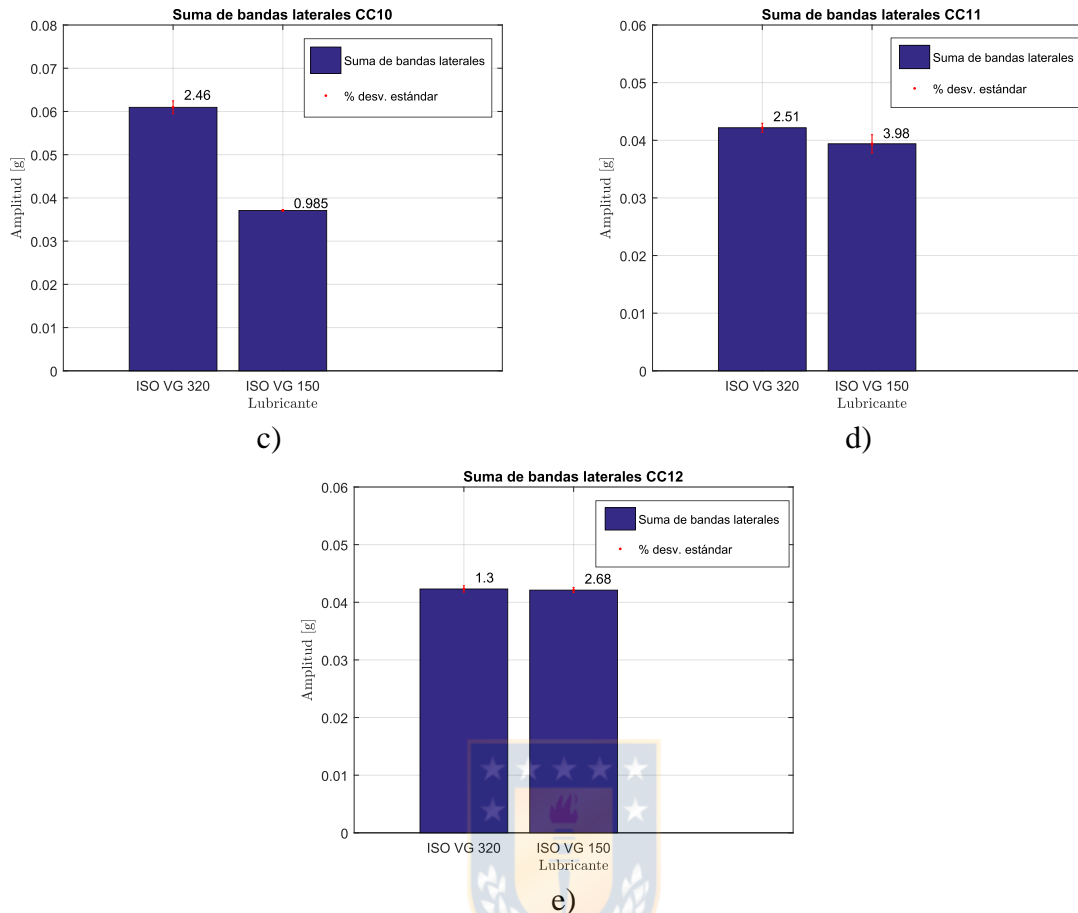


Fig. 16. Amplitudes en aceleración de los 2 primeros pares de bandas laterales en torno a la componente 1x de la frecuencia de engrane para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm.

De igual manera, se realiza el análisis anterior para los 2 primeros pares de bandas laterales en torno a la frecuencia de engrane de la vibración torsional. Como se muestra en la figura 17, hay una mayor amplitud en las bandas laterales de los ensayos con el lubricante ISO VG 320, para las condiciones de operación a 1500 CPM, C10, C11 y C12. Existe una diferencia menor para las condiciones de operación CC3 y CC8, donde hay una mayor suma de bandas laterales para el caso de lubricante ISO VG 150.



Fig. 17. Amplitudes de los 2 primeros pares de bandas laterales en torno a la componente 1x de la frecuencia de engrane de la vibración torsional para ensayos con lubricante ISO VG 320 e ISO VG 150. a) Condición de operación CC3: 500 CPM y 15 Nm. b) Condición de operación CC8: 1000 CPM y 15 Nm. c) Condición de operación CC10: 1500 CPM y 5 Nm. d) Condición de operación CC3: 1500 CPM y 10 Nm. e) Condición de operación CC12: 1500 CPM y 15 Nm.

En esta sección, la influencia del lubricante no es clara ya que no existe concordancia entre los resultados obtenidos en aceleración transversal y vibración torsional. En vibraciones

torsionales se obtiene una mayor amplitud de las bandas laterales para el lubricante de mayor viscosidad bajo las condiciones de operación de mayor velocidad (CC10, CC11 y CC12). Es probable que con este lubricante se remarquen las irregularidades de montaje inherentes del banco de ensayos.



CAPÍTULO 5

Conclusiones y perspectivas

5.1 Conclusiones

A partir de la evidencia experimental recopilada se concluye que hay influencia del lubricante en las vibraciones de engranajes de dientes rectos:

- El lubricante actúa como un elemento amortiguador en el engrane, en que a mayor viscosidad disminuye la amplitud de las vibraciones en las zonas resonantes.
- El lubricante tiene un efecto de rigidez en el contacto entre dientes, influyendo en la amplitud de componentes vibratorias a la frecuencia de engrane y armónicos. A mayor viscosidad, mayor es la rigidez de la película de lubricante.
- El lubricante también tiene un efecto no lineal entre dientes, lo que se manifiesta en las amplitudes de componentes armónicas de la frecuencia de engrane.

Por lo anterior, es recomendable considerar al lubricante en modelamientos numéricos como un elemento amortiguador equivalente y un elemento de rigidez equivalente, sin ignorar su efecto.

A partir de este estudio no fue posible encontrar un patrón que determine la insuficiencia de lubricación en transmisiones de engranajes. Sin embargo, claro está que un cambio en la composición del lubricante afectará en la amplitud y comportamiento de las vibraciones.

También, es posible afirmar que el análisis de las vibraciones torsionales es capaz de entregar información más detallada del engrane entre dientes, específicamente el comportamiento de frecuencias naturales, al estar instalada la instrumentación en los ejes. En cambio, la confiabilidad de las vibraciones transversales depende de la transmisión de vibraciones en los elementos del sistema.

5.2 Perspectivas

Esta investigación es un aporte a la evidencia experimental sobre la influencia del lubricante en las vibraciones de engranajes, al haberse determinado el efecto en la rigidez y amortiguamiento del engrane entre dientes. Se espera que en investigaciones futuras este efecto no sea ignorado y se incluya en la modelación dinámica de engranajes. También, se espera la validación de otros fenómenos como errores geométricos, daño en dientes, etc, utilizando el banco de ensayos de esta investigación.

Referencias

- Albarracín, P. (1993).
Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz. Tomo I, Segunda edición.
Talleres gráficos de Litochoa.
- Armanath, M., Sujatha, C. and Swarnaman, S. (2009).
Experimental studies on the effects of reduction in gear tooth stiffness and lubricant film thickness in a spur geared system.
Tribology International, Vol. 42, 340-352.
- Barbieri, M., Lubrecht, A. and Pellicano, F. (2013).
Behavior of lubricant fluid in gears under Dynamic conditions.
Tribology International, Vol. 62, 37-48.
- Barrueto, A (2013).
Estudio experimental de las emisiones acústicas generadas en un reductor planetario bajo distintos tipos de falla.
Tesis de Magíster, Departamento Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Concepción, Chile.
- Brewer, A. (1955).
Basic Lubrication Practice.
New York: Reinhold publishing corporation.
- Canto, A. (2018).
Análisis de la velocidad angular instantánea en máquinas rotatorias como técnica de monitoreo de condición. Aplicación en transmisión planetaria y molino de bolas.
Tesis de Magíster, Departamento Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Concepción, Chile.
- Chaari, F., Fakhfakh, T., Haddar, M. (2008).
Effect of sapling or tooth breakage on gearmesh stiffness and dynamic response of a one stage spur gear transmission.
European Journal of Mechanics and Solid, Vol. 28, 461-468.
- Cleveland, B. (2016).
Estudio teórico de las vibraciones torsionales y radiales de una transmisión de engranajes.
Memoria de título, Departamento Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Concepción, Chile.
- Diez, E. (2004).
Análisis teórico experimental de lubricantes para engranajes.
Tesis de Magíster, Departamento Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Concepción, Chile.

- Dowson, D. and Higginson, G.R. (1977).
Elasto-Hydrodynamic Lubrication.
Oxford: Pergamon Press.
- Hamrok, B. (1991).
Fundamental of Fluid Film Lubrication.
NASA Reference Publicación 1255.
- Hamzah, R. and Mba, D. (2009).
The influence of operating condition on acoustic emission (AE) generation during meshing of helical and spur gear.
Tribology International, Vol. 42, 3-14.
- Hemel, M., Addali, A. and Mba, D. (2014).
Investigation of the influence of oil film thickness on helical gear defect detection using Acoustic Emission.
Applied Acoustic, Vol. 79, 42-46.
- Huang, K.J., Wu, M.R. and Tseng, J.T. (2010).
Dynamic analyses of gear pairs incorporating the effect of time-varying lubrication damping.
Journal of Vibration and Control, Vol. 17, 355-363.
- Inapolat, M., Handshuh, M. and Kahraman, A. (2015)
Influence of indexing error son dynamic response of spur gears.
Mechanical System and Signal Processing, Vol. 60-61, 391-405.
- Li, S. and Kahraman, A. (2011).
Influence of dynamic behavior on elastohydrodynamic lubrication of spur gears.
Journal Engineering Tribology, Vol. 225, 740-753.
- Li, S. and Kahraman, A. (2013)^a.
A tribo-dynamic model of a spur gear pair.
Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, 4963-4978.
- Li, S. and Kahraman, A. (2013)^b.
A physics-based model to predict micro-pitting lives of lubricated point contacts.
International Journal of Fatigue, Vol. 47, 205-215.
- Li, S. and Kahraman, A. (2014).
A micro-pitting model for spur gear contacts.
International Journal of Fatigue, Vol. 59, 224-233.
- Li, S. (2015).
A thermal tribo-dynamic model power loss model for spur gear pair.
Tribology International, Vol. 88, 170-178.

- Li, S. and Anisett, A. (2016).
On the flash temperature of gear contacts under tribo-dynamic condition.
Tribology International, Vol. 97, 6-13.
- Li, S. and Anisetti, A. (2017).
A tribo-dynamic contact fatigue model for spur gear pair.
Tribology International, Vol. 98, 81-91.
- Nijenbanning, G., Venner, C.H. and Moes, H. (2004).
Film thickness in lubricated elliptic contacts.
Wear, Vol.176, 217-229.
- Michalec, G. (1996)
Precision Gearing Theory and Practice.
New York: Jhon Wiley & Sons, Inc.
- Morales, I. (2018)
Evaluación experimental de distintas técnicas para el diagnóstico de fallas en transmisiones planetarias.
Tesis de Magíster, Departamento Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Concepción, Chile.
- Morales, R. (2018)
Inclusión del lubricante en la dinámica de engranajes de dientes rectos.
Memoria de título, Departamento Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Concepción, Chile.
- Ouyang, T., Chen, N., Huang, J. and Huang, H. (2016).
Analysis of lubricating performance for spur gear pairs applying tribo-dynamic model.
Journal Engineering Tribology, Vol. 0, 1-14.
- Ouyang, T., Huang, H., Zhang, N. Mo, C. and Chen, N. (2017).
A model to predict tribo-dynamic performance of a spur gear pair.
Tribology International, Vol. 116, 449-459.
- Roelands C, J, A. Vlugter J, C. Waterman H, L. (1963)
The viscosity-temperature-pressure relationship of lubrication oils and its correlation with chemical constitution.
Journal Basic Engineering. Vol. 85, 601-607.
- Saavedra, P., Rodríguez, C.
Accurate assessment of computed order tracking.
Shock and Vibration. Vol. 13, 13-22.
- Torregrosa, J.P. (2013)
Diagnostico de fallas en reductores planetarios mediante el análisis de vibraciones.
Tesis de Magíster, Departamento Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Concepción, Chile.

Trujillo, O. (2015).

Modelo dinámico de una transmisión de engranajes de una etapa incluyendo fallas.
Memoria de título, Departamento Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción,
Concepción, Chile.

Venner, C.H. (1991).

Multilevel solution of the EHL line and point contact problems.
Thesis Enschede, Universiteit Twente.

Wang, Y., Li, H. Tong, J. and Yang, P. (2004).

Transient thermoelastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear.
Tribology International, Vol. 37, 773-782.

Yuan, S., Dong, H., Li, X. (2012)

Analysis of Lubricating Performance for Involute Gear Based on Dynamic Loading Theory
Journal of Mechanical Design, Vol 134,

Zhou, C., Xiao, Z., Chen, S. and Han, X. (2017).

Normal and tangential oil film stiffness of modified spur gear with non-Newtonian
elastohydrodynamic lubrication.

Tribology International, Vol.109, 319-327.



Anexos A

Planos del banco de ensayos

Plano GBTB-001: Layout general transmisión de engranajes.

Plano GBTB-002: Conjunto de transmisión.

Plano GBTB-003: Conjunto y detalles eje conducido.

Plano GBTB-004: Conjunto y detalles eje conductor.

Plano GBTB-005: Detalle soporte.

Plano GBTB-006: Detalle base y tapas.

Plano GBTB-007: Detalle Cáster.



Plano 1



Plano 2



Plano 3



Plano 4



Plano 5



Plano 6



Plano 7

