

Caracterización mediante tribómetro del comportamiento piezoviscoso de un lubricante

Enrique Chacón-Tanarro¹, Javier Echávarri-Otero², Francisco Franco-Martínez³,
Adrián López-Arrabal⁴

¹ Grupo de Investigación en Ingeniería de Máquinas, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España. Email: e.chacon@upm.es

² Grupo de Investigación en Ingeniería de Máquinas, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España. Email: jechavarri@etsii.upm.es

³ Grupo de Investigación en Ingeniería de Máquinas, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España. Email: francisco.franco@upm.es

⁴ Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España. Email: adrian.lopez.arrabal@upm.es

Resumen

El estudio de los contactos lubricados en régimen elastohidrodinámico (EHD) requiere en muchos casos de la correcta caracterización del comportamiento del coeficiente viscosidad-presión α del lubricante a presiones superiores al 1GPa. La definición de α , para su aplicación en cálculos EHD, se encuentra actualmente en discusión dentro de la comunidad científica. Su obtención experimental directa depende actualmente del uso de viscosímetros de alta presión. Este trabajo presenta un método alternativo para la obtención indirecta de α a partir de medidas experimentales de fricción realizadas en tribómetros, de uso más extendido. Estos valores de fricción, obtenidos a ciertas condiciones seleccionadas, son empleados en el método desarrollado para resolver expresiones analíticas que determinan el comportamiento del espesor de película y la fricción en contactos EHD, despejando finalmente de las mismas el comportamiento de α con la presión y temperatura. El método es validado para una base PAO100.

Palabras clave: Lubricantes, coeficiente piezoviscoso, EHD, tribómetro, MTM

Abstract

In many cases, the study of elastohydrodynamic (EHD) contacts requires the correct characterization of the viscosity-pressure behaviour of the lubricant, α , at pressures higher than 1GPa. α definition, for its application in EHD calculations, is currently under discussion within the scientific community. The direct way to obtain α is the use of high-pressure viscometers. This work presents an alternative indirect method to obtain α from experimental friction measurements in tribometers, which are more widely used. These friction values, obtained at certain selected conditions, are used in the developed method to solve certain analytical expressions that determine the behaviour of the film thickness and friction in EHD contacts. Finally, solving these equations the behaviour of α with pressure and temperature are obtained. The method is validated for a PAO100 base.

Keywords: Lubricants, piezoviscous coefficient, EHD, tribometer, MTM

1. Introducción

Uno de los principales objetivos de los lubricantes industriales es la generación de una película lubricada capaz de separar las superficies en contacto y en

movimiento relativo. El espesor de esta película, así como la fricción y capacidad de carga del contacto, dependen fundamentalmente de ciertas condiciones de funcionamiento, como por ejemplo la velocidad de deslizamiento, y las propiedades físicas del lubricante,

principalmente su viscosidad. Con el fin de mejorar la eficiencia mecánica de los contactos lubricados, actualmente se busca reducir la viscosidad de los lubricantes lo máximo posible. Los factores del contacto que más afectan a la variación de la viscosidad son la presión, la temperatura y la velocidad de cortadura, además de la presencia de ciertos aditivos incorporados en la formulación, como son los modificadores de fricción o los modificadores del índice de viscosidad. Pese a que estos factores varían en un amplio rango en un contacto mecánico lubricado, la información sobre la viscosidad de los lubricantes industriales aportada en los catálogos de fabricantes es muy reducida, limitándose en muchas ocasiones a los valores de viscosidad obtenidos en viscosímetros de peso descendente a presión atmosférica y 40°C y 100°C de temperatura. El comportamiento de la viscosidad con la velocidad de cortadura tampoco se suele identificar y para su caracterización se requiere el uso de varios reómetros comerciales que permitan cubrir todo el rango de velocidades de cortadura presentes en un contacto lubricado (típicamente entre 0 - 10⁷ s⁻¹). Otra problemática existente es la limitación tecnológica de los reómetros actuales, los cuales no permiten alcanzar en muchos casos los valores de presión o temperatura típicos de los contactos EHD. Hay que tener en cuenta, que la mayoría de los contactos EHD actuales en rodamientos de bolas/rodillos, engranajes, levas, etc., se trabaja con presiones máximas de contacto entre 1 y 5 GPa.

La viscosidad dinámica η de los lubricantes a baja cizalla, dependiente de la presión y la temperatura, suele ajustarse en la literatura a distintos modelos como Barus [1], Roelands [2], Vogel [3] o Yasutomi [4] a partir de medidas experimentales realizadas en viscosímetros de alta presión. Resulta necesario conocer el comportamiento piezoviscoso de un lubricante para poder aproximar de forma analítica el valor del coeficiente de fricción y el espesor de película en los contactos EHD. Sin embargo, el coeficiente piezoviscoso empleado en el cálculo de estas condiciones del contacto no se define del mismo modo y se encuentra actualmente en discusión en la comunidad científica [5].

Para el cálculo del espesor central de película, h_c , el ajuste del coeficiente piezoviscoso necesario, denominado α^* en este caso, puede obtenerse de distintas maneras. Mediante métodos indirectos, h_c se puede obtener experimentalmente por interferometría óptica sobre un contacto EHD y ajustando el valor de α^* para igualar los valores experimentales a los valores obtenidos aplicando una expresión analítica para el cálculo de h_c [6], [7], [8] y [9]. De forma directa, α^* puede obtenerse a partir del comportamiento viscosidad-presión del lubricante

para valores de presión típicos a la entrada del contacto (0-0.3 GPa), siendo η_0 la viscosidad dinámica a baja cizalladura y presión ambiente:

$$\alpha^* = \left[\int_0^\infty \frac{\eta(p=0)dp}{\eta(p)} \right]^{-1} \approx \left[\frac{\eta_0}{\eta(p_N)} \frac{p_N - p_{N-1}}{\ln\left(\frac{\eta(p_N)}{\eta(p_{N-1})}\right)} + \sum_{i=1}^N \frac{\eta_0}{\eta(p_i)} \frac{\eta(p_i) - \eta(p_{i-1})}{\eta(p_{i-1})} \frac{p_i - p_{i-1}}{\ln\left(\frac{\eta(p_i)}{\eta(p_{i-1})}\right)} \right]^{-1} \quad (1)$$

Para el cálculo del coeficiente piezoviscoso para el cálculo del coeficiente de fricción μ , α_p , se suele obtener por ajuste a la ecuación del Barus seleccionado el rango de presiones máximas del contacto (típicamente 1-3GPa en contactos EHD), donde su efecto sobre μ es mayor.

$$\alpha_p = \left[\frac{d(\ln \eta)}{dp} \right]_p \quad (2)$$

Este artículo presenta un novedoso procedimiento alternativo capaz de determinar el comportamiento de α_p de un lubricante a partir de modelos analíticos predictivos EHD y medidas de fricción, obtenidas experimentalmente en un tribómetro de contacto puntual, de uso mucho más extendido que los equipos de caracterización anteriormente mencionados en esta introducción. La metodología es validada en un amplio rango de condiciones para una base de la familia de las polialfaolefinas, la PAO-100.

2. Metodología

La metodología desarrollada en este trabajo para la obtención del coeficiente $\alpha(p, T)$ de un lubricante, según el modelo de viscosidad de Barus [1], parte de una expresión para el cálculo analítico del coeficiente de fricción μ en un contacto lubricado. Concretamente, se ha seleccionado un contacto EHD de tipo puntual, como el que se dispone en el tribómetro MTM y el cual permite la medida de μ a distintas condiciones de funcionamiento, como son la presión de contacto, la temperatura del baño y las velocidades media y de deslizamiento del lubricante. Tal y como se representa en el esquema de la Figura 1, partiendo de esta expresión analítica de μ , para las condiciones del contacto lubricado seleccionado, se definen nuevos parámetros (k_1 , k_2 , y K en este caso) que permiten llegar a una expresión simplificada y en la que se debe ajustar el parámetro K . Este ajuste se realiza por mínimos cuadrados tomando en la

expresión los valores experimentales de μ obtenidos en el equipo MTM, a condiciones controladas en el rango en el que se desea caracterizar α . Una vez realizado el ajuste de K , este valor es empleado para obtener finalmente y por cálculo iterativo el valor de α de la expresión que lo define.

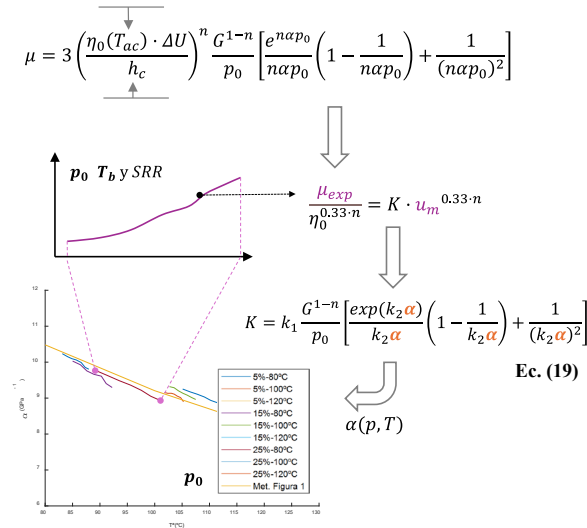


Figura 1. Metodología de cálculo de α . Elaboración propia.

El proceso esquematizado en la Figura 1 se repite para varias condiciones de T^a del baño de aceite, carga y grado de rodadura deslizamiento en el contacto con el fin de obtener el comportamiento de α a distintas temperaturas y presiones.

Para la validación de la metodología, se ha seleccionado una base con alta viscosidad y comportamiento no-Newtoniano como es la PAO-100. La razón de seleccionar una base con estas características es la de poder validar la metodología para un caso en el que los efectos térmicos y no-Newtonianos influyen en el proceso de cálculo.

2.1. PAO-100

La metodología presentada en este trabajo se ha validado con una base PAO-100 con comportamiento no-Newtoniano, con el fin de generalizar su aplicación. El comportamiento de la viscosidad dinámica η de la base PAO-100 puede ajustarse al modelo no-Newtoniano de Carreau, dependiente de la presión, p , la temperatura, T , y velocidad de cizalla, $\dot{\gamma}$ según la siguiente expresión [11]:

$$\eta(p, T, \dot{\gamma}) = \eta_0 e^{\alpha p} \left[1 + \left(\frac{\eta_0 e^{\alpha p}}{G} \dot{\gamma} \right)^2 \right]^{\frac{n-1}{2}} \quad (3)$$

dónde G es el módulo a cortante del lubricante y n un exponente de ajuste del modelo. Ambos determinan la velocidad de cortadura a partir de la cual la viscosidad del lubricante empieza a disminuir, así como el gradiente de su disminución.

Tabla 1: Propiedades de la polialfaolefina PAO-100

PAO-100			Ref
η_0 (Pa·s)	80 °C	0.129	[10]
	100 °C	0.072	
	120 °C	0.043	
n	0.625		
G	$1.5 \cdot 10^6$		
Conductividad térmica k (W/m°C)	0.14		
β (K ⁻¹)	0.029		[12]

Fuente: elaboración propia.

A partir del modelo de viscosidad-presión-temperatura de Tait-Doolittle, caracterizado para la PAO-100 en la referencia [10], se obtienen los valores de viscosidad representados en la Figura 2. Aplicando la expresión (2) se han calculado los valores de α_p obtenidos a distintas presiones. Se observa como el valor de α_p disminuye al aumentar la presión. Muchos autores emplean un único valor de α para el desarrollo de sus cálculos EHD. Sin embargo, la variación de este parámetro para la correcta caracterización de la viscosidad en la Figura 2 hace ver la incorrección de suponer α como constante con la presión.

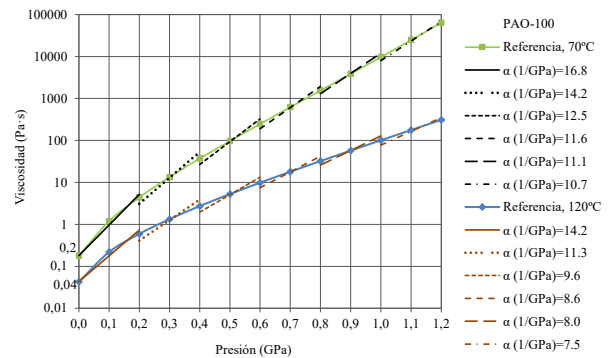


Figura 2. α_p calculado para la PAO-100. Rangos de presión de 0-0.4, 0.4-0.6, 0.6-0.8 y 0.8-1 GPa. Elaboración propia.

Por otro lado, con valores de η obtenidos del mismo modo que en la Figura 2, se pueden obtener los valores de α^* de la Figura 3 aplicando la expresión (1). Como se puede observar en la Figura 3, los valores de α^* se estabilizan a la presión de 0,3 GPa aunque se consideren valores de viscosidad para presiones mayores en el cálculo de la expresión (1).

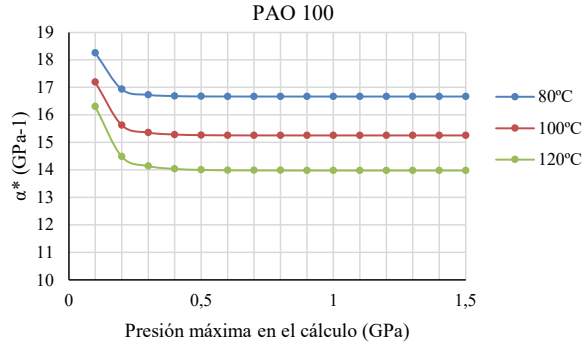


Figura 3. α^* de la PAO-100. Elaboración propia.

2.2. Mini Traction Machine (MTM)

La metodología se fundamenta en el uso de un tribómetro de contacto puntual lubricado para realizar las medidas experimentales de μ . En este trabajo, se ha seleccionado el equipo MTM (Mini-Traction-Machine) de PCS Instrument, consistente en un contacto lubricado entre una bola de acero E-52100 de 9.525mm de radio, con un disco del mismo acero. Por tanto, el radio equivalente del contacto R es de 8.525 mm y el módulo de Young equivalente E' es de 230 GPa [13].



Figura 4. Equipo MTM de PCS Instruments. <https://pcs-instruments.com/>

Como dato relevante para el estudio, cabe indicar que el rango de cargas, W , operativas de la MTM es de 5 a 75N. Este equipo permite controlar los parámetros de funcionamiento del contacto recopilados en la Tabla 2.

En la Tabla 2 se ha incluido en observaciones las condiciones de funcionamiento que definen el plan de ensayos en el equipo MTM, necesario para obtener valores experimentales de μ para la aplicación de la metodología de cálculo de α .

Tabla 2: Parámetros de funcionamiento en equipo MTM. Expresiones para su cálculo. Rango de valores de los parámetros en el plan de ensayos.

Parámetro	Expresión	Observaciones
Tª del baño	T_b	Valores en ensayos: 80, 100 y 120°C
Carga	W	Valores en ensayos: 10, 20 y 50N
Velocidad media	$u_m = \frac{u_1 + u_2}{2}$	u_1, u_2 : velocidades lineales de ambas superficies
Coef. rodadura - deslizamiento	$SRR = \frac{u_1 - u_2}{u_m} \cdot 100$	Valores en ensayos: 5, 15 y 25%
Radio contacto hertziano	$a = \sqrt[3]{\frac{3WR}{2E'}}$	
Presión hertziana	$p_0 = \frac{3W}{2\pi a^2}$	

Fuente: elaboración propia.

2.3. Espesor de película

Para el cálculo del espesor de película no-Newtoniano h_c se ha empleado el modelo planteado en la referencia [14], ya que ha sido validado con buenos resultados en otros trabajos:

$$h_c = h_{cN} \cdot \varphi_T \cdot \varphi_H = R \cdot 2.901422 \cdot \left(\frac{\eta_0 u_m}{E'R}\right)^{0.652} \cdot (\alpha^* E')^{0.468} \left(\frac{W}{E'R^2}\right)^{-0.0415} \cdot \varphi_T \varphi_H \quad (4)$$

dónde h_{cN} es el espesor de película en condiciones newtonianas e isothermas y se han considerado los factores reductores del espesor de película por efectos térmicos, debidos a la fricción viscosa del lubricante a la entrada, φ_T , y los efectos no-newtonianos φ_H . Ambos se definen en las referencias [15] y [16]:

$$\varphi_T = \frac{1 - 13.2(p_0/E')L^{0.42}}{1 + 0.213 \left[1 + 2.23 \left(\frac{SRR}{100} \right)^{0.83} \right] L^{0.64}} \quad (5)$$

dónde L se calcula como:

$$L = \frac{\beta \eta_0 u_m^2}{k} \quad (6)$$

$$\varphi_H = \left[1 + 0.79 \left(\left(1 + \frac{SRR}{100} \right) \frac{u_m \eta_0}{h_{cN} G} \right)^{\frac{1}{1+0.002 \cdot SRR}} \right]^{-3.6(1-n)^{1.7}} \quad (7)$$

dónde n y G son los parámetros de ajuste del modelo reológico de viscosidad de la ecuación (3).

2.4. Coeficiente de Fricción

El cálculo del coeficiente de fricción, bajo condiciones no-Newtonianas según la expresión (3), puede realizarse aplicando la siguiente expresión [17]:

$$\mu = 3 \left(\frac{\eta_0(T_{ac}) \cdot \Delta U}{h_c} \right)^n \frac{G^{1-n}}{p_0} \left[\frac{e^{n\alpha p_0}}{n\alpha p_0} \left(1 - \frac{1}{n\alpha p_0} \right) + \frac{1}{(n\alpha p_0)^2} \right] \quad (8)$$

dónde la temperatura del aceite en el contacto, T_{ac} , puede obtenerse teniendo en cuenta dos incrementos por encima la temperatura de entrada T_e . Por un lado, el aumento promedio de la temperatura de las superficies ΔT_{flash} y por otro el aumento medio de la temperatura del lubricante con respecto a las superficies ΔT_l [17][18]:

$$T_{ac} = T_e + \Delta T_{flash} + \Delta T_l \quad (9)$$

dónde para contactos de huella circular se tiene que:

$$\Delta T_{flash} = \frac{0.37\mu W \Delta u/a}{\sqrt{k_1(1.47k_1 + au_1\rho_1\sigma_1)} + \sqrt{k_2(1.47k_2 + au_2\rho_2\sigma_2)}} \quad (10)$$

$$\Delta T_l = \frac{\mu W h \Delta u}{8\pi a^2 k_l} \quad (11)$$

Para el cálculo de T_e se tiene en cuenta la siguiente particularización desarrollada con más detalle en las referencias [17] y [19], dónde se parte de la siguiente condición:

$$h_N(T_e) = \varphi_T \cdot h_N(T_b) \quad (12)$$

que debido a que muchos términos de h_N no dependen de la temperatura y que la variación de la viscosidad con la temperatura es mucho mayor que la variación del coeficiente viscosidad-presión con la temperatura, se llega a la siguiente expresión:

$$[\eta_0(T_e)]^{0.67} \simeq \varphi_T \cdot [\eta_0(T_b)]^{0.67} \quad (13)$$

Operando sobre (13) se obtiene que:

$$0.67 \cdot \ln[\eta_0(T_e)/\eta_0(T_b)] = \ln(\varphi_T) \quad (14)$$

Si se asume el siguiente comportamiento de la viscosidad con la temperatura:

$$\eta_0(T_e) = \eta_0(T_b) \cdot \exp[-\beta(T_e - T_b)] \quad (15)$$

y se combinan las ecuaciones (14) y (15), se llega finalmente a la siguiente expresión que permite calcular el valor de T_e :

$$T_e = T_b - \frac{\ln \varphi_T}{0.67 \cdot \beta_l} \quad (16)$$

2.5. Cálculo de α

Una vez han sido introducidas en los apartados anteriores las expresiones que fundamentan el cálculo de α , este apartado se centra en presentar el desarrollo de las ecuaciones que conforman la metodología presentada en este trabajo.

El planteamiento comienza con la sustitución de de espesor de película h_c de la ecuación (4) en el cálculo de μ según la ecuación (8), llegando finalmente a la siguiente expresión:

$$\frac{\mu}{\eta_0^{0.33-n} \cdot \varphi_T^n \cdot \varphi_H^n} = 3 \left(\frac{\frac{SRR}{100}}{1.55 \cdot (\alpha^*)^{0.53} \cdot E^{0.061} R^{0.33} p_0^{-0.201}} \right)^n \cdot \frac{G^{1-n}}{p_0} \left[\frac{\exp(n\alpha p_0)}{n\alpha p_0} \left(1 - \frac{1}{n\alpha p_0} \right) + \frac{1}{(n\alpha p_0)^2} \right] \cdot u_m^{0.33-n} \quad (17)$$

dónde definiendo los siguientes parámetros k_1 , K y k_2 , para unas condiciones determinadas de un contacto:

$$k_1 = 3\varphi_T^n \varphi_H^n \left(\frac{\frac{SRR}{100}}{1.55(\alpha^*)^{0.53} E^{0.061} R^{0.33} p_0^{-0.201}} \right)^n \quad (18)$$

$$K = k_1 \frac{G^{1-n}}{p_0} \left[\frac{\exp(k_2 \alpha)}{k_2 \alpha} \left(1 - \frac{1}{k_2 \alpha} \right) + \frac{1}{(k_2 \alpha)^2} \right] \quad (19)$$

$$k_2 = n p_0 \quad (20)$$

se llega a la siguiente expresión simplificada:

$$\frac{\mu}{\eta_0^{0.33-n}} = K \cdot u_m^{0.33-n} \quad (21)$$

De la campaña de ensayos realizadas en el equipo MTM se obtienen curvas de Stribeck $\mu_{exp}(u_m)$ para distintos valores de presión herztiana (653 MPa para $W=10N$, 828 MPa para $W=20N$ y 1123 MPa para $W=50N$), SRR (5, 15 y 25%) y temperaturas del baño de aceite (80, 100 y 120°C). La viscosidad η_0 del lubricante para cada temperatura, al igual que el valor del exponente n , se obtienen de la Tabla 1 para la base analizada.

Para poder obtener los valores de K para cada condición ($\mu_{exp}/\eta_0^{0.33-n}, u_m$), se realiza una resolución por mínimos cuadrados no lineales de la forma $\min(\sum \|F(x_i) - y_i\|^2)$, donde $F(x_i)$ es una función no lineal e y_i son datos. Una vez obtenido el valor de K para cada condición de ensayo, se aplica el método de Newton-Raphson a la expresión (19) para obtener el valor de α , siendo el sistema a resolver el siguiente:

$$\begin{cases} f = \alpha^2 K k_2^2 \frac{p_0}{G^{1-n}} - k_1 [\exp(k_2 \alpha) \cdot (k_2 \alpha - 1) + 1] \\ f' = 2\alpha \cdot K \cdot k_2^2 \frac{p_0}{G^{1-n}} - k_1 k_2^2 \alpha e^{k_2 \alpha} \end{cases} \quad (22)$$

Repitiendo este proceso para distintas condiciones de presión y temperatura en el plan de ensayos, se obtiene finalmente el comportamiento de α con la presión y la temperatura.

3. Resultados

Aplicando la metodología presentada en este trabajo a la base PAO-100, se han obtenido los valores teóricos de $\alpha(T, p)$ representados en la Figura 5 para las tres condiciones de carga ensayadas (véase condiciones de los ensayos en Tabla 2). Estos valores de α son comparados con las curvas amarillas, que representan los valores de α obtenidos directamente a partir de valores de viscosidad de la PAO-100 obtenidos del modelo de Tait-Doolittle (véase Figura 2) y los parámetros de ajuste de la referencia [10].

En todas las curvas de α obtenidas para distintas presiones de contacto, temperaturas y SRR, se observa el decrecimiento esperado de α con la temperatura (véase también las diferencias en los valores de la Figura 2). La PAO-100, al tratarse de una base muy viscosa, cada una de sus curvas de Stribeck ensayadas ofrece información de α en un rango amplio de temperaturas, por el simple efecto que tiene sobre esta la velocidad u_m al obtener la curva de Stribeck. También se observa el efecto del SRR sobre el calentamiento del lubricante, ya que para una misma temperatura T_b , las curvas de mayor SRR se desplazan a valores de temperatura mayor. También se puede observar como las curvas de α en ensayos diferentes tienden a solaparse, siguiendo la misma tendencia decreciente.

Por último, entre los resultados representados en la Figura 5, se puede observar, como las curvas de α calculadas en los casos de presión de contacto de 653 MPa, se tiene un comportamiento menos suavizado de α con la temperatura para un mismo ensayo. Para alcanzar estos valores de presión hertziana de contacto, el equipo MTM tiene que trabajar en su rango bajo de carga, a 10N concretamente. Esto hace que la medida de la fricción durante los ensayos sea algo más inestable, o menos suavizada, que en los casos de mayor carga. Pese a ello, se observa perfectamente el comportamiento correcto de α con la temperatura.

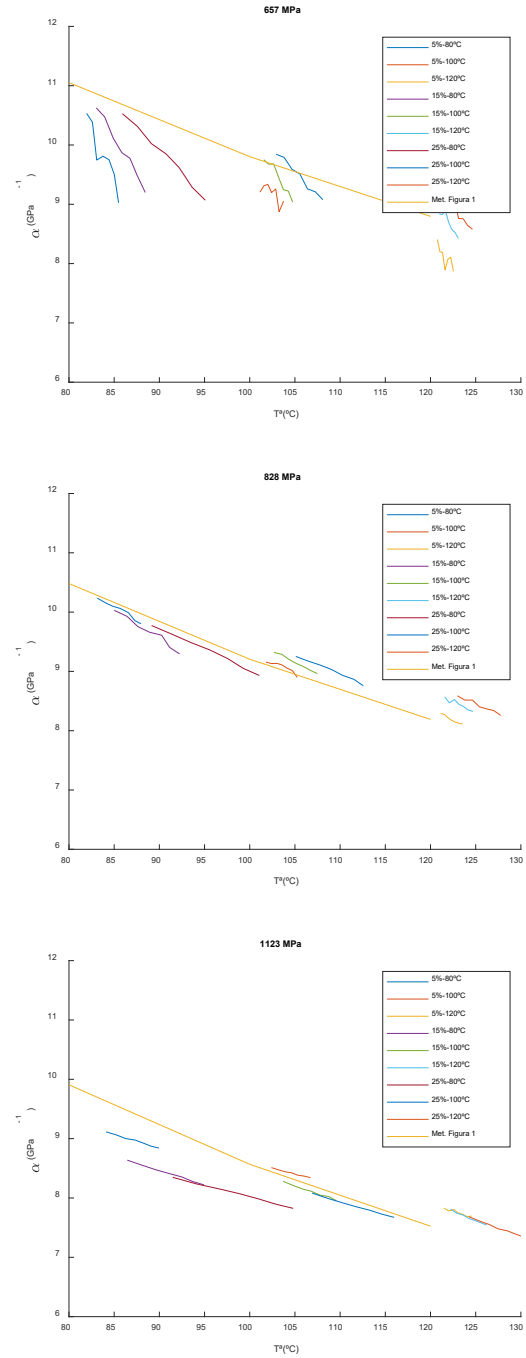


Figura 5. Resultados de α_p obtenidos con la metodología para tres presiones de contacto (653, 828 y 1123 MPa) en el rango de temperaturas T_b de 80 a 120°C. En amarillo valores de α_p obtenidos a partir del modelo de Tait-Doolittle

4. Conclusiones

Se ha desarrollado y validado una metodología analítica para el cálculo del coeficiente viscosidad-presión α de un lubricante en función de la temperatura y la presión, a partir de medidas experimentales de fricción en un tribómetro de contacto puntual tipo MTM.

La aplicación de la metodología a una base PAO-100, de elevada viscosidad y con comportamiento no-Newtoniano, muestra resultados de α muy similares a los calculados aplicando un método directo a partir de valores de viscosidad obtenidos del modelo de Tait-Doolittle ajustado [10]. Esta validación se ha llevado a cabo en un amplio rango de condiciones de funcionamiento, típicas de los contactos EHD y para las cuales existe la necesidad de caracterizar adecuadamente el comportamiento de la viscosidad del lubricante con la presión. En los resultados presentados en la Figura 5 se ha podido observar una ligera variación de la tendencia decreciente de α con la temperatura. Los valores obtenidos con la metodología parten a temperaturas bajas de valores de α algo inferiores a los obtenidos por el método directo, hecho que se invierte para las temperaturas superiores, entorno a los 130°C. Sin embargo, las diferencias en ambos extremos son reducidas, siendo los cálculos a menor presión de contacto, los que mayores diferencias presentan para temperaturas próximas a 80°C.

Por otro lado, el comportamiento algo más inestable de los valores de α calculados para el valor de presión más bajo, ha quedado justificado por las limitaciones del equipo MTM de ensayo al trabajar en su rango bajo de carga de contacto.

Por último, los resultados de este trabajo suscitan el desarrollo de nuevos trabajos futuros relacionados. Entre ellos, caben destacar por el equipo investigador los siguientes. En primer lugar, hay que tener en cuenta que ciertos aditivos de los lubricantes modifican el comportamiento no-Newtoniano de los lubricantes. Resultaría de gran interés, extender la metodología a la predicción de los parámetros del ajuste del modelo de viscosidad no-Newtoniano adecuado. En esta misma línea, muchos lubricantes presentan un valor límite de velocidad de cortadura, a partir de la cual, la viscosidad se vuelve a estabilizar en un valor determinado [20]. Teniendo en cuenta lo anterior, se desea extender y generalizar la aplicación de la metodología a un mayor número de lubricantes.

5. Agradecimientos

Los autores quieren agradecer la colaboración del Repsol Technology Lab.

6. Referencias

- [1] C. Barus. "Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity". *American Journal of Science* (1893). doi: 10.2475/ajs.s3-45.266.87.
- [2] C. J. A. Roelands, J. C. Vlugter, and H. I. Waterman. "The Viscosity-Temperature- Pressure

Relationship of Lubricating Oils and Its Correlation With Chemical Constitution". *Journal of Basic Engineering* (1963). doi: 10.1115/1.3656919.

- [3] W. Habchi, P. Vergne, S. Bair, O. Andersson, D. Eyheramendy, and G. E. Morales-Espejel. "Influence of pressure and temperature dependence of thermal properties of a lubricant on the behaviour of circular TEHD contacts". *Tribology International* (2010). doi: 10.1016/j.triboint.2009.10.002.
- [4] S. Bair, C. Mary, N. Bouscharain, and P. Vergne. "An improved Yasutomi correlation for viscosity at high pressure". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* (2013). doi: 10.1177/1350650112474394.
- [5] S. Bair. "The unresolved definition of the pressure-viscosity coefficient". *Scientific Reports* (2022). doi: 10.1038/s41598-022-07470-3.
- [6] AGMA 925-A03. Effect Of Lubrication On Gear Surface Distress. (2013).
- [7] H. van Leeuwen. "The determination of the pressure-viscosity coefficient of two traction oils using film thickness measurements" *Faseb Journal - FASEB J* (2010).
- [8] H. van Leeuwen. "The determination of the pressure—viscosity coefficient of a lubricant through an accurate film thickness formula and accurate film thickness measurements". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* (2009). doi: 10.1243/13506501jet504.
- [9] H. van Leeuwen. "The determination of the pressure-viscosity coefficient of a lubricant through an accurate film thickness formula and accurate film thickness measurements. Part 2: high L values". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* (2011). doi: 10.1177/1350650111398405.
- [10] Punit Kumar, M. M. Khonsari. Traction in EHL Line Contacts Using Free-Volume Pressure-Viscosity Relationship With Thermal and Shear-Thinning Effects. *Journal of Tribology*, 131(1): 011503, 2009. <https://doi.org/10.1115/1.3002331>
- [11] The Generalized Newtonian Fluid Model and Elastohydrodynamic Film Thickness, *Journal of Tribology*, 125, (2003), 70–75.

- [12] Larsson R, Andersson O. Lubricant thermal conductivity and heat capacity under high pressure. *Proc IMechE, Part J: J Eng Tribol* 2000;214(4):337–42.
- [13] E. Chacón. Modelización de contactos termoelastohidrodinámicos, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, (2012).
- [14] P. Katyal, P. Kumar. New central film thickness equation for shear thinning lubricants in elastohydrodynamic lubricated rolling/sliding point contact conditions. *ASME Journal of Tribology* 136: 1-9, (2014). DOI: 10.1115/1.4028044.
- [15] Hamrock BJ. Fundamentals of fluid film lubrication. NewYork: McGraw-Hill; (1994).
- [16] Bair S. Shear thinning correction for rolling/sliding elastohydrodynamic film thickness. *Proc IMechE, Part J: J Eng Tribol* (2005);219:69–74.
<https://doi.org/10.1243/135065005X9709>
- [17] Echávarri, J.; Lafont, P.; Chacón, E.; de la Guerra, E.; Díaz, A.; Munoz-Guijosa, J.M.; Muñoz, J.L. Analytical model for predicting friction coefficient in point contacts with thermal elastohydrodynamic lubrication. *Proc. IMechE, Part J: J. Eng. Tribol.* (2011), 225, 580 181–191, DOI: 10.1177/1350650111398848.
- [18] Tian, X.; Kennedy, F.E. Jr. Maximum and average flash temperatures in sliding contacts. *ASME. J. Tribol.* 1994, 116(1), 167–174, 662 DOI: 10.1115/1.2927035.
- [19] Irene Bellón Vallinot, Eduardo de la Guerra Ochoa, Javier Echavarri Otero, Enrique Chacón Tanarro, Iván Fernández Martínez, Jose Antonio Santiago Varela. Individual and combined effects of introducing DLC coating and textured surfaces in lubricated contacts. *Tribology International*, 151 (2020) 106440. DOI: 10.1016/j.triboint.2020.106440
- [20] S.-N. Ndiaye, L. Martinie, D. Philippon, N. Devaux, and P. Vergne. “A Quantitative Friction-Based Approach of the Limiting Shear Stress Pressure and Temperature Dependence.” *Tribology Letters* (2017). doi: 10.1007/s11249-017-0929-2.