



Departamento de
Ingeniería Mecánica
Universidad de Concepción

Conservación de la energía a través del uso de lubricantes especiales

Martín José Brunner Schalchli

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

Profesor guía:
Dr.-Ing. Cristian Canales C.

Agosto 2025
Concepción, Chile

©2025 Martín José Brunner Schalchli

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

Agradecimientos

A mi madre Maria Paz, hermana Trinidad y familia, por acompañarme incluso en los silencios.

A mi padre Gerardo (Q.E.P.D.), por despertar en mí el gusto por la mecánica.

Resumen

La presente investigación tiene como objetivo evaluar el ahorro energético asociado al uso de lubricantes con aditivos especiales en reductores de velocidad industriales, operando bajo condiciones reales de planta. Para ello, se diseñó una metodología dual: una teórica, aplicada al caso nominal del sistema, y otra experimental, basada en técnicas predictivas de mantenimiento enfocadas en el monitoreo de variables eléctricas, térmicas y vibracionales.

El estudio comparó el rendimiento de dos lubricantes ISO VG 220: Royal Purple Synergy 220 cSt y Mobil SHC 630 220 cSt. Los resultados teóricos evidenciaron que el lubricante Synergy 220 cSt permite reducir las pérdidas energéticas en un 18%, lo que se traduce en un incremento de eficiencia del orden de 1.38% a 1.54% en un reductor de tres etapas helicoidal.

No obstante, la validación experimental de estos resultados se vio limitada por dos factores clave: i) la presencia de diferencias vibracionales entre los equipos evaluados, y ii) la elevada incertidumbre del equipo de medición de corriente (SUPCO DVCV), cuyo error absoluto supera el umbral necesario para una validación estadísticamente confiable. Por tanto, aunque la hipótesis de lograr un ahorro energético superior al 3% se cumple teóricamente, no pudo ser confirmada de forma concluyente en condiciones de planta.

A pesar de estas limitaciones, el estudio demuestra el alto potencial del uso de lubricantes avanzados como una herramienta efectiva para mejorar la eficiencia energética en entornos industriales. Esta línea de acción cobra especial relevancia en el marco de la Ley 21.305 sobre Eficiencia Energética, que obliga a grandes consumidores a implementar sistemas de gestión energética.

Como trabajos futuros, se propone la incorporación de instrumentación de mayor precisión en terreno, como el multímetro Fluke 289 con pinza i30 y sensores de vibración triaxiales. Asimismo, se sugiere el desarrollo o utilización de un banco de ensayos tipo FZG, que permita replicar condiciones controladas, estandarizadas y comparables para validar con mayor certeza el impacto real del lubricante sobre la eficiencia del sistema.

Palabras clave: Eficiencia energética; Lubricantes industriales; Aditivos de extrema presión (EP); Tribología aplicada.

Abstract

This study aims to evaluate the energy savings associated with the use of lubricants containing special additives in industrial speed reducers operating under real plant conditions. To achieve this, a dual methodology was developed: a theoretical approach applied to the system's nominal case, and an experimental approach based on predictive maintenance techniques focused on monitoring electrical, thermal, and vibrational variables.

The study compared the performance of two ISO VG 220 lubricants: Royal Purple Synergy 220 cSt and Mobil SHC 630 220 cSt. Theoretical results showed that Synergy lubricant can reduce energy losses by 18%, resulting in an increase in system efficiency ranging from 1.38% to 1.54% in a three-stage helical gearbox.

However, the experimental validation of these findings was limited by two critical factors: (i) significant vibrational differences between the tested gearboxes, and (ii) the high measurement uncertainty of the current measuring device (SUPCO DVCV), whose absolute error exceeds the required threshold for statistically reliable validation. Therefore, while the hypothesis of achieving an energy efficiency improvement greater than 3% is met in theoretical terms, it could not be conclusively confirmed under real operating conditions.

Despite these limitations, the results highlight the high potential of advanced lubricants as a strategic tool for improving energy efficiency in industrial systems. This approach is particularly relevant within the framework of Chilean Law 21.305 on Energy Efficiency, which mandates large consumers to implement energy management systems.

For future work, the implementation of more precise field instruments is recommended, such as the Fluke 289 multimeter with i30 clamp and triaxial vibration sensors for continuous monitoring. Additionally, the development or use of a closed-loop FZG-type test bench is proposed, allowing controlled, standardized, and repeatable conditions to better isolate and quantify the real impact of lubrication on system efficiency.

Keywords: Energy efficiency; Industrial lubricants; Extreme pressure (EP) additives; Applied tribology; Gear reducers.

Nomenclatura

Símbolo	Descripción
$P_{\text{suministrada}}$	Potencia total entregada al sistema [W]
$P_{\text{útil}}$	Potencia útil obtenida [W]
$P_{\text{pérdidas}}$	Potencia disipada por pérdidas [W]
η	Eficiencia energética del sistema [-]
P_{vzo}	Pérdidas sin carga en engranajes [W]
P_{vzp}	Pérdidas por carga en engranajes [W]
P_{vlo}	Pérdidas sin carga en rodamientos [W]
P_{vlp}	Pérdidas por carga en rodamientos [W]
P_{vd}	Pérdidas por fricción en sellos [W]
P_{vx}	Pérdidas auxiliares [W]
$P_{\text{vacío}}$	Pérdidas totales en vacío [W]
P_{carga}	Pérdidas totales bajo carga [W]
M_t	Momento total de fricción en rodamientos [Nm]
M_{rr}	Momento de fricción por rodadura [Nm]
M_{sl}	Momento de fricción por deslizamiento [Nm]
M_{seal}	Momento de fricción por sellos [Nm]
M_{drag}	Momento de agitación del lubricante [Nm]
n_{rod}	Velocidad del rodamiento [rpm]
μ	Coefficiente de fricción entre dientes [-]
H_v	Factor geométrico del engranaje [-]
P_{in}	Potencia de entrada al engranaje [W]
ρ	Densidad del lubricante [kg/m ³]
ν_c	Viscosidad cinemática en operación [cSt]
V_g	Velocidad de deslizamiento [m/s]
U, U_m	Velocidad de rodadura o media [m/s]
F_n	Fuerza normal en engranajes [N]
F_t	Fuerza tangencial en engranajes [N]
b_{efectivo}	Ancho efectivo del contacto [m]
R_e	Radio equivalente del contacto [m]
ν_d	Viscosidad dinámica en operación [Pa·s]
R_a	Rugosidad superficial promedio [μm]
X_L	Factor relacionado con la composición del lubricante [-]
h_{min}	Espesor mínimo de película lubricante [m]
R'	Radio de curvatura reducido [m]
E'	Módulo de elasticidad reducido [Pa]
η_0	Viscosidad a presión atmosférica [Pa·s]
α	Coefficiente piezoviscoso [m ² /N]
W	Carga de contacto normal [N]
k	Parámetro elíptico del contacto [-]

Símbolo	Descripción
$p(r)$	Presión de contacto a una distancia r [Pa]
p_{\max}	Presión máxima de contacto de Hertz [Pa]
a, b	Semiejes del área de contacto [m]
L	Longitud de contacto lineal [m]
ν_c	Viscosidad cinemática [cSt]
T°	Temperatura [K]
A, B	Constantes empíricas de la ecuación de Walther [-]
ν_{d0}	Viscosidad a presión atmosférica [Pa·s]
p	Presión [Pa]
V	Voltaje eléctrico [V]
I	Corriente eléctrica [A]
$\cos \phi$	Factor de potencia eléctrico [-]
P	Potencia activa del motor [W]

Índice

Índice de figuras	1
Indice de Tablas	3
1 Introducción	5
1.1 Contexto	5
1.2 Hipótesis	6
1.3 Objetivo General	6
1.4 Objetivos específicos	6
1.5 Metodología de trabajo	6
2 Marco teórico	8
2.1 Eficiencia energética en reductores de velocidad	8
2.2 Pérdidas de energía bajo carga en reductores de velocidad	10
2.2.1 Pérdidas de energía bajo carga en rodamientos	10
2.2.2 Pérdidas de energía bajo carga en engranajes	11
2.3 Tribología, la ciencia detrás del contacto y lubricación	12
2.3.1 Regímenes de lubricación	12
2.3.2 Lubricación elastohidrodinámica	13
2.3.3 Determinación del régimen de lubricación	14
2.3.3.1 Factor de seguridad de la película limite (λ)	14
2.3.3.2 Modelo de presiones de Hertz en los contactos	15
2.4 Propiedades y composición de los lubricantes	16
2.5 Reología del lubricante	18
2.5.1 Variación de la viscosidad con la temperatura (ASTM D341)	18
2.5.2 Variación de la viscosidad con la presión	18
2.6 Técnicas de mantenimiento predictivo	19
2.6.1 Análisis del consumo energético	19
2.6.2 Análisis de lubricante	20
2.6.3 Análisis mediante termografía infrarroja	21
2.6.4 Análisis de vibraciones	21
3 Caracterización del banco de ensayos	22
3.1 Motorreductor de velocidad	22
3.1.1 Fuerzas en engranajes	24
3.1.2 Reacciones en los rodamientos	24
3.2 Caracterización de los lubricantes en ensayo	26
3.2.1 Curva viscosidad - temperatura (ASTM D341)	28
3.2.2 Coeficiente piezoviscoso α	28
3.2.3 Factor de aditivos de lubricante X_L	29
4 Metodología	29
4.1 Metodología teórica	29
4.1.1 Cálculo de pérdidas en engranajes	30
4.1.2 Cálculo de pérdidas en rodamientos	30
4.1.3 Síntesis energética e impacto ambiental	30
4.2 Metodología experimental	32
4.2.1 Diseño del experimento	32

4.2.2	Instrumentación y variables dependientes	32
4.2.3	Procesamiento de la información experimental	32
4.2.4	Limitaciones y fuentes de error	34
5	Resultados Teóricos	35
5.1	Caracterización mecánica del sistema de transmisión	35
5.2	Determinación del régimen de lubricación en engranajes	36
5.2.1	Determinación del coeficiente de fricción	36
5.2.2	Comparativa pérdidas energéticas por lubricante	38
5.3	Pérdidas energéticas por rodamiento	38
5.4	Pérdidas energéticas globales	40
5.5	Impacto ambiental	41
6	Resultados experimentales	42
6.1	Análisis de consumo energético	42
6.2	Análisis vibratorio del los equipos	45
6.3	Análisis termográfico	46
6.4	Procesamiento de información mediante modelamiento teórico	46
7	Discusión de los resultados	48
7.1	Resultados teóricos	48
7.2	Resultados experimentales	48
7.2.1	Comparación energética entre lubricantes	48
7.2.2	Análisis de condiciones operacionales	49
7.2.3	Procesamiento de la información mediante modelamiento teórico	49
7.3	Limitaciones experimentales	50
7.4	Trabajos futuros	51
7.4.1	Mejoramiento instrumental en terreno	51
7.4.2	Banco de ensayos FZG	52
8	Conclusión	53
Anexo A	Gráficos introducción	56
A.1	Gráficos introducción	56
Anexo B	Marco teórico	57
B.1	Perdidas bajo carga en rodamientos	57
B.2	Perdidas bajo carga en engranajes	57
B.3	Análisis del espesor de la película central y límite	58
Anexo C	Caracterización del banco de ensayos	60
C.1	Listado de partes y componentes reductor RF137	60
C.2	Modelo geométrico engranajes helicoidales	61
C.3	Modelado ejes SKF Simpro Quick	62
C.4	Características nominales de los instrumentos de medición	62
Anexo D	Scripts utilizados en el análisis	65

Índice de figuras

Figura 1.1	Metodología de trabajo [Elaboración Propia].	7
Figura 2.1	Diagrama de flujo de las pérdidas energéticas en reductores [elaboración propia].	8
Figura 2.2	Pérdidas de energía en un banco de ensayos FZG [15].	9
Figura 2.3	Pérdidas de energía en un reductor de velocidad al optimizar la geometría de los engranajes helicoidales [9]	9
Figura 2.4	Gradiente de velocidad y régimen de lubricación [6]	12
Figura 2.5	Relación curva de Stribeck y régimen de lubricación [6]	12
Figura 2.6	Esquema lubricación elastohidrodinámica [3]	13
Figura 2.7	Formación película elastohidrodinámica [3]	13
Figura 2.8	Distribución de presión en la zona de contacto [7]	15
Figura 2.9	Representación contacto lineal entre dos rodillos[16]	16
Figura 2.10	Representación contactos puntuales en rodamientos de bola[3]	16
Figura 2.11	Operación aditivos EP en los contactos cargados [Elaboración Propia].	17
Figura 2.12	Umbral de severidad vibratoria[19]	21
Figura 3.1	Fotografías motorreductor referenciales [19]	22
Figura 3.2	Esquema representativo reductor RF137 [Elaboración Propia]	23
Figura 3.3	Descomposición de fuerza normal en engranajes helicoidales [Elaboración Propia]	24
Figura 3.4	Diagrama estático de fuerzas del eje de reducción 1 y ecuaciones de equilibrio asociadas [elaboración propia].	25
Figura 3.5	Diagrama estático de fuerzas del eje de reducción 2 y ecuaciones de equilibrio asociadas [elaboración propia].	25
Figura 3.6	Diagrama estático de fuerzas del eje de salida y ecuaciones de equilibrio [elaboración propia].	25
Figura 3.7	Curvas viscosidad cinemática - temperatura (ASTM D341) [elaboración propia].	28
Figura 3.8	Curva coeficiente piezoviscoso - temperatura [elaboración propia].	28
Figura 4.1	Diagrama de flujo de la metodología teórica para el cálculo de pérdidas energéticas en engranajes y rodamientos [elaboración propia].	31
Figura 4.2	Instrumentación y procedimientos aplicados en la medición experimental	33
Figura 5.1	Distribución de presión de Hertz en cada etapa de reducción [elaboración propia].	36
Figura 5.2	Histogramas de Monte Carlo del coeficiente de fricción por etapa y lubricante [elaboración propia].	37
Figura 5.3	Pérdidas de energía por etapa en engranajes [elaboración propia].	38

Figura 5.4	Pérdidas por fricción en rodamientos para Royal Purple Synergy [elaboración propia].	39
Figura 5.5	Pérdidas por fricción en rodamientos para Mobil SHC 630 [elaboración propia].	39
Figura 5.6	Comparación de pérdidas energéticas totales entre lubricantes [elaboración propia].	40
Figura 5.7	Impacto ambiental ahorro por Royal Purple Synergy 220 cSt [elaboración propia].	41
Figura 6.1	Registro de corriente en el tiempo - motorreductor 1 con lubricante Synergy 220 cSt.	42
Figura 6.2	Registro de corriente en el tiempo - motorreductor 2 con lubricante Mobil SHC 630 220 cSt.	42
Figura 6.3	Termografía del motorreductor 1 - lubricante Synergy (05-06-2025) [elaboración propia].	46
Figura 6.4	Termografía del motorreductor 2 - lubricante Mobil (05-06-2025) [elaboración propia].	46
Figura 6.5	Comparativa pérdidas globales experimentales y teóricas [elaboración propia]. .	47
Figura 7.1	Banco de ensayos FZG [18]	52
Figura A.1	Gráfico “Blue Map” de reducción de emisiones de CO2 [5].	56
Figura A.2	Diagrama Ley 21.305 (Elaboración propia) [6]	56
Figura C.1	Despiece y elementos internos del reductor RF137 [19]	60
Figura C.2	Primer eje de reducción	62
Figura C.3	Segundo eje de reducción	62
Figura C.4	Eje de salida del equipo	62

Índice de Tablas

Tabla 2.1	Distribución de fuentes de pérdida de potencia en reductores [12]	9
Tabla 2.2	Valores típicos del factor X_L según tipo de lubricante [19]	12
Tabla 2.3	Tipo de lubricación de acuerdo con el valor de λ [3]	14
Tabla 2.4	Parámetros de contacto lineal y puntual según la teoría de Hertz [16]	16
Tabla 2.5	Comparación general entre lubricantes minerales y lubricantes sintéticos	17
Tabla 2.6	Comparación técnica de aditivos modificadores de superficie	17
Tabla 2.7	Valores típicos del coeficiente piezoviscoso α para distintos tipos de lubricantes [18]	19
Tabla 2.8	Normas y ensayos aplicados en el análisis de lubricantes	20
Tabla 2.9	Estimación de la temperatura del lubricante en base a la temperatura de carcasa [21]	21
Tabla 3.1	Características nominales motor eléctrico	22
Tabla 3.2	Características nominales reductor de velocidad	22
Tabla 3.3	Listado de componentes del reductor RF137	23
Tabla 3.4	Parámetros principales de los pares de engranajes y factor de pérdida por diente H_v	23
Tabla 3.5	Comparación de propiedades entre lubricantes Royal Purple y Mobil	26
Tabla 3.6	Composición química del lubricante Royal Purple Synergy 220 cSt	27
Tabla 3.7	Composición química del lubricante Mobil SHC 630 220 cSt	27
Tabla 3.8	Viscosidades cinemáticas a diferentes temperaturas (ASTM D341)	28
Tabla 3.9	Coefficiente piezoviscoso a diferentes temperaturas.	28
Tabla 3.10	Caracterización comparativa de los lubricantes para estimar el factor X_L según Schlenk	29
Tabla 4.1	Instrumentos y técnicas de medición empleadas en el estudio	32
Tabla 4.2	Propagación del error en potencia eléctrica bajo condiciones nominales	34
Tabla 5.1	Resumen de magnitudes dinámicas por etapa de reducción en engranajes	35
Tabla 5.2	Distribución de fuerzas radiales y axiales en rodamientos bajo condición nominal	35
Tabla 5.3	Parámetros tribológicos comparativos por etapa y lubricante, con criterio de evaluación	36
Tabla 5.4	Estimación del coeficiente de fricción medio μ mediante simulación Monte Carlo	38
Tabla 5.5	Comparación de pérdidas de potencia por etapa y lubricante	38
Tabla 5.6	Comparación de pérdidas por fricción en rodamientos para ambos lubricantes	39
Tabla 5.7	Pérdidas y eficiencias totales en el caso nominal	40
Tabla 5.8	Impacto ambiental de los lubricantes en un equipo mediante Royal Purple Synergy	41

Tabla 6.1	Resultados brutos - corriente en motorreductores	43
Tabla 6.2	Filtro zona apagado - corriente en motorreductores	43
Tabla 6.3	Filtro zona estable ($\mu \pm \sigma$) - corriente motorreductores	43
Tabla 6.4	Potencia activa en zona estable y diferencia entre motorreductores	44
Tabla 6.5	Corriente y potencia - zona estable con incertidumbre instrumental	44
Tabla 6.6	Velocidad RMS de vibración, potencia activa y clasificación ISO 10816-3	45
Tabla 6.7	Aceleración RMS de vibración y potencia activa	45
Tabla 6.8	Temperaturas superficiales del motorreductor y rango de temperatura del lubricante	46
Tabla 6.9	Condiciones actualizadas para el modelamiento teórico	46
Tabla 6.10	Comparación de parámetros de lubricación para Synergy 220 cSt	47
Tabla 6.11	Comparación de parámetros de lubricación para Mobil SHC 630 220 cSt	47
Tabla 7.1	Comparativa de precisión entre SUPCO DVCV y Fluke 289 + pinza i30	51
Tabla 7.2	Resumen de ventajas del DynaLogger TcAs	51
Tabla C.1	Numero de dientes en engranajes por etapa de reduccion	61
Tabla C.2	Propiedades mecánicas del acero 18CrNiMo7-6	61
Tabla C.3	Parámetros principales de los pares de engranajes	61
Tabla C.4	Especificaciones tecnicas SUPCO DVCV	63
Tabla C.5	Especificaciones técnicas del Adash A4900 Vibrio M	63
Tabla C.6	Especificaciones técnicas del Testo 875-2i	64

1. Introducción

1.1. Contexto

En el mundo físico que vivimos, la fricción es una constante omnipresente, la cual constituye a la vez una limitación y una condición necesaria e inherente en cualquier transmisión de potencia en los sistemas de producción [1]. De a partir de esta realidad nace el estudio de la tribología, disciplina que es reconocida por el informe de Jost en 1966 [2] y se ha mejorado exponencialmente en los últimos siglos en base a los derivados de la petroquímica. La importancia de su estudio radica en que la fricción es la principal pérdida de energía en la maquinaria industrial y pérdidas de eficiencia [3, 4, 5]. La International Energy Agency afirma la necesidad de reducir en todos los sectores industriales las emisiones de CO₂ bajo el desarrollo tecnológico marcado en una zona blue map [A.1] y estima una reducción de un 38 % desde el 2010 al 2050 en relación con la eficiencia energética [6].

Chile, al estar dentro de las metas internacionales, promulga a inicios de 2021 la 'Ley 21.305: de eficiencia energética'[A.2]. Esta legislación establece que las empresas con un consumo de más de 50 terajoules anuales deben implementar un Sistema de Gestión de la Energía (SGE) para monitorizar el gasto energético y tratar de lograr una mejor eficiencia en sus equipos [7]. Para ello, se incluyen los equipos industriales como lo son los motorreductores, bombas hidráulicas o sistemas de transporte de cargas. También se fomenta el uso de tecnologías eficientes y buenas prácticas operacionales, lo que promueve el uso de lubricantes con aditivos especiales que reducen la fricción y mejoran la transmisión de potencia.

Diversos autores han logrado avances sobre el impacto que puede tener un lubricante en la eficiencia de los contactos mecánicos, especialmente a través de teorías analíticas sobre cómo influye la presión efectiva en los contactos en la teoría Elastohidrodinámica, para el cálculo del coeficiente de fricción [8]. También se identifica que las principales pérdidas de torque en reductores están referidas a la velocidad de giro y a sus componentes geométricos en el interior [9]. Estas pérdidas se clasifican en dos tipos: dependientes de la carga (rodamientos y engranajes) e independientes de la carga (fricción viscosa, sellos y agitación del aceite) [10]. Sin embargo, aún no se realiza un estudio basado en maquinaria lubricada en circunstancias reales de operación.

Es por esto último que la presente investigación plantea evaluar la diferencia energética al utilizar un lubricante con aditivos especiales específicos para reductores de velocidad, con uno homólogo pero con distinta formulación. Para ello, se utilizan dos motorreductores bajo operación real en equivalencia de carga operacional donde se comparan los lubricantes. El análisis incorpora el consumo del motor eléctrico, temperatura, vibraciones y el comportamiento del lubricante bajo carga. Luego se extraen muestras para su posterior análisis en laboratorio. Con ello se busca determinar el nivel de ahorro energético [11].

La relevancia de la investigación se enmarca en el enfoque del Mantenimiento 4.0, que promueve la incorporación de tecnologías para la predicción de fallas, optimización energética y la captación de información mediante sensores para su posterior análisis [11]. Esto permite aplicarse directamente en la operación industrial, aportando a la sostenibilidad y competitividad del sector, y al mismo tiempo, alinearse con los lineamientos establecidos por la ley 21.305.

1.2. Hipótesis

Para la investigación se establece la siguiente hipótesis:

El lubricante con aditivos especiales formulado para reductores de velocidad, Royal Purple Synergy 220 cSt, permite lograr un ahorro energético del 3% en comparación con un lubricante homólogo de características similares, en condiciones reales de operación.

1.3. Objetivo General

El objetivo general de esta investigación es evaluar el ahorro energético a través del uso de lubricantes con aditivos especiales en reductores de velocidad en operación industrial.

1.4. Objetivos específicos

Los objetivos específicos se definen a continuación:

- 1.- Caracterizar el reductor industrial y los lubricantes en ensayo.
- 2.- Cuantificar las principales pérdidas energéticas asociadas a los lubricantes, bajo las condiciones de operación nominal del reductor, correspondientes a un suministro inicial de 7.5 kW y 1400 RPM.
- 3.- Analizar el comportamiento operativo de los reductores en términos de consumo eléctrico, térmico, vibratorio y calidad de lubricante.

1.5. Metodología de trabajo

Las técnicas que se emplean para la solución de esta problemática se exponen a continuación:

Actividad 1: Fundamentos de la pérdida de energía y la lubricación

Consiste en la recopilación de información teórica y científica sobre los fundamentos que rodean las pérdidas de energía y la vinculación con la lubricación en reductores de velocidad.

Actividad 2: Caracterización del banco de ensayos

A través de la información de catálogo dada por los fabricantes de los equipos y lubricantes, y la literatura especializada, se caracteriza el sistema mecánico y los lubricantes en ensayo.

Actividad 3: Metodología del estudio

Se establece una metodología teórica para cuantificar las pérdidas energéticas en el caso nominal del reductor (7.5 kW y 1400 RPM), seguida de una metodología experimental centrada en el análisis y procesamiento de los datos obtenidos, junto con la descripción de los instrumentos utilizados.

Actividad 4: Resultados teóricos

Se realiza el proceso metodológico teórico bajo normativas de pérdidas de energía para los dos lubricantes en evaluación

Actividad 5: Resultados experimentales

Se exponen los resultados experimentales y se caracteriza en función del consumo energético, comportamiento vibratorio puntual, termografico y parametros tribológicos.

Actividad 6: Verificación de la hipótesis

Se analiza la coherencia entre los resultados teóricos y experimentales para determinar si la hipótesis de ahorro energético atribuible a los lubricantes en evaluación se confirma, se rechaza o permanece sin evidencia concluyente.

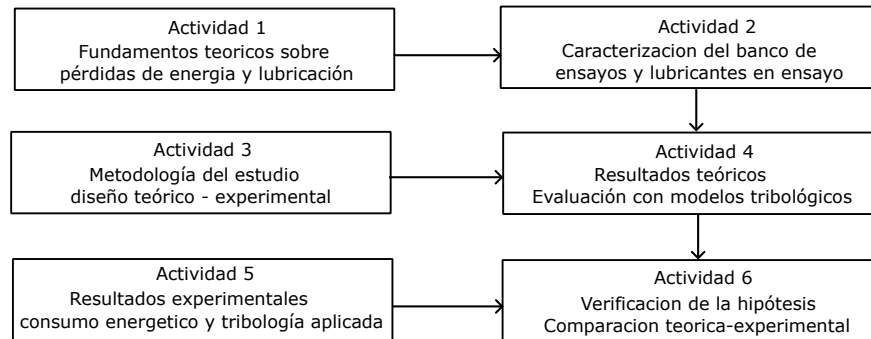


Figura 1.1 Metodología de trabajo [Elaboración Propia].

2. Marco teórico

2.1. Eficiencia energética en reductores de velocidad

La energía no se crea ni se destruye, solo se transforma. Este es el principio de conservación de la energía, que establece que la energía total en un sistema cerrado permanece constante. Se estima que aproximadamente un 30 % de la energía en procesos industriales con maquinaria, como reductores de velocidad, se pierde por fricción [8].

$$P_{\text{suministrada}} = P_{\text{útil}} + P_{\text{pérdidas}} \quad (1)$$

Las pérdidas de energía se relacionan directamente con la eficiencia de los sistemas mecánicos. La eficiencia es la medida que relaciona la energía útil obtenida y la energía total suministrada, y toda energía que no se transforma en trabajo útil disminuye la eficiencia del sistema.

$$\eta = \frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{suministrada}}} = 1 - \frac{P_{\text{pérdidas}}}{P_{\text{suministrada}}} \quad \text{con} \quad P_{\text{pérdidas}} < P_{\text{útil}} < P_{\text{suministrada}} \quad (2)$$

En los reductores de velocidad, la eficiencia energética se ve afectada por múltiples elementos mecánicos que los componen, en específico, sobre los engranajes y rodamientos [9, 12]. Estos elementos están en constante movimiento y es inherente la existencia de la fuerza de fricción. Por lo que los contactos generan pérdidas energéticas mecánicas que se manifiestan en calor, y en menor proporción, en ruido y vibraciones [4], como se evidencia en la figura (2.1).

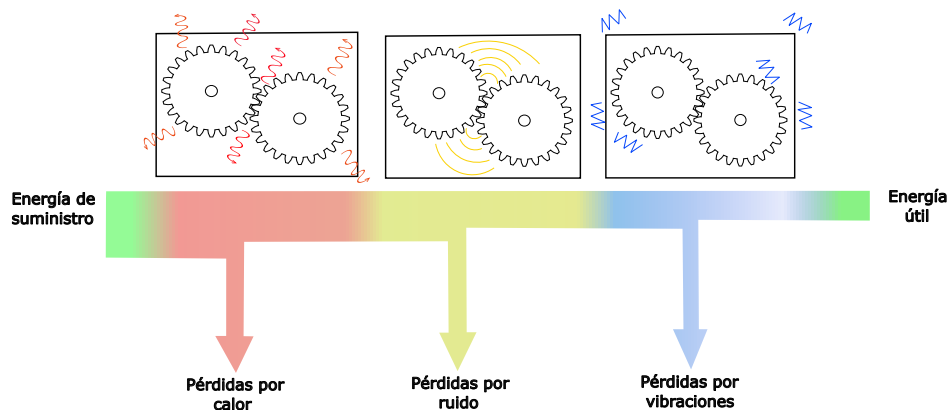


Figura 2.1 Diagrama de flujo de las pérdidas energéticas en reductores [elaboración propia].

Desde un punto de vista tribológico, el calor, ruido y vibraciones son consecuencias del deslizamiento relativo y vibraciones inducidas por irregularidades de superficie [13] y un factor principal para mitigar este efecto es el uso de lubricantes especializados, [10, 4].

Según la normativa ISO/TR 1419-1 [14], establece que las principales pérdidas de energía en reductores de velocidad contemplan cuatro factores: las pérdidas por fricción en engranajes, rodamientos, sellos y pérdidas auxiliares [9].

$$P_{\text{pérdidas}} = P_{\text{vzo}} + P_{\text{vzp}} + P_{\text{vlo}} + P_{\text{vlp}} + P_{\text{vd}} + P_{\text{vx}} \quad (3)$$

Donde P_{vzo} representa la pérdida sin carga en engranajes, P_{vzp} la pérdida por carga en engranajes, P_{vlo} la pérdida sin carga en rodamientos, P_{vlp} la pérdida por carga en rodamientos, P_{vd} las pérdidas por sellos y P_{vx} las pérdidas auxiliares. Estas pérdidas se pueden clasificar en pérdidas en vacío y bajo carga:

$$P_{\text{vacío}} = P_{\text{vzo}} + P_{\text{vlo}} + P_{\text{vd}} + P_{\text{vx}} \quad (4)$$

$$P_{\text{carga}} = P_{\text{vzp}} + P_{\text{vlp}} \quad (5)$$

Las pérdidas de energía en vacío son independientes de la carga sometida en los reductores. Son inherentes al movimiento de los componentes y a la presencia del lubricante. Se contribuye a ellas mediante la resistencia interna del aceite debido a la viscosidad de éste mismo [12, 15].

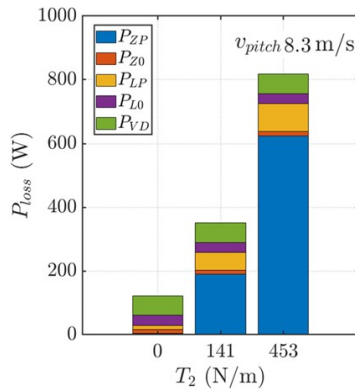


Figura 2.2 Pérdidas de energía en un banco de ensayos FZG [15].

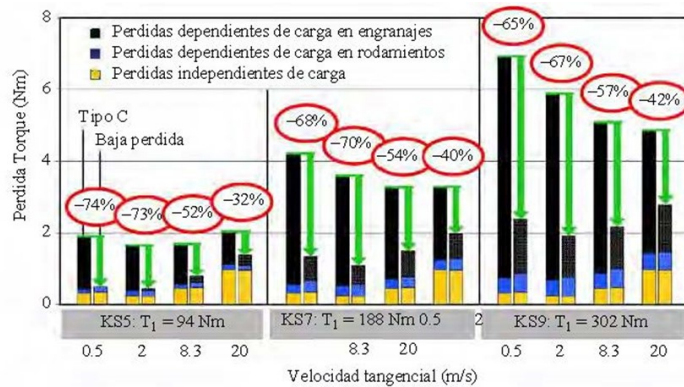


Figura 2.3 Pérdidas de energía en un reductor de velocidad al optimizar la geometría de los engranajes helicoidales [9]

En un régimen de transmisión de potencia nominal de un reductor, las pérdidas operativas bajo carga se establecen en un rango de 80% a 90% superiores a las pérdidas en vacío, y se atribuyen fundamentalmente a las pérdidas en los engranajes con un 60% a 85% del total de pérdidas, seguidas por las pérdidas en los rodamientos con un 10% a 30% del total de pérdidas [14].

En las figuras (2.2) y (2.3), se ilustra esta preponderancia de las pérdidas por carga, donde estos efectos son determinantes en el incremento de la energía de suministro y la tabla (2.1) evidencia la distribución común de las pérdidas [9, 15, 14].

Tabla 2.1 Distribución de fuentes de pérdida de potencia en reductores [12]

Fuente de pérdida	Magnitud esperada (%)
Engranajes	60–85%
Rodamientos	10–30%
Churning / Sellos	1–10%

2.2. Pérdidas de energía bajo carga en reductores de velocidad

Si se reduce la disipación de energía bajo carga, se minimiza la energía consumida para operar el sistema. De este modo, el sistema exhibe una mayor eficiencia y requiere menos energía para su funcionamiento.

Por lo que es fundamental analizar los efectos de la lubricación y cómo su optimización se puede lograr mediante las propiedades físico-químicas de las principales fuentes de pérdida que son los rodamientos y engranajes.

2.2.1. Pérdidas de energía bajo carga en rodamientos

SKF desarrolla un modelo para cuantificar las pérdidas de energía en rodamientos [16], donde la fricción no es constante y depende de fenómenos tribológicos en la película lubricante entre los elementos rodantes, caminos de rodadura y jaulas.

$$P_{vlp} = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot M_t \cdot n_{rod} \quad (6)$$

Donde n_{rod} es la velocidad de giro del rodamiento en $[rpm]$ y M_t es el momento de fricción total en $[Nmm]$. El modelo considera el momento de fricción total como la suma de cuatro fuentes físicas de pérdida de torque:

$$M_t = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (7)$$

Donde M_{rr} es el momento de fricción por rodadura en Nmm , M_{sl} es el momento de fricción deslizante en Nmm , M_{seal} es el momento de fricción de los sellos en Nmm y M_{drag} es el momento de fricción ocasionado por la agitación del aceite en Nmm . Cuando no hay sellos en los rodamientos y las velocidades de arrastre del aceite son bajas, se pueden despreciar los últimos dos factores [9], resultando en la siguiente ecuación:

$$M_t = M_{rr} + M_{sl} \quad (8)$$

El momento de fricción por rodadura M_{rr} se origina por la resistencia viscosa del lubricante a medida que los elementos rodantes giran dentro del rodamiento.

$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (v \cdot n_{rod})^{0,6} \quad (9)$$

Donde ϕ_{ish} es el factor de reducción por cizallamiento y calentamiento en la entrada de los contactos, ϕ_{rs} es el factor de reducción por reposición o suministro cinemático insuficiente, G_{rr} un factor geométrico asociado a las fuerzas del rodamiento, n_{rod} la velocidad de rotación del rodamiento y v la viscosidad cinemática efectiva del lubricante en condiciones reales de funcionamiento.

El momento de fricción por deslizamiento M_{sl} representa la fricción generada por el deslizamiento relativo que ocurre entre los elementos rodantes y las pistas del rodamiento.

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (10)$$

Donde G_{sl} es el factor debido a las fuerzas de cada rodamiento y μ_{sl} es el coeficiente de fricción por deslizamiento.

Tanto el momento de fricción por rodadura, como el de deslizamiento dependen del factor de la viscosidad cinemática del lubricante en condiciones operativas reales, así como de los coeficientes de fricción que varían según el régimen de lubricación presente en el rodamiento. Por ello, es necesario considerar la tribología de los lubricantes. Los términos de las ecuaciones (9) y (10) se detallan en el Anexo B: Marco teórico.

2.2.2. Pérdidas de energía bajo carga en engranajes

Las pérdidas bajo carga en engranajes están relacionadas con el coeficiente de roce (μ), el factor de pérdida por diente de Ohlendorf (H_v) [17] y la energía de entrada en el conjunto corona-piñón (P_{in}):

$$P_{vzp} = \mu \cdot H_v \cdot P_{in} \quad (11)$$

Al igual que los rodamientos, la pérdida de energía es función de las propiedades del lubricante, dado que está sujeta a la fricción inherente entre el piñón y la corona [15, 17]. Al engranar, las superficies dentadas en contacto dependen de la película lubricante para evitar el contacto directo metal-metal.

Bajo estudios realizados sobre el comportamiento de la película lubricante, se logran múltiples correlaciones empíricas sobre el coeficiente de roce. Se enfatizan el modelo de Kelley [10] y el modelo de Schlenk [18] como enfoques prominentes en estudios tribológicos:

$$\text{Kelley: } \mu_{ky} = 0,0127 \cdot \log_{10} \left(\frac{291205,8}{\rho \cdot \nu_c \cdot V_g \cdot U^2} \cdot F_n \right) \quad (12)$$

Donde ρ es la densidad del lubricante en $\frac{kg}{m^3}$, ν_c es la viscosidad cinemática en operación en cSt , V_g es la velocidad de deslizamiento en $\frac{m}{s}$, U es la velocidad de rodadura en $\frac{m}{s}$ y F_n es la fuerza normal aplicada en los engranajes en N .

$$\text{Schlenk: } \mu_{shk} = 0,048 \cdot \left(\frac{F_t}{b_{\text{efectivo}} \cdot U_m \cdot R_e} \right)^{0,2} \cdot \nu_d^{-0,05} \cdot R_a^{0,25} \cdot X_L \quad (13)$$

Donde F_t es la fuerza tangencial aplicada en los contactos en N , b_{efectivo} es el ancho efectivo del contacto en m , U_m es la velocidad media de rodadura en $\frac{m}{s}$, R_e es el radio reducido de contacto en m , ν_d es la viscosidad dinámica en operación en $Pa \cdot s$, R_a es la rugosidad superficial promedio de los contactos en μm y X_L es un factor dependiente de la composición del lubricante.

Tanto el modelo de Kelley como el de Schlenk requieren conocer la viscosidad de operación en los contactos, ya que esta propiedad depende de la composición del lubricante y afecta directamente la eficiencia energética del reductor.

No obstante, el modelo de Schlenk resulta más representativo al incluir el factor X_L , que permite cuantificar el impacto de la base lubricante y sus aditivos en la reducción del coeficiente de fricción. Esto proporciona una visión más precisa del comportamiento tribológico del sistema, al considerar explícitamente la influencia química del lubricante sobre las pérdidas por fricción. En la tabla se proporcionan valores típicos del factor X_L [19].

Tabla 2.2 Valores típicos del factor X_L según tipo de lubricante [19]

Tipo de lubricante	Valor típico de X_L
Aceite mineral de referencia	1.00
Polialfaolefina	0.80
Poliglicol no soluble en agua	0.70
Poliglicol con agua (PAGW09)	0.10 – 0.20

Por lo que para este proyecto, se utiliza el modelo de Schlenk para estimar el coeficiente de roce. La definición de la pérdida por diente de Ohlendorf se encuentra en el Anexo B: Marco teórico.

2.3. Tribología, la ciencia detrás del contacto y lubricación

La tribología es la ciencia que analiza la fricción y lubricación de superficies en contacto y en movimiento [20] y se centra en sistemas mecánicos, donde la fricción y el desgaste impactan la eficiencia energética.

2.3.1. Regímenes de lubricación

Los contactos lubricados establecen una película de deslizamiento interfacial entre superficies en movimiento, previniendo el contacto directo y reduciendo la fricción. Se caracterizan tres regímenes de contacto [20] mediante el análisis de la variación del coeficiente de fricción entre superficies bajo la Ley de Newton de rozamientos de fluidos [8]. En la figura (2.4) se correlacionan la viscosidad del fluido, la velocidad relativa de las superficies y la carga aplicada sobre éstas para obtener un factor adimensional, conocido como número de Stribeck, con el propósito de identificar los regímenes de lubricación que se ilustran en la figura (2.5) [8].

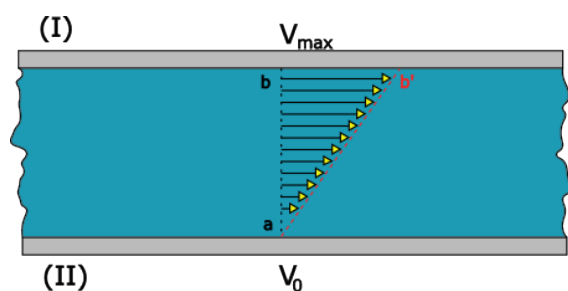


Figura 2.4 Gradiente de velocidad en régimen de lubricación [6]

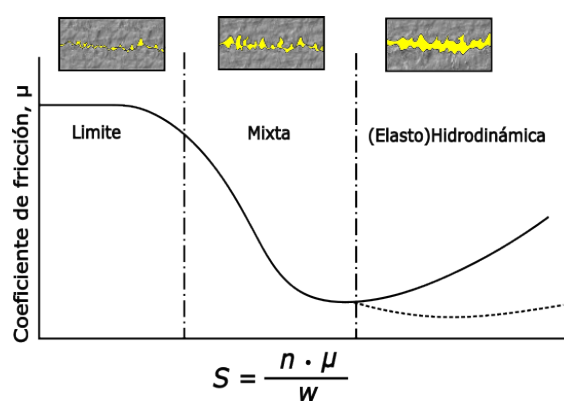


Figura 2.5 Relación curva de Stribeck y régimen de lubricación [6]

El grosor de la película lubricante es un factor determinante en los contactos lubricados, como se ilustra en la Figura (2.5). Stribeck clasifica la lubricación en tres regímenes: límite, mixto y hidrodinámico:

- **Lubricación límite:** Lubricación en la cual se percibe el contacto entre las superficies y es soportado por las micro asperezas. Debido a la proximidad de las superficies se generan micro soldaduras las cuales aumentan el coeficiente de fricción y conlleva a un aumento de temperatura provocando inestabilidad en el área de contacto que puede llegar a experimentar desgaste y fractura del material si es mantenida por un tiempo razonable.
- **Lubricación mixta:** Se denomina mixta debido a que se encuentra en la mitad entre la lubricación límite y la lubricación hidrodinámica. La cantidad de lubricante no es suficiente para evitar el contacto entre las superficies, pero sí evita la micro soldadura que se podría llegar a producir. El consumo energético es totalmente dependiente de la característica de la película límite.
- **Lubricación hidrodinámica:** Se presenta cuando las dos superficies están totalmente separadas por el lubricante y la película límite no desempeña ninguna labor. El consumo energético es dependiente de la velocidad de cizalladura de la película fluida.

Sin embargo existe un el modelo de lubricación, denominado lubricación elastohidrodinámica (EHL en adelante) que se sitúa entre los regímenes de lubricación mixta y hidrodinámica. Este régimen se caracteriza por la presencia de contactos sometidos a altas presiones y por deformaciones elásticas en las superficies [4, 5], lo que conlleva que las propiedades asociadas a la lubricación hidrodinámica pierdan relevancia y esté asociado a componentes mecánicos como rodamientos y engranajes[20].

2.3.2. Lubricación elastohidrodinámica

La lubricación elastohidrodinámica se caracteriza por la deformación elástica de las irregularidades superficiales bajo carga [4, 9, 20]. La elevada presión hidráulica de la película lubricante facilita la separación de las superficies. Esto provoca un aumento en la viscosidad del lubricante, variando las presiones en los contactos desde los 200 MPa [21] , hasta presiones de 3000 MPa. [4, 20].

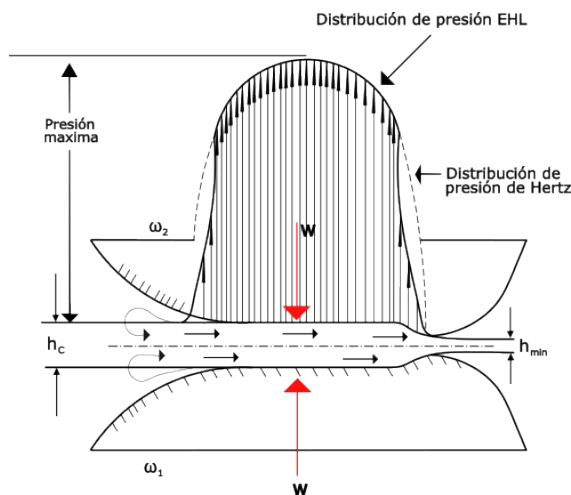


Figura 2.6 Esquema lubricación elastohidrodinámica [3]

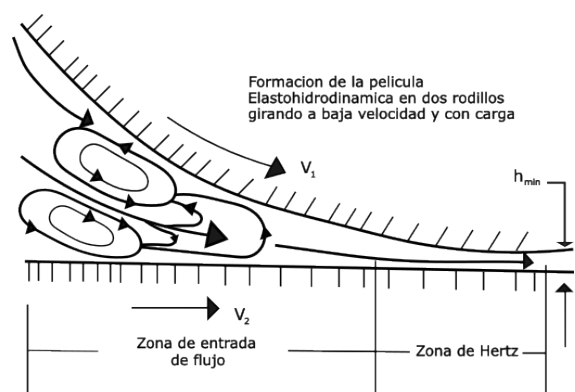


Figura 2.7 Formación película elastohidrodinámica [3]

La figura (2.6) ilustra el comportamiento de la película lubricante bajo condiciones de alta carga W , las cuales inducen elevadas presiones en las zonas de contacto. Estas presiones, denominadas presiones de Hertz, se caracterizan por la concentración de fuerzas en una pequeña área, como en los contactos bola - riel o en engranajes [20, 12, 9].

Por otro lado, la figura (2.7) ilustra una película lubricante h_{\min} que previene el contacto sólido-sólido. Esta capa límite se forma debido a la viscosidad y los aditivos presentes en los lubricantes. En dichas condiciones, el lubricante se conserva en la región de contacto, impidiendo el contacto directo entre sólidos [5].

Identificar si los sistemas mecánicos operan bajo el régimen mencionado permite relacionar el lubricante y sus aditivos usados en los ensayos con contactos EHL y, por ende, el uso de sus propiedades físico-químicas.

2.3.3. Determinación del régimen de lubricación

Para determinar correctamente si los sistemas mecánicos lubricados en reductores de velocidad están bajo el régimen elastohidrodinámico, existen diferentes criterios para verificarlos: mediante el factor de seguridad de la película límite y el análisis de presiones de Hertz en los contactos [4, 20].

2.3.3.1 Factor de seguridad de la película límite (λ)

El factor de seguridad de la película límite (λ) permite relacionar el espesor de la película límite con la rugosidad promedio de las superficies en contacto. Con ello, se establecen los criterios para determinar si la lubricación es fluida o pertenece al régimen EHL [4].

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (14)$$

Donde h_{\min} es la película lubricante mínima en m , R_{q1} y R_{q2} son las rugosidades RMS de cada superficie de contacto en m .

Tabla 2.3 Tipo de lubricación de acuerdo con el valor de λ [3]

No	Mecanismo	Valor de λ (EHL)	Valor de λ (Fluida)
01	Rodamientos	$\leq 2,50$	$> 2,50$
02	Cojinetes lisos	$\leq 2,00$	$> 2,00$
03	Engranajes	$\leq 1,50$	$> 1,50$

Por otro lado, es necesario considerar el modelo de película límite estimado por Hamrock y Dowson [20]. El cual identifica que la formación de la película lubricante es dependiente de tres parámetros: velocidad de las superficies, el coeficiente piezoviscoso y carga [20, 17].

$$\frac{h_{\min}}{R'} = 3,63 \left(\frac{U \eta_0}{E' R'} \right)^{0,68} (\alpha E')^{0,49} \left(\frac{W}{E' R'^2} \right)^{-0,073} \left(1 - e^{-0,68k} \right) \quad (15)$$

Donde h_{\min} es el espesor mínimo de la película en m , U es la velocidad de la superficie de arrastre en $\frac{m}{s}$, η_0 es la viscosidad dinámica a presión atmosférica $Pa \cdot s$, E' es el módulo de Young reducido en Pa , R' es el radio de curvatura reducido en m , α es el coeficiente piezoviscoso en $\frac{m^2}{n}$, W es la carga de contacto [N] y k es el parámetro elíptico m .

Este modelo es independiente del tipo de contacto y se estima aceptable para presiones de hasta 3-4 GPa. Una de sus principales limitaciones es la condición isotérmica en la cual se establece una limitante para la viscosidad. En el Anexo B: Marco teórico, se encuentra la información sobre la ecuación (15) en profundidad.

2.3.3.2 Modelo de presiones de Hertz en los contactos

El modelo de las presiones de Hertz permite estimar las tensiones en los puntos de contacto entre elementos mecánicos como engranajes y rodamientos, donde se concentran altas cargas y deformaciones. Este análisis requiere conocer la geometría y condiciones operativas del sistema para verificar si el régimen de lubricación es elastohidrodinámico (EHL) [4, 20].

El modelo está en base a la teoría de la elasticidad [8], pero se asume ciertas simplificaciones:

- Los materiales en contacto no son homogéneos y no sobrepasan el límite elástico
- La tensión de contacto es causada por la carga normal al plano tangente de contacto y no hay fuerzas tangenciales actuando sobre el sólido
- El área de contacto es muy pequeña en comparación con las dimensiones del contacto entre sólidos
- Los sólidos están en equilibrio y reposo
- El efecto de la rugosidad de la superficie es despreciable

La solución propuesta por la teoría de elasticidad consiste en adoptar una distribución parabólica de presiones, [20] como se demuestra en la figura (2.8) y la ecuación (16):

$$p(r) = p_{max} \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2}} \quad (16)$$

Donde p_{max} es la presión máxima de contacto en MPa, r es la distancia radial desde el centro hacia los extremos del contacto en m , y a es semiancho de la elipse de contacto en m .

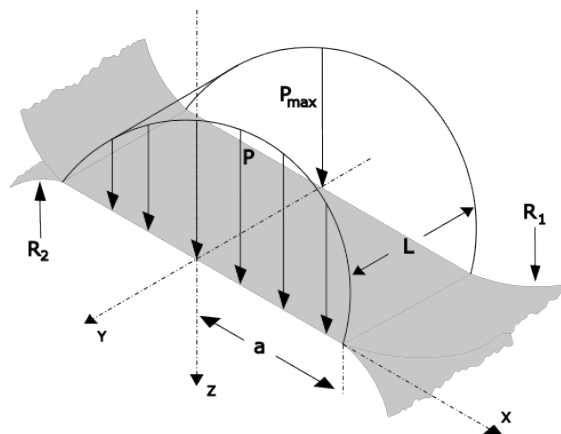


Figura 2.8 Distribución de presión en la zona de contacto [7]

En función de la geometría de los sistemas mecánicos utilizados en el reductor, se pueden representar por dos contactos: contacto lineal representado en la figura (2.9), determinado por una zona de contacto rectangular y contacto puntual representado en la figura (2.10) determinado por una

zona de contacto elíptica. Debido a su geometría particular para el contacto lineal y puntual, los parámetros de la ecuación (16) son evidenciados en la tabla (2.4):

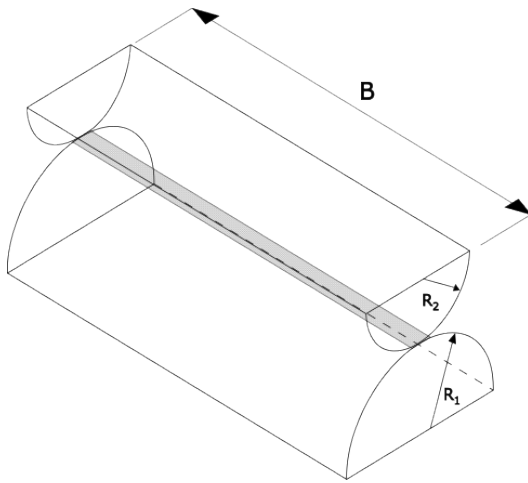


Figura 2.9 Representación contacto lineal entre dos rodillos[16]

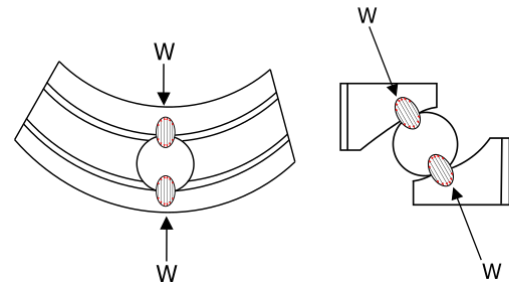


Figura 2.10 Representación contactos puntuales en rodamientos de bola[3]

Tabla 2.4 Parámetros de contacto lineal y puntual según la teoría de Hertz [16]

Tipo de contacto	Contacto lineal	Contacto puntual
Dimensión del área de contacto	$b = \left(\frac{4WR'}{\pi LE'} \right)^{1/2}$	$a = \left(\frac{3WR'}{4E'} \right)^{1/3}$
Presión media de contacto	$P_{\text{medio}} = \frac{W}{4Lb}$	$P_{\text{medio}} = \frac{W}{\pi a^2}$
Presión máxima de contacto	$P_{\text{max}} = \frac{2W}{\pi Lb}$	$P_{\text{max}} = \frac{3W}{2\pi a^2}$

Donde a y b son el semiancho de la elipse de contacto en m , W es la fuerza normal en N , R' es el radio equivalente en m , L es el largo del contacto en m y E' es el módulo de elasticidad reducido en Pa . Si las presiones alcanzadas están sobre los 200 MPa , se estima que la zona está en régimen de lubricación EHL. Bajo esta premisa, las propiedades tribológicas de los lubricantes afectan la eficiencia energética del equipo.

2.4. Propiedades y composición de los lubricantes

Los lubricantes con una equilibrada composición química, logran reducir la energía disipada en los contactos mecánicos [17, 15]. Para ello, es necesario reconocer los distintos procesos de manufactura de las bases lubricantes y sus propiedades generales. En la tabla (2.5) se caracterizarán las dos principales composiciones utilizadas en la industria: los lubricantes minerales y lubricantes sintéticos.

Tanto a los lubricantes minerales, como a los sintéticos, se les adicionan aditivos para mejorar sus propiedades generales referenciadas en la tabla (2.6). Estos se pueden clasificar en dos grupos. Primero se encuentran los modificadores de propiedades físicas y químicas del lubricante base. Y en segundo lugar, están los aditivos modificadores de superficies que actúan en las superficies de contacto [4], los cuales son de interés para este proyecto.

Tabla 2.5 Comparación general entre lubricantes minerales y lubricantes sintéticos

Características	Lubricantes Minerales	Lubricantes Sintéticos
Origen	Derivados del petróleo (destilación fraccionada)	Fabricados químicamente
Uso	Ampliamente utilizados en la industria	En crecimiento, especialmente en aplicaciones exigentes
Bases lubricantes	Nafténicos, aromáticos, olefínicos, parafínicos	Polialfaolefinas, ésteres sintéticos, Polienglicoles
Propiedades generales	Menor estabilidad térmica y oxidativa	Mayor estabilidad, eficiencia y vida útil

Tabla 2.6 Comparación técnica de aditivos modificadores de superficie

Tipo de aditivo	Acción principal	Mecanismo técnico	Compuestos típicos
Antidesgaste (AW)	Reducir desgaste bajo cargas normales	Formación de eutéctico fluido de bajo punto de fusión sobre superficies metálicas	Compuestos fosforados
Extrema presión (EP)	Protección bajo cargas y T° extremas	Reacción química con la superficie metálica desde los 80 °C, formando una capa protectora	Sulfuros, cloruros, fosfatos, molibdeno, boro
Modificadores de fricción (FM)	Reducción de fricción en todo régimen	Adsorción o reacción leve para disminuir el coeficiente de fricción	Ésteres ácidos grasos, disulfuro de molibdeno, compuestos de grafito

Dentro de los aditivos modificadores de superficie de la tabla (2.6), los aditivos de extrema presión (EP) se destacan debido a la capacidad de protección de las superficies metálicas en condiciones de alta carga y temperatura [5], donde generan la capa triboquímica de sacrificio, como se puede ver en la figura (2.11).

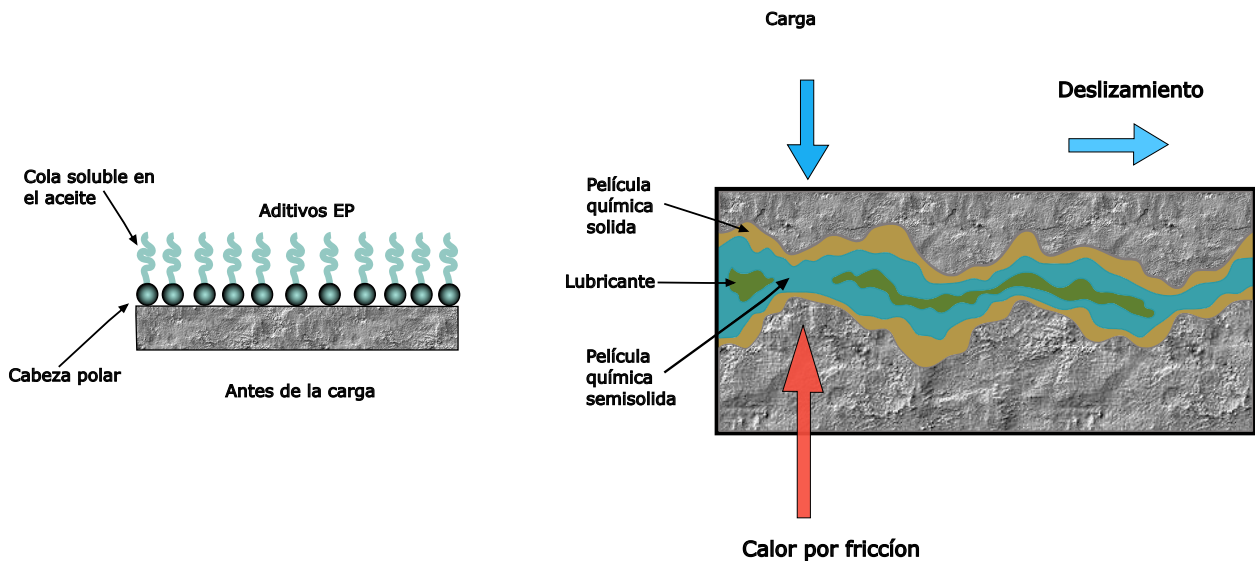


Figura 2.11 Operación aditivos EP en los contactos cargados [Elaboración Propia].

Debido a estos fenómenos, se utilizan ensayos normalizados como el "ASTM D2783" y "ASTM D2784" donde se evalúa la capacidad del lubricante para soportar cargas extremas y evitar la soldadura de superficies metálicas en contacto [4].

Las bases lubricantes, junto con los aditivos, no solo influyen en el comportamiento tribológico en los contactos mecánicos, sino que también modifican las propiedades físicas del lubricante en su conjunto. La viscosidad se destaca como el parámetro más relevante, ya que condiciona la capacidad del lubricante para formar una película protectora y minimizar el desgaste. Y su estudio se realiza mediante la reología.

2.5. Reología del lubricante

La Reología es la ciencia que estudia la deformación y el flujo de la materia [22]. En este campo, se incluyen materiales que presentan un comportamiento entre elástico y viscoso, como los polímeros y muchos fluidos biológicos, lo que la hace una ciencia clave para comprender fenómenos complejos [22]. El enfoque principal está en cómo varía la viscosidad a diferentes condiciones de operación, como la temperatura, la presión y la velocidad de cizalladura.

2.5.1. Variación de la viscosidad con la temperatura (ASTM D341)

La viscosidad del lubricante es altamente sensible a los cambios de temperatura. A medida que la temperatura aumenta, la energía cinética de las moléculas del fluido incrementa, disminuyendo las fuerzas intermoleculares [4, 22]. La relación establecida es crítica, ya que al disminuir la viscosidad a altas temperaturas compromete la formación de la película lubricante.

Si bien existen diversos modelos teóricos y empíricos para describir este fenómeno como los modelos de Reynolds, Slotte o Vogel [20] — su aplicación se ve restringida debido a la disponibilidad de la información técnica específica de cada lubricante. No obstante, la ASTM D341, basada en los modelos empíricos desarrollados por Ubbelodhe y Walther [4], establece una relación próxima de las viscosidades cinemáticas, y es ampliamente utilizada en la industria [5]:

$$\log(\log(v_c + 0,7)) = A - B \cdot \log(T^\circ) \quad (17)$$

Donde v_c es la viscosidad cinemática a una temperatura conocida en cSt y T° es la temperatura conocida en grados Kelvin en $^\circ\text{K}$. A y B son valores constantes que pueden ser determinados mediante el conocimiento de las viscosidades del lubricante a dos temperaturas diferentes.

2.5.2. Variación de la viscosidad con la presión

El aumento de la presión produce que el volumen de lubricante disminuya y lleva a una mayor interacción entre las moléculas que forman el lubricante. Por ende, aumenta la viscosidad [22].

Barus desarrolla un modelo que permite identificar la viscosidad dinámica v en $\text{Pa} \cdot \text{s}$ a una presión determinada p en Pa , conociendo su viscosidad dinámica a presión atmosférica v_{d0} en $\text{Pa} \cdot \text{s}$ y el coeficiente de viscosidad-presión α :

$$v_d = v_{d0} \cdot e^{\alpha p} \quad (18)$$

Esta relación considera cualquier velocidad de cizallamiento y comportamiento del lubricante. Sin embargo, el coeficiente de viscosidad-presión varía para cada tipo de lubricante debido a los aditivos utilizados [23]. No obstante, Wooster establece una relación empírica de la viscosidad dinámica del lubricante para obtener un coeficiente piezoviscoso próximo [20]:

$$\alpha = (0,6 + 0,965 \log_{10} v_{d0}) \times 10^{-8} \quad (19)$$

Donde α es el coeficiente piezoviscoso en $\frac{m^2}{N}$ y v_{d0} es la viscosidad cinemática a presión atmosférica en $Pa \cdot s$. A continuación se presentan rangos de valores dependiendo de la composición del lubricante:

Tabla 2.7 Valores típicos del coeficiente piezoviscoso α para distintos tipos de lubricantes [18]

Tipo de lubricante	α [GPa^{-1}]
Aceite mineral	15 – 25
Polialfaolefina (PAO)	18 – 25
Ésteres sintéticos	20 – 35
Poliglicoles	40 – 50

2.6. Técnicas de mantenimiento predictivo

Para lograr evidenciar las teorías respecto a las pérdidas de energía, tribología y reología de los lubricantes, existen métodos relacionados con la adquisición de datos de los equipos mediante el uso de instrumentación específica para determinar el comportamiento del equipo en terreno [11].

Estos métodos se les denomina técnicas de mantenimiento predictivo y permiten recolectar la información en terreno, para luego ser procesada y estimar resultados [11]. Para ello se utilizan las técnicas de recopilación de información sobre el consumo eléctrico en el motor, el análisis termográfico del reductor, el análisis vibratorio y la extracción de muestras de lubricante para su análisis en laboratorios. Estas técnicas se verán a continuación.

2.6.1. Análisis del consumo energético

La potencia energética asociada a un reductor depende directamente del motor eléctrico que lo impulsa. Los motores se acoplan en la entrada del reductor para convertir la energía eléctrica en energía mecánica de rotación. Dado que operan mediante alimentación eléctrica, es posible estimar su potencia activa en función del tipo de conexión eléctrica, ya sea monofásica o trifásica, mediante las siguientes expresiones:

$$P_{\text{monofásico}} = V \cdot I \cdot \cos \phi \quad (20)$$

$$P_{\text{trifásico}} = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \phi \quad (21)$$

Donde P corresponde a la potencia en W, V al voltaje en V, I a la corriente en A, y $\cos \phi$ al factor de potencia del sistema. En los sistemas industriales, el principal parámetro fluctuante en la variación

del consumo energético es la corriente eléctrica, ya que el voltaje tiende a mantenerse constante en situaciones industriales. Mediante el sistema de adquisición de datos, es posible monitorizar la fluctuación de la corriente A, en función del proceso productivo en que se sitúan los equipos.

2.6.2. Análisis de lubricante

Para realizar un análisis de lubricantes, se necesita obtener una muestra representativa del reductor. Por otro lado, se expone la batería de ensayos disponibles por el laboratorio Ventec para evaluar las propiedades de los lubricantes:

Tabla 2.8 Normas y ensayos aplicados en el análisis de lubricantes

Ensayo	Norma	Descripción y objetivo
Oxidación química del lubricante	ASTM E2412	Detecta oxidación, nitración y sulfatación mediante espectroscopía infrarroja. Evalúa la degradación química del aceite.
Espectrometría de emisión óptica (ICP-AES)	ASTM D5185	Identifica metales de desgaste, aditivos y contaminantes como Fe, Cu, Zn, Al, Si, etc. mediante análisis elemental.
Conteo de partículas sólidas	ISO 4406	Clasifica el nivel de contaminación por partículas sólidas. Evalúa la limpieza y condición del lubricante.
Viscosidad cinemática	ASTM D445	Mide la viscosidad a 40°C y 100°C. Evalúa la estabilidad del lubricante ante condiciones térmicas.
Contenido de agua en el aceite	ASTM D6304	Cuantifica la presencia de agua. Detecta contaminación que afecta el rendimiento y acelera la corrosión.
Número ácido total (TAN)	ASTM D974	Mide la acidez del aceite. Evalúa la oxidación, degradación de aditivos y envejecimiento del lubricante.
Índice de partículas ferrosas (POI)	ASTM D8184	Cuantifica partículas ferrosas generadas por desgaste. Evalúa la severidad de daño interno y degradación metálica.

El uso de estos análisis indica la existencia del consumo de aditivos en los lubricantes, y también la evolución de la degradación de la viscosidad. Con ello, es posible estimar en profundidad sus propiedades tribológicas al tiempo de uso.

2.6.3. Análisis mediante termografía infrarroja

A través del uso de una cámara termográfica infrarroja, se obtiene la temperatura superficial de la carcasa del reductor durante su operación. Basándose en la información proporcionada por el catálogo técnico del fabricante [24], es posible estimar la temperatura interna del lubricante, la cual se establece entre 5°C y 10°C por sobre la temperatura medida en la superficie. Esta estimación se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 2.9 Estimación de la temperatura del lubricante en base a la temperatura de carcasa [21]

Variable	Descripción	Valor típico
Temperatura carcasa	Medida externa en superficie del reductor	55–70 °C
Diferencia estimada	Diferencia entre aceite y carcasa	5–10 °C
Temperatura lubricante	Estimada según diferencial sobre carcasa	60–80 °C

2.6.4. Análisis de vibraciones

La técnica de análisis de vibraciones se emplea como una herramienta fundamental de diagnóstico para evaluar el comportamiento dinámico de equipos rotativos. En este contexto, la norma ISO 10816-3 proporciona criterios de severidad mediante niveles de vibración en valor eficaz (RMS), medidos en distintos puntos del equipo. Estos umbrales permiten clasificar su estado según la condición mecánica interna, facilitando la detección temprana de fallas o desgastes [25].

Severidad velocidad vibratoria		Rangos limites de velocidad y clasificacion de maquinaria				
mm/s RMS	in/s Peak	Maquinas Pequeñas Clasificación I	Maquinas Medianas Casificacion II	Maquinaria grande		
				Soporte rígido Clasificación III	Soporte menos rígido Clasificación IV	
0.28	0.02					Bueno
0.45	0.03					
0.71	0.04					
1.12	0.06					Satisfactorio
1.80	0.10					
2.80	0.16					
4.50	0.25					No satisfactorio (Alerta)
7.10	0.40					
11.20	0.62					
18.00	1.00					Inaceptable (Peligro)
28.00	1.56					
45.00	2.51					

Figura 2.12 Umbrales de severidad vibratoria[19]

Mediante esta técnica de diagnóstico, es posible evaluar la condición operativa del equipo y determinar si la aplicación de distintos lubricantes, junto con sus respectivos aditivos, produce una disminución en los niveles de vibración, lo que podrá asociarse a un mejor comportamiento tribológico interno [26].

3. Caracterización del banco de ensayos

La investigación presente se realiza en dos motorreductores bajo la misma carga de trabajo ubicados en el secador 18 del aserradero de la planta de Nueva Aldea (ARAUCO). La finalidad de estos equipos es movilizar la cadena del primer piso para el secado de las chapas de madera.

Su selección está de acuerdo a la disponibilidad de planta, sus mantenimientos respectivos para el cambio de aceite y la condición de trabajo continuo bajo las mismas condiciones de operación. Por lo que el secador 18 cumple con los criterios anteriormente dichos. Y también las fechas tentativas para obtener un historial de los consumos eléctricos, junto con realizar el cambio de aceite bajo su mantenimiento en la planta respectiva.

3.1. Motorreductor de velocidad

En el primer nivel del secador 18 se encuentran instalados dos motorreductores, fabricados por la empresa SEW-Eurodrive, modelo RF137DRE132MC4AV. Estos equipos integran un motor trifásico acoplado a un reductor de velocidad de tres etapas. A continuación, se evidencian fotografías referenciales y características nominales del motor en la tabla (3.1) y del reductor en la tabla (3.2):

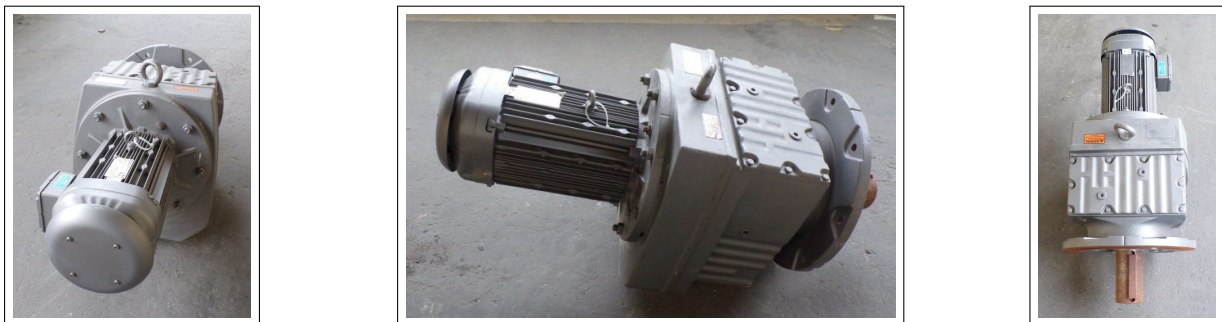


Figura 3.1 Fotografías motorreductor referenciales [19]

Tabla 3.1 Características nominales motor eléctrico

Parámetro	Valor nominal
Modelo	DRE132MC4
Torque máximo	48 Nm
Potencia	7.5 kW
Velocidad de giro	1470 RPM
Número de polos	4
Tipo de corriente	Trifásico
Frecuencia	50 Hz
Factor de potencia	0.82
Corriente	15.6 A
Voltaje	380 V
Clasificación eléctrica	IE2
Eficiencia	89 %

Tabla 3.2 Características nominales reductor de velocidad

Parámetro	Valor nominal
Modelo	RF137
Torque máximo	8000 Nm
Número de etapas	3
Eficiencia por etapa	96 %
Velocidad de entrada	1400 RPM
Velocidad de salida	9 RPM
Factor de reducción	156.31
Capacidad de lubricante	9.5 L
Tipo de engranajes	Helicoidal
Posición de montaje	M1 - Flange

Debido a la confidencialidad del fabricante SEW-Eurodrive, no es posible acceder a la geometría exacta de los engranajes. No obstante, a partir de los datos disponibles en el catálogo [24] —como el material, el número de dientes y la configuración base— se desarrolla un modelo aproximado en Inventor utilizando el generador de engranajes rectos, considerando los valores nominales del motorreductor, la norma AGMA 2001-D04:2005 y un despiece básico del reductor RF137 .

En la figura (3.2) se presenta el esquema representativo del reductor, en la tabla (3.3) el listado de componentes y en la tabla (3.4) se presentan los parámetros de los engranajes diseñados.

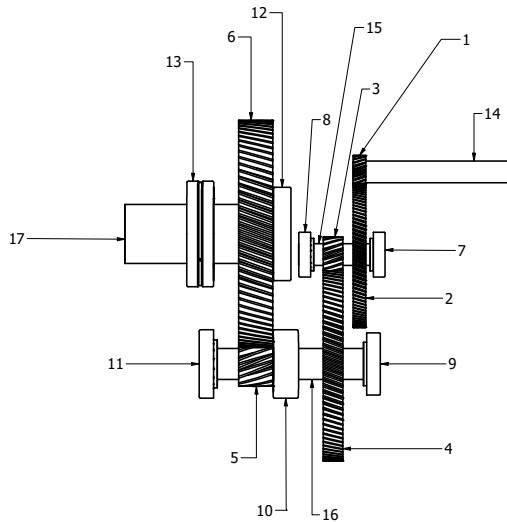


Figura 3.2 Esquema representativo reductor RF137 [Elaboración Propia]

Tabla 3.3 Listado de componentes del reductor RF137

Nº	Componente	Nº	Componente
1	Piñón 1	10	Rodamiento NUP 2310E
2	Corona 1	11	Rodamiento 30310
3	Piñón 2	12	Rodamiento NJ 217E
4	Corona 2	13	Rodamiento 22219E
5	Piñón 3	14	Eje motriz
6	Corona 3	15	Eje reducción 1
7	Rodamiento 32207-A	16	Eje reducción 2
8	Rodamiento 32207-B	17	Eje salida
9	Rodamiento 30309		

Tabla 3.4 Parámetros principales de los pares de engranajes y factor de pérdida por diente H_v

Engranaje	z	m	α	β	b	d	d_a	d_f	ϵ	ϵ_α	H_v
Unidad	–	[mm]	[°]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	–	–	–
Piñón 1	23	2.0	20	20	20.0	48.952	52.952	43.952	2.6651	1.5764	0.9735
Corona 1	107	2.0	20	20	20.0	227.734	231.734	222.734			
Piñón 2	16	3.0	20	20	31.5	51.081	57.081	43.581	2.6759	1.5328	1.8156
Corona 2	96	3.0	20	20	31.5	306.483	312.483	298.983			
Piñón 3	15	4.0	20	20	55.0	63.851	71.851	53.851	3.0161	1.5192	1.7584
Corona 3	84	4.0	20	20	55.0	357.564	365.564	347.564			

En la tabla (3.4) se presentan los parámetros principales de los engranajes del sistema. Cada fila que agrupa un piñón y su corona asociada corresponde a una etapa de reducción del reductor, por lo que a efectos del análisis se denominan como etapa 1, etapa 2 y etapa 3, respectivamente.

La identificación de la geometría de los engranajes, como los rodamientos utilizados, es necesaria para cuantificar las fuerzas mecánicas transmitidas, lo que permite posteriormente estimar las pérdidas por fricción, presiones de contacto y eficiencia del sistema.

3.1.1. Fuerzas en engranajes

En engranajes helicoidales, la fuerza normal W_n que actúa en el plano de contacto entre los dientes se descompone en tres componentes debido al ángulo de hélice β .

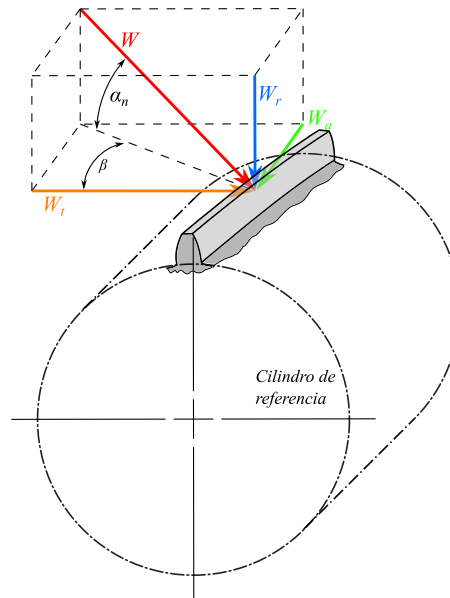


Figura 3.3 Descomposición de fuerza normal en engranajes helicoidales [Elaboración Propia]

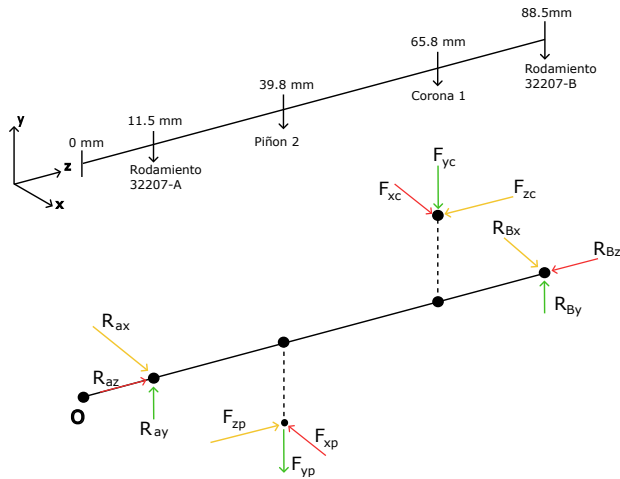
En la figura (3.3) se evidencia la descomposición de las fuerzas, donde W_t es la fuerza tangencial responsable de la transmisión de torque, W_r es la fuerza radial que genera carga sobre los rodamientos en dirección perpendicular al eje y W_a que actúa a lo largo del eje, generando empuje axial. Estas componentes se relacionan con la fuerza normal mediante las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned}W_t &= W_n \cos \alpha \cos \beta \\W_r &= W_n \cos \alpha \sin \beta \\W_a &= W_n \sin \alpha\end{aligned}\tag{22}$$

Donde α_n representa el ángulo de presión en el plano normal al diente, y β corresponde al ángulo de hélice en el plano transversal. La descomposición de la fuerza normal en sus componentes tangencial, radial y axial es fundamental para el análisis del sistema, ya que las fuerzas radial y axial generan cargas directas sobre los rodamientos, afectando su selección, disposición y las pérdidas por fricción asociadas.

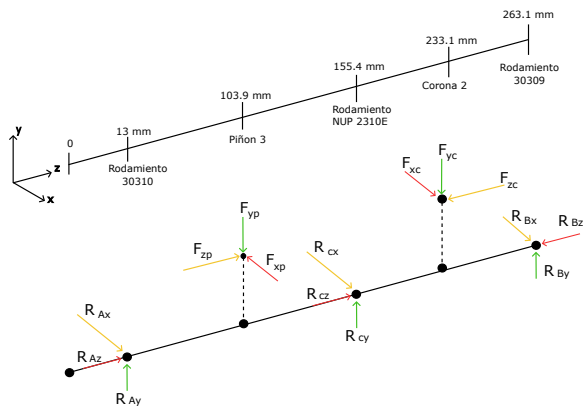
3.1.2. Reacciones en los rodamientos

Para estimar las reacciones en los rodamientos se aplican las ecuaciones de equilibrio estático a los tres ejes del sistema, considerando la suma de fuerzas y momentos en los tres ejes cartesianos. A partir de las fuerzas generadas por los engranajes y las posiciones relativas de los apoyos, se determinan las reacciones necesarias para calcular las pérdidas por fricción. A continuación se presentan las ecuaciones estáticas junto con sus diagramas para cada eje:



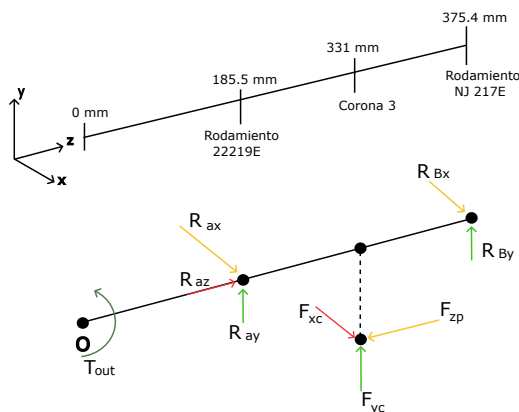
$$\begin{aligned} \sum F_x: & R_{ax} - F_{xp} + F_{xc} + R_{bx} = 0 \\ \sum F_y: & R_{ay} - F_{yp} - F_{yc} + R_{by} = 0 \\ \sum F_z: & R_{az} + F_{zp} - F_{zc} - R_{bz} = 0 \\ \sum M_x: & -0,0115 R_{ay} - R_p F_{zp} + 0,0398 F_{yp} \\ & - R_c F_{zc} - 0,0658 F_{yc} - 0,0885 R_{by} = 0 \\ \sum M_y: & 0,0115 R_{ax} - 0,0398 F_{xp} - 0,0658 F_{xc} \\ & + 0,0885 R_{bx} = 0 \\ \sum M_z: & R_p F_{xp} - R_c F_{xc} = 0 \end{aligned}$$

Figura 3.4 Diagrama estático de fuerzas del eje de reducción 1 y ecuaciones de equilibrio asociadas [elaboración propia].



$$\begin{aligned} \sum F_x: & R_{ax} - F_{xp} + R_{xc} + F_{xc} + R_{bx} = 0 \\ \sum F_y: & R_{ay} - F_{yp} + R_{yc} - F_{yc} + R_{by} = 0 \\ \sum F_z: & R_{az} + F_{zp} + R_{zc} - F_{zc} - R_{bz} = 0 \\ \sum M_x: & -0,013 R_{ay} - R_p F_{zp} - 0,1039 F_{yp} - 0,1554 R_{yc} \\ & - R_c F_{zc} - 0,2331 F_{yc} - 0,2631 R_{by} = 0 \\ \sum M_y: & 0,013 R_{ax} + 0,1039 F_{xp} + 0,1554 R_{xc} \\ & - 0,2331 F_{xc} + 0,2631 R_{bx} = 0 \\ \sum M_z: & R_p F_{xp} - R_c F_{xc} = 0 \end{aligned}$$

Figura 3.5 Diagrama estático de fuerzas del eje de reducción 2 y ecuaciones de equilibrio asociadas [elaboración propia].



$$\begin{aligned} \sum F_x: & R_{ax} - F_{xc} + R_{bx} = 0 \\ \sum F_y: & R_{ay} + F_{yc} + R_{by} = 0 \\ \sum F_z: & R_{az} - F_{zp} = 0 \\ \sum M_x: & -0,1855 R_{ay} - R_c F_{zc} - 0,331 F_{yc} - 0,3754 R_{by} = 0 \\ \sum M_y: & 0,1855 R_{ax} - 0,331 F_{xc} + 0,3754 R_{bx} = 0 \\ \sum M_z: & -R_c F_{xc} + T_{out} = 0 \end{aligned}$$

Figura 3.6 Diagrama estático de fuerzas del eje de salida y ecuaciones de equilibrio [elaboración propia].

Debido a la disposición de los rodamientos y la presencia de cargas axiales en los ejes de reducción 1 y 2, los sistemas presentan ser hiperestático. Por ello, se requiere el uso del método de matriz de rigidez para determinar correctamente la distribución de cargas.

No obstante, SKF dispone de la herramienta SimPro Quick, la cual permite modelar ejes mediante un enfoque estructural basado en rigideces, integrando rodamientos, engranajes y condiciones de carga, lo que la convierte en una solución adecuada para validar sistemas como el presente, y con ello tener una aproximación de las reacciones en los engranajes. El modelo utilizado por el programa se encuentra en el anexo C: Caracterización del banco de ensayos.

Las reacciones calculadas sirven como base para determinar las pérdidas por fricción en los rodamientos, las cuales se integran posteriormente en el análisis energético del sistema reductor.

3.2. Caracterización de los lubricantes en ensayo

Los lubricantes que son ensayados son: Royal Purple Synergy 220 cSt por parte de la empresa patrocinante y Mobil Gear SHC 630 220 cSt utilizado en planta para los reductores en Arauco. Los lubricantes comparten el mismo grado de viscosidad cinemática (ISO 3448) pero se diferencian en su composición molecular. A continuación se presenta la información obtenida de sus fichas técnicas:

Tabla 3.5 Comparación de propiedades entre lubricantes Royal Purple y Mobil

Propiedades	Normativa asociada	Royal Purple Synergy	Mobil Gear SHC 630
Grado SAE	–	90	–
Grado AGMA	–	5 EP	–
Grado de viscosidad ISO	ISO 3448	220	220
Viscosidad @40 °C [cSt]	ASTM D445	231	220
Viscosidad @100 °C [cSt]	ASTM D445	21,4	28,5
Índice de viscosidad [IV]	ASTM D2270	113	169
Densidad [kg/l]	ASTM D4052	0,896	0,870
Índice de desgaste por carga	ASTM D2783	56	48
Carga de soldadura	ASTM D2784	315	250
Fósforo [ppm]	ASTM D6595	413	365

En la tabla (3.5) se evidencian las diferencias clave entre los lubricantes. Mobil presenta un mayor índice de viscosidad (ASTM D2270), mientras que Synergy destaca por su superior desempeño en resistencia al desgaste (ASTM D2783) y carga de soldadura (ASTM D2784), favoreciendo la formación de película lubricante bajo altas cargas. Esto se respalda por los mayores niveles de fósforo (ASTM D6595).

Por otro lado, se puede identificar parcialmente la composición química de las bases lubricantes y sus aditivos a partir de la información del SDS correspondiente a cada lubricante, dado que la formulación completa es confidencial y exclusiva de cada fabricante.

Tabla 3.6 Composición química del lubricante Royal Purple Synergy 220 cSt

Componente	Explicación	Concentración [%]
Destilados (petróleo), parafínicos desparafinados por solvente	Base lubricante de aceite mineral altamente refinado, con muy baja cantidad de ceras y contaminantes.	$\geq 25 - \leq 50$
Homopolímero de buteno	Polímero sintético que mejora la viscosidad y la estabilidad térmica. Aporta resistencia al corte y mejora el comportamiento a altas cargas.	$\geq 25 - \leq 50$
1-Deceno, homopolímero, hidrogenado	Fluido sintético hidrogenado (PAO) que proporciona mayor resistencia a la oxidación y mejor comportamiento en frío.	$\geq 10 - \leq 25$
1H-Benzotriazol-1-metanamina, N,N-bis(2-etilhexil)-p-metil	Aditivo inhibidor de corrosión, útil para proteger metales como cobre y latón.	≤ 0.3
(Z)-octadecen-9-enilamina	Modificador de fricción y aditivo EP (extrema presión).	< 0.025

En el caso de la tabla (3.6), el lubricante Royal Purple Synergy 220 cSt se destaca por la presencia de bases parafínicas altamente refinadas, homopolímeros de buteno y deceno hidrogenado (PAO) y también por el paquete de aditivos Synerlec que combina aditivos de extrema presión, modificadores de fricción y antidesgaste. Si bien contiene bases minerales, es posible considerarlo como lubricante sintético debido a su mayor concentración de polialfaolefinas.

Tabla 3.7 Composición química del lubricante Mobil SHC 630 220 cSt

Componente	Explicación	Concentración [%]
Dec-1-eno, homopolímero, hidrogenado	Aceite base sintético (PAO). Proporciona excelente estabilidad térmica y oxidativa, baja volatilidad y buen rendimiento a baja temperatura.	$\geq 20 - \leq 30$
Naftaleno, productos de reacción con tetradeceno	Dispersante/aromático funcionalizado. Mejora compatibilidad con aditivos y estabilidad del lubricante. Puede actuar como antioxidante secundario.	≤ 0.3
Ácido fosfórico, metilfenil difenil éster	Aditivo AW/EP. Protege superficies metálicas bajo cargas extremas, formando películas protectoras.	$\geq 0.1 - \leq 0.25$
Fosfato Trifenílico (TPP)	Aditivo AW/EP y antioxidante. Mejora resistencia al desgaste y la estabilidad térmica. También actúa como retardante de llama.	≤ 0.25

En cambio, Mobil Gear SHC 630 220 cSt con la información de la tabla (3.7), demuestra una base sintética a base de polialfaolefinas, en conjunto con aditivos como trifenil tiofosfato y derivados de la bencemina con función de antioxidante, lo que se determina como un paquete de aditivos estándar.

3.2.1. Curva viscosidad - temperatura (ASTM D341)

Con la información contenida en la tabla (3.5), se construye la curva característica de viscosidad-temperatura conforme a la norma ASTM D341, permitiendo estimar las viscosidades cinemáticas de los lubricantes evaluados en función de la temperatura.

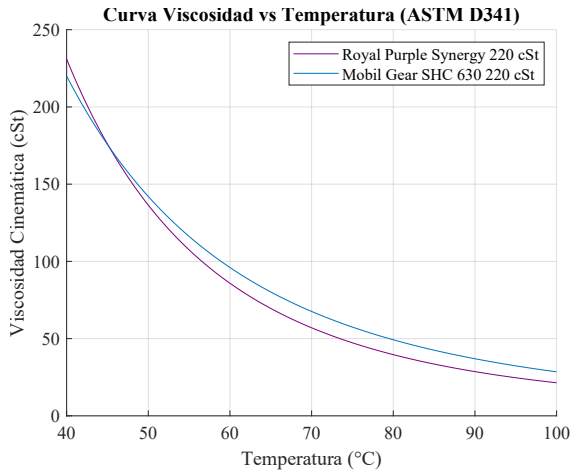


Figura 3.7 Curvas viscosidad cinemática - temperatura (ASTM D341) [elaboración propia].

Temp [°C]	RP Synergy [cSt]	Mobil SHC 630 [cSt]
50	136.43	142.02
60	85.85	96.03
65	69.52	80.66
70	57.00	67.58
75	47.27	57.45
80	39.60	49.24
90	24.63	32.36
100	21.40	28.50

Tabla 3.8 Viscosidades cinemáticas a diferentes temperaturas (ASTM D341)

3.2.2. Coeficiente piezoviscoso α

A través de la curva ASTM D341 y utilizando las densidades de la tabla (3.5), es posible obtener la curva de coeficiente piezoviscoso - temperatura mediante Wooster:

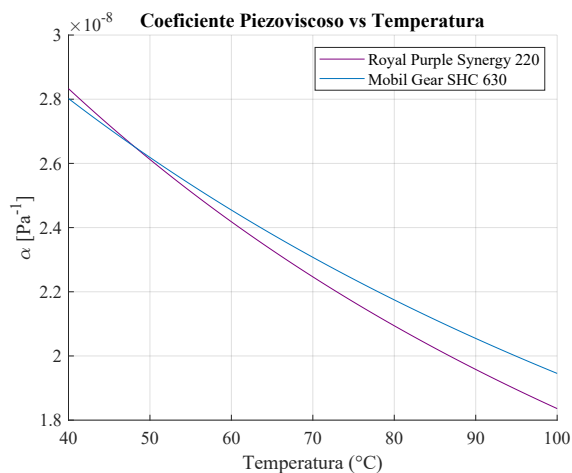


Figura 3.8 Curva coeficiente piezoviscoso - temperatura [elaboración propia].

Temp [°C]	RP Synergy 220	Mobil SHC 630
	[$\times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$]	
50	2.6123	2.6187
60	2.4182	2.4547
65	2.3297	2.3791
70	2.2465	2.3074
75	2.1681	2.2394
80	2.0941	2.1747
90	1.9588	2.0546
100	1.8362	1.9456

Tabla 3.9 Coeficiente piezoviscoso a diferentes temperaturas.

Los valores dados a través de la ecuación de Wooster se encuentran dentro del intervalo característico de los lubricantes en base a polialfaolefinas según la tabla (2.7) para los lubricantes Mobil y Royal Purple, y con ello es posible determinar la película límite de lubricación.

3.2.3. Factor de aditivos de lubricante X_L

Si bien la información sobre el factor X_L dado por Schlenk requiere la composición completa, es posible estimar un rango para cada lubricante en base a la siguiente caracterización y a la literatura existente [19, 17]:

Tabla 3.10 Caracterización comparativa de los lubricantes para estimar el factor X_L según Schlenk

Parámetro	Royal Purple Synergy 220	Mobil Gear SHC 630
Tipo de base lubricante	Sintética (PAO)	Sintética (PAO)
Tipo de aditivos EP	Synerlec (ésteres, fosforados)	Aditivos convencionales
fósforo [ppm]	413	365
ASTM D2783	56	48
ASTM D2784	315	250
Rango estimado de X_L	0,6 – 0,65	0,75 – 0,8

Por lo que para Royal Purple se propone un factor de aditivos entre [0.6 - 0.65] debido a una mayor aditivación del lubricante, que por parte de Mobil, el cual se estima en el rango de [0.75-0.8].

4. Metodología

La metodología general de esta investigación se basa en un enfoque mixto teórico-experimental, con el objetivo de evaluar el efecto del lubricante sobre la eficiencia energética de reductores industriales. Primero se cuantifican las pérdidas energéticas en el caso nominal para ambos lubricantes mediante modelado teórico, y luego se analizan los datos experimentales obtenidos bajo condiciones reales de operación.

4.1. Metodología teórica

La metodología teórica consiste en cuantificar las pérdidas energéticas del reductor de velocidad en base a sus principales fuentes de pérdidas internas: engranajes y rodamientos, utilizando modelos tribológicos establecidos. Este enfoque permite evaluar el desempeño del lubricante bajo condiciones ideales y controladas, brindando una base objetiva para contrastar con los datos experimentales. Las expresiones matemáticas utilizadas en los cálculos se encuentran detalladas en el Capítulo 2 y la caracterización del reductor, junto con los lubricantes en el Capítulo 3.

Para los engranajes se utiliza la normativa ISO/TR 14179-1 [14] junto con el modelo de Schlenk [9, 17] para estimar el coeficiente de fricción en los flancos dentados mediante un análisis de Monte Carlo debido a la incertidumbre de los valores de viscosidad dinámica y factor de aditivos X_L . Y se complementa con el análisis de presiones de contacto según Hertz y la estimación del espesor de película lubricante para verificar el régimen elastohidrodinámico (EHL).

Para los rodamientos se aplica el modelo SKF [16, 12] para calcular los momentos de fricción por rodadura y deslizamiento, considerando parámetros como viscosidad dinámica, carga, geometría y velocidad. Finalmente, se sintetizan las pérdidas estimadas y se evalúa su impacto ambiental asociado a la eficiencia energética, considerando distintos escenarios de escalamiento.

4.1.1. Cálculo de pérdidas en engranajes

Las pérdidas se estiman a partir de la fricción entre flancos dentados mediante el siguiente procedimiento:

- Cálculo de fuerzas tangenciales, radiales y axiales por etapa de engranaje.
- Estimación de presiones de contacto de Hertz, espesor mínimo de película lubricante y número lambda para determinar el régimen de lubricación [8, 4].
- Cálculo del coeficiente de fricción μ_{skl} mediante el modelo de Schlenk [15], usando el factor de composición X_L , viscosidad dinámica operacional (ASTM D341 [5]) y el coeficiente piezoviscoso de Wooster [20], en un modelo Monte Carlo con incertidumbre de las variables anteriores.
- Estimación de la potencia disipada en cada etapa mediante el modelo de pérdidas por flancos de Ohlendorf.

El procedimiento se aplica a cada lubricante utilizando una simulación de Monte Carlo con 10 000 iteraciones, para abordar la incertidumbre en la viscosidad dinámica y el parámetro X_L en el modelo de coeficiente de roce de Schlenk, los parámetros restantes del modelo de Schlenk son utilizados como constantes del proceso. Los cálculos se realizan en MATLAB (MathWorks), cuyos códigos se encuentran en el Anexo D.

4.1.2. Cálculo de pérdidas en rodamientos

Las pérdidas se estiman mediante el modelo SKF basado en los momentos de fricción. El procedimiento consiste en:

- Cálculo de las reacciones en los rodamientos mediante equilibrio estático del eje modelado en SKF Simpro Quick.
- Cálculo de momentos de fricción por rodadura (M_{rr}) y por deslizamiento (M_{sl}), usando el rango de viscosidad en condiciones de operación.
- Estimación de la potencia mínima y máxima disipada por cada rodamiento.

Los cálculos también se realizan en MATLAB. Los códigos están incluidos en el Anexo D.

4.1.3. Síntesis energética e impacto ambiental

Para la síntesis, se suman las pérdidas por engranajes y rodamientos para cada lubricante, y se incorpora un 10% adicional para considerar pérdidas menores no modeladas (agitación, salpicaduras, fricción en sellos), como sugiere la literatura técnica.

Con estas pérdidas totales se calcula la eficiencia energética del sistema y se compara con los valores nominales de eficiencia de un reductor de tres etapas y la literatura especializada. Con ello

se validan o no los resultados dentro del rango esperado de eficiencia de 88 % a 94 % para el equipo RF137 de SEW-Eurodrive [4, 24].

Finalmente, se evalúa el impacto ambiental proyectado para 1, 50 y 100 equipos en operación continua durante un año, considerando el ahorro energético estimado entre los lubricantes y su equivalencia en emisiones evitadas de CO₂. En la figura (4.1) se propone el diagrama de flujo para la estimación de las pérdidas globales según el lubricante.

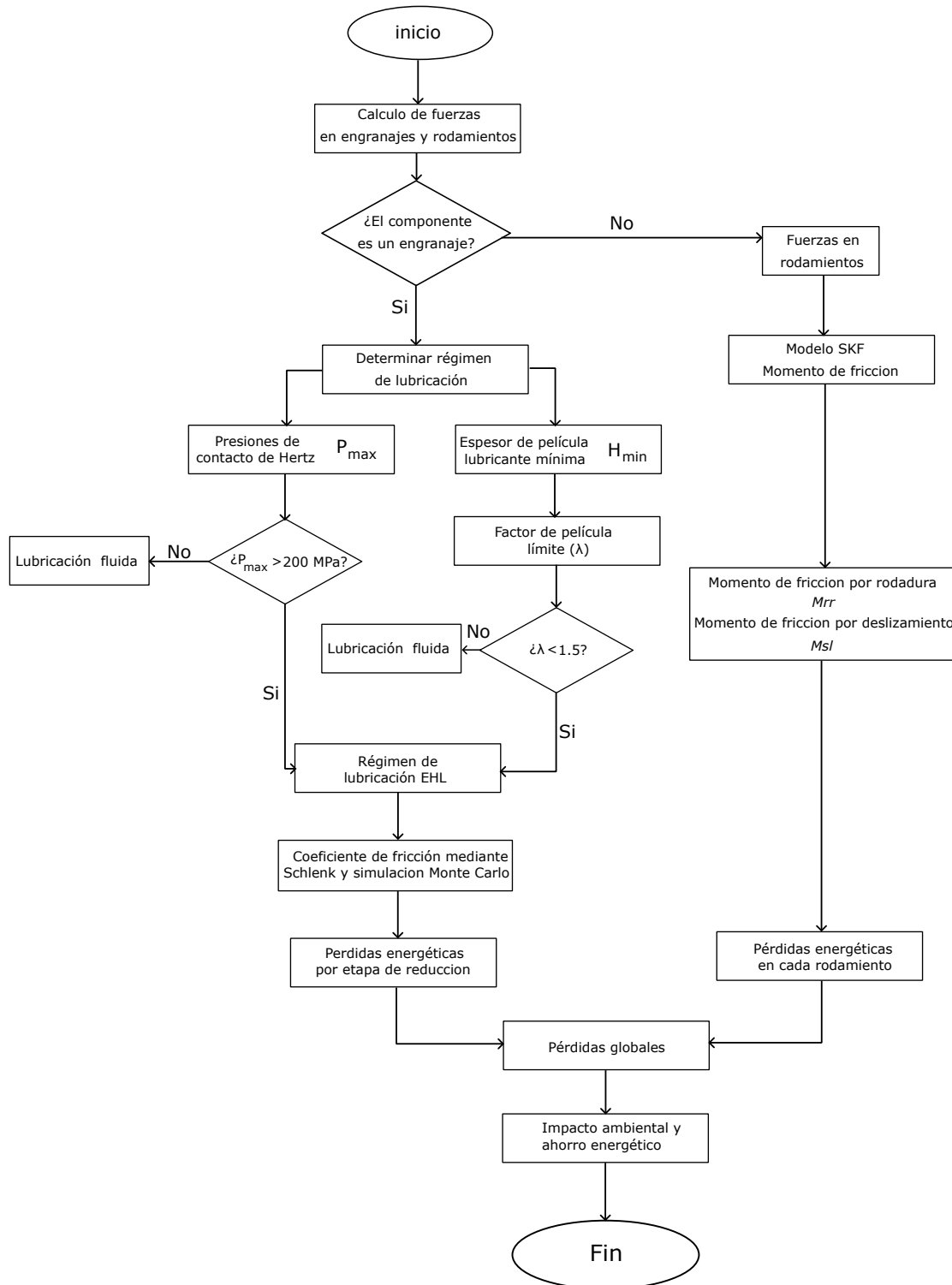


Figura 4.1 Diagrama de flujo de la metodología teórica para el cálculo de pérdidas energéticas en engranajes y rodamientos [elaboración propia].

4.2. Metodología experimental

4.2.1. Diseño del experimento

La metodología experimental consiste en la implementación de un sistema de medición continua de variables eléctricas durante un período de 22 días, complementado con dos campañas puntuales de medición térmica y vibratoria, determinadas por la disponibilidad de visitas a terreno. Esta combinación permite una caracterización integral del comportamiento operativo del sistema bajo condiciones reales de planta.

A partir de las mediciones de potencia útil y temperatura estimada del lubricante, se aplica la metodología teórica utilizando las potencias útiles calculadas para cada reductor con el objetivo de evaluar si las pérdidas atribuibles al lubricante se reflejan en los consumos energéticos registrados y, en consecuencia, determinar si las diferencias observadas pueden ser explicadas por el tipo de lubricante utilizado.

4.2.2. Instrumentación y variables dependientes

Los instrumentos se seleccionan considerando tanto la disponibilidad de la empresa patrocinadora como la viabilidad de su aplicación bajo condiciones reales de operación, sin interrumpir el proceso productivo. Cada técnica utilizada permite capturar variables clave relacionadas con el desempeño energético, térmico y dinámico del sistema.

En la tabla (4.1) se referencian los instrumentos de medición, variables de las mediciones y frecuencia de muestreo. Por otro lado, en el Anexo C: Instrumentos de medición se encuentran sus fichas técnicas.

Tabla 4.1 Instrumentos y técnicas de medición empleadas en el estudio

Instrumento utilizado	Variable medida	Técnica de medición	Frecuencia de muestreo
Data logger Supco DVCV	Corriente eléctrica	Medición indirecta mediante pinza amperimétrica	Cada 5 minutos, continuo
Cámara infrarroja Testo 875-2i	Temperatura superficial	Termografía infrarroja puntual	2 campañas puntuales
Analizador A4900M	Adash Vibraciones mecánicas	Velocidad y aceleración global RMS en ejes H/V/A	2 campañas puntuales
Laboratorio Ventec (normas ASTM)	Propiedades del lubricante	Extracción de muestras y análisis bajo normativa ASTM	Inicio y término del ensayo

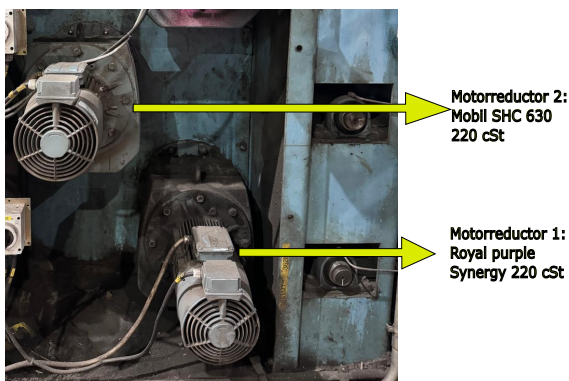
4.2.3. Procesamiento de la información experimental

El procesamiento de la información experimental se estructura según las técnicas de mantenimiento predictivo empleadas. La secuencia de análisis se presenta a continuación:

1. Se realiza un tratamiento estadístico de la corriente eléctrica, eliminando valores nulos y atípicos, y delimitando una zona de operación estable mediante el intervalo $\mu \pm \sigma$. En este rango se estima el consumo energético medio, utilizando valores nominales de tensión

(380 V), factor de potencia (0.82) y eficiencia del motor (0.89) para calcular la potencia activa, dada la falta de mediciones directas. Esta suposición constituye una fuente de incertidumbre, abordada en la sección de limitaciones.

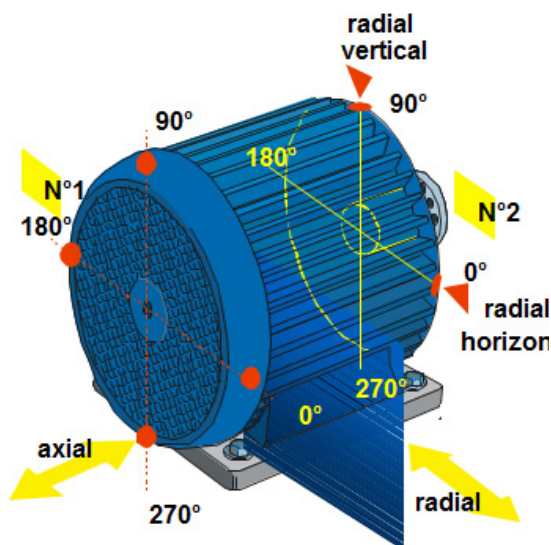
2. La severidad vibratoria se evalúa a partir de los valores globales RMS de velocidad y aceleración obtenidos en los ejes horizontal, vertical y axial. Estos se clasifican según la norma ISO 10816-3 para máquinas con potencia ≤ 15 kW, lo que permite identificar posibles anomalías mecánicas entre los equipos y determinar su influencia sobre el desempeño energético.
3. Se analiza la temperatura superficial del cárter mediante termografía infrarroja. Estos valores se correlacionan con los consumos energéticos registrados para discernir si las diferencias térmicas responden al tipo de lubricante o a condiciones operacionales externas.
4. Se contrastan los resultados de los análisis fisicoquímicos de los lubricantes, realizados bajo normativa ASTM (ver tabla 2.8), con el fin de identificar la degradación de aditivos críticos y relacionarla con el comportamiento energético observado.
5. Finalmente, con las potencias activas estimadas en la zona estable, se aplican los modelos teóricos desarrollados para calcular las pérdidas energéticas en engranajes y rodamientos, y así evaluar si las diferencias experimentales pueden atribuirse al tipo de lubricante utilizado.



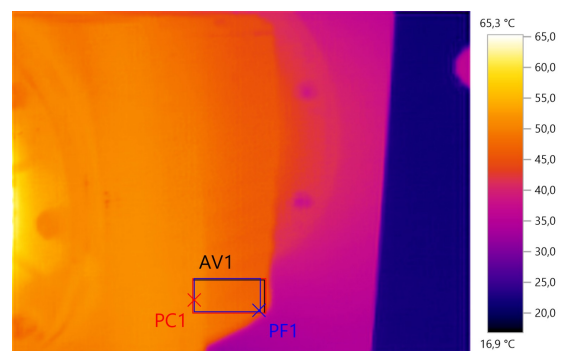
(a) Motorreductores y lubricantes en ensayo [elaboración propia].



(b) Medición de corriente eléctrica [elaboración propia].



(c) Puntos de medición vibratoria [25].



(d) Captura termográfica del reductor [elaboración propia].

Figura 4.2 Instrumentación y procedimientos aplicados en la medición experimental

4.2.4. Limitaciones y fuentes de error

El estudio presenta las siguientes limitaciones:

- No se realiza medición directa de torque en eje de salida.
- No se cuenta con banco cerrado de ensayo que permita aislar condiciones.
- El voltaje no fue medido directamente, por lo que se asumió el valor nominal del motor junto con su eficiencia y factor de potencia.
- La velocidad angular se asumió como nominal según información verbal proporcionada por la planta, sin documentación oficial de respaldo.

El error instrumental es estimado para el Supco DVCV, considerando la técnica de bobinado doble. Los resultados se presentan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2 Propagación del error en potencia eléctrica bajo condiciones nominales

Caso	Corriente medida [A]	Potencia estimada [W]	Error absoluto [W]	Error relativo [%]
Medición directa	15.6	7493	539.71	6.41
Bobinado doble	31.2	14986	539.71	3.21

A pesar de reducir el error relativo al aplicar la técnica de bobinado doble, el error absoluto permanece alto respecto al umbral de validación del 3% de ahorro energético, por lo que esta medición se considera como referencia comparativa y no absoluta.

5. Resultados Teóricos

En el presente capítulo se exponen los resultados teóricos asociados a las principales pérdidas energéticas del reductor, centradas en los engranajes y rodamientos bajo condiciones nominales de operación. Se utilizan las caracterizaciones dadas en el capítulo 3 de esta investigación para el desarrollo de los resultados.

5.1. Caracterización mecánica del sistema de transmisión

A continuación se presentan los resultados de las fuerzas tangenciales, radiales, axiales, velocidades angulares y lineales dadas en los engranajes helicoidales para cada etapa de reducción en la tabla (5.1) y para los rodamientos en la tabla (5.2):

Tabla 5.1 Resumen de magnitudes dinámicas por etapa de reducción en engranajes

Etapa	T_p	T_c	F_t	F_a	F_r	F_n	ω_p	ω_c	V_m
	[Nm]	[Nm]	[N]	[N]	[N]	[N]	[RPM]	[RPM]	[m/s]
1	51.16	237.99	2241.4	815.79	868.15	2538.3	1400	300.93	3.346
2	237.99	1427.9	9992.9	3637.1	3870.5	11317	300.93	50.16	0.751
3	1427.9	7996.5	47966	17458	18579	54320	50.16	8.96	0.156

Tabla 5.2 Distribución de fuerzas radiales y axiales en rodamientos bajo condición nominal

Etapa	Rodamiento	F_r	F_a	ω
		[N]	[N]	[RPM]
Etapa 1	SKF 32207-A	2642	4294	300.9
	SKF 32207-B	5964	1665	300.9
Etapa 2	SKF 30309	6685	7979	50.1
	SKF NUP 2310E	32343	8944	50.1
	SKF 30310	15559	4035	50.1
Etapa 3	SKF NJ 217E	31144	0	9.0
	SKF 222 19E	33579	16184	9.0

5.2. Determinación del régimen de lubricación en engranajes

A partir de la caracterización mecánica del sistema, las viscosidades cinemáticas dadas en la figura (3.7) y el coeficiente piezoviscoso en la figura (3.8), se calculan las presiones de Hertz, el espesor de película lubricante y el factor de lubricación (λ) para cada etapa de reducción en engranajes, considerando una rugosidad entre superficies de contacto de $0.2 \text{ } [\mu\text{m}]$ [4] como acabado de fabricación.

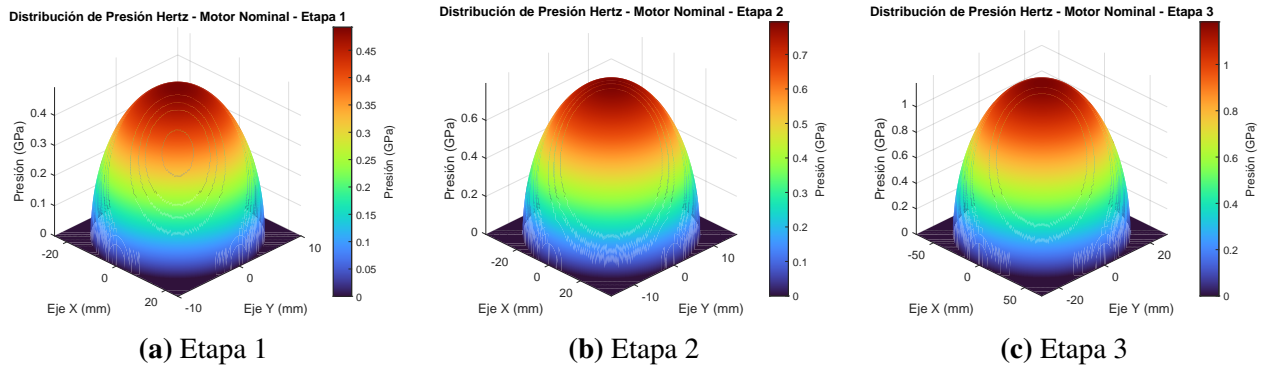


Figura 5.1 Distribución de presión de Hertz en cada etapa de reducción [elaboración propia].

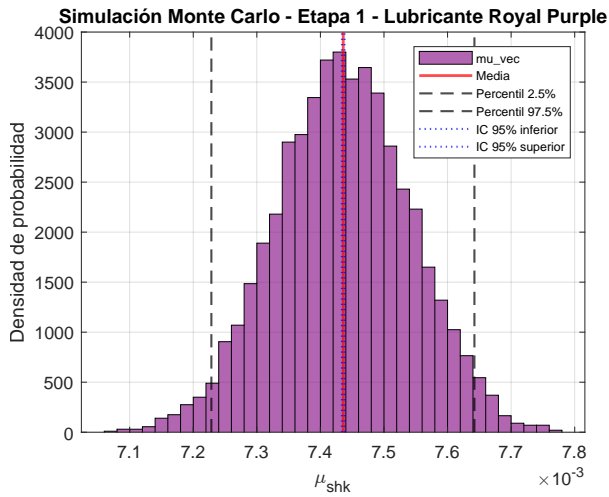
Tabla 5.3 Parámetros tribológicos comparativos por etapa y lubricante, con criterio de evaluación

Etapa	Parámetro	Synergy 220 cSt		Mobil SHC 630		Criterio	¿EHL?
		Valor	Unidad	Valor	Unidad		
1	Presión máxima Hertz	0.49216	GPa	0.49216	GPa	$P_{\max} > 0,2 \text{ GPa}$	
	H_{\min}	0.29741	μm	0.33838	μm	–	Sí
	λ	1.0515	–	1.1964	–	$\lambda < 1,5$	
2	Presión máxima Hertz	0.79435	GPa	0.79435	GPa	$P_{\max} > 0,2 \text{ GPa}$	
	H_{\min}	0.11946	μm	0.13592	μm	–	Sí
	λ	0.42235	–	0.48054	–	$\lambda < 1,5$	
3	Presión máxima Hertz	1.184	GPa	1.184	GPa	$P_{\max} > 0,2 \text{ GPa}$	
	H_{\min}	0.04702	μm	0.05350	μm	–	Sí
	λ	0.16623	–	0.18914	–	$\lambda < 1,5$	

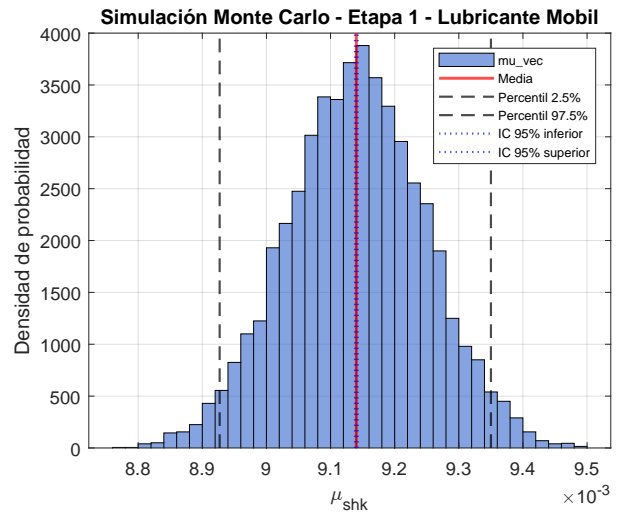
Los modelos utilizados y las condiciones de operación establecen el régimen de lubricación EHL. Lo que implica que los aditivos EP de cada lubricante son utilizados debido a la condición de espesor de película y presiones de Hertz. Bajo este régimen EHL, se procede a estimar el coeficiente de fricción con el modelo de Schlenk.

5.2.1. Determinación del coeficiente de fricción

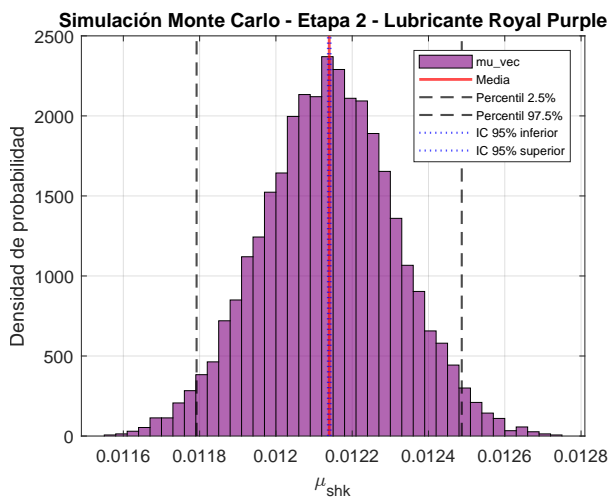
El coeficiente de fricción se estima mediante el modelo de Schlenk, utilizando una simulación Monte Carlo con 10,000 iteraciones para abarcar la incertidumbre asociada a la viscosidad dinámica a $70\text{--}80 \text{ } ^\circ\text{C}$ y al factor aditivo X_L , según la tabla (3.10). A continuación se presentan los resultados de la simulación y en la tabla (5.4) se resume la estadística de la simulación.



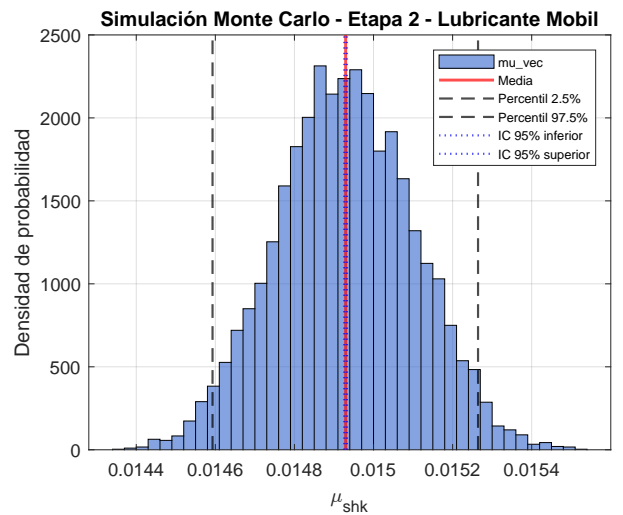
(a) Etapa 1 - Royal Purple Synergy



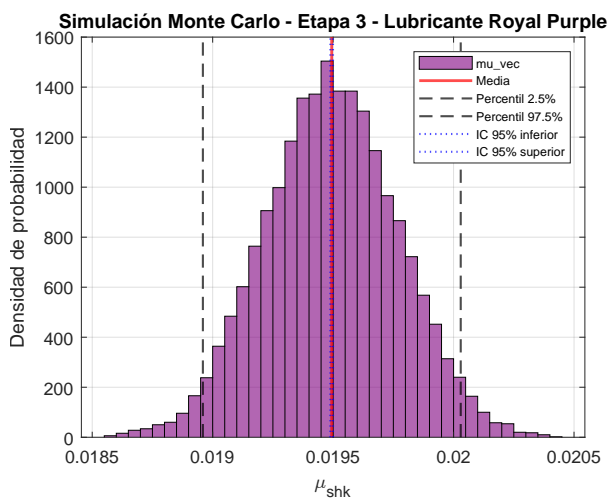
(b) Etapa 1 - Mobil SHC 630



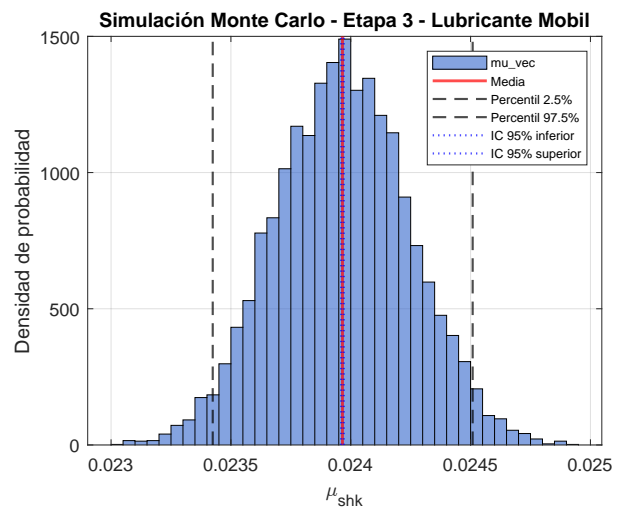
(c) Etapa 2 - Royal Purple Synergy



(d) Etapa 2 - Mobil SHC 630



(e) Etapa 3 - Royal Purple Synergy



(f) Etapa 3 - Mobil SHC 630

Figura 5.2 Histogramas de Monte Carlo del coeficiente de fricción por etapa y lubricante [elaboración propia].

Tabla 5.4 Estimación del coeficiente de fricción medio μ mediante simulación Monte Carlo

Etapa	Lubricante	μ_{Media}	μ_{Std}	IC95 % Inf	IC95 % Sup	P 2.5 %	P 97.5 %
1	Royal Purple Synergy	0.00744	0.00011	0.00743	0.00744	0.00723	0.00764
1	Mobil SHC 630	0.00914	0.00011	0.00914	0.00914	0.00893	0.00935
2	Royal Purple Synergy	0.01214	0.00017	0.01214	0.01215	0.01180	0.01248
2	Mobil SHC 630	0.01493	0.00018	0.01492	0.01493	0.01459	0.01527
3	Royal Purple Synergy	0.01949	0.00027	0.01949	0.01950	0.01896	0.02003
3	Mobil SHC 630	0.02397	0.00028	0.02396	0.02397	0.02342	0.02452

5.2.2. Comparativa pérdidas energéticas por lubricante

Con el coeficiente de fricción estimado mediante el modelo de Schlenk, se estiman las pérdidas de energía en cada etapa de reducción, para cada lubricante:

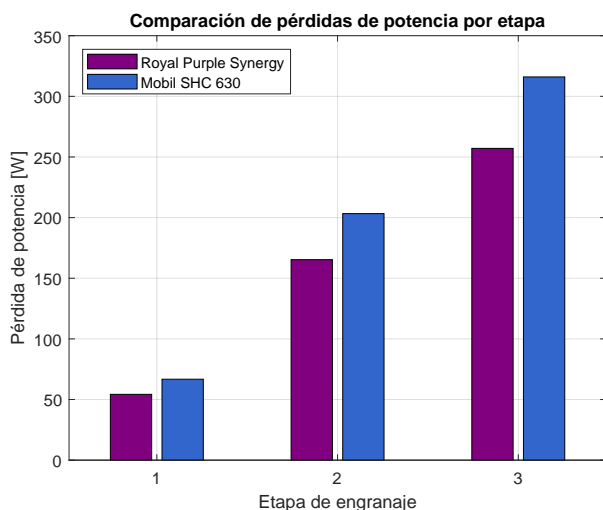


Figura 5.3 Pérdidas de energía por etapa en engranajes [elaboración propia].

Etapa	Lubricante	P_{min} [W]	P_{prom} [W]	P_{max} [W]
1	Royal Purple	54.261	54.276	54.290
	Mobil	66.729	66.744	66.759
2	Royal Purple	165.280	165.330	165.370
	Mobil	203.250	203.290	203.340
3	Royal Purple	257.020	257.090	257.170
	Mobil	315.930	316.000	316.070

Tabla 5.5 Comparación de pérdidas de potencia por etapa y lubricante

Las pérdidas de potencia en los engranajes utilizando el lubricante Royal Purple Synergy se estiman en 476.70 [W], mientras que con Mobil SHC 630 alcanzan los 586.03 [W]. Esto representa una diferencia de 109.34 [W] bajo condiciones de operación nominal, atribuible exclusivamente al sistema de engranajes, lo que evidencia una mayor eficiencia del lubricante Synergy en la reducción de fricción y disipación energética en contactos altamente cargados.

5.3. Pérdidas energéticas por rodamiento

Para cuantificar las pérdidas por fricción en los rodamientos, se emplea el modelo de SKF para estimar el momento de fricción por rodadura y el momento de fricción por deslizamiento, considerando las viscosidades cinemáticas del lubricante en el rango de temperatura entre 70 °C y 80 °C, representativas de las condiciones nominales de operación del sistema.

A continuación se presentan las pérdidas mínimas y máximas en el rango de temperatura de funcionamiento y potencia suministrada:

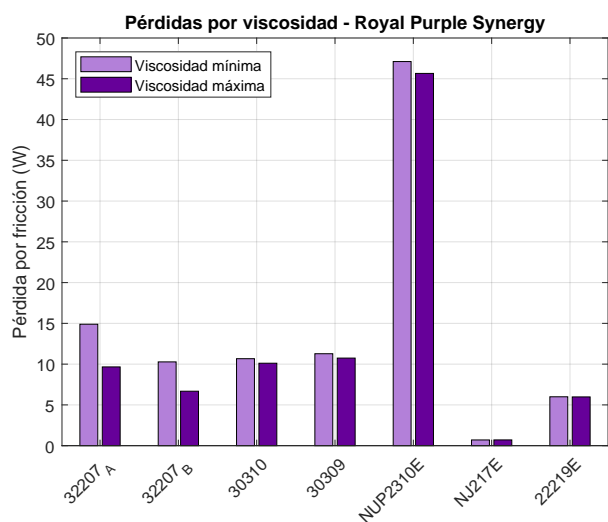


Figura 5.4 Pérdidas por fricción en rodamientos para Royal Purple Synergy [elaboración propia].

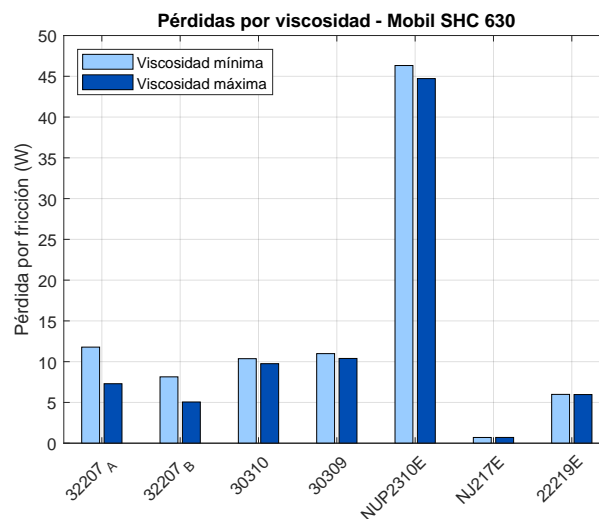


Figura 5.5 Pérdidas por fricción en rodamientos para Mobil SHC 630 [elaboración propia].

Tabla 5.6 Comparación de pérdidas por fricción en rodamientos para ambos lubricantes

Etapa	Rodamiento	Royal Purple Synergy				Mobil SHC 630			
		ν [cSt]	M_{rr} [N·mm]	M_{sl} [N·mm]	P_{loss} [W]	ν [cSt]	M_{rr} [N·mm]	M_{sl} [N·mm]	P_{loss} [W]
Etapa 1	32207-A	39.62	8.74	462.63	14.89	49.24	9.95	363.02	11.79
		57.00	10.86	294.82	9.66	67.58	12.02	218.85	7.30
	32207-B	39.62	6.83	318.34	10.27	49.24	7.77	249.79	8.14
		57.00	8.48	202.87	6.68	67.58	9.39	150.59	5.06
	30310	39.62	17.90	2007.59	10.67	49.24	20.39	1948.06	10.37
		57.00	22.26	1897.92	10.11	67.58	24.65	1827.41	9.75
Etapa 2	30309	39.62	16.67	2124.45	11.28	49.24	18.99	2067.27	10.99
		57.00	20.73	2018.98	10.74	67.58	22.95	1950.86	10.39
	NUP 2310E	39.62	12.94	8932.64	47.11	49.24	14.74	8780.96	46.32
		57.00	16.09	8653.21	45.66	67.58	17.82	8473.55	44.72
Etapa 3	NJ 217E	39.62	31.50	714.13	0.70	49.24	35.89	712.46	0.70
		57.00	39.18	711.02	0.71	67.58	43.39	708.93	0.71
	22219E	39.62	74.10	6301.23	6.00	49.24	84.42	6282.22	5.99
		57.00	92.17	6265.82	5.98	67.58	102.08	6242.11	5.97

De la figura (5.4), junto con la figura (5.5), y la tabla (5.6), se establece que las pérdidas en rodamientos por el lubricante Synergy están en el intervalo de 89.53 [W] a 100.92 [W]. Por otro lado, el lubricante Mobil presenta pérdidas entre 83.93 [W] y 94.29 [W], lo que implica una diferencia máxima de 6.63 [W] y una diferencia mínima de 5.60 [W] a favor de Mobil.

5.4. Pérdidas energéticas globales

Con base en las estimaciones de pérdidas energéticas provenientes de engranajes y rodamientos, se incorporan márgenes adicionales del 1 % y 10 % para las pérdidas mínimas y máximas, respectivamente, a fin de considerar las pérdidas menores no cuantificadas (como las asociadas al churning, agitación y fricción en retenes).

Esta corrección permite cumplir con las recomendaciones de la norma ISO/TR 14179-1, y con ello, establece un rango estimado de eficiencia global del sistema para cada lubricante evaluado que se evidencia en la figura (5.6).

Por otro lado la tabla (5.7) establece los valores mínimos y máximos de las pérdidas, y la eficiencia global respecto a la potencia de suministro de 7500[W]:

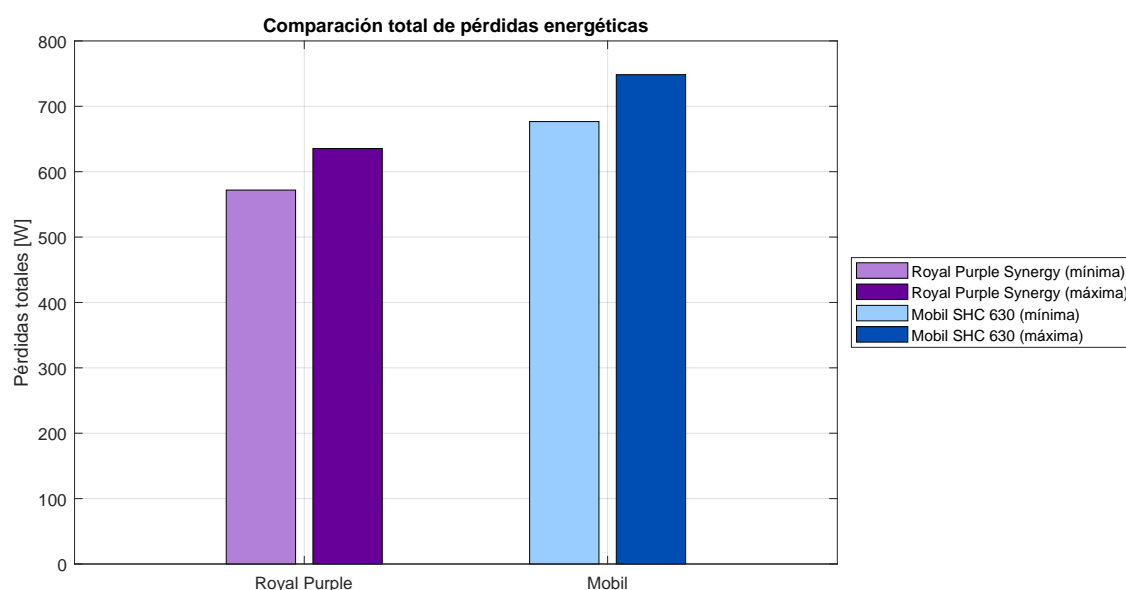


Figura 5.6 Comparación de pérdidas energéticas totales entre lubricantes [elaboración propia].

Tabla 5.7 Pérdidas y eficiencias totales en el caso nominal

Lubricante	Pérdida mínima	Pérdida máxima	Eficiencia máxima	Eficiencia mínima
	[W]	[W]	[%]	[%]
Royal Purple Synergy 220	571.90	635.38	92.38	91.53
Mobil SHC 630	676.65	748.39	91.00	90.02
Diferencia absoluta	104.75	113.01	+1.38	+1.51

Los resultados evidencian una diferencia absoluta en las pérdidas de energía que varía entre 104.75 [W] y 113.01 [W] a favor del lubricante Royal Purple Synergy 220 cSt. Esto se traduce en un aumento estimado de eficiencia energética del sistema de entre 1.38 % y 1.51 % con respecto a la energía nominal de suministro.

5.5. Impacto ambiental

Con base en la diferencia energética observada, entre 103.75 W y 113.01 W a favor del lubricante Royal Purple Synergy 220 cSt, se estima el ahorro en emisiones de CO asociado a su uso dado en la tabla 5.8. Esta proyección se ha extendido a 50 y 100 equipos, permitiendo dimensionar el beneficio ambiental en términos de reducción de huella de carbono mediante la simple sustitución del lubricante. La Figura 5.7 ilustra este impacto acumulado de manera visual, destacando el rango mínimo y máximo de CO evitado conforme aumenta la cantidad de equipos, junto con su escala equivalente en árboles capturadores.

Tabla 5.8 Impacto ambiental de los lubricantes en un equipo mediante Royal Purple Synergy

Indicador	Unidad	Mínimo	Máximo
Energía ahorrada anual	kWh/año	733.25	791.07
CO ₂ evitado anual	kg CO ₂ /año	234.64	253.14
Árboles equivalentes por año	Árboles/año	9.39	10.13

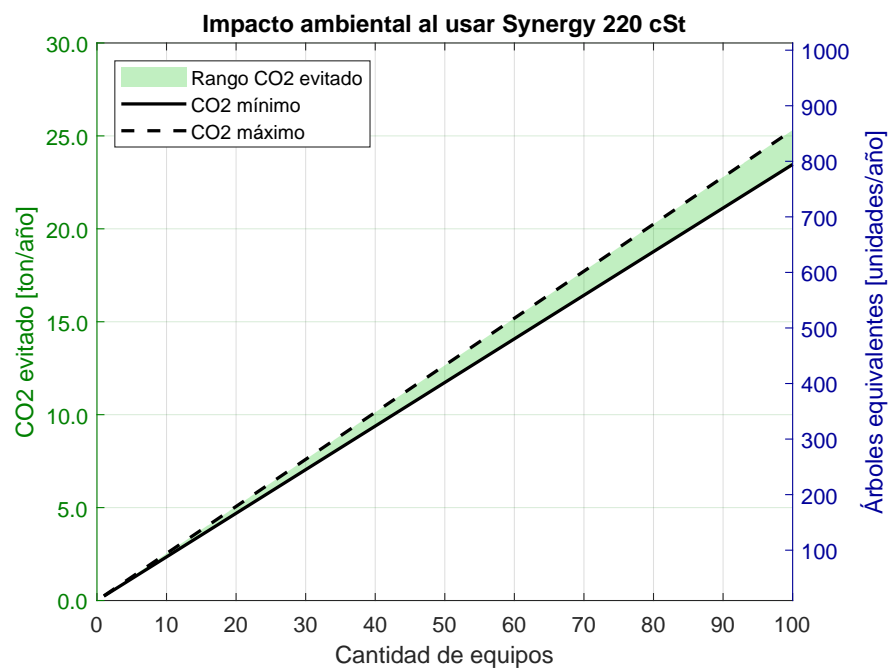


Figura 5.7 Impacto ambiental ahorro por Royal Purple Synergy 220 cSt [elaboración propia].

6. Resultados experimentales

En este apartado se presentan los resultados experimentales obtenidos al momento de realizar la experimentación en terreno. Se inicia con el análisis del consumo energético entre los equipos, luego el análisis vibratorio y el análisis termográfico. Finalmente, la información obtenida se procesa mediante la teoría aplicada a la tribología.

6.1. Análisis de consumo energético

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones de corriente eléctrica en los equipos con el lubricante en evaluación, dados en la figura (4.2a), se presentan a continuación:

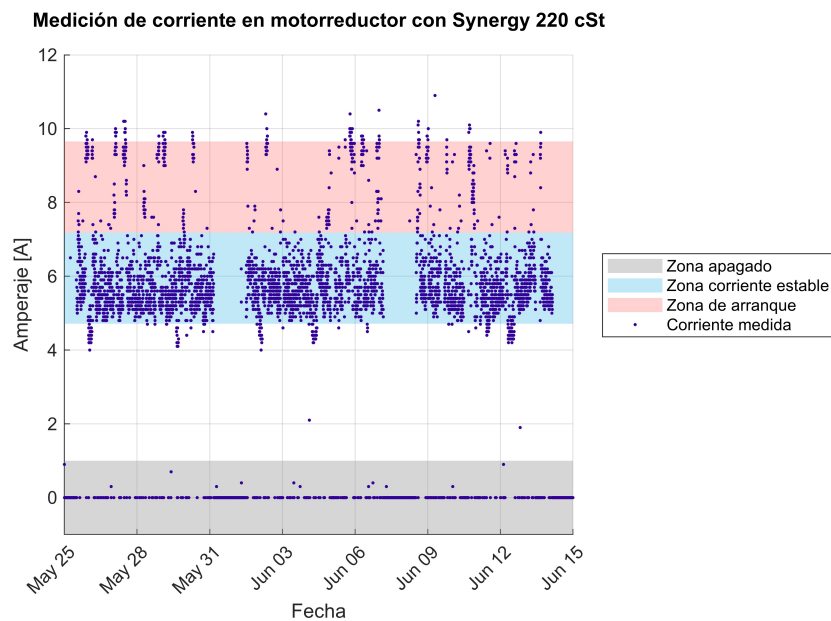


Figura 6.1 Registro de corriente en el tiempo - motorreductor 1 con lubricante Synergy 220 cSt.

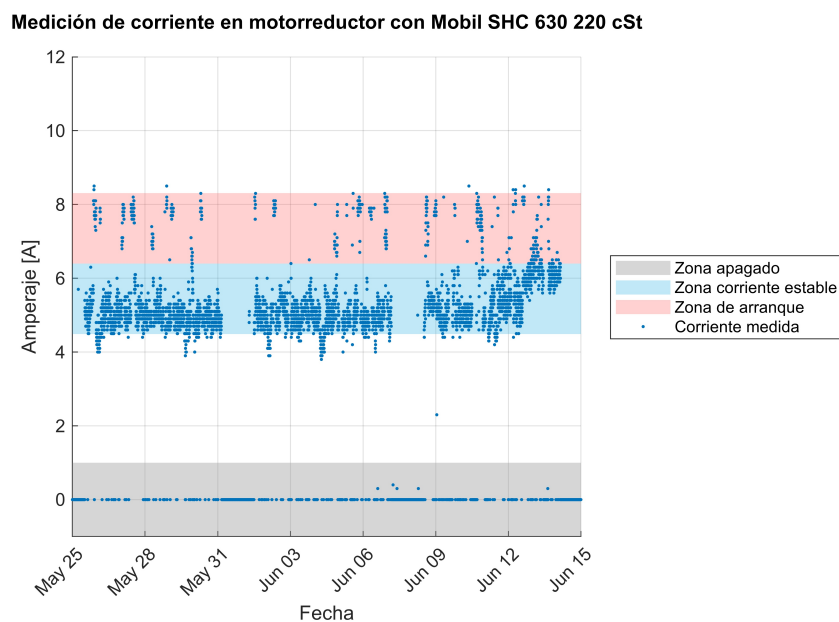


Figura 6.2 Registro de corriente en el tiempo - motorreductor 2 con lubricante Mobil SHC 630 220 cSt.

En las figuras (6.1) y (6.2) se presentan los registros obtenidos a partir de los datos crudos recopilados, junto con la identificación de las zonas operativas: zonas de corriente estable (azul celeste), intervalos correspondientes al arranque del motor (rosa claro) y períodos de inactividad eléctrica (gris claro) durante el período de evaluación de 22 días.

Es posible identificar tres períodos de actividad estable: del 25 al 31 de mayo, luego del 1 al 7 de junio y finalmente del 8 al 15 de junio. En la tabla (6.1) se detallan los datos totales obtenidos:

Tabla 6.1 Resultados brutos - corriente en motorreductores

Parámetro	Motorreductor 1	Motorreductor 2
	<i>Synergy 220 cSt</i>	<i>Mobil SHC 630 220 cSt</i>
Numero de datos registrados	6396	6396
Corriente media [A]	8.449	7.736
Desviación estándar [A]	5.901	5.243
Consumo energetico total [kW/h]	1081.52	990.19

Al implementar el filtro de zona de apagado, se reduce la cantidad de datos registrados, permitiendo la obtención de los valores reales de operación del equipo:

Tabla 6.2 Filtro zona apagado - corriente en motorreductores

Parámetro	Motorreductor 1	Motorreductor 2
	<i>Synergy 220 cSt</i>	<i>Mobil SHC 630 220 cSt</i>
Número de datos registrados	3651 (57.1 %)	4182 (65.4 %)
Corriente media [A]	5.948	5.444
Desviación estándar [A]	1.235	0.955

Nota: El (%) representa la proporción de datos seleccionados tras aplicar el filtro de zona apagado respecto al total.

Luego, se implementa el filtro de distribución estándar para estimar con certeza la zona real de operación, eliminando los outliers de la zona estable:

Tabla 6.3 Filtro zona estable ($\mu \pm \sigma$) - corriente motorreductores

Parámetro	Motorreductor 1	Motorreductor 2
	<i>Synergy 220 cSt</i>	<i>Mobil SHC 630 220 cSt</i>
Datos en zona estable	3030	3379
Corriente media estable [A]	5,6151	5,1438
Desv. estándar estable [A]	0,4751	0,4276

Con la zona de corriente estable, se estima la potencia activa media considerando la ecuación (21) con los valores de voltaje, factor de potencia y eficiencia nominal del motor eléctrico de la tabla (3.1):

Tabla 6.4 Potencia activa en zona estable y diferencia entre motorreductores

Parámetro	Motorreductor 1	Motorreductor 2	Diferencia [W]
	<i>Synergy 220 cSt</i>	<i>Mobil SHC 630 220 cSt</i>	
Potencia activa media [W]	2697,14	2470,77	+226,37
Potencia mínima [W]	2305,63	2161,53	+144,10
Potencia máxima [W]	3410,41	3026,14	+384,27

Por último se incorpora el error instrumental del equipo SUPCO DVCV y se asocia a la corriente en zona estable, con el fin de verificar si las discrepancias observadas entre los lubricantes son representativas según la teoría de propagación de errores. En la tabla (6.5) se presenta un resumen de la propagación del error, junto con los errores absolutos y relativos del sistema:

Tabla 6.5 Corriente y potencia - zona estable con incertidumbre instrumental

Parámetro	Motorreductor 1	Motorreductor 2
	<i>Synergy 220 cSt</i>	<i>Mobil SHC 630 220 cSt</i>
Corriente media medida [A]	5,6151	5,1438
Error absoluto corriente [A]	±1,0000	±1,0000
Error relativo corriente [%]	±17,81	±19,44
Potencia activa media [W]	2697,14	2470,77
Error absoluto potencia [W]	±480,34	±480,34

Con base en los valores presentados en la tabla (6.5), se concluye que la diferencia de 226,37 [W] entre las potencias activas medias equivale al 8,39% del consumo del motorreductor 1. Sin embargo, esta diferencia está dentro del margen de incertidumbre del instrumento de medición de corriente (±480,34 [W]).

6.2. Análisis vibratorio del los equipos

Para el análisis vibratorio, se estiman dos mediciones puntuales sujetas a las visitas a terreno, en donde se evalúa la severidad vibratoria acorde a la norma ISO 10816-3 para equipos pequeños del grupo 1 estimados en la figura (2.12). También se considera la comparación de las aceleraciones RMS para verificar el comportamiento vibratorio. En la tabla (6.6) se presenta la severidad vibratoria y en la tabla (6.7) las aceleraciones RMS:

Tabla 6.6 Velocidad RMS de vibración, potencia activa y clasificación ISO 10816-3

Lubricante	Fecha	Potencia activa [W]	Vertical		Horizontal		Axial	
			[mm/s]	ISO	[mm/s]	ISO	[mm/s]	ISO
Motorreductor 1 <i>Synergy 220 cSt</i>	05-06-2025	2707.3	1.312	B	1.264	B	0.8708	B
	14-06-2025	2882.1	1.594	B	0.7257	B	0.7246	A
Motorreductor 2 <i>Mobil SHC 630</i>	05-06-2025	2357.6	0.5475	A	0.5365	A	0.6544	A
	14-06-2025	3134.6	0.843	B	1.127	B	0.5238	A

Nota 1: Clasificación ISO 10816-3: A (0.71 mm/s), B (0.72–1.80 mm/s), C (1.81–4.50 mm/s), D (>4.50 mm/s).

Nota 2: Potencia activa correspondiente al instante de medicion de la vibración RMS.

Tabla 6.7 Aceleración RMS de vibración y potencia activa

Lubricante	Fecha	Potencia activa [W]	Vertical	Horizontal	Axial
			[g]	[g]	[g]
Motorreductor 1 <i>Synergy 220 cSt</i>	05-06-2025	2707.3	0.5404	0.7923	0.4997
	16-06-2025	2882.1	0.9573	0.5910	0.4672
Motorreductor 2 <i>Mobil SHC 630</i>	05-06-2025	2357.6	0.2029	0.1216	0.1149
	16-06-2025	3134.6	0.1939	0.1868	0.1086

Nota: Valores expresados en unidades de gravedad (g).

6.3. Análisis termográfico

El análisis termográfico se encuentra limitado a dos mediciones puntuales, condicionadas a las visitas in situ. Los resultados se exponen en las figuras (6.4) y (6.3) que contienen las fotografías termográficas de los equipos, así como la tabla (6.8), donde se registran las temperaturas de los equipos y la temperatura relativa del lubricante, la cual se estima a partir de la aproximación a la carcasa de los reductores.

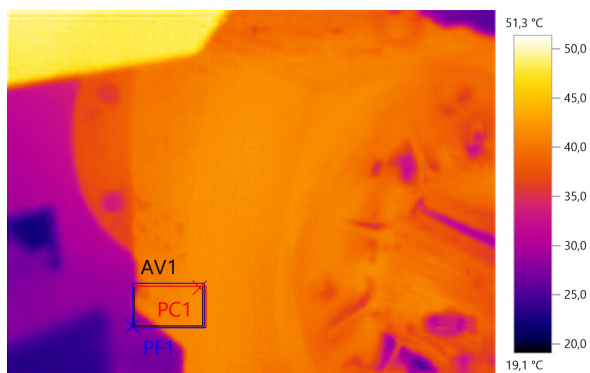


Figura 6.3 Termografía del motorreductor 1 - lubricante Synergy (05-06-2025) [elaboración propia].

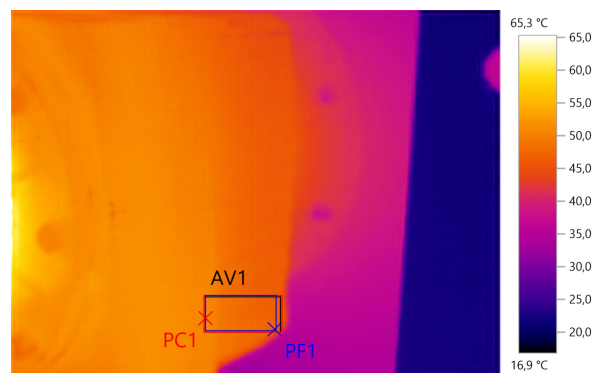


Figura 6.4 Termografía del motorreductor 2 - lubricante Mobil (05-06-2025) [elaboración propia].

Tabla 6.8 Temperaturas superficiales del motorreductor y rango de temperatura del lubricante

Lubricante	Fecha	Punto caliente	Punto frío	Promedio zona	Temp. lubricante estimada
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
Motorreductor 1	05-06-2025	47,5	43,4	45,6	50,6 – 55,6
<i>Synergy</i>	14-06-2025	55,2	49,6	53,8	58,8 – 63,8
Motorreductor 2	05-06-2025	48,3	44,8	46,3	51,3 – 56,3
<i>Mobil SHC 630</i>	14-06-2025	50,8	46,3	48,3	53,3 – 58,3

6.4. Procesamiento de información mediante modelamiento teórico

A partir de los valores de operación ajustados a la potencia activa medida con el error instrumental, velocidad de salida y temperatura del lubricante, se procede a aplicar el modelo teórico previamente desarrollado, utilizando los parámetros actualizados obtenidos en la zona estable en la tabla (6.4) y el rango de temperatura estimado en la tabla (6.8).

Tabla 6.9 Condiciones actualizadas para el modelamiento teórico

Parámetro	Synergy 220 cSt	Mobil SHC 630 220 cSt
Potencia activa media [W]	2697,14 ± 480,34	2470,77 ± 480,34
Velocidad de salida [RPM]	9	9
Rango de temperatura del lubricante [°C]	50 – 63	50 – 58

Con las condiciones actualizadas, se procede a determinar el régimen de lubricación en los equipos experimentales utilizando mínimos y máximos debido al error instrumental:

Tabla 6.10 Comparación de parámetros de lubricación para Synergy 220 cSt

Etapa	Synergy Mínimo			Synergy Máximo		
	σ_{Hertz} [GPa]	H_{min} [μm]	λ	σ_{Hertz} [GPa]	H_{min} [μm]	λ
1	0.26757	0.61412	2.1712	0.32034	0.59819	2.1149
2	0.43186	0.24667	0.87211	0.51704	0.24027	0.84949
3	0.64370	0.09709	0.34325	0.77066	0.09457	0.33435

Tabla 6.11 Comparación de parámetros de lubricación para Mobil SHC 630 220 cSt

Etapa	Mobil Mínimo			Mobil Máximo		
	σ_{Hertz} [GPa]	H_{min} [μm]	λ	σ_{Hertz} [GPa]	H_{min} [μm]	λ
1	0.25354	0.64163	2.2685	0.30872	0.62344	2.2042
2	0.40922	0.25772	0.91118	0.49828	0.25042	0.88535
3	0.60995	0.10144	0.35863	0.74270	0.09856	0.34847

Tanto en la tabla (6.10) y la tabla (6.11), se evidencia que la etapa 1 se encuentra fuera del régimen EHL. Lo cual disminuye el potencial de los aditivos en los lubricantes. En cambio, las etapas 2 y 3 mantienen el régimen EHL. Ahora bien, las pérdidas globales experimentales y teóricas se presentan en la figura (6.5)

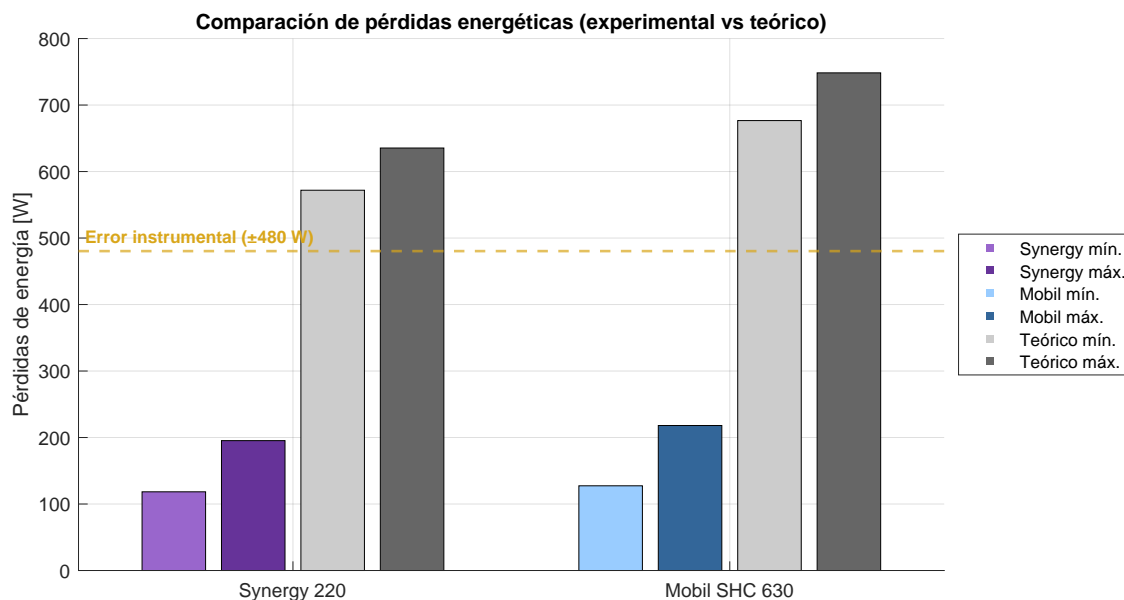


Figura 6.5 Comparativa pérdidas globales experimentales y teóricas [elaboración propia].

Las discrepancias de potencia observadas en la tabla (6.4) se sitúan fuera de los límites estimados por la metodología teórica, aun al incorporar el error instrumental del SUPCO DVCV.

7. Discusión de los resultados

El presente apartado tiene como objetivo interpretar y analizar en profundidad los resultados obtenidos a lo largo del estudio, los cuales se presentan en el capítulo 5 para resultados teóricos y el capítulo 6 para resultados experimentales.

7.1. Resultados teóricos

Los resultados teóricos en condición nominal muestran una mejora en la eficiencia energética del sistema del orden de 1.38 % a 1.51 % al utilizar Royal Purple Synergy 220 cSt, lo que representa una reducción de hasta 113.01 W en pérdidas de potencia respecto a Mobil SHC 630 220 cSt. Esta mejora relativa del 13 % al 15 % valida parcialmente la hipótesis inicial del 3 % de eficiencia absoluta, evidenciando que la selección de lubricantes incide directamente en el desempeño energético del reductor, como lo señalan Michaelis [9] y Fernández [18].

Respecto al régimen de lubricación, los cálculos de presión de Hertz y espesor mínimo de película lubricante sitúan las etapas 1 y 2 en régimen elastohidrodinámico (EHL), mientras que la etapa 3 opera en zona límite, donde se evidencia también la mayor diferencia de pérdidas. Esto respalda el efecto positivo de los aditivos EP en zonas altamente cargadas, en línea con Albarracín [4] y Stachowiak [20].

Las simulaciones de Monte Carlo del modelo de Schlenk muestran una distribución normal del coeficiente de fricción en todas las etapas, indicando que el lubricante Synergy 220 cSt reduce de forma consistente la fricción interna. Esta metodología coincide con estudios previos sobre el impacto del factor X_L en lubricantes sintéticos [19].

En cuanto a los rodamientos, si bien el lubricante Mobil SHC 630 220 cSt presenta mejor índice de viscosidad, lo que favorece las pérdidas por fricción, el efecto global sigue siendo menor frente a la mejora en los engranajes. La mayor disipación se concentra en el rodamiento NUP2310E, tanto por carga como por geometría [12].

Finalmente, el impacto ambiental de la mejora energética, aunque acotado en un solo equipo, se vuelve relevante al proyectarse en plantas industriales. La reducción de entre 23 y 25 toneladas de CO₂ por año para un conjunto de 100 equipos evidencia el potencial de la lubricación como herramienta de sostenibilidad [27, 4]. Esta reducción corresponde a la cantidad de dióxido de carbono que serían capaces de absorber entre 939 y 1.013 árboles adultos en un año, considerando una capacidad promedio de captura de 25 kg CO₂/año por árbol.

7.2. Resultados experimentales

7.2.1. Comparación energética entre lubricantes

Durante los 22 días de monitoreo continuo, se identificaron tres períodos de operación estable, lo que permitió una comparación directa entre ambos motorreductores (figuras 6.1 y 6.2). El equipo con lubricante Synergy 220 cSt presentó mayor dispersión en los registros de corriente, alcanzando valores superiores a 10 A, mientras que el equipo con Mobil SHC 630 220 cSt se mantuvo en torno a 8 A. Esta diferencia, si bien podría reflejar un mejor comportamiento tribológico de Mobil [26], también puede atribuirse a diferencias mecánicas internas entre los equipos [28].

Al aplicar filtros que aislaron los estados estables de operación, se observó una diferencia relativa del 8,4% en la corriente promedio y del 10% en la desviación estándar, ambas favorables a Mobil SHC 630. Sin embargo, el equipo de medición SUPCO DVCV presenta un error absoluto de ± 1 A, lo que implica errores relativos de hasta 19,4%. Por tanto, las diferencias observadas se encuentran dentro del margen de error, impidiendo validar estadísticamente un efecto atribuible al lubricante.

Esta problemática concuerda con lo planteado por AGMA 925-A03 [29] y Olhendorf [30] respecto a la dificultad de aislar el efecto del lubricante sobre el consumo energético sin un banco de pruebas cerrado y controlado.

7.2.2. Análisis de condiciones operacionales

El análisis de vibraciones, según la tabla (6.6), clasifica al motorreductor con Synergy 220 cSt en clase B de la norma ISO 10816-3, indicando condición aceptable con advertencias, mientras que el equipo con Mobil SHC 630 220 cSt se encuentra en clase A, con funcionamiento óptimo.

Los valores de aceleración RMS (tabla 6.7) muestran que el equipo con Synergy 220 cSt presenta hasta un 139% de mayor vibración que su contraparte, lo que sugiere diferencias internas que afectan el análisis energético. Esto se ve reforzado por una mayor temperatura de operación, con una diferencia promedio de 5 °C (tabla 6.8).

Al desglosar las mediciones por dirección, se observa que Synergy presenta una disminución de los niveles de vibración en planos horizontal de un 42.5% y axial de 16.8%, posiblemente debido a una mayor rigidez local o a la acción de aditivos EP, lo que se relaciona con un menor coeficiente de fricción teórico estimado mediante el modelo de Schlenk [12, 9, 8]. En cambio, el equipo con Mobil SHC 630 220 cSt muestra un aumento del 35% en velocidad de vibración vertical, lo que podría deberse a excitaciones locales no detectadas globalmente.

No obstante, estos resultados superan los niveles registrados en ensayos de laboratorio controlados [26, 28], evidenciando la influencia de factores mecánicos propios del montaje industrial sobre el comportamiento dinámico, y limitando el aislamiento del efecto puro del lubricante y sus efectos en el ahorro energético.

7.2.3. Procesamiento de la información mediante modelamiento teórico

Mediante la aplicación del modelo basado en fundamentos tribológicos, se identificó que la etapa 1 del sistema opera bajo un régimen de lubricación fluida (fuera del régimen elastohidrodinámico), lo que limita el efecto de los aditivos de presión extrema (EP). En contraste, las etapas 2 y 3 mantienen presiones de contacto elevadas y valores del número de lambda dentro del rango recomendado, lo que confirma condiciones de régimen EHL y una mayor efectividad de los aditivos presentes en los lubricantes.

Adicionalmente, se procedió a estimar las pérdidas energéticas por fricción en engranajes y rodamientos, donde se observa una diferencia de 9 W a 22 W entre los valores extremos, considerando el error instrumental. Esta variabilidad se analizó en la figura (6.5).

Esta discrepancia, aunque sugiere una tendencia favorable para uno de los lubricantes analizados, no puede atribuirse de manera exclusiva al efecto del fluido, dado que se encuentra dentro del intervalo de incertidumbre asociado al equipo de medición SUPCO. Asimismo, respalda la hipótesis de la influencia de las vibraciones en el consumo energético, el cual evidenció diferencias significativas entre los equipos evaluados, lo que refuerza que las diferencias de potencia observadas en

la tabla (6.4) no pueden considerarse concluyentes desde el punto de vista estadístico o técnico, debido a la superposición con el margen de error y condiciones internas de los motorreductores.

7.3. Limitaciones experimentales

Dado que la investigación se realiza en condiciones operativas reales industriales y se enfrenta a diversas limitaciones técnicas y de acceso a la información, los resultados obtenidos no permiten respaldar la teoría energética de los lubricantes evaluados de manera experimental. A continuación, se enumeran las principales limitaciones que afectan el desarrollo y análisis del estudio:

- **Restricción en mediciones de campo:** Las visitas a terreno para realizar mediciones de vibración y temperatura fueron limitadas, restringiendo así la cantidad de datos disponibles para el análisis dinámico y térmico del sistema. Solo se dispone del consumo energético como parámetro estable de medición.
- **Limitación instrumental de consumo energético:** El equipo de medición eléctrica presenta un error absoluto de ± 1 [A], lo cual afecta la sensibilidad al evaluar diferencias de consumo energético e imposibilita visualizar y estimar con certeza instrumental si existe un 3 % de ahorro energético por los lubricantes. Además, no fue posible realizar mediciones directas de voltaje por restricciones de acceso en planta lo que limitó a la consideración de los valores nominales del motor eléctrico, y obtener el consumo inicial y final del equipo mediante el medidor de energía.
- **Limitación análisis de lubricante:** Si bien se implementa la extracción de lubricantes en los periodos de muestras realizados, las muestras enviadas al laboratorio VENTEC no pudieron ser procesadas por motivos del laboratorio.
- **Funcionamiento a baja carga operativa:** la instrumentación se selecciona acorde a los valores nominales del sistema en evaluación, pero los equipos operan al 40 % de su capacidad total de operación, condición que no fue informada al inicio del proceso de experimentación de los motorreductores.

Estos puntos refuerzan el concepto de realizar los ensayos en bancos de ensayos controlados y aislados como se presentan en el siguiente capítulo.

7.4. Trabajos futuros

Debido a las limitaciones identificadas durante el desarrollo de la investigación, se proponen dos vías de mejoramiento metodológico para el estudio.

7.4.1. Mejoramiento instrumental en terreno

Debido a la limitación del equipo SUPCO DVCV para estimar con precisión los resultados, se propone el uso de un nuevo equipo de medición de corriente y voltaje con valores de error absoluto de menor rango. El equipo Fluke 289 junto con la pinza amperimétrica i30, mejoran exponencialmente el análisis e interpretación de los resultados de corriente. En la siguiente tabla se realiza una comparación respecto a los valores nominales del equipo y a su vez, los valores obtenidos en la zona de corriente estable:

Tabla 7.1 Comparativa de precisión entre SUPCO DVCV y Fluke 289 + pinza i30

Sistema de medición	Rango nominal	Error absoluto	Error relativo (15.6 A)	Error relativo (6 A)
SUPCO DVCV	1–300 A	±1.0 A	±6.41 %	±16.67 %
Fluke 289 + i30	0–30 A	±(1 % + 0.002 A)	±1.01 %	±1.03 %

Por otro lado, también se sugiere la implementación de un monitoreo continuo de vibraciones y temperatura superficial de los equipos. Para tal propósito, es factible utilizar el dispositivo Dyna-Logger TcAs. Entre sus ventajas, destaca la capacidad de realizar mediciones triaxiales, así como la monitorización de la temperatura superficial.

Tabla 7.2 Resumen de ventajas del DynaLogger TcAs

Característica	Ventaja clave
Sensor triaxial + temperatura	Medición completa en 3 ejes y temperatura superficial.
Alta resolución espectral	Detección precisa de fallas mediante FFT detallada.
Rango de frecuencia configurable	Adaptable a distintas aplicaciones industriales (3 Hz–2.5 kHz).
Diseño compacto y robusto	Resistente al agua y polvo (IP66/IP68/IP69), ideal para entornos abrasivos.
Autonomía extendida	Hasta 5 años sin recarga, ideal para monitoreo continuo.
Conectividad inalámbrica (BLE 5.3)	Comunicación eficiente hasta 100 m sin cables.
Plataforma de análisis en la nube	Visualización, alarmas y diagnóstico remoto.

Con estos instrumentos, es posible mejorar las condiciones para evaluar si efectivamente es posible evidenciar un ahorro energético en operación industrial. Asimismo, generar un monitoreo continuo de los equipos.

7.4.2. Banco de ensayos FZG

La alternativa mas concreta para la metodológica, es la implementación de un banco de ensayos FZG cerrado que permita evaluar el desempeño de lubricantes bajo condiciones controladas. Esto responde a la imposibilidad de aislar variables críticas en planta, como desalineaciones, desgaste o carga variable, las cuales afectan directamente el análisis energético.

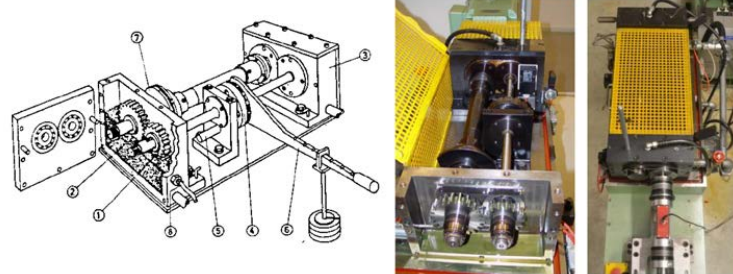


Figura 7.1 Banco de ensayos FZG [18]

Se sugiere el uso de este tipo de banco de ensayos, ampliamente utilizado en tribología para medir pérdidas por fricción y eficiencia en engranajes con geometría, carga, velocidad y temperatura definidas.

Este enfoque está respaldado por normativas como AGMA 925-A03 e ISO 14635, y permitiría realizar comparaciones repetibles entre lubricantes, superando las limitaciones experimentales observadas, y lograr validar correctamente si los resultados teóricos efectivamente reducen el consumo energético. Además posibilita extender los estudios no solo a potencia, sino al monitoreo de condiciones de desgaste de los engranajes con un lubricante u otro, con el uso del modelo de Archard [31]

8. Conclusión

La investigación presentada en este estudio tuvo como objetivo evaluar el ahorro energético asociado al uso de lubricantes con aditivos especiales en reductores de velocidad, operando bajo condiciones reales de planta. Para ello, se desarrolló una metodología teórica aplicada al caso nominal del sistema, complementada con una metodología experimental basada en técnicas predictivas de mantenimiento, orientadas a medir variables eléctricas, térmicas y vibratorias que permitan cuantificar el impacto del lubricante sobre el desempeño energético.

Se evidencia que la aplicación del lubricante Royal Purple Synergy 220 cSt permite reducir las pérdidas energéticas en un 18 % en comparación con el lubricante Mobil SHC 630 220 cSt, actualmente utilizado en la planta Arauco. Esta disminución se traduce en un incremento de eficiencia energética del sistema del orden de 1.38 % a 1.54 %, según los modelos aplicados a un reductor de tres etapas con engranajes helicoidales.

No obstante, la validación experimental de esta mejora se encuentra limitada por diferencias vibratorias significativas entre los equipos y por la elevada incertidumbre asociada al instrumento de medición SUPCO DVCV, cuyo error absoluto excede el umbral requerido para una verificación estadísticamente confiable.

Si bien la hipótesis de lograr una mejora de eficiencia igual o superior al 3 % se cumple en términos teóricos, los resultados experimentales obtenidos no permiten confirmarla de manera concluyente bajo las condiciones reales del estudio.

Aun así, los resultados obtenidos evidencian el alto potencial del uso de lubricantes avanzados como una herramienta estratégica para la mejora energética en sistemas industriales. En el contexto de la Ley 21.305 sobre Eficiencia Energética, que exige a grandes consumidores implementar sistemas de gestión de energía, este tipo de soluciones técnicas representa una oportunidad concreta para reducir el consumo eléctrico, mejorar la confiabilidad operativa y avanzar hacia una industria más sustentable.

Como proyección de este estudio, se propone la implementación de instrumentos de mayor precisión para el análisis en terreno, como el multímetro Fluke 289 con pinza i30 y sensores de vibración triaxiales con capacidad de monitoreo continuo. Asimismo, se sugiere la implementación de un banco de ensayos cerrado tipo FZG, que permita replicar condiciones controladas y estandarizadas para comparar lubricantes de forma repetible, aislando el efecto real de la lubricación sobre la eficiencia energética del sistema.

Referencias

- [1] J. Granizo, “La tribología y sus aplicaciones en la industria,” *Revista Ciencia Unemi*, vol. 3, no. 4, pp. 64–71, 2010. Recuperado de <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=582663869009>.
- [2] P. Jost, “Lubrication (tribology): A report on the present position and industry’s needs,” technical report, Department of Education and Science, Her Majesty’s Stationery Office, London, UK, 1966. Commonly known as the Jost Report.
- [3] K. Holmberg and A. Erdemir, “Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions,” *Friction*, vol. 5, no. 3, pp. 263–284, 2017.
- [4] P. Albarracín, *Tribología y lubricación*, vol. 1. Medellín, Colombia: Ingenieros de Lubricación, 2 ed., 1993.
- [5] M. J. Neale, ed., *The Tribology Handbook*. Butterworth-Heinemann, 2 ed., 1995.
- [6] International Energy Agency, *Energy Technology Perspectives 2010: Scenarios & Strategies to 2050*. Paris, France: OECD/IEA, 2010.
- [7] Ministerio de Energía de Chile, “Ley n° 21.305 sobre eficiencia energética.” Diario Oficial de la República de Chile, Feb. 2021. Disponible en: <https://www.bcn.cl/leychile/navegar?idNorma=1140635>.
- [8] B. A. Cerviño, “Estudio del comportamiento tribológico de engranajes helicoidales lubricados con aceites de diferente composición,” trabajo de fin de grado, Universidad de La Coruña, 2022. Recuperado de archivo personal.
- [9] K. Michaelis, B.-R. Höhn, and M. Hinterstoißer, “Influence factors on gearbox power loss,” *Industrial Lubrication and Tribology*, vol. 63, no. 1, pp. 46–55, 2011.
- [10] C. Changenet and M. Pasquier, “Power losses and heat exchange in reduction gears: Numerical and experimental results,” in *VDI Berichte*, vol. 1665, (Düsseldorf, Germany), pp. 603–614, VDI Verlag, 2002.
- [11] M. Meraz, C. Lerma-Hernández, and G. Corral-Ramírez, “La industria 4.0 en el mantenimiento industrial,” *Revista de Ingeniería Industrial*, pp. 17–24, 03 2019.
- [12] C. M. Fernandes, P. M. Marques, R. C. Martins, and J. H. Seabra, “Gearbox power loss. part i: Losses in rolling bearings,” *Tribology International*, vol. 88, pp. 298–308, 2015.
- [13] J. D. Smith, *Gear Noise and Vibration*. CRC Press, 2nd ed., 2003.
- [14] International Organization for Standardization, “ISO/TR 14179-1:2001 – Lubrication of industrial gear systems – Part 1: Guidelines for the selection of lubricants based on load, speed and temperature factors,” 2001. Accessed: 29-Jul-2025.
- [15] M. Autiero, M. Cirelli, G. Paoli, and P. P. Valentini, “A data-driven approach to estimate the power loss and thermal behaviour of cylindrical gearboxes under transient operating conditions,” *Lubricants*, vol. 11, no. 7, p. 303, 2023.
- [16] SKF Group, *Manual SKF: Cálculo del momento de fricción deslizante*, 2009. PM CTP CAT D A5 X 3 v01.

- [17] D. J. Hargreaves and A. Planitz, “Assessing the energy efficiency of gear oils via the fzg test machine,” *Tribology International*, vol. 42, no. 6, pp. 918–925, 2009.
- [18] C. M. Fernandes, P. M. Marques, R. C. Martins, and J. H. Seabra, “Gearbox power loss. part ii: Friction losses in gears,” *Tribology International*, vol. 88, pp. 309–316, 2015.
- [19] T. Lohner and C. Paschold, “A pathway towards energy efficiency classes for gearboxes related to superefficiency,” *Forschung im Ingenieurwesen*, vol. 89, no. 2, 2025.
- [20] G. W. Stachowiak and A. W. Batchelor, *Engineering Tribology*. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, 4th ed., 2013.
- [21] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, and B. O. Jacobson, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2nd ed., 2004.
- [22] H. A. Barnes, *A Handbook of Elementary Rheology*. University of Wales, Aberystwyth: Institute of Non-Newtonian Fluid Mechanics, 2000.
- [23] S. Bair, “The unresolved definition of the pressure-viscosity coefficient,” *Scientific Reports*, vol. 12, p. 3422, 2022.
- [24] SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG, *Catálogo Técnico SEW-EURODRIVE: Reductores, Motorreductores y Accesorios*. SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG, Bruchsal, Alemania, 2022. Disponible en línea: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/13401282.pdf>.
- [25] Honeywell Process Solutions, “Introduction to vibration-based condition monitoring,” tech. rep., Honeywell Process Solutions, 2020. Whitepaper.
- [26] A. Wieczorek, “The effect of the type of lubrication oil on the vibration of industrial planetary gearboxes,” in *Vibroengineering Procedia*, vol. 6, pp. 66–69, JVE International Ltd., 2015.
- [27] C. N. F. (CONAF), “Guía de forestación urbana y captura de carbono,” 2020. Captura promedio de CO₂ por árbol adulto: 25 kg/año.
- [28] M. Roger, “Efecto de la película lubricante sobre el comportamiento de rodamientos de elementos rodantes,” trabajo de titulación para la obtención del título de magister en ingeniería mecánica, Universidad De Concepcion, Concepcion, Chile, 2019.
- [29] American Gear Manufacturers Association, “Effect of lubrication on gear surface distress,” Tech. Rep. AGMA 925-A03, AGMA, Alexandria, VA, 2003. Technical report.
- [30] H. Ohlendorf, “Energy efficiency in gear units,” in *Proceedings of the 14th International Colloquium on Tribology*, (Esslingen, Germany), pp. 1399–1406, Technische Akademie Esslingen, 2000.
- [31] J. A. Brandão, P. Cerqueira, J. Seabra, and J. Castro, “Measurement of mean wear coefficient during gear tests under various operating conditions,” *Tribology International*, vol. 102, pp. 61–69, 2016.

A. Gráficos introducción

A.1. Gráficos introducción

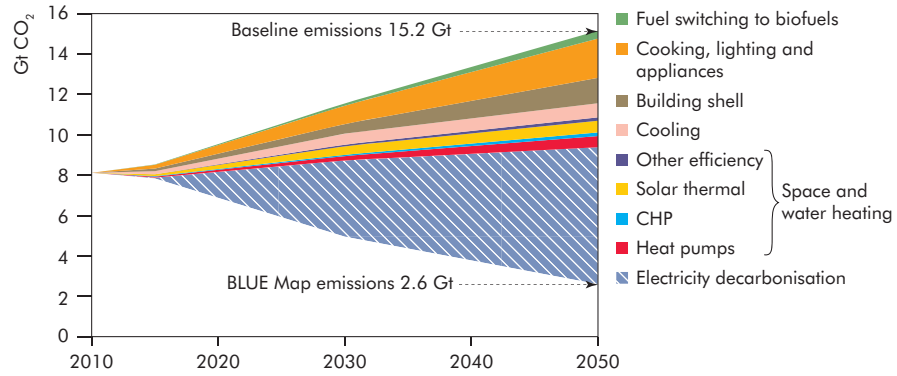


Figura A.1 Gráfico “Blue Map” de reducción de emisiones de CO₂ [5].

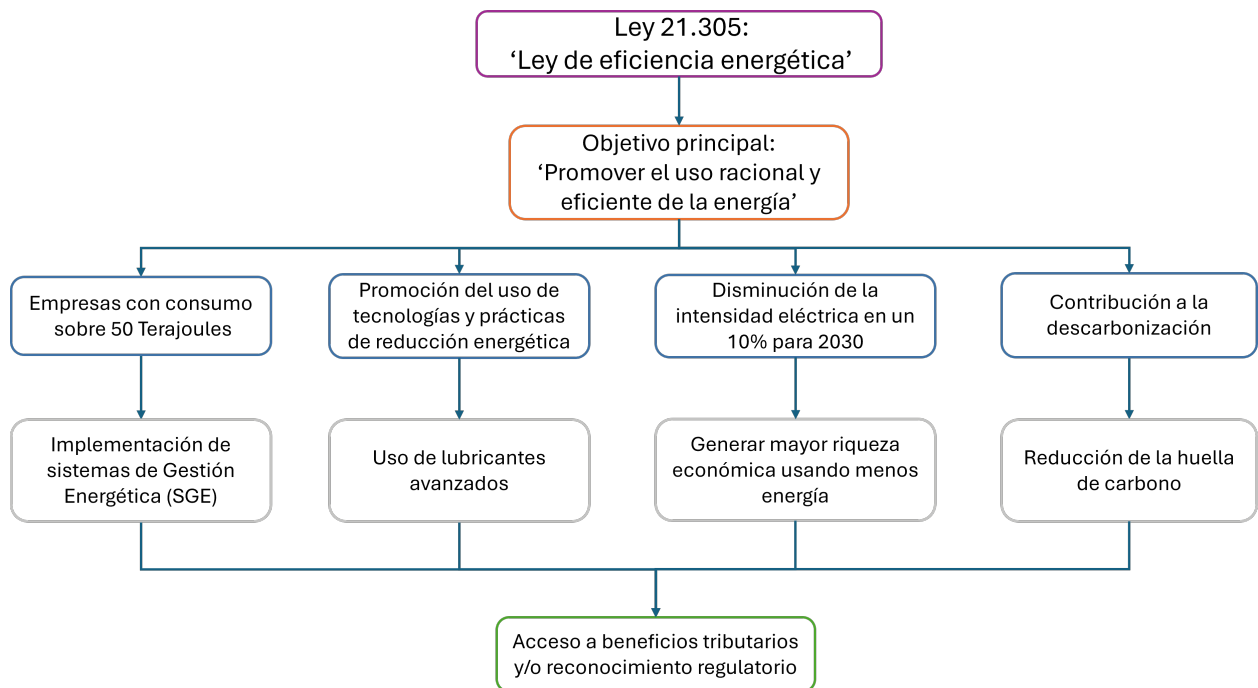


Figura A.2 Diagrama Ley 21.305 (Elaboración propia) [6] .

B. Marco teórico

B.1. Pérdidas bajo carga en rodamientos

El momento de fricción por rodadura M_{rr} contempla un factor de reducción por cizallamiento y calentamiento en la entrada de los contactos (ϕ_{ish}), un factor de reducción por reposición o suministro cinemático insuficiente (ϕ_{rs}), un factor geométrico asociado a la configuración del rodamiento (G_{rr}), la velocidad de rotación del rodamiento (n_{rod}) y la viscosidad cinemática efectiva del lubricante en condiciones reales de funcionamiento (ν):

$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (\nu \cdot n_{rod})^{0,6} \quad (23)$$

El cálculo del factor ϕ_{ish} se realiza con la siguiente expresión empírica, que incorpora la influencia de la velocidad rotacional y el diámetro medio del rodamiento (d_m):

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} \cdot (n_{rod} \cdot d_m)^{1,28} \cdot \nu^{0,64}} \quad (24)$$

Mientras que el factor ϕ_{rs} , relacionado con el fenómeno de reposición del lubricante dentro del contacto, se determina como:

$$\phi_{rs} = \frac{1}{\exp \left[K_{rs} \cdot \nu \cdot n \cdot (d + D) \cdot \sqrt{\frac{K_c}{2(D-d)}} \right]} \quad (25)$$

Por otra parte, el momento de fricción por deslizamiento M_{sl} considera un factor geométrico propio de cada rodamiento (G_{sl}) y el coeficiente de fricción por deslizamiento (μ_{sl}):

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (26)$$

El coeficiente de fricción por deslizamiento se determina ponderando las zonas de fricción límite y elastohidrodinámica, mediante el uso del factor de mezcla ϕ_{bl} , el coeficiente de fricción en la zona de fricción límite (μ_{bl}) y el coeficiente de fricción en la zona EHL (μ_{EHL}):

$$\mu_{sl} = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL} \quad (27)$$

B.2. Pérdidas bajo carga en engranajes

El coeficiente de pérdida por diente propuesto por Ohlendorf, H_v , permite estimar las pérdidas de potencia por fricción en los dientes del engranaje, considerando su geometría y condiciones de engrane. Su cálculo se basa en la siguiente relación:

$$P_{engr} = P_{in} \cdot H_v \cdot \mu \quad (28)$$

Donde P_{engr} corresponde a las pérdidas por fricción entre dientes, P_{in} representa la potencia de entrada al engranaje, y μ es el coeficiente de fricción entre superficies dentadas.

El valor del coeficiente H_v se determina mediante la siguiente expresión:

$$H_v = \frac{\pi}{\cos(\beta)} \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad (29)$$

Donde β es el ángulo de hélice expresado en radianes, mientras que Z_1 y Z_2 corresponden al número de dientes del piñón y de la rueda, respectivamente. Los términos ε_1 y ε_2 representan factores correctivos asociados al engranaje, y ε_α es el coeficiente de solapamiento transversal, el cual se calcula como:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_f + g_a}{p_b} \quad (30)$$

Aquí, g_f representa la longitud del trayecto de aproximación, g_a la longitud del trayecto de salida, y p_b el paso base del engranaje.

B.3. Análisis del espesor de la película central y límite

El espesor de la película lubricante y su análisis son provenientes de los estudios de Hamrock-Dowson en 1977 [20]. Bajo el análisis de la película lubricante en EHL lograron una fórmula que depende de tres parámetros: carga, velocidad y coeficiente piezo-viscoso. Esta formulación es independiente del tipo de contacto y se estima aceptable para presiones de hasta 3-4 GPa. La ecuación para el cálculo de la película central h_c y mínima h_{\min} son las siguientes:

$$\frac{h_c}{R'} = 2,69 \left(\frac{U\eta_0}{E'R'} \right)^{0,67} (\alpha E')^{0,53} \left(\frac{W}{E'R'^2} \right)^{-0,067} \left(1 - 0,61e^{-0,73k} \right) \quad (31)$$

$$\frac{h_{\min}}{R'} = 3,63 \left(\frac{U\eta_0}{E'R'} \right)^{0,68} (\alpha E')^{0,49} \left(\frac{W}{E'R'^2} \right)^{-0,073} \left(1 - e^{-0,68k} \right) \quad (32)$$

Donde h_c es el espesor de la película central, h_{\min} es el espesor de la película mínima, U es la velocidad de entrada superficial, η_0 es la presión atmosférica del lubricante, E' es el módulo de Young reducido, R' es el radio de curvatura reducido, α es el coeficiente presión-viscosidad, W es la carga en el contacto y k es el parámetro elíptico definido como: $k = \frac{a}{b}$, donde a es el semieje de contacto en la dirección transversal y b es el semieje en la dirección de movimiento. No obstante, se puede estimar de manera aproximada el valor de k con la siguiente ecuación:

$$\bar{k} = 1,0339 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,636} \quad (33)$$

En la literatura, los parámetros mencionados anteriormente son estimados en grupos no dimensionales que se presentan a continuación:

El parámetro adimensional de película es:

$$\mathbf{H} = \frac{h}{R'} \quad (34)$$

El parámetro adimensional de velocidad es:

$$\mathbf{U} = \left(\frac{U\eta_0}{E'R'} \right) \quad (35)$$

El parámetro adimensional del material es: $\mathbf{G} = (\alpha E')$ (36)

El parámetro adimensional de carga es: $\mathbf{W} = \left(\frac{W}{E'R'^2} \right)$ (37)

El parámetro adimensional de elipticidad es: $\mathbf{k} = \frac{a}{b}$ (38)

A pesar de que las ecuaciones (31) y (32) son aplicadas para la mayoría de los casos de lubricación EHL, existen ecuaciones aún más precisas para el cálculo de la película mínima. Estos nuevos regímenes de lubricación EHL son caracterizados principalmente por las operaciones de contacto y propiedades del material.

Los regímenes de lubricación son: Isoviscoso-Rígido, Piezoviscoso-Rígido, Isoviscoso-Elástico y el régimen más representativo es el Piezoviscoso-Elástico, que se debe a que considera los efectos de la presión en la viscosidad y deformación elástica. Para ello, es necesario definir nuevamente los valores dimensionales ya que para el cálculo de h_{\min} se relaciona con los parámetros adimensionales anteriormente vistos:

El parámetro adimensional de película (nuevo): $\hat{\mathbf{H}} = \mathbf{H} \left(\frac{\mathbf{W}}{\mathbf{U}} \right)^2$ (39)

El parámetro adimensional de viscosidad (nuevo): $\mathbf{G}_v = \frac{\mathbf{G}\mathbf{W}^3}{\mathbf{U}^2}$ (40)

El parámetro adimensional de elasticidad (nuevo): $\mathbf{G}_E = \frac{\mathbf{W}^{8/3}}{\mathbf{U}^2}$ (41)

El parámetro adimensional de elipticidad (sin cambios): $\mathbf{k} = \frac{a}{b}$ (42)

Ya definidos los nuevos parámetros adimensionales, se propone la ecuación de espesor mínimo de lubricante adimensional por Hamrock-Dowson:

$$\hat{\mathbf{H}}_{\min} = 3,42 \mathbf{G}_v^{0,49} \mathbf{G}_E^{0,17} \left(1 - e^{-0,68\mathbf{k}} \right) \quad (43)$$

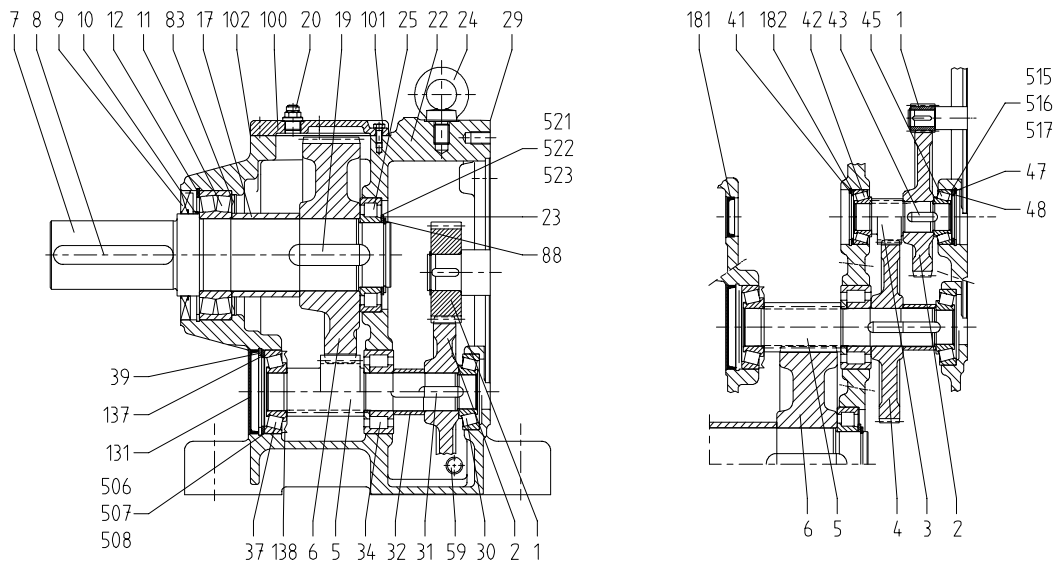
$$\hat{\mathbf{H}}_c = 3,61 \mathbf{G}_v^{0,53} \mathbf{G}_E^{0,13} \left(1 - 0,61 e^{-0,73\mathbf{k}} \right) \quad (44)$$

C. Caracterización del banco de ensayos

C.1. Listado de partes y componentes reductor RF137

2-etapas

3-etapas



No.	Description	DIN standard label	Part No.	Qty	No.	Description	DIN standard label	Part No.	Qty
1	Pinion		*	1	37	Tapered Roller Bear.	DIN720 303 10	0 012 469 9	1
2	Gear wheel		*	1	39	Circlip/Snap r.	DIN472 110x4	0 010 328 4	1
3	Pinion shaft		*	1	41	Circlip/Snap r.	DIN472 72x2,5	0 010 322 5	1
4	Gear wheel		*	1	42	Tapered Roller Bear.	DIN720 322 07	0 013 939 4	1
5	Pinion shaft		*	1	43	Key	DIN6885 B 12x8x28-55HRC	0 011 487 1	1
6	Gear wheel		*	1	45	Tapered Roller Bear.	DIN720 322 07	0 013 939 4	1
7	Output Shaft	∅ 90x170 mm	0 641 163 0	1	47	Circlip/Snap r.	DIN472 72x2,5	0 010 322 5	1
7	Output Shaft (inch)	∅ 3.625x6.69 in.	0 641 164 9	1	48	Spacer	DIN988 S 63x72x3,0	0 012 033 2	1
8	Key	DIN6885 A 25x14x160-C45K	0 013 532 1	1	59	Screw Plug	M22x1,5	0 011 431 6	5
8	Key (inch)	7/8x7/8x5-3/8 in.	0 806 968 9	1	83	Nilos Ring	6219 AV	0 013 643 3	1
9	Oil Seal	BA-SF 108x170x15/12-NBR	0 017 794 6	1	88	Circlip/Snap r.	DIN471 85x3	0 011 990 3	1
9	Oil Seal a) h)	BA-SF108x170x15/12-FKM	0 017 834 9	1	100	Gear Cover Plate		0 641 203 3	1
10	Oil Seal b) h)	B1-SF108x163x12/19,5-FKM	0 017 394 0	1	101	Hexagon Head Screw	ISO4017 M 8x20-8.8	0 011 025 6	10
11	Self-AligningR. Brg.	DIN635 222 19E	0 012 781 7	1	102	Sealing Compound		0 910 255 8	X)
12	Circlip/Snap r.	DIN472 170x4	0 013 020 6	1	131	Closing Cap	110x12	0 011 166 X	1
17	Distance Piece	∅96x ∅110x90,5 mm	0 641 165 7	1	137	Spacer	DIN988 S 90x110x3,5	0 010 359 4	1
19	Key	DIN6885 B 28x16x80-55HRC	0 011 608 4	1	138	Nilos Ring	30310 AV	0 013 653 0	1
20	Vent Valve	M22x1,5-MS	0 013 032 X	1	181	Closing Cap	52x10	0 010 691 7	1
22	Gear Housing		0 641 169 X	1	182	Spacer	DIN988 S 63x72x3,0	0 012 033 2	1
23	Spacer	DIN988 S 85x105x3,5	0 012 029 4	1	506	Shim	DIN988 95x110x0,1	0 012 390 0	X)
24	Lifting Eye Bolt	DIN580 M 20	0 010 232 6	1	507	Shim	DIN988 63x72x0,5	0 012 053 7	X)
25	Cyl. Roll. Bearing	DIN5412 NJ 217E	0 013 693 X	1	508	Shim	DIN988 95x110x0,5	0 012 392 7	X)
29	Sealing Compound		0 910 255 8	X)	515	Shim	DIN988 63x72x0,1	0 012 051 0	X)
30	Tapered Roller Bear.	DIN720 303 09	0 013 929 7	1	516	Shim	DIN988 63x72x0,3	0 012 052 9	X)
31	Key 2-stage	DIN6885 B 14x9x45-55HRC	0 011 629 7	1	517	Shim	DIN988 63x72x0,5	0 012 053 7	X)
31	Key 3-stage	DIN6885 B 14x9x40-55HRC	0 010 060 9	1	521	Shim	DIN988 85x105x0,1	0 012 065 0	X)
32	Distance Piece 2-stage	∅51x ∅60x41 mm	0 641 166 5	1	522	Shim	DIN988 85x105x0,3	0 012 066 9	X)
32	Distance Piece 3-stage	∅51x ∅60x44 mm	0 641 184 3	1	523	Shim	DIN988 85x105x0,5	0 012 040 5	X)
34	Cyl. Roll. Bearing	DIN5412 NUP 2310E	0 013 707 3	1					

Figura C.1 Despiece y elementos internos del reductor RF137 [19]

C.2. Modelo geométrico engranajes helicoidales

Debido a la información confidencial por parte de Sew-Eurodrive, solo es posible obtener el número de dientes, propiedades mecánicas del material de los engranajes y un modelo geométrico básico de la composición general del reductor en 3D:

Tabla C.1 Numero de dientes en engranajes por etapa de reducción

Etapa de reducción	Etapa 1: Inicial	Etapa 2: Intermedio	Etapa 3: Salida
Dientes piñón	23	16	15
Dientes corona	18	96	84

El material utilizado por Sew-Eurodrive corresponde al acero 18CrNiMo7-6. Dentro de sus características principales, se destaca ser un acero aleado cementado. Posee alta resistencia al desgaste, fatiga superficial y tenacidad de núcleo. También posee los siguientes tratamientos térmicos de cementación, templado y rectificado. Los cuales mejoran las propiedades mecánicas presentadas en la siguiente tabla:

Tabla C.2 Propiedades mecánicas del acero 18CrNiMo7-6

Propiedad mecánica	Valor típico
Dureza superficial	58–62 HRC
Módulo de elasticidad	210 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Resistencia a la tracción	1100–1400 MPa
Límite de fatiga superficial	1500–2000 MPa
Tensión de contacto permisible	1600–1800 MPa

Finalmente, al utilizar inventor: generador de engranajes se obtienen los siguientes parámetros en los engranajes:

Tabla C.3 Parámetros principales de los pares de engranajes

Engranaje	z	m	α	β	b	d	d_a	d_f	ε	ε_α	ε_β
Unidad	–	[mm]	[°]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	–	–	–
Piñón 1	23	2.0	20	20	20.0	48.952	52.952	43.952	2.6651	1.5764	1.0887
Corona 1	107	2.0	20	20	20.0	227.734	231.734	222.734			
Piñón 2	16	3.0	20	20	31.5	51.081	57.081	43.581	2.6759	1.5328	1.1431
Corona 2	96	3.0	20	20	31.5	306.483	312.483	298.983			
Piñón 3	15	4.0	20	20	55.0	63.851	71.851	53.851	3.0161	1.5192	1.4969
Corona 3	84	4.0	20	20	55.0	357.564	365.564	347.564			

C.3. Modelado ejes SKF Simpro Quick

A continuación se presentaran los tres ejes modelados en el programa Simpro Quick de SKF para estimar las reacciones en los rodamientos.

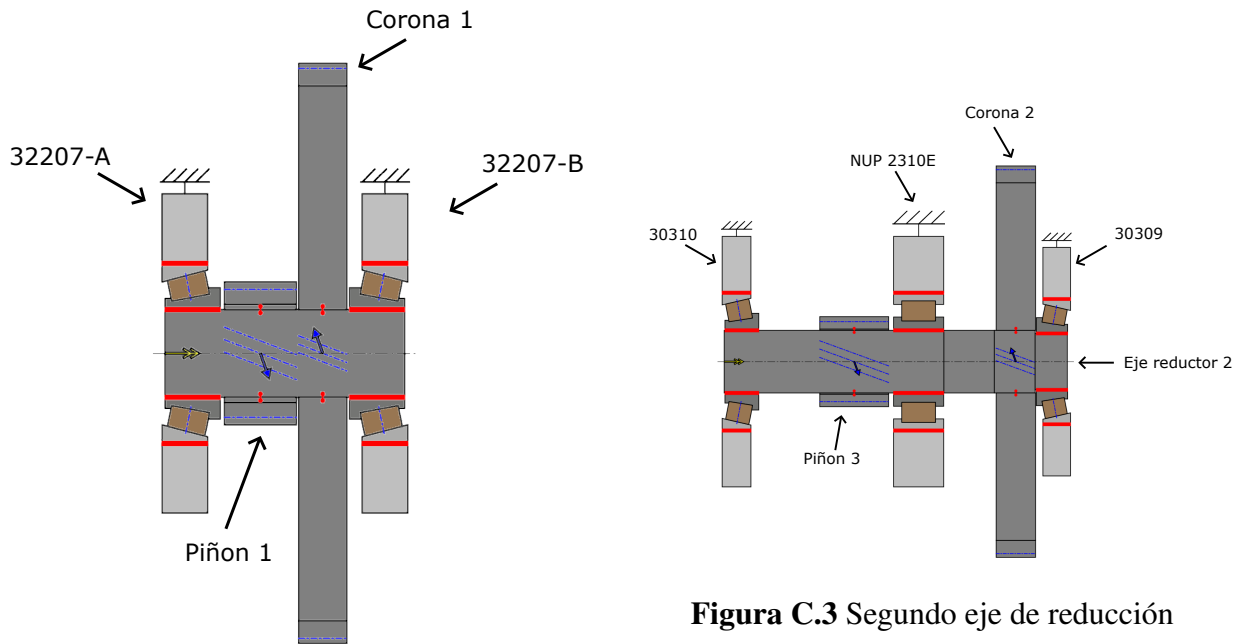


Figura C.3 Segundo eje de reducción

Figura C.2 Primer eje de reducción

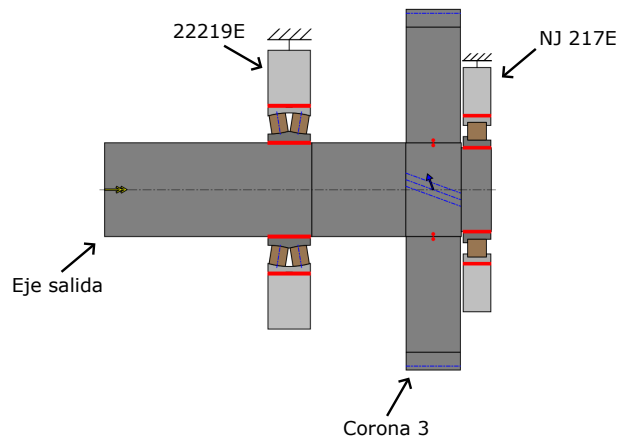


Figura C.4 Eje de salida del equipo

C.4. Características nominales de los instrumentos de medición

En la siguiente sección se disponen las tablas sobre las características generales de los instrumentos utilizados para la medición de corriente, vibraciones y temperatura:

Tabla C.4 Especificaciones técnicas SUPCO DVCV

Parámetro	Valor
Puntos máximos de medición	43,344 puntos (solo corriente o voltaje) 21,672 puntos (corriente y voltaje)
Tipo de medición	Valor RMS real hasta la armónica 21 a 60 Hz
Rango de corriente	1 a 300 Amperes
Precisión de corriente	± 1.0 Amperes
Resolución de corriente	0.2 Amperes
Rango de voltaje	1 a 600 Volts
Precisión de voltaje	± 0.4 Volts
Resolución de voltaje	0.2 Volts

Tabla C.5 Especificaciones técnicas del Adash A4900 Vibrio M

Parámetro	Valor	Unidad
Sensor de entrada	1 × acelerómetro ICP®	—
Rango de entrada	60	g PEAK (sensor estándar 100 mV/g)
Memoria	4	MB
Velocidad RMS	10–1000	Hz
Velocidad PEAK	10–1000	Hz
Aceleración RMS	500–16 000	Hz
Aceleración PEAK	500–16 000	Hz
Desplazamiento RMS/0-Peak/Peak-Peak	2–100	Hz
Muestras FFT (velocidad)	2048 muestras / 800 líneas	—
Muestras FFT (aceleración)	2048 muestras / 800 líneas	—
Temperatura (sin contacto)	-70 a +380	°C
Stroboscopio LED	0.17–300	Hz (10–18000 RPM)
Fuente de iluminación	LED torch + stethoscope	—
Interfaz	USB-C	—
Pantalla	OLED color 128×128, 1.5"	—
Batería	AA (recargable o alcalina)	—
Operación continua	8–16 horas típicas	—
Dimensiones	150 × 60 × 35	mm
Peso	aprox. 300	g

Tabla C.6 Especificaciones técnicas del Testo 875-2i

Parámetro	Valor	Unidad
Resolución IR (matriz)	160 × 120	píxeles
Resolución SuperResolution	320 × 240	píxeles
Sensibilidad térmica (NETD)	<50	mK
Campo de visión (estándar)	32° × 23°	–
Campo de visión (teleobjetivo)	9° × 7°	–
Velocidad de refresco	9	Hz
Rango de temperatura IR estándar	–20 a +350	°C
Rango ampliado opcional	+350 a +550	°C
Exactitud de temperatura	±2 °C o ±2 %	–
Tamaño de pantalla	3.5"(320 × 240)	–
Memoria interna	2 GB SD	–
Rango espectral IR	8–14	µm
Distancia mínima de enfoque	0.1	m
Tipo de detector	FPA 160 × 120 (a-Si)	–
Clase de protección	IP54	–
Temperatura operativa	–15 a +40	°C
Peso	900	g
Dimensiones	152 × 108 × 262	mm

D. Scripts utilizados en el análisis

A continuación, se presentan los archivos desarrollados en MATLAB para el análisis numérico y procesamiento de datos del presente estudio. Los scripts están organizados según su funcionalidad específica.

Script principal y cálculo de engranajes

```
1
2 %% Calculo perdida de energia en engranajes
3 clc;clearvars
4
5
6 %% Caracteristicas geometricas de los engranajes
7
8 Angulo_Helice = 20 ;
9 Angulo_Presion = 20 ;
10 Angulo_HeliceRad = Angulo_Helice*(pi/180);
11 Angulo_PresionRad = Angulo_Presion*(pi/180);
12
13 Dientes_Pinon = [23,16,15];
14 Dientes_Corona = [107,96,84];
15 Modulos_optativos = [2,3,4];
16
17 %Indice de reduccion por etapa
18 Indice_reduccion = Dientes_Corona ./Dientes_Pinon; %Info salida de SEW
    EURODRIVE
19
20 %Diametros primitivos engranajes hechos en inventor:
21 Dp_Pinon = [45.648,47.632,59.540]; %Esto es en mm
22 Dp_Corona = [212.361,285.794,333.426]; %Esto es en mm
23
24 %Ancho de cara de engranajes por inventor:
25 b_engranajes = [20,31.5,55]; %Esto es en mm
26 b_engranajes_m = b_engranajes/1000; %Paso de mm a m
27 b_engranajes_efectivo_m = b_engranajes_m/cos(Angulo_HeliceRad); %ancho
    efectivo debido al angulo helice
28
29 %Radio equivalente
30 R_eq = (Dp_Pinon .* Dp_Corona) ./ (2 * (Dp_Pinon + Dp_Corona)) * cos(
    Angulo_HeliceRad);
31 R_eq_m = R_eq /1000; %Aqui se pasa a metros el radio
    equivalente
32
33 %% Caracteristicas del material engranajes 18CrNiMo7-6 acero de
    cementacion de baja aleacion
34
35 E1 = 205e9; % M dulo de Young del
    material del pi n (Pa)
36 E2 = 205e9; % M dulo de Young del
    material de la corona (Pa)
37 nu1 = 0.3; % Coeficiente de Poisson
    del material del pi n
38 nu2 = 0.3; % Coeficiente de Poisson
    del material de la corona
39 E_reducido = 1 / ((1 - nu1^2) / E1 + (1 - nu2^2) / E2); % (Pa)
```

```

40
41 %% CASO NOMINAL
42
43 Potencia_Nom = 7500;           %esto en watts
44 Vel_Nom_RPM = 1400;           %Esto en RPM
45 V_motor_radianes_Nom = (2 * pi * Vel_Nom_RPM)/60;
46
47 %% Calculo de torques en cada etapa de reduccion:
48 [Tpinon_Nom, Tcorona_Nom] = calcular_torques_etapas(Potencia_Nom,
49     V_motor_radianes_Nom, Indice_reduccion); %Esto esta en Nm
50
51 Tpinon_Nom_vec = cell2mat(Tpinon_Nom);
52 Tcorona_Nom_vec = cell2mat(Tcorona_Nom);
53
54 %%Visualizar torques:
55 Etapas_Torque = (1:3)';
56 Tabla_Torque = table(Etapas_Torque, Tpinon_Nom_vec', Tcorona_Nom_vec', ...
57     'VariableNames', {'Etapa', 'Torque_Pinon_Nm', 'Torque_Corona_Nm'});
58 disp(Tabla_Torque);
59
60 %% Descomposicion de fuerzas para cada engranaje
61
62 [Ft_Nom, Fa_Nom, Fr_Nom, Fn_Nom] = calcular_fuerzas_engranajes (Tpinon_Nom
63     , Dp_Pinon, Angulo_HeliceRad, Angulo_PresionRad); %Esto esta en Newtons
64
65 Ft_vec = cell2mat(Ft_Nom);
66 Fa_vec = cell2mat(Fa_Nom);
67 Fr_vec = cell2mat(Fr_Nom);
68 Fn_vec = cell2mat(Fn_Nom);
69
70 Nombres_Fuerzas = strings(6,1);
71 Etapa_Extendida_fuerzas = zeros(6,1);
72 Ft_total = zeros(6,1);
73 Fa_total = zeros(6,1);
74 Fr_total = zeros(6,1);
75 Fn_total = zeros(6,1);
76
77 for i = 1:3
78     idx_pinon = 2*i - 1;
79     idx_corona = 2*i;
80
81     Nombres_Fuerzas(idx_pinon) = sprintf('Pinon%d', i);
82     Nombres_Fuerzas(idx_corona) = sprintf('Corona%d', i);
83
84     Etapa_Extendida_fuerzas(idx_pinon) = i;
85     Etapa_Extendida_fuerzas(idx_corona) = i;
86
87     Ft_total(idx_pinon) = Ft_vec(i);
88     Ft_total(idx_corona) = -Ft_vec(i);
89
90     Fa_total(idx_pinon) = Fa_vec(i);
91     Fa_total(idx_corona) = -Fa_vec(i);
92
93     Fr_total(idx_pinon) = Fr_vec(i);
94     Fr_total(idx_corona) = -Fr_vec(i);
95
96     Fn_total(idx_pinon) = Fn_vec(i); % Magnitud siempre positiva
97     Fn_total(idx_corona) = Fn_vec(i);

```

```

97 end
98
99 Tabla_Fuerzas = table(Nombres_Fuerzas, Etapa_Extendida_fuerzas, Ft_total,
    Fa_total, Fr_total, Fn_total, 'VariableNames', {'Componente', 'Etapa',
    'Fuerza_Tangencial_N', 'Fuerza_Axial_N', 'Fuerza_Radial_N', '
    Fuerza_Normal_N'});
100
101 disp(Tabla_Fuerzas);
102
103 %% Velocidad reduccion y lineal en cada etapa:
104 [V_pinion_Nom, V_corona_Nom] = calcular_velocidades_reduccion(Vel_Nom_RPM,
    Indice_reduccion); %Esto es esta en RPM
105 [V_linealpinon_Nom, V_linealcorona_Nom, V_LinealProm_Nom] =
    calcular_velocidad_lineal(Dp_Pinion, Dp_Corona, V_pinion_Nom,
    V_corona_Nom); % esto esta en metros/segundos
106
107 Etapas_velocidad = (1:3)';
108
109
110 Tabla_Velocidades = table(Etapas_velocidad, V_pinion_Nom(:), V_corona_Nom(:),
    V_linealpinon_Nom(:), V_linealcorona_Nom(:), V_LinealProm_Nom(:), '
    VariableNames', { 'Etapa', 'Vel_Pi on_RPM', 'Vel_Corona_RPM', '
    Vel_Lineal_Pi on_m_s', 'Vel_Lineal_Corona_m_s', 'Vel_Lineal_Prom_m_s'});
111 disp(Tabla_Velocidades);
112
113 %% Presiones de Hertz en los contactos nominales
114 Fn_muestra = Fn_total(1:2:end)'; % Vectorizar fuerza normal etapa
    anterior
115 [b_semieje1, P_hertz_Nom_mean, P_Hertz_Nom_max] =
    calcular_presiones_hertz_vectorizado(Fn_muestra, E_reducido,
    b_engranajes_efectivo_m, R_eq_m);
116
117 Etapas_Hertz = (1:3)';
118 P_max_GPa = P_Hertz_Nom_max(1,:) ./ 1e9; % [GPa]
119 P_mean_GPa = P_hertz_Nom_mean(1,:) ./ 1e9; % [GPa]
120 b_mm = b_semieje1(1,:) * 1000; % [mm]
121
122 Tabla_Contacto_Hertz = table(Etapas_Hertz, P_max_GPa', P_mean_GPa', b_mm', '
    VariableNames', {'Etapa', 'Presion_Maxima_Hertz_GPa', '
    Presion_Media_Hertz_GPa', 'Semiancho_Hertz_mm'});
123 disp(Tabla_Contacto_Hertz);
124
125 %% Graficar presiones de Hertz
126
127 graficar_hertz_3d(P_max_GPa, b_engranajes_m, 'Motor_Nominal');
128
129 %% Viscosidad del lubricante segun ASTM D341
130
131 % Datos base
132 visc_40 = [231, 220]; % [cSt]
133 visc_100 = [21.4, 28.5]; % [cSt]
134 densidades = [0.892, 0.870]; % [g/cm^3]
135 lubricant_names = {'Royal_Purple_synergy_220_cSt', 'Mobil_gear_SHC_630'};
136 C = 0.7;
137 T_eval = 40:5:100; % C
138 T_eval_K = T_eval + 273.15; % K
139
140 %% Inicializar celdas para tabla general
141 T_tabla = [];

```



```

196
197 %Renombramientos de vectores:
198 Fn_Hamrock = Fn_muestra; % [N]
199 R_eq_Hamrock = R_eq_m; % [m]
200 U_arrastre_Hamrock = V_LinealProm_Nom; % [m/s]
201 E_Hamrock = E_reducido; % [Pa]
202
203 %Faltaria hacer los vectores de viscosidad dinamica, coeficiente
204 % piezoviscoso y el valor de k para la elipsidad
205
206 % Viscosidad Dinamica
207 v_din_RP = mean(datos_intervalo(1).eta) * 1e-3; % [Pa s]
208 v_din_Mobil = mean(datos_intervalo(2).eta) * 1e-3; % [Pa s]
209
210 %Coeficiente piezoviscoso
211 Alfa_RP = mean(datos_intervalo(1).alpha); % [m /N]
212 Alfa_Mobil = mean(datos_intervalo(2).alpha); % [m /N]
213
214 %Calculo parametro K elipticidad:
215 Rx_Hamrock = R_eq_Hamrock; %Semieje de los engranajes
    respecto a sus diametros en plano x
216 Ry_Hamrock = b_engranajes_efectivo_m/2; %Semieje de los engranajes
    respecto a su ancho de contacto
217
218 k_Hamrock = 1.0339 * ((Ry_Hamrock ./ Rx_Hamrock) .^ 0.636); % formulacion
    empirica factor de elipticidad a/b libro Engineering tribology
219
220
221 % C lculo pel cula lubricante m nima por Hamrock-Dowson
222 Hmin_RP = calcular_Hmin_Hamrock_Dowson(Fn_Hamrock, R_eq_Hamrock, v_din_RP,
    Alfa_RP, E_Hamrock, U_arrastre_Hamrock, k_Hamrock);
223
224 % Tabla resultados
225 Tabla_Hmin_RP = table(Etapas_Hertz, Hmin_RP'*1e6, 'VariableNames', {'Etapa
    ', 'Hmin_um'});
226 disp(Tabla_Hmin_RP);
227
228
229
230 % C lculo pel cula lubricante m nima por Hamrock-Dowson
231 Hmin_Mobil = calcular_Hmin_Hamrock_Dowson(Fn_Hamrock, R_eq_Hamrock,
    v_din_Mobil, Alfa_Mobil, E_reducido, U_arrastre_Hamrock, k_Hamrock);
232
233 % Tabla resultados
234 Tabla_Hmin_Mobil = table(Etapas_Hertz, Hmin_Mobil'*1e6, 'VariableNames', {
    'Etapa', 'Hmin_um'});
235 disp(Tabla_Hmin_Mobil);
236
237 %% Estimacion de Lambda como criterio de zona de lubricacion
238
239 % Rugosidades RMS asumidas (puedes reemplazar por valores reales)
240 Rq_pinon = 0.2e-6; % [m]
241 Rq_corona = 0.2e-6; % [m]
242
243 Rq_combinada = sqrt(Rq_pinon^2 + Rq_corona^2); % [m]
244
245 Lambda_Mobil = Hmin_Mobil ./ Rq_combinada;
246 Lambda_RP = Hmin_RP ./ Rq_combinada;
247

```

```

248 % Mostrar en tabla
249 Tabla_Lambda = table(Etapas_Hertz, Lambda_RP, 'VariableNames', {'Etapa',
    'Lambda'});
250 disp(Tabla_Lambda);
251
252 % Mostrar en tabla
253 Tabla_Lambda = table(Etapas_Hertz, Lambda_Mobil, 'VariableNames', {'Etapa',
    'Lambda'});
254 disp(Tabla_Lambda);
255
256 %% Calcular el coeficiente de roce promedio mediante Schlenk
257
258 %Vector de fuerza:
259 Ft_schlenk = Ft_vec; %[N]
260
261 %Vector de ancho efectivo
262 b_efectivo_Schlenk = b_engranajes_efectivo_m; %[m]
263
264 %Vector de velocidad:
265 U_m_Schlenk = V_LinealProm_Nom; %[m/s]
266
267 %Vector radio reducido:
268 Re_Schlenk = R_eq_m; %[m]
269
270 %Rugosidad superficial
271
272 Ra_Schlenk = 0.02; % [um]
273
274 %Rango de valores de la viscosidad dinamica y factor Xl
275
276 %para royal purple el rango de valores entre 70 y 80 grados es entre
277 %[50.84,35.34] y su Xl esta en el rango de [0.6 , 0.7]
278 %Para mobil el rango de valores entre 70 y 80 grados es entre
279 % [58.8 , 42.84] y su Xl [0.8 , 0.7]
280
281 nombre_lub = {'Royal_Purple', 'Mobil'};
282
283 %% caso nominal
284 eta_range = [35.34 50.84; 42.84 58.8]; % [RP; Mobil] en cP
285
286 %caso experimental
287 %eta_range = [121.7 76.58; 123.6 83.55]; % [RP; Mobil] en cP
288
289 XL_range = [0.6 0.65; 0.75 0.8]; % [RP; Mobil]
290 nSim = 10000;
291
292 for i = 1:3
293     for j = 1:2 % 1 = RP, 2 = Mobil
294
295         % Extraer datos por etapa
296         Ft_i = Ft_schlenk(i);
297         b_i = b_efectivo_Schlenk(i);
298         U_i = U_m_Schlenk(i);
299         Re_i = Re_Schlenk(i);
300         Ra_i = Ra_Schlenk * 1e-6 ; % pasar de m a m
301
302         % Rangos por lubricante
303         eta_min = eta_range(j,1);
304         eta_max = eta_range(j,2);

```

```

305     XL_min = XL_range(j,1);
306     XL_max = XL_range(j,2);
307
308     nombre_figura = sprintf('Etapa%d-%Lubricante%s', i, nombre_lub{
309         j});
310
311     [mu_mean, mu_std, mu_vec, mu_IC95, p_2_5, p_97_5] =
312         similar_schlenk_MC_uniform(...
313         Ft_i, b_i, U_i, Re_i, Ra_i, eta_min, eta_max, XL_min, XL_max, nSim,
314         nombre_figura);
315
316     resultados(i,j).mu_mean = mu_mean;
317     resultados(i,j).mu_std = mu_std;
318     resultados(i,j).mu_IC95 = mu_IC95;
319     resultados(i,j).p_2_5 = p_2_5;
320     resultados(i,j).p_97_5 = p_97_5;
321
322     end
323 end
324
325 Etapa = zeros(6,1);
326 Lubricante = strings(6,1);
327 Mu_media = zeros(6,1);
328 Mu_std = zeros(6,1);
329 IC_95_inf = zeros(6,1);
330 IC_95_sup = zeros(6,1);
331 P_2_5 = zeros(6,1);
332 P_97_5 = zeros(6,1);
333
334 Roce = struct(); % Estructura para guardar los coeficientes
335
336 idx = 1;
337 for i = 1:3 % Etapas
338     for j = 1:2 % Lubricantes
339         Etapa(idx) = i;
340         if j == 1
341             Lubricante(idx) = "Royal Purple";
342         else
343             Lubricante(idx) = "Mobil";
344         end
345
346         mu_mean = resultados(i,j).mu_mean;
347         mu_std = resultados(i,j).mu_std;
348         mu_inf = resultados(i,j).mu_IC95(1);
349         mu_sup = resultados(i,j).mu_IC95(2);
350         p_2_5 = resultados(i,j).p_2_5;
351         p_97_5 = resultados(i,j).p_97_5;
352
353         Mu_media(idx) = mu_mean;
354         Mu_std(idx) = mu_std;
355         IC_95_inf(idx) = mu_inf;
356         IC_95_sup(idx) = mu_sup;
357         P_2_5(idx) = p_2_5;
358         P_97_5(idx) = p_97_5;
359
360         % Crear etiqueta y guardar en struct
361         nombre = "Etapa" + i + "_" + strrep(Lubricante(idx), " ", "_");
362         Roce.(nombre).min = mu_inf;
363         Roce.(nombre).max = mu_sup;
364         Roce.(nombre).mean = mu_mean;

```

```

361         idx = idx + 1;
362     end
363 end
364
365 % Tabla final
366 Tabla_Comparativa = table(Etapa,Lubricante,Mu_media,Mu_std,IC_95_inf,
367     IC_95_sup,P_2_5,P_97_5, ...
368     'VariableNames', {'Etapa','Lubricante','Mu_Media','Mu_Std','IC95_Inf',
369         'IC95_Sup','P_2_5','P_97_5'});
370 disp(Tabla_Comparativa);
371
372 %% Calculo factor de perdida por diente (Hv ohlendorf)
373
374 Hv = calcular_Hv_ohlendorf();
375 disp("Hv por etapa (Ohlendorf original):");
376 disp(Hv);
377
378 %% Calcular perdidas de potencia en engranajes
379
380 % Potencia de entrada
381 Pin = Potencia_Nom; % [W]
382
383 % Obtener Hv desde la funci n con f rmula original de Ohlendorf
384 Hv_etapas = calcular_Hv_ohlendorf(); % <- ahora es funci n vectorial
385
386 % Inicializar resultados
387 Etapa_vec = zeros(6,1);
388 Lubricante_vec = strings(6,1);
389 Pperdida_min = zeros(6,1);
390 Pperdida_mean = zeros(6,1);
391 Pperdida_max = zeros(6,1);
392
393 % Nombres esperados en la estructura Roce
394 nombres_roce = ["Etapa1_Royal_Purple", "Etapa1_Mobil", ...
395     "Etapa2_Royal_Purple", "Etapa2_Mobil", ...
396     "Etapa3_Royal_Purple", "Etapa3_Mobil"];
397
398 % Recorrer cada combinaci n
399 for i = 1:6
400     % Extraer nombre y separar
401     nombre = nombres_roce(i);
402     partes = split(nombre, "_");
403     etapa = str2double(extractAfter(partes(1), "Etapa"));
404     lubricante = join(partes(2:end), " ");
405
406     % Cargar valores
407     Hv = Hv_etapas(etapa);
408     mu_min = Roce.(nombre).min;
409     mu_mean = Roce.(nombre).mean;
410     mu_max = Roce.(nombre).max;
411
412     % Calcular p rdidas
413     Pperdida_min(i) = mu_min * Hv * Pin;
414     Pperdida_mean(i) = mu_mean * Hv * Pin;
415     Pperdida_max(i) = mu_max * Hv * Pin;
416
417     % Registrar info

```

```

418     Etapa_vec(i) = etapa;
419     Lubricante_vec(i) = lubricante;
420 end
421
422 % Tabla final
423 Tabla_Perdidias = table(Etapa_vec, Lubricante_vec, ...
424     Pperdida_min, Pperdida_mean, Pperdida_max, ...
425     'VariableNames', {'Etapa', 'Lubricante', 'P_Min', 'P_Mean', 'P_Max'});
426
427 % Mostrar tabla
428 disp("Tabla de p rddidas de potencia (usando Hv original de Ohlendorf:");
429 disp(Tabla_Perdidias);
430
431 etapas = unique(Etapa_vec); % [1;2;3]
432 num_etapas = length(etapas);
433
434 % Inicializar vectores de p rddidas promedio
435 P_Royal = zeros(num_etapas,1);
436 P_Mobil = zeros(num_etapas,1);
437
438 for i = 1:height(Tabla_Perdidias)
439     if Tabla_Perdidias.Lubricante(i) == "Royal Purple"
440         P_Royal(Tabla_Perdidias.Etapa(i)) = Tabla_Perdidias.P_Mean(i);
441     else
442         P_Mobil(Tabla_Perdidias.Etapa(i)) = Tabla_Perdidias.P_Mean(i);
443     end
444 end
445
446 % Crear gr fico de barras comparativo
447 fig = figure;
448 h = bar(etapas, [P_Royal P_Mobil], 'grouped');
449
450 % Colores personalizados
451 h(1).FaceColor = [0.5, 0, 0.5]; % Morado (Royal Purple Synergy)
452 h(2).FaceColor = [0.2, 0.4, 0.8]; % Azul (Mobil SHC 630)
453
454 xlabel('Etapa de engranaje');
455 ylabel('P rddida de potencia [W]');
456 legend('Royal Purple Synergy', 'Mobil SHC 630', 'Location', 'northwest');
457 title('Comparaci n de p rddidas de potencia por etapa');
458 grid on;
459 %exportgraphics(fig, 'Comparacion_Perdidias_Potencia_engranajes.pdf', '
460     ContentType', 'vector');
461
462 %% Perdidas en rodamientos:
463 %Fuerzas rodamientos:
464
465 %Rodamiento 1 skf 32207 lado corona
466 %Caso nominal
467 F1_a = 4285;
468 F1_r = 2648;
469
470 %Caso experimental
471 %F1_a = 1316;
472 %F1_r = 795;
473
474 %Rodamiento 2 skf 32207 lado pi on
475 F2_a = 1656;
476 F2_r = 5958;

```

```

476
477 %Caso experimental
478 %F2_a = 509;
479 %F2_r = 1843;
480
481 %Rodmamiento 3 skf 30310
482 %caso nominal
483 F3_a = 4062;
484 F3_r = 15654;
485
486 %caso experimental
487 %F3_a = 1587;
488 %F3_r = 6265;
489
490 %Rodamiento 4 skf 30309
491 %caso nominal
492 F4_a = 7945;
493 F4_r = 6521;
494
495 %caso experimental
496 %F4_a = 5515;
497 %F4_r = 1334;
498
499 %Rodamiento 5 skf NUP2310E
500 %Caso nominal
501 F5_a = 9004;
502 F5_r = 32064;
503
504 %F5_a = 25;
505 %F5_r = 7161;
506
507
508 %Rodamiento 6 skf NJ217E
509 %caso nominal
510 F6_a = 0;
511 F6_r = 33989;
512
513 %caso experimental
514 %F6_a = 0;
515 %F6_r = 10445;
516
517 %Rodamiento 7 skf 22219E
518 %Caso nominal
519 F7_a = 16186;
520 F7_r = 22495;
521
522 %F7_a = 4965;
523 %F7_r = 6723;
524
525
526 %Viscosidades para el calculo:
527
528 %caso nominal
529 Visc_rodamientos = [57 39.62;67.58 49.24]; %cSt [Royal purple; Mobil]
530
531 %caso experimental
532 %Visc_rodamientos = [136.4 85.85; 142 96.03]; %cSt [Royal purple; Mobil]
533
534

```

```

535 %Eje 1: 2 rodamientos 32207
536 rod1 = struct( 'nombre', '32207_A', 'tipo', 'Tapered', 'serie', '322', 'd',
35, 'D', 72, 'Fr', F1_r, 'Fa', F1_a, 'Y', 1.6, 'n_rpm', V_corona_Nom(1));
537 rod2 = struct( 'nombre', '32207_B', 'tipo', 'Tapered', 'serie', '322', 'd',
35, 'D', 72, 'Fr', F2_r, 'Fa', F2_a, 'Y', 1.6, 'n_rpm', V_corona_Nom(1));
538
539 %Eje 2: rodamientos 30310---NUP2310E----30309
540 rod3 = struct( 'nombre', '30310', 'tipo', 'Tapered', 'serie', '303', 'd',
50, 'D', 110, 'Fr', F3_r, 'Fa', F3_a, 'Y', 1.7, 'n_rpm', V_corona_Nom(2)
);
541 rod4 = struct( 'nombre', '30309', 'tipo', 'Tapered', 'serie', '303', 'd',
45, 'D', 100, 'Fr', F4_r, 'Fa', F4_a, 'Y', 1.7, 'n_rpm', V_corona_Nom(2));
542 rod5 = struct( 'nombre', 'NUP2310E', 'tipo', 'Cylindrical', 'serie', '23', 'd',
50, 'D', 110, 'Fr', F5_r, 'Fa', F5_a, 'Y', 1.5, 'n_rpm', V_corona_Nom(2)
);
543
544 %Eje 3: rodamientos 22219E-----NJ217E
545 rod6 = struct( 'nombre', 'NJ217E', 'tipo', 'Cylindrical', 'serie', '22', 'd',
85, 'D', 150, 'Fr', F6_r, 'Fa', F6_a, 'Y', 0, 'n_rpm', V_corona_Nom(3));
546 rod7 = struct( 'nombre', '22219E', 'tipo', 'Spherical', 'serie', '222', 'd',
95, 'D', 170, 'Fr', F7_r, 'Fa', F7_a, 'Y', 1.5, 'n_rpm', V_corona_Nom(3));
547
548 nombre_lub = {'Royal_Purple_Synergy', 'Mobil_SHC_630'};
549
550 for k = 1:2 % 1: RP, 2: Mobil
551     fprintf("\n==== Resultados para %s =====\n", nombre_lub{k});
552
553     % Asignar viscosidades para este lubricante
554     nu_max_global = Visc_rodamientos(k, 1); % [cSt]
555     nu_min_global = Visc_rodamientos(k, 2); % [cSt]
556
557     % Redefinir rodamientos con viscosidades del lubricante actual
558     rod1.nu_min = nu_min_global; rod1.nu_max = nu_max_global;
559     rod2.nu_min = nu_min_global; rod2.nu_max = nu_max_global;
560     rod3.nu_min = nu_min_global; rod3.nu_max = nu_max_global;
561     rod4.nu_min = nu_min_global; rod4.nu_max = nu_max_global;
562     rod5.nu_min = nu_min_global; rod5.nu_max = nu_max_global;
563     rod6.nu_min = nu_min_global; rod6.nu_max = nu_max_global;
564     rod7.nu_min = nu_min_global; rod7.nu_max = nu_max_global;
565
566     rodamientos = [rod1,rod2,rod3,rod4,rod5,rod6,rod7];
567
568     % Inicializar vectores
569     labels = strings(1, length(rodamientos));
570     Pmin_vec = zeros(1, length(rodamientos));
571     Pmax_vec = zeros(1, length(rodamientos));
572
573     % === C lculo por rodamiento ===
574     for i = 1:length(rodamientos)
575         rod = rodamientos(i);
576         labels(i) = rod.nombre;
577
578         % C lculo con viscosidad m nima
579         rod.nu = rod.nu_min;
580         [Mrr_min, Msl_min, Mtot_min] = calcular_momentos_SKF(rod);
581         Pmin_vec(i) = 1.05e-4 * Mtot_min * rod.n_rpm;
582
583         % C lculo con viscosidad m xima
584         rod.nu = rod.nu_max;

```

```

585     [Mrr_max, Msl_max, Mtot_max] = calcular_momentos_SKF(rod);
586     Pmax_vec(i) = 1.05e-4 * Mtot_max * rod.n_rpm;
587
588     % Mostrar resultados
589     fprintf(" %s:\n", rod.nombre)
590     fprintf("          Viscosidad m nima: %.2f cSt\n", rod.nu_min)
591     fprintf("          Mrr = %.2f N mm, Msl = %.2f N mm, Mtot = %.2f
          N mm\n", Mrr_min, Msl_min, Mtot_min)
592     fprintf("          P rdida m nima = %.4f W\n", Pmin_vec(i))
593
594     fprintf("          Viscosidad m xima: %.2f cSt\n", rod.nu_max)
595     fprintf("          Mrr = %.2f N mm, Msl = %.2f N mm, Mtot = %.2f
          N mm\n", Mrr_max, Msl_max, Mtot_max)
596     fprintf("          P rdida m xima = %.4f W\n\n", Pmax_vec(i))
597     end
598
599     % === Gr fico de barras ===
600     figure;
601     bar_data = [Pmin_vec; Pmax_vec]';
602     b = bar(bar_data);
603
604     % Colores seg n lubricante
605     if k == 1 % Royal Purple
606         b(1).FaceColor = [0.7 0.5 0.85]; % Morado claro      m nima
607         b(2).FaceColor = [0.4 0 0.6]; % Morado oscuro      m xima
608     else % Mobil
609         b(1).FaceColor = [0.6 0.8 1]; % Azul claro      m nima
610         b(2).FaceColor = [0 0.3 0.7]; % Azul oscuro      m xima
611     end
612
613     set(gca, 'XTickLabel', labels, 'XTickLabelRotation', 45);
614     ylabel('P rdida por fricci n (W)');
615     title(['P rdidas por viscosidad - ' nombre_lub{k}]);
616     legend({'Viscosidad m nima', 'Viscosidad m xima'}, 'Location', '
northwest');
617     grid on;
618
619     % nombre_sanitizado = strrep(nombre_lub{k}, ' ', '_');
620     % filename = ['perdidas_', nombre_sanitizado, '.pdf'];
621
622     % Exportar en formato vectorial (PDF)
623     % exportgraphics(gcf, filename, 'ContentType', 'vector');
624
625     % === Tabla de resultados ===
626     T = table(labels, Pmin_vec, Pmax_vec, ...
627         'VariableNames', {'Rodamiento', 'Perdida_Min_W', 'Perdida_Max_W'})
        ;
628     disp(['Tabla de p rdidas energ ticas: ' nombre_lub{k}]);
629     disp(T);
630     end
631
632     % === Inicializar acumuladores y etiquetas ===
633     total_Pmin = zeros(1, 2); % [RP, Mobil]
634     total_Pmax = zeros(1, 2);
635     nombres_lub = ["Royal Purple", "Mobil"];
636
637     for k = 1:2 % Lubricantes: 1 = RP, 2 = Mobil
638         fprintf('\n=== RESULTADOS PARA %s ===\n', nombres_lub(k));
639

```

```

640 % Actualizar viscosidades a los rodamientos
641 for i = 1:length(rodamientos)
642     rod = rodamientos(i);
643     rod.nu_min = Visc_rodamientos(k, 1);
644     rod.nu_max = Visc_rodamientos(k, 2);
645
646     % Calculo con nu_min
647     rod.nu = rod.nu_min;
648     [Mrr_min, Msl_min, Mtot_min] = calcular_momentos_SKF(rod);
649     Pmin = 1.05e-4 * Mtot_min * rod.n_rpm;
650     total_Pmin(k) = total_Pmin(k) + Pmin;
651
652     % Calculo con nu_max
653     rod.nu = rod.nu_max;
654     [Mrr_max, Msl_max, Mtot_max] = calcular_momentos_SKF(rod);
655     Pmax = 1.05e-4 * Mtot_max * rod.n_rpm;
656     total_Pmax(k) = total_Pmax(k) + Pmax;
657
658     % Mostrar resultados parciales (opcional)
659     fprintf("%s:\n", rod.nombre)
660     fprintf("          Perdida m nima: %.4f W\n", Pmin)
661     fprintf("          Perdida m xima: %.4f W\n", Pmax)
662 end
663
664 % Mostrar totales
665 fprintf("Total p rddida m nima %s: %.2f W\n", nombres_lub(k),
        total_Pmin(k));
666 fprintf("Total p rddida m xima %s: %.2f W\n\n", nombres_lub(k),
        total_Pmax(k));
667 end
668
669 % === Histograma comparativo ===
670 figure;
671 bar([total_Pmin; total_Pmax]');
672 set(gca, 'XTickLabel', nombres_lub, 'XTickLabelRotation', 0);
673 ylabel('P rddida por fricci n (W)');
674 title('Comparaci n total de p rddidas en rodamientos por lubricante');
675 legend({'Viscosidad m nima', 'Viscosidad m xima'}, 'Location', '
        northwest');
676 grid on;
677
678 %% Histograma comparativo final p rddidas totales (engranajes +
        rodamientos + churning)
679
680 % 1. Calcular p rddidas totales por lubricante (m n y m x)
681 P_Royal_total_min = sum(P_Royal) + total_Pmin(1);
682 P_Royal_total_max = sum(P_Royal) + total_Pmax(1);
683
684 P_Mobil_total_min = sum(P_Mobil) + total_Pmin(2);
685 P_Mobil_total_max = sum(P_Mobil) + total_Pmax(2);
686
687 % 2. Aplicar el 10% por p rddidas de churning
688 P_Royal_total_min = P_Royal_total_min * 1.01;
689 P_Royal_total_max = P_Royal_total_max * 1.10;
690
691 P_Mobil_total_min = P_Mobil_total_min * 1.01;
692 P_Mobil_total_max = P_Mobil_total_max * 1.10;
693
694 % 3. Organizar datos para histograma

```

```

695 categorias = categorical({'Royal_Purple', 'Mobil'});
696 categorias = reordercats(categorias, {'Royal_Purple', 'Mobil'});
697
698 % Valores mínimos y máximos para cada lubricante
699 valores_min = [P_Royal_total_min, P_Mobil_total_min];
700 valores_max = [P_Royal_total_max, P_Mobil_total_max];
701
702 % 4. Graficar histograma
703 figure;
704 set(gcf, 'Position', [100, 100, 1000, 500])
705 b = bar(categorias, [valores_min; valores_max]', 'grouped');
706
707 b(1).FaceColor = 'flat';
708 b(2).FaceColor = 'flat';
709
710
711 colores_morados = [0.7 0.5 0.85; 0.6 0.8 1]; % Royal - Mobil (mínimo)
712 colores_oscuros = [0.4 0 0.6; 0 0.3 0.7]; % Royal - Mobil (máximo)
713
714 % Asignar colores por barra y categoría
715 for i = 1:2 % 2 categorías
716     b(1).CData(i,:) = colores_morados(i,:);
717     b(2).CData(i,:) = colores_oscuros(i,:);
718 end
719
720 % Etiquetas
721 ylabel('Perdidas totales [W]');
722 title(['Comparación total de pérdidas energéticas']);
723 legend({'Pérdida mínima', 'Pérdida máxima'}, 'Location', 'northwest');
724 grid on;
725
726
727 hold on;
728
729 bar1 = bar(nan, nan, 'FaceColor', colores_morados(1,:)); % Royal min
730 bar2 = bar(nan, nan, 'FaceColor', colores_oscuros(1,:)); % Royal max
731 bar3 = bar(nan, nan, 'FaceColor', colores_morados(2,:)); % Mobil min
732 bar4 = bar(nan, nan, 'FaceColor', colores_oscuros(2,:)); % Mobil max
733
734 legend([bar1, bar2, bar3, bar4], ...
735     {'Royal_Purple_Synergy_(mínimo)', 'Royal_Purple_Synergy_(máximo)',
736     ...
737     'Mobil_SHC_630_(mínimo)', 'Mobil_SHC_630_(máximo)'}, ...
738     'Location', 'eastoutside');
739
740 exportgraphics(gcf, 'Comparacion_Total_Perdidas_Barras.pdf', 'ContentType',
741     'vector');
742
743 % 5. Mostrar resumen en consola
744 fprintf('\n====_P RDIDAS_TOTALES_INCLUYENDO_CHURNING_====\n');
745 fprintf('Royal_Purple [Min: %.2fW, Max: %.2fW]\n', P_Royal_total_min,
746     P_Royal_total_max);
747 fprintf('Mobil_SHC_630 [Min: %.2fW, Max: %.2fW]\n',
748     P_Mobil_total_min, P_Mobil_total_max);
749
750
751 archivos = dir('*.m');
752 nombres = {archivos.name};
753 zip('proyecto_completo.zip', nombres);

```

Listing 1 Script principal de modelado: Caso nominal del sistema

```
1 function [Ft, Fa, Fr, Fn] = calcular_fuerzas_engranajes(Tp, Dp_Pinon,
2   ang_hel_rad, ang_pres_rad)
3   % CALCULAR_FUERZAS_ENGRANAJES calcula fuerzas en los pi ones de un tren
4   % de engranajes helicoidales.
5   %
6   % Entradas:
7   % Tp           : celda con torques de los pi ones en cada etapa (Tp
8   % {1}, Tp{2}, Tp{3})
9   % Dp_Pinon     : vector con los di metros primitivos de los pi ones [
10  % mm]
11  % ang_hel_rad   : ngulo de h lice en radianes
12  % ang_pres_rad  : ngulo de presi n en radianes
13  %
14  % Salidas:
15  % Ft : celda con fuerzas tangenciales [N] en cada etapa
16  % Fa : celda con fuerzas axiales [N] en cada etapa
17  % Fr : celda con fuerzas radiales [N] en cada etapa
18  % Fn : celda con fuerzas normales [N] en cada etapa
19
20  for i = 1:3
21    Ft{i} = (2 .* Tp{i}) ./ (Dp_Pinon(i) / 1000); % en [N]
22    Fa{i} = Ft{i} .* tan(ang_hel_rad);
23    Fr{i} = Ft{i} .* ((tan(ang_pres_rad))/cos(ang_pres_rad));
24    Fn{i} = sqrt(Ft{i}.^2 + Fa{i}.^2 + Fr{i}.^2);
25  end
26 end
```

Listing 2 Cálculo de fuerzas en engranajes helicoidales

```
1 function [T_pinon, T_corona] = calcular_torques_etapas(potencia_real,
2   V_motor_radianes, Indice_reduccion)
3   % CALCULAR_TORQUES_ETAPAS calcula los torques por etapa para pi ones y
4   % coronas
5   %
6   % Entradas:
7   % potencia_real       : vector de potencias reales [W]
8   % V_motor_radianes    : velocidad angular del motor [rad/s]
9   % Indice_reduccion    : vector de ndices de reducci n por etapa [1
10  % x3]
11  % Eficiencia_Engranajes : eficiencia total de engranajes (ej: 0.979)
12  %
13  % Salidas:
14  % T_pinon : celda {1, 2, 3} con torque en pi ones
15  % T_corona : celda {1, 2, 3} con torque en coronas
16
17  % Torque de entrada (pi n 1)
18  T_pinon{1} = potencia_real ./ V_motor_radianes;
19  T_corona{1} = T_pinon{1} * Indice_reduccion(1);
20
21  T_pinon{2} = T_corona{1};
22  T_corona{2} = T_pinon{2} * Indice_reduccion(2);
23
24  T_pinon{3} = T_corona{2};
25  T_corona{3} = T_pinon{3} * Indice_reduccion(3);
26 end
```

Listing 3 Cálculo de torques en las tres etapas del reductor

```

1 function [V_pinon, V_corona] = calcular_velocidades_reduccion(V_motor_RPM,
2     Indice_reduccion)
3 % CALCULAR_VELOCIDADES_REDUCCION calcula velocidades de giro para pi ones
4     y coronas
5 % en un tren de 3 etapas de reducci n.
6 %
7 % Entradas:
8 %     V_motor_RPM      : Velocidad del motor (RPM)
9 %     Indice_reduccion : Vector [i1, i2, i3] con ndices de reducci n por
10    etapa
11 %
12 % Salidas:
13 %     V_pinon  : vector [V1, V2, V3] con velocidades de pi ones (RPM)
14 %     V_corona : vector [V1, V2, V3] con velocidades de coronas (RPM)
15
16 % Velocidades en cada etapa
17 V_inicial_1 = V_motor_RPM / Indice_reduccion(1);
18 V_medio_2   = V_inicial_1 / Indice_reduccion(2);
19 V_salida_3  = V_medio_2 / Indice_reduccion(3);
20
21 % Velocidades de pi ones y coronas
22 V_pinon = [V_motor_RPM, V_inicial_1, V_medio_2];
23 V_corona = [V_inicial_1, V_medio_2, V_salida_3];
24
25 end

```

Listing 4 Cálculo de velocidades por etapa de reducción

```

1 function [v_pinon, v_corona, v_media] = calcular_velocidad_lineal(
2     Dp_Pinon_mm, Dp_Corona_mm, V_Pinon_RPM, V_Corona_RPM)
3 % calcular_velocidad_lineal Calcula la velocidad lineal en el contacto de
4     engranajes
5 %
6 % Entradas:
7 %     - Dp_Pinon_mm: Vector con los di metros primitivos de los pi ones [
8     mm]
9 %     - Dp_Corona_mm: Vector con los di metros primitivos de las coronas [
10    mm]
11 %     - V_Pinon_RPM: Vector con velocidades del pi n [RPM]
12 %     - V_Corona_RPM: Vector con velocidades de la corona [RPM]
13 %
14 % Salidas:
15 %     - v_pinon: Velocidades lineales en el pi n [m/s]
16 %     - v_corona: Velocidades lineales en la corona [m/s]
17 %     - v_media: Velocidad de entrada promedio (entrainment speed) [m/s]
18
19 % Convertir di metros a metros
20 Dp_Pinon_m = Dp_Pinon_mm / 1000;
21 Dp_Corona_m = Dp_Corona_mm / 1000;
22
23 % Calcular velocidades lineales
24 v_pinon = pi .* Dp_Pinon_m .* V_Pinon_RPM / 60;
25 v_corona = pi .* Dp_Corona_m .* V_Corona_RPM / 60;
26
27 % Calcular velocidad media
28 v_media = (v_pinon + v_corona) / 2;
29
30 end

```

Listing 5 Cálculo de velocidad lineal de engranajes

Presiones de contacto y película lubricante

```

1 function [B, P_mean, P_max] = calcular_presiones_hertz_vectorizado(Fn,
    E_reducido, b_vec, R_eq_vec)
2 %CALCULAR_PRESIONES_HERTZ_VECTORIZADO
3 % Calcula las presiones de contacto de Hertz para contacto lineal
4 %
5 % Entradas:
6 %   Fn           : matriz [n_muestras x 3] con fuerzas normales por etapa [N
    ]
7 %   E_reducido  : m dulo de elasticidad reducido [Pa]
8 %   b_vec       : vector [1 x 3] de anchos efectivos de engranaje [m]
9 %   R_eq_vec    : vector [1 x 3] de radios equivalentes en metros [m]
10 %
11 % Salidas:
12 %   B           : matriz [n_muestras x 3] con semiancho de zona de contacto
    [m]
13 %   P_mean      : matriz [n_muestras x 3] con presi n media de contacto [
    Pa]
14 %   P_max       : matriz [n_muestras x 3] con presi n m xima de contacto
    [Pa]
15
16 n = size(Fn,1);
17 B       = zeros(n, 3);
18 P_mean  = zeros(n, 3);
19 P_max   = zeros(n, 3);
20
21 for i = 1:3
22     F = Fn(:,i);           % fuerza normal [N]
23     b = b_vec(i);         % ancho efectivo [m]
24     R = R_eq_vec(i);      % radio equivalente [m]
25     E = E_reducido;       % m dulo reducido [Pa]
26
27     B_i = sqrt((4 .* F .* R) ./ (pi * b * E)); % 2b de Hertz
28     B(:,i) = B_i;
29
30     P_mean(:,i) = F ./ (4 .* B_i .* b);        % Pa
31     P_max(:,i)  = 2.* F ./ (pi .* B_i .* b);   % Pa
32 end
33 end

```

Listing 6 Cálculo vectorizado de presiones de contacto de Hertz

```

1 function graficar_hertz_3d(P_Hertz_max_vec, b_engranajes_m, titulo)
2     numEtapas = length(P_Hertz_max_vec);
3
4     for i = 1:numEtapas
5         P_max_GPa = P_Hertz_max_vec(i);
6         b = b_engranajes_m(i) / 2;
7         a = 2.5 * b;
8
9         [X, Y] = meshgrid(linspace(-a, a, 200), linspace(-b, b, 200));
10        Z = P_max_GPa * sqrt(1 - (X/a).^2 - (Y/b).^2);
11        Z(imag(Z) ~= 0 | Z < 0) = 0;
12
13        fig = figure('Name', ['Etapa', num2str(i), '_3D'], titulo), ...
14                    'Units', 'centimeters', ...
15                    'Position', [2 2 12 10]);
16

```

```

17     surf(X*1000, Y*1000, Z, ...
18         'EdgeColor', 'none', ...
19         'FaceColor', 'interp');
20
21     title(['Distribuci n de Presi n Hertz', titulo, ' - Etapa',
22           num2str(i)]);
23     xlabel('Eje X (mm)');
24     ylabel('Eje Y (mm)');
25     zlabel('Presi n (GPa)');
26     colormap turbo;
27     view(45, 30);
28     axis tight;
29     grid on;
30
31     % Barra de color (colormap legend)
32     c = colorbar;
33     c.Label.String = 'Presi n (GPa)';
34     c.Label.FontSize = 10;
35
36     % Exportar figura como PDF
37     %exportgraphics(fig, ['Presion_Hertz_Etapa_' num2str(i) '.pdf'],
38         'ContentType', 'vector', 'BackgroundColor', 'none');
39
40 end
41 end

```

Listing 7 Gráfico 3D de presiones de contacto

```

1 function Hmin_vec = calcular_Hmin_Hamrock_Dowson(Fn, R_eq_m, eta, alpha,
2     E_reducido, u_m, k_Hamrock)
3     % Fn: fuerza normal por etapa [N]
4     % R_eq_m: radio equivalente [m]
5     % eta: viscosidad din mica [Pa.s]
6     % alpha: coeficiente piezoviscoso [1/Pa]
7     % E_reducido: m dulo reducido [Pa]
8     % u_m: velocidad media [m/s]
9
10    n = length(Fn);
11    Hmin_vec = zeros(1, n);
12
13    G = alpha * E_reducido; % N mero de material
14    U = (eta * u_m) ./ (E_reducido * R_eq_m); % N mero de velocidad
15    W = Fn ./ (E_reducido * R_eq_m.^2); % N mero de carga
16
17    for i = 1:n
18        Hmin_vec(i) = R_eq_m(i) * 3.63 * (U(i)^0.68) * (G^0.49) * (W(i)
19            ^-0.073) * (1 - exp(-0.68 * k_Hamrock(i)));
20    end
21 end

```

Listing 8 Cálculo del espesor de película lubricante (Hamrock-Dowson)

Modelado del coeficiente de fricción y pérdidas

```

1 function Hv = calcular_Hv_ohlendorf()
2 % Calcula el vector Hv (3x1) para cada etapa de engranaje
3 % usando la f rmula original de Ohlendorf
4

```

```

5 % ----- DATOS -----
6 z1 = [23, 16, 15];          % N mero de dientes del pi n
7 z2 = [107, 96, 84];       % N mero de dientes de la corona
8 beta_deg = [20, 20, 20]; % ngulo de h lice [ ]
9 epsilon_alpha = [1.5764, 1.5328, 1.5192]; % Coef. contacto transversal
10
11 Hv = zeros(3,1);          % Inicializar vector de salida
12
13 for i = 1:3
14     % Conversi n de ngulo
15     beta_rad = deg2rad(beta_deg(i));
16     cos_beta = cos(beta_rad);
17
18     % Relaci n de transmisi n
19     u = z2(i) / z1(i);
20
21     % Descomposici n del contacto transversal en proporci n
22     e1 = epsilon_alpha(i) * z2(i) / (z1(i) + z2(i));
23     e2 = epsilon_alpha(i) * z1(i) / (z1(i) + z2(i));
24
25     % Hv f rmula Ohlendorf original
26     Hv(i) = (1 + u) * (pi / (z1(i) * cos_beta)) * ...
27             (1 - epsilon_alpha(i) + e1^2 + e2^2);
28 end

```

Listing 9 Modelo de pérdidas de potencia por (Ohlendorf)

```

1 function [mu_mean, mu_std, mu_vec , mu_IC95, p_2_5, p_97_5] =
2     simular_schlenk_MC_uniform(Ft, b, U, Re, Ra, ...
3     visc_70, visc_80, XL_min, XL_max, nSim, nombre_figura)
4
5     % Interpolaci n viscosidad ASTM D341 entre 70 C y 80 C
6     T1 = 70 + 273.15;
7     T2 = 80 + 273.15;
8     C = 0.7;
9
10    log_nu1 = log(log(visc_70 + C));
11    log_nu2 = log(log(visc_80 + C));
12
13    B = (log_nu1 - log_nu2) / (log(T2) - log(T1));
14    A = log_nu1 + B * log(T1);
15
16    % Generar temperaturas aleatorias entre 70 C y 80 C
17    temp_C = 70 + 10 * rand(nSim, 1);
18    temp_K = temp_C + 273.15;
19
20    viscosidad_cSt = exp(exp(A - B * log(temp_K))) - C;
21    eta_rand = viscosidad_cSt * 1e-3; % Convertir a Pa s
22
23
24    % Distribuci n realista de X_L (normal truncada)
25    mu_XL = (XL_min + XL_max) / 2;
26    sigma_XL = (XL_max - XL_min) / 6; % 99.7% dentro del rango
27
28    XL_rand = min(max(normrnd(mu_XL, sigma_XL, nSim, 1), XL_min), XL_max);
29
30    % Pre-factor ecuaci n de Schlenk
31    pre_factor = 0.048 * ((Ft / (b * U * Re))^0.2) * (Ra^0.25);
32

```

```

33 % Simulaci n Monte Carlo
34 mu_vec = pre_factor .* (eta_rand .^ (-0.05)) .* XL_rand;
35
36 mu_mean = mean(mu_vec);
37 mu_std = std(mu_vec);
38
39 mu_IC95 = [mu_mean - 1.96 * mu_std / sqrt(nSim), ...
40           mu_mean + 1.96 * mu_std / sqrt(nSim)];
41
42 p_2_5 = prctile(mu_vec, 2.5);
43 p_97_5 = prctile(mu_vec, 97.5);
44
45
46 % Gr fico
47
48 if contains(lower(nombre_figura), 'synergy') || contains(lower(
49     nombre_figura), 'royal')
50     color_hist = [0.5, 0, 0.5]; % Morado
51 elseif contains(lower(nombre_figura), 'mobil')
52     color_hist = [0.2, 0.4, 0.8]; % Azul
53 else
54     color_hist = [0.5, 0.5, 0.5]; % Gris por defecto
55 end
56
57 fig = figure('Units','centimeters','Position',[2 2 13 10]);
58
59 histogram(mu_vec, 'Normalization','pdf', ...
60     'FaceColor',color_hist, ...
61     'EdgeColor','k');
62
63 hold on
64 xline(mu_mean, 'r-', 'LineWidth', 1.6, 'DisplayName', 'Media');
65 xline(p_2_5, '--k', 'LineWidth', 1.2, 'DisplayName', 'Percentil_2.5%');
66 xline(p_97_5, '--k', 'LineWidth', 1.2, 'DisplayName', 'Percentil_97.5%');
67 xline(mu_IC95(1), ':b', 'LineWidth', 1.2, 'DisplayName', 'IC_95%_inferior');
68 xline(mu_IC95(2), ':b', 'LineWidth', 1.2, 'DisplayName', 'IC_95%_superior');
69
70 title(['Simulaci n_Monte_Carlo_', nombre_figura], 'FontWeight','bold')
71 xlabel('\mu_{shk}', 'Interpreter','tex')
72 ylabel('Densidad_de_probabilidad')
73
74 h_legend = legend('Location','northeast');
75 h_legend.FontSize = 7;
76
77 grid on
78 box on
79
80 %exportgraphics(fig, ['Histograma_MC_' nombre_figura '.pdf'], 'ContentType','vector');
81 end

```

Listing 10 Simulación Monte Carlo del coeficiente de fricción (Schlenk)

Cálculo de momentos de fricción en rodamientos

```
1
2 function [Mrr, Msl] = calcular_momentos_cylindrical(rod)
3     % --- Selección de constantes según la serie ---
4     switch rod.serie
5         case '22' % NJ217E
6             R1 = 1.40e-6;
7         case '23' % NUP2310E
8             R1 = 1.48e-6;
9         otherwise
10            error('Serie no reconocida para rodamientos cilíndricos: %s',
11                rod.serie);
12
13            end
14
15            % Constantes comunes para cilíndricos con jaula
16            S1 = 0.16;
17            S2 = 0.0015;
18
19            dm = (rod.d + rod.D)/2;
20
21            % Rolling friction (Grr)
22            Grr = R1 * dm^2.41 * rod.Fr^0.31;
23
24            % Sliding friction (Gsl)
25            Gsl = S1 * dm^0.9 * rod.Fa + S2 * dm * rod.Fr;
26
27            % Factores SKF
28            fish = 1 / (1 + 1.84e-9 * (rod.n_rpm * dm)^1.28 * rod.nu^0.64);
29            Krs = 3e-8; Kz = 5.1; % Kz para cilíndricos con jaula según SKF
30            frs = 1 / exp(Krs * rod.nu * rod.n_rpm * (rod.d + rod.D)/(Kz * (rod.D
31                - rod.d)));
32
33            % Rolling friction moment
34            Mrr = fish * frs * Grr * rod.nu^0.6;
35
36            % Coeficiente de fricción de deslizamiento
37            fbl = 1 / exp(2.6e-8 * (rod.n_rpm * rod.nu)^1.4 * dm);
38            mu_sl = fbl * 0.12 + (1 - fbl) * 0.05; % valor EHL = 0.05 para
39            aceites minerales
40
41            % Sliding friction moment
42            Msl = Gsl * mu_sl;
43
44            end
```

Listing 11 Momentos de fricción para rodamiento cilíndrico

```
1
2 function [Mrr, Msl, Mtot] = calcular_momentos_SKF(rod)
3     switch rod.tipo
4         case 'Tapered'
5             [Mrr, Msl] = calcular_momentos_tapered(rod);
6         case 'Cylindrical'
7             [Mrr, Msl] = calcular_momentos_cylindrical(rod);
8         case 'Spherical'
9             [Mrr, Msl] = calcular_momentos_spherical(rod);
10            otherwise
11                error("Tipo de rodamiento no implementado: %s", rod.tipo);
12            end
```

```

13     Mtot = Mrr + Msl;
14 end

```

Listing 12 Momentos de fricción para rodamiento SKF (modelo general)

```

1
2 function [Mrr, Msl] = calcular_momentos_spherical(rod)
3     % --- Selección de constantes según la serie ---
4     switch rod.serie
5         case '222'
6             % Valores para la serie 222 (rodillos esféricos con jaula)
7             R1 = 2.0e-6;
8             R2 = 5.54;
9             R3 = 2.92e-6;
10            R4 = 5.5;
11            S1 = 5.10e-3;
12            S2 = 414;
13            S3 = 9.7e-3;
14            S4 = 100;
15        otherwise
16            error('Serie no reconocida para rodamientos esféricos: %s',
17                rod.serie);
18
19    end
20
21    dm = (rod.d + rod.D)/2;
22
23    % Grr_e y Grr_l
24    Grr_e = R1 * dm^1.85 * (rod.Fr + R2 * rod.Fa)^0.54;
25    Grr_l = R3 * dm^2.3 * (rod.Fr + R4 * rod.Fa)^0.31;
26    Grr = min(Grr_e, Grr_l);
27
28    % Gsl_e y Gsl_l
29    Gsl_e = S1 * dm^0.25 * (rod.Fr^4 + S2 * rod.Fa^4)^(1/3);
30    Gsl_l = S3 * dm^0.94 * (rod.Fr^3 + S4 * rod.Fa^3)^(1/3);
31    Gsl = min(Gsl_e, Gsl_l);
32
33    % Factores SKF
34    fish = 1 / (1 + 1.84e-9 * (rod.n_rpm * dm)^1.28 * rod.nu^0.64);
35    Krs = 3e-8; Kz = 5.5; % Kz para rodillos esféricos
36    frs = 1 / exp(Krs * rod.nu * rod.n_rpm * (rod.d + rod.D)/(Kz * (rod.D
37        - rod.d)));
38
39    % Rolling friction moment
40    Mrr = fish * frs * Grr * rod.nu^0.6;
41
42    % Coeficiente de fricción de deslizamiento
43    fbl = 1 / exp(2.6e-8 * (rod.n_rpm * rod.nu)^1.4 * dm);
44    mu_sl = fbl * 0.12 + (1 - fbl) * 0.04;
45
46    % Sliding friction moment
47    Msl = Gsl * mu_sl;
48 end

```

Listing 13 Momentos de fricción para rodamiento esférico

```

1
2 function [Mrr, Msl] = calcular_momentos_tapered(rod)
3     switch rod.serie
4         case '322'
5             R1 = 2.27e-6; R2 = 10.9;

```

```

6         S1 = 0.018;    S2 = 2;
7     case '303'
8         R1 = 1.69e-6; R2 = 10.9;
9         S1 = 0.017;    S2 = 2;
10    otherwise
11        error('Serie no reconocida: %s', rod.serie);
12    end
13
14    dm = (rod.d + rod.D)/2;
15
16    % Factores SKF
17    fish = 1 / (1 + 1.84e-9 * (rod.n_rpm * dm)^1.28 * rod.nu^0.64);
18    Krs = 3e-8; Kz = 6;
19    frs = 1 / exp(Krs * rod.nu * rod.n_rpm * (rod.d + rod.D)/(Kz * (rod.D
20    - rod.d)));
21    Grr = R1 * dm^2.38 * (rod.Fr + R2 * rod.Y * rod.Fa)^0.31;
22
23    %Momento por rodadura
24    Mrr = fish * frs * Grr * rod.nu^0.6;
25
26    fbl = 1 / exp(2.6e-8 * (rod.n_rpm * rod.nu)^1.4 * dm);
27    mu_sl = fbl * 0.12 + (1 - fbl) * 0.002;
28    Gsl = S1 * dm^0.82 * (rod.Fr + S2 * rod.Y * rod.Fa);
29
30    %Momento por deslizamiento
31    Msl = Gsl * mu_sl;
32    end

```

Listing 14 Momentos de fricción para rodamiento cónico

Visualización de comportamiento reológico

```

1  clc; clervars
2  visc_40 = [231, 220]; % viscosidad a 40 C
3  visc_100 = [21.4, 28.5]; % viscosidad a 100 C
4  Densidades = [0.892,0.870]; % Densidades en g/cm^3
5
6  lubricant_names = {
7      'Royal_Purple_synergy_220_cSt',
8      'Mobil_gear_SHC_630'
9  };
10
11  C = 0.7;
12
13  temp_C = linspace(40, 100, 1000); % Temperatura en C
14  temp_K = temp_C + 273.15; % Conversión a Kelvin
15
16  custom_colors = [
17      0.5 0 0.5; % Morado para Royal Purple
18      0 0.45 0.74 % Azul para Mobil
19  ];
20
21  figure;
22  hold on;
23
24  beta_values = zeros(1, 2);

```

```

25
26 for i = 1:2
27     T1 = 40 + 273.15; % 40 C en Kelvin
28     T2 = 100 + 273.15; % 100 C en Kelvin
29     nu1 = visc_40(i);
30     nu2 = visc_100(i);
31     B = (log(log(nu1 + C)) - log(log(nu2 + C))) / (log(T2) - log(T1));
32     A = log(log(nu1 + C)) + B * log(T1);
33     viscosities = exp(exp(A - B * log(temp_K))) - C;
34     ln_nu1 = log(nu1);
35     ln_nu2 = log(nu2);
36     beta = (ln_nu1 - ln_nu2) / (T2 - T1);
37     beta_values(i) = beta;
38     set(gca, 'FontName', 'TimesNewRoman', 'FontSize', 12);
39     plot(temp_C, viscosities, 'DisplayName', lubricant_names{i}, 'Color',
         custom_colors(i,:));
40 end
41
42 xlabel('Temperatura ( C )');
43 ylabel('Viscosidad (cSt)');
44 title('Curva de Viscosidad - Temperatura (ASTM D341)');
45 legend show;
46 grid on;
47 hold off;
48
49 exportgraphics(gcf, 'curva_viscosidad.pdf', 'ContentType', 'vector', '
    Resolution', 300);
50 % Temperaturas a evaluar
51 T_eval = [50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100]; % C
52 T_eval_K = T_eval + 273.15; % Kelvin
53
54 fprintf('\n==== Viscosidades a Temperaturas Especificas ==== \n');
55 for i = 1:2
56     T1 = 40 + 273.15;
57     T2 = 100 + 273.15;
58     nu1 = visc_40(i);
59     nu2 = visc_100(i);
60     B = (log(log(nu1 + C)) - log(log(nu2 + C))) / (log(T2) - log(T1));
61     A = log(log(nu1 + C)) + B * log(T1);
62     viscosities_eval = exp(exp(A - B * log(T_eval_K))) - C;
63
64     fprintf('\n%s:\n', lubricant_names{i});
65     for j = 1:length(T_eval)
66         fprintf(' %.0f C : %.2f cSt \n', T_eval(j), viscosities_eval(j));
67     end
68 end
69
70 fprintf('\n==== Coeficientes piezoviscosos a Temperaturas Especificas
    (Wooler) ==== \n');
71
72 for i = 1:2
73     T1 = 40 + 273.15;
74     T2 = 100 + 273.15;
75     nu1 = visc_40(i);
76     nu2 = visc_100(i);
77     B = (log(log(nu1 + C)) - log(log(nu2 + C))) / (log(T2) - log(T1));
78     A = log(log(nu1 + C)) + B * log(T1);
79
80     viscosities_eval = exp(exp(A - B * log(T_eval_K))) - C; % [cSt]

```

