

# Caracterización Del Par De Fricción En Contactos Rodantes Lubricados A Diferentes Escalas

Pello Alberdi Quevedo<sup>1</sup>, Aitor Arana Ostolaza<sup>1</sup>, Jon Larrañaga Amilibia<sup>1</sup>, Aitor Oyanguren García<sup>1</sup>, Ibai Ulacia Garmendia<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Grupo de Diseño y Mecánica Estructural, Departamento de Mecánica y Producción Industrial, Mondragon, Unibertsitatea, España. Email: palberdi@mondragon.edu

## Resumen

Entender la lubricación elastohidrodinámica es un objetivo fundamental en el estudio del funcionamiento de los rodamientos. La mayoría de las investigaciones relacionados con la predicción experimental de la fricción se han desarrollado a una escala de tribómetro o escala de rodamientos, pero de forma independiente. Sin embargo, todavía no se ha desarrollado ningún método para realizar la transferencia de conocimiento experimental entre ambas escalas. El fin de este trabajo es analizar la fricción en elementos rodantes experimentalmente haciendo una correlación entre la escala de tribómetro y rodadura, para entender mejor los fenómenos relacionados en el contacto lubricado de los rodamientos. Se han podido verificar tendencias similares entre las curvas de cada escala.

**Palabras clave:** Lubricación elastohidrodinámica; Cinemática; Stribeck; Rodamientos de contacto angular

## Abstract

Understanding elastohydrodynamic lubrication is a fundamental objective in the study of bearing performance. Most of the research related to the experimental prediction of friction has been developed on a tribometer scale or bearing scale, but independently of each other. However, no method for experimental knowledge transfer between the two scales has yet been developed. The aim of this work is to analyse the friction in rolling elements experimentally by correlating the tribometer and rolling scale, in order to better understand the related phenomena in the lubricated contact of bearings. It has been possible to verify similar trends between the curves of each scale.

**Keywords:** Elastohydrodynamic lubrication; Kinematics; Stribeck; Angular contact ball bearings

## 1. Introducción

En rodamientos y elementos rodantes la fricción aparece en los contactos entre las pistas y las bolas. Esta fricción se traduce en pérdidas de energía y el consiguiente incremento de la temperatura, reduciendo la viscosidad del lubricante, disminuyendo la capa del mismo y la posibilidad del inicio del contacto metal-metal. Por lo tanto, entender y controlar los fenómenos que ocurren en el contacto lubricado es fundamental para evitar la aparición del daño prematuro de los componentes [1].

Los elementos de máquinas tales como los rodamientos, husillos a bolas y guías lineales presentan dos características fundamentales respecto a otros elementos mecánicos. Por un lado, son contactos no

conformes, lo que se traduce en presiones de contacto elevadas, superiores a 1GPa. Estas altas presiones del contacto lubricado producen un incremento súbito de la viscosidad del lubricante (conocido como comportamiento super-Arrhenius) [2] y deformaciones elásticas en las superficies de contacto, dando lugar al fenómeno de la lubricación elastohidrodinámica (EHD) [3]. Por otro lado, la cinemática de las bolas presenta un movimiento compuesto de rodadura, deslizamiento y giro o *spin* con respecto de su eje, lo que se traduce en un deslizamiento no homogéneo en la región de contacto [4]. Debido a que las bolas ruedan dentro de las pistas, los citados deslizamientos son generalmente pequeños. Reichbach [5] demostró experimentalmente que el *spin* es el principal causante de la fricción en rodamientos axiales. La

particularidad, y a su vez la complejidad, del análisis es que ambos fenómenos están relacionados entre sí, es decir, la cinemática de la bola viene definida por la fricción, y al mismo tiempo la fricción depende en su totalidad del movimiento de la bola [6].

La mayoría de investigaciones relacionados con el estudio de la lubricación elastohidrodinámica se desarrollan en tribómetros simplificados donde una bola rueda en un disco en condiciones de velocidad temperatura y presión controladas [7,8]. Este control riguroso permite entender mejor la repercusión de las variables de contacto en la fricción. Algunos de estos tribómetros aparte de medir la fricción analizan la calidad de la película de lubricante que se forma en el contacto. Este análisis se lleva a cabo mediante las mediciones ECR (*Electrical contact resistance*). En la literatura existen multitud de investigaciones relacionados con este tipo de mediciones [9, 10].

No obstante, el estudio del contacto elastohidrodinámico es más complejo a la escala de rodamientos. En este caso, las bolas se mueven libremente dentro de las pistas y en ellas actúan fuerzas centrífugas y momentos giroscópicos. Estas variables tienen una implicación directa en la cinemática propia y las presiones de contacto. Además, no es posible medir de forma directa las presiones y variables cinemáticas del contacto y es necesario utilizar métodos analíticos para conocer estas variables [11, 12, 13].

En la literatura existen trabajos donde se analiza la fricción a escala de tribómetro o escala de rodamientos, pero de forma independiente. Sin embargo, no existe ningún estudio dónde se hace la transferencia entre ambas escalas.

Por lo tanto, en este trabajo se extiende el conocimiento en la fricción de elementos rodantes realizando una correlación de resultados experimentales a diferentes escalas. En primer lugar, se entienden los fenómenos

de contacto y fricción que ocurren a escala tribómetro en unas condiciones muy controladas y se realiza una transferencia de estos resultados a la escala de rodamientos lo que permite profundizar en la comprensión del efecto de la cinemática en el contacto.

## 2. Materiales y método

### 2.1. Tribómetro disco-bola

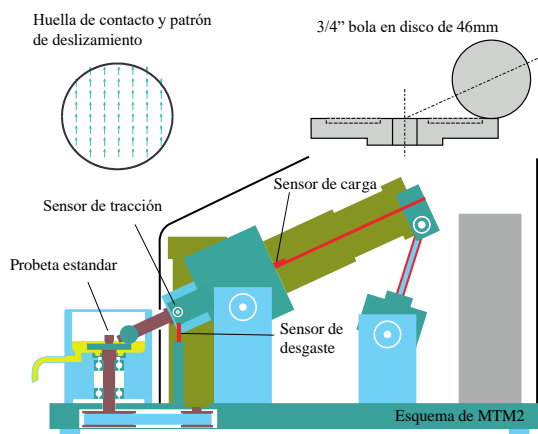
#### 2.1.1. Descripción

El tribómetro que se ha utilizado para realizar ensayos en la disposición disco-bola es la MTM, comercializado por PCS Instruments [14]. Se representa de forma esquemática en la Figura 1. El objetivo de este aparato es el de replicar contactos lubricados en unas condiciones similares a los que se dan en rodamientos, engranajes y levas, pero de una forma simplificada.

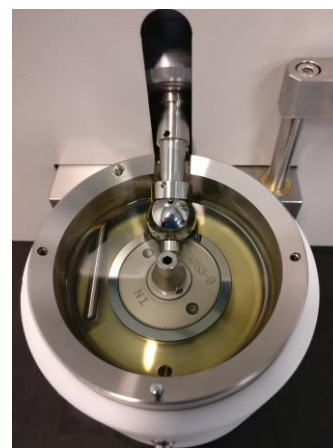
El funcionamiento de este sistema consiste en medir la fricción entre el disco y la bola aplicando una presión y velocidad relativa entre las superficies de contacto. La bola se carga contra el disco mediante un sistema mecánico y midiendo la fuerza que se ejerce sobre ella se obtienen las presiones de contacto definidas por usuario.

El coeficiente de fricción se calcula midiendo la fuerza transversal que se genera debido de la fricción. Las velocidades de ensayo se realizan en direcciones opuestas, generando movimientos negativos y positivos. El objetivo de este procedimiento es el de conocer el desfase inicial que existe en la máquina para así eliminar su efecto.

El disco y la bola giran a diferentes velocidades utilizando dos motores independientes. De esta forma se obtienen unas determinadas condiciones de rodadura y deslizamiento. Conociendo la geometría, y las dimensiones de la bola y el disco se calculan las



(a)



(b)

**Figura 1.** Tribómetro MTM. (a) Representación esquemática (Adaptado de [14]). (b) Equipo utilizado.

velocidades de las superficies de contacto. Así, mediante la Ecuación 1 se calcula la velocidad de entrada:

$$v_{ent} = \frac{v_b + v_d}{2} \quad (1)$$

donde,  $v_b$  y  $v_d$  son las velocidades superficiales de la bola y el disco respectivamente.

Otra variable cinemática controlable en el aparato es el ratio de deslizamiento y rodadura (*SRR*), *Slide to Roll Ratio* en inglés. Este parámetro indica la cantidad de rodadura y deslizamiento que se da en el contacto y se calcula siguiendo la Ecuación 2:

$$SRR (\%) = \frac{v_b - v_d}{v_{ent}} \cdot 100 \quad (2)$$

Tanto el disco como la bola se encuentran sumergidos en un baño de lubricante. Mediante un sistema compuesto por resistencias y termopares se controla la temperatura a la que se encuentra el aceite pudiendo así realizar los ensayos a las temperaturas controladas.

### 2.1.2. Mediciones ECR

Este tribómetro dispone de una herramienta adicional con la que se puede conocer el espesor de película que se forma en el contacto durante el ensayo de manera cualitativa.

Un circuito eléctrico que se encuentra conectado a la bola y el disco del tribómetro mide la resistencia eléctrica que se da entre ambos componentes. Al aplicar un potencial eléctrico en el circuito dependiendo del área de contacto metálico existente entre las superficies el voltaje de la señal va a ser diferente. Si la película no es lo suficiente espesa y existe contacto entre las asperezas de las superficies se crea un cortocircuito y la señal ECR proporciona un valor del 0%. En cambio, cuando la bola se encuentra totalmente separada del disco el circuito se encuentra cerrado proporcionando un valor ECR del 100%.

Dependiendo de la precisión de la medición que se quiere hacer es posible ajustar la resistencia eléctrica en las siguientes disposiciones: 10Ω, 100Ω, 1kΩ y 10kΩ. De esta forma es posible medir de una forma cualitativa el régimen de lubricación a la que se encuentra el contacto: Límite, mixto o completo.

### 2.1.3. Probetas de ensayo

Las probetas que se han utilizado en los ensayos se han fabricado con el material AISI 52100. Este tipo de acero es común en rodamientos.

Debido a geometría del disco y la bola la huella de contacto que se ensaya en la MTM es circular. Las

propiedades geométricas de los componentes se resumen en la Tabla 1. Además, los vectores de deslizamiento están alineados, es decir, en este caso no existe la cinemática propia de los rodamientos donde existe un movimiento de *spin*. En la Figura 1, se muestra la huella y el patrón de deslizamiento que se da en la superficie de contacto en la MTM.

Tabla 1. Propiedades geométricas de las probetas.

	Bola	Disco
$r_x$ [mm]	6,35	$\infty$
$r_y$ [mm]	6,35	$\infty$
Radio reducido $R_x$ [mm]	6,35	
Ratio de elipticidad [-]	1	

### 2.1.4. Procedimiento de ensayo

Se han realizado ensayos de Stribeck [15], para conocer la influencia que tienen en la fricción la presión de contacto, el *SRR* y la temperatura. En el eje vertical se ha graficado el coeficiente de fricción y en la horizontal la velocidad de entrada. Las velocidades de entrada que se ha ensayado son un barrido de 0,1 a 2,5 m/s y se ha efectuado una medición cada 0,1 m/s.

Las presiones de contacto que se han analizado son de 1,14, 1,39 y 1,54 GPa y las temperaturas de 40°C, 55°C y 70°C. Durante los ensayos debido a las pérdidas de energía provocados por los deslizamientos, la temperatura del lubricante es aumentada. Por ello, después de cada medición se ha reducido la temperatura del baño a la temperatura deseada y se ha dejado estabilizar durante dos minutos.

Debido a que las bolas se encuentran rodando dentro de los rodamientos, los valores de *SRR* que se dan son generalmente bajos. Por esta razón, en la MTM2 se han ensayado *SRR* bajos, específicamente de 2,5%, 1%, 0,5% y 0,25%. La configuración de la resistencia eléctrica entre la bola y el disco para el cálculo del ECR se ha seleccionado el de 1 kΩ.

## 2.2. Banco de rodadura

### 2.2.1. Descripción

La parte experimental de la fricción de los rodamientos se ha realizado mediante el banco de rodadura fabricado por el equipo de investigación DMLab de Mondragon Unibertsitatea (Figura 2). Este tribómetro se ha diseñado exclusivamente para medir el comportamiento de la fricción en los rodamientos.

El anillo interior esta acoplado al motor que se encuentra en la parte inferior del banco. El anillo exterior, se encuentra fijo acoplado a un sensor de par y una célula de carga. De esta forma se mide el par de fricción de los rodamientos estaticamente. La carga se

transmite por el travesaño, el cual está acoplado a un mecanismo de pesas calibradas para aplicar al rodamiento la fuerza axial deseada. Con el fin de evitar posibles desalineaciones, se han añadido dos mover el travesaño horizontalmente y una rótula para aplicar la carga alineada axialmente.

El banco dispone de una bañera de lubricante para controlar la lubricación de los rodamientos. Las probetas se encuentran sumergidos dentro del aceite y mediante un sistema de refrigeración se controla su temperatura. Las variables que se miden en el banco son la carga axial, la velocidad de rotación del anillo interior y la temperatura del baño de la lubricación.

Para eliminar el desfase inicial que existe en las mediciones, los ensayos se realizan en las dos direcciones, es decir, para medir el par a 1000 rpm, el ensayo se realiza a las velocidades  $\pm 1000$  rpm, y se elimina el efecto del desfase desde las mediciones. Este procedimiento se repite en cada ensayo.

### 2.2.2. Probetas de ensayo

Los rodamientos que se han ensayado han sido fabricados para el presente trabajo. Las bolas y las pistas se han fabricado con el material AISI 4135. Los rodamientos se han testeado con 16 bolas y sin jaula. Las propiedades mecánicas de los rodamientos se resumen en la Tabla 2.

A diferencia de los ensayos en la MTM, debido a la geometría de los rodamientos, la huella de contacto que se da entre las pistas y la bola es elíptica. Además, una particularidad que tienen los rodamientos es que los

vectores de deslizamiento no están alineados debido al movimiento de *spin*. En la Figura 2 se detalla gráficamente la huella y el patrón de deslizamiento del contacto.

Tabla 2. Parámetros geométricos del rodamiento

Parámetro geométrico	Valor
Ángulo de contacto inicial [°]	47
Radio de la bola [mm]	3,969
Número de bolas [-]	16
Diámetro primitivo [mm]	41,5
Ratio de conformidad [-]	0,529

### 2.2.3. Procedimiento de ensayo

Para que los ensayos de ambas escalas sean comparables es necesario transformar las mediciones obtenidas en términos de carga axial y velocidad de rotación a términos de presión de contacto y velocidad de entrada que se dan en el contacto de la bola. La transformación de variables se ha realizado siguiendo el modelo analítico de Wang [11]. Este trabajo es un modelo cuasi-estático donde se estudia el comportamiento de carga y la cinemática de la bola de los rodamientos considerando fuerzas centrífugas y momentos giroscópicos.

La geometría de la pista interior y exterior es diferente y como consecuencia las presiones de contacto y velocidades de entrada también. Por cada ensayo que se ejecuta a escala de rodadura se consiguen dos resultados a escala local. Una primera que hace referencia al contacto entre la pista interior y la bola y

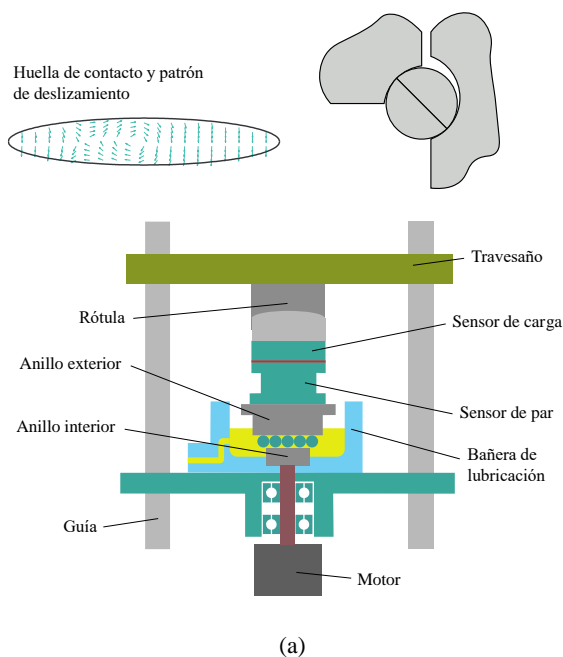


Figura 2. Banco de rodadura. (a) Representación esquemática. (b) Equipo utilizado.

otra segunda que hace referencia a la pista exterior y la bola.

Las velocidades ensayadas son de 500 rpm hasta 3500 rpm realizando un test cada 500 rpm. En cuanto a las cargas axiales, el mínimo valor que se ha ensayado es de 500 N y se ha aumentado este valor en 250 N hasta llegar a 2500 N. Las temperaturas estudiadas han sido de 40°C, 55°C y 70°C. En el caso del banco de rodadura, la temperatura aumenta considerablemente en cada ensayo por lo que se ha tenido un especial cuidado en el control de esta variable.

### 2.2.4. Número de Hersey

A parte de la velocidad de entrada, los resultados de rodadura se han analizado utilizando el número de Hersey [16]. El objetivo de esta variable es adimensionalizar el efecto que tienen la temperatura, velocidad y carga. Ese parámetro fue presentado por Hersey para analizar la fricción en los cojinetes y se define mediante la Ecuación 3

$$H = \frac{\omega\eta}{P} \quad (3)$$

dónde,  $P$  es la presión de contacto,  $\eta$  la viscosidad del lubricante y  $\omega$  la velocidad de rotación. En este caso, como se están analizando las condiciones locales del contacto entre la pista y la bola, la variable  $\omega$  va a ser entendida como la velocidad de entrada ( $v_{ent}$ ) definida por la Ecuación 1.

### 2.3. Lubricante de ensayo

El lubricante que se ha utilizado para desarrollar este trabajo es el Mobil Vactra 2. Es un lubricante habitualmente utilizado en componentes como los rodamientos y husillos a bolas. Algunas propiedades se han resumido en la Tabla 3.

Tabla 3. Propiedades del lubricante

		Mobil Vactra 2
Densidad a 15°C [g/cm <sup>3</sup> ]		0,883
Viscosidad cinemática [mm <sup>2</sup> /s]	100°C	8,6
	40°C	68

## 3. Resultados y discusión

Los resultados se describen en tres apartados. En el primero se discuten las curvas que se han obtenido en la MTM estudiando la influencia del  $SRR$ , la temperatura y la presión en el coeficiente de fricción y en la señal ECR. En el segundo, se presentan los resultados de la escala rodadura y el tercer apartado relaciona las curvas que se han obtenido en cada escala en función de la velocidad de entrada y número de Hersey.

### 3.1. Escala tribómetro

En este apartado se realiza una discusión sobre los resultados de la fricción y la señal ECR a escala de tribómetro. En la literatura se han publicado varios trabajos similares y han llegado a conclusiones parecidas [17]. Sin embargo, en este análisis, a diferencia de los otros, se estudian condiciones de  $SRR$  especialmente bajas.

#### 3.1.1. Influencia del $SRR$

En la Figura 3a, se ha analizado la influencia que tiene el  $SRR$  en los ensayos de Stribeck en la MTM. Para ello, se ha fijado una temperatura de 40°C y una presión de 1,39 GPa y se han medido  $SRR$  de 0,25%, 0,5%, 1% y 2,5%. Los resultados muestran que el coeficiente de fricción aumenta junto al  $SRR$ . Esto se debe a que a mayores  $SRR$  aumenta la velocidad de cizalladura y junto a la fricción.

Cuando la velocidad de entrada se encuentra aproximadamente por debajo de 0,5 m/s, la fricción sigue una tendencia descendente. No obstante, a partir de este valor la fricción continua de una manera constante.

Esto indica que cuando la velocidad es menor que 0,5 m/s el contacto se encuentra en el régimen mixto mientras que cuando la velocidad es mayor pasa a la región completa.

Estas tendencias se han contrastado con los resultados de la señal ECR de la Figura 3b. Los puntos que se visualizan en el gráfico son los resultados de la señal sin procesar y las líneas indican la media aritmética de los resultados. En la Figura 3b se observa que cuando la velocidad de entrada es inferior a 0,5 m/s la señal ECR que proporciona el tribómetro no llega al 100%. Esto significa que en este régimen existen contactos entre las asperezas de las superficies de contacto, es decir, no se ha formado una película suficientemente espesa para separar completamente las superficies de la bola y el disco.

#### 3.1.2. Influencia de la temperatura

En la Figura 3c se ha estudiado la influencia que tiene la temperatura en las mediciones de la MTM2. Para ello, se han realizado ensayos fijando la presión de contacto en 1,39 GPa y el  $SRR$  en 0,5%, mientras que la temperatura ha sido combinada con valores de 40°C, 55°C y 70°C.

Los resultados de la fricción reflejan que al aumentar la temperatura del lubricante la tendencia de las curvas es la de disminuir el coeficiente de fricción. Este comportamiento está relacionado por el fenómeno de la viscosidad. A mayor temperatura, la viscosidad del

aceite es menor por lo que la tensión de cizalla decrece y junto a ella la fricción.

En este caso, debido a que las temperaturas son altas la transición del régimen mixto al régimen completo también se observa de forma clara. Según aumenta la temperatura del lubricante esta transición se da a mayores velocidades. Cuando la temperatura es de 55°C la transición se da en una referencia aproximada a 0,5 m/s y en el caso de 70°C a 1,3 m/s.

Al contrastar estos resultados con las mediciones ECR de la Figura 3d se obtienen las mismas conclusiones. La curva que hace referencia a la temperatura de 70°C llega al valor del 100% cuando las velocidades de

entrada se encuentran entre 1 y 1,5 m/s. Sin embargo, en el caso de la curva de 40°C, el valor del 100% se da antes de llegar a 0,5 m/s.

### 3.1.3. Influencia de la presión

La Figura 3e muestra la influencia que tiene la presión en la fricción. En este caso la temperatura se ha fijado en 40°C y el SRR en 0.5%. Se han ensayado presiones de contacto de 1,14 GPa, 1,39 GPa y 1,54 GPa.

Los resultados muestran que aumentando la presión el coeficiente de fricción tiende a ser más alto. De la misma forma que se ha analizado en la Figura 3a, la velocidad de transición es menor que 0,5 m/s. La

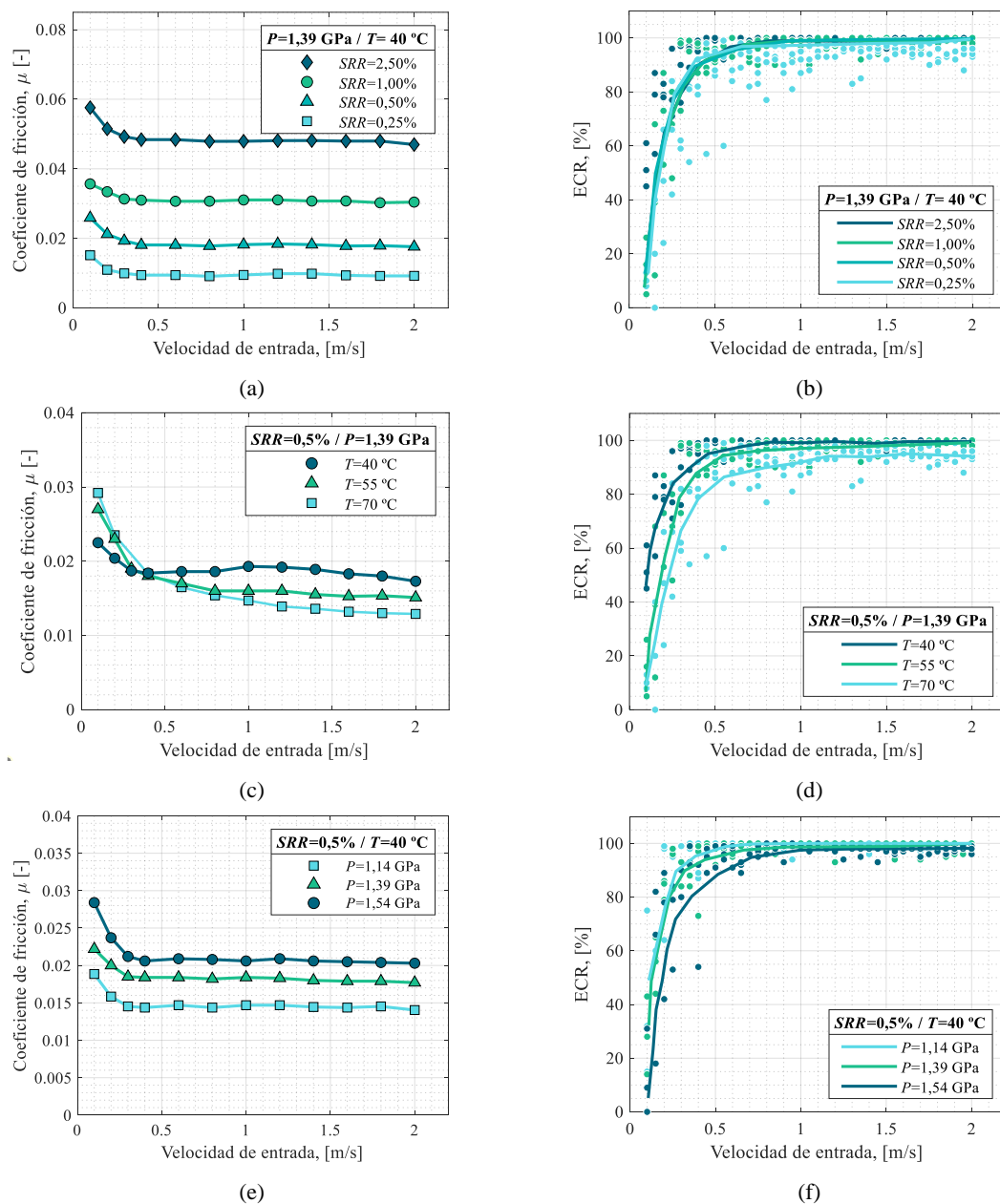


Figura 3. Curvas de Stribeck ensayadas en la MTM

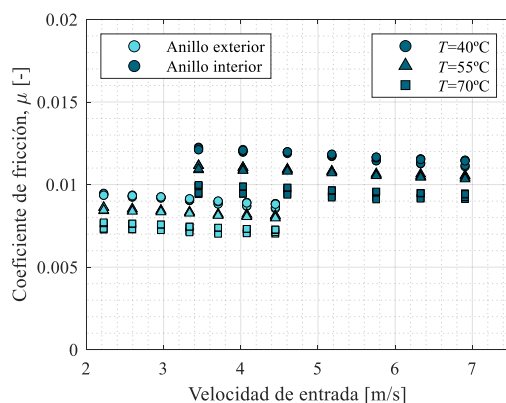
particularidad que presentan las curvas a presiones elevadas es que el gradiente de la fricción en el régimen mixto es muy pronunciado. Los resultados de la señal ECR de la Figura 3b indican de una forma más la implicación de la presión en la transición del régimen de lubricación. A medida que aumenta la presión esta transición se da a velocidades más altas.

### 3.2. Escala rodamiento

En la Figura 4 se muestran los resultados de fricción obtenidos en el banco de rodadura, en función de la velocidad de entrada. Las presiones de contacto ensayados se encuentran entre 1,1 GPa y 1,6 GPa. Las velocidades de entrada toman valores de entre 2,1 m/s y 6,9 m/s y las temperaturas de 40°C, 55°C y 70°C. Los resultados se han comparado con otras investigaciones publicados en la literatura y se han verificado comportamientos similares [18, 19].

En los ensayos de los rodamientos se ha medido la fuerza axial y la velocidad de rotación del anillo interior. Para comparar los resultados entre ambas escalas, dichas variables globales se tienen que transformar en las condiciones locales del contacto, para así referirse en términos de presión de contacto y velocidad de entrada. Este cambio de variables se ha realizado siguiendo el modelo analítico de Wang [11].

Debido a las diferencias geométricas de la pista interior y exterior, las condiciones de presión y velocidad de entrada son distintas en cada contacto. Por esta razón, de cada medición que se realiza en el banco de rodadura, se obtienen dos resultados de fricción, una que hace referencia al contacto interno y otro al externo. La presión de contacto interior es superior a la del exterior. Citando un ejemplo, cuando la fuerza axial es de 2500 N la presión de contacto del anillo interior es de 1.64 GPa y la del exterior es de 1.39GPa. Ocurre lo mismo con la velocidad de entrada. De forma que se observa en la Figura 4, cuando la velocidad de entrada interior es de 2,1 m/s la exterior es de 3,2 m/s. Las



**Figura 4.** Curvas de Stribeck ensayadas en el banco de rodadura

diferencias entre los resultados de la fricción del contacto interior y exterior se deben a las desigualdades en la presión y la cinemática del contacto.

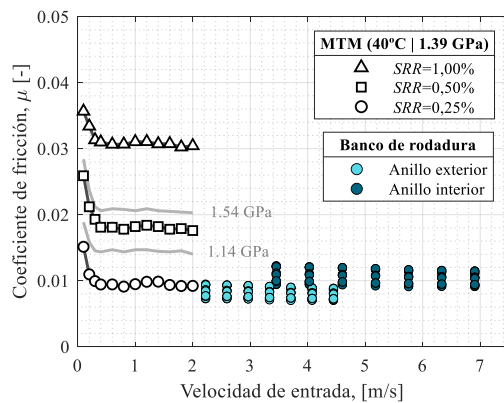
Los datos de la Figura 4 muestran que la temperatura del lubricante tiene una influencia significativa en la fricción de los rodamientos. Siguiendo el patrón observado y discutido en la Figura 3c cuando la temperatura aumenta, la fricción tiende a disminuir.

Sin embargo, al contrario de lo que ocurre en los ensayos de la MTM, en la Figura 4 no se ha identificado un incremento de la fricción cuando las velocidades de entrada son bajas. En la Figura 3 se ha visto que cuando la velocidad de entrada es inferior a 0,5 m/s la fricción llega a valores relativamente altos indicando que el contacto se encuentra en el régimen de lubricación mixto. En el caso de los resultados de rodadura, la velocidad de entrada mínima es 2,1 m/s, algo mayor que en el caso de la MTM. Esto puede indicar que en el caso del rodamiento la velocidad de 2,1 m/s es suficiente para formar la película de lubricante y separar por completo las asperezas de la superficie. Asumiendo esto, se puede suponer que el contacto se encuentra en el régimen de la lubricación completa.

### 3.3. Correlación entre escalas

La Figura 5 muestra la correlación de resultados del banco de rodadura y la MTM en función de la velocidad de entrada. Los puntos de la MTM se han ensayado a una presión de 1,39 GPa, temperatura de 40°C y *SRR* de 1%, 0,5% y 0,25%. En el caso de los resultados de los rodamientos, con el fin de tener una visión más amplia se han introducido todos los ensayos realizados, diferenciando el contacto interior y exterior. A pesar de que las velocidades de entrada de cada escala son diferentes, las tendencias de los resultados son parecidas.

Se observa que el parámetro *SRR* tiene una gran influencia en la fricción. La cinemática de la MTM se define en términos de  $v_{ent}$  y *SRR*. En los ensayos de este tribómetro, todos los puntos de la superficie de contacto tienen el mismo vector de deslizamiento, y por ello es posible utilizar el parámetro *SRR* para describir lo que ocurre en todo el contacto. No obstante, esto no pasa en los rodamientos. A causa del *spin*, el deslizamiento que se dan en cada punto del contacto es diferente y el análisis de los deslizamientos se debe realizar de una forma local. Como consecuencia, no se puede definir un valor de *SRR* único para determinar la cinemática de los rodamientos. Esto puede explicar a la diferencia de la fricción existente entre ambas escalas. Cuanto mayor es el *SRR*, el coeficiente de fricción también aumenta.



**Figura 5.** Correlación entre escalas en función de la velocidad de entrada

La cinemática del contacto interior y exterior de los rodamientos es distinta, es decir, el *SRR* es diferente. Como consecuencia, los valores de la fricción pueden variar entre un anillo y otro. Con la presión ocurre algo similar. Las líneas sombreadas que se observan en la Figura 5, muestran la tendencia de la fricción cuando el *SRR* es de 0,5% y la presión es de 1,14 GPa y 1,54 GPa. En conclusión, la presión también puede ser una variable a considerar para entender la diferencia entre los resultados de cada anillo.

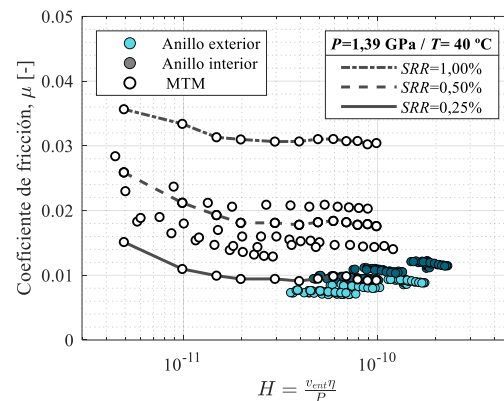
En la Figura 6 se han introducido los mismos datos, pero en este caso, las curvas se muestran en función del número de Hersey. El objetivo de este coeficiente es ver el efecto combinado de la temperatura, presión y velocidad.

En los resultados de la MTM se han destacado las curvas ensayadas a la presión de 1,39 GPa, temperatura de 40°C y *SRR* de 0,25%, 0,5% y 1%, con el objetivo de enfatizar la influencia que tiene la cinemática, en este caso el *SRR*, en los resultados. Al igual que en el caso anterior, la variable más influyente en las curvas de la escala MTM es el *SRR*, siendo un valor intermedio entre el 0,25% y 0,5% el que mejor se ajusta a los resultados de rodadura.

#### 4. Conclusiones

El objetivo de este trabajo ha sido estudiar el coeficiente de fricción de elementos rodantes a diferentes escalas para comprender la influencia de la cinemática propia de los rodamientos de la cinemática en el contacto lubricado. Para ello, se ha realizado una transición a diferentes escalas, empezando el análisis en un tribómetro con una disposición de disco bola, siguiendo en rodamientos para terminar realizando una correlación de los resultados entre ambas escalas. Las conclusiones obtenidas en la investigación son las siguientes:

- En la MTM se ha analizado el coeficiente de fricción mediante las curvas de Stribeck. En



**Figura 6.** Correlación entre escalas en función del número de Hersey

ellas se ha analizado la señal ECR para conocer cualitativamente el espesor de la película. Se ha observado que la presión de contacto, temperatura y velocidad de entrada repercuten de forma distinta tanto en la fricción como en la velocidad de transición del régimen de lubricación.

- Las variables más influyentes en la fricción son las variables cinemáticas, el *SRR* y la velocidad de entrada.
- Comparando ambas escalas se observa una buena correlación entre los resultados. Sin embargo, aunque las tendencias de las curvas siguen el mismo patrón, los puntos se encuentran dispersos significando que se necesita un estudio más amplio para entender profundamente la implicación de la cinemática en la fricción.

#### 5. Agradecimientos

Los autores agradecen al Gobierno Vasco y SHUTON, por la financiación para este trabajo a través del proyecto Universidad - Empresa (ref.PUE 2020 1\_0011) de investigación SCALEROLL.

#### 6. Referencias

- [1] SKF. “Bearing Damage And Failure Analysis; Technical Report”; SKF Group: 2017
- [2] S. Bair, Ove Andersson, S. Qureshi M. Schirru. “New EHL Modeling Data for the Reference Liquids Squalane and Squalane Plus Polyisoprene”, *Tribology Transactions*, (2017).
- [3] GW Stachowiak, Batchelor AW. “Engineering tribology”. 3rd edition. Amsterdam, Netherlands: Elsevier; 2005
- [4] Chen, W., Ma, Z., Gao, L. *et al.*, “Quasi-static analysis of thrust-loaded angular contact ball bearings



- part II: Results and discusión”, *Chin. J. Mech. Eng.* **25**, 81–87 2012.
- [5] G.S. Reichbach, “The importance of spinning friction in thrust-carrying ball bearings”, *Trans. ASME Ser. D J. Basic Eng.* **82** (4) (1960) 295–301.
- [6] T.A. Harris, M.N. Kotzalas, “Advanced concepts of bearing technology”, fifth ed. CRC Press, Taylor & Francis Group, NW, 2006.
- [7] M. Björling, W. Habchi, S. Bair, R. Larsson, P. Marklund, “Towards the true prediction of EHL friction”, *Tribology International*, Volume 66, 2013, Pages 19-26, ISSN 0301-679X,
- [8] Philippon, Martinie, Vergne, “Discussion on “Scale and contact geometry effects on friction in thermal EHL: Twin-disc versus ball-on-disc” by Liu, Zhang, Bader, Venner, Poll, *Tribology International* **154**, 106694, 2021”, *Tribology International*, Volume 157, 2021, 106877, ISSN 0301-679X,
- [9] J. Lord, R. Larsson, “Film-forming capability in rough surface EHL investigated using contact resistance”, *Tribology International*, Volume 41, Issues 9–10, 2008, Pages 831-838, ISSN 0301-679X,
- [10] A. Clarke, I.J.J. Weeks, H.P. Evans, R.W. Snidle, “An investigation into mixed lubrication conditions using electrical contact resistance techniques”, *Tribology International*, Volume 93, Part B, 2016, Pages 709-716, ISSN 0301-679X
- [11] Wang WZ, Hu L, Zhang SG, Zhao ZQ, Ai SY, “Modeling angular contact ball bearing without raceway control hypothesis”. *Mech Mach Theory* **2014**;82:54–172.
- [12] P.K Gupta, "Dynamics of Rolling-Element Bearings—Part I: Cylindrical Roller Bearing Analysis." *ASME. J. of Lubrication Tech.* July 1979; **101**(3): 293–302.
- [13] T.A. Harris, “An analytical method to predict skidding and thrust-loaded, angular contact ball bearing”, *ASME J. Lubr. Technol.* **93** (1) (1975) 17–24.
- [14] PCS Instruments. <https://pcs-instruments.com/product/mtm/>
- [15] R. Stribeck, “Die wesentlichen Eigenschaften der Gleitund Rollenlager (eng. Characteristics of plain and roller bearings)”. *Zeitschrift des Vereines Dtsch. Ingenieure.* **46**, 1341–1348, 1432–1438, 1463–1470 (1902)
- [16] M.D. Hersey, “The laws of lubrication of horizontal journal bearings. *Journal of the Washington Academy of Sciences*”, **4**(19), 542–552 , 1914.
- [17] J. Hansen, M. Björling, R.Larsson, “Mapping of the lubrication regimes in rough surface EHL contacts”, *Tribology International*, Volume 131, 2019,
- [18] N. Olaru, Stamate, Dumitrascu, Prisacaru, “New micro tribometer for rolling friction”, *Wear*, Volume 271, Issues 5–6, 2011, Pages 842-852, ISSN 0043-1648,
- [19] D. Bălan, Stamate, Luc Houpert, N. Olaru, “The influence of the lubricant viscosity on the rolling friction torque”, *Tribology International*, Volume 72, 2014, Pages 1-12, ISSN 0301-679X