

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales



Estudio sistemático del gripado en un contacto mecánico lubricado

TESIS DOCTORAL

Presentada para optar al título de Doctor por:

Rafael Wilmer Contreras Urgiles

Magister en Sistemas Automotrices, MSc.

Madrid, 2025



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales

Doctorado en Ingeniería Mecánica

Estudio sistemático del gripado en un contacto mecánico lubricado

TESIS DOCTORAL

Presentada para optar al título de Doctor por:

Rafael Wilmer Contreras Urgiles

Magister en Sistemas Automotrices, MSc.

Bajo la dirección de:
Dr. Enrique Chacón Tanarro

Madrid, 2025

Título: Estudio sistemático del gripado en un contacto mecánico lubricado.

Autor: Rafael Wilmer Contreras Urgiles.

Programa de Doctorado: Doctorado en Ingeniería Mecánica.

Dirección de tesis:

Dr. Enrique Chacón Tanarro (Director)

Profesor Titular - Departamento de Ingeniería Mecánica

Universidad Politécnica de Madrid

Revisores externos:

Dr. Josu Aguirrebeitia Celaya

Dr. Ibai Ulacia Garmendia

Tribunal de tesis:

Fecha de defensa:

Agradecimientos

A Dios por guiar mi camino.
A toda mi Familia por ser apoyo incondicional, especialmente a,
Lucia, mi esposa;
Martín, Sofía, Elizabeth, mis hijos
Rafael y Oliva, mis padres,
A mis Tutores Académicos, Enrique Chacón y Javier Echávarri,
por guiar este trabajo y compartir su conocimiento.
A mis compañeros de estudio, Néstor y Juan Pablo,
A la Universidad Politécnica Salesiana, por confiar en mi esfuerzo,
y

En especial, en memoria de mi hermana Michelle Contreras...

Resumen

El objetivo principal de esta tesis doctoral es el estudio experimental del fenómeno del gripado en contactos mecánicos lubricados, utilizando un tribómetro Mini Traction Machine 2 (MTM2), configurado en contacto puntual circular (bola) y elíptico (barril). La metodología desarrollada se basa en la contrarrotación de las superficies y el incremento progresivo de la velocidad de deslizamiento (U_s) en escalones de 50 mm/s, lo que mejora la precisión y repetibilidad respecto de los estudios previos. Los lubricantes ensayados incorporan aditivos modificadores de fricción (FM), extrema presión (EP) y antidesgaste (AW), que favorecen la resistencia a la aparición del fenómeno del gripado.

La metodología consta de dos etapas. En la etapa de rodaje, se estabiliza la geometría y rugosidad de las superficies, favoreciendo la formación inicial del tribofilm. Se aplican condiciones de presión de contacto hertziano (p_0) de 1,58 GPa, velocidad media (U_m) de 3 mm/s, $U_s = 10$ mm/s y temperatura de 120 °C, aplicadas durante 600 s. En la etapa de ensayo, donde se determina la resistencia del lubricante según el incremento de U_s , se aplica presión constante p_0 de 2,7 GPa, $U_m = 10$ mm/s y temperatura de 120 °C. Tanto en la etapa de rodaje como en la del ensayo, la formación el mantenimiento y ruptura del tribofilm son evidentes en las imágenes obtenidas con el accesorio 3D-Slim de la MTM2.

El desarrollo experimental se fundamentó en una revisión exhaustiva de la literatura sobre fundamentos del contacto mecánico lubricado, regímenes de lubricación, cálculo del espesor de película y modelos térmicos del contacto, integrando las metodologías experimentales vistas en la bibliografía. Los modelos analíticos empleados permitieron estimar parámetros no medibles directamente, como la temperatura de contacto y el espesor de película, asegurando condiciones de régimen límite durante los ensayos. La metodología fue validada con una amplia familia de lubricantes formulados con distintos contenidos de FM, EP y AW, mostrando alta repetibilidad en la U_s donde aparece el gripado.

Dos estudios complementarios fortalecen esta investigación. El primero aplica índices tribológicos simplificados como la intensidad de potencia de fricción (FPI) y la temperatura flash (T_{fmax}), para clasificar la resistencia de los lubricantes al gripado, evidenciando una mayor capacidad discriminante del FPI . El segundo integra herramientas de inteligencia artificial (IA), específicamente redes neuronales artificiales (RNA) y máquinas de soporte vectorial tipo regresión (SVM-SVR). Ambas se entrenaron con los resultados de 160 ensayos de gripado obtenidos en tribómetros MTM2 y ETM, alcanzando errores medios absolutos de predicción inferiores al 10 %, con mejor desempeño de la SVR. Esta última permitió desarrollar una herramienta predictiva para recomendar proporciones óptimas de aditivos FM, EP y AW necesarias para controlar la resistencia de un lubricante frente al gripado.

En conjunto, esta tesis aporta una nueva metodología experimental y un conjunto de herramientas analíticas y de inteligencia artificial que permiten identificar, cuantificar y predecir la resistencia al gripado de lubricantes, optimizando su desarrollo para aplicaciones industriales y automotrices de alta exigencia.

Abstract

The main objective of this doctoral thesis is the experimental study of the phenomenon of scuffing in lubricated mechanical contacts, using a Mini Traction Machine 2 (MTM2) tribometer, configured in circular (ball) and elliptical (barrel) point contact. The methodology developed is based on the counter-rotation of the surfaces and the progressive increase in sliding speed (U_s) in steps of 50 mm/s, which improves accuracy and repeatability compared to previous studies. The lubricants tested incorporate friction modifier (FM), extreme pressure (EP), and anti-wear (AW) additives, which promote resistance to the onset of scuffing.

The methodology consists of two stages. In the running-in stage, the geometry and roughness of the surfaces are stabilized, promoting the initial formation of the tribofilm. Hertzian contact pressure (p_0) conditions of 1.58 GPa, mean speed (U_m) of 3 mm/s, $U_s = 10$ mm/s, and temperature of 120 °C are applied for 600 s. In the test stage, where the resistance of the lubricant is determined according to the increase in U_s , a constant pressure p_0 of 2.7 GPa, $U_m = 10$ mm/s, and a temperature of 120 °C are applied. In both the running-in and testing stages, the formation, maintenance, and rupture of the tribofilm are evident in the images obtained with the MTM2's 3D-Slim accessory.

The experimental development was based on an exhaustive review of the literature on the fundamentals of lubricated mechanical contact, lubrication regimes, film thickness calculation, and thermal contact models, integrating the experimental methodologies seen in the bibliography. The analytical models used made it possible to estimate parameters that cannot be measured directly, such as contact temperature and film thickness, ensuring boundary regime conditions during the tests. The methodology was validated with a wide range of lubricants formulated with different FM, EP, and AW contents, showing high repeatability in the U_s where scuffing occurs.

Two complementary studies reinforce this research. The first applies simplified tribological indices such as friction power intensity (*FPI*) and flash temperature (T_{fmax}) to classify the resistance of lubricants to scuffing, demonstrating a greater discriminatory capacity of *FPI*. The second integrates artificial intelligence (AI) tools, specifically artificial neural networks (ANN) and support vector machines regression types (SVM-SVR). Both were trained with the results of 160 scuffing tests obtained on MTM2 and ETM tribometers, achieving mean absolute prediction errors of less than 10%, with better performance from the SVR. The latter allowed the development of a predictive tool to recommend optimal proportions of FM, EP, and AW additives necessary to control a lubricant's resistance to scuffing.

Overall, this thesis provides a new experimental methodology and a set of analytical and artificial intelligence tools that allow the identification, quantification, and prediction of lubricants' resistance to scuffing, optimizing their development for highly demanding industrial and automotive applications.

Tabla de Contenido

<i>Agradecimientos</i>	<i>II</i>
<i>Resumen</i>	<i>III</i>
<i>Abstract</i>	<i>V</i>
<i>Tabla de Contenido</i>	<i>VII</i>
<i>Lista de Figuras</i>	<i>X</i>
<i>Lista de Tablas</i>	<i>XII</i>
<i>Abreviaturas y Acrónimos</i>	<i>XIII</i>
1. EL GRIPADO.....	1
1.1. Factores involucrados en el gripado.....	3
1.2. Introducción a las metodologías de evaluación del gripado.....	5
1.3. Evolución de metodologías de evaluación de la resistencia al gripado de lubricantes con escalones de U_s	10
1.4. Metodologías de IA para el estudio tribológico.....	15
1.5. Hipótesis y Objetivos.....	16
1.6. Estructura de la tesis.....	19
1.7. Resumen del Capítulo.....	21
2. FUNDAMENTOS DEL CONTACTO MECÁNICO LUBRICADO.....	23
2.1. Introducción.....	23
2.2. Contacto seco: Teoría Hertziana.....	23
2.3. Rugosidad superficial.....	26
2.4. Regímenes de lubricación.....	28
2.5. Cálculo analítico del espesor de película.....	31
2.6. Coeficiente de fricción como criterio de evaluación de gripado.....	34
2.7. Temperatura máxima de contacto.....	34
2.8. Intensidad de potencia de fricción para evaluar el gripado.....	36
2.9. Resumen del Capítulo.....	37
3. LUBRICANTES Y SUS PROPIEDADES.....	38
3.1. Introducción.....	38

3.2.	Lubricantes estudiados	38
3.3.	Viscosidad	40
3.3.1.	Viscosidad-Temperatura e Índice de viscosidad.	41
3.3.2.	Viscosidad-Presión	42
3.3.3.	Viscosidad-Velocidad de Cizalla.....	43
3.4.	Propiedades térmicas de lubricante	44
3.5.	Aditivos del lubricante y su relación con la resistencia al gripado	44
3.6.	Resumen del Capítulo.....	47
4.	TEORÍA GENERAL DEL GRIPADO.....	48
4.1.	Introducción.....	48
4.2.	Antecedentes del estudio del gripado con aumento de carga	49
4.3.	Tribómetro MTM2 para el estudio de la resistencia al gripado	51
4.4.	Investigaciones precedentes del gripado por aumento escalonado de velocidad de deslizamiento en MTM y MTM2	54
4.5.	Resumen del Capítulo.....	61
5.	METODOLOGÍA EXPERIMENTAL PARA LA EVALUACIÓN DE LA RESISTENCIA AL GRIPADO	62
5.1.	Etapas de rodaje	65
5.2.	Etapas de ensayo	70
5.3.	Aplicación del ensayo propuesto a todos los lubricantes	76
5.4.	Análisis de parámetros T_{max} y FPI	79
5.5.	Resultados sobre el tribofilm.....	83
5.6.	Conclusiones sobre los parámetros que influyen en el gripado.....	87
5.7.	Resumen del Capítulo.....	89
6.	DESARROLLO DE HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS DE GRIPADO CON INTELIGENCIA ARTIFICIAL.....	90
6.1.	Estudio con herramientas RNA y SVR	93
6.2.	Configuración de las herramientas de RNA y SVR	102
6.3.	Resultados con herramientas de estimación RNA y SVR.....	107

6.4. Resumen del Capítulo.....	115
7. CONCLUSIONES	116
7.1. Metodología experimental de resistencia al gripado de un lubricante	116
7.2. Herramientas IA	118
7.3. Líneas de actuación futuras	118
7.4. Difusión de la investigación	120
8. BIBLIOGRAFÍA	121
8.1. Bibliografía.....	121
9. ANEXO.....	133

Lista de Figuras

Figura 1. Ejemplos de contactos lubricados con fallo por gripado: pistón, árbol y cojinete	2
Figura 2. Ensayo de gripado tipo. Gripado medio y completo.	7
Figura 3. Ensayo en contrarrotación.	8
Figura 4. Estructura del documento.	21
Figura 5. Tipos de contactos	24
Figura 6. Tipos de rugosidad.....	27
Figura 7. Curva de Stribeck y regímenes de lubricación.	29
Figura 8. Tribofilm en un contacto lubricado	45
Figura 9. Ensayos de gripado con escalonamiento de p_0 en distintos tribómetros.	50
Figura 10. Configuraciones en equipo MTM2, a) bola – disco, b) barril – disco.	53
Figura 11. Esquema del equipo MTM2 con accesorio 3D-Slim con reconstrucción de imagen 3D.	54
Figura 12. Perfiles de ensayo de gripado de Ingram.	55
Figura 13. Perfil de ensayo de gripado de Peng.	57
Figura 14. Perfil de ensayo de gripado de Bayat.	58
Figura 15. Perfil de ensayo de gripado de Ueda.	59
Figura 16. p_0 en configuraciones bola-disco y barril-disco según la carga en MTM2. Límite de μ según carga en MTM2.....	63
Figura 17. Comparación de condiciones de rodaje., Base Grupo III.	66
Figura 18. Efecto de la carga en el rodaje. Contacto bola – disco. Rodaje: $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s. Etapas de ensayo: $U_m = 150$ mm/s e incrementos de $U_s = 225$ mm/s cada 30 s.	67
Figura 19. U_s en ensayos de gripado con diferentes p_0 en etapa de ensayo. Aceite: Grupo III de similares características que de referencia (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015).	70
Figura 20. Ensayos de gripado variando probetas superiores: bola o barril. Lubricante 1. Rodaje: $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s. Etapas de ensayo: $W = 50$ N, $U_m = 50$ mm/s, escalones de $U_s = 150$ mm/s y 30 s.	72
Figura 21. Ensayos de gripado. Barril sobre disco. Lubricante 1. Rodaje: $W = 10$ N, $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s. Etapas de ensayo: $W = 50$ N y $U_m = 10$ mm/s.	74
Figura 22. Ensayos de gripado. Lubricantes 1 al 5. p1: primer ensayo, p2: repetición.	77
Figura 23. Ensayo de gripado de los lubricantes 1 y 6.	78
Figura 24. U_s de gripado para lubricantes del 1 al 6. Los casos 2 y 3 comparten el mismo escalón por lo que sus colores están sobrepuestos.	79

Figura 25. Temperatura máxima de contacto para los lubricantes 1 a 6.	81
Figura 26. R_{FPI} , R_{Tfmax} e I para los lubricantes 1 a 6.	83
Figura 27. Imágenes 3D-Slim a lo largo del ensayo en lubricante 1.	84
Figura 28. a) Imagen microscópica de la superficie del disco tras la prueba de gripado; b) Imágenes 3D-Slim de la evolución del tribofilm sobre el barril durante la prueba.	85
Figura 29. Espesor de tribofilm medido con 3D-Slim de la MTM2. Valores medios de espesor de las pruebas repetidas en la Figura 22 y Figura 23 con una desviación máxima de 3 nm.	86
Figura 30. Esquema general de análisis de datos de gripado con IA.	92
Figura 31. Diagrama del proceso de configuración de RNA.	95
Figura 32. Diagrama del proceso de configuración de SVR.	98
Figura 33. Flujogramas de aplicación de herramientas para: RNA y SVM tipo SVR.	104
Figura 34. Disminución del gradiente respecto del número de épocas de entrenamiento para RNA, a) Descenso del gradiente, b) Regresión de entrenamiento, c) Regresión de validación, d) Regresión de datos de prueba c) Regresión del ajuste total de la red.	109
Figura 35. Configuración de RNA.	110
Figura 36. Resultados de RNA.	111
Figura 37. Resultados con SVM-SVR.	112
Figura 38. Interfaz de Recomendador para formulación de lubricante y aditivos.	114

Lista de Tablas

Tabla 1. Metodologías de evaluación de la resistencia al gripado de un lubricante en condiciones de contrarrotación.....	14
Tabla 2. Parámetros característicos de contactos.	25
Tabla 3. Definiciones de rugosidad.....	27
Tabla 4. Expresiones para el cálculo de la temperatura máxima de contacto.....	35
Tabla 5. Lubricantes para desarrollo de metodología experimental y herramientas de IA.....	39
Tabla 6. Expresiones para estimación de viscosidad.	40
Tabla 7. Lubricantes aplicados en metodología experimental. Extracto de la tabla 5	65
Tabla 8. Ensayo de gripado propuesto para configuración barril sobre disco en MTM2.	75
Tabla 9. Estimación del espesor de película para lubricantes del 1 al 6 de la Tabla 5.	76
Tabla 10. U_s que llega al gripado para lubricantes del 1 al 6 de la Tabla 5.	79
Tabla 11. Aplicación de herramientas RNA, en estudio de variables tribológicas.....	99
Tabla 12. Aplicación de herramientas SVR, en estudio de variables tribológicas.....	101
Tabla 13. Rangos de variación del conjunto de datos de entrada (x_n) y salida (y_n).....	102
Tabla 14. Características de creación y entrenamiento para SVR.	107
Tabla 15. Diferentes parámetros de configuración para RNA.	110
Tabla 16. Error relativo entre los valores experimentales y los valores predichos para la formulación de un lubricante.....	114
Tabla 17. Lubricantes aplicados al desarrollo del Capítulo 6.	133

Abreviaturas y Acrónimos

Identificación	Descripción	Unidad
\bar{S}	Parámetro Sommerfeld	[]
3D-Slim	Accesorio para registro de imagen 3D por interferometría óptica	
a, b	Semieje de contacto	mm
AW	Aditivo antidesgaste	%wt
E'	Módulo de Young reducido	Pa
EAL	Lubricante Ambientalmente Aceptable	
EHD	Elastohidrodinámica	
EP	Aditivo extrema presión	%wt
ETM	Máquina de tracción extrema	
FM	Aditivo modificador de fricción	%wt
FPI	Intensidad de potencia de fricción	W/mm ²
FZG	Máquina de ensayo de engranajes	
G	Módulo de cizallamiento del lubricante (modelo de Carreau)	Pa
h_c	Espesor central de película	nm
h_{Nc}	Espesor central de película Newtoniano	nm
IA	Inteligencia Artificial	
k	Parámetro de elipticidad simplificado	[]
Kernel	Función para espacios de mayor dimensionalidad	
KFold	Técnica de Validación cruzada	
K_t	Conductividad térmica	W/m K
L	Variación de altura en un plano de la superficie	
Li	Viscosidad cinemática de un aceite a 40 °C con $IV = 0$	cSt
L_t	Parámetro térmico adimensional	[]
m	Masa	Kg
ML	Machine Learning	
MTM	Tribómetro Mini Traction Machine	
MTM2	Tribómetro Mini Traction Machine 2	
n	Exponente modelo de Carreau	[]
p_0	Presión hertziana de contacto	GPa

Identificación	Descripción	Unidad
<i>PAO</i>	Polialfaolefina	
<i>Pe1,2</i>	Números de Peclet para superficies 1 o 2	[]
<i>pmedia</i>	Presión media de contacto	GPa
<i>R</i>	Radio de contacto equivalente	mm
<i>Ra</i>	Rugosidad media aritmética	μm
<i>Rac</i>	Rugosidad media aritmética combinada	μm
RNA	Red Neuronal Artificial	
<i>Rq</i>	Rugosidad cuadrática media o <i>RMS</i>	μm
<i>Rqc</i>	Rugosidad cuadrática media combinada	μm
SEM	Microscopía Electrónica de Barrido	
<i>SK</i>	Parámetro de elipticidad	
<i>SRR</i>	Coefficiente de rodadura deslizamiento	%
SVM	Máquina de Soporte Vectorial	
SVR	Máquina de Soporte Vectorial tipo Regresión	
<i>T</i>	Temperatura	°C, K
<i>t</i>	Tiempo	S
<i>Tb</i>	Temperatura del baño	°C, K
<i>Tfmax</i>	Temperatura de flash	°C, K
<i>Tmax</i>	Temperatura máxima de contacto	°C, K
<i>U</i>	Viscosidad cinemática del aceite a 40 °C	cSt
<i>u1, u2</i>	Velocidad lineal de superficie inferior y superior	mm/s
<i>Um</i>	Velocidad media	mm/s
<i>Us</i>	Velocidad de deslizamiento	mm/s
<i>v</i>	Volumen	m ³
<i>IV</i>	Índice de viscosidad	
<i>W</i>	Carga	N
<i>x</i>	Difusividad térmica	m ² /s
<i>z</i>	Altura	Mm
<i>ΔT</i>	Diferencia de temperaturas (<i>T-T₀</i>)	°C, K
<i>λ</i>	Espesor específico de película	[]
<i>ρ</i>	Densidad	Kg/m ³
<i>ρa</i>	Densidad a presión ambiental	Kg/m ³
<i>τ</i>	Tensión o esfuerzo cortante	N/m ²

Identificación	Descripción	Unidad
Φ_T	Factor térmico de ajuste	[]
α^*	Coeficiente presión-viscosidad recíproco asintótico isoviscoso	GPa ⁻¹
α, α_0	Coeficiente de presión-viscosidad 0 - valor a presión ambiente	GPa ⁻¹
β	Coeficiente viscosidad-temperatura	K ⁻¹
$\dot{\gamma}$	Velocidad de cizalla	s ⁻¹
ε	Integral elíptica simplificada	[]
η	Viscosidad dinámica del lubricante	cP
η_0	Viscosidad dinámica del lubricante a condiciones ambiente	cP
η_{ls}	Viscosidad a baja cizalladura	cP
μ	Coeficiente de fricción	[]
σ	Calor específico	kJ/Kg K
ε_r	Error porcentual absoluto medio	%
\hat{y}	Valor estimado por IA	cP - %wt
y	Valor real medido	cP - %wt

1. EL GRIPADO

Las actuales exigencias medioambientales obligan a las industrias a llevar a cabo mejoras en la eficiencia de sus procesos y productos. Para alcanzar este objetivo, una estrategia consiste en la reducción del tamaño y el peso de las máquinas que las integran. Esto último conlleva en muchas ocasiones a la disminución del área efectiva de los contactos mecánicos lubricados integrados en estos equipos. Como consecuencia de esta reducción, las cargas de trabajo generan condiciones operativas más severas que dificultan la formación y el mantenimiento de la película de lubricante, necesaria para su correcto funcionamiento. En este contexto, hoy en día se investiga en lograr que las superficies de contacto sean aún más resistentes y que los lubricantes proporcionen una protección superior, de modo que se garantice el correcto funcionamiento y la prevención de fallos tribológicos catastróficos, como por ejemplo es el caso del gripado.

El fallo por gripado (*scuffing* en inglés) se origina cuando dos superficies en contacto deslizante experimentan la ruptura de la película lubricante que las separa, provocando su contacto directo (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). En la literatura también se identifica este modo de fallo bajo otros términos anglosajones como son *scoring*, *galling* o *seizing* (Dowson, Taylor, Childs, & Dalmaz, 1995), con ligeros matices que los diferencian, pero con el mismo mecanismo de generación. La causa raíz que provoca la ruptura de la película de lubricante puede deberse a una lubricación insuficiente, valores de temperatura o presión de contacto excesivos, altas velocidades de deslizamiento o la presencia de partículas sólidas contaminantes (Ebersbach, Peng, & Kessissoglou, 2006). Como consecuencia de la ausencia de lubricante en el contacto, se produce un aumento brusco del coeficiente de fricción, así como de la temperatura en el contacto. Si estas condiciones no se revierten con rapidez, se inicia un proceso de daño progresivo de las superficies provocado por

la activación de los mecanismos de adherencia y transferencia de material (Blok H. , 1937), pudiendo llegar a producir su fallo catastrófico, conocido como gripado (Neale M. , 1995). Ciertos elementos mecánicos sometidos a altas cargas y velocidades de deslizamiento, como engranajes, cojinetes, anillos de pistón contra cilindro y seguidores de leva son especialmente propensos al gripado (Dyson A. , 1975). En la Figura 1, se muestran algunos ejemplos gráficos de superficies que han fallado por gripado.



Figura 1. Ejemplos de contactos lubricados con fallo por gripado: pistón, árbol y cojinete

Aunque son muchas las investigaciones que han analizado el inicio y la evolución de este modo de fallo, no existe un criterio único que defina con exactitud su aparición. En lo que sí coinciden todos, es que el gripado tiende a producirse en aquellos contactos mecánicos lubricados que operan bajo condiciones severas con altas velocidades de deslizamiento y elevadas presiones de contacto, ya que todos estos factores dificultan el mantenimiento del espesor de la película lubricante. En los siguientes subapartados se presenta con mayor detalle

un estudio de los principales factores involucrados en el fenómeno del gripado, las metodologías existentes empleadas para evaluar la resistencia al gripado de un lubricante, el potencial del uso de herramientas de IA para su estudio y finalmente, los objetivos de esta tesis.

1.1. Factores involucrados en el gripado

La protección, o resistencia, que ofrece un lubricante a que se produzca el gripado en el contacto que se encuentra lubricando depende de muchos factores. Para su mejor comprensión, se han agrupado en dos grupos según las condiciones operativas del contacto y las propiedades del lubricante.

Dentro de los factores ligados a las condiciones operativas del contacto, destacan la carga aplicada (o presión del contacto), la velocidad media y de deslizamiento entre ambas superficies, el material y la rugosidad de las superficies y la temperatura del contacto. En estudios realizados sobre engranajes, los incrementos de la carga y velocidad de deslizamiento, junto a valores elevados de rugosidad superficial, generan condiciones favorables para la aparición del gripado (Tian & Kennedy, Jr, 1994; Baber, Anderson, & Ku, 1968), produciendo un incremento acusado de la temperatura de la zona de contacto, que reduce la viscosidad del lubricante y compromete de este modo la estabilidad de la película de lubricante (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). Cuanto menor es la película, mayor es el contacto físico entre las micro asperezas de las superficies en condiciones de lubricación mixta, potenciando de este modo el incremento de calor generado y el aumento de la temperatura en el contacto. Este fenómeno de retroalimentación térmica también se ha observado en otros estudios realizados sobre seguidores de leva, dónde tienen lugar altas velocidades de deslizamiento (Peng, Spikes & Kadiric, 2019). En contrapartida, también se ha evidenciado como el incremento de la velocidad media de las superficies favorece la formación de película hidrodinámica del lubricante, reduciendo las probabilidades de aparición del gripado (Najman, Kasrai, & Bancroft, 2003;

Peng, Spikes, & Kadiric, 2019; Wojciechowski, Kubiak, & Mathia, 2016). Por otra parte, la composición del material de las superficies y su compleja interacción con el lubricante también influyen sobre los mecanismos del gripado (Evans, Barr, Houpert, & Boyd, 2013). Algunos estudios previos identifican la rugosidad superficial como un factor crítico sobre el gripado (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019), mientras que otros no le atribuyen tanto peso por los efectos del rodaje de los contactos mecánicos (Bayat & Lehtovaara, 2021).

Respecto al segundo grupo de factores, centrado en las propiedades del lubricante, caben destacar su viscosidad y la acción de sus aditivos para formar películas protectoras. Como primera protección, resulta deseable que el contacto pueda trabajar con un valor adecuado de viscosidad que permita generar una película hidrodinámica completa, reduciendo el riesgo de contacto directo entre las asperezas de las superficies (Blok H. , 1939). Sin embargo, esto no siempre es posible. En aquellos instantes más críticos durante el funcionamiento de un contacto lubricado, ciertos aditivos, modificadores de fricción (FM), extrema presión (EP), y antidesgaste (AW), actúan de segunda barrera generando películas protectoras adheridas a las superficies, que mitigan los efectos que conducen al gripado (Dyson A. , 1975; Wojciechowski, Kubiak, & Mathia, 2016). En este sentido, la actividad química del lubricante resulta determinante ya que la interacción entre los aditivos activos y las superficies en contacto afecta directamente la formación y estabilidad de las películas protectoras generadas sobre las superficies (Baber, Anderson, & Ku, 1968). En este punto, es importante tener en cuenta que el aumento de la temperatura puede acelerar la degradación química de estos aditivos, disminuyendo su efectividad (Najman, Kasrai, & Bancroft, 2003).

Como ya se ha mencionado, existe una clara relación entre el gripado y el espesor de película de lubricante en un contacto. Por esta razón, muchos investigadores que han analizado esta problemática del gripado han recurrido a la aplicación de la teoría elastohidrodinámica

(EHD) para conocer el valor de este espesor. Estos estudios han demostrado que, bajo ciertas condiciones operativas (p. ej. altas velocidades de deslizamiento), esta teoría no representa la realidad. Entre otras cosas, esto se debe a un fenómeno relacionado con la formación de un hoyuelo (“*dimple*”) en la zona de espesor central de película constante, que afecta a la interacción entre ambas superficies y por tanto al fenómeno del gripado. El hoyuelo ha sido localizado en ensayos realizados con velocidades de deslizamiento superiores a 4 m/s (Guo, Yang, & Qu, 2001; Guo, Wong, Yang, & Yagi, 2002).

1.2. Introducción a las metodologías de evaluación del gripado

Para estudiar el fenómeno del gripado y el efecto de sus factores de influencia, se han desarrollado diversas metodologías experimentales en tribómetros que permiten evaluar la resistencia de un lubricante frente a este fallo. En sus desarrollos iniciales, estas estrategias buscaban replicar lo máximo posible las condiciones reales de operación de contactos lubricados reales en máquinas. Por ello, se basaron en un primer momento en ensayos donde la severidad progresiva del ensayo se lograba aplicando incrementos escalonados de la carga de contacto. Cada uno de estos escalones determinaba un grado distinto de la capacidad del lubricante para mantener una película protectora entre las superficies. Para estos primeros estudios se emplearon tribómetros del tipo cuatro bolas (ASTM, 2009), Timken (ASTM, 2014) y FZG (ISO 14635-1:2023, 2023), cada uno con sus propias condiciones de carga, geometría de contacto y criterios de fallo a gripado. Todos estos equipos permiten incrementar progresivamente la carga hasta que se presenta el fallo por gripado. Sin embargo, presentan una problemática común, ya que, a medida que la carga se incrementa, el área de contacto entre las superficies se hace mayor debido a la deformación elástica de los materiales, introduciendo de este modo nuevas áreas del perímetro exterior de la huella del contacto, que no han sido desgastadas en las etapas de ensayo previas (Bayat & Lehtovaara, 2021). Esta situación genera una interacción entre asperezas no rodadas ni protegidas por las capas protectoras generadas

por los aditivos, conocidas como tribofilms, favoreciendo la aparición de un gripado prematuro (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). Además, conforme las superficies se desgastan, la presión de contacto disminuye, lo que conlleva a la sobreestimación de la capacidad del lubricante frente al gripado (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015).

Un método experimental alternativo que solventa esta problemática consiste en aplicar un incremento progresivo de la velocidad de deslizamiento (U_s) durante los ensayos. A diferencia de los métodos basados en incrementos de cargas, cuyo efecto sobre el gripado es más intuitivo a priori, el efecto del incremento de U_s no resulta tan evidente. Al aumentar U_s se favorece la generación de calor por fricción viscosa, lo que provoca el incremento de la temperatura y disminuye la viscosidad del lubricante y, por tanto, el espesor de la película. Si la configuración del tribómetro empleado para los ensayos permite mantener condiciones elevadas de U_s , con velocidades medias de las dos superficies (U_m) lo más reducidas posibles, se favorece más aún el efecto reductor sobre el espesor de película, debido a la escasa presencia del efecto hidrodinámico.

En la Figura 2 se ha representado un ejemplo con distintos resultados experimentales obtenidos en ensayos de fricción aplicados para la determinación de la resistencia al gripado de un lubricante. Como se puede observar por el escalonado de la línea marrón a partir de los 60 s, el método aplicado es el de incrementos progresivos de U_s . Estas pruebas suelen constar de dos etapas: un rodaje previo (*run-in* en inglés) a U_s baja y constante y los posteriores escalones/niveles de U_s de ensayo, que determinan la resistencia del lubricante en función del escalón en el que se produzca el fallo. En la etapa inicial de rodaje, se busca estabilizar el desgaste de la huella de contacto y de las rugosidades, así como favorecer la formación inicial de las capas protectoras del lubricante con la activación de ciertos aditivos. Se considera que esta estabilidad se alcanza cuando los valores de fricción, aun presentando cierta inestabilidad debido al régimen de lubricación mixto, alcanzan un valor promedio constante en el tiempo

(línea negra punteada en la Figura 2). En las etapas del ensayo (a partir de segundo 60 en el ejemplo de la figura), conforme aumenta la velocidad U_s de forma escalonada, con el fin de incrementar la severidad y posteriormente para dar tiempo a estabilizar de nuevo el contacto, se observa el incremento de la fricción debida a la disminución progresiva de la película de lubricante. En cualquier instante del ensayo puede llegar a producirse dos tipos de evoluciones según el comportamiento de la fricción: el gripado medio (*'mild scuffing'*), representado por la línea roja, o gripado completo (*'complete scuffing'*), representado en azul. En el primero, el desgaste provocado por la mayor severidad del contacto lleva a una nueva situación de equilibrio al aumentar la huella de contacto, no alcanzándose altos valores de fricción, ni el gripado. La aparición de este fenómeno es habitual en los métodos de ensayos basados en escalones de carga. En el segundo caso, se representa la evolución esperada y buscada en este trabajo de investigación sobre el fenómeno del gripado, dónde la fricción aumenta de forma progresiva hasta alcanzar un valor de fricción muy elevado en un escalón concreto de U_s , representativo de que se ha producido el gripado en el contacto.

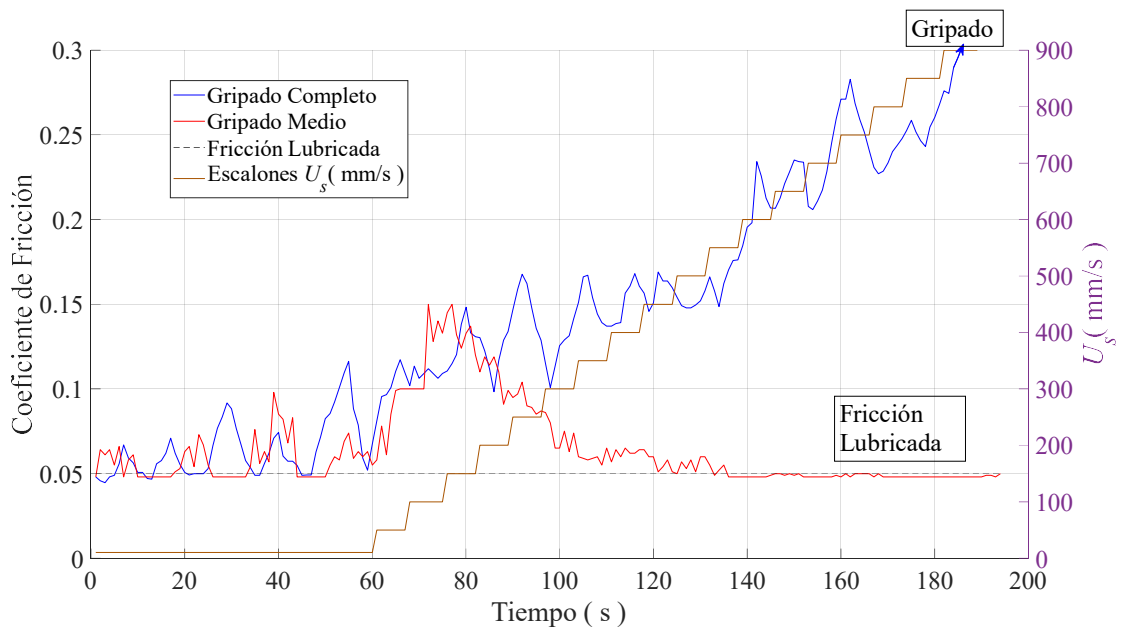


Figura 2. Ensayo de gripado tipo. Gripado medio y completo.

Los tribómetros convencionales empleados en las metodologías basadas en escalones de carga no resultan apropiados para los métodos basados en escalones de U_s . En estos equipos, el aumento de U_s suele estar acompañado de un incremento simultáneo de la velocidad media U_m . Este aumento de U_m favorece el incremento del espesor de la capa de lubricante por efecto hidrodinámico, dificultando alcanzar las condiciones críticas necesarias para inducir el gripado y haciendo necesario alcanzar cargas muy elevadas (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015), en muchos casos inalcanzables.

El tribómetro de contacto puntual lubricado Mini Traction Machine 2 (MTM2) de PCS Instruments no solo permite realizar ensayos con métodos basados en escalones de U_s , también cuenta con un modo de funcionamiento en “contrarrotación” de las superficies. Este modo permite que la velocidad lineal de las superficies en contacto, u_1 y u_2 , tenga direcciones opuestas, tal y como se esquematiza en la Figura 3, pudiendo alcanzar valores muy elevados de U_s a la vez que valores muy reducidos de U_m .

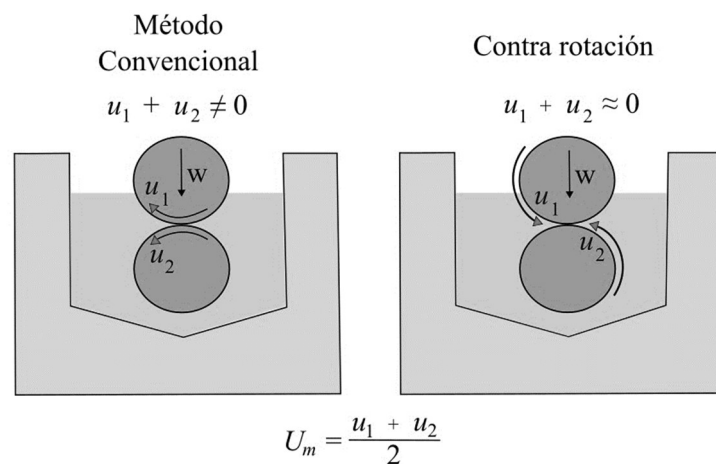


Figura 3. Ensayo en contrarrotación.

La configuración en contrarrotación, con dos motores independientes que controlan el desplazamiento de cada superficie, permite desacoplar los valores de U_s y U_m en los ensayos. Un parámetro comúnmente empleado para relacionar estas velocidades es el coeficiente de rodadura deslizamiento (SRR) (Echávarri Otero, y otros, 2011), definido como:

$$SRR = \frac{U_s}{U_m} = \frac{|u_1 - u_2|}{\left(\frac{u_1 + u_2}{2}\right)} \quad (1-1)$$

Por lo tanto, con el tribómetro MTM2 se pueden alcanzar valores de U_m próximos a cero, minimizando la formación de película elastohidrodinámica (EHD) y facilitando alcanzar condiciones de régimen mixto y límite de lubricación. Todo esto, a la vez que se aplican altos valores de U_s que favorecen los mecanismos de generación de calor y adherencia de las superficies. Otra gran ventaja de emplear este equipo reside en que se consiguen condiciones severas de contacto sin que sea necesario aplicar cargas de contacto progresivas y de valor elevado, evitando de este modo las problemáticas del gripado prematuro de las metodologías basadas en escalones de carga (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). A ello se suma que, gracias al movimiento desacoplado entre las dos superficies, el desgaste tiende a distribuirse de forma más uniforme a lo largo de las pistas de contacto. De este modo se evita que el contacto entre dos mismos puntos de los testigos se repita recurrentemente, lo que reduce la acumulación localizada de desgaste. Como resultado, se obtiene una distribución más homogénea del desgaste que favorece la menor variabilidad en los resultados de fricción obtenidos tras aplicar el método experimental. Por último, la aplicación de cargas (W) reducidas y la distribución homogénea del desgaste en los testigos de la MTM2 contribuyen a prevenir el aumento no deseado del área de contacto durante el ensayo. Por todas estas razones, este tribómetro ha sido ampliamente utilizado en estudios recientes de gripado, presentando buenos resultados y capacidad de diagnóstico en los estudios de la resistencia al gripado de los lubricantes (Bayat & Lehtovaara, 2021).

En el estudio del gripado en contactos lubricados también resulta fundamental tener en cuenta que los aditivos reaccionan bajo ciertas condiciones operativas (por ejemplo, la temperatura) con las superficies que se encuentran lubricando, generando sobre estas capas superficiales protectoras conocidas como tribofilms. Los tribofilms actúan como una barrera

protectora que reduce la fricción y el desgaste (Najman, Kasrai, & Bancroft, 2003). Se ha demostrado que en condiciones de contrarrotación, la velocidad U_s de las primeras fases del ensayo influye significativamente en la formación del tribofilm. Valores reducidos de U_s pueden no generar suficiente fricción y temperatura para activar la descomposición de los aditivos, mientras que valores muy elevados pueden provocar un arrastre del lubricante que impida su adhesión efectiva a la superficie (Ueda, Kadiric, & Spikes, 2022).

1.3. Evolución de metodologías de evaluación de la resistencia al gripado de lubricantes con escalones de U_s

Ingram et al. (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015) fueron los primeros investigadores que desarrollaron un método experimental empleando la configuración de bola sobre disco en contrarrotación en el equipo MTM2, con condiciones de carga fija. Su propuesta de ensayo constaba de dos etapas: rodaje y ensayo con aumento escalonado de U_s . Durante la etapa de rodaje, de 600 s de duración, las velocidades U_m y U_s se mantienen constantes. Sin embargo, durante los escalones/etapas de ensayo, solo U_m se mantiene constante. Cada escalón dura 10 s a U_s constante, seguido por un periodo de reposo sin carga de 30 s con el objetivo de estabilizar la temperatura de ensayo fijada en 120 °C y dar tiempo a la estabilización de los mecanismos triboquímicos antes del nuevo escalón. Durante las etapas de ensayo, la condición de gripado se alcanza cuando el coeficiente de fricción supera el valor de 0,25 durante más de 2 s. En este estudio se emplearon aceites base y aceites aditivados con viscosidades comprendidas en un rango reducido de 2,9 a 3,5 cP a 120 °C. Esta metodología presentó una alta variabilidad en las etapas de U_s dónde se alcanzaba el gripado cuando se realizaban repeticiones de los ensayos.

Con el fin de mejorar la repetibilidad de la etapa de U_s a la que se produce el gripado de su antecesor y permitir la formación adecuada del tribofilm, los autores (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019) propusieron ajustes en las condiciones de rodaje de su antecesor. Para ello,

estudiaron diferentes configuraciones de ensayo, variando duraciones, cargas y velocidades U_s y U_m , tanto en la MTM2 como en el equipo ETM, una versión de la primera que permite ensayar con cargas más elevadas. La temperatura del baño en los ensayos se mantuvo en 120 °C. De este estudio concluyeron lo siguiente: a) la carga de rodaje de 20 N (0,82 GPa) es la más adecuada, independientemente de las cargas aplicadas en las etapas de ensayo, b) las velocidades U_s y U_m deben ser bajas durante el rodaje y c) se debe extender la duración de las etapas de U_s a 30 s, con el fin de mejorar la estabilidad de cada nueva etapa y permitir determinar de forma más clara el instante en que se produce el fallo por gripado por el incremento repentino de la fricción. Solamente con estos cambios en la metodología, se consiguió alcanzar valores similares de U_s a las que se produce el gripado que Ingram et al. en lubricantes similares, pero logrando una mayor repetibilidad en las pruebas de repetición. Por otra parte, en este estudio se empleó el método 3D-Slim de interferometría óptica de la MTM2, que permite capturar imágenes de la formación y evolución del tribofilm y correlacionar su influencia sobre el fenómeno del gripado e identificar las condiciones del contacto que más favorecen su formación. También investigaron la formación del efecto "hoyuelo" presentado en el apartado 1.1, que solo se observó a velocidades U_s superiores a 4 m/s. Por último, modificaron ligeramente la condición de gripado, considerándolo como el incremento en el coeficiente de fricción por encima de 0,2 durante más de 5 s. Estas pruebas las realizaron sobre aceites base, aceites aditivados, lubricantes industriales y aceites para turbinas de aviación, con viscosidades de hasta 5,8 cP a 120 °C. Como trabajo complementario a la investigación, aplicaron el criterio de gripado propuesto por (Blok H. , 1937), para comparar y complementar su metodología, identificando el fenómeno del gripado cuando la temperatura del contacto alcanza un cierto valor crítico.

En los trabajos posteriores desarrollados por (Bayat & Lehtovaara, 2021), se evalúan condiciones más extremas de carga con el equipo MTM2, empleando por primera vez una configuración de barril sobre disco en condiciones de contrarrotación y con temperaturas de baño de 120 °C. La aplicación de la probeta de ensayo tipo barril genera un contacto elíptico con un área de contacto más reducida que empleando la bola, lo que permitió alcanzar presiones de contacto elevadas de hasta 3,06 GPa en la MTM2. Las condiciones de rodaje se fijaron en una carga de 10 N (1,6 GPa) y U_s creciente. Para las etapas de ensayo, la velocidad U_s se incrementa en escalones de 0,1 m/s hasta alcanzar 1 m/s y, posteriormente, en incrementos de 0,2 m/s hasta un máximo de 4 m/s. Como novedad, aplicaron la metodología a lubricantes ambientalmente aceptables (EAL), junto a otros lubricantes con viscosidades más elevadas comprendidas entre 7,1 y 10,3 cP a 120 °C, de aquí la razón de buscar métodos con presiones de contacto más elevadas.

Los autores (Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022) propusieron introducir velocidades aún más reducidas durante la etapa de rodaje ($U_m = 0,003$ m/s y $U_s = 0,01$ m/s), manteniendo la temperatura de ensayo en 120 °C. Para las condiciones de la primera de las etapas de ensayo, analizaron el efecto de la U_s en la primera etapa (0,1, 0,6 y 1,0 m/s) sobre la resistencia al gripado, con incrementos controlados de $\Delta U_s = 0,1$ m/s cada 30 s. Empleando la técnica 3D-Slim, observaron que, tras la fase de rodaje, las U_s en la primera etapa de ensayo de 0,1 m/s favorecen la formación más temprana y estable de los tribofilms, comparadas con U_s mayores. Estos ensayos se realizaron con lubricantes de baja viscosidad (2,3 cP a 120 °C), formulados con distintos tipos y concentraciones de aditivos. Los resultados demostraron que tanto la velocidad inicial como la sinergia entre aditivos FM, EP y AW influyen significativamente en la protección frente al fallo por gripado. En un segundo estudio los mismos autores (Ueda, Kadiric, & Spikes, 2022), profundizan en el efecto de U_s y demuestran que iniciar los ensayos

directamente con altas $U_s = 2,0$ m/s impide el desarrollo efectivo del tribofilm, lo que conduce al gripado prematuro. En contraste, iniciar con valores bajos de $U_s = 0,1$ m/s permite a aditivos como el ZDDP generar una película protectora antes de alcanzar condiciones críticas, logrando evitar el gripado incluso cuando la U_s se incrementa hasta 5,0 m/s. Ambos trabajos resaltan la importancia de un diseño experimental cuidadoso que contemple la secuencia de U_s aplicada en el contacto, especialmente en lubricantes de baja viscosidad donde la activación de los aditivos depende de las condiciones iniciales del ensayo.

Para facilitar la comparativa, en la Tabla 1, se sintetizan las diferentes metodologías para la estimación de la resistencia al gripado de un lubricante con equipos en contrarrotación, MTM2 y ETM, presentadas en este apartado.

Tabla 1. Metodologías de evaluación de la resistencia al gripado de un lubricante en condiciones de contrarrotación

Autores	Ingram et al.		Peng et al.	Ueda et al.	Bayat et al.	
Equipo de ensayo y configuración	MTM2, Bola-disco		MTM2 y ETM	MTM2, Bola-disco	MTM2 Barril-disco	
	Ensayo 1	Ensayo 2	Bola-disco			
ETAPA DE RODAJE						
Tipo de rodaje	Inicial. W , U_m y U_s constantes					Adicional. U_m constante
Carga Normal, W (N)	Igual que en etapas de ensayo	Igual que en etapas de ensayo	20	20 o 50	10	Igual que la serie en las etapas de ensayo
U_m (mm/s)	3	200	3	3	40	100
U_s (mm/s)	10	300	10	10	10	Creciente de 300 a 400 y 500
Duración (s)	600	600	600	600 o 3600	600	90 (30 por cada U_s)
ETAPAS DE ENSAYO PRINCIPALES, CON INCREMENTOS ESCALONADOS DE VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO						
Tipo de etapas de ensayo	W y U_m constantes					U_m fija 3 series a $\neq W$ con etapas adicionales de rodaje antes de cada serie
Carga normal en N	5, 10, 20, 30, 40 o 50	5, 10, 20, 30, 40 o 50	10, 20, 40, 75, 150, 300 o 600	20, 40, 75, 210 o 570	20, 50 y 75	
U_m (mm/s)	3	200	De 80 a 200	200	100	
U_s (mm/s)	20	600	600	100, 600 o 1000	600 (después de cada etapa de rodaje adicional)	
ΔU_s por escalón (mm/s)	10, 20 o 100	300	100	100	100 (hasta 1000 mm/s) y 200 (a partir de 1000 mm/s) hasta 4000 mm/s	
Duración de cada escalón (s)	10 (entre cada escalón reposo de 30 s en rodadura pura)		30 (entre cada escalón reposo de 30 s. Se adquieren imágenes 3D-Slim)			

1.4. Metodologías de IA para el estudio tribológico

Aplicar los métodos experimentales descritos con anterioridad suele conllevar realizar grandes y costosas campañas de ensayo cuando se trata de desarrollar una nueva composición de lubricante en la que se quiere conocer su grado de resistencia frente al fallo por gripado. En problemáticas tribológicas similares, donde se busca aproximar una primera solución que finalmente se optimice y valide en campañas experimentales más reducidas, las herramientas de Inteligencia Artificial (IA) han demostrado ser de una gran utilidad. Estas herramientas permiten abordar problemas de optimización en sistemas con múltiples variables interdependientes, donde, por ejemplo, la interacción entre los aditivos, la viscosidad del lubricante y las condiciones de operación influyen de manera no lineal en la resistencia al gripado.

Estas técnicas de IA ya se han aplicado exitosamente para la formulación de nuevos lubricantes y sus aditivos (Bhaumik & Kamaraj, 2020), así como la predicción y optimización de varios parámetros tribológicos la fricción, el desgaste y la estabilidad de película lubricante (Reddy Paturi, Cheruku, & Reddy, 2022; Argatov, 2019). Aunque no para la problemática concreta del gripado, estas técnicas se han empleado en la identificación de otros mecanismos de fallo del contacto lubricado (Sieberg, Kurtulan, & Hanke, 2022), además de la mejora de las superficies de contacto y la selección adecuada de las condiciones operativas (Rosenkranz A. , Marian, Profito, Aragon, & Shah, 2021; Lu, y otros, 2014).

Entre los métodos de IA más utilizados en tribología se encuentran las redes neuronales artificiales (RNA), máquinas de soporte vectorial (SVM) (Lu, y otros, 2014; Marian & Tremmel, 2021), los cuales han demostrado ser eficaces en la predicción de la fricción, la selección de aditivos y la mejora del desempeño tribológico de los lubricantes (Marian & Tremmel, 2021; Reddy Paturi, Palakurthy, & Reddy, 2022; Rosenkranz A. , Marian, Profito, Aragon, & Shah, 2021).

1.5. Hipótesis y Objetivos

En base al estado del arte presentado en los puntos anteriores surgen las siguientes hipótesis de investigación que se desean estudiar en esta tesis:

- H1: Una selección optimizada de condiciones de rodaje (U_m , U_s y W), capaces de favorecer la formación inicial y estabilización del tribofilm, deben permitir reducir la variabilidad obtenida en los valores de velocidad U_s de gripado (indicador de la resistencia de un lubricante) con las metodologías actuales, aplicadas a lubricantes base y con aditivos FM, EP y AW.
- H2: Una configuración específica de etapas escalonadas de U_s , basada en incrementos constantes de la velocidad de deslizamiento, tiempos de permanencia definidos y carga controlada, pueden incrementar más aún la precisión en la obtención de los valores de velocidad U_s de gripado. Un control uniforme de la velocidad U_s debe contribuir a estabilizar el régimen límite de lubricación y reducir la variabilidad asociada al proceso de aparición del gripado.
- H3: El entrenamiento de herramientas de Inteligencia Artificial del tipo RNA y SVR, con un número limitado de muestras experimentales, permite determinar con cierta precisión la composición óptima de lubricantes con aditivos FM, EP y AW a partir de un valor deseado de su resistencia al gripado.

Con el fin de profundizar en estas hipótesis planteadas, el objetivo principal de la presente tesis doctoral es la creación de herramientas precisas que permitan evaluar la resistencia al gripado de un lubricante y también faciliten la labor de seleccionar su composición más adecuada con el fin de alcanzar un cierto grado de resistencia al gripado. Para el logro de las dos primeras hipótesis (H1 y H2), se plantea como objetivo (OB1) el desarrollo de una metodología experimental que permita evaluar de forma precisa la resistencia al gripado de

lubricantes formulados (con un paquete de aditivos completo) en un rango amplio de viscosidades, empleando un tribómetro MTM2 con condiciones de contrarrotación. A diferencia de los métodos presentados en el apartado 1.2, el desarrollo de esta nueva metodología pretende superar los siguientes retos identificados:

- Ser válida no solo para aceites base o aceites dónde únicamente se analiza el efecto de un único aditivo. Debe ser aplicable a aceites completamente formulados. Concretamente, se analizarán los efectos de las concentraciones de los principales aditivos involucrados en el fenómeno del gripado: FM, EP y AW.
- Ser válida en un rango elevado de viscosidades del lubricante, para los que resulta más complejo alcanzar las condiciones límite que llevan al gripado. Concretamente, se plantea el estudio dentro del rango comprendido entre 2,9 y 15,1 cP a 120 °C. Al incrementar el límite superior de este rango respecto a otras metodologías previas, también se busca validar el nuevo procedimiento en lubricantes para aplicaciones industriales exigentes como: motores de competición, turbinas de aviación y transmisiones de alta exigencia, donde una mayor viscosidad y concentración de aditivos es necesaria para mantener la protección adecuada.
- Propuesta de una nueva etapa de rodaje que garantice la estabilización de la huella de contacto, así como la rugosidad de las superficies, que a la vez debe favorecer la formación inicial y posterior estabilización del tribofilm generadas por los aditivos del lubricante durante las etapas posteriores del ensayo. La nueva metodología debe ofrecer mejor repetibilidad de los resultados de resistencia al gripado respecto a los trabajos previos, diferenciando con mayor precisión los distintos niveles de resistencia de los aceites estudiados.
- Propuesta de una nueva etapa de ensayo que evite los aumentos bruscos de velocidad de deslizamiento que favorezcan la falta de repetibilidad (Ueda, Spikes, & Kadiric,

2022), pero si resulten lo suficientemente severos como para permitir la aparición del fenómeno del gripado.

- Validar un indicador alternativo de predicción de la resistencia al gripado basado en cálculos analíticos.

Para el caso de la hipótesis de investigación H3, en el que se busca seleccionar la formulación óptima de un lubricante que permite alcanzar cierto grado de resistencia al gripado, se plantea el objetivo (OB2) consistente en el desarrollo de una herramienta de IA con una doble función. La primera, que pueda sustituir parcialmente a las metodologías experimentales que permiten evaluar la resistencia a gripado de un lubricante, consiguiendo con ello un gran ahorro en costosas campañas experimentales. Y la segunda, que cumpla con el propio planeamiento formulado en la hipótesis de investigación H3. Los principales retos de investigación identificados para el logro de este segundo objetivo son:

- Recopilar y validar todos los resultados experimentales de pruebas de gripado y sus condiciones de ensayo de la bibliografía, a fin de enriquecer la IA con el mayor número de datos disponibles, siendo conscientes que estos serán limitados. Por esta razón, también se emplearán los datos experimentales obtenidos durante la tesis aplicando la metodología propia desarrollada para el cumplimiento del primer objetivo.
- Realizar un estudio sobre el estado del arte de herramientas de IA en tribología con el fin de seleccionar aquella/s más adecuada/s para implementar en este segundo objetivo de esta tesis. Posteriormente, desarrollar los modelos seleccionados con los datos recopilados y obtenidos de la validación de la metodología desarrollada para el objetivo 1. Estos modelos deben ser capaces de relacionar la viscosidad del lubricante y las concentraciones de sus aditivos FM, EP y AW con su resistencia al

gripado, independientemente de la metodología de ensayo aplicada para su obtención.

- Con la herramienta de IA que mejor resultado haya ofrecido en la predicción de la resistencia a gripado, se desarrollará la metodología que permita conocer la formulación más adecuada para poder alcanzar un cierto grado de resistencia al gripado en un lubricante.

1.6. Estructura de la tesis

La tesis se organiza en ocho capítulos. A continuación, se presenta una breve descripción de cada uno.

En **Capítulo 1, El Gripado**, se contextualiza e introduce el fenómeno del gripado como modo de fallo crítico en contactos lubricados sometidos a condiciones severas. Se presentan las limitaciones de los métodos tradicionales para su estudio, basados en aumentos de W , y se introduce la metodología de contrarrotación del MTM2 como alternativa para desacoplar las velocidades U_s y U_m y mejorar la detección del gripado. Asimismo, se justifica el interés en el control del rodaje y de la creación como mantenimiento del tribofilm. Por último, se presenta el papel de la inteligencia artificial (RNA y SVR) como herramienta predictiva. El capítulo finaliza con la formulación de las hipótesis y los objetivos del trabajo.

En **Capítulo 2, Fundamentos del contacto mecánico lubricado**, se presentan los fundamentos teóricos del contacto mecánico lubricado, considerando: los postulados de Hertz, los regímenes de lubricación EHD, mixtos y límite, así como el papel de la rugosidad en el parámetro λ . Se introducen modelos analíticos para el cálculo del espesor de película y se describen criterios térmicos y energéticos relevantes para el gripado, como T_{max} y FPI , empleados posteriormente en los análisis experimentales.

En **Capítulo 3, Lubricantes y sus propiedades**, se describe las propiedades reológicas, térmicas y tribológicas de los lubricantes empleados en la tesis. Se analizan las variaciones de viscosidad con temperatura y presión, y se explica el mecanismo de acción de los aditivos FM, EP y AW mediante la formación de tribofilm. Además, se establecen las condiciones de activación térmica de dichos aditivos y su relación con la resistencia al gripado.

En **Capítulo 4, Teoría general del gripado**, se revisan las normativas existentes para evaluar el gripado (ASTM D2782, ASTM D5182, ISO 14635-1) y se discuten sus limitaciones por el uso de escalonamientos de carga W . Se justifica la necesidad de metodologías basadas en escalonamientos de velocidades U_s a W constante, destacando las ventajas del tribómetro MTM2 en contrarrotación y del uso del accesorio 3D-Slim para el seguimiento del tribofilm. Concluye presentando la configuración experimental base para la metodología desarrollada en esta tesis.

En **Capítulo 5, Metodología experimental para la evaluación de la resistencia al gripado**, se presenta el núcleo metodológico del trabajo: una nueva metodología para evaluar la resistencia al gripado mediante un protocolo que combina rodaje controlado y escalonamientos progresivos de U_s . Se detallan las condiciones de U_m , U_s , W y T_b , así como el criterio de fricción μ que identifica el inicio y aparición del gripado. Se analiza la relación entre los parámetros U_s de gripado, T_{max} y FPI , y se muestran imágenes interferométricas del 3D-Slim, obtenidas del tribofilm. Los ensayos realizados con los lubricantes de referencia validan la repetibilidad y robustez del procedimiento.

En **Capítulo 6, Desarrollo de herramientas de análisis de gripado con inteligencia artificial**, se desarrolla una base de datos con 160 ensayos experimentales y bibliográficos, utilizada para entrenar modelos RNA y SVR. Se evalúa la precisión de los modelos mediante el error porcentual absoluto medio (ϵ_r), alcanzando valores inferiores al 10 %. El modelo SVR,

al ser el de menor error, se utiliza para estimar formulaciones de lubricantes capaces de aumentar su resistencia al gripado. Finalmente, se presenta una herramienta interactiva tipo recomendador para apoyar la selección de aditivos FM, EP y AW.

En **Capítulo 7, Conclusiones**, se sintetizan las principales conclusiones del trabajo experimental y computacional, destacando la influencia del rodaje, la utilidad del protocolo escalonado de U_s , el papel de los aditivos en el tribofilm y el potencial de la IA para optimizar formulaciones. Se proponen líneas de continuidad científica y tecnológica.

En **Capítulo 8, Bibliografía**, se presentan los documentos que dan la base teórica y científica para el desarrollo de la tesis, así como los artículos donde se identifican y presentan las oportunidades de mejora de los métodos experimentales.

La Figura 4 esquematiza el orden y los contenidos fundamentales de cada capítulo.

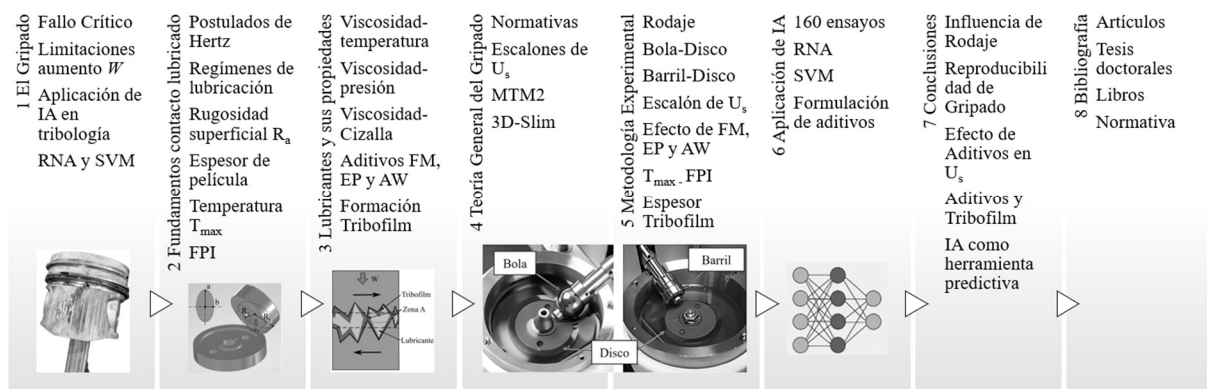


Figura 4. Estructura del documento.

1.7. Resumen del Capítulo

El Capítulo 1 introduce el contexto técnico y científico en el que se enmarca esta investigación, centrada en el análisis del gripado como modo de fallo tribológico en componentes mecánicos sometidos a condiciones de operación severas y la predicción sobre la resistencia a la aparición de este fenómeno que ofrece un lubricante en un contacto. Se presenta una revisión de los métodos experimentales convencionales, basados en escalonamientos de

carga, destacando sus limitaciones frente a metodologías modernas que controlan la velocidad de deslizamiento en tribómetros como MTM2, configurados en contrarrotación. Esta configuración permite desacoplar las velocidades U_s y U_m , reduciendo efectos hidrodinámicos y mejorando el control de la detección del gripado. Se destaca la importancia de la configuración de la etapa de rodaje para lograr estabilizar el coeficiente fricción, estabilizando las superficies en contacto, así como el tribofilm inicial, ya que su activación depende de la secuencia y magnitud de U_s .

El capítulo incorpora además la introducción a las herramientas de Inteligencia Artificial (IA) aplicadas en tribología, como complemento de los ensayos experimentales. En particular, las redes neuronales artificiales (RNA) y las máquinas de soporte vectorial tipo regresión (SVR) permiten modelar relaciones no lineales entre variables de operación, viscosidad y concentraciones de aditivos, integrándose con los resultados experimentales para predecir y optimizar la resistencia al gripado. Estas herramientas constituyen la base predictiva del procedimiento desarrollado en la tesis.

Finalmente, se definen las hipótesis y objetivos principales de la investigación, como el desarrollar una metodología experimental precisa y repetible para determinar la resistencia al gripado de lubricantes completamente formulados, como también de establecer configuraciones de herramientas de IA capaces de estimar y recomendar composiciones óptimas de lubricante considerando su viscosidad base y contenido de aditivos FM, EP y AW, para controlar y mejorar su resistencia al gripado.

2. FUNDAMENTOS DEL CONTACTO MECÁNICO LUBRICADO

2.1. Introducción

Antes de profundizar en el estudio del gripado y el desarrollo de las metodologías que permiten evaluar su aparición, este Capítulo presenta una breve introducción a los conceptos básicos de los contactos mecánicos lubricados, necesarios para poder comprender los fenómenos involucrados en este modo de fallo. Por tanto, los objetivos principales que se establecen para este Capítulo son:

- Presentar los fundamentos del contacto mecánico lubricado involucrados en el fenómeno del gripado, que serán relevantes tanto para el desarrollo de la metodología experimental en el Capítulo 5, como para la clasificación de los datos empleados en las herramientas de IA del Capítulo 6.
- Presentar los parámetros y ecuaciones de comportamiento implementadas en la metodología para la estimación de la resistencia a gripado por cálculo de la temperatura analítica del contacto, que será presentada en el Capítulo 5.

2.2. Contacto seco: Teoría Hertziana

El comportamiento de dos sólidos en contacto lubricado es muy similar geométricamente al que se produce cuando el contacto es seco, es decir, cuando no existe una capa de lubricante que los separe. Al encontrarse dos elementos mecánicos en contacto, cargados el uno contra el otro, se produce la deformación elástica de sus superficies, que determina un área de contacto y un campo de presiones sobre las mismas. Los autores (Stachowiak & Batchelor, 2014) describen de un modo sencillo la teoría de Hertz, la cual

permite conocer los tamaños de la huella de contacto y sus campos de presiones asociados, siempre que se cumplan las siguientes hipótesis:

- El área de contacto debe ser pequeña comparada con las dimensiones de los cuerpos y los radios de curvatura.
- Las deformaciones de los cuerpos son menores que el área de contacto.
- Se consideran superficies lisas, es decir, sin rugosidades.

Las geometrías reales de los cuerpos en contacto, típicamente bola, rodillo, cilindro o plano determinan que los contactos sean de tipo puntual (circular y elíptico) y lineal, tal y como se esquematiza en la Figura 5. Partiendo de estas geometrías, se puede determinar un conjunto de parámetros característicos del contacto, como son los radios de contacto a y b , que definen la zona de contacto real por deformación elástica de los cuerpos, o la presión máxima o hertziana (p_0) (Stachowiak & Batchelor, 2014). En la Tabla 2, se recopilan las expresiones que permiten su cálculo teórico para los casos particulares de contacto circular y elíptico, objeto de esta tesis.

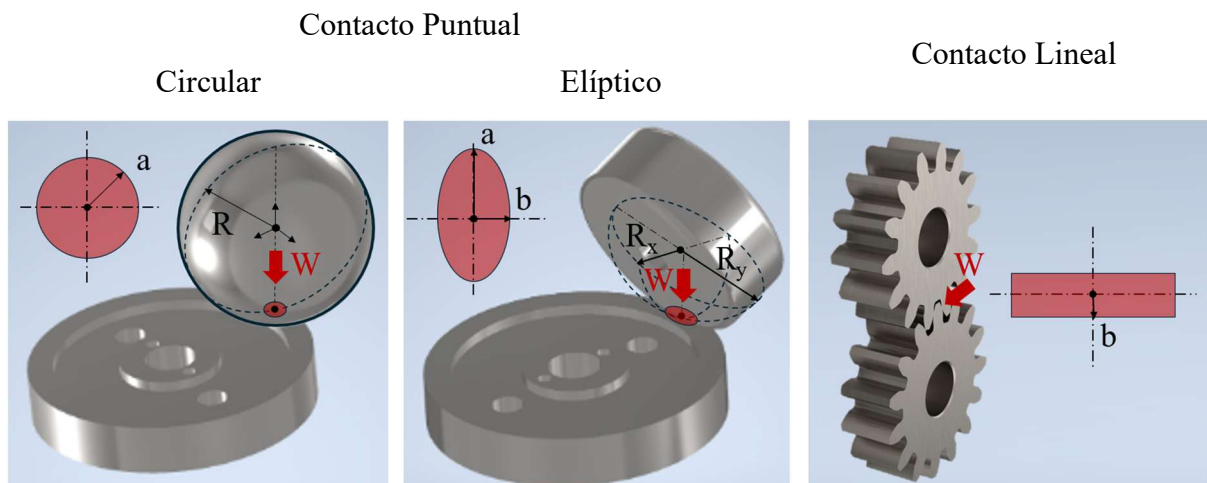


Figura 5. Tipos de contactos

Tabla 2. Parámetros característicos de contactos.

Parámetro	Contacto puntual/circular	Contacto puntual/elíptico
Radio de contacto Hertziano	$a = \sqrt[3]{\frac{3WR'}{E'}}$	$a = \sqrt[3]{\frac{6k^2 \varepsilon WR'}{\pi E'}}$ $b = \sqrt[3]{\frac{6\varepsilon WR'}{\pi k E'}}$
Radio equivalente	$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} = \frac{2}{R}$	$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y}$
Presión hertziana	$p_0 = \frac{3W}{2\pi a^2}$	$p_0 = \frac{3W}{2\pi ab}$
Presión media	$p_{media} = \frac{W}{\pi a^2}$	$p_{media} = \frac{W}{\pi ab}$

W : Carga normal

E' : Módulo de Young equivalente

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)$$

(E_1) y (E_2) : módulos de Young de los cuerpos 1 y 2

(ν_1^2) y (ν_2^2) : coeficientes de Poisson de los cuerpos 1 y 2

Parámetros de simplificación contacto elíptico (Stachowiak & Batchelor, 2016):

$$\varepsilon = 1,0003 + \frac{0,5968R_y}{R_x}$$

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

ε : parámetro integral simplificado

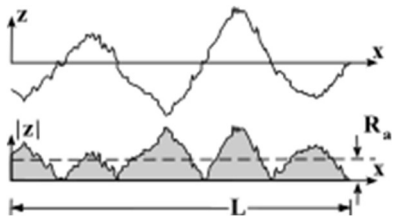
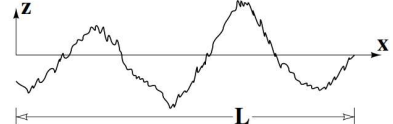
k : parámetro de elipticidad simplificado

2.3. Rugosidad superficial

Aparte de las condiciones presentadas en el apartado anterior, el fenómeno del gripado está muy influenciado por la rugosidad de las superficies de los cuerpos, resultando determinante a la hora de establecer el régimen de lubricación. La rugosidad superficial se define como el conjunto de irregularidades microscópicas originadas por los procesos de fabricación, mecanismos de desgaste o tratamientos mecánicos de un cuerpo. Estas irregularidades, caracterizadas por picos y valles, influyen de manera directa en varias propiedades tribológicas del contacto, como son la fricción, el desgaste y las reacciones fisicoquímicas de los lubricantes (Stachowiak & Batchelor, 2014). Cuando se produce el contacto directo entre asperezas de dos superficies, se genera un calentamiento por fricción que favorece el incremento de la temperatura y con ello la aparición del fenómeno del gripado. Por todas estas razones, la rugosidad superficial debe ser tenida en cuenta para este trabajo de investigación.

Para caracterizar la topografía superficial de la rugosidad mediante parámetros estadísticos, se necesitan al menos dos: uno que describa la variación de la altura del perfil (z) y otro que describa cómo varía la altura en el plano de la superficie (L), tal y como se muestra en la Tabla 3. La relación entre estos parámetros puede describirse de distintas maneras como la rugosidad media aritmética (CLA o R_a), la rugosidad cuadrática media (RMS o R_q) u otras. En la práctica de la ingeniería, la definición de rugosidad más empleada es la R_a .

Tabla 3. Definiciones de rugosidad

Tipo de rugosidad	Expresión	Referencia gráfica
Rugosidad media aritmética (CLA o R_a)	$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L z dx$	
Rugosidad Media cuadrática (RMS o R_q)	$R_q = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L z^2 dx}$	

La rugosidad R_a se calcula promediando las alturas de los picos y valles en la superficie, lo que significa que la presencia de un pico o valle atípico influye significativamente en su valor final. Una de las principales limitaciones de este parámetro es que puede asignar valores idénticos a superficies que, a nivel microscópico, presentan perfiles completamente diferentes. Por tanto, su medición puede no reflejar cambios tras un proceso de desgaste o deformación plástica, tal y como se ilustra en la imagen inferior de la Figura 6.

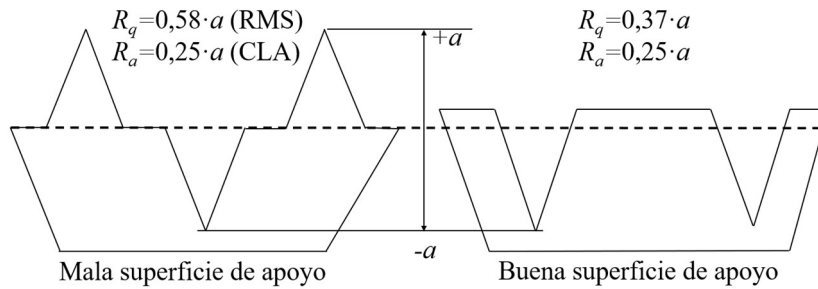


Figura 6. Tipos de rugosidad

En esta tesis, las superficies en contacto presentan valores distintos de R_a , reportados por el fabricante de los testigos o medidos experimentalmente por los investigadores. Dado que el cálculo del parámetro de lubricación λ , que será definido en el próximo apartado, requiere conocer la rugosidad cuadrática media combinada (R_{qc}), es necesario establecer una relación aproximada entre los valores de R_a a R_q . Para ello, se ha asumido una distribución estadística

común de superficies mecanizadas (tipo gaussiano) y se ha aplicado la expresión (2-1) obtenida de la relación de la Figura 6 de la derecha (Stachowiak & Batchelor, 2014).

$$R_q \approx 1,48 \cdot R_a \quad (2-1)$$

Una vez calculados los valores individuales de R_q , se obtiene R_{qc} resolviendo la ecuación (2-2).

$$R_{qc} = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2} \quad (2-2)$$

Donde R_{q1} y R_{q2} son las rugosidades medias cuadráticas para las superficies 1 y 2.

De igual modo, se puede obtener la rugosidad media aritmética combinada (R_{ac}) resolviendo la ecuación (2-3).

$$R_{ac} = \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2} \quad (2-3)$$

Donde R_{a1} y R_{a2} son las rugosidades medias cuadráticas para las superficies 1 y 2.

2.4. Regímenes de lubricación

El régimen de lubricación de un contacto resulta determinante en el proceso de gripado, ya que este modo de fallo se produce bajo condiciones de insuficiencia de película hidrodinámica, lo que se conoce como régimen mixto o límite. En estos dos últimos regímenes, las micro asperezas de ambas superficies entran en contacto directo, lo que genera elevadas presiones locales, incrementos de temperatura y fallos por adhesión. El mecanismo de generación del gripado comparte similitudes con los procesos de desgaste, especialmente el de tipo adhesivo, diferenciándose por tratarse fundamentalmente de un fallo súbito y catastrófico.

Cuando la película de aceite es completa, separando físicamente el contacto entre asperezas de las superficies, se dice que el contacto funciona en régimen (elasto)hidrodinámico (EHD). Si por efecto de la presión p_0 y las propiedades elásticas de las superficies, la deformación de los sólidos y el incremento de la viscosidad del lubricante son despreciables, se considera régimen hidrodinámico (HD) de lubricación, típico en cojinetes. En caso contrario,

tal y como sucede típicamente en los contactos en engranajes, rodamientos, levas, con valores de p_0 alcanzando el orden de GPa, se dice que el contacto trabaja en régimen EHD.

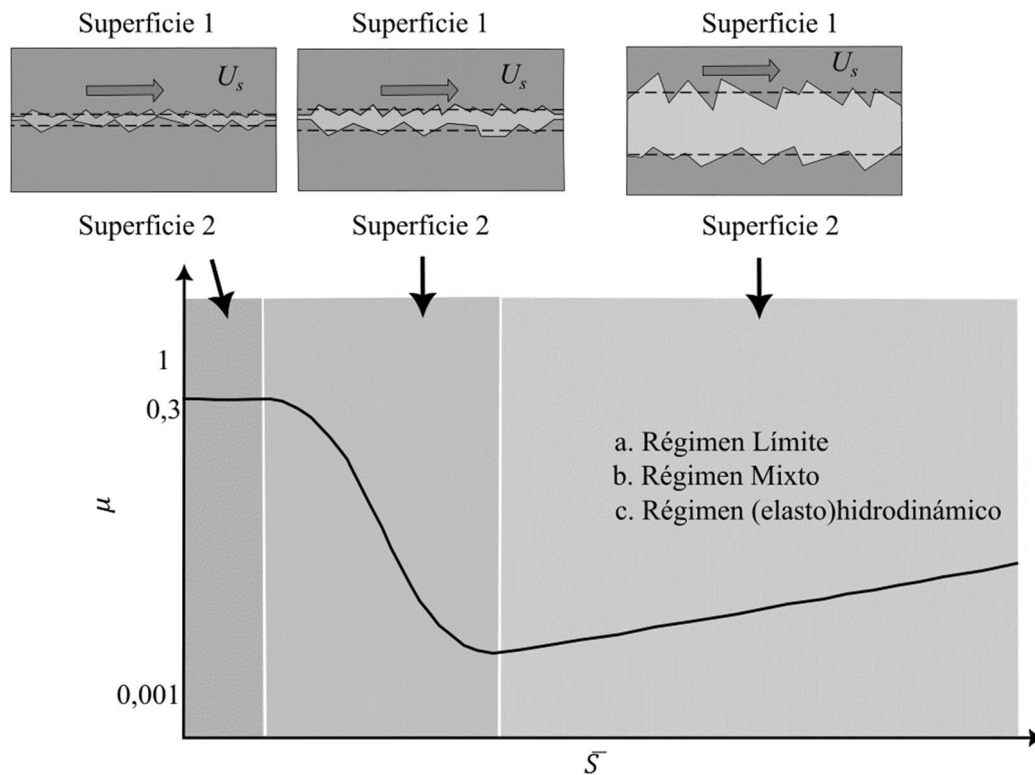


Figura 7. Curva de Stribeck y regímenes de lubricación.

Como consecuencia de la complejidad técnica de la medición del espesor de una película de lubricante, el método más empleado para reconocer el régimen de lubricación de un contacto bajo unas condiciones operativas dadas consiste en representar la curva de Stribeck, como la representada en la Figura 7. Esta curva representa la variación del coeficiente de fricción (μ) en función del parámetro adimensional de Sommerfeld, $\bar{s} = \frac{\eta U_s}{W}$, donde η es la viscosidad del lubricante, U_s la velocidad de deslizamiento y W la carga aplicada. Valores bajos de \bar{s} con altos valores de μ favorecen los mecanismos de adhesión que llevan al gripado. En la zona de régimen EHD, los valores de μ son más bajos al no producirse contacto físico entre las asperezas, debiéndose su variación únicamente a los fenómenos de fricción viscosa del propio aceite.

Otra forma habitual de poder representar la curva de Stribeck consiste en sustituir el parámetro \bar{s} por lambda (λ), definido como la relación entre el espesor central de película (h_c) y la rugosidad cuadrática media combinada R_{qc} de las superficies en contacto:

$$\lambda = \frac{h_c}{R_{qc}} \quad (2-4)$$

Aunque no existe un criterio unificado en la comunidad científica, se considera que cuando un contacto lubricado trabaja con valores de $\lambda < 1$, su régimen de lubricación se considera límite; para $1 < \lambda < (2 - 3,5)$ es mixto y para $\lambda > (2 - 3,5)$ es EHD (de la Guerra Ochoa, 2013).

Para el estudio del fenómeno del gripado, el régimen de lubricación de mayor interés es el límite, dónde la película de lubricante es extremadamente delgada y la carga total es soportada por las asperezas que se encuentran en contacto. Estas condiciones favorecen la generación de micro soldaduras a consecuencia de la alta fricción y la consecuente generación de calor. El comportamiento de este régimen de lubricación está muy influenciado por los procesos de adsorción química y reacciones triboquímicas entre las superficies y el lubricante (de la Guerra Ochoa, 2013), que dan lugar a la formación del tribofilms. Estas capas protectoras, formadas por activación de ciertos aditivos presentes en los lubricantes (Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022), protegen del desgaste y el gripado a las superficies en contacto, reduciendo su contacto directo y los mecanismos de adhesión entre asperezas. Su capacidad protectora depende de varias propiedades físicas como son su espesor (del orden de nanómetros hasta cientos de nanómetros), la adherencia a las superficies, la cohesión o su estabilidad térmica.

Como referencia, el coeficiente μ presenta valores 0,1 y 1,0 en condiciones de lubricación límite, dependiendo de factores como son la R_a , los pares de materiales en contacto, la química del lubricante, o la acción de los aditivos formadores de tribofilms (Stachowiak & Batchelor, 2014). Sin embargo, la existencia de condiciones de lubricación límite no implica de

forma inmediata la ocurrencia de gripado. De hecho, cuando existe una formación eficaz de tribofilm o un deslizamiento moderado, la fricción puede mantenerse en niveles elevados sin llegar al fallo por gripado (Ueda, Kadiric, & Spikes, 2022). Tal y como se mencionó en el apartado 1.2 de esta tesis, el gripado aparece cuando fallan los mecanismos de protección tribológica como es el caso de los tribofilms y se produce una interacción severa entre las superficies, que puede observarse por medio de un aumento repentino y sostenido de μ . Por tanto, aunque algunos ensayos de gripado reportan valores de μ cercanos a 0,2 o 0,25 como umbral de inicio de gripado, estos no deben ser generalizados para todas las condiciones de lubricación límite, sino evaluados dentro de los criterios de fallo definidos experimentalmente en cada estudio (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015).

2.5. Cálculo analítico del espesor de película

Tal y como se ha indicado en el apartado anterior, el grado de régimen de lubricación resulta complejo de obtener a partir de medidas experimentales de espesor de película, ya que actualmente solo unos pocos tribómetros lo permiten. Sin embargo, si es posible obtener una estimación de su valor de forma teórica y con ello identificar si se están produciendo condiciones favorables para el gripado. Conocido su valor, se puede obtener el parámetro λ de la ecuación (2-4), sabiendo previamente la rugosidad de las superficies (véase apartado 2.3).

Cuando el contacto mecánico lubricado es de tipo puntual circular (véase Figura 5) y el lubricante presenta un comportamiento newtoniano (viscosidad no dependiente del gradiente de velocidad de cizalla), un modelo comúnmente empleado en la literatura para el cálculo del espesor de película en la zona central del contacto (h_{Nc}) es el de Hamrock-Dowson (Echávarri Otero, y otros, 2011).

$$h_{Nc} = 1,55\alpha^{0,53}(\eta_0 U_m)^{0,67} E'^{0,061} R^{0,33} p_0^{-0,201} \quad (2-5)$$

Donde η_0 representa la viscosidad del lubricante a la temperatura del baño de aceite, U_m es la velocidad media del contacto, α el coeficiente de presión-viscosidad del lubricante, E' el

módulo reducido de elasticidad de los materiales de las superficies, R el radio de contacto equivalente y p_0 la presión hertziana, estando estos últimos definidos en la Tabla 2. Si se desea aislar la influencia de la cinemática y la carga sobre el espesor de película, de la expresión (2-5) puede reducirse a la siguiente ecuación (de la Guerra Ochoa, 2013):

$$h_{Nc} \approx C(U_m)^{0,67}(W^{-0,067}) \quad (2-6)$$

Donde C representa una constante dependiente de las propiedades del lubricante, materiales y geometría de contacto constantes.

Cuando la huella de contacto es de tipo puntual elíptico, se deben emplear otras expresiones para su cálculo, como la propuesta por otros autores (Chittenden, Dowson, Dunn, & Taylor, 1985):

$$h_{Nc} = 3,06R_x \left(\frac{\eta_0 U_m}{E' R_x} \right)^{0,68} \cdot (\alpha E')^{0,49} \cdot \left(\frac{W}{E' R_x^2} \right)^{-0,073} \cdot (1 - e^{-3,36(R_y/R_x)}) \quad (2-7)$$

Dónde W es la carga aplicada, R_x y R_y los radios principales del contacto elíptico.

Cuando un contacto lubricado es sometido a condiciones extremas, la generación de calor en su interior no resulta despreciable, provocando un aumento generalizado de su temperatura. A su vez, este incremento de la temperatura provoca una disminución de la viscosidad del lubricante y, por tanto, del espesor de la película. Para tener en cuenta este efecto térmico sobre las expresiones de espesor de película (2-5) y (2-7), se puede ajustar sus valores multiplicándolas por un factor correctivo térmico φ_T definido como (Echávarri Otero, y otros, 2011):

$$\varphi_T = \frac{1 - 13,2 \cdot \left(\frac{p_0}{E} \right) \cdot L_t^{0,42}}{1 + 0,213 \cdot \left[1 + 2,23 \cdot \left(\frac{U_s}{U_m} \right)^{0,83} \right] \cdot L_t^{0,64}} \quad (2-8)$$

Dónde L_t es un parámetro adimensional térmico que se obtiene como:

$$L_t = \frac{\beta \eta_0 U_m^2}{K_t} \quad (2-9)$$

Dónde β es el coeficiente viscosidad-temperatura y K_t la conductividad térmica, ambas propiedades térmicas del lubricante.

Tal y como se ha mencionado anteriormente, las expresiones de espesor de película h_{Nc} (2-5) y (2-7) son válidas cuando el lubricante presenta un comportamiento newtoniano. Sin embargo, muchos lubricantes presentan cierta dependencia de su viscosidad con la velocidad de cizalla a la que se ven sometidos. Cuando presentan este comportamiento no newtoniano, su viscosidad puede disminuir considerablemente al aumentar la velocidad de deslizamiento U_s . Para tener en cuenta esta influencia, existen ajustes analíticos en la literatura (Bair S. , 2005), que permiten calcular el valor de espesor de película no newtoniano (h_c), siempre y cuando el lubricante presente un comportamiento de su viscosidad según el modelo de Carreau. Esta variación de la viscosidad con la velocidad de cizalla será presentada en el apartado 3.3.3.

$$\frac{h_{Nc}}{h_c} = \left[1 + 0,79 \cdot \left(\left(1 + \frac{SRR}{100} \right) \cdot \frac{U_m \eta_0}{h_{Nc} G} \right) \right]^{3,6(1-n)^{1,7}} \quad (2-10)$$

Dónde SRR es la relación entre el deslizamiento y la rodadura definida en la ecuación (1-1), U_m es la velocidad media de las superficies, η_0 es la viscosidad del lubricante a baja velocidad de cizalla y h_{Nc} representa el espesor de película sin corrección por efectos de cizalla. El parámetro G es el módulo de rigidez del fluido, mientras que n es el exponente adimensional del modelo de Carreau.

El espesor h_c según (2-10) tiene en cuenta el efecto del incremento del SRR sobre su valor y, por tanto, también el de la velocidad U_s sobre la disminución del espesor de película. Esta relación resulta fundamental para poder predecir o aproximar las condiciones adecuadas del contacto que permiten iniciar los mecanismos del gripado.

2.6. Coeficiente de fricción como criterio de evaluación de gripado

El coeficiente de fricción (μ) se define como la relación entre la fuerza tangencial, o de fricción, y la carga normal aplicada sobre dos superficies en contacto (Stachowiak & Batchelor, 2014). En el proceso de gripado de un contacto mecánico lubricado, el conocimiento del valor de μ y su evaluación es un buen indicador del desarrollo de este modo de fallo. Durante un ensayo experimental de gripado, como el representado en la Figura 2, el proceso se inicia con el deterioro progresivo del tribofilm, en el caso de que se haya formado previamente, seguido finalmente por un incremento abrupto de μ , superando valores en torno a 0,2 – 0,3 (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). El cálculo analítico de μ bajo condiciones de régimen mixto y límite resulta de una gran complejidad, no existiendo modelos de aplicación que sean comúnmente empleados en la literatura y hayan sido ampliamente validados. A esto se suma el efecto del tribofilm sobre μ , que ha sido mucho menos estudiado y no suele ser tenido en cuenta, pese a su gran efecto. Por esta razón, en la presente investigación no se plantea el uso de valores de μ obtenidos analíticamente, únicamente se trabaja con valores experimentales obtenidos en tribómetros, como la MTM2.

En contactos lubricados, el valor de μ depende fundamentalmente de las propiedades reológicas del lubricante, las características superficiales de los materiales y las condiciones operativas como son U_s , U_m , p_0 o T_b .

2.7. Temperatura máxima de contacto

Tal y como ha quedado justificado en el apartado 2.5, el incremento de la temperatura del contacto favorece la disminución del espesor de película y acelera los procesos de formación de micro soldaduras entre las asperezas, pudiendo llegar a alcanzar valores significativos capaces de iniciar el mecanismo del gripado (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). La temperatura máxima superficial de los sólidos en contacto (T_{max}) se obtiene de sumar la temperatura de baño

de aceite (T_b) y el incremento transitorio de la temperatura por fricción o temperatura flash (T_{fmax}) (Echávarri Otero J. , et al, 2022).

Tabla 4. Expresiones para el cálculo de la temperatura máxima de contacto.

Denominación	Expresiones
Tª máxima de contacto	$T_{max} = T_b + T_{fmax}$
Número de Peclet	$P_{e1} = \frac{ u_1 a\rho\sigma}{2K_t}$; $P_{e2} = \frac{ u_2 a\rho\sigma}{2K_t}$
Tª flash contacto circular	$T_{fmax} = \frac{2,32\mu W U_s}{K_t a \pi^{1,5} [(1,234 + P_{e1})^{0,5} + (1,234 + P_{e2})^{0,5}]}$
Tª flash contacto elíptico	$T_{fmax} = \frac{2,32\mu W U_s}{K_t b \pi^{1,5} [(1,234 \cdot S_k + P_{e1})^{0,5} + (1,234 \cdot S_k + P_{e2})^{0,5}]}$
Parámetro de elipticidad	$S_k = \frac{16k^{-1,75}}{(3 + k^{-0,75})(1 + 3k^{-0,75})}$
Relación de T_{fmax}	$R_{T_{fmax,i} = T_{fmax,j}}$

Donde:

T_{max} : Temperatura máxima de contacto

T_b : Temperatura del baño del ensayo

u_1 y u_2 : Velocidades lineales de las superficies

a : Radio de contacto Hertziano

ρ : Densidad

σ : Calor específico

K_t : Conductividad térmica

μ : Coeficiente de fricción

b : Semieje menor del área de contacto elíptico

S_k : Función del parámetro de elipticidad

La temperatura T_{fmax} representa el incremento de temperatura instantáneo que experimenta una superficie desde su entrada al contacto hasta alcanzar su valor máximo en la zona central del mismo (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). T_{fmax} se obtiene a partir del número de Peclet, considerando el coeficiente μ registrado en el escalón previo al gripado, además de las

propiedades térmicas del material y la velocidad U_s . En la Tabla 4, se resumen las expresiones de su proceso de cálculo. En esta tesis, los valores de T_{max} obtenidos se han adoptado como indicadores comparativos de resistencia al gripado entre lubricantes en el apartado 5.4, en concordancia con la metodología validada por (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019).

2.8. Intensidad de potencia de fricción para evaluar el gripado

Como método alternativo a la temperatura máxima teórica del contacto lubricado, presentada en el apartado anterior, hay otros autores (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019) que han trabajado sobre el concepto de intensidad de potencia de fricción (FPI) como herramienta sencilla para cuantificar la resistencia al gripado de un lubricante. En este trabajo de investigación también se ha comparado la aplicabilidad de este método, comparándolo con los resultados experimentales obtenidos.

La FPI cuantifica la cantidad de energía calorífica que se disipa por unidad de área y tiempo, generado por el deslizamiento entre dos superficies en contacto. Si el valor de la FPI es elevado, se entiende que el lubricante es capaz de soportar unas condiciones térmicas extremas siendo capaz de resistir el colapso de su película en el contacto evitando el gripado. Su valor se calcula según la siguiente ecuación (Horng, Lin, & Li, 1996):

$$FPI = \mu p_{media} U_s \quad (2-11)$$

Donde p_{media} representa la presión media de contacto expresada (Pa), μ es el coeficiente de fricción y U_s es la velocidad de deslizamiento en mm/s. Para esta tesis, estos valores se registran experimentalmente en el tribómetro MTM2, en el instante previo al inicio del gripado, como lo indica (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). Con estos parámetros y mediante la aplicación de la ecuación (2-11), se calcula la FPI para los lubricantes. En el Capítulo 5, se presentan y analizan los resultados obtenidos para los lubricantes del 1 al 6 de la Tabla 5, siendo discutidos en el apartado 5.4, en función de su comportamiento frente al gripado.

2.9. Resumen del Capítulo

El Capítulo 2 presenta los fundamentos teóricos para el análisis del contacto mecánico lubricado relacionados con el fenómeno del gripado. Se abordan los principios de la teoría de Hertz para contactos secos, extendidos posteriormente a contactos lubricados de tipo puntual circular y elíptico, incluyendo parámetros como radios equivalentes, presión hertziana y geometrías de contacto. Se estudia como la rugosidad superficial, tanto R_a como R_q y su combinación en R_{qc} , interviene en la determinación del régimen de lubricación, y se presenta la relación con el parámetro adimensional λ . Se analizan los distintos regímenes de lubricación (hidrodinámico, EHD, mixto y límite), destacando la lubricación límite como requisito previo al gripado, donde la formación y eficacia del tribofilm es relevante. Además, se presentan modelos analíticos para el cálculo del h_{Nc} de película lubricante en contactos newtonianos (Hamrock-Dowson) y no newtonianos (modelo de Carreau), y se introduce un factor para su corrección térmica por efecto de la temperatura. Se presentan finalmente criterios alternativos para evaluar el inicio del gripado, como T_{max} y la FPI , calculados a partir de variables experimentales del tribómetro MTM2.

3. LUBRICANTES Y SUS PROPIEDADES

3.1. Introducción

Las propiedades reológicas del lubricante determinan en gran medida su capacidad para mantener el espesor de película adecuado en un contacto lubricado bajo cargas, temperaturas y velocidades elevadas. A estas propiedades se suma la formación de películas protectoras (tribofilms) por efecto de sus aditivos, especialmente los FM, EP y AW.

En este Capítulo se presentan los lubricantes que serán empleados en el desarrollo de esta investigación, tanto bibliográficos, como ensayados en la campaña experimental propia. También se introduce la caracterización de sus propiedades relacionadas con el fenómeno del gripado y las metodologías de cálculo de la resistencia al gripado que serán presentadas en los Capítulos 5 y 6 de esta tesis. Dentro de las propiedades características del lubricante destacan su viscosidad y su capacidad para formar tribofilms por acción de los aditivos FM, EP y AW.

3.2. Lubricantes estudiados

Con el fin de dotar de una mayor generalidad a las metodologías de predicción de la resistencia a gripado de un lubricante desarrolladas en esta tesis, se ha buscado desde el principio incorporar el máximo número de lubricantes en el estudio. Tal y como se presentaba en los objetivos de esta tesis, son de especial interés los aceites completamente formulados, con aditivos FM, EP y AW en un rango amplio de viscosidades. Con ello, se pretende validar su aplicación a lubricantes de aplicaciones industriales exigentes, como son los motores de competición, turbinas de aviación y transmisiones de altas prestaciones.

En la Tabla 5, se recopilan tanto los lubricantes que se emplearán en la campaña experimental propia de la metodología desarrollada en el Capítulo 5, como los lubricantes empleados en metodologías y ensayos desarrollados por otros autores que buscan el mismo fin.

Ambos conjuntos serán empleados en el desarrollo de la metodología basada en IA presentada en el Capítulo 6 de esta tesis.

Tabla 5. Lubricantes para desarrollo de metodología experimental y herramientas de IA

Lubricantes	Viscosidad a 120 °C [cP]	Observaciones	Referencia
SN150 base oil	3,5	Grupo I. Base sin aditivos	(Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019)
Nexbase 3043	3,0	Grupo III. Base sin aditivos. $\rho(15^{\circ}\text{C}) = 0,83 \text{ g/cm}^3$	
PAO-4	2,9	Grupo IV. Base sin aditivos	
Lubricante 1	3,9	Lubricante newtoniano para motor. Elevada dosis de FM y AW. $\rho(15^{\circ}\text{C}) = 0,84 \text{ g/cm}^3$	(Contreras Urgiles, Echávarri Otero, Chacón Tanarro, Franco Martínez, & Cortada-García, 2023)
Lubricante 2	8,1	Lubricantes no newtonianos para motor con mejorador de IV. Son variaciones de la base de lubricante 1. Mismos FM y AW. $\rho_2(15^{\circ}\text{C}) = 0,86 \text{ g/cm}^3$, $\rho_3(15^{\circ}\text{C}) = 0,85 \text{ g/cm}^3$	
Lubricante 3	5,2		
Lubricante 4	7,9	Son los lubricantes 2 y 3 con menor dosificación de FM y AW (20 %).	
Lubricante 5	5,2		
Lubricante 6	15,1	Lubricante industrial para engranajes. Dosis elevada de AW y EP. $\rho(15^{\circ}\text{C}) = 0,88 \text{ g/cm}^3$	
Lubricante 7	3,0	Grupo III + FM	
Lubricante 8	3,5	Grupo I + EP	(Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019)
Lubricante 9	3,0	Lubricante de turbina de aviación con baja dosis de EP y AW	(Peng, Spikes, & Kadiric, 2019)
Lubricante 10	3,0	Grupo IV + Diferentes concentraciones de ZDDP1, ZDDP2, DDP, EP, TPP, MoDTC y GMO	(Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022)
Lubricante 11	7,12	SAE 40	(Bayat & Lehtovaara, 2021)
Lubricante 12	7,06	ISO VG150 para engranajes	
Lubricante 13	10,62	Grupo V sintético para engranajes	
Lubricante 14	9,86	ISO VG150. Environmentally Acceptable Lubricants (EAL)	

Los tres primeros lubricantes de la Tabla 5 son únicamente bases sin aditivos: SN150, Nexbase 3043 (Grupo III) y PAO4. Estas bases son comunes en diversos trabajos de la bibliografía sobre el gripado y resulta de interés emplearlas para validar los métodos desarrollados en esta investigación, así como el efecto de la ausencia de los aditivos en el

fenómeno. El conjunto de lubricantes formado por la Nexbase 3043, los lubricantes del 1 al 5 (misma familia de lubricantes para motor) y el lubricante 6 (empleado para lubricación de engranajes, con valores de viscosidad y dosis de aditivos elevados), serán empleados para el desarrollo de la metodología experimental presentada en el Capítulo 5. Los valores de densidad y viscosidades de este conjunto de lubricantes han sido aportados por el Labtech de Repsol. A este conjunto de lubricantes se suma el resto de los presentados en la Tabla 5 (lubricantes 7 al 14) y todos ellos serán empleados en el desarrollo de las herramientas de IA del Capítulo 6.

3.3. Viscosidad

La viscosidad de un líquido cuantifica su oposición a sufrir deformaciones tangenciales o de cizalladura. Esta propiedad se ve afectada por la velocidad de las superficies con las que se encuentra en contacto, la presión y la temperatura. Puede definirse dinámica o cinemáticamente. La viscosidad dinámica (η) es la relación existente entre la tensión cortante y el gradiente de velocidad (Neale M., 1995). Por otro lado, la viscosidad cinemática (ν) se define como la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido (ρ) (Neale M., 1995). En la Tabla 6, se presentan las expresiones para la determinación de cada tipo de viscosidad.

Tabla 6. Expresiones para estimación de viscosidad.

Denominación	Expresiones
Viscosidad dinámica (η)	$\eta = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}}$
Viscosidad cinemática (ν)	$\nu = \frac{\eta}{\rho}$

Donde:

τ , esfuerzo cortante

$\frac{du}{dy}$, gradiente de velocidad en la dirección perpendicular al flujo

ρ , densidad

En los siguientes subapartados se analiza el comportamiento de la viscosidad dinámica y sus principales parámetros de influencia en un contacto lubricado como son la temperatura, la presión y la velocidad de cizalla.

3.3.1. Viscosidad-Temperatura e Índice de viscosidad.

La variación de viscosidad de un lubricante con la temperatura influye sobre el fenómeno del gripado, ya que, si el contacto alcanza temperaturas muy elevadas y la viscosidad disminuye considerablemente, la reducción del espesor de película puede condicionar el régimen mixto o límite de lubricación, propensos a este fenómeno. La viscosidad de los lubricantes varia con la temperatura ajustándose normalmente a una curva exponencial de tipo Arrhenius del siguiente modo:

$$\eta = \eta_0 e^{-\beta \Delta T} \quad (3-1)$$

Donde η es la viscosidad a la temperatura T , η_0 la viscosidad dinámica a temperatura de referencia y $\Delta T = T - T_0$, siendo T_0 la temperatura de referencia. β es el coeficiente termo-viscoso, con valores típicos comprendidos entre 0,02 y 0,05 K⁻¹ en aceites convencionales (Stachowiak & Batchelor, 2014).

Industrialmente, no es habitual identificar la relación viscosidad-temperatura de los lubricantes ajustada según la ecuación de Arrhenius, siendo más común el uso del Índice de Viscosidad IV -(ASTM, 2016), definido como:

$$IV = \frac{Li - U}{Li - H} \times 100 \quad (3-2)$$

Dónde Li es la viscosidad cinemática (en mm²/s) a 40 °C para un aceite con $IV = 0$ de la misma viscosidad cinemática a 100 °C que el lubricante a evaluar. H es la viscosidad cinemática a 40 °C de un aceite con $IV = 100$ de la misma viscosidad a 100 °C que el lubricante a evaluar. Finalmente, U es la viscosidad cinemática a 40 °C del aceite cuyo IV se desea calcular. Los

fabricantes de lubricantes suelen reflejar en las fichas técnicas de sus productos las viscosidades cinemáticas a 40 y 100 °C.

En los lubricantes 6, 8 y 14 de la Tabla 5, se emplea el índice IV para estimar el valor de la viscosidad de estos lubricantes a $T_b = 120$ °C, ya que es la temperatura comúnmente aplicada en las metodologías de ensayo a gripado de los lubricantes. Para los demás lubricantes, cuyos datos de viscosidad cinemática a 40 °C y 100 °C fueron proporcionados por el fabricante, se aplicó la norma ASTM D341 (2003). Esta norma constituye un método de interpolación y extrapolación logarítmica que permite calcular la viscosidad de un lubricante a cualquier temperatura intermedia o superior a partir de las dos referencias conocidas. De este modo, la viscosidad a 120 °C se obtiene mediante la aplicación de la norma en las condiciones de operación establecidas.

3.3.2. Viscosidad-Presión

Debido a su naturaleza piezoviscosa, los lubricantes experimentan un aumento de su viscosidad cuando son sometidos a altas presiones. La Ley de Barus describe la relación entre la viscosidad η de un lubricante a una presión p determinada, en función de su viscosidad a presión atmosférica η_0 y un coeficiente presión-viscosidad α (Pa^{-1}), que varía según el tipo de lubricante y su temperatura T (de la Guerra Ochoa, 2013):

$$\eta(p, T) = \eta_0(T)e^{\alpha(T) \cdot p} \quad (3-3)$$

El coeficiente α es particularmente relevante en aceites sometidos a altas presiones, como los utilizados en engranajes, rodamientos o trenes de válvulas y se obtiene a partir del comportamiento de la viscosidad con la presión a una temperatura determinada según la siguiente expresión.

$$\alpha(T) = \frac{1}{\eta} \left(\frac{d\eta}{dp} \right)_T \quad (3-4)$$

Los lubricantes que presentan un alto valor del coeficiente α y un bajo de β , es decir, aquellos con un alto índice IV , son capaces de generar mayores espesores de película en condiciones de contacto de alta presión con fenómenos de generación de calor asociados (Pensado, Comuñas, & Fernández, 2008).

En la literatura se distinguen tres formas de caracterizar el coeficiente de viscosidad-presión (α), según el rango de presiones y aplicación. El α_0 , obtenido experimentalmente a bajas presiones aplicando la ecuación (3-4) y es el valor mayormente reportado en la literatura. El coeficiente isoviscoso asintótico α^* , se calcula mediante expresiones (Chittenden, Dowson, Dunn, & Taylor, 1985) como de (Hamrock, 1994), para representar el comportamiento a altas presiones, siendo el empleado en los modelos analíticos de espesor de película EHD de las ecuaciones (2-5) y (2-7). Finalmente, el $\alpha(p)$, dependiente de la presión local se utiliza en estudios de fricción, pero no se aplica en esta tesis. En esta tesis, siguiendo la metodología adoptada por (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015), se considera un valor representativo de $\alpha = 17 \text{ GPa}^{-1}$, valor promedio en lubricantes del tipo PAO, en condiciones de alta presión, como las reproducidas en los ensayos del Capítulo 5 de esta investigación. Este valor se introduce en las expresiones (2-5) y (2-7) bajo condiciones de contacto puntual circular y elíptico, respectivamente para estimar el espesor mínimo de película lubricante.

3.3.3. Viscosidad-Velocidad de Cizalla

Un fluido newtoniano es capaz de mantener su viscosidad constante, independientemente de la tasa de cizalla a la que se vea sometido, cumpliendo la siguiente relación lineal (Stachowiak & Batchelor, 2014):

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (3-5)$$

Donde, $\dot{\gamma}$ es la velocidad de cizalla, η la viscosidad dinámica del lubricante y τ el esfuerzo cortante. Cuando se trata de un fluido no newtoniano, la viscosidad η presenta

típicamente una disminución dependiente de la cizalla (comportamiento pseudoplástico) que puede ajustarse según el modelo de Carreau (de la Guerra Ochoa, 2013):

$$\eta = \eta_{ls} \left[1 + \left(\frac{\eta_{ls} \dot{\gamma}^2}{G} \right) \right]^{(n-1)/2} \quad (3-6)$$

Donde η_{ls} es su viscosidad a baja velocidad de cizalla y G y n son variables de ajuste.

Como ya mencionado en el apartado 2.5, los parámetros de ajuste n y G del modelo de Carreau se emplean para calcular analíticamente el espesor de película h_{Nc} en la ecuación (2-10), necesario para conocer el régimen de lubricación de un contacto lubricado.

3.4. Propiedades térmicas de lubricante

Las propiedades térmicas del lubricante y de los sólidos que más influyen sobre el incremento de su temperatura del contacto son su calor específico, la conductividad y difusividad térmica. Estas determinan la capacidad para transferir y disipar el calor generado por fricción viscosa y por el contacto entre las asperezas. En esta tesis no se profundiza en la influencia de la variación de estas propiedades con las condiciones del contacto, como son su temperatura o presión (Chacón Tanarro, 2012), siendo consideradas como valores constantes. Los valores tenidos en cuenta para los lubricantes estudiados y ensayados en el Capítulo 5, son tomadas de un lubricante mineral recogido en la referencia (Stachowiak & Batchelor, 2014), siendo su calor específico a 20 °C $\sigma = 1,670$ kJ/Kg K, así como la conductividad térmica a 100 °C de $K_t = 0,14$ W/m K.

3.5. Aditivos del lubricante y su relación con la resistencia al gripado

Para mejorar la resistencia al gripado de un lubricante, los fabricantes desarrollan nuevas formulaciones en las que modifican e incrementan las concentraciones de los paquetes de aditivos que mayor influencia tienen sobre este fenómeno, como son los modificadores de fricción (FM), extrema presión (EP) y anti desgaste (AW). Por esta razón, las metodologías

predictivas desarrolladas en esta investigación deben ser validadas para distintas tipologías de aceites formulados con distintas concentraciones de estos aditivos, con el fin de generalizarlas.

Los aditivos FM, EP y AW son responsables de la formación de tribofilms protectores sobre las superficies, que son de especial relevancia para lograr mantener la integridad del contacto bajo regímenes de lubricación límite (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). Este efecto protector, que ha sido esquematizado en la Figura 8, presenta, en las zonas donde la película elastohidrodinámica se adelgaza (Zona A), la formación de esta capa protectora. Los mecanismos de formación del tribofilm difieren según la naturaleza del aditivo. En el caso de los FM se trata de un proceso de adsorción, mientras que en el caso de los AW y EP se trata de una reacción química bajo ciertas condiciones de temperatura o presión que los activan (Stachowiak & Batchelor, 2014).

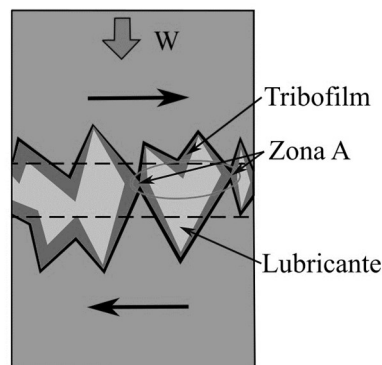


Figura 8. Tribofilm en un contacto lubricado

Los aditivos FM, principalmente oleínas y derivados del ácido oleico, actúan por adsorción física sobre las superficies metálicas mediante fuerzas de Van der Waals o enlaces débiles. Esta adsorción reversible genera una película mono molecular o de pocos nanómetros de espesor, con bajo μ y especialmente eficaz a bajas temperaturas ($< 100\text{ }^{\circ}\text{C}$). Su acción es inmediata, pero limitada en severidad y duración, siendo más efectivos durante el rodaje y en regímenes de fricción límite (Stachowiak & Batchelor, 2014). En esta tesis su efecto será analizado en los lubricantes identificados del 1 al 5 y del 9 al 14 en la Tabla 5.

Los aditivos EP de este estudio incluyen compuestos de azufre y fósforo (ZDDP, SP, etc.), como de fosfatos de amina, sales de amina secundaria y alquilos ramificados (C11–C14), presentes en el lubricante 6 de la Tabla 5. La capacidad protectora de estos aditivos EP es evidente bajo condiciones de presiones elevadas (del orden de GPa) y temperaturas superiores a 140 °C (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019; Stachowiak & Batchelor, 2014). Estas condiciones activan la formación del tribofilm, compuestos por sulfuros y fosfatos de hierro. Este tipo de tribofilms son de mayor grosor (de 20 a 200 nm) y presentan naturaleza estratificada (capa externa amorfa, capa interna cristalina). Además, existen otros tipos de aditivos EP como mono y disulfuros de alquilos y arilos, y olefinas sulfuradas que generan capas protectoras tipo FeS o FeS₂. Estas últimas presentan el inconveniente de que requieren temperaturas superiores de activación (sobre 150°C) (Wojciechowski, Kubiak, & Mathia, 2016).

Por último, los aditivos AW formados por grupos alquilo primarios de ocho carbonos o ésteres fosfóricos, forman películas de fosfatos metálicos sobre las superficies a carga baja y temperaturas moderadas entre 70 y 120 °C (de la Guerra Ochoa, 2013), condiciones en las que los EP están cercanos a su activación. Estos aditivos generan una película químicamente adherida, con espesores de 10 a 100 nm que previene el desgaste del adhesivo (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). Los aditivos AW se encuentra presentes en los lubricantes del 1 al 6 y del 9 al 14 en la Tabla 5 de este estudio.

En las investigaciones realizadas por otros autores (Ueda, Kadiric, & Spikes, 2022), demuestran que la formación inicial de un tribofilm protector, incluso bajo condiciones suaves (U_s de 0,1 m/s), permiten evitar el gripado posterior bajo condiciones más severas (U_s de 6 m/s), ya que el tribofilm actúa como barrera antes del colapso de la película EHD. Por el contrario, si la formación del tribofilm se retrasa o no se inicia, y las condiciones de trabajo del contacto se vuelven severas, el contacto queda expuesto y el gripado se presenta antes de que los aditivos reactivos se activen. En el apartado 5.3, se analiza este comportamiento de los aditivos mediante

el seguimiento de imágenes 3D-Slim. Se ha observado que los lubricantes que presentan mayores temperaturas máximas de contacto antes del gripado también muestran formaciones más robustas de tribofilm, en concordancia con su paquete aditivo como el EP (Tabla 5, lubricante 6).

3.6. Resumen del Capítulo

El Capítulo 3 presenta las características fisicoquímicas de los lubricantes empleados en este trabajo de investigación. Se presentan propiedades como la viscosidad en función de la temperatura, presión y velocidad de cizalla, aplicables para estimar el espesor de película lubricante. Se definen también las propiedades térmicas necesarias para evaluar la temperatura del contacto, considerando valores para cada lubricante de conductividad y calor específico. Asimismo, se explica el efecto de los aditivos FM, EP y AW de los lubricantes y sus mecanismos de acción sobre el contacto mediante la formación de tribofilms protectores. También se establecen las temperaturas críticas que activan dichos mecanismos.

4. TEORÍA GENERAL DEL GRIPADO

4.1. Introducción

En este Capítulo se analizan los estudios, así como sus metodologías, planteadas previamente por otros autores sobre la resistencia de los lubricantes frente al gripado, con el fin de aproximar la configuración de los parámetros fundamentales que formarán parte de la metodología experimental planteada en esta tesis.

En primer lugar, se revisan las normas de referencia basadas en tribómetro FZG (ASTM D2782, ASTM D5182 e ISO 14635-1) con el objetivo de extraer rangos operativos de las condiciones típicas de ensayo como son U_m , U_s , W , p_0 y T_b . Además de estas condiciones, es necesario seleccionar el criterio adecuado para identificar la aparición del gripado de forma indirecta, como puede ser el coeficiente de fricción. A raíz del análisis de los primeros estudios realizados en este campo, se presenta la principal limitación de las metodologías basadas en ensayos con cargas W escalonadas, como las empleadas en el equipo FZG, donde cada incremento de carga genera bordes exteriores en la huella de contacto. Estas nuevas áreas de contacto no cuentan con la protección adecuada del tribofilm, lo que suele inducir el gripado prematuro, conllevando la sobreestimación de la resistencia real al gripado de lubricantes aditivados ensayados. Sobre esa base se justifica el cambio de ensayos hacia metodologías con W constante y aumento escalonado de U_s , que son capaces de solventar esta problemática. Una vez seleccionado este segundo tipo de metodología, se justifica la selección del tribómetro que será empleado para los ensayos de esta investigación, el tribómetro MTM2. Este equipo permite el control independiente de los parámetros de ensayo W , U_s , U_m y T_b , dispone de modo de contrarrotación para alcanzar SRR elevados y la posibilidad de instrumentarlo con el accesorio 3D-Slim para medir el espesor del tribofilm.

El Capítulo finaliza presentando las condiciones de ensayo en tribómetro MTM2 seleccionadas por otros autores previos y las problemáticas detectadas, que deberían ser resueltas en la metodología propuesta en esta tesis.

4.2. Antecedentes del estudio del gripado con aumento de carga

Para estudiar el fenómeno del gripado y los factores que lo gobiernan, se han empleado hasta la actualidad diversas metodologías experimentales en tribómetros. Sin embargo, las únicas normas existentes para poder evaluar la resistencia de un lubricante son la ASTM D2782-20, ASTM D5182-1997 (R2002) e ISO 14635-1:2023, desarrolladas para el uso exclusivo del tribómetro FZG de contacto entre engranajes. Este tribómetro solo permite la estrategia de escalones de carga. Las condiciones de ensayo en estas normas establecen rangos de temperaturas entre 90 y 120 °C, aplicando cargas progresivas en diferentes niveles que van desde 50 N para la ASTM D5182-1997 (R2002) e ISO 14635-1:2023 hasta los 15 kN de la ASTM D2782-20, dependiendo de las dimensiones geométricas de los engranajes empleados en los ensayos. El coste de las probetas FZG resulta considerablemente más elevado al de otros tribómetros, por lo que, en búsqueda de un procedimiento alternativo, otros autores (Björling, Miettinen, Marklund, Lehtovaara, & Larsson, 2014) han investigado la correlación existente entre las mediciones de fricción realizadas en un banco FZG y una máquina de bola-disco, concluyendo que si es posible establecer una correlación.

En la Figura 9 se presentan tres perfiles de ensayo de gripado realizados con tres metodologías y tribómetros diferentes. En cada uno de los perfiles se identifica el incremento escalonado de la presión (carga) de contacto durante el transcurso de cada prueba, planteadas por diferentes autores: a) realizada en un equipo FZG de contacto de engranajes (Powrie, Fisher, Tasbaz, & Wood, 1999), b) en un equipo MTM de contacto puntual (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015) y c) en un pin sobre disco (Wojciechowski, Kubiak, & Mathia, 2016).

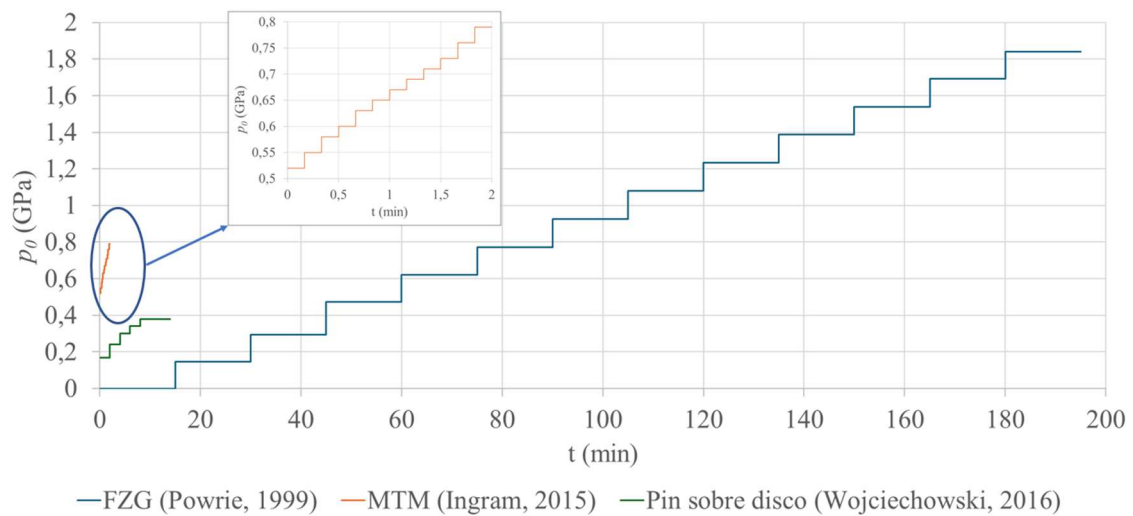


Figura 9. Ensayos de gripado con escalonamiento de p_0 en distintos tribómetros.

El ensayo FZG representado en la Figura 9 aplica velocidad lineal de 8,3 m/s (1450 rpm), escalones de carga constante de 15 min de duración (ver línea azul) y $T_b = 90 \text{ }^\circ\text{C}$. El lubricante ensayado es para aplicación en engranajes, con un alto contenido en aditivos y de aquí la mayor severidad en la presión p_0 de las etapas finales respecto a las pruebas presentadas en la Figura. En el ensayo en el equipo MTM (línea naranja) se aplican unas condiciones de $T_b = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, $U_m = 0,003 \text{ m/s}$ y $U_s = 0,2 \text{ m/s}$ constantes, en contrarrotación, con escalones de W de 10 s de duración. Los lubricantes ensayados son bases Grupo I/III/IV y mezclas con aditivos FM y EP, representativos para aceites industriales y automotrices. Por último, el ensayo de Pin sobre disco (línea verde), aplica una secuencia creciente de escalones de W hasta un valor final constante y continúa en condiciones de lubricación límite, de modo que el punto de gripado se determina por el incremento de μ , durante el tiempo de carga constante. El lubricante ensayado es un aceite de engranajes formulado con 5% de sulfuro de olefina, correspondiente a un aditivo EP suministrado por goteo sobre la pista de contacto, por lo que no se cuenta con temperatura de baño ni recirculación de lubricante. En consecuencia, el nivel de severidad del gripado está sujeto a la disponibilidad local de la película lubricante y la activación del EP.

Los tres ejemplos de perfiles de ensayo representados en la Figura 9 muestra un rango para los valores de las etapas iniciales de p_0 en torno a 0,2–0,5 GPa, común a los primeros escalones del ensayo en FZG y a las cargas bajas de la MTM. Este valor de presión será tomado como referencia inicial para el desarrollo de la metodología de esta tesis, escalando la severidad con incrementos de U_s en lugar de carga.

4.3. Tribómetro MTM2 para el estudio de la resistencia al gripado

Como proponen diversos autores (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019), la problemática del gripado prematuro, típica de los métodos basados en escalones de carga, puede solventarse con metodologías basadas en el aumento escalonado de velocidades U_s . El tribómetro Mini Traction Machine 2 (MTM2) permite aplicar este método y es el equipo que actualmente emplean más investigadores en sus estudios sobre la resistencia al gripado de los lubricantes. A diferencia de muchos de los tribómetros mencionados en el apartado 1.2, así como el equipo FZG empleado por las normas del apartado 4.2, el tribómetro MTM2 posee la capacidad de controlar de forma independiente los parámetros W , U_s , U_m y T_b . Por otro lado, al ser la huella de contacto en este equipo de tipo puntual circular (bola-disco) o elíptico (barril-disco), tal y como se pueden ver en la Figura 10, las medidas de fricción de la MTM2 son más estables y repetibles que las que se obtienen con otros tribómetros de contacto lineal. Esto se debe fundamentalmente a que estos últimos están más afectados por las tolerancias constructivas intrínsecas de los equipos y que el contacto puntual se produce de igual modo, aunque haya presencia de desalineamientos.

El control independiente de rotación de la probeta superior (bola o barril) respecto a la inferior (disco) posibilita ensayar en condiciones de velocidades U_m cercanas a cero, con bajo efecto hidrodinámico y, por tanto, bajo espesor de película, a la vez que con altos valores de U_s , que favorecen la aparición del fenómeno del gripado. Para conseguir estas condiciones

deseadas en los estudios de gripado, se aplica la contrarrotación de los motores, es decir, que el giro de ambas probetas se produce en sentidos opuestos, con un valor en módulo de las velocidades lineales en el contacto similar. Esto permite que se puedan alcanzar valores de SRR visto en la ecuación (1-1) muy elevados, entorno a 500 - 11000 %.

A continuación, se detallan las propiedades, geometrías y materiales de las probetas disponibles para la MTM2 (PCS Instruments, 2017):

- Bola de acero, de diámetro 19,05 mm (3/4 pulgada) y $R_a < 25$ nm.
- Barril rugoso de acero, de diámetros 19,05 mm en la dirección de deslizamiento y 1 mm en la dirección transversal, con $R_a = 120$ nm.
- Barril pulido de acero, de diámetros 19,05 en la dirección de deslizamiento y 1 mm en la dirección transversal con $R_a = 15$ nm.
- Disco de acero rugoso, de diámetro 23 mm y $R_a = 150$ nm.
- Disco de acero pulido, de diámetro 23 mm y $R_a = 5$ nm.

El acero de todas las probetas es AISI 52100, con módulo de Young reducido de 230 GPa y densidad a 20 °C es de $\rho = 7850$ Kg/m³ (Echávarri Otero, y otros, 2011). Sus propiedades térmicas fundamentales son: calor específico a 20 °C, de $\sigma = 418$ kJ/Kg K y la conductividad térmica a 100 °C de $K_t = 41$ W/m K (Echávarri Otero J. , et al, 2022).

El equipo MTM2 permite aplicar una carga que varía entre 1 y 75 N. En el caso de la bola, se genera un contacto puntual circular con p_0 del orden de 1,5 GPa para 75 N. El uso de una probeta con geometría de barril ($R_x = 9,525$ mm, $R_y = 1$ mm) permite obtener un contacto elíptico que genera p_0 de hasta 3,1 GPa para 75 N.

La T_b de aceite se regula en la cuba de la MTM2, con un rango comprendido entre 20 °C y 150 °C, permitiendo alcanzar las temperaturas aplicadas en otros ensayos de gripado, como los indicados en el apartado 4.2.

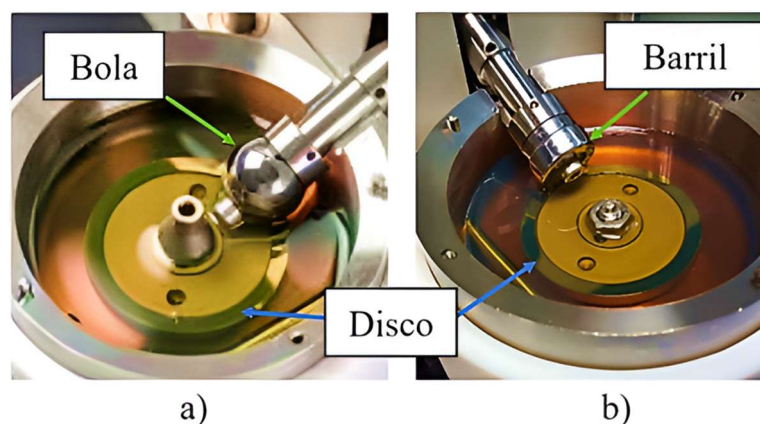


Figura 10. Configuraciones en equipo MTM2, a) bola – disco, b) barril – disco.

La MTM2 empleada en esta tesis dispone del accesorio 3D-Slim (Spacer Layer Imaging Method), representado en la Figura 11. Este complemento permite medir el espesor del tribofilm a lo largo de la superficie de la huella mediante un método interferométrico de luz blanca, que permite obtener una resolución espacial nanométrica de hasta 250 nm. Durante el proceso de medición, la luz generada por el 3D-Slim crea un patrón de interferencia producido por la reflexión de la luz, cuyas variaciones cromáticas son directamente proporcionales al espesor de la película formada (Fujita, Glovnea, & Spikes, 2005). La coloración de la imagen interferométrica obtenida es calibrada según un índice de refracción característico del tribofilm, que transforma esta información cromática en un mapa tridimensional de espesor de tribofilm, como el que se muestra en la imagen derecha de la Figura 11 para un contacto elíptico.

También, se indica que por razones de integridad del equipo MTM2 los ensayos se detienen automáticamente si la fuerza de fricción sobre el eje de la probeta superior supera los 15 N.

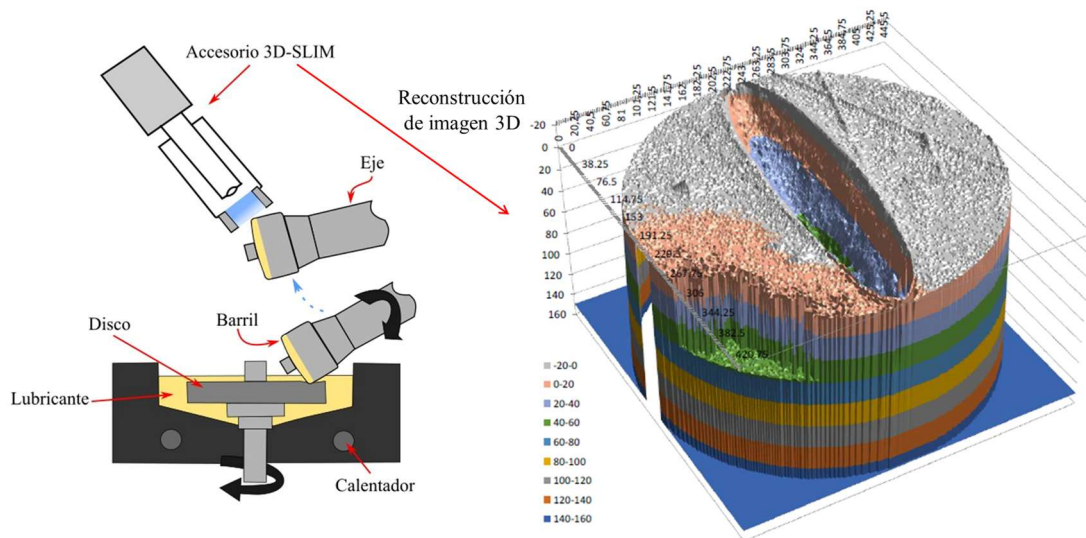


Figura 11. Esquema del equipo MTM2 con accesorio 3D-Slim con reconstrucción de imagen 3D.

Por todas las razones expuestas, el tribómetro MTM2 ha sido seleccionado como el equipo de ensayo más adecuado para realizar la campaña experimental de ensayos de esta investigación. A continuación, se realizará un repaso de las investigaciones precedentes que han utilizado este tribómetro para la estimación de la resistencia al gripado de un lubricante.

4.4. Investigaciones precedentes del gripado por aumento escalonado de velocidad de deslizamiento en MTM y MTM2

Previamente al desarrollo de esta tesis, otros investigadores han planteado metodologías previas basadas en incrementos escalonados de U_s para la estimación de la resistencia al gripado de un lubricante. Este apartado presenta un breve resumen de estos trabajos con el fin de recopilar y resaltar aquellos aspectos que son de interés para el desarrollo de la metodología propuesta en esta tesis.

Los autores (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015) fueron los primeros en emplear una configuración de contacto puntual bola contra disco, empleando contrarrotación e incrementando U_s a carga constante para establecer las distintas etapas del ensayo. La

metodología experimental consta de dos etapas: rodaje y ensayo, para dos condiciones de lubricación: límite y mixta, diferenciadas en la velocidad U_m aplicada.

Para el caso de régimen límite, la etapa de rodaje dura 600 s, con $U_m = 0,003$ m/s y $U_s = 0,01$ m/s. En la etapa de ensayo, se incrementa la U_s en dos fases: de 0,02 a 0,2 m/s en 140 s; luego, incrementos de 0,1 m/s cada 10 s hasta 5 m/s.

En el segundo tipo de ensayo, en régimen mixto, el rodaje dura 600 s, con valores más elevados de $U_m = 0,2$ m/s y $U_s = 0,3$ m/s. En la etapa de ensayo, se mantiene U_m y se incrementa la U_s desde 0,3 hasta 6 m/s en escalones de 0,3 m/s y duración de 10 s cada uno. En la Figura 12, se presentan ambos perfiles de velocidades.

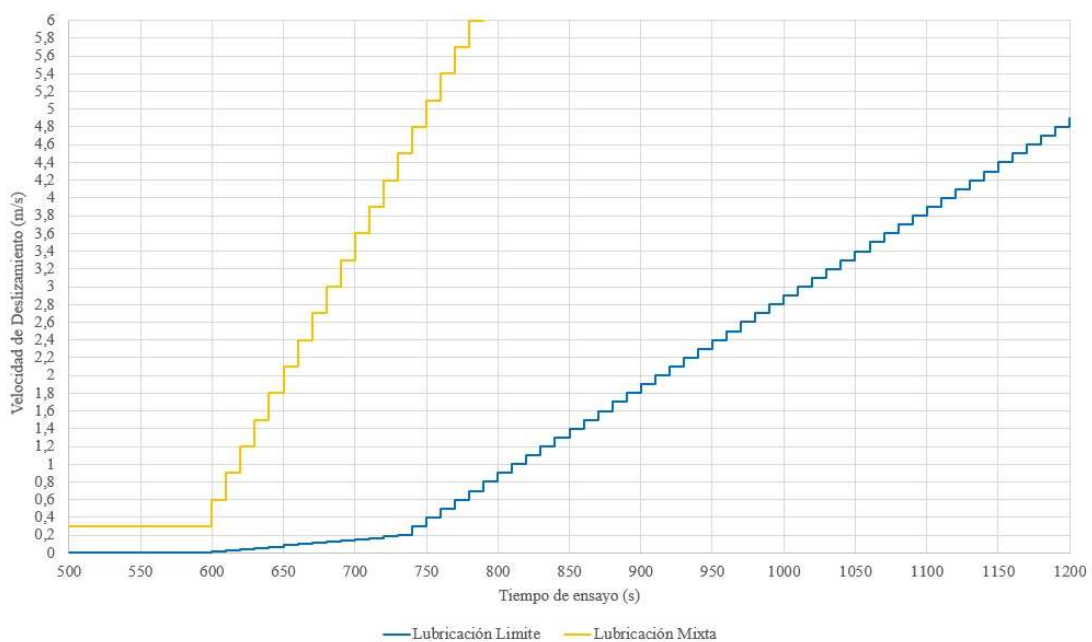


Figura 12. Perfiles de ensayo de gripado de Ingram.

Este método, aplicado a lubricantes de Grupo I, II y III, así como mezclas con aditivos FM y EP, presenta una alta variabilidad en el escalón de velocidad U_s en que se presenta el gripado. Para el caso concreto del aceite del Grupo III, las repeticiones del ensayo en lubricación límite establecen un rango de U_s de gripado entre 1,2 – 3,9 m/s, con muchos escalones de ensayo de diferencia.

Para mejorar la repetibilidad de la condición de U_s que determina el gripado, así como permitir la formación adecuada del tribofilm en las superficies de las probetas, los autores (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019) plantearon una nueva metodología. Ajustaron la fase de rodaje a un valor fijo de carga $W = 20$ N y velocidades $U_s = 0,01$ m/s y $U_m = 3$ mm/s durante 600 s. Mientras que para la etapa del ensayo la velocidad U_s aumenta en escalones de 0,1 m/s cada 30 s hasta los 4 m/s, aunque en la Figura 13 se limite a 2,4 m/s. Estos ajustes realizados en la fase de rodaje permiten estabilizar el desgaste y la rugosidad de la superficie de las probetas, conllevando a una reducción de la variabilidad inicial del μ . De esta forma se consigue que cuando se llegue a la segunda etapa de ensayo, las probetas tengan el mismo nivel estable de fricción. Ya en la ejecución de los ensayos, los lubricantes llegan al gripado en valores de U_s próximos a los del estudio anterior, pero consiguen mayor repetibilidad y dispersión más reducida. En estos ensayos incorporaron la obtención de imágenes del tribofilm mediante interferometría óptica para capturar la evolución de esta capa protectora tras cada escalón de 30 s. En sus resultados observaron una clara relación entre la existencia, o ausencia, del tribofilm con la etapa de U_s a la que se produce el fallo.

Por otra parte, y además de identificar el “hoyuelo” mencionado en la investigación anterior, solo observable a $U_s > 4$ m/s, adaptan el criterio de (Blok H. , 1937) para cuantificar el punto de inicio del gripado calculando la temperatura T_{max} presentada en la Tabla 4. Para su obtención, emplean la ecuación de temperatura flash para contacto circular de la misma tabla, con el valor de μ medido justo antes del pico brusco de fricción de cada ensayo experimental. Sus resultados reportan valores medios de T_{max} al gripado ≈ 200 °C para bases (Grupo I/III/IV), ≈ 210 °C para tres aceites industriales completamente formulados, y ≈ 260 °C para una base Grupo I con 1 % de EP.

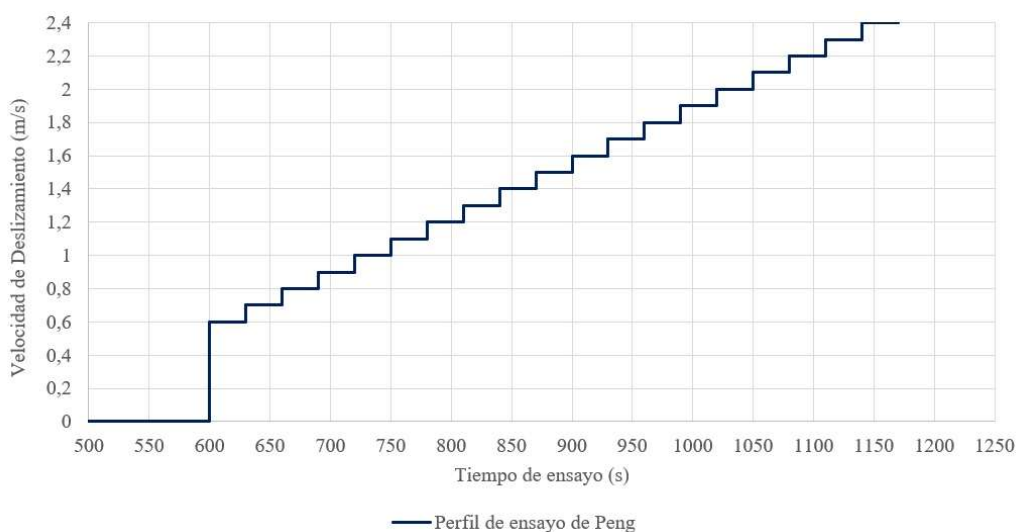


Figura 13. Perfil de ensayo de gripado de Peng.

En las conclusiones de su trabajo, Peng et al. reconocen que la metodología no induce gripado en lubricantes altamente formulados. Es por ello, que otros autores como (Bayat & Lehtovaara, 2021) deciden sustituir el contacto puntual circular por uno elíptico en configuración barril–disco en el tribómetro MTM2, reduciendo de este modo el área de contacto para elevar la presión p_0 hasta 3,06 GPa con 75 N y amplían el rango de cargas evaluadas a 20, 50 y 75 N. La temperatura del baño se sigue manteniendo a 120 °C, así como la fase de rodaje inicial a $W = 20$ N y $U_m = 0,01$ m/s durante 600 s. Sin embargo, añaden un rodaje adicional en las 3 primeras etapas de ensayo a $U_s = 0,3 - 0,5$ m/s antes de cada incremento de carga, con el fin de pulir los picos altos de rugosidad en la zona central del contacto de las probetas, de manera que se estabilice el μ , evitando gripados prematuros. La etapa principal del ensayo incrementa U_s en saltos de 0,1 m/s cada 30 s hasta 4 m/s, para los saltos de carga de 20 y 50 N, y U_s hasta 6 m/s para el caso de la carga de 75 N (ver Figura 14). Con este ajuste, Bayat mejora la repetibilidad de los resultados, observándose para el caso concreto con el lubricante EAL2 que dos de tres ensayos distan de un único escalón de U_s , (entre 3 y 3,2 m/s). Así mismo, supera la limitación de la presión p_0 máxima alcanzable con la configuración bola-disco en la MTM2

y valida la metodología en lubricantes con viscosidades en rangos de 7,1 – 10,3 cP, que superan a los de Peng.

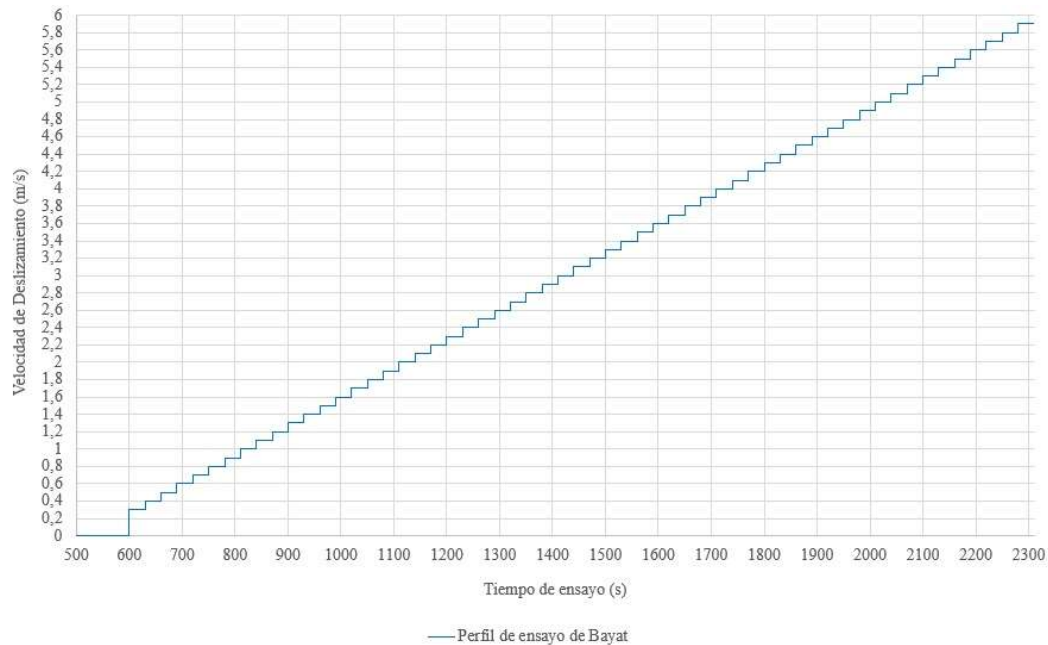


Figura 14. Perfil de ensayo de gripado de Bayat.

En la metodología de (Bayat & Lehtovaara, 2021) se combinan secuencias de incremento de U_s con escalonamientos de W , que generan cierta incertidumbre a la hora de evaluar lubricantes industriales completamente formulados, ya que, su alta resistencia al fallo puede no manifestarse correctamente si el contacto no ha sido debidamente acondicionado en los saltos de W . Los autores (Bayat & Lehtovaara, 2021) reconocen esta problemática y deciden incorporar fases adicionales de rodaje con el fin de reacondicionar e igualar la micro topografía de las superficies del contacto antes de cada nuevo nivel de W y evitar el contacto de asperezas nuevas no protegidas que aparecen cuando el aumento de W amplía el área elíptica y expone superficies sin tribofilm.

Siguiendo las investigaciones de Ingram, Peng y Bayat, los autores (Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022) exploraron el efecto de la fase de rodaje planteada por Peng et al., introduciendo bajas velocidades ($U_m = 0,003$ m/s y $U_s = 0,01$ m/s) a 120 °C durante 600 o 3600 s, para lograr

la estabilización de la rugosidad de las probetas antes del ensayo principal. A diferencia de Bayat et al., quienes aplicaron escalones en el rodaje de U_s desde 0,3 m/s hasta 0,5 m/s y valores de presión p_0 de hasta 3,06 GPa, Ueda et al. mantuvieron constante la carga de rodaje (20 N, 0,82 GPa) y evaluaron, en la etapa de ensayo que consta de un perfil base con incrementos de $\Delta U_s = 0,1$ m/s cada 30 s que llega a 6 m/s (ver Figura 15), tres casos donde la U_s puede iniciar en 0,1 o 0,6 o 1,0 m/s. Como en las investigaciones anteriores, Ueda et al, emplearon el 3D-Slim en las pausas del ensayo para monitorizar la formación y evolución del tribofilm.

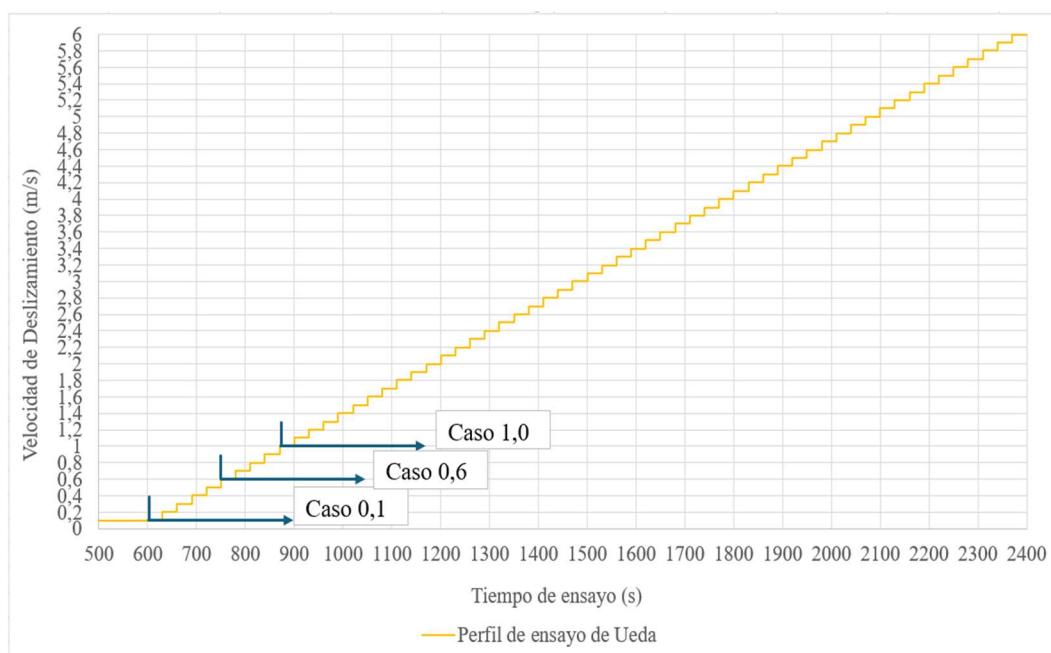


Figura 15. Perfil de ensayo de gripado de Ueda.

Los autores concluyen en su trabajo que cuando la etapa de ensayo inicia con U_s de 0,1 y 0,6 m/s, para una base PAO con viscosidad 2,3 cP, el gripado se presenta en 0,9 y 1 m/s respectivamente, lo cual está dentro del rango de resistencia de gripado observado en las investigaciones de (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). En cambio, para lubricantes formulados con aditivos FM, EP y AW, como con ZDDP, la velocidad U_s del gripado depende del valor de U_s inicial seleccionado, ya que el ensayo que inicia con valores de 0,1 o 0,6 m/s no se observa gripado hasta 6 m/s, pero si se inicia con una valor

superior de 1,0 m/s el gripado es inmediato. Estas observaciones reafirman que el valor de la U_s , con que se inicia el ensayo condiciona la adecuada formación de tribofilm en las superficies del contacto y la aparición del gripado de forma prematura.

Como se extrae de lo anterior, la etapa de rodaje ha pasado por diferentes ajustes justificados por cada uno de los autores y tienen por finalidad pulir las asperezas de las superficies del contacto hasta alcanzar un coeficiente μ estable. Los ajustes que mejor cumplen este objetivo son: la duración de 600 s, una baja U_m entre 3 y 40 mm/s sumada a una baja U_s de 10 mm/s, valor fijo de la carga de contacto y T_b de 120 °C. Bajo estas premisas, la metodología de ensayo que se presenta en esta tesis se alinea con la estrategia planteada por (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019) en la selección de U_m y U_s para lubricantes de igual viscosidad, y se extiende el rango de W siguiendo a (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019) y (Bayat & Lehtovaara, 2021), según la geometría de probeta a emplear (bola-disco o barril-disco), a fin de cubrir distintos niveles de p_0 . El criterio de aceptación del rodaje se adoptará de la combinación de (W, U_m, U_s) que muestre la mayor estabilidad de μ al término de los 600 s a 120 °C, garantizando que el inicio de la etapa del ensayo principal parta de un estado superficial y térmico que favorezca la capacidad de generación del tribofilm.

Todas las metodologías presentadas en este Capítulo han demostrado que la forma de definir el escalonamiento U_s afecta significativamente a la generación de tribofilm de los lubricantes base y con aditivos. Si la velocidad U_s inicial en la etapa del ensayo es demasiado alta, por ejemplo, $U_s \geq 0,6$ m/s en el caso de (Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022), no se permite la formación completa del tribofilm. En este contexto, esta tesis plantea la propuesta de una nueva metodología con incrementos de U_s que permitan la formación, mantenimiento o crecimiento del espesor tribofilm, así como la aplicación, al inicio de la etapa de ensayo de una U_s más baja que la vista en (Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022) y (Bayat & Lehtovaara, 2021) de 0,1 m/s, que

permita el inicio de la formación del tribofilm y con ello evitar el gripado prematuro en lubricantes bases y con aditivos.

4.5. Resumen del Capítulo

El Capítulo 4, revisa las únicas normativas existentes para evaluar el gripado, como son la ASTM D2782, ASTM D5182 e ISO 14635-1, señalando sus limitaciones por el escalonamiento de carga, que puede inducir gripado prematuro por la exposición de nuevas áreas sin tribofilm. Se justifica la necesidad de que sean sustituidas por metodologías basadas en escalones de U_s a W constante, las cuales mejoran la repetibilidad y reproducibilidad de los resultados de los ensayos. También se presentan las ventajas del tribómetro MTM2 en modo contrarrotación, que permite controlar U_s , U_m , W y T_b de forma desacoplada e independiente, así como realizar el seguimiento del espesor de película mediante el accesorio 3D-Slim. Se describen las configuraciones geométricas, rugosidades y condiciones de ensayo, incluyendo la etapa de rodaje, con base en estudios previos (Ingram, Peng, Bayat, Ueda). Se enfatiza la influencia de la secuencia de U_s en la activación de aditivos y en la formación de tribofilms protectores. Finalmente, se justifica la configuración de partida para la metodología experimental propuesta en esta tesis, como una alternativa que evita mejora la repetibilidad y permite integrar criterios térmicos para evaluar la resistencia al gripado en lubricantes formulados con aditivo FM, EP y AW.

5. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL PARA LA EVALUACIÓN DE LA RESISTENCIA AL GRIPADO

En este Capítulo se presenta una metodología experimental desarrollada para evaluar la resistencia al gripado de lubricantes, haciendo uso de la técnica de incrementos de velocidad U_s con contrarrotación en un equipo MTM2. Para el ajuste de los parámetros del ensayo necesarios (p_0 , U_m , U_s , y T_b) se han analizado y fijado aquellas condiciones que garanticen el régimen de lubricación límite durante las etapas de ensayo. En este proceso, se ha tenido en cuenta también la rugosidad de las probetas y el espesor de película teórico para cada condición de ensayo, tal y como se calcula en el apartado 2.5. Además, se analizan y fijan decisiones sobre el procedimiento relacionados con los siguientes puntos relevantes:

- La estructura general del ensayo debe estar alineada con las investigaciones previas y los procedimientos planteados por otros autores (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019; Bayat & Lehtovaara, 2021; Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022). Al igual que en estos trabajos, la metodología de ensayo debe dividirse en dos fases: la primera de rodaje y, la segunda, correspondiente al ensayo principal.
- De las probetas disponibles en el equipo MTM y mencionadas en el apartado 4.3, se seleccionan las de tipo pulido, por lo que la R_{ac} , calculado mediante la expresión (2-3) es la aplicada en la expresión (2-4) para la evaluación del régimen de lubricación. Por tanto, R_{ac} es de aproximadamente 15 nm.
- Se busca evaluar el efecto de la presión máxima de contacto p_0 en un rango amplio de 0,8 – 2,7 GPa, superior al rango 0,2 – 0,5 GPa típico en los ensayos bajo norma en FZG y otros trabajos previos presentados en el apartado 4.2. Para lograrlo, se

requiere emplear probetas de espécimen superior en la MTM2 tanto de tipo bola (contacto circular) como barril (contacto elíptico). En la Figura 16, se muestran los rangos alcanzables de p_0 por la MTM2 en función de la carga W y el tipo de contacto. Este equipo limita el esfuerzo tangencial a 15 N por seguridad y, por esta razón, no se deben superar las presiones marcadas por la línea punteada para cada W si se desea poder medir valores de $\mu \leq 0,3$, ligeramente superiores al valor de referencia de 0,2 propuesto por (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015) para detectar el gripado. Como consecuencia, en esta metodología se opta por limitar la carga máxima de ensayo a 50 N, que garantiza un límite de $\mu = 0,3$.

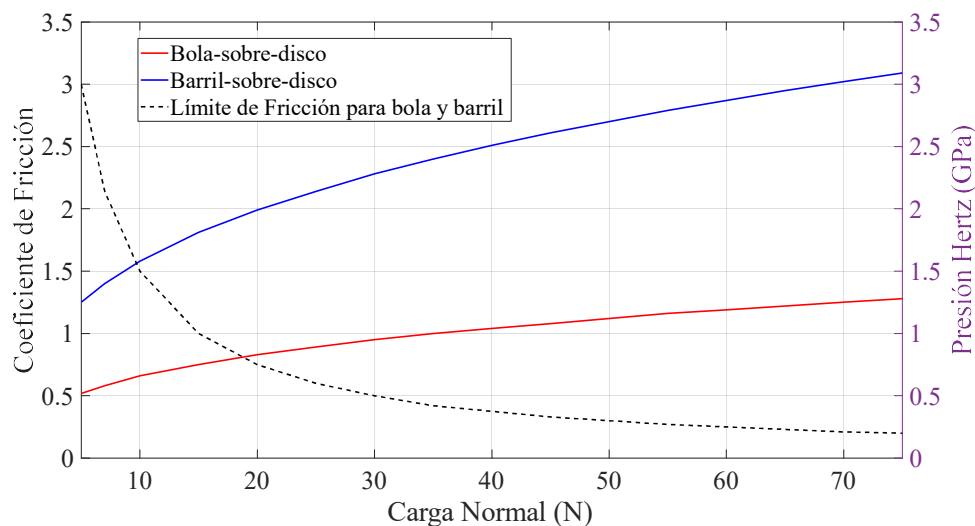


Figura 16. p_0 en configuraciones bola-disco y barril-disco según la carga en MTM2. Límite de μ según carga en MTM2.

- Se define como condición de gripado la etapa de velocidad U_s en la que se observa un incremento brusco del coeficiente μ . Siguiendo el criterio de las referencias bibliográficas introducidas en el apartado 1.2, se considera que esta condición se alcanza cuando $\mu \geq 0,2$.

- La severidad de las etapas de ensayo se controla ajustando U_s de forma escalonada en rangos de 10 a 300 mm/s, separados por etapas de descanso de 10 y 30 s para permitir la estabilización térmica de las probetas en el baño, valores estudiados por en (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015) y (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019).
- En los tiempos de parada entre etapas de ensayo se deben obtener imágenes 3D-Slim con el fin de evaluar los cambios en la formación del tribofilm y su comportamiento en el inicio del gripado.
- Teniendo en cuenta la temperatura de activación de los aditivos y las condiciones reales de muchos contactos lubricados, la temperatura del baño de aceite se establece en un valor único de 120 °C. Esta temperatura se encuentra dentro del rango establecido por las normas presentadas en el apartado 4.1, coincidiendo con muchos otros autores (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019; Bayat & Lehtovaara, 2021; Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022).
- Una vez desarrollado el método, se aplicarán criterios complementarios para el estudio de la resistencia al gripado con el estudio de los parámetros T_{fmax} y FPI , presentados en los apartados 2.7 y 2.8 respectivamente, con el fin de estudiar y comparar frente a otras alternativas teóricas de clasificar y predecir la resistencia de los lubricantes al gripado.

Teniendo en cuenta estos puntos relevantes de partida para el desarrollo de la metodología, se organiza una campaña de ensayos en el tribómetro MTM2, que buscará iterativamente aquella configuración del ensayo tanto para la etapa de rodaje como del ensayo propiamente dicho y de sus parámetros que ofrezcan una mejor identificación y repetibilidad de las condiciones de gripado en toda la familia de lubricantes seleccionados para esta investigación, presentados previamente en el apartado 3.2 de esta tesis. Esta selección se

muestra en la Tabla 7, donde además se indica que los valores de densidad y viscosidades de este conjunto de lubricantes han sido aportados por el Labtech de Repsol.

Tabla 7. Lubricantes aplicados en metodología experimental. Extracto de la tabla 5

Lubricantes	Viscosidad a 120 °C [cP]	Observaciones	Referencia
Nexbase 3043	3,0	Grupo III. Base sin aditivos. $\rho(15^\circ\text{C}) = 0,83 \text{ g/cm}^3$	(Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019)
Lubricante 1	3,9	Lubricante newtoniano para motor. Elevada dosis de FM y AW. $\rho(15^\circ\text{C}) = 0,84 \text{ g/cm}^3$	(Contreras Urgiles, Echávarri Otero, Chacón Tanarro, Franco Martínez, & Cortada-García, 2023)
Lubricante 2	8,1	Lubricantes no newtonianos para motor con mejorador de IV. Son variaciones de la base de lubricante	
Lubricante 3	5,2	1. Mismos FM y AW. $\rho_2(15^\circ\text{C}) = 0,86 \text{ g/cm}^3$, $\rho_3(15^\circ\text{C}) = 0,85 \text{ g/cm}^3$	
Lubricante 4	7,9	Son los lubricantes 2 y 3 con menor dosificación de FM y AW (20 %).	
Lubricante 5	5,2		
Lubricante 6	15,1	Lubricante industrial para engranajes. Dosis elevada de AW y EP. $\rho(15^\circ\text{C}) = 0,88 \text{ g/cm}^3$	

5.1. Etapa de rodaje

El diseño de la etapa de rodaje, necesaria para asentar la huella de desgaste y reducir la rugosidad inicial de las probetas a las condiciones del ensayo, comienza en esta investigación con el estudio experimental con configuración bola sobre disco en la MTM2, tomando como referencia diversos trabajos previos (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019; Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022). Se opta inicialmente por las condiciones más comunes para el rodaje seleccionadas por estos autores y que se encuentran resumidas en la Tabla 1. Estas condiciones establecen una etapa de rodaje a velocidades U_s y U_m fijas, distintas en cada metodología, una carga de 20 N y un período de 600 s.

Se compararon dos alternativas para los valores de U_s y U_m , con el fin de seleccionar la más adecuada. En la primera opción, basada en la referencia (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015), se aplicaron velocidades $U_m = 200$ mm/s y $U_s = 300$ mm/s. Para la segunda, se optó por valores más reducidos de $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s, empleados por (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). Ambas velocidades U_m fueron seleccionadas lo suficientemente bajas como para evitar la formación de una película lubricante completa, lo cual se evidencia en los elevados valores de fricción observados y que no se corresponden con un régimen EHD de lubricación para los aceites ensayados. En la Figura 17 se representan los resultados experimentales de μ en las dos pruebas de rodaje realizadas con un aceite base del Grupo III sin aditivos, correspondientes a los primeros 600 s del ensayo. Aunque la fricción media del caso $U_m = 200$ mm/s (caso 1) es superior a las de $U_m = 3$ mm/s (caso 2), en ambos se observa un régimen mixto de lubricación debido a los elevados valores del μ para el lubricante empleado, superiores a 0,1.

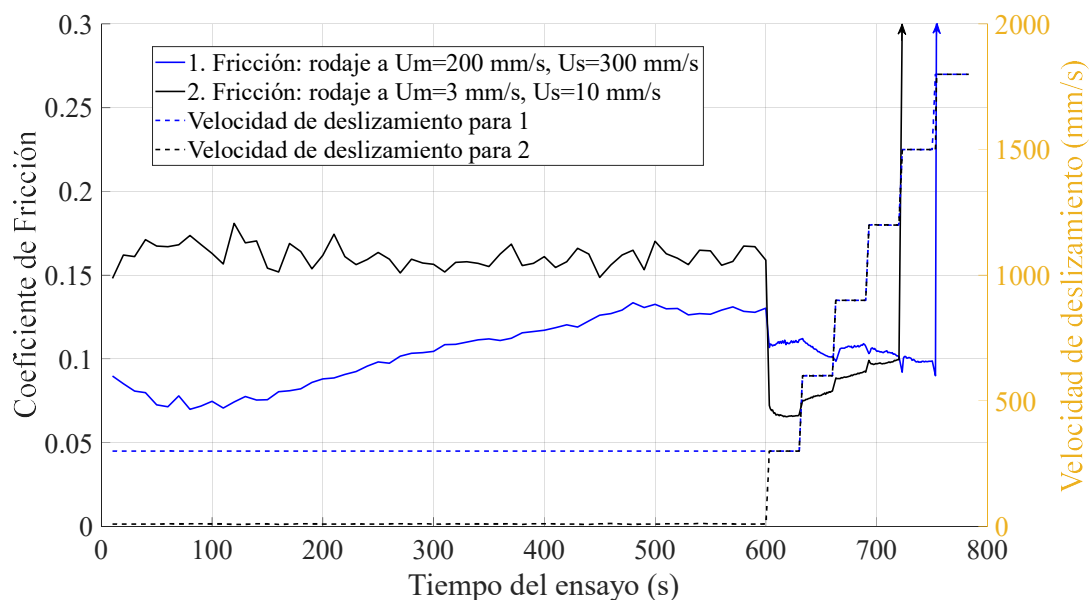


Figura 17. Comparación de condiciones de rodaje., Base Grupo III.

Aplicando la expresión (2-6) para el cálculo del espesor de película a los dos casos de rodaje analizados, se obtiene que su valor para $U_m = 3$ mm/s (caso 2) representa solo el 6 % del espesor correspondiente a la condición de $U_m = 200$ mm/s (caso 1), debido al efecto

hidrodinámico. Esta diferencia en el espesor de película inicial se hace evidente en el comportamiento del coeficiente μ experimental en la fase de rodaje de la Figura 17. Para el caso 1, con mayor película, el desgaste y asentamiento de la superficie se produce de una forma más progresiva hasta estabilizarse en el entorno de los 500 s en un valor ligeramente inferior al caso 2. La mayor severidad del caso 2 produce un comportamiento algo más fluctuante de μ , que rápidamente alcanza un valor promedio estable deseado. A priori, podría suceder que, con otro tipo de lubricante de mayor viscosidad, no se alcancen unas condiciones estables de μ en el intervalo de 600 s. Por esta razón, las condiciones del caso 2 ($U_m = 3$ mm/s) se seleccionan como las más apropiadas para la etapa de rodaje de esta metodología.

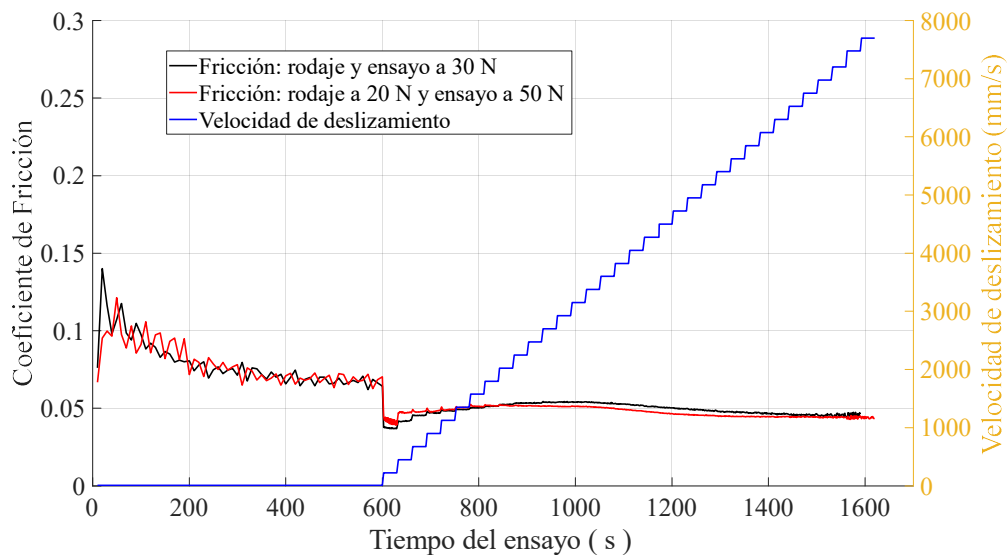


Figura 18. Efecto de la carga en el rodaje. Contacto bola – disco. Rodaje: $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s. Etapas de ensayo: $U_m = 150$ mm/s e incrementos de $U_s = 225$ mm/s cada 30 s.

Una vez seleccionadas las condiciones de velocidad $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s, se realizó una segunda prueba de rodaje con el fin de observar su comportamiento empleado un lubricante con aditivo, concretamente el lubricante 1 (véase Tabla 5), y variando ligeramente la carga de rodaje, 20 N y 30 N. Los resultados del ensayo se muestran en la Figura 18, dónde se

puede observar muy poca variación con la carga de rodaje. Por esta razón, se optó por mantener el valor de 20 N inicialmente establecido, empleado también en estudios de otros autores.

El comportamiento de μ durante la etapa de rodaje del aceite base Grupo III (Figura 17) y el lubricante 1 (Figura 18) difieren, pese a tener ambos una viscosidad similar (véase Tabla 5). En el primer caso, su valor se mantiene fluctuando en un valor casi constante y superior a 0,15, mientras que, en el segundo caso, decrece de 0,1 a 0,07. La diferencia de estos comportamientos se debe fundamentalmente a la presencia de aditivos en el lubricante 1, capaces de proteger el contacto según se van activando estos por la temperatura y a la vez que la huella se va asentando. En cualquier caso, el coeficiente μ también se estabiliza para el lubricante 1 a partir de los 400 s aproximadamente, dando por válidas las condiciones de rodaje para ambos lubricantes.

Aunque a continuación se va a presentar cierta información sobre la etapa de ensayo, que será abordada en detalle en el apartado 5.2, esta se hace necesaria para comprender la influencia que tiene la etapa del rodaje sobre la etapa de ensayo y la resistencia al gripado en un lubricante. Ahora, una vez fijadas las condiciones de rodaje ($U_m = 3$ mm/s, $U_s = 10$ mm/s y $W = 20$ N), es posible analizar cómo el rodaje condiciona el comportamiento del lubricante durante la etapa de ensayo, ya que determina el estado superficial inicial de las probetas, la activación temprana de los aditivos, factores que modifican la respuesta del μ al incrementar la severidad en los escalones de U_s . En otras palabras, la resistencia al gripado observada en el ensayo no depende únicamente de los parámetros del propio ensayo, sino del tribofilm generado en el rodaje. En los resultados del lubricante 1 (véase Tabla 5), el ensayo principal (en Figura 18) se realiza con $U_m = 150$ mm/s, iniciándose con $U_s = 225$ mm/s, a los que se aplica posteriormente incrementos de $U_s = 225$ mm/s cada 30 s, la estabilidad del μ durante los incrementos de U_s se asocia a la superficie previamente acondicionada, el tribofilm formado en

el rodaje actúa como una película protectora que retarda el gripado. De este modo, aunque la carga es 50 N, no se alcanza la condición de $\mu \geq 0,2$ que define el inicio del gripado. Esta estabilidad contrasta con el comportamiento del aceite base del Grupo III (Figura 19), en el que la ausencia de aditivos y la distinta secuencia de rodaje conducen a una pérdida más rápida de la película lubricante, haciendo que el gripado ocurra a menores U_s .

Para el caso de la etapa del ensayo, mencionado aplicada al lubricante Grupo III, que inicia con una etapa de rodaje con $U_m = 3$ mm/s, $U_s = 10$ mm/s y $W = 20$ N), se realizaron un conjunto ensayos con distintas condiciones (ver Figura 19). Esta figura amplía los resultados de gripado de la Figura 17 a otras cargas W de 20, 30 y 40 N, es decir 0,82, 0,94 y 1,03 GPa en la MTM2 respectivamente, manteniendo la velocidad U_m en 200 mm/s, así como los escalones de U_s de 300 mm/s y 30 s. Como se observa en los resultados de la Figura 19, las velocidades U_s a las que se produce el gripado obtenidas en la campaña experimental propia son próximas a las reportadas en (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015) para el mismo lubricante, aunque las nuevas pruebas no son idénticas porque la etapa de rodaje es diferente, la U_s inicial en la secuencia de prueba principal es de 300 mm/s en lugar de 600 mm/s y los pasos de la prueba principal duran 30 s en lugar de 10 s.

En consecuencia, cualquier variación en las condiciones de rodaje (tiempo, carga o velocidades) altera la estabilidad de μ y la U_s crítica del ensayo principal. Este razonamiento justifica la elección de $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s durante 600 s como condiciones estándar, ya que reproducen un estado estable y repetible que permite comparar la resistencia al gripado entre lubricantes.

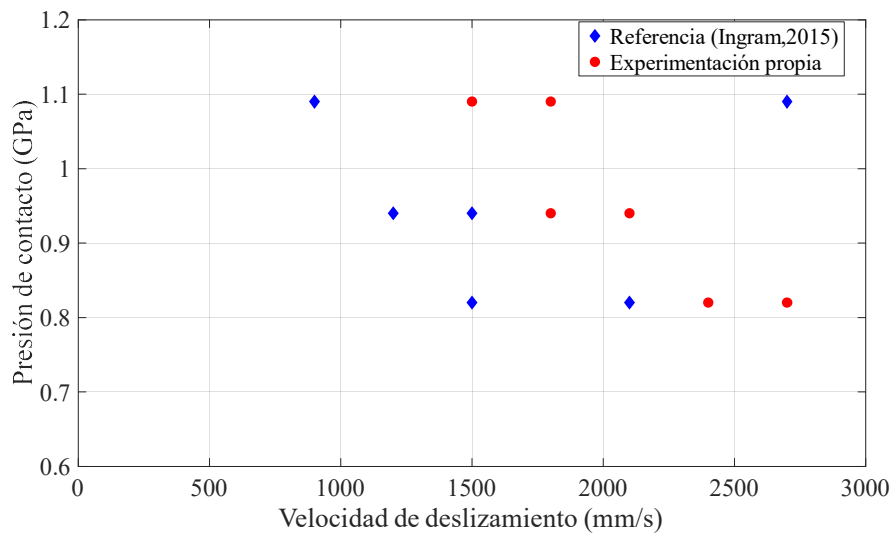


Figura 19. U_s en ensayos de gripado con diferentes p_0 en etapa de ensayo. Aceite: Grupo III de similares características que de referencia (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015).

5.2. Etapa de ensayo

El estudio de la etapa de ensayo comienza planteando la duda sobre la presión p_0 necesaria en el tribómetro MTM2 para poder alcanzar las condiciones de gripado en los lubricantes analizados en esta tesis. Por esto, se analizaron dos configuraciones para la etapa de ensayo, según los especímenes de ensayo empleados:

- Ensayo 1. Configuración bola sobre disco, para menores p_0 en etapa de ensayo de 0,83 – 1,12 GPa, siendo de 20 – 50 N.
- Ensayo 2. Configuración barril sobre disco, para mayores p_0 en etapa de ensayo de 1,58 – 2,7 GPa, siendo 10 – 50 N.

Antes que nada, un ejemplo del comportamiento deseado del coeficiente μ durante las etapas de ensayo se puede observar en el caso 2 de la Figura 17, incrementando este de forma gradual de 0,07 a 0,1 y produciéndose el gripado posterior con el pico de μ . Esta tendencia creciente también se puede observar en los resultados de la Figura 18 aunque de forma menos acusada, e incluso con una disminución final. En estos últimos resultados, en ningún momento

se alcanzan valores de $\mu = 0,2$ como indicativo de inicio de gripado (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015; Bayat & Lehtovaara, 2021). La razón más probable que justifica este fenómeno y evita alcanzar el gripado es el aumento del área de contacto debido al desgaste gradual de las superficies y la consiguiente disminución de la presión p_0 y la mejora de las condiciones de lubricación (Bayat & Lehtovaara, 2021; Bellón, y otros, 2020). Esta situación lleva a pensar en la posibilidad de incrementar más aún el valor de p_0 , no resultando viable usar la configuración bola-disco de la MTM2. Aunque la MTM2 permite alcanzar cargas de 75 N se adopta el valor máximo de 50 N en esta investigación por la limitación del equipo argumentada en el apartado 4.3. Por esta razón, se modificó la configuración de los especímenes a barril sobre disco (denominado Ensayo 2 en este apartado), que permite alcanzar mayores p_0 . En la Figura 16 se muestra como en la configuración bola frente a disco la presión máxima alcanzable es de 1,28 GPa, mientras que en el caso de barril frente a disco es de 3,09 GPa.

Para estudiar las diferencias y el alcance de las dos configuraciones: barril sobre disco y bola sobre disco, se realizó el ensayo 2 empleando el lubricante 1 de la Tabla 5. Las etapas de rodaje de este ensayo coinciden con las definidas en el apartado 5.1: a) contacto bola sobre disco con $W = 20$ N ($p_0 = 0,83$ GPa) y b) contacto barril sobre disco con $W = 10$ N ($p_0 = 1,58$ GPa), siendo este el límite inferior recomendado para la MTM2. En ambos casos, las etapas de ensayo se seleccionaron para carga fija de $W = 50$ N ($p_0 = 1,12$ GPa en bola sobre disco y $p_0 = 2,70$ GPa en barril sobre disco), empleando diferentes combinaciones de velocidad U_m e incrementos de U_s en el rango de 25 – 100 mm/s y 75 – 300 mm/s respectivamente, con etapas de 30 s de duración. Estos rangos de velocidades coinciden con el conjunto de valores adoptados en las investigaciones previas (véase apartado 4.4 y Tabla 1). En el caso concreto representado en la Figura 20, el ensayo se realizó con unas condiciones intermedias de $U_m = 50$ mm/s, con incrementos de U_s de 150 mm/s.

Tal y como se observa en los resultados de la Figura 20, cuando se incrementa la presión del contacto durante el rodaje a $p_0 = 1,58$ GPa, ($W = 10$ N) empleado un contacto elíptico en la MTM2, el comportamiento de μ disminuye y se estabiliza. Su evolución sigue una progresión muy similar al caso del contacto bola frente a disco, presentando una ligera mejora en la oscilación de la μ . Ambos alcanzan un valor estable aproximado de $\mu = 0,07$ a partir de los 400 s. Este resultado viabiliza poder incrementar p_0 y emplear un contacto elíptico en la MTM2 sin que por ello se afecte al efecto deseado en la etapa de rodaje. Por tanto, unas condiciones de rodaje cuando se emplea el contacto barril contra disco de $W = 10$ N, $U_m = 3$ mm/s, $U_s = 10$ mm/s y una duración de 600 s, son viables.

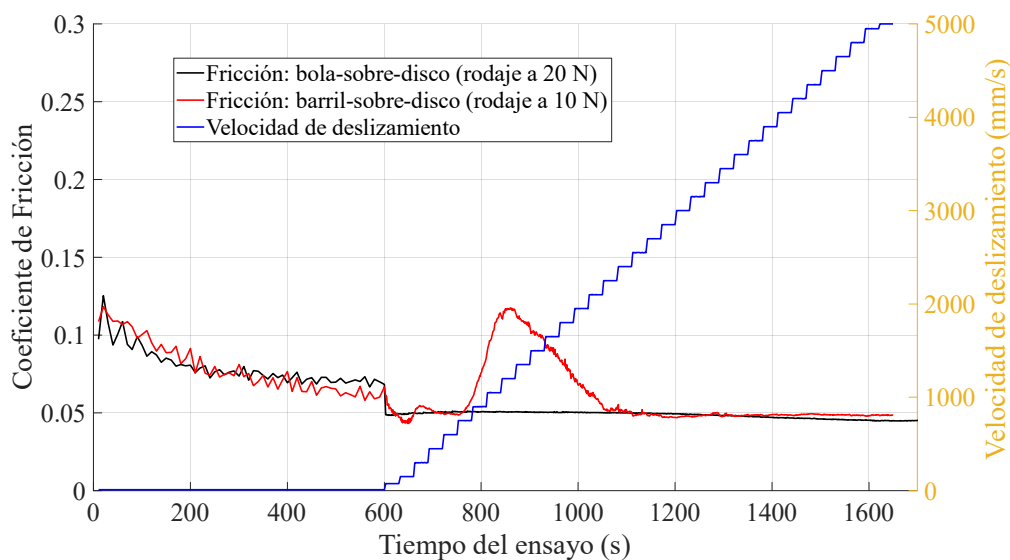


Figura 20. Ensayos de gripado variando probetas superiores: bola o barril. Lubricante 1.

Rodaje: $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s. Etapas de ensayo: $W = 50$ N, $U_m = 50$ mm/s, escalones de $U_s = 150$ mm/s y 30 s.

Al igual que en los resultados de μ durante el rodaje de la Figura 18, en la Figura 20 se puede observar como un mayor valor de presión p_0 en ensayo de barril contra disco, respecto a bola contra disco, no representa una diferencia significativa en el comportamiento del coeficiente μ .

Respecto al comportamiento observado del coeficiente μ de la Figura 20 durante las etapas de ensayo, a partir de los 600 s, la tendencia para la bola y el disco resulta similar a las curvas representadas en la Figura 18. Sin embargo, en la configuración de barril sobre disco se observa un pico de $\mu > 0,1$ sobre los 850 s, que posteriormente vuelve a bajar a un valor estable de 0,05, igualando el valor final de ambos ensayos. Tal y como se introdujo en el apartado 1.2, este comportamiento se identifica como un gripado medio, donde la acción de los aditivos y el efecto del desgaste en las superficies de contacto son determinantes para estabilizar de nuevo el contacto y evitar el fallo por gripado completo (Stachowiak & Batchelor, 2014; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019).

Puesto que las condiciones de ensayo de barril contra disco empleadas en los ensayos cuyos resultados se muestran en la Figura 20 no fueron suficientes para alcanzar el gripado completo con el lubricante 1, se optó por incrementar la severidad de las condiciones de las etapas de ensayo. No se cambió ni el aceite de referencia empleado, ni la etapa de rodaje y se mantuvo la carga de 50 N durante los escalones del ensayo. Para reducir más aún el efecto hidrodinámico durante la etapa de ensayo se disminuyó el valor de la velocidad U_m a 10 mm/s, por debajo del rango inicialmente planteado de 25 – 100 mm/s. Se diseñaron 3 configuraciones de escalones de U_s con incrementos inferiores a los 150 mm/s empleados en el ensayo representado en la Figura 20 y siguiendo los nuevos valores recomendados por la referencia (Ueda, Kadiric, & Spikes, 2022), de reciente publicación en el momento del desarrollo de estos trabajos de investigación. Estas tres configuraciones consisten en: a) incremento de $U_s = 10$ mm/s con duración del escalón de 30 s, b) igual que el caso a, reduciendo el tiempo de cada escalón a 10 s y c) incremento elevado de $U_s = 50$ mm/s, con duración del escalón de 30 s.

La Figura 21 recopila los resultados de estos tres ensayos, dónde se puede observar en primer lugar que la evolución de μ durante el rodaje es similar en todos ellos. En las etapas de

ensayo, el caso a) no logra alcanzar un gripado completo, al igual que sucedía en los resultados de la Figura 20. Sin embargo, si se logra alcanzar el gripado completo (pico abrupto de μ) acortando la duración de los escalones a 10 s en el caso b), o aumentando los escalones de U_s a 50 mm/s en el caso c). Al igual que sucede en la referencia (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015), los saltos de corta duración, como los escalones de 10 s del caso b), presentan un comportamiento más inestable y oscilatorio de μ en sus proximidades al fallo por gripado, siendo más deseable el comportamiento del caso c) con una duración del escalón de 30 s. Solamente en el caso c) se identifica claramente el escalón de U_s en el que se produce el gripado, de valor 300 mm/s.

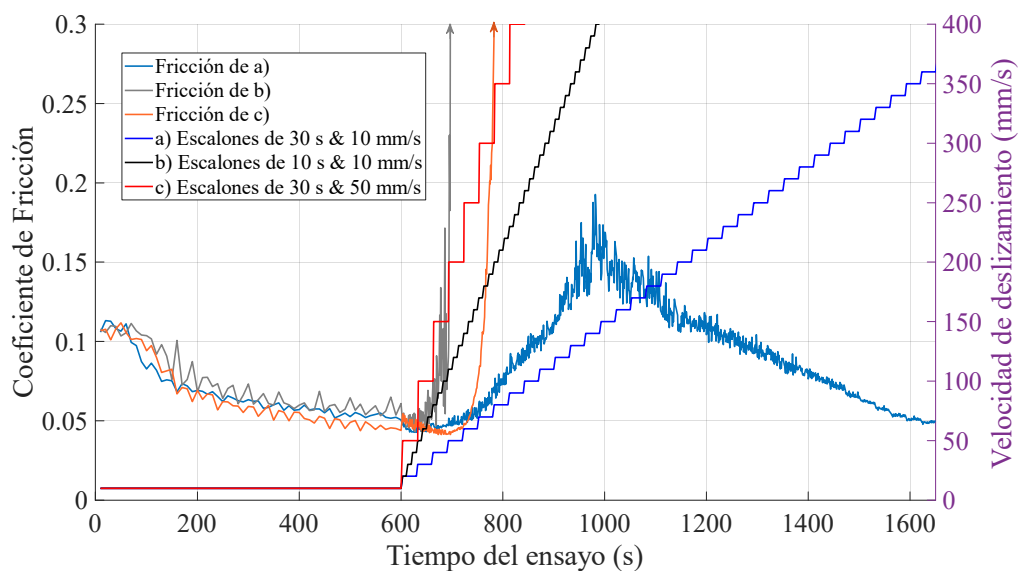


Figura 21. Ensayos de gripado. Barril sobre disco. Lubricante 1. Rodaje: $W = 10$ N, $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s. Etapas de ensayo: $W = 50$ N y $U_m = 10$ mm/s.

De todo lo anterior, la configuración definitiva seleccionada para la metodología de ensayo propuesta en esta tesis se resume en la Tabla 8 para una configuración de barril sobre disco. Una vez seleccionada, es necesario validarla para el total de los lubricantes de interés de esta tesis y que se encuentran recopilados en la Tabla 5.

Tabla 8. Ensayo de gripado propuesto para configuración barril sobre disco en MTM2.

ETAPA DE RODAJE	
Tipo de etapa de rodaje	Valores fijos de W , U_m , U_s y $T^a = 120$ °C
Carga Normal (N)	10
U_m (mm/s)	3
U_s (mm/s)	10
Duración (s)	600
ESCALONES DE ENSAYO	
Tipo de etapas de ensayo	Valores fijos de W , U_m y $T^a = 120$ °C
Carga Normal (N)	50
U_m (mm/s)	10
U_s inicial (mm/s)	50
Incremento de U_s en cada escalón (mm/s)	50
Duración de cada escalón (s)	30 (con 30 s de descanso entre cada escalón)

Aunque las comprobaciones que se realizan a continuación deben de llevarse a cabo antes de aplicar la metodología de ensayo, aquí se presentan una vez fijadas las condiciones definitivas de la Tabla 8. Lo que se busca es validar antes de aplicar estas condiciones de ensayo, es que estas permitan que el lubricante trabaje en régimen límite y mixto durante la prueba. Para ello es necesario conocer el comportamiento del parámetro lambda λ (véase apartado 2.4) durante la prueba, dependiente del espesor de película de lubricante y la rugosidad de las superficies.

Para el cálculo del espesor de película central, esta tesis plantea el uso del modelo (2-7) (Chittenden, Dowson, Dunn, & Taylor, 1985), en el caso de tratarse de un contacto elíptico y la expresión (2-5) (Echávarri Otero, y otros, 2011) en el caso de puntual circular. Si se conocen los parámetros térmicos y no-newtonianos del lubricante, el valor de espesor de película debe ser corregido con las expresiones presentadas en el apartado 2.5. Como no se dispone de esta información para todos los lubricantes analizados, esta validación previa se realiza calculando únicamente los valores de h_{Ne} para las etapas de ensayo y presentadas en la Tabla 9, sin considerar los efectos térmicos ni el comportamiento no newtoniano del lubricante. No

obstante, si se incorporan estos efectos, el espesor real de la película disminuiría, volviendo aún más límite el régimen del contacto. De este modo, el criterio aplicado resulta más conservador. La Tabla 9, presenta los resultados de h_{Nc} obtenidos para los lubricantes 1 al 6.

Tabla 9. Estimación del espesor de película para lubricantes del 1 al 6 de la Tabla 5.

Lubricante	1	2	3	4	5	6
h_{Nc} (nm)	0,57	0,94	0,70	0,93	0,70	1,44

Dado que la rugosidad R_{ac} , según la ecuación (2-3), de los testigos (véase apartado 4.3), es del orden de 15 nm, estos valores corresponden a relaciones $\lambda < 1$, lo que confirma que, como lo visto en el apartado 2.4, el régimen de lubricación es límite en todos los casos. Este tipo de validación se emplea como filtro previo de aplicabilidad del método y también facilita la comparación con otros estudios, especialmente cuando los valores de λ son similares.

5.3. Aplicación del ensayo propuesto a todos los lubricantes

En la Figura 22 se presentan los resultados de ensayos de gripado para los lubricantes 1 al 5 de la Tabla 5, con la configuración presentada en la Tabla 10. Los resultados incluyen una repetición de cada prueba para demostrar la buena repetibilidad en cada caso, ya que, para validar la metodología se busca que el fallo por gripado de las repeticiones se produzca en el mismo escalón de U_s . En primer lugar, se observa que la mayor viscosidad de los lubricantes 2 y 4 no proporciona una mejor resistencia al gripado respecto a sus respectivas variantes (lubricantes 3 y 5), que tienen las mismas cantidades de aditivos y una viscosidad significativamente menor. De esto se puede concluir que el inicio del gripado no se ve especialmente afectado por la viscosidad del lubricante, tal y como también se concluye en (Ingram, Hamer , & Spikes, 2015). Este hecho facilita el estudio aislado de los efectos de los aditivos del lubricante sobre la resistencia al gripado, pudiendo trabajar con un elevado número

de bases lubricantes. En la práctica, la influencia de la viscosidad prácticamente se anula por el uso de la contrarrotación durante el ensayo, con valores muy reducidos de espesor de película, que hace despreciable el efecto hidrodinámico dependiente de la viscosidad del lubricante. Sin embargo, esto no sucede en otras técnicas experimentales que no aplican este método, como los métodos normativos empleando la FZG.

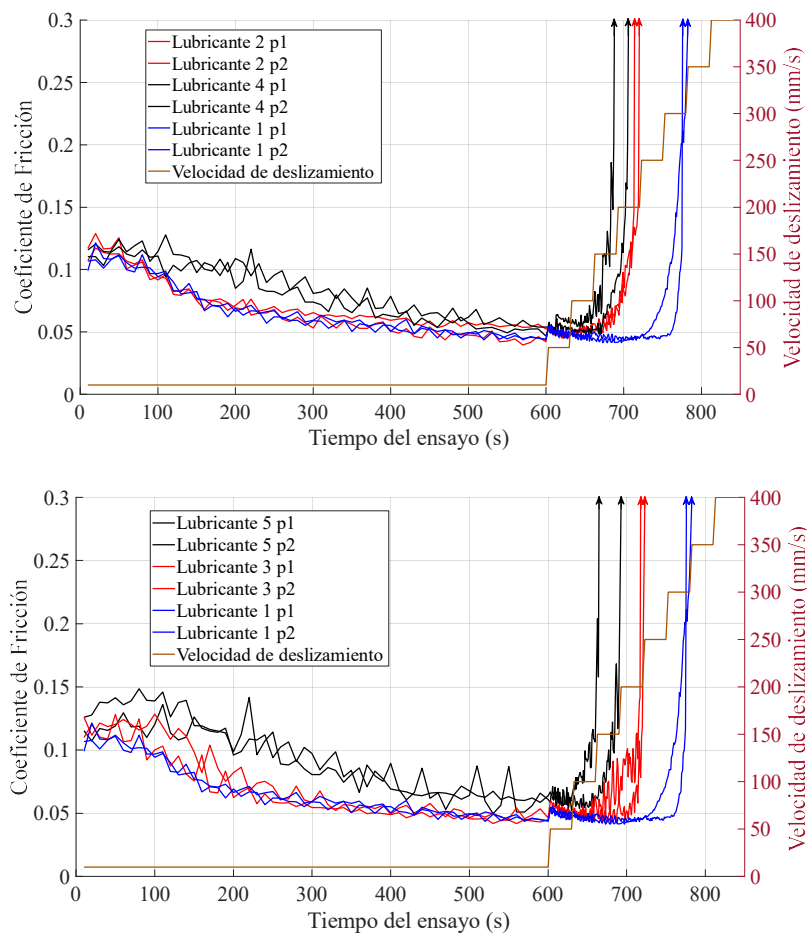


Figura 22. Ensayos de gripado. Lubricantes 1 al 5. p1: primer ensayo, p2: repetición.

Los resultados de la Figura 22 muestran que el fallo por gripado de los lubricantes 2 y 3, con mayor porcentaje de aditivos FM y AW, se produce para valores de U_s superiores a los lubricantes 4 y 5, con menores concentraciones de estos. Asimismo, la mayor resistencia del lubricante 1 respecto a los lubricantes 2 y 3, con idénticas concentraciones de aditivos FM y AW, denota la presencia de otros factores de influencia sobre la resistencia al gripado, como

puede ser la naturaleza del aceite base o la presencia de otras familias de aditivos no estudiados dentro del alcance de esta tesis.

En la Figura 23 se comparan los resultados obtenidos de aplicar la metodología de ensayo de gripado propuesto a los lubricantes 1 y 6. Se observa como el lubricante 6 presenta un mayor valor de μ desde la etapa de rodaje. Sin embargo, incluye aditivos AW y EP (véase Tabla 5) capaces de reaccionar con las superficies y formar películas protectoras, posponiendo así la aparición del gripado hasta etapas de U_s muy superiores a las del lubricante 1 (y por tanto los lubricantes 2, 3, 4 y 5). La principal diferencia que justifica esta ventaja del lubricante 6 es que el resto carece de aditivos EP, o los contienen en menor proporción. En ausencia de aditivos EP, la protección proporcionada por los aditivos FM presentes en el lubricante 1 justifica la disminución de μ durante la prueba, lo que conlleva unos valores de temperatura de contacto más moderados.

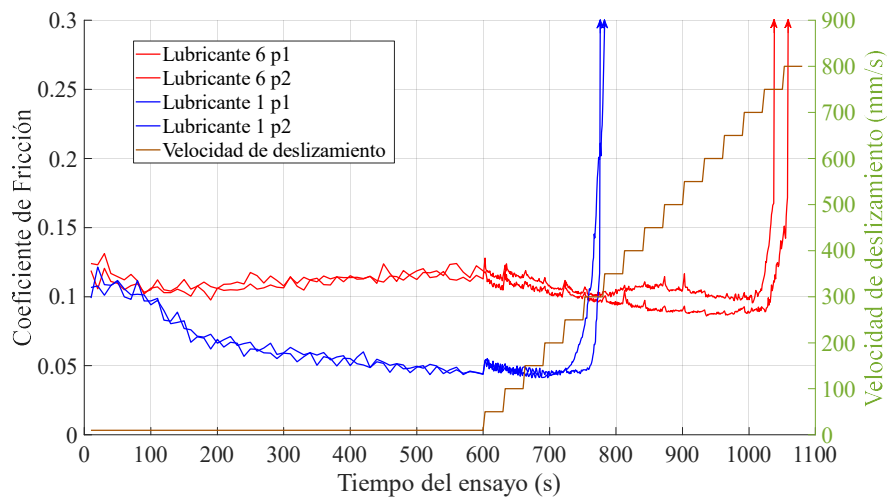


Figura 23. Ensayo de gripado de los lubricantes 1 y 6.

Respecto a la validación de la metodología y su repetibilidad, se puede observar la poca variación entre los valores de U_s que marcan el inicio del gripado entre las pruebas repetidas en la Figura 22 y la Figura 23. En ningún caso, esta variación supera un escalón, es decir, una

diferencia de $U_s = 50$ mm/s. Por último, los valores de U_s a los que se produce el gripado para cada lubricante analizado se resumen en la Tabla 10 y presentan en la Figura 24.

Tabla 10. U_s que llega al gripado para lubricantes del 1 al 6 de la Tabla 5.

Lubricante	1	2	3	4	5	6
Prueba 1	350	200	250	200	200	800
Prueba 2	300	200	250	150	150	750

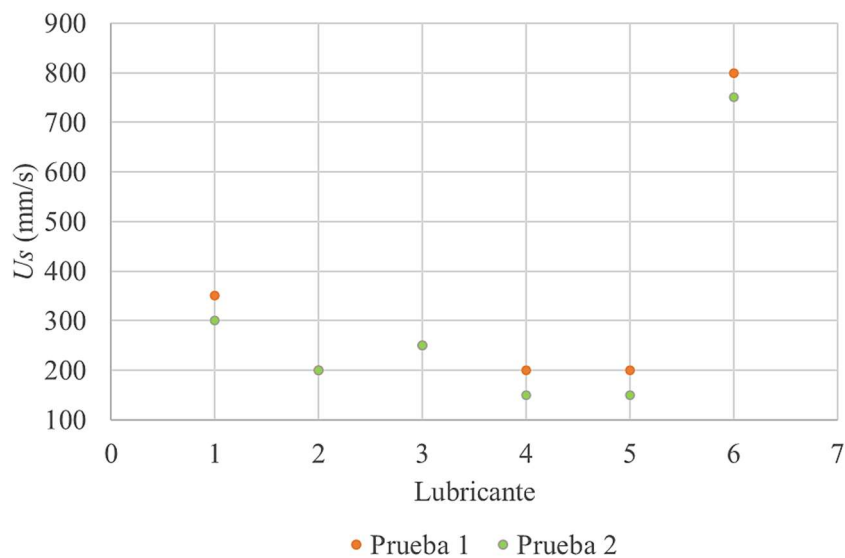


Figura 24. U_s de gripado para lubricantes del 1 al 6. Los casos 2 y 3 comparten el mismo escalón por lo que sus colores están sobrepuestos.

5.4. Análisis de parámetros T_{max} y FPI

Con el objetivo de extender el análisis de la resistencia al gripado en lubricantes en esta investigación, este apartado incorpora el estudio de parámetros complementarios al establecido en la U_s . En particular, se integran T_{fmax} y FPI como indicadores adicionales de severidad, conforme a la metodología aplicada también por (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). En los apartados 2.7 y 2.8 de esta tesis se han presentado las expresiones de cálculo de ambos índices. Con esta base, se procede en este apartado a comparar los valores obtenidos de T_{fmax} y FPI con los resultados experimentales de U_s para los lubricantes 1 al 6, presentados en la Tabla 5. Esta

comparación permite evaluar la coherencia de los tres indicadores y analizar su utilidad como criterios complementarios de clasificación de lubricantes frente al gripado. Así, se busca validar que lubricantes con mayor U_s también presenten valores más altos de FPI y T_{fmax} , lo cual fortalecería el uso de estos índices como herramientas predictivas del gripado. La incorporación de este análisis también responde a la necesidad de ampliar el enfoque metodológico de esta tesis, y queda alineada con los objetivos planteados en el apartado 1.5.

Para calcular ambos índices, se obtienen en primer lugar los valores experimentales de μ justo antes del inicio del gripado en cada ensayo, también la velocidad U_s del escalón donde se produce el gripado, obtenidos en los ensayos realizados a cada lubricante según la metodología del apartado 5.2. Con estos valores se obtiene la temperatura flash del contacto (T_{fmax}) según la ecuación presentada en la Tabla 4, que se tomará a partir de ahora como referencia, debido a que la temperatura del baño T_b es igual en todos los ensayos y contribuye por igual al cálculo de T_{max} . Igualmente, los valores de μ se emplean para calcular el índice FPI aplicando la expresión (2-11).

Los valores de T_{fmax} calculados proporcionan valores de un orden de magnitud similar a los de la referencia (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019) y se muestran en la Figura 25, donde el lubricante 6 destaca por su capacidad para soportar temperaturas máximas de contacto mucho más elevadas que el resto. Sin embargo, los valores de T_{fmax} obtenidos para los lubricantes 1-5 son muy similares y no suponen una mejora respecto a la diferenciación más evidente de los valores de U_s de la Tabla 10. Este peor comportamiento de los valores de T_{fmax} puede explicarse por los efectos opuestos y simultáneos que se producen en los ensayos experimentales y que afectan al cálculo de T_{fmax} , donde una reducción del μ , junto a un aumento de U_s , tiende a variar poco su valor de unos lubricantes a otros. Este comportamiento contrapuesto se debe fundamentalmente a la acción reductora de μ de los aditivos que hacen que los lubricantes sean

capaces de soportar una mayor U_s hasta el inicio del gripado. En la misma figura se observa la varianza que es debida a una repetición por cada ensayo.

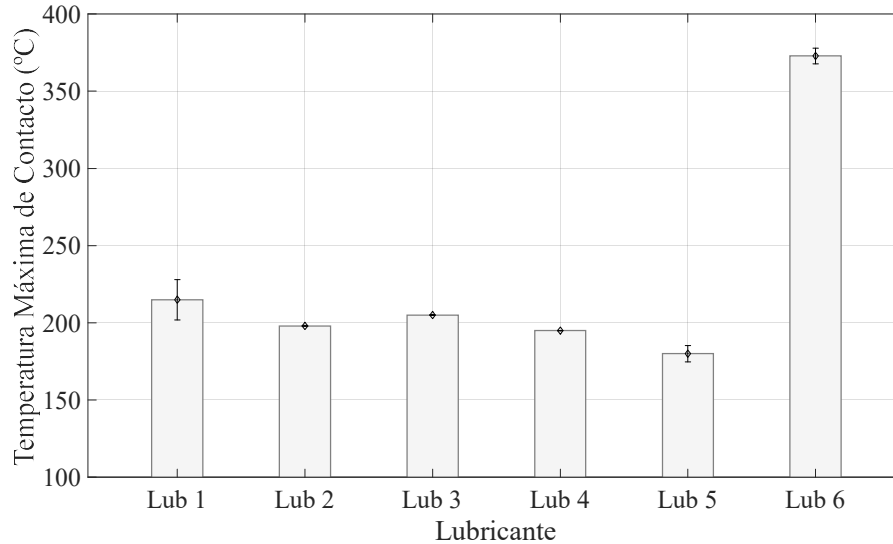


Figura 25. Temperatura máxima de contacto para los lubricantes 1 a 6.

Los valores de FPI y T_{fmax} calculados pueden expresarse comparados con los valores más bajos de FPI y T_{fmax} , obtenidos en este caso para lubricante 5, utilizando las siguientes expresiones:

$$R_{FPI,i} = \frac{FPI_i}{FPI_5} \quad (5-1)$$

$$R_{T_{fmax,i}} = \frac{T_{fmax,i}}{T_{fmax,5}} \quad (5-2)$$

Donde FPI_i y $T_{fmax,i}$, son los valores de la intensidad de potencia de fricción y la temperatura máxima de contacto, respectivamente, para cada lubricante i .

En esta tesis el cálculo se aplica a contactos elípticos lubricados operando a elevados valores de U_s , que hacen que se cumpla la condición $1,234 \cdot S_k \ll P_e$ y que la expresión para el cálculo de T_{fmax} de la Tabla 4 puede simplificarse a:

$$T_{fmax} \approx \frac{2,32 \mu W U_s}{K_t b \pi^{1,5} [P_{e1}^{0,5} + P_{e2}^{0,5}]} \quad (5-3)$$

Considerando las probetas del mismo material, se simplifica aún más a la expresión:

$$T_{fmax} \approx \frac{2,32\mu W U_s^{0,5}}{b\pi^{1,5}(\rho\sigma K_t)^{0,5}} \quad (5-4)$$

Respecto al cálculo del FPI para contacto elíptico, al reemplazar la expresión de p_{media} de la Tabla 2, en la expresión (2-11), se obtiene que:

$$FPI = \frac{\mu W U_s}{\pi a b} \quad (5-5)$$

Y, por tanto, la relación entre T_{fmax} y FPI se expresa como:

$$\frac{T_{fmax}}{FPI} \approx 2,32 \left(\frac{a}{\pi \rho \sigma K_t} \right)^{0,5} \frac{1}{U_s^{0,5}} \quad (5-6)$$

Donde a excepción de U_s , todos los parámetros del lado derecho de la ecuación son constantes en las etapas del ensayo de la metodología propuesta en esta tesis. La precisión de la expresión anterior puede evaluarse de forma más evidente con el cálculo de la desviación de la unidad o índice I , definido en (Contreras Urgiles, et al, 2023), como:

$$I = \frac{1}{2,32} \left(\frac{\pi \rho \sigma K_t}{a} \right)^{0,5} \frac{T_{fmax} U_s^{0,5}}{FPI} \quad (5-7)$$

A continuación, se presentan en la Figura 26, los índices de R_{FPI} , $R_{T_{fmax}}$ e I , para los lubricantes 1 a 6, con un valor de repetición por cada ensayo. Aunque los criterios FPI y T_{fmax} , muestran tendencias generales consistentes respecto a la U_s en el inicio del gripado, con tendencia gráfica comparable con la Figura 24, el índice I permite una clasificación cuantitativamente diferenciable entre los lubricantes ensayados. En este estudio, el índice I se expresa como el valor medio de múltiples repeticiones, con valores que oscilan entre 0,82 (lubricante 5) y 0,96 (lubricante 6). Este parámetro, al normalizar la relación T_{fmax}/FPI con respecto a una referencia ideal unitaria, permite evaluar con mayor sensibilidad la eficiencia térmica del sistema lubricante bajo condiciones críticas.

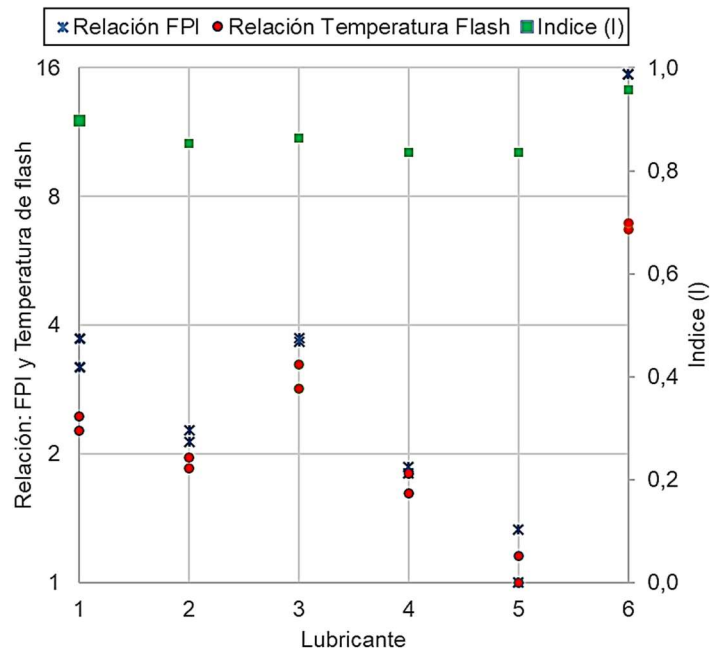


Figura 26. R_{FPI} , $R_{T_{fmax}}$ e I para los lubricantes 1 a 6.

Además, se observa que los lubricantes que soportan T_{fmax} más elevadas, sin presentar gripado, tienden a registrar también mayores valores de FPI , reflejando su mayor capacidad de disipar energía de fricción sin alcanzar condiciones destructivas. En este contexto, el índice I discrimina mejor entre formulaciones similares, facilitando una jerarquización de la resistencia del lubricante frente al gripado.

5.5. Resultados sobre el tribofilm

Si a la hora de aplicar la metodología experimental de predicción de la resistencia al gripado de un lubricante plantada en este Capítulo, se desea tener un conocimiento de la evolución de la formación del tribofilm para poderlo correlacionar con los resultados de fricción obtenidos, puede incorporarse al procedimiento la medida de su espesor con el accesorio 3D-Slim del equipo MTM2, descrito en el apartado 4.3. Dado que para poder realizar la medida el ensayo se detiene, se propone medir únicamente tras la etapa de rodaje y a la finalización de cada escalón de U_s en la etapa de ensayo.

En la Figura 27 se muestra un ejemplo del ensayo de gripado realizado sobre el lubricante 1. Tras el rodaje y en las primeras etapas, se identifica la uniformidad y suavidad en el color azulado dentro de la zona de contacto, lo cual denota ausencia de formación del tribofilm. Conforme se suceden las etapas de ensayo y se intensifican las condiciones del ensayo, activando la acción de los aditivos, se produce un cambio de estas coloraciones iniciales a azules más oscuros en este caso, atribuibles a la formación del tribofilm. Aunque en este caso, la formación apreciable del tribofilm y el fallo por gripado se producen en etapas contiguas, no siempre sucede así en la práctica, habiendo una mayor separación temporal (véase Figura 28). Ello depende en gran medida de las condiciones de activación de los aditivos y la resistencia al gripado.

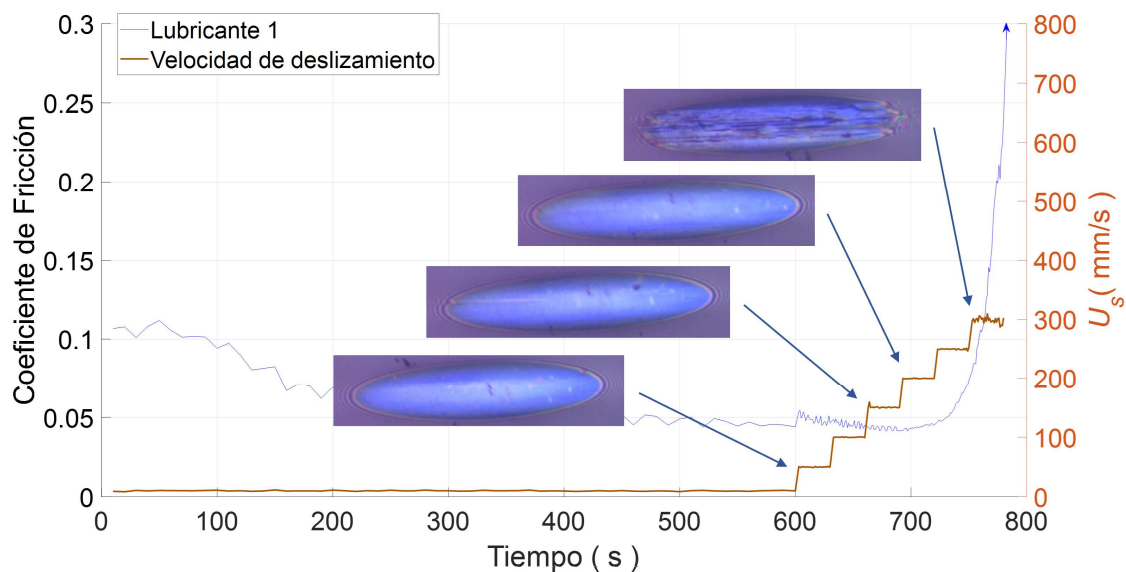


Figura 27. Imágenes 3D-Slim a lo largo del ensayo en lubricante 1.

En la Figura 28a, se muestra un ejemplo de imagen de microscopio de la superficie del disco tras el ensayo de gripado. En la imagen se aprecian las puntas de flecha en la dirección del deslizamiento características del fenómeno del gripado en la zona de contacto (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015). Además, tal y como se muestra en las imágenes 3D-Slim de la Figura 28b, existe una evolución del tribofilm (líneas de azul oscuro) en la superficie del barril durante

el avance del ensayo. En estas imágenes, la dirección de deslizamiento coincide con el eje mayor de la elipse de contacto y puede observarse la formación de tribofilm en la zona central, en la dirección del deslizamiento.

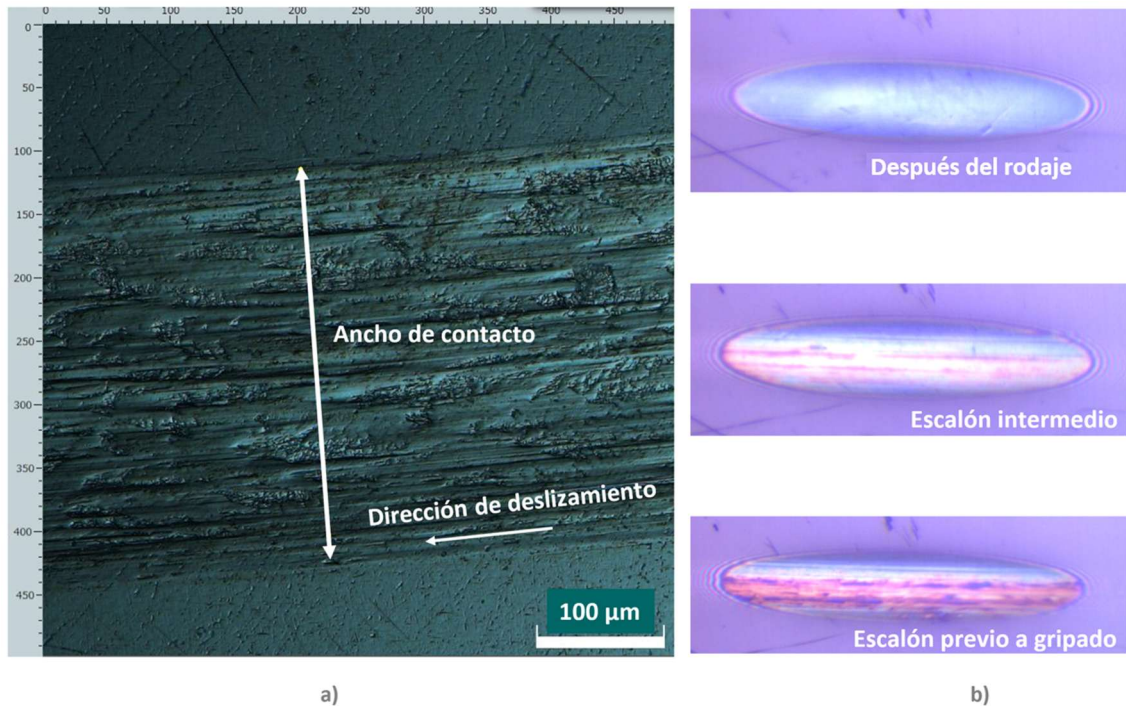


Figura 28. a) Imagen microscópica de la superficie del disco tras la prueba de gripado; b) Imágenes 3D-Slim de la evolución del tribofilm sobre el barril durante la prueba.

Para el estudio de la evolución del espesor del tribofilm con el accesorio 3D-Slim se han seleccionado los lubricantes 1, 5 y 6 de la Tabla 5. El lubricante 1 por ser el empleado en el desarrollo de la metodología experimental, el lubricante 5 por tener una menor dosificación de aditivos FM y AW que el lubricante 1; y el lubricante 6, por tener una dosis elevada de aditivos AW y EP. La Figura 29 muestra estos valores del espesor del tribofilm en 3 puntos del ensayo: a) tras la etapa de rodaje, b) en el escalón intermedio de la etapa de ensayo y c) tras el escalón previo al fallo por gripado.

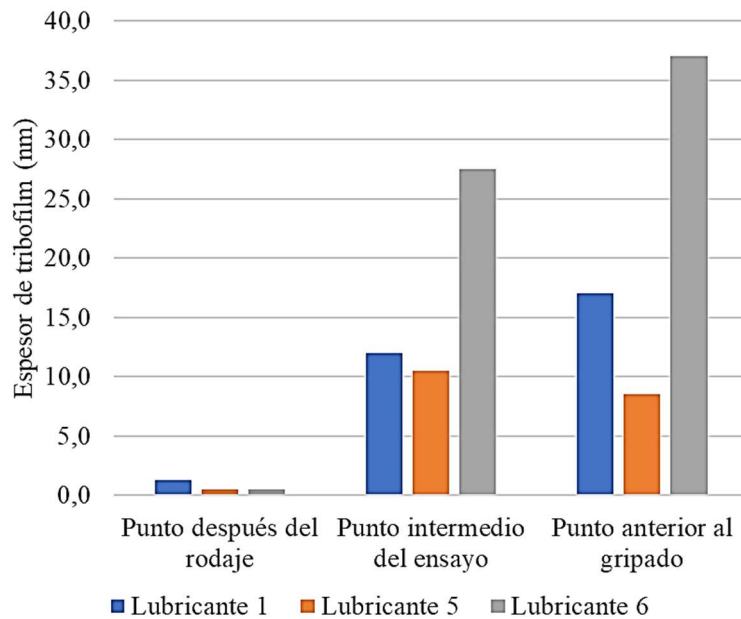


Figura 29. Espesor de tribofilm medido con 3D-Slim de la MTM2. Valores medios de espesor de las pruebas repetidas en la Figura 22 y Figura 23 con una desviación máxima de 3 nm.

Al comparar los tres puntos de medida en la Figura 29, se aprecia en primer lugar que el lubricante 6 desarrolla un tribofilm de mayor espesor antes del gripado (≈ 37 nm), alineado con su mayor resistencia frente al gripado. Tanto el lubricante 1 como el 5, que comparten tipos de aditivos en distintas concentraciones, presentan espesores muy similares tras el rodaje (≈ 1 – 2 nm) y en el punto intermedio (≈ 10 – 12 nm). No obstante, en el escalón previo al fallo por gripado, el lubricante 1 incrementa su tribofilm hasta ≈ 17 nm, mientras que el lubricante 5, apenas alcanza los 9 nm, lo que evidencia que su menor dosificación de aditivos limita la retención de tribofilm cuando la severidad del ensayo aumenta. Esta diferencia explica la razón por la cual el lubricante 5 alcanza su velocidad U_s de gripado antes que el 1 y el 6.

Un aspecto notable relacionado con el tribofilm y la resistencia al gripado de un lubricante es la argumentada por los autores (Horng, Lin, & Li, 1996). Estos justifican que los valles de la rugosidad superficial actúan como micro depósitos de lubricante, favoreciendo la formación y retención del tribofilm en la zona de contacto. Teniendo en cuenta este fenómeno,

resulta recomendable controlar el estado de rugosidad superficial durante el ensayo de lubricantes que quieran ser comparados, aunque este proceso vuelve mucho más compleja la metodología. Solo de este modo se puede garantizar que las diferencias observadas entre las formulaciones de los lubricantes se deban exclusivamente a la acción de los aditivos y no a variaciones en la condición superficial. En los trabajos de investigación desarrollados en esta tesis solo se han realizado estas mediciones de rugosidad con los aceites 1, 5 y 6, con propiedades más extremas. Para ello se midió la rugosidad RMS de la pista del disco antes del escalón de gripado. Los valores obtenidos de 53 nm para el lubricante 1, 44 nm para el lubricante 5 y 68 nm para el lubricante 6, son equiparables y comparables con los reportados por (Dawczyk, Morgan, Russo, & Spikes, 2019), en lubricantes con aditivos formadores de tribofilm. Estos resultados permiten justificar que las diferencias de resistencias frente al gripado de los lubricantes obtenidas en este Capítulo se deben fundamentalmente al efecto de los aditivos y no a la evolución de la rugosidad superficial de las probetas durante el ensayo.

5.6. Conclusiones sobre los parámetros que influyen en el gripado

El desarrollo de la metodología experimental de esta tesis permite concluir una serie de afirmaciones sobre el efecto en sus resultados de la influencia de cada uno de los parámetros que la configuran.

- Presión en el contacto, p_0 . A diferencia de otras metodologías previas empleando el contacto bola sobre disco en el tribómetro MTM2 (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019; Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022), el uso del barril como probeta superior permite alcanzar valores superiores de p_0 dentro del rango de cargas de la MTM2. Esto viabiliza poder evaluar lubricantes formulados con aditivos FM, AW y EP, de elevada resistencia al gripado. Comparado con la propuesta de la referencia (Bayat & Lehtovaara, 2021), que también emplea la

configuración de barril sobre disco, esta tesis propone un método más sencillo con etapas de ensayo a carga constante, evitando el contacto entre asperezas no protegidas por el aumento de la carga.

- Velocidad de deslizamiento, U_s . El uso de velocidades U_s inferiores (<1000 mm/s) a las empleadas en otras referencias (Bayat & Lehtovaara, 2021), son suficientes para llegar al gripado, incluso en lubricantes de muy alta resistencia a este modo de fallo (véase resultados de la Figura 23). Por otro lado, estos valores están muy alejados de los 4000 mm/s, evitando de este modo la posible aparición no deseada de efectos de hoyuelo (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019). Otra ventaja destacable de emplear valores de U_s bajos es el de reducir el desgaste severo durante el ensayo, de modo que no se altere en exceso las condiciones de la huella y la presión de contacto. Además, la nueva metodología plantea el uso de escalones más bajos de U_s en los pasos del ensayo, 50 mm/s en comparación con los 100 y 200 mm/s empleados en la referencia (Bayat & Lehtovaara, 2021), lo que da como resultado que, en la repetición de un mismo ensayo, que el gripado se obtenga en la misma U_s o máximo con un escalón de diferencia (50 mm/s), mejorando de este modo la precisión de la medida.
- Velocidad media, U_m . Valores reducidos de U_m contribuyen a minimizar el espesor de película lubricante, disminuyendo el efecto hidrodinámico de la viscosidad (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015), necesario para evitar el tener que aplicar costosos equipos de alta carga como la ETM de PCS Instruments.
- *SRR*. Sus elevados valores, derivados de una muy baja U_m y alta U_s posibles en contrarrotación, resulta clave para incrementar la severidad del contacto, con valores superiores (> 2000 %) a los presentados por (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019).

- La rugosidad media aritmética combinada de las superficies, R_{ac} , expresada en nm. Este parámetro, en relación con el espesor de película lubricante, determina el valor del parámetro lambda (λ), el cual define el régimen de lubricación bajo el que opera el ensayo.

5.7. Resumen del Capítulo

En el quinto Capítulo y central en esta tesis, se presenta una novedosa metodología experimental para evaluar la resistencia al gripado de un lubricante empleando el tribómetro MTM2 bajo condiciones de contrarrotación. Se describe el diseño del protocolo experimental que introduce una etapa inicial de rodaje controlado, seguida por incrementos progresivos de U_s a W constante, permitiendo un avance en el conocimiento de las variables que condicionan el inicio del gripado y que a su vez promueven la formación y mantenimiento de tribofilm. Se justifican los ajustes de parámetros como U_m , U_s , W y T_b , y se presenta el procedimiento completo de ejecución del ensayo, incluyendo criterios objetivos de identificación del gripado basados en la elevación brusca del μ . Adicionalmente, se estima y analiza la T_{max} y su relación con la FPI , parámetros que permiten clasificar los lubricantes en función de su severidad térmica previa al gripado. Se incluyen imágenes interferométricas que ilustran la evolución del tribofilm en distintas etapas del ensayo, así como los valores de rugosidad y espesor de película lubricante estimados. Finalmente, se presentan los resultados obtenidos para los lubricantes 1 al 6 de la Tabla 5, mostrando repetibilidad del ensayo lo que valida la metodología propuesta. Esta nueva metodología permite caracterizar con precisión la resistencia al gripado de aceites formulados con aditivos FM, EP y AW, así mismo, define las bases para su posterior análisis predictivo mediante inteligencia artificial.

6. DESARROLLO DE HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS DE GRIPADO CON INTELIGENCIA ARTIFICIAL

En este Capítulo se presenta el desarrollo de un conjunto de herramientas de IA que permiten optimizar la formulación de lubricantes con aditivos FM, EP y AW con el fin de establecer su resistencia al gripado. El uso de este tipo de herramientas permite reducir los elevados costes y tiempos de ensayo experimental actualmente requeridos.

La combinación de las técnicas de análisis de datos e IA con métodos clásicos aplicados a la resolución de problemas tribológicos sobre el desgaste, la fricción, la formación de tribofilms, etc. se conoce hoy en día como la triboinformática (Rosenkranz, et al., 2021). La triboinformática con herramientas de IA ha sido aplicada exitosamente en la predicción del comportamiento de coeficiente μ y la identificación y clasificación de los mecanismos de desgaste en un contacto lubricado, la formulación de nuevos lubricantes y sus aditivos, así como la optimización de las superficies (Marian & Tremmel, 2021; Reddy Paturi, Palakurthy, & Reddy, 2022; Rosenkranz A. , Marian, Profito, Aragon, & Shah, 2021). Concretamente, las herramientas de IA tipo RNA (Red Neuronal Artificial) y SVM (Máquina de Soporte Vectorial) tipo SVR (Máquina de Soporte de Regresión) han sido previamente aplicadas en este contexto.

Las herramientas RNA, SVM y SVR requieren que los datos de entrada estén etiquetados, es decir, que cada conjunto de variables de entrada tenga asociado un valor de salida conocido, como pueden ser valores de μ o U_s de ensayos de gripado. Esta estructura etiquetada permite entrenar herramientas de IA para que sean capaces de estimar los valores de viscosidad y porcentajes de aditivos FM, EP y AW de un lubricante que le permiten alcanzar un determinado grado de resistencia al gripado, objetivo de esta tesis.

El desarrollo de estas herramientas sigue una estructura general común, con el preprocesado y normalización de variables de entrada y salida, el desarrollo y validación de los modelos y la comparación cuantitativa final de las predicciones frente a ensayos reales mediante la métrica de error medio absoluto.

En este trabajo de investigación, las herramientas de IA han sido entrenadas con resultados experimentales recopilados de ensayos de resistencia al gripado de lubricantes con los tribómetros MTM2, realizados hasta la fecha por otros autores (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015; Peng, Spikes, & Kadiric, 2019; Bayat & Lehtovaara, 2021; Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022) y ETM (Peng, Spikes, & Kadiric, 2019), a los que se han sumado los obtenidos experimentalmente en esta tesis. Toda esta familia de lubricantes ya ha sido presentada previamente en la Tabla 5 del apartado 3. Además, en la Tabla 17, del apartado 9, se presenta el listado del total de 160 ensayos de gripado recopilados con distintas metodologías, aplicados a estos lubricantes. Entre los 160 ensayos, existen varios realizados con el mismo aceite, pero distintas condiciones de ensayo de gripado. Para cada ensayo de la Tabla 17, se definen los valores de U_m , U_s , p_0 , R_{ac} , η y %wt de los aditivos, con los que se crea la matriz de datos de este estudio. Los valores U_m , U_s , p_0 , R_{ac} forman los valores de entrada, mientras que los valores de η y %wt de los aditivos son las salidas, en la Figura 30, se presentan estas matrices en un esquema general.

Este Capítulo comienza presentando un esquema general que luego se desarrolla en dos fases de modelado predictivo con herramientas RNA y SVM tipo SVR. En la primera fase, los parámetros de configuración, creación y entrenamiento de las herramientas se ajustan adoptando como criterio de aceptación un error relativo (ϵ_r) inferior al 10 % (Yu, Yin, Zhang, Song, & Zhang, 2020; Durak, Salman, & Kurbanoglu, 2008) entre los valores reales y los predichos por las IA. ϵ_r se define como:

$$\varepsilon_r(\%) = \frac{100}{N} \sum_i^N \left| \frac{\hat{y}_i - y_i}{y_i} \right| \quad (6-1)$$

Donde N es el número total de muestras, \hat{y}_i , y_i , son los valores predichos por la herramienta de IA y reales, respectivamente. Si ε_r supera el objetivo del 10 %, se deben realizar iteraciones en la configuración de las IA, hasta alcanzar un valor por debajo del objetivo.

En la segunda fase, se selecciona la herramienta de predicción que obtuvo el menor ε_r para adaptarla a una nueva funcionalidad consistente en estimar los ajustes necesarios en las cantidades de aditivos FE, EP y AW requeridos para para mejorar la resistencia al gripado de un lubricante concreto ya formulado previamente. Para ello, se introducen como datos de entrada las condiciones de operación más severas (p_0 , U_s , U_m , R_{ac}) que sufrirá el lubricante en la aplicación para la que está siendo diseñado y se solicita como salida las proporciones óptimas de aditivos que permitan alcanzar o superar el umbral de U_s establecido en el protocolo del Capítulo 5. De este modo, la herramienta además de funcionar como un estimador aporta como un asistente de reformulación computacional, de gran utilidad en el diseño de lubricantes.

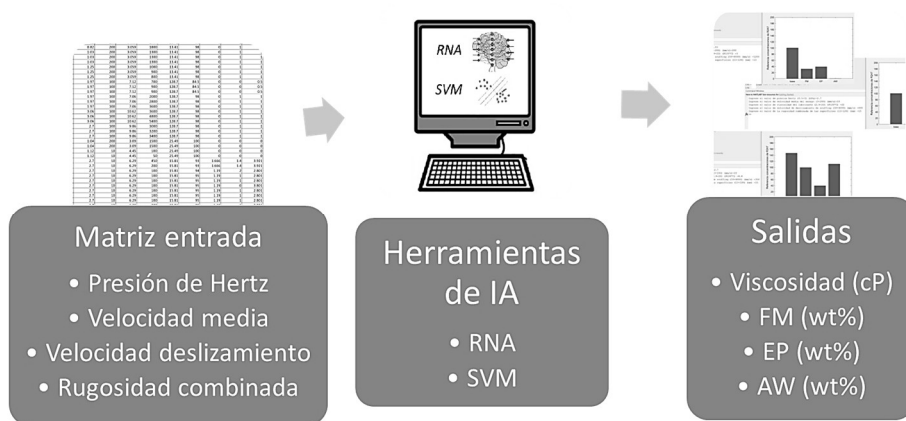


Figura 30. Esquema general de análisis de datos de gripado con IA

6.1. Estudio con herramientas RNA y SVR

Las redes neuronales artificiales (RNA) son modelos compuestos por neuronas artificiales conectadas entre sí y agrupadas en capas, comúnmente empleadas como herramientas de IA (Rosenkranz A. , Marian, Profito, Aragon, & Shah, 2021). Una neurona artificial imita a las neuronas biológicas y consta de un número no limitado de valores de entrada. Cada uno de los valores se multiplica por un factor, conocido comúnmente como “peso”, que puede ser negativo o positivo, inhibiendo o excitando el valor de entrada, respectivamente (Bobadilla, 2021). Durante el proceso de entrenamiento de estas neuronas, los pesos se ajustan gradualmente adaptando el modelo a la predicción de los valores de las variables de salida. Cada proceso de ajuste corresponde a lo que se define como época de entrenamiento. Para evitar la linealidad del cómputo, se añaden a la neurona los términos de bias y la función de activación o transferencia. Este paso facilita que la neurona pueda modelar patrones complejos y realizar predicciones de manera más precisa (Reddy Paturi, Cheruku, & Reddy, 2022). El ajuste de los pesos se repite en cada época de entrenamiento, donde este proceso continúa de manera interna en el algoritmo hasta que la variación entre la predicción y los valores reales sea la definida por el usuario, generalmente un valor muy bajo alrededor de 10^{-6} . Para lograr esto, se minimiza una función de pérdida que evalúa cuán diferentes son las predicciones de la RNA con respecto a las respuestas reales.

La combinación de múltiples neuronas interconectadas en capas forma una red, que puede dar lugar a distintas configuraciones según se seleccionen esas conexiones. Tal como se esquematiza en la Figura 31, el desarrollo de la RNA se implementa mediante un script en el software MATLAB, siguiendo una estructura de red del tipo Feed Forward Back Propagation, comúnmente aplicada en este tipo de problemas (Marian & Tremmel, 2021; Rosenkranz A. , Marian, Profito, Aragon, & Shah, 2021). La metodología comienza con la normalización de los

datos de entrada (U_m, U_s, p_0, R_{ac}). Posteriormente, se realiza una etapa iterativa de optimización de la estructura interna, en la cual se evalúan distintas combinaciones del número de capas ocultas y neuronas por capa, así como funciones de activación tipo logsig, tansig, purelin y elliotstsig, seleccionadas por su capacidad de modelar relaciones no lineales complejas. Esta iteración continúa hasta alcanzar un error $\varepsilon_r < 10\%$. Una vez alcanzado, el modelo es apto para las predicciones de las salidas (η y %wt de los aditivos).

Respecto a las funciones de activación tipo logsig, tansig, purelin y elliotstsig estudiadas, se obtuvieron una serie de conclusiones. Logsig, utilizada por su capacidad de modelar relaciones suaves no lineales en rangos de salida entre 0 y 1, mostró una convergencia aceptable, pero limitaciones ante datos con dispersión alta. Tansig, como transformador no lineal con salida en el rango [-1, 1], adecuado para entradas normalizadas con media cero, presentó mejor capacidad de ajuste y generalización en capas ocultas. Purelin, aplicada en la capa de salida para permitir salidas continuas no acotadas, de gran utilidad para predicciones de parámetros como son la viscosidad y la concentración de aditivos. Elliotstsig, versión suavizada y computacionalmente más eficiente de tansig, con buen desempeño en configuraciones con alta carga iterativa.

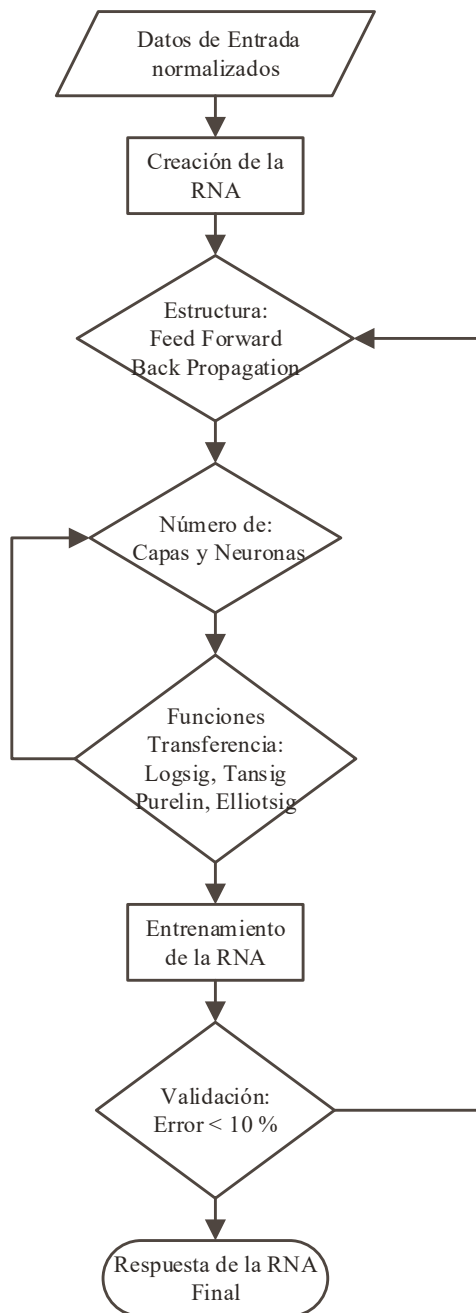


Figura 31. Diagrama del proceso de configuración de RNA

Además de las RNA, las herramientas Support Vector Machine (SVM) del tipo Support Vector Regression (SVR), también se han empleado exitosamente en el estudio de fenómenos tribológicos. Una SVM es una herramienta computacional que representa un conjunto conocido de datos en un vector de un espacio vectorial. Cuando se añaden nuevos conjuntos y, con el fin de identificarlos, se introducen hiperplanos entre dichos conjuntos de datos (Marian &

Tremmel, 2021). Esta estrategia resulta útil para resolver problemas de clasificación, donde los datos están marcados en conjuntos claramente identificados. En contraste, cuando se trata de estimar valores (como es el caso de esta investigación), se aplica una variante conocida como Support Vector Regression (SVR), que se basa en SVM para problemas de regresión. En SVR, el objetivo no es clasificar puntos, sino encontrar una función que se ajuste a los datos dentro de una tolerancia predefinida por un parámetro “épsilon”. Este parámetro define una banda de tolerancia alrededor de la función estimada y puede variarse para optimizar la predicción de resultados. Las predicciones que caen dentro de esta banda no generan penalización alguna, mientras que aquellas que la sobrepasan se consideran errores y son penalizadas. Esta función de estimación incorpora dos criterios simultáneamente: minimizar la magnitud de los errores entre los valores experimentales y los predichos por la herramienta, y que el modelo sea el más simple posible y demande el menor gasto computacional. Para modelar relaciones no lineales entre variables, SVR incorpora funciones núcleo (Kernel), que permiten transformar los datos a espacios de mayor dimensión donde se facilita el ajuste de una función continua y diferenciable. En esta tesis, el método SVR ha sido aplicado para predecir las salidas con la misma condición que RNA. Finalmente, si bien SVR entrega salidas numéricas, se ha observado que la resolución de los datos puede reflejar desviaciones derivadas del rango limitado de entradas utilizadas durante el entrenamiento. Por ello, se recomienda extender el conjunto de entrenamiento y explorar Kernels más complejos, como Gaussian RBF o Polinomial, para mejorar la suavidad y continuidad de las predicciones. Estas consideraciones se alinean con los comentarios de trabajos previos como (Nalepa & Kawulok, 2019), que destacan la importancia del control de “épsilon” y la función Kernel para avalar la robustez de la SVR.

La Figura 32, presenta el proceso para la configuración de la herramienta SVR, implementado mediante un script en el software MATLAB. Este flujo sigue una lógica iterativa, análoga al procedimiento aplicado para la RNA, pero con parámetros específicos de la SVR que deben ajustarse para minimizar el ε_r . El proceso inicia con la normalización de los datos de entrada, lo que garantiza la homogeneidad en las escalas de las variables, siendo U_m , U_s , p_0 , R_{ac} empleadas como predictores. Posteriormente, se procede a la creación de la SVR, en la cual se deben definir dos componentes críticos: la función Kernel y la constante de penalización BoxConstrain.

Durante la iteración de entrenamiento, se evalúan distintas funciones Kernel, como linear, gaussian o polynomial, y se escalan sus parámetros mediante pruebas que buscan reducir el ε_r . En paralelo, se ajusta el valor del parámetro BoxConstrain, que controla la flexibilidad del modelo ante desviaciones fuera del margen, mencionado ya como ε . Para garantizar la robustez del modelo y evitar sobreajuste, se emplea validación cruzada con la técnica K-Fold, donde el conjunto de datos se divide en $k = 5$ subconjuntos, cuatro para entrenamiento y uno para validación, rotando en cada iteración.

El criterio de aceptación se basa en alcanzar un promedio de ε_r inferior al 10 %, conforme al umbral establecido en la ecuación (6-1). Una vez alcanzado este nivel de desempeño, se guarda la configuración final de la SVR que genera la predicción de η y %wt de los aditivos, con el menor error.

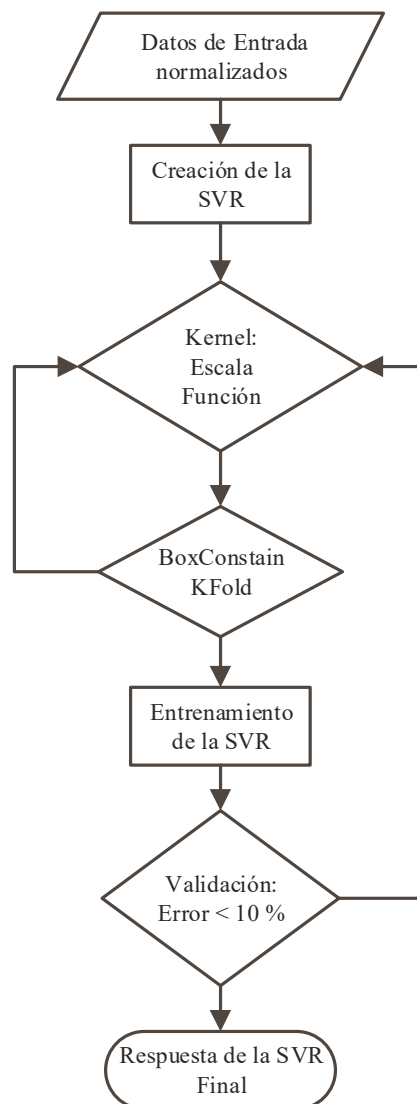


Figura 32. Diagrama del proceso de configuración de SVR

En la Tabla 11 y Tabla 12, se recopilan algunos trabajos previos de la literatura que han empleado herramientas RNA y SVR en tribología. Esta recopilación ha facilitado el proceso de selección de configuraciones de estas herramientas analizadas y finalmente seleccionadas en esta tesis. Por ejemplo, en RNA se han adoptado arquitecturas **feed-forward** de varias capas ocultas, con funciones de activación **tanh**, **sigmoide**, coherentes con conjuntos de datos de relaciones no lineales y salidas como μ o desgaste. Por otra parte, en SVR se observa el uso de **Kernels RBF** y funciones polinomiales con validación k-Fold para estimar, μ , o η .

Tabla 11. Aplicación de herramientas RNA, en estudio de variables tribológicas.

Referencia	Parámetros de RNA			Tipo de configuración	Entradas	Salidas
	Capas ocultas	Neuronas	Funciones de transferencia			
(Argatov, 2019)	2	4; 3	sigmoidal (tansig); linear (purelin)	feed forward back propagation	- W - U_s -composición del lubricante -composición de materiales en contacto	- μ -desgaste
(Durak, Salman, & Kurbanoglu, 2008)	2	5; 3	sigmoidal (tansig)	feed forward back propagation	- W -velocidad -aditivo lubricante	- μ
(Echávarri Otero J. , y otros, 2014)	1	20	tan hyperbolic	feed forward back propagation, Levenberg-Marquardt backpropagation	- U_m - SRR -temperatura de baño - W	- μ
(Sieberg, Kurtulan, & Hanke, 2022)	2	256; 2	filter size 64 Kernel 2x2	Convolutional layer (Python)	-Imágenes SEM	-fatiga superficial -fatiga superficial aumentada -otros mecanismos de desgaste
(Sardar, Dey, & Das, 2021)	1	4	tan hyperbolic	back propagation algorithm with scale conjugate gradient	-cantidad de partículas -distancia de deslizamiento - W - U_s -tamaño abrasivo	-índice de desgaste - μ -rugosidad (R_a)
(Bhaumik & Kamaraj, 2020)	1	4 para coeficiente de fricción, 7 para desgaste	tan hyperbolic	feed forward back propagation	-%vol Aceite de Ricino -%vol glicerol -%vol lubricante de cascara de anacardo	- μ , -diámetro de la señal de desgaste

Referencia	Parámetros de RNA				Entradas	Salidas
	Capas ocultas	Neuronas	Funciones de transferencia	Tipo de configuración		
(Bhaumik, Mathew, & Datta, 2019)	1	3	tan hyperbolic	feed forward back propagation with scale conjugate gradient	-Aceite de coco % -Aceite de ricino % -Aceite de palma -MWCNT % -MWCNT nm -Grafeno wt% -Grafeno um -Dureza del pin -Dureza del disco $-U_s$ -Duración de deslizamiento $-W$ -temperatura	- μ
(Rosenkranz A. , Marian, Profito, Aragon, & Shah, 2021)	2	5; 7	radial basis function	feed forward back propagation	-composición del material / fluido -propiedades mecánicas o reológicas -parámetros estructurales y superficiales -condiciones de ensayo	-tasa / volumen de desgaste - μ

Tabla 12. Aplicación de herramientas SVR, en estudio de variables tribológicas.

Referencia	Parámetros de SVR	VARIABLES DE ANÁLISIS
(Marian & Tremmel, 2021)	Diferentes tipos de Kernel, para datos linealmente separables	Fuerza de fricción
(Reddy Patuuri, Cheruku, & Reddy, 2022)	Kernel function: Gaussian; Coulomb Parametric models: Tustin, Lorentzian	μ
	Kernels: RBF sigmoid polynomial functions	Volumen de desgaste
	Kernel function: Polynomial cross - validation (k): 5	Viscosidad dinámica
	n_estimator: GMB:100 learning rate GBM: 0,3	μ
(Podsiadlo & Stachowiak, 2005)	RBF Kernel function	Caracterización y clasificación de partículas de desgaste
(Peng, y otros, 2017)	ML model: KMA (Clustering), SVM (binary classifier)	Análisis de residuos de desgaste
(Peng, y otros, 2019)	Activation function: Rectified linear unit (ReLU), Local response normalization function	Clasificación de partículas de desgaste
(Lu, y otros, 2014)	Kernel function: GRBF, RBF	Fuerza de fricción, desgaste (bajo lubricación)
(Altay, Gurgenc, Ulas, & Özel, 2020)	Linear regression coefficient regression model: Gaussian mixture	Pérdida por desgaste, coeficiente de fricción (recubrimiento superficial)
(Sauer, y otros, 2022)	Kernel functions for prediction MLP, GPR module of scikit-learn	μ

6.2. Configuración de las herramientas de RNA y SVR

En el proceso de configuración de las herramientas RNA y SVR se recopilan los datos de los ensayos de la Tabla 17, en el Capítulo 9, que incluyen las características del lubricante y los valores de los parámetros del contacto en las etapas en las que se produce el gripado. Los rangos de variación de estos valores se recogen en la Tabla 13.

Tabla 13. Rangos de variación del conjunto de datos de entrada (x_n) y salida (y_n).

Denominación	Rango	Unidad	Función
Presión de Hertz (p_0)	0,5 - 3	GPa	x_1
Velocidad media (U_m)	3 - 200	mm/s	x_2
Velocidad de deslizamiento (U_s)	10 - 5400	mm/s	x_3
Rugosidad combinada (R_{ac})	13 - 128	nm	x_4
Viscosidad a 120 ° C	2,3 – 15,1	cP	y_1
FM	0 – 1,6	wt%	y_2
EP	0 – 2	wt%	y_3
AW	0 – 3,9	wt%	y_4

En la Fase I de esta metodología, el entrenamiento de los modelos predictivos se realiza utilizando las herramientas RNA y SVR, implementadas mediante scripts en MATLAB y siguiendo el esquema de trabajo representado en la Figura 33. Esta fase se estructura en tres etapas secuenciales.

La primera etapa consiste en la preparación de los datos de entrada, que abarca la recopilación de las variables “ x_n ” de la Tabla 13. Estas se normalizan en el rango [0,1], conforme a sus valores máximos y mínimos registrados en la tabla mencionada, generando la matriz de entrada normalizada (NIF).

En la segunda etapa, se procede a la configuración de los modelos, diferenciando los procesos para RNA y SVR, según Figura 31 y Figura 32, respectivamente. Para la RNA, primero se divide la matriz de datos de entrada en tres subconjuntos: 70 % de los datos para entrenamiento, 15 % para validación y 15 % para prueba. Estos porcentajes son comúnmente

utilizados en estudios tribológicos basados en la herramienta RNA para inteligencia artificial (Marian & Tremmel, 2021), luego se define la estructura y modelo inicial de red (feed forward back propagation). Luego, se realiza una exploración iterativa de los hiperparámetros, incluyendo: número de capas ocultas, número de neuronas por capa, funciones de activación (Purelin, Tansig, Elliotstg, Logsig) y funciones de entrenamiento (traingdm, trainscg) (Reddy Paturi, Cheruku, & Reddy, 2022; Argatov, 2019; Cavaleri L. , y otros, 2019). Esta fase busca optimizar el modelo con base en el ϵ_r definido por la ecuación (6-1). Para la SVR, se evalúan distintas funciones Kernel (principalmente polinómica de orden 2), se ajusta el parámetro de escala del Kernel (rango de 0,1 a 1), se configura el valor de BoxConstrain, y se aplica validación cruzada mediante K-Fold, variando k entre 1 y 5. Esta estrategia reduce el riesgo de sobreajuste.

La tercera etapa tiene como finalidad comparar el desempeño de ambos modelos, seleccionando el que alcance el menor error relativo ($\epsilon_r < 10\%$). Para ello, ambos modelos son validados frente a un conjunto independiente de datos normalizados, que no fue utilizado en la fase de entrenamiento. El modelo con el mejor desempeño (ya sea RNA o SVR) se conserva como la herramienta predictiva definitiva, utilizada en la Fase II para realizar pruebas con nuevas condiciones de entrada y obtener las predicciones optimizadas de “ y_n ” de la Tabla 13.

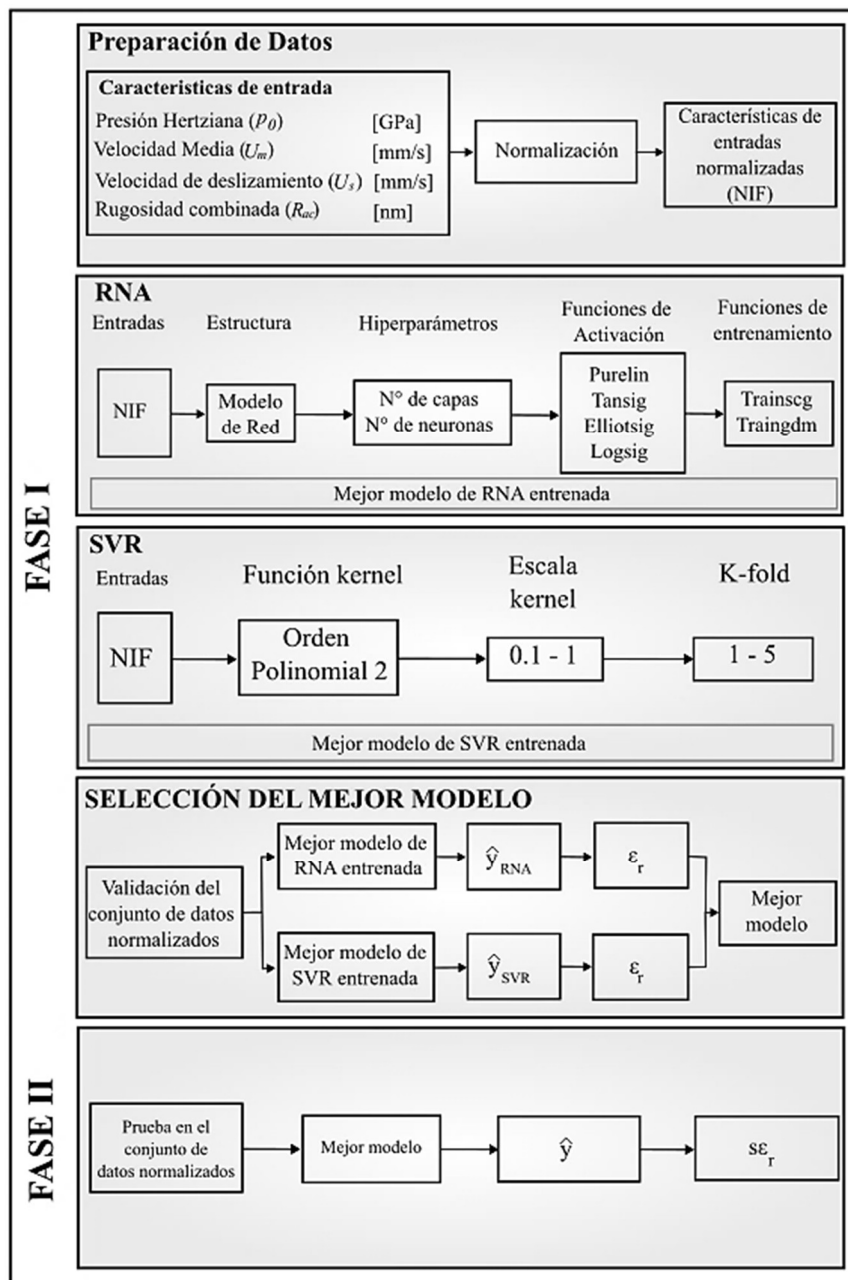


Figura 33. Flujogramas de aplicación de herramientas para: RNA y SVM tipo SVR.

De acuerdo con la metodología representada en la Figura 33, una vez definidas las variables de entrada y salida (ver Tabla 13), se aplica el script desarrollado para la generación y entrenamiento de la RNA. A continuación, se indicarán los procesos de generación de las herramientas de IA, que no han sido introducidos en el apartado 6.1. La red feed-forward con retro propagación del error, es entrenada utilizando dos algoritmos: trainscg (gradiente

conjugado escalado) y `traingdm` (gradiente descendente con momento), ambos incluidos en el entorno MATLAB. Estos métodos mejoran la velocidad de convergencia en problemas de regresión (Elkatatny, 2019). El ajuste de los pesos y sesgos (bias) en cada época de entrenamiento es esencial para minimizar la función de error. El sesgo representa un parámetro adicional aprendido por la red que permite desplazar la función de activación, mejorando la capacidad del modelo para ajustarse a datos sin normalizar. La selección de la estructura de red se realiza de forma iterativa, incrementando el número de capas ocultas desde dos hasta un máximo de cuatro, según la complejidad del modelo, entendida como la capacidad de la red para aprender relaciones no lineales a partir de los datos de entrada. Dicha complejidad se evalúa mediante el análisis del descenso del error ε_r (6-1) a lo largo de las iteraciones. Se prueba un número variable de neuronas por capa (5, 10, 15 y 20), teniendo en cuenta que mayor número de capas y neuronas, se incrementa la demanda computacional, por lo que se buscan aquellas que mantengan el $\varepsilon_r < 10\%$ sin sobreajuste (Karmakar & Goswami, 2021). El sobreajuste se produce cuando la RNA aprende en exceso las particularidades o el ruido del conjunto de datos de entrenamiento, perdiendo capacidad de generalización y presentando errores significativamente mayores al aplicar el modelo sobre datos no vistos. En esta tesis, la detección de sobreajuste se realizó observando la estabilidad del gradiente de aprendizaje durante las últimas épocas de entrenamiento (ver Figura 34a).

De las funciones de activación estudiadas, Tansig y Ellitsig fueron priorizadas por su menor carga computacional, al evitar el uso de operaciones trigonométricas o exponenciales (Elkatatny, 2019). No obstante, estas funciones requieren un mayor número de neuronas y épocas para alcanzar errores mínimos, por lo que este requerimiento fue tomado en cuenta durante la iteración de arquitecturas. Todas las configuraciones estudiadas fueron evaluadas cuantitativamente mediante el valor ε_r entre los datos predichos por la RNA y los valores

experimentales, con el objetivo de identificar la mejor red entrenada, cuya validación se detalla en el siguiente apartado.

Una vez presentadas las decisiones para la configuración de la RNA, se aborda a continuación la de la herramienta SVM de tipo SVR. En primer lugar, se selecciona el tipo de Kernel, que puede ser lineal, polinomial o gaussiano, dependiendo de la forma de la función de regresión donde se ubican los valores de predicción. Si se selecciona la función polinomial, también se debe indicar el orden del polinomio, que en este caso es de orden dos. El valor de escala de Kernel es un valor escalar positivo que regula la influencia de la función Kernel (Hastie, Tibshirani, & Friedman, 2009). En este estudio, se empieza por la unidad disminuyendo hasta un mínimo de 0,1, hasta ajustar adecuadamente los resultados del entrenamiento. Con respecto al parámetro de BoxConstrain, este contribuye en la regularización del modelo, al ponderar la penalización por errores que excedan la banda “épsilon”, mencionado ya en el apartado 6.1, así mismo evita el sobreajuste de SVR. Para este parámetro se mantiene el valor por defecto de uno.

Con respecto al entrenamiento y validación cruzada de resultados, el valor de KFold se configura y corresponde al número de divisiones del conjunto de datos de entrada, con los que se validan los resultados. Por defecto en el software de programación es 1, sin embargo, en este trabajo se programan desde 1 hasta 5. Cabe mencionar que en este estudio no han sido necesarios valores mayores de KFold que además generan mayor demanda computacional.

El resultado de la aplicación de las diferentes configuraciones indicadas anteriormente y esquematizadas en el flujograma de la Figura 33, la seleccionada para alcanzar prioritariamente el mínimo ε_r y secundario con el menor tiempo de cálculo computacional, se recopila en la Tabla 14.

Tabla 14. Características de creación y entrenamiento para SVR.

Parámetro de configuración	Resultado para SVR
Kernel	0,1
Function	Polynomial
Order	2
BoxConstrain	1
KFold	5

Tras ajustar, validar y comparar ambos algoritmos de IA en la primera fase, se selecciona el que presenta el menor error para la segunda fase.

6.3. Resultados con herramientas de estimación RNA y SVR

Para la primera fase de la metodología representada en la Figura 33, se analizan las precisiones de los algoritmos de RNA y SVR. Posteriormente, en la segunda fase, se aplica el algoritmo que presentó el menor error para predecir el tipo de lubricante necesario para retrasar la falla por gripado. Es decir, se estima el incremento de la viscosidad y la concentración de los aditivos FM, EP y AW que deben modificarse en un lubricante para lograr que este incremente su U_s a la cual ocurre el gripado en el equipo MTM2. Finalmente, las estimaciones obtenidas en la segunda fase se comparan con los resultados experimentales.

En la primera fase y la herramienta RNA, la Tabla 15 presenta los resultados del ε_r (6-1) obtenido en tres configuraciones diferentes (Red1, Red2 y Red3). Las configuraciones mostradas son las tres más representativas entre un total de 11 configuraciones evaluadas. Se identifica que la configuración con el menor ε_r es la Red2 (Figura 35), que consta de una capa de entrada con 4 neuronas (U_m , U_s , p_0 y R_{ac}), seguida de 4 capas ocultas con 20, 40, 80 y 160 neuronas por capa, y una capa de salida con 4 neuronas, que representan las 4 variables objetivo (η y %wt de los aditivos FM, EP y AW). El orden de aplicación de las funciones de activación o transferencia entre capas es Elliotsig - Tansig - Tansig - Elliotsig - Tansig. El entrenamiento se realizó utilizando el método Trainscg.

La Figura 34a muestra el decremento del ε_r durante la etapa de entrenamiento con Scaled Conjugate Gradient (SCG). En cada época, la retropropagación calcula el gradiente y SCG aplica una aproximación cuadrática local del error, para generar direcciones conjugadas y un tamaño de paso sin búsqueda de línea, con lo que actualiza pesos y sesgos y favorece una convergencia estable.

El desempeño del modelo se evalúa mediante dos métricas complementarias: el coeficiente de correlación de Pearson (R) propio de la etapa de entrenamiento, que mide la alineación estadística entre los valores predichos (\hat{y}) y los experimentales (y), y el ya mencionado ε_r . En este procedimiento, R no se utiliza como criterio principal de aceptación, sino como indicador de convergencia global del modelo. Por tanto, un modelo con $\varepsilon_r < 10\%$ pero con R bajo ($< 0,9$) puede considerarse numéricamente válido si los errores son pequeños y aleatorios, como es el caso de esta tesis. El parámetro R se utiliza, entonces, para verificar la estabilidad y consistencia del modelo entre conjuntos de entrenamiento, validación y prueba de la RNA. Lo aceptable, es que el modelo debe mostrar $R_{\text{training}} \approx R_{\text{validation}} \approx R_{\text{test}}$, con diferencias menores al 5 %, lo que indica ausencia de sobreajuste. Así, ε_r garantiza la precisión cuantitativa mientras que R confirma la coherencia estructural de la relación $y-\hat{y}$.

En el modelo seleccionado, vistos en la Figura 34b–e, se obtuvo $R_{\text{total}} = 0,9769$, $R_{\text{validation}} = 0,9923$ y $R_{\text{test}} = 0,9821$, junto con $\varepsilon_r < 10\%$ para todas las salidas (η y $\%wt$ de aditivos FM, EP y AW). Esta convergencia entre ambos indicadores valida la capacidad predictiva y la generalización del modelo. Los puntos alejados de la recta $Y = T$ en la Figura 34b–e, corresponden a condiciones de alta severidad operativa, pero el análisis de la ubicación de los puntos muy cercanos a las rectas confirma la ausencia de resultados negativos para el modelo.

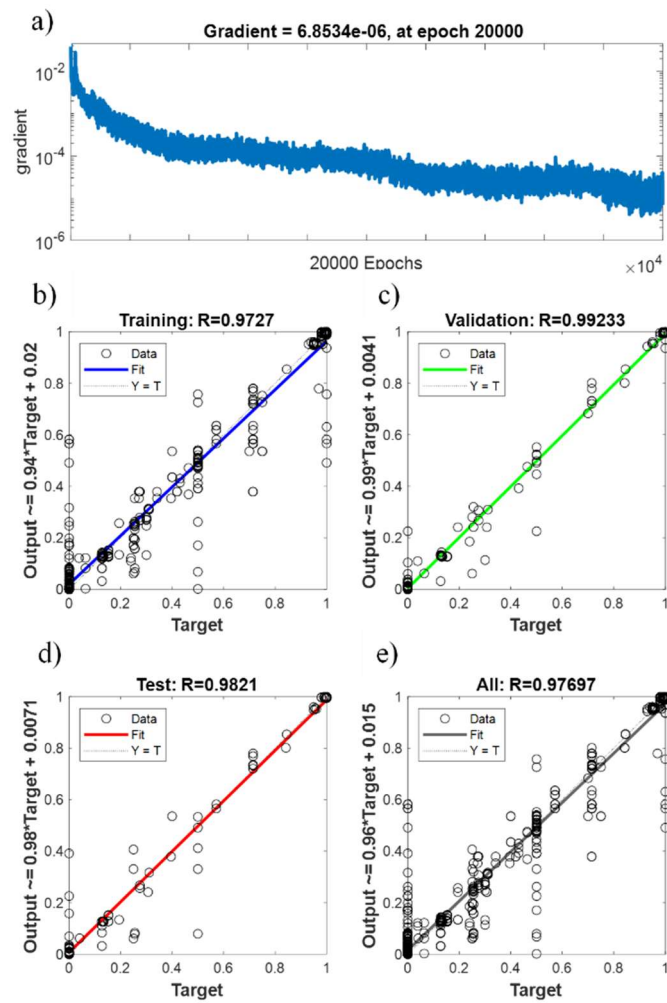


Figura 34. Disminución del gradiente respecto del número de épocas de entrenamiento para RNA, a) Descenso del gradiente, b) Regresión de entrenamiento, c) Regresión de validación, d) Regresión de datos de prueba c) Regresión del ajuste total de la red.

Tabla 15. Diferentes parámetros de configuración para RNA.

RNA	Parámetros de RNA				% Absoluto del error para todas las muestras			
	Capas ocultas	Neuronas	Funciones de Transferencia	Función entrenamiento	Viscosidad	Aditivo FM	Aditivo EP	Aditivo AW
Red1	4	5; 12; 20; 20	elliotsig; tansig; tansig; elliotsig; tansig	trainscg	14,58	9,87	13,89	15,38
Red2	4	20; 40; 80; 160	elliotsig; tansig; tansig; elliotsig; tansig	trainscg	9,22	6,91	8,25	8,13
Red3	4	20; 40; 80; 80	elliotsig; tansig; tansig; elliotsig; tansig	trainscg	10,76	7,32	13,01	15,08

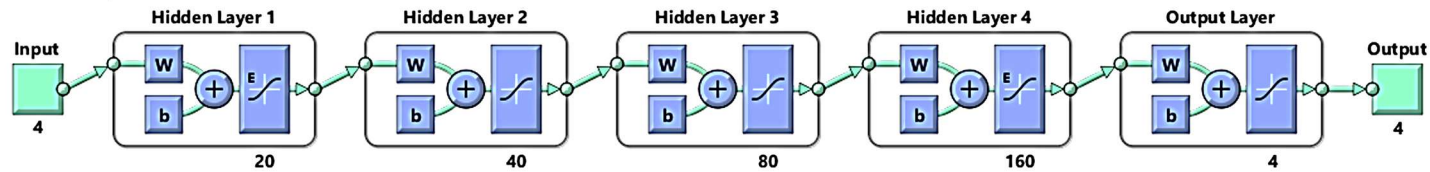


Figura 35. Configuración de RNA.

En la Figura 36 se presentan los resultados de las variables de salida: viscosidad y porcentajes de aditivos FM, EP y AW, obtenidos de aplicar la RNA con la configuración de la Red2, aplicados a todo el conjunto de lubricantes presentado en la Tabla 17.

Los valores de predicción de los datos de validación y prueba se representan en verde y rojo respectivamente, para distinguirlos de los de entrenamiento que se muestran en azul. La mayoría de los valores de predicción se superponen con los valores experimentales reales, lo que concuerda con el bajo error mostrado en la Tabla 15 para la RNA Red2. El absoluto del ε_r es de 9,22 % para la viscosidad, 6,91 % para FM, 8,25 % para EP y 8,13 % para AW. Estas cifras presentan un error promedio general de 8,13 %, que es menor al 10% planteado como objetivo.

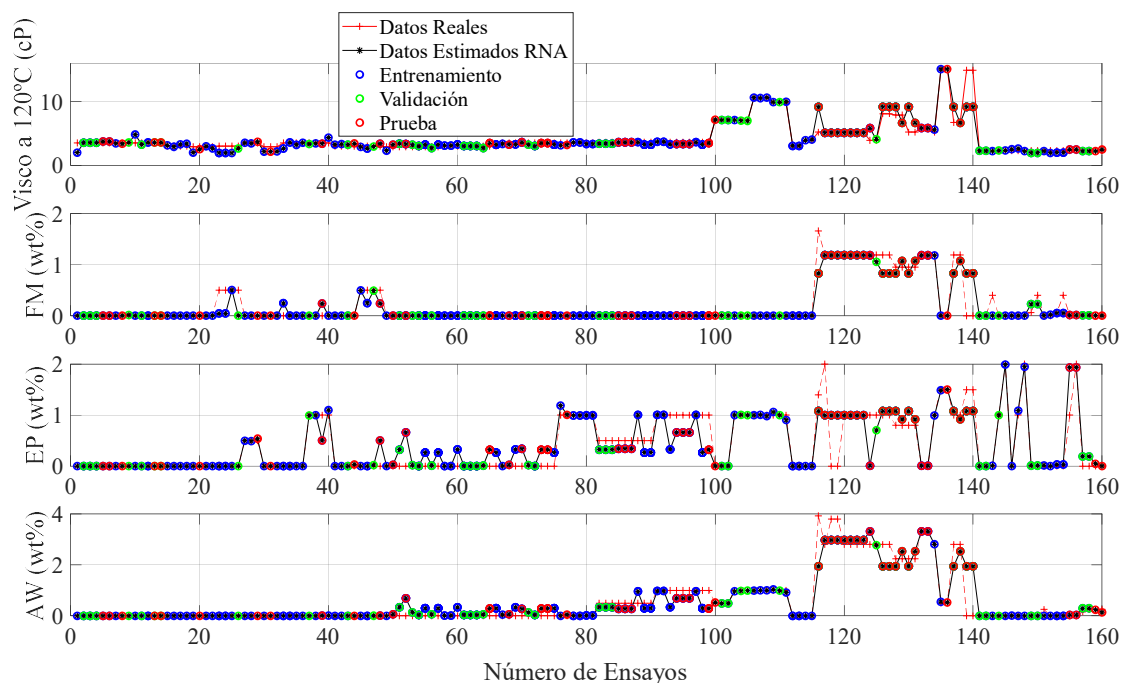


Figura 36. Resultados de RNA.

En cuanto a los modelos SVR, la Tabla 14, muestra la configuración del modelo de regresión optimizado. La Figura 37, presenta los resultados de las variables de salida, viscosidad y %wt de aditivos FM, EP y AW, obtenidos de aplicar este modelo de SVR a los lubricantes de

la Tabla 17. Al igual que sucedía con los resultados de la RNA, los valores predictivos se superponen con la mayoría de los valores experimentales. El error ε_r (6-1) para la viscosidad es del 4,92 %, del 9,86 % para el FM, del 7,47 % para el EP y del 6,17 % para el AW. Estas cifras dan como resultado un ε_r medio del 7,11 %, que está por debajo del objetivo fijado del 10 %, incluso menor al de RNA.

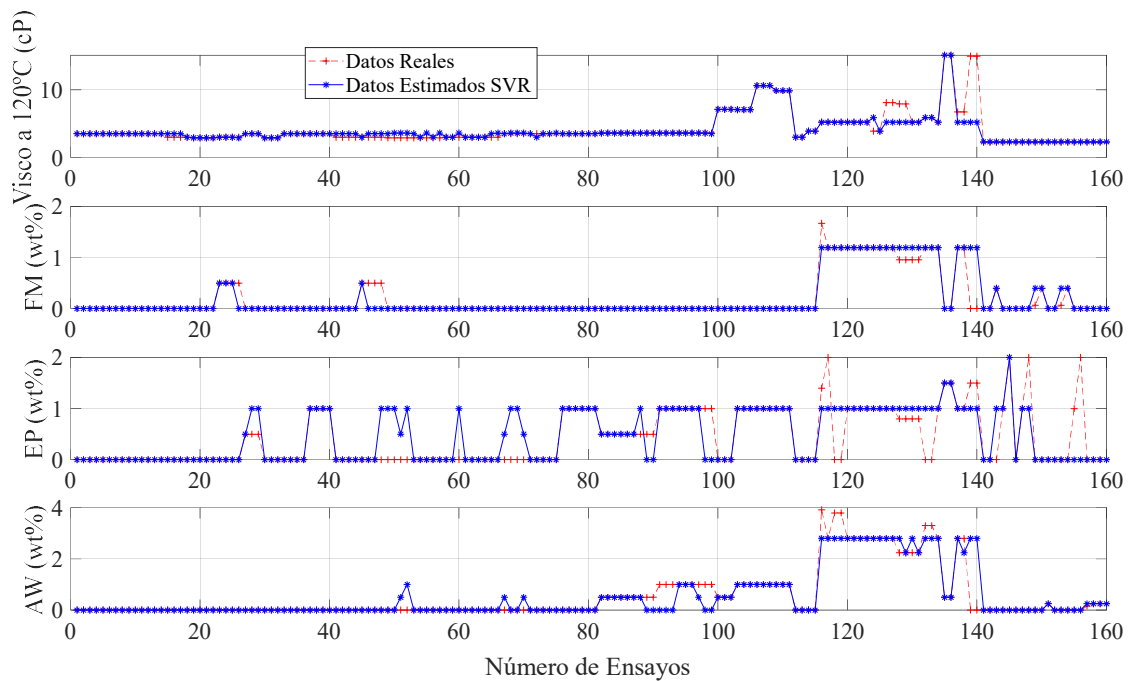


Figura 37. Resultados con SVM-SVR.

En la fase II de la metodología esquematizada en la Figura 32, se selecciona el algoritmo SVR en lugar de la RNA debido a su menor error medio general obtenido en la fase I. El objetivo de esta fase consiste en predecir las modificaciones necesarias en la viscosidad y las concentraciones de aditivos de un lubricante con el fin de aumentar su resistencia al gripado desde una U_s inicial hasta un valor más elevado. Para validar este procedimiento, de la Tabla 17, se seleccionan tres ensayos de gripado (Ensayo 1, Ensayo 2 y Ensayo 3) utilizando el equipo MTM2. Todos los ensayos se configuran con una p_0 de 2,7 (GPa), $U_m = 10$ mm/s y $R_{ac} = 15$ nm. Los ensayos 2 y 3 se realizaron con el mismo lubricante, siendo uno repetición del otro, mientras que el lubricante de la muestra 1 tiene un mayor porcentaje de aditivos. Los resultados

experimentales de las muestras de los ensayos 2 y 3 muestran diferencias del orden de magnitud (U_s de 50 mm/s) por la incertidumbre inherente a los propios experimentos (Contreras Urgiles, et al, 2023).

La Tabla 16, presenta los errores relativos con signo ($s\varepsilon_r$), de la viscosidad y los porcentajes de aditivos FM, EP y AW determinados con la expresión (6-2). Los $s\varepsilon_r$ positivos corresponden a resultados conservadores, en los que el algoritmo predice un porcentaje de aditivo superior al realmente necesario para superar la prueba de gripado. Por el contrario, los $s\varepsilon_r$ negativos indican que el algoritmo subestima el porcentaje de aditivo necesario.

$$s\varepsilon_r(\%) = \frac{\hat{y}_i - y_i}{y_i} \cdot 100 \quad (6-2)$$

Donde, \hat{y}_i , y_i , son los valores predichos por la herramienta de IA y reales, respectivamente.

Según la magnitud y el signo del $s\varepsilon_r$, la predicción más desfavorable corresponde al aditivo EP en la muestra 1, con un valor del 28,57 %. El ε_r está por debajo del objetivo del 10 % establecido en este estudio.

Las pruebas realizadas durante la fase dos incluyen puntos de datos situados en regiones con menor densidad de datos. Este hecho, combinado con la distribución no uniforme del conjunto de datos, explica los errores significativos observados para la viscosidad y el EP en la Tabla 16. Sin embargo, se obtienen predicciones muy precisas para FM y AW. En general, el modelo capta correctamente la tendencia de que un mayor porcentaje de aditivos conduce a una mejor resistencia al desgaste.

Ya con la herramienta de IA desarrollada, se ha elaborado una aplicación para recomendar la cantidad de aditivo de un lubricante y este pueda soportar un valor mayor de gripado, que su concentración inicial.

Tabla 16. Error relativo entre los valores experimentales y los valores predichos para la formulación de un lubricante.

Componente	Resultado	Número de ensayo		
		1	2	3
Viscosidad a 120 °C	Experimental (cP)	5,20	5,20	5,20
	Predicción (cP)	5,89	3,90	5,20
	$s\epsilon_r$ (%)	13,26	25,00	0,00
FM	Experimental (wt%)	1,66	1,19	1,19
	Predicción (wt%)	1,66	1,19	1,19
	$s\epsilon_r$ (%)	0,00	0,00	0,00
EP	Experimental (wt%)	1,40	1,00	1,00
	Predicción (wt%)	1,00	1,00	1,00
	$s\epsilon_r$ (%)	-28,57	0,00	0,00
AW	Experimental (wt%)	3,92	2,80	2,80
	Predicción (wt%)	3,92	2,80	2,80
	$s\epsilon_r$ (%)	0,00	0,00	0,00

En la Figura 38, se presenta el interfaz del recomendador de lubricantes, donde se ingresan las condiciones del contacto para el que se desea recomendar un lubricante, p_0 (GPa), U_m (mm/s), U_s (mm/s) y R_{ac} (nm). Pulsando el botón calcular, el algoritmo de IA grafica los valores recomendados de η y %wt de los aditivos FM, EP y AW, en azul.

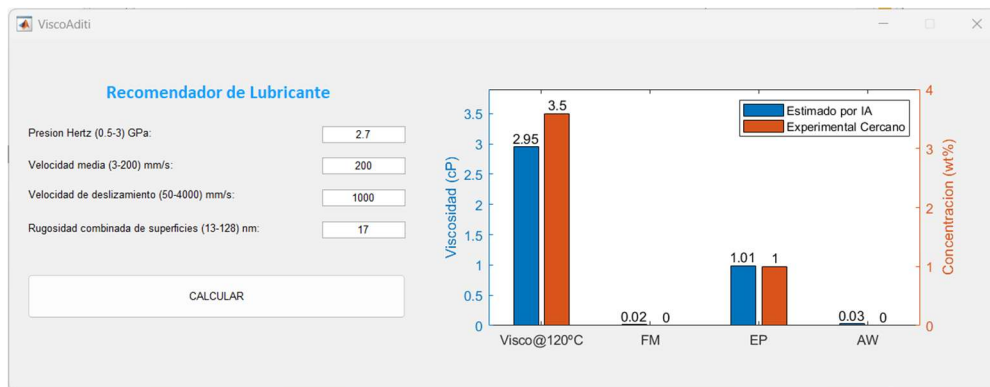


Figura 38. Interfaz de Recomendador para formulación de lubricante y aditivos

Como referencia, los valores de color rojo presentan el ensayo experimental más cercano a los valores ingresados por el usuario.

6.4. Resumen del Capítulo

El Capítulo 6 desarrolla y valida herramientas de inteligencia artificial (IA) orientadas a la optimización de la formulación de lubricantes con alta resistencia al gripado, combinando la información experimental obtenida en la MTM2 con metodologías computacionales predictivas. Para ello, se compiló y normalizó una base de datos de 160 ensayos provenientes de la literatura y de la experimentación propia, incorporando p_0 , U_m , U_s , y R_{ac} , viscosidad y los %wt de aditivos FM, EP y AW. En una primera fase, se entrenaron modelos de red neuronal artificial (RNA) y máquina de soporte vectorial tipo regresión (SVR), optimizando sus configuraciones mediante técnicas de validación cruzada y empleando el error porcentual absoluto medio (ε_r) como criterio de desempeño. Ambos modelos alcanzaron el criterio de aceptación $\varepsilon_r < 10 \%$ en las predicciones, cumpliendo con los estándares reportados en la literatura reciente (Marian & Tremmel, 2021; Reddy Paturi, Palakurthy, & Reddy, 2022). El modelo SVR, con un error global del 7,11 %, mostró la mayor precisión y se aplicó en una segunda fase para estimar los ajustes de formulación requeridos en un lubricante con el fin de incrementar su resistencia al gripado bajo las condiciones experimentales definidas en el Capítulo 5. Finalmente, se implementó una aplicación interactiva tipo recomendador, capaz de sugerir formulaciones óptimas de lubricantes en función de los parámetros operativos definidos por el investigador.

7. CONCLUSIONES

7.1. Metodología experimental de resistencia al gripado de un lubricante

Se ha desarrollado nueva metodología experimental para evaluar la resistencia al gripado de lubricantes formulados, utilizando la configuración barril sobre disco en el tribómetro MTM2, bajo condiciones de contra rotación. Esta nueva propuesta de metodología mejora la repetibilidad respecto a sus antecesoras especialmente cuando es aplicada a lubricantes con aditivos FM, EP y AW. En los lubricantes analizados en esta investigación, una evidencia clara de la mejora alcanzada lo demuestra la baja dispersión en el valor de velocidad U_s a la que se produce el gripado en las repeticiones del mismo ensayo. La variación observada no supera un escalón de U_s , en este caso 50 mm/s.

La metodología establece una etapa de rodaje con carga $W = 10$ N ($p_0 = 1,58$ GPa), velocidades $U_m = 3$ mm/s y $U_s = 10$ mm/s constantes durante 600 s. Estas condiciones logran estabilizar todos los lubricantes en los 600 s, con valores estables de $\mu \approx 0,05$ para los lubricantes 1 al 5 y $\mu \approx 0,11$ para el lubricante 6. Esta estabilización de μ tras el rodaje favorece el inicio adecuado de las etapas de ensayo y contribuye a reducir la dispersión del valor de U_s de gripado entre repeticiones. La etapa de ensayo se realiza con carga $W = 50$ N ($p_0 = 2,7$ GPa) y temperatura del baño $T_b = 120$ °C fijas, incrementando U_s en escalones de 50 mm/s. Esta configuración se ha mostrado eficaz para mantener controlada el área de contacto y evitar el colapso prematuro de superficies sin tribofilm.

Los resultados experimentales obtenidos de aplicar la metodología confirman que la resistencia al gripado en lubricantes formulados puede ser evaluada aislando la influencia de su viscosidad, gracias a la configuración en contra rotación de la MTM2 que permite ensayar con

valores muy bajos de U_m (3 mm/s), reduciendo drásticamente el espesor de película lubricante durante la etapa del ensayo. El rango de viscosidades de los lubricantes ensayados es de 2,3 y 15,1 cP a 120 °C. Esta condición resulta beneficiosa en este tipo de pruebas ya que favorece el análisis aislado del efecto de los aditivos FM, EP y AW sobre la formación de tribofilm y la resistencia al gripado.

Respecto al comportamiento de los aditivos durante los ensayos, cabe destacar que los lubricantes con mayor contenido de EP alcanzaron valores de U_s de hasta 800 mm/s bajo una presión máxima de contacto $p_0 = 2,7$ GPa, lo que evidencia su mayor capacidad de protección frente al gripado. Este comportamiento se justifica con la formación temprana y estable del tribofilm, verificada con análisis de imágenes 3D-Slim, y es consistente con resultados de otros autores (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015; Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022).

Aprovechando los resultados obtenidos de aplicar la metodología a los lubricantes del 1 al 6, se ha realizado el análisis de la relación T_{fmax}/FPI como del índice FPI . Se ha evidenciado que la relación T_{fmax}/FPI permite evaluar con mayor sensibilidad la eficiencia térmica del lubricante bajo condiciones críticas. Así mismo, se identificaron valores de FPI en entre 20 y 160 W/mm², donde los valores mayores de FPI corresponden a los lubricantes con alta concentración de aditivos EP, asociados a una mayor capacidad de formación y mantenimiento del tribofilm protector. La relación entre los criterios FPI y T_{fmax} fue validada mediante el índice I , con valores de 0,82 para lubricante 5 y 0,96 para el lubricante 6, este último correspondiente a mayor cantidad de EP. Con estos resultados, se cumple el objetivo de desarrollar herramientas complementarias a U_s para la evaluación de gripado, y se valida que la resistencia al gripado está relacionada con la acción de los aditivos y su capacidad para formar y mantener tribofilms eficaces, más que con la viscosidad del aceite base.

7.2. Herramientas IA

La implementación de herramientas de IA, tipo RNA y SVR, ha permitido desarrollar un sistema predictivo para la formulación de lubricantes que puedan controlar la resistencia al gripado. Estas herramientas permitieron estimar las variables viscosidad η y el %wt de aditivos FM, EP y AW, con promedio de $\varepsilon_r < 10\%$. La mejor configuración se logró con el modelo SVR, con un promedio de $\varepsilon_r = 7,11\%$. Esta validación cuantitativa demuestra que la IA puede complementar eficazmente los métodos experimentales tradicionales, optimizando la formulación de lubricantes con la posibilidad de reducir el número de ensayos físicos requeridos. Los resultados obtenidos no solo reproducen tendencias reportadas por estudios previos como de (Ingram, Hamer, & Spikes, 2015) y (Ueda, Spikes, & Kadiric, 2022), sino que además amplían la aplicabilidad de la IA al diseño personalizado de lubricantes industriales.

Además, como resultado de la aplicación de las herramientas de IA, se ha desarrollado un programa de recomendación de formulaciones de lubricantes, diseñada para proponer combinaciones de η y %wt de aditivo FM, EP y AW, en función de condiciones tribológicas específicas como p_0 , U_m , U_s y rugosidad combinada R_{ac} . Este sistema ha sido construido sobre el modelo que mejor resultados presento, siendo SVR. La aplicación de esta herramienta en entornos industriales representa un avance significativo, al reducir los costos y tiempos asociados a las fases iniciales de desarrollo de lubricantes formulados. Además, su implementación valida el objetivo, que la resistencia al gripado puede optimizarse mediante el ajuste sistemático de aditivos, más allá de la influencia de la viscosidad base.

7.3. Líneas de actuación futuras

Los resultados de esta investigación han validado que la resistencia al gripado de un lubricante formulado está determinada principalmente por la naturaleza y proporción de aditivos tipo FM, EP y AW, más que por la viscosidad base, al operar bajo condiciones de

contra rotación y baja U_m . En consecuencia, una línea futura prioritaria consiste en ampliar la base de datos experimental incorporando nuevos ensayos con aditivos caracterizados químicamente, incluyendo propiedades como polaridad, grupo funcional dominante, temperatura de activación, entre otras. Esta caracterización podrá integrarse como variables de entrada en los modelos de IA para mejorar su capacidad de diferenciación entre especies aditivas y sus efectos tribológicos.

Asimismo, se propone extender la aplicación del recomendador desarrollado a otras condiciones de contacto (por ejemplo, mayores presiones p_0), así como explorar el uso de redes neuronales convolucionales y profundas (DNN) para detectar interacciones no lineales más complejas entre variables de entrada. Finalmente, se recomienda el desarrollo de un módulo inverso de optimización que, partiendo de un objetivo deseado (por ejemplo, $U_s > 1,2$ m/s sin gripado), proponga formulaciones viables, lo que consolidaría esta plataforma como una herramienta robusta para el diseño de lubricantes en condiciones límite.

Otra línea de desarrollo futuro consiste en avanzar desde la observación del tribofilm al finalizar el escalón de U_s , realizada en esta tesis mediante técnicas 3D-Slim, hacia un monitoreo dinámico en tiempo real durante los ensayos de gripado. Aunque en esta investigación se ha evidenciado la correlación entre el espesor del tribofilm y la resistencia al gripado, no se ha registrado su evolución continua bajo condiciones de W creciente o U_s . Para abordar esta limitación, se propone la integración de técnicas de visión computacional avanzada, combinadas con algoritmos de IA como redes neuronales convolucionales (CNN), que permitan detectar, clasificar y cuantificar la evolución del tribofilm durante el ensayo. Esta implementación requeriría el acoplamiento de sensores ópticos o cámaras de alta resolución adaptadas al tribómetro. Adicionalmente, se plantea la posibilidad de entrenar modelos que correlacionen características visuales del tribofilm (color, textura, espesor) con parámetros

tribológicos como μ , FPI y T_{max} . Esta línea de investigación permitiría no solo mejorar la comprensión del colapso tribológico asociado al gripado, sino también anticiparlo mediante señales visuales o patrones detectados por IA. De consolidarse esta tecnología, se abriría un nuevo paradigma para el desarrollo de lubricantes formulados con aditivos diseñados específicamente para promover tribofilms estables, con validación dinámica.

7.4. Difusión de la investigación

El estado actual de los artículos y publicaciones de esta tesis Doctoral es:

- Artículo 1, ya publicado, titulado: "An Analytical Approach for Predicting EHL Friction: Usefulness and Limitations" (Q2).
- Artículo 2, ya publicado, titulado: "A test for evaluating the scuffing performance of fully-formulated lubricants" (Q1).
- Artículo 3, aceptado y presentado como ponencia en el "XV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica", en Madrid con la investigación titulada: "Aplicación de herramientas de Inteligencia Artificial para la optimización frente al gripado del contenido de aditivos FM, EP y AW en un lubricante".
- Artículo 4, finalizado y pendiente de subir a la revista, se titula: " Artificial Intelligence-aided Formulation of Lubricants for Enhanced Scuffing Resistance", para revista Tribology International indexada (Q1), esto en función a las recomendaciones de confidencialidad del Labtech de Repsol y del grupo de investigación al cuál pertenezco.

8. BIBLIOGRAFÍA

8.1. Bibliografía

- Almqvist, A. (2021). Fundamentals of Physics-Informed Neural Networks Applied to Solve the Reynolds Boundary Value Problem. *Lubricants*, 9(82), 1-9.
- Altay, O., Gurgenc, T., Ulas, M., & Özel, C. (2020). Prediction of wear loss quantities of ferro-alloy coating using different machine learning algorithms . *Friction*, 8(1), 107-114.
- Argatov, I. (2019). Artificial Neural Networks (ANNs) as a Novel Modeling Technique in tribology. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 5(30), 1-9.
- ASTM. (2002). Standard Test Method for Evaluating the Scuffing Load Capacity of Oils (FZG Visual Method).
- ASTM. (2002). Standard Test Method for Wear Preventive Characteristics of Lubricating Grease (Four-Ball Method).
- ASTM. (2009). Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubricating Fluids (Four-Ball Method).
- ASTM. (2014). Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubricating Fluids (Timken Method).
- ASTM. (2016). Standard Practice for Calculating Viscosity Index from Kinematic Viscosity at 40 °C and 100 °C.
- Baber, B., Anderson, E., & Ku, P. (1968). Effects of Lubricants, Metals, Temperature, and Atmospheric Environments on Gear Load-Carrying Capacity. *Journal of Lubrication Technology*, 67(27), 1-8.
- Bair, S. (2005). Shear thinning correction for rolling/sliding elastohydrodynamic film thickness. *Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology*, 69-74.
- Bair, S. (2006). A Reynolds-Ellis equation for line contact with shear-thinning. *Tribology International*, 39, 310-316.
- Bas, H., & Karabacak, Y. (2023). Triboinformatic modeling of the friction force and friction coefficient in a cam-follower contact using machine learning algorithms. *Tribology International*, 181, 1-15.
- Batchelor, A., & Stachowiak, G. (1995). Model of scuffing based on the vulnerability of an elastohydrodynamic oil film to chemical degradation catalyzed by the contacting surfaces. *Tribology Letters*, 1, 349-365.

- Bayat, R., & Lehtovaara, A. (2021). Scuffing evaluation of fully formulated environmentally acceptable lubricant using barrel-on-disc technique. *Tribology International*, *160*, 1-10.
- Beeck, O., Givens, J., & Smith, A. (1940). On the Mechanism of Boundary Lubrication. I. The Action of Long-Chain Polar Compounds. *Proceedings of the Royal Society*, *177*, 90-102.
- Bellón, I., De la Guerra, E., Echávarri, J., Chacón, E., Fernandez, I., & Santiago, J. (2020). Individual and combined effects of introducing DLC coating and textured surfaces in lubricated contacts. *Tribology International*, *151*, 1-9.
- Benitez Hernandez, L. (1985). Las fallas en los engranajes. *Ingeniería e Investigación*, *12*, 40-52.
- Bhaumik, S., & Kamaraj, M. (2020). Artificial neural network and multi-criterion decision making approach of designing a blend of biodegradable lubricants and investigating its tribological properties. *Institution of Mechanical Engineers Journal of Engineering Tribology*, 1-15.
- Bhaumik, S., Mathew, B., & Datta, S. (2019). Computational intelligence-based design of lubricant with vegetable oil blend and various nano friction modifiers. *Fuel*, *241*, 733-743.
- Bhaumik, S., Pathak, S., Dey, S., & Datta, S. (2019). Artificial intelligence based design of multiple friction modifiers dispersed castor oil and evaluating its tribological properties. *Tribology International*, *140*, 1-11.
- Bhushan, B. (2001). *Modern Tribology Handbook*. Columbus, Ohio: CRC Press LLC.
- Bienefeld, C., Kirchner, E., Vogt, A., & Kacmar, M. (2022). On the Importance of Temporal Information for Remaining Useful Life Prediction of Rolling Bearings Using a Random Forest Regressor. *Lubricants*, *10*(67), 1-12.
- Bishop, C. (2006). *Pattern Recognition and Machine Learning*. New York: Springer.
- Björling, M., Miettinen, J., Marklund, P., Lehtovaara, A., & Larsson, R. (2014). The correlation between gear contact friction and ball on disc friction measurements. *Tribology International*, 114-119.
- Blok, H. (1937). Surface temperature measurements on gear teeth under extreme pressure lubricating condition. *Proceedings IMechE*, 14-20.

- Blok, H. (1937). Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions, in: Proceedings of general Discussion on Lubrication. *Institution of Mechanical Engineers*, 222-235.
- Blok, H. (1939). 'Seizure-Delay' Method for Determining the Seizure Protection of EP Lubricants. *SAE Technical Paper 390146*, 34, 193-200.
- Blok, H. (1948). Gear wear as related to viscosity of gear oils. *Proceedings of Summer Conference - MIT, Mechanical Wear*, 61(25), 199-227.
- Bobadilla, J. (2021). *Machine Learning y Deep Learning: Usando Python, Scikit y Keras*. México: Ra-Ma Editorial.
- Bowman, W., & Stachowiak, G. (1996). A review of scuffing models. *Tribology Letters*, 2, 113-131. doi:<http://dx.doi.org/10.1007/BF00160970>.
- Breiman, L. (2001). Random Forests. *Machine Learning*, 45, 5-32.
- Carreau, P. (1972). Rheological Equations from Molecular Network Theories. *Trans Soc Rheol*, 16(1), 99-127.
- Castro, J., & Seabra, J. (2018). Influence of mass temperature on gear scuffing. *Tribology International*, 27-37.
- Cavaleri, L., Asteris, P., Psyllaki, P., Douvika, M., Skentou, A., & Vaxevanidis, N. (2019). Prediction of Surface Treatment Effects on the Tribological Performance of Tool Steels Using Artificial Neural Networks. *Applied Sciences*, 9(2788), 1-20.
- Chacón Tanarro, E. (2012). Modelización de contactos termoelastohidrodinámicos. Madrid: Tesis doctorado, Universidad Politécnica de Madrid.
- Chang, H., Borghesani, P., Smith, W., & Zhongxiao, P. (2019). Application of surface replication combined with image analysis to investigate wear on gear teeth - A case study. *Wear*, 430(431), 355-368.
- Chen, Z., & Feng, L. (2011). Based on the PB Neural Network of Optimization Design in Lubricant Additives. *Advanced Materials Research*, 311-313, 2018-222.
- Cheng, R.-C., Chen, K.-S., Liu, Y.-H., Chang, L.-K., & Tsai, M.-C. (2021). Development of autoencoder-based status diagnosis method for ball bearing tribology status monitoring. *Proceedings of the 9th IIAE International Conference on Industrial Application Engineering 2021*. Kitakyushu, Japan.
- Chittenden, R., Dowson, D., Dunn, J., & Taylor, M. (1985). A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts. II. General

- Case, with Lubricant Entrainment along Either Principal Axis of the Hertzian Contact Ellipse or at Some Intermediate Angle. *Proceedings of The Royal Society of London A*, 271-294.
- Contreras Urgiles, R. W., Chacón Tanarro, E., & Echávarri Otero, J. (2022). Aplicación de herramientas de Inteligencia Artificial para la optimización frente al gripado del contenido de aditivos FM, EP y AW en un lubricante. *XV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, (págs. 1-9). Madrid.
- Contreras Urgiles, R. W., Echávarri Otero, J., Chacón Tanarro, E., Franco Martínez, F., & Cortada-García, M. (2023). A test for evaluating the scuffing performance of fully-formulated lubricants. *Tribology International*, 187(108693), 1-11.
- Cyriac, F., Xin Yi, T., Poornachary, S., & Shan Chow, P. (2022). Boundary lubrication performance of polymeric and organic friction modifiers in the presence of anti-wear additive. *Tribology International*, 165, 1-14.
- Dawczyk, J., Morgan, N., Russo, J., & Spikes, H. (2019). Film Thickness and Friction of ZDDP Tribofilms. *Tribology Letters*, 67(34), 1-15.
- de la Guerra Ochoa, E. (2013). Análisis de la influencia de los diferentes parámetros de diseño en la aparición de fatiga superficial en contactos mecánicos. Madrid: Tesis doctorado, Universidad Politécnica de Madrid.
- de Paula Pedroza, R., Nunes Nicácio, J., dos Santos, B., & Gomes de Lima, K. (2012). Determining the kinematic viscosity of lubricant oils for gear motors by using the near infrared spectroscopy (NIRS) and wavelength selection. *Analytical Letters*, 1-24.
- DIN 51354-1:1990-04. (2013). Testing of Lubricants; FZG Gear Test Rig; General Working Principles. German Institute for Standardisation.
- Dowson, D., Taylor, C., Childs, T., & Dalmaz, G. (1995). *Lubricants and Lubrication*. Elsevier.
- Durak, E., Salman, O., & Kurbanoglu, C. (2008). Analysis of effects of oil additive into friction coefficient variations on journal bearing using artificial neural network. *Industrial Lubrication and Tribology*, 60(6), 309-316.
- Dyson, A. (1975). Scuffing a review (Part I). *Tribology International*, 8(2), 77-87.
- Dyson, A. (1975). Scuffing a review: Part II: The mechanism of scuffing. *Tribology International*, 8(3), 117-122.

- Ebersbach, S., Peng, Z., & Kessissoglou, N. (2006). The investigation of the condition and faults of a spur gearbox using vibration and wear debris analysis techniques. *Wear*, *260*, 16-24.
- Echávarri Otero, J., de la Guerra Ochoa, E., Chacón Tanarro, E., Franco Martínez, F., & Contreras Urgiles, R. W. (2022). An Analytical Approach for Predicting EHL Friction: Usefulness and Limitations. *Lubricants*, *10*(141), 1-19.
- Echávarri Otero, J., de la Guerra Ochoa, E., Chacón Tanarro, E., Lafont Morgado, P., Díaz Lantada, A., Munoz-Guijosa, J., & Muñoz Sanz, J. (2014). Artificial neural network approach to predict the lubricated friction coefficient. *Lubrication Science*, *26*, 141-162.
- Echávarri Otero, J., Lafont Morgado, P., Chacón Tanarro, E., de la Guerra Ochoa, E., Díaz Lantada, A., Munoz-Guijosa, J., & Muñoz Sanz, J. (2011). Analytical model for predicting the friction coefficient in point contacts with thermal elastohydrodynamic lubrication. *Proc. IMechE Part J: Engineering Tribology*, *225*, 181-191.
- Eckold, D., Dearn, K., & Shepherd, D. (2015). The evolution of polymer wear debris from total disc arthroplasty. *Biotribology*, *1*(2), 42-50.
- Elkatatny, S. (2019). Real-Time Prediction of the Rheological Properties of Water-Based Drill-In Fluid Using Artificial Neural Networks. *Sustainability*, *11*(5008), 1-18.
- Evans, R., Barr, T., Houpert, L., & Boyd, S. (2013). Prevention of smearing damage in cylindrical roller bearings. *Tribology Transactions*, *56*(5), 703-716.
- Everitt, B. S., Landau, S., Leese, M., & Stahl, D. (2011). Optimization clustering techniques. En *Cluster Analysis* (págs. 111-142). London: John Wiley & Sons, Ltd.
- Faraon, I. C. (2005). Mixed Lubricated Line Contacts. Enschede.
- Friedman, J., Hastie, T., & Tibshirani, R. (2008). *The Elements of Statistical Learning Data Mining, Inference and Prediction*. Stanford: Springer Science & Business Media.
- Fujita, H., Glovnea, R., & Spikes, H. (2005). Study of Zinc Dialkydithiophosphate Antiwear Film Formation and Removal Processes, Part I: Experimental. *Tribology Transactions*, 558-566.
- Gan, L., Wang, H., & Yang, Z. (2020). Machine learning solutions to challenges in finance: An application to the pricing of financial products. *Technological Forecasting and Social Chang*, *153*(119928), 1-11.
- Gohar, R. (1988). *Elastohydrodynamics*. Reino Unido: Chichester Ellis Horwood.

- Grützmacher, P., Profito, F., & Rosenkranz, A. (2019). Multi-Scale Surface Texturing in Tribology Current Knowledge and Future Perspectives. *Lubricants*, 7(95), 1-42.
- Guo, F., Wong, P., Yang, P., & Yagi, K. (2002). Film formation in EHL point contacts under zero entraining velocity conditions. *Tribology Transactions*, 45(4), 521-530.
- Guo, F., Yang, P., & Qu, S. (2001). On the theory of thermal elastohydrodynamic lubrication at high slide-roll ratios-circular glass-steel contact solution at opposite sliding. *Journal of Tribology*, 123(4), 816.
- Hamrock, B. (1994). *Fundamentals of fluid film lubrication*. New York: McGraw-Hill.
- Hartigan, J. A., & Wong, M. A. (1979). Algorithm AS 136: A K-Means Clustering Algorithm. *Journal of the Royal Statistical Society. Series C (Applied Statistics)*, 28(1), 100-108.
- Hasan, M., Kordijazi, A., Rohatgi, P. K., & Nosonovsky, M. (2021). Triboinformatic modeling of dry friction and wear of aluminum base alloys using machine learning algorithms. *Tribology International*, 161(107065), 1-11.
- Hastie, T., Tibshirani, R., & Friedman, J. (2009). *The Elements of Statistical Learning, Data Mining, Inference, and Prediction*. New York: Springer.
- Hoglund, E. (1999). Influence of lubricant properties on elastohydrodynamic lubrication. *Wear*, 232, 176-184.
- Hohn, B., & Michaelis, K. (2004). Influence of oil temperature on gear failures. *Tribology International*, 103-109.
- Horng, J., Lin, J., & Li, K. (1996). Scuffing as evaluated from the viewpoint of surface roughness and friction energy. *ASME J Tribology*, 118(669-75), 1-11.
- Ingram, M., Hamer, C., & Spikes, H. (2015). A new scuffing test using contra-rotation. *Wear*, 229-240.
- Institution of Mechanical Engineers. (1957). Memorandum on definitions, symbols and units. In: *Conference on Lubrication and Wear, Proceedings of Institute of Mechanical Engineers*, 4. London.
- ISO 14635-1:2023. (2023). Gears - FZG test procedures - Part 1: FZG test method A/8,3/90 for relative scuffing load-carrying capacity of oils.
- ISO/TS 6336-21:2017(E). (2017). Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 21: Calculation of scuffing load capacity (also applicable to bevel and hypoid gears) - Integral temperature method. Geneva.

- James, G., Witten, D., Hastie, T., & Tibshirani, R. (2000). *An Introduction to Statistical Learning*. New York: Springer.
- Jierula, A., Wang, S., OH, T.-M., & Wang, P. (2021). Study on Accuracy Metrics for Evaluating the Predictions of Damage Locations in Deep Piles Using Artificial Neural Networks with Acoustic Emission Data. *Applied Sciences*, 20(11).
- Kanungo, T., Moun, D. M., Silverman, R., Netanyahu, N. S., Wu, A. Y., & Piatko, C. (2000). The Analysis of a Simple k-Means Clustering Algorithm. *Proceedings of the Sixteenth Annual Symposium on Computational Geometry - SCG '00.*, 100-109.
- Karmakar, S., & Goswami, S. (2021). A new procedure for optimization of hidden layer neurons during learning through gradient descent process of neural network and improvement of performance in the chaos forecasting. *Iran Journal of Computer Science*, 4(4), 293-303.
- Katyal, P., & Kumar, P. (2012). Central film thickness formula for shear thinning lubricants in EHL point contacts under pure rolling. *Tribology International*, 48, 113-121.
- Khorrarnian, B., Iyer, G., Kodali, S., Natarajan, P., & Tupil, R. (1993). Review of antiwear additives for crankcase oils. *Wear*, 169, 87-95.
- Kohavi, R. (1995). A Study of Cross-Validation and Bootstrap for Accuracy Estimation and Model Selection. *International Joint Conference on Artificial Intelligence*, 1-7.
- Lafont Morgado, P., Echávarri Otero, J., Sánchez-Peñuela Lejarraga, J. B., Muñoz Sanz, J. L., Díaz Lantada, A., Muñoz-Guijosa, J. M., . . . Muñoz Garcia, J. (2009). Models for predicting friction coefficient and parameters with influence in elastohydrodynamic lubrication. *Proc. IMechE, Part J: J. Engineering Tribology*, 223, 10.
- Lee, P., & Zhmud, B. (2021). Low Friction Powertrains: Current Advances in Lubricants and Coatings. *Lubricants*, 9(74), 1-11.
- Li, S., Kahraman, A., Anderson, N., & Wedeven, L. (2013). A model to predict scuffing failures of ball-on-disk contact. *Tribology International*, 60, 233-245.
- Loh, G., Lee, H.-C., Tee, X., Chow, P., & Zheng, J. (2020). Viscosity Prediction of Lubricants by a General Feed-Forward Neural Network. *Journal of chemical information and modeling*, 60, 1224-1234.
- Lu, W., Zhang, G., Liu, X., Zhou, L., Chen, L., & Jiang, X. (2014). Prediction of Surface Topography at the End of Sliding Running-In Wear Based on Areal Surface Parameters. *Tribology Transactions*, 57(3), 553-560.

- Ludema, K. (1984). A review scuffing and running-in of lubricated surfaces, with asperities and oxides in perspective. *Wear*, 100(1), 315-331.
- MacQueen, J. (1967). Some methods for classification and analysis of multivariate observations. *Proceedings of the Fifth Berkeley Symposium on Mathematical Statistics and Probability, Volume 1: Statistics*, 5(1), 281-297.
- Mahakur, V., Bhowmik, S., & Patowari, P. (2023). Tribo-informatics evaluation of dry sliding friction of silanized jute filler reinforced epoxy composites using machine learning techniques. *Tribology International*, 183, 1-11.
- Malinowski, P., Kasinska, J., Rutkowski, S., & Madej, M. (2022). Exploratory Data Analysis for the Evaluation of Tribological Properties of Wear-Resistant Surface Layers Modified with Rare-Earth Metals. *Materials*, 15(2032), 1-14.
- Marian, M., & Tremmel, S. (2021). Current Trends and Applications of Machine Learning in Tribology - A Review. *Lubricants*, 9(86), 1-32.
- Martínez Pérez, F. (2002). *La Tribología Ciencia y Técnica para el mantenimiento*. México: Limusa.
- Moosavian, A., Najafi, G., Ghobadian, B., Mirsalim, M., Jafari, S., & Sharghi, P. (2016). Piston scuffing fault and its identification in an IC engine by vibration analysis. *Application Acoustics*, 102, 40-48.
- Moradzadeh, A., Mansour-Saatloo, A., Mohammadi-Ivatloo, B., & Anvari-Moghaddam, A. (2020). Performance Evaluation of Two Machine Learning Techniques in Heating and Cooling Loads Forecasting of Residential Buildings. *Applied Sciences*, 10(3829), 1-12.
- Murthy, N., K. Rai, A., & Berkebile, S. (2020). Improved Loss-of-Lubrication Performance with Lubricants Containing Nano-Graphene Platelets and Ionic Liquids. *Applied Sciences*, 10(7958), 1-12.
- Najman, M. N., Kasrai, M., & Bancroft, G. M. (2003). X-ray absorption spectroscopy and atomic force microscopy of films generated from organosulfur extreme-pressure (EP) oil additives. *Tribology Letters*, 14(4), 225-235.
- Nalepa, J., & Kawulok, M. (2019). Selecting training sets for support vector machines: a review. *Artificial Intelligence Review*, 52(2), 857-900.
- Neale, M. (1995). *The Tribology Handbook*. Oxford.
- Neale, M., Sch, W., Sc(Eng), B., Eng, C., & MechE, F. (1970). Piston Ring Scuffing - A Broad Survey Of Problems And Practice. *Proc Instn Mech Engrs*, 185(71), 1-27.

- Pandiyan, V., Prost, J., Vorlaufer, G., Varga, M., & Wasmer, K. (2022). Identification of abnormal tribological regimes using a microphone and semi-supervised machine-learning algorithm. *Friction*, *10*(4), 583-596.
- Pang, J., Chen, Y., He, S., Qiu, H., Wu, C., & Mao, L. (2021). Classification of Friction and Wear State of Wind Turbine Gearboxes Using Decision Tree and Random Forest Algorithms. *Journal of Tribology-Transactions of the ASME*, *143*(9).
- Pashkov, D. M., Belyak, O. A., Guda, A. A., & Kolesnikov, V. I. (2022). Reverse Engineering of Mechanical and Tribological Properties of Coatings: Results of Machine Learning Algorithms. *Physical Mesomechanics*, *25*(4), 296-305.
- PCS Instruments. (6 de Febrero de 2017). *Scuffing*. Obtenido de Scuffing Research Proposal: <https://pcs-instruments.com/articles/scuffing/>
- Peng, B., Spikes, H., & Kadiric, A. (2019). The Development and Application of a Scuffing Test Based on Contra-rotation. *Tribology Letters*, *67*(37), 1-25. doi:10.1007/s11249-019-1149-8
- Peng, Y., Cai, J., Wu, T., Cao, G., Kwok, N., Zhou, S., & Peng, Z. (2019). A hybrid convolutional neural network for intelligent wear particle classification. *Tribology International*, *138*, 166-173.
- Peng, Y., Wu, T., Cao, G., Huang, S., Wu, H., Kwok, N., & Peng, Z. (2017). A hybrid search-tree discriminant technique for multivariate wear debris classification. *Wear*, *392-393*(152-158), 1-28.
- Pensado, A., Comuñas, M., & Fernández, J. (2008). The Pressure-Viscosity Coefficient of Several Ionic Liquids. *Tribology Letters*, *31*, 107-118.
- Piekoszewski, W., Szczerek, M., & Tuszynski, W. (2001). The action of lubricants under extreme pressure conditions in a modified four-ball tester. *Wear*, *249*, 188-193.
- Pimenov, D. Y., Bustillos, A., & Mikołajczyk, T. (2018). Artificial intelligence for automatic prediction of required surface roughness by monitoring wear on face mill teeth. *Journal of Intelligent Manufacturing*, *29*(5), 1045-1061.
- Podsiadlo, P., & Stachowiak, G. (2005). Development of advanced quantitative analysis methods for wear particle characterization and classification to aid tribological system diagnosis. *Tribology International*, *38*(10), 887–897.

- Powrie, H., Fisher, C., Tasbaz, O., & Wood, J. (1999). Performance of an electrostatic oil monitoring system during an FZG gear scuffing test. *Proceedings of the International Conference on Condition Monitoring*, 145-155.
- Prost, J., Cihak-Bayr, U., Neacsu, I. A., Grundtner, R., Pirker, F., & Vorlauffer, G. (2021). Semi-Supervised Classification of the State of Operation in Self-Lubricating Journal Bearings Using a Random Forest Classifier. *Lubricants*, 9(50), 27-44.
- Pusterhofer, M., Summer, F., Wuketich, D., & Grun, F. (2019). Development of a Model Test System for a Piston Ring/Cylinder Liner-Contact with Focus on Near-to-Application Seizure Behaviour. *Lubricants*, 7(104), 1-12.
- R. Braun, H., Korres, S., Laurs, P., & W. H. Franke, J. (2021). Impact of Ultra-Low Viscosity on Drivetrain Functionality and Durability. *Lubricants*, 9(119), 1-13.
- Rahimi, M., Pourramezan, M.-R., & Rohani, A. (2022). Modeling and classifying the in-operando effects of wear and metal contaminations of lubricating oil on diesel engine: A machine learning approach. *Expert Systems With Applications*, 203, 1-14.
- Reddy Paturi, U. M., Palakurthy, S., & Reddy, N. S. (2022). The Role of Machine Learning in Tribology: A Systematic Review. *Archives of Computational Methods in Engineering volume*, 30, 1345-1397.
- Reddy Paturi, U., Cheruku, S., & Reddy, N. (2022). The Role of Artificial Networks in Prediction of Mechanical and Tribological Properties of Composites - A Comprehensive Review. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 1-41.
- Rivera, N., Blanco, D., Viesca, J., Fernández-González, A., González, R., & Hernández Battez, A. (2019). Tribological performance of three fatty acid anion-based ionic liquids (FAILs) used as lubricant additive. *Journal of Molecular Liquids*, 296, 1-12.
- Rosenkranz, A., Marian, M., Profito, F. J., Aragon, N., & Shah, R. (2021). The Use of Artificial Intelligence in Tribology—A Perspective. *Lubricants*, 9(2), 1-11.
- Ruiz-Morón, L. (2012). Desarrollo de un procedimiento para el cálculo de la fuerza de fricción en un contacto EHD. Validación experimental del procedimiento. Madrid: Tesis doctorado, Universidad Politécnica de Madrid.
- Sagraloff, N., Winkler, K., Tobie, T., Stahl, K., Folland, C., & Asam, T. (2021). Investigations on the Scuffing and Wear Characteristic Performance of an Oil Free Water-Based Lubricant for Gear Applications. *Lubricants*, 3(3), 1-19.

- Sajeeb, A., & Rajendrakumar, P. K. (2022). Experimental Investigation and Machine Learning Techniques on Tribological Characteristics of Blend of Coconut and Mustard Oil Based Nano-lubricant. *Transactions of the Indian Institute of Metals*.
- Sardar, S., Dey, S., & Das, D. (2021). Modelling of tribological responses of composites using integrated ANN-GA technique. *Journal of Composite Materials*, 55(7), 873-896.
- Sauer, C., Rothhammer, B., Pottin, N., Bartz, M., Schleich, B., & Wartzack, S. (2022). Design of Amorphous Carbon Coatings Using Gaussian Processes and Advanced Data Visualization. *Lubricants*, 10(22), 1-15.
- Savolainen, M., & Lehtovaara, A. (2017). An experimental approach for investigating scuffing initiation due to overload cycles with a twin-disc test device. *Tribology International*, 109, 311-318.
- Schipper, D., & De Gee, A. (1995). Lubrication modes and the IRG transition diagram. *Lubrication Science*, 8, 27-35.
- Shalev-Shawartz, S., & Ben-David, S. (2014). *Understanding Machine Learning From Theory to Algorithms*. New York: Cambridge University Press.
- Sieberg, P., Kurtulan, D., & Hanke, S. (2022). Wear Mechanism Classification Using Artificial Intelligence. *Materials*, 15(2358), 1-16.
- Sokolova, M., & Lapalme, G. (2009). A systematic analysis of performance measures for classification tasks. *Information Processing and Management*, 45(2009), 427-437.
- Sose, A., Joshi, S., Kumar Kunche, L., Wang, F., & Deshmukh, S. (2023). A review of recent advances and applications of machine learning in tribology. *Physical Chemistry Chemical Physics*, 25(6), 4408-4443.
- Stachowiak, G., & Batchelor, A. (2014). *Engineering tribology*. Elsevier. doi:<https://doi.org/10.1016/C2011-0-07515-4>
- Stachowiak, G., & Batchelor, A. (2016). *Engineering tribology*. Butterworth-Heinemann.
- Staph, H., Ku, P., & Carper, H. (1973). Effect of surface roughness and surface texture on scuffing. *Mechanism and Machine Theory*, 197-208.
- Szczerek, M., & Tuszynski, W. (2002). A method for testing lubricants under conditions of scuffing. Part 1. Presentation of the Method. *Tribotest Journal*, 8(4), 273-284.
- Tang, Y., Zuo, Y., Wang, J., Zhao, X., Niu, B., & Lin, B. (2014). The metastable pitting potential and its relation to the pitting potential for four materials in chloride solutions. *Corrosion Science*, 80, 111-119.

- Tian, X., & Kennedy, Jr, F. (1994). Maximum and Average Flash Temperatures in Sliding Contacts. *Journal of Tribology*, 116(167), 1-8.
- Tuszynski, W., Michalczewski, R., Szczerek, M., & Kalbarczyk, M. (2012). A new scuffing shock test method for the determination of the resistance to scuffing of coated gears. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 12, 436-445.
- Ueda, M., Kadiric, A., & Spikes, H. (2022). Influence of PMA on the anti-scuffing properties of AW/EP additives. *Tribology International*, 1-11.
- Ueda, M., Spikes, H., & Kadiric, A. (2022). In-Situ Observation of the Effect of the Tribofilm Growth on Scuffing in Rolling-Sliding Contact. *Tribology Letters*, 70(76), 21.
- Virdi, R., Chatha, S., & Singh, H. (2021). Experimental investigations on the tribological and lubrication behaviour of minimum quantity lubrication technique in grinding of Inconel 718 alloy. *Tribology International*, 153(06581), 1-10.
- Wojciechowski, L., Eymard, S., Ignaszak, Z., & Mathia, T. G. (2015). Fundamentals of ductile cast iron scuffing at the boundary. *Tribology International*, 90, 445-454.
- Wojciechowski, L., Kubiak, K. J., & Mathia, T. G. (2016). Roughness and wettability of surfaces in boundary lubricated. *Tribology International*, 1-9.
- Wu, D., Jennings, C., Terpenney, J., Gao, R. X., & Kumara, S. (2017). A Comparative Study on Machine Learning Algorithms for Smart Manufacturing: Tool Wear Prediction Using Random Forests. *Journal of Manufacturing Science and Engineering-Transactions of the ASME*, 139(7), 1-30.
- Yu, T., Yin, P., Zhang, W., Song, Y., & Zhang, X. (2020). A compounding-model comprising back propagation neural network and genetic algorithm for performance prediction of bio-based lubricant blending with functional additives. *Industrial Lubrication and Tribology*, 1-7.
- Zhang, H. (2016). Surface characterization techniques for polyurethane biomaterials. *Lubrizol Advanced Materials Inc*, 1-51.

9. ANEXO

Tabla 17. Lubricantes aplicados al desarrollo del Capítulo 6.

No de muestra	Nombre de la muestra	p_0 (GPa)	U_m (mm/s)	Visco cP a (120 C)	U_s (mm/s)	R_{ac} (nm)	FM %wt	EP %wt	AW %wt	Referencia
1	ing_base1sn150	0,5	3	3,5	900	22,36	0	0	0	
2	ing_base1sn150	0,65	3	3,5	300	22,36	0	0	0	
3	ing_base1sn150	0,65	3	3,5	300	22,36	0	0	0	
4	ing_base1sn150	0,65	3	3,5	300	22,36	0	0	0	
5	ing_base1sn150	0,82	3	3,5	70	22,36	0	0	0	
6	ing_base1sn150	0,82	3	3,5	70	22,36	0	0	0	
7	ing_base1sn150	0,94	3	3,5	50	22,36	0	0	0	
8	ing_base1sn150	0,94	3	3,5	40	22,36	0	0	0	
9	ing_base1sn150	0,65	200	3,5	2400	22,36	0	0	0	
10	ing_base1sn150	0,65	200	3,5	2100	22,36	0	0	0	
11	ing_base1sn150	0,94	200	3,5	1500	22,36	0	0	0	
12	ing_base1sn150	0,94	200	3,5	1200	22,36	0	0	0	(Ingram, Hamer , & Spikes, 2015)
13	ing_base1sn150	1,09	200	3,5	1200	22,36	0	0	0	
14	ing_base1sn150	1,09	200	3,5	1200	22,36	0	0	0	
15	ing_nexbase3043	0,65	3	3	400	22,36	0	0	0	
16	ing_nexbase3043	0,82	3	3	200	22,36	0	0	0	
17	ing_nexbase3043	0,94	3	3	30	22,36	0	0	0	
18	ing_nexbase3043	1,09	3	3	10	22,36	0	0	0	
19	ing_pao4	0,65	3	2,9	1900	22,36	0	0	0	
20	ing_pao4	0,82	3	2,9	500	22,36	0	0	0	
21	ing_pao4	0,94	3	2,9	150	22,36	0	0	0	
22	ing_pao4	1,09	3	2,9	80	22,36	0	0	0	
23	ing_nexbase3043+FM	0,94	3	3	1900	22,36	0,5	0	0	

No de muestra	Nombre de la muestra	p_0 (GPa)	U_m (mm/s)	Visco cP a (120 C)	U_s (mm/s)	R_{ac} (nm)	FM %wt	EP %wt	AW %wt	Referencia
24	ing_nexbase3043+FM	0,94	3	3	1900	22,36	0,5	0	0	
25	ing_nexbase3043+FM	0,82	3	3	3100	22,36	0,5	0	0	
26	ing_nexbase3043+FM	1,09	3	3	110	22,36	0,5	0	0	
27	ing_base1sn150+EP	0,94	200	3,5	3900	22,36	0	0,5	0	
28	ing_base1sn150+EP	0,94	200	3,5	2700	22,36	0	0,5	0	
29	ing_base1sn150+EP	0,94	200	3,5	2400	22,36	0	0,5	0	
30	ing_pao4	0,5	200	2,9	300	22,36	0	0	0	
31	ing_pao4	0,65	200	2,9	300	22,36	0	0	0	
32	ing_pao4	0,94	200	2,9	300	22,36	0	0	0	
33	ing_base1sn150	0,82	200	3,5	2100	22,36	0	0	0	
34	ing_base1sn150	0,94	200	3,5	1200	22,36	0	0	0	
35	ing_base1sn150	1,03	200	3,5	1300	22,36	0	0	0	
36	ing_base1sn150	1,09	200	3,5	900	22,36	0	0	0	
37	ing_base1sn150+EP	0,82	200	3,5	2800	22,36	0	1	0	
38	ing_base1sn150+EP	0,94	200	3,5	3000	22,36	0	1	0	
39	ing_base1sn150+EP	1,03	200	3,5	2100	22,36	0	1	0	
40	ing_base1sn150+EP	1,09	200	3,5	1800	22,36	0	1	0	
41	ing_nexbase3043	0,65	200	3	2500	22,36	0	0	0	
42	ing_nexbase3043	0,82	200	3	1800	22,36	0	0	0	
43	ing_nexbase3043	0,94	200	3	1500	22,36	0	0	0	
44	ing_nexbase3043	1,03	200	3	1800	22,36	0	0	0	
45	ing_nexbase3043+FM	0,65	200	3	4900	22,36	0,5	0	0	
46	ing_nexbase3043+FM	0,82	200	3	2100	22,36	0,5	0	0	
47	ing_nexbase3043+FM	0,94	200	3	2100	22,36	0,5	0	0	
48	ing_nexbase3043+FM	1,03	200	3	2100	22,36	0,5	0	0	

No de muestra	Nombre de la muestra	p_0 (GPa)	U_m (mm/s)	Visco cP a (120 C)	U_s (mm/s)	R_{ac} (nm)	FM %wt	EP %wt	AW %wt	Referencia
49	pen_pao4	0,82	200	2,9	2100	13,41	0	0	0	
50	pen_pao4	0,82	200	2,9	1700	13,41	0	0	0	
51	pen_pao4	0,82	200	2,9	1600	13,41	0	0	0	
52	pen_pao4	1,03	200	2,9	1300	13,41	0	0	0	
53	pen_pao4	1,03	200	2,9	1100	13,41	0	0	0	
54	pen_pao4	1,03	200	2,9	1000	13,41	0	0	0	
55	pen_pao4	1,25	200	2,9	900	13,41	0	0	0	
56	pen_pao4	1,25	200	2,9	700	13,41	0	0	0	
57	pen_pao4	1,25	200	2,9	900	13,41	0	0	0	
58	pen_nexbase3043	0,82	200	3	1400	13,41	0	0	0	
59	pen_nexbase3043	0,82	200	3	1400	13,41	0	0	0	
60	pen_nexbase3043	0,82	200	3	1800	13,41	0	0	0	
61	pen_nexbase3043	1,03	200	3	1000	13,41	0	0	0	(Peng, Spikes, & Kadiric, 2019)
62	pen_nexbase3043	1,03	200	3	1000	13,41	0	0	0	
63	pen_nexbase3043	1,03	200	3	1000	13,41	0	0	0	
64	pen_nexbase3043	1,25	200	3	700	13,41	0	0	0	
65	pen_nexbase3043	1,25	200	3	800	13,41	0	0	0	
66	pen_nexbase3043	1,25	200	3	900	13,41	0	0	0	
67	pen_base1sn150	0,82	200	3,5	1500	13,41	0	0	0	
68	pen_base1sn150	0,82	200	3,5	1700	13,41	0	0	0	
69	pen_base1sn150	0,82	200	3,5	1800	13,41	0	0	0	
70	pen_base1sn150	1,03	200	3,5	1200	13,41	0	0	0	
71	pen_base1sn150	1,03	200	3,5	1100	13,41	0	0	0	
72	pen_base1sn150	1,03	200	3,5	1000	13,41	0	0	0	
73	pen_base1sn150	1,25	200	3,5	800	13,41	0	0	0	

No de muestra	Nombre de la muestra	p_0 (GPa)	U_m (mm/s)	Visco cP a (120 C)	U_s (mm/s)	R_{ac} (nm)	FM %wt	EP %wt	AW %wt	Referencia
74	pen_base1sn150	1,25	200	3,5	800	13,41	0	0	0	
75	pen_base1sn150	1,25	200	3,5	900	13,41	0	0	0	
76	pen_base1sn150+EP	0,82	200	3,5	2400	13,41	0	1	0	
77	pen_base1sn150+EP	0,82	200	3,5	2000	13,41	0	1	0	
78	pen_base1sn150+EP	1,03	200	3,5	1800	13,41	0	1	0	
79	pen_base1sn150+EP	1,03	200	3,5	1800	13,41	0	1	0	
80	pen_base1sn150+EP	1,25	200	3,5	1400	13,41	0	1	0	
81	pen_base1sn150+EP	1,25	200	3,5	1400	13,41	0	1	0	
82	pen_turbina1	0,82	200	3,600	1600	13,41	0	0,5	0,5	
83	pen_turbina1	0,82	200	3,600	1600	13,41	0	0,5	0,5	
84	pen_turbina1	0,82	200	3,600	1600	13,41	0	0,5	0,5	
85	pen_turbina1	1,03	200	3,600	1200	13,41	0	0,5	0,5	
86	pen_turbina1	1,03	200	3,600	1200	13,41	0	0,5	0,5	
87	pen_turbina1	1,03	200	3,600	1200	13,41	0	0,5	0,5	
88	pen_turbina1	1,25	200	3,600	1000	13,41	0	0,5	0,5	
89	pen_turbina1	1,25	200	3,600	900	13,41	0	0,5	0,5	
90	pen_turbina1	1,25	200	3,600	900	13,41	0	0,5	0,5	
91	pen_turbina2	0,82	200	3,600	1900	13,41	0	1	1	
92	pen_turbina2	0,82	200	3,600	1900	13,41	0	1	1	
93	pen_turbina2	0,82	200	3,600	1800	13,41	0	1	1	
94	pen_turbina2	1,03	200	3,600	1300	13,41	0	1	1	
95	pen_turbina2	1,03	200	3,600	1300	13,41	0	1	1	
96	pen_turbina2	1,03	200	3,600	1300	13,41	0	1	1	
97	pen_turbina2	1,25	200	3,600	1000	13,41	0	1	1	
98	pen_turbina2	1,25	200	3,600	900	13,41	0	1	1	

No de muestra	Nombre de la muestra	p_0 (GPa)	U_m (mm/s)	Visco cP a (120 C)	U_s (mm/s)	R_{ac} (nm)	FM %wt	EP %wt	AW %wt	Referencia
99	pen_turbina2	1,25	200	3,600	800	13,41	0	1	1	
100	bay_2020 m1	1,97	100	7,12	700	128,7	0	0	0,5	
101	bay_2020 m1	1,97	100	7,12	900	128,7	0	0	0,5	
102	bay_2020 m1	1,97	100	7,12	900	128,7	0	0	0,5	
103	bay_2020 m2	1,97	100	7,06	2000	128,7	0	1	1	
104	bay_2020 m2	1,97	100	7,06	2800	128,7	0	1	1	
105	bay_2020 m2	1,97	100	7,06	3600	128,7	0	1	1	(Bayat & Lehtovaara, 2021)
106	bay_2020 eal1	3,06	100	10,62	3600	128,7	0	1	1	
107	bay_2020 eal1	3,06	100	10,62	4800	128,7	0	1	1	
108	bay_2020 eal1	3,06	100	10,62	5400	128,7	0	1	1	
109	bay_2020 eal2	2,7	100	9,86	3000	128,7	0	1	1	
110	bay_2020 eal2	2,7	100	9,86	3200	128,7	0	1	1	
111	bay_2020 eal2	2,7	100	9,86	3400	128,7	0	1	1	
112	con_nexbase3043	1,04	200	3	1500	25,49	0	0	0	
113	con_nexbase3043	1,04	200	3	1500	25,49	0	0	0	
114	con_oil base I - Base r47	1,12	10	3,9	100	25,49	0	0	0	
115	con_oil base I - Base r47	1,12	10	3,9	50	25,49	0	0	0	
116	con_r247-p1	2,7	10	5,2	200	15,81	1,666	1,4	3,921	
117	con_r247-p2	2,7	10	5,2	100	15,81	1,19	2	2,801	Experimentación propia
118	con_r247-p3	2,7	10	5,2	100	15,81	1,19	0	3,801	
119	con_r247-p3	2,7	10	5,2	100	15,81	1,19	0	3,801	
120	con_r247-p4	2,7	10	5,2	100	15,81	1,19	1	2,801	
121	con_r247-p9	2,7	10	5,2	100	15,81	1,19	1	2,801	
122	con_r247-p9	2,7	10	5,2	100	15,81	1,19	1	2,801	
123	con_r247-p10	2,7	10	5,2	100	15,81	1,19	1	2,801	

No de muestra	Nombre de la muestra	p_0 (GPa)	U_m (mm/s)	Visco cP a (120 C)	U_s (mm/s)	R_{ac} (nm)	FM %wt	EP %wt	AW %wt	Referencia
124	con_oil I - R47	2,7	10	3,9	350	15,81	1,19	1	2,801	
125	con_oil I - R47	2,7	10	3,9	300	15,81	1,19	1	2,801	
126	con_oil II - R265	2,7	10	8,1	200	15,81	1,19	1	2,801	
127	con_oil II - R265	2,7	10	8,1	200	15,81	1,19	1	2,801	
128	con_oil III - r245	2,7	10	7,9	200	15,81	0,952	0,8	2,241	
129	con_oil III - r245	2,7	10	7,9	150	15,81	0,952	0,8	2,241	
130	con_oil IV - r215	2,7	10	5,2	200	15,81	0,952	0,8	2,241	
131	con_oil IV - r215	2,7	10	5,2	150	15,81	0,952	0,8	2,241	
132	con_oil IX r325,4	2,7	10	5,890	350	15,81	1,19	0	3,301	
133	con_oil IX r325,4	2,7	10	5,890	350	15,81	1,19	0	3,301	
134	con_oil V - r247	2,7	10	5,2	250	15,81	1,19	1	2,801	
135	con_oil VI - suptauro	2,7	10	15,1	800	15,81	0	1,5	0,5	
136	con_oil VI - suptauro	2,7	10	15,1	750	15,81	0	1,5	0,5	
137	con_oil X r313	2,7	10	6,720	200	15,81	1,19	1	2,801	
138	con_oil X r313	2,7	10	6,720	150	15,81	1,19	1	2,801	
139	con_oil XV cartago	2,7	10	14,940	200	15,81	0	1,5	0	
140	con_oil XV cartago	2,7	10	14,940	200	15,81	0	1,5	0	
141	ued_pao	0,8	200	2,3	1000	15	0	0	0	
142	ued_pao	0,8	200	2,3	1000	15	0	0	0	
143	ued_pao+gmo	0,8	200	2,3	2300	15	0,4	0	0	
144	ued_pao+ep1	0,8	200	2,3	2800	15	0	1	0	(Ueda, Kadiric, & Spikes, 2022)
145	ued_pao+ep2	0,8	200	2,3	2900	15	0	2	0	
146	ued_pao	1,3	200	2,3	800	15	0	0	0	
147	ued_pao+ep1	1,3	200	2,3	1400	15	0	1	0	
148	ued_pao+ep2	1,3	200	2,3	1500	15	0	2	0	

No de muestra	Nombre de la muestra	p_0 (GPa)	U_m (mm/s)	Visco cP a (120 C)	U_s (mm/s)	R_{ac} (nm)	FM %wt	EP %wt	AW %wt	Referencia
149	ued_pao+modtc	1,3	200	2,3	2000	15	0,064	0	0	
150	ued_pao+gmo	1,3	200	2,3	2000	15	0,4	0	0	
151	ued_pao+ddp	1,3	200	2,3	2300	15	0	0	0,25	
152	ued_pao	2,5	200	2,3	400	15	0	0	0	
153	ued_pao+modtc	2,5	200	2,3	500	15	0,064	0	0	
154	ued_pao+gmo	2,5	200	2,3	500	15	0,4	0	0	
155	ued_pao+ep1	2,5	200	2,3	700	15	0	1	0	
156	ued_pao+ep2	2,5	200	2,3	700	15	0	2	0	
157	ued_pao+tp	2,5	200	2,3	1000	15	0	0	0,16	
158	ued_pao+ddp	2,5	200	2,3	1000	15	0	0	0,25	
159	ued_pao+zddp2	2,5	200	2,3	1100	15	0	0	0,25	
160	ued_pao+zddp1	2,5	200	2,3	1300	15	0	0	0,25	
Muestras para validación de Fase II										
Ensayo 1	con_r247-p1	2,7	10	5,2	450	15,81	1,666	1,4	3,921	Experimentación propia
Ensayo 2	con_r247-p11	2,7	10	5,2	300	15,81	1,190	1	2,801	
Ensayo 3	con_oil V - r247	2,7	10	5,2	200	15,81	1,190	1	2,801	

