

Evolución de la fatiga superficial en engranajes de acero al carbono

J. Elizegi Aiertza^{1,2}, J. Larrañaga Amilibia¹, A. Arana Ostolaza¹, M. Izquierdo Ortiz de Landaluce¹,
I. Ulacia Garmendia^{1,*}

¹Dpto. de Mecánica y Producción Industrial. Mondragon Unibertsitatea, Arrasate-Mondragón, España.

²Dpto. de Ingeniería e I+D. GH Cranes & Components, Beasain, España.

*iulacia@mondragon.edu

Los engranajes rectos de aceros de bajo contenido de carbono se utilizan ampliamente en aplicaciones de baja exigencia debido a su bajo costo y simplicidad de fabricación. Uno de los fallos más comunes de estos engranajes es el fallo por fatiga de contacto superficial, también conocida como pitting o spalling. En muchas aplicaciones en las que no se pone en riesgo la vida humana y el costo de fabricación de la transmisión debe mantenerse bajo, se pueden aceptar altos niveles de pitting o spalling. Sin embargo, incluso si el sistema de engranajes parece funcionar correctamente, con el tiempo, el spall continúa creciendo, lo que lleva a un aumento de las amplitudes de vibración y el ruido emitido por la caja de engranajes y, en consecuencia, al fallo de la transmisión si no se toman medidas preventivas.

Los estándares de dimensionamiento de engranajes definen el criterio de fallo por fatiga de contacto superficial de la transmisión cuando la picadura o pit crece progresivamente (AGMA 2101) o cuando el área dañada por picaduras alcanza el 4% de la superficie del flanco del engranaje (ISO 6336). Estos criterios de fallo son muy conservadores, ya que se han definido con el objeto de diseñar transmisiones de engranajes altamente exigentes (empleando aceros aleados y tratados térmicamente) y, por lo tanto, tienden a sobredimensionar aplicaciones de menor exigencia. Dado que no existen criterios de fallo estandarizados para estas últimas aplicaciones, en estos casos no se suele controlar el daño por pitting y los engranajes siguen funcionando hasta que los niveles de vibración y/o ruido emitido por los engranajes se vuelven inaceptables. Por lo tanto, si no se realiza un seguimiento de la evolución del pitting, no se conoce la relación directa entre el área dañada y el aumento de la vibración y el ruido.

Por todas estas razones, este artículo analiza experimentalmente la evolución de la fatiga por contacto superficial de los engranajes rectos de acero de bajo contenido de aleación de carbono y sus consecuencias en el rendimiento de la transmisión en términos de amplitud de vibración. El objetivo final del trabajo sería definir un tamaño de picadura permitido y reducir el sobredimensionamiento de la transmisión.

1. Introducción

Los engranajes de acero al carbono de baja aleación se utilizan en aplicaciones con condiciones de trabajo y seguridad poco exigentes, donde el factor más importante es el costo de los engranajes [1-6]. Un modo común de fallo de estos engranajes es la fatiga de contacto o fatiga superficial. Las superficies en contacto se dañan debido al desprendimiento de partículas de la superficie, lo que provoca la formación de picaduras. Esto ocurre cuando se supera la resistencia local del material, lo que resulta en daños por picaduras, caracterizados por una grieta que se propaga de manera paralela a la superficie del flanco del diente [7]. Este tipo de fallo superficial se conoce en la literatura científica como picadura o en inglés *pitting* o *spalling*. Según Ding [8], las picaduras o *pitting* aparecen como cráteres poco profundos con una profundidad máxima de aproximadamente 10 μm , mientras que el *spalling* se presenta como cavidades más profundas, generalmente de 20 a 100 μm .

A pesar del amplio uso de los aceros al carbono de baja aleación, no se han realizado tantos estudios sobre ellos como sobre los engranajes de acero endurecido por cementación. Esto se debe a que la mayoría de las investigaciones sobre engranajes se realizan para los sectores de automoción y aeronáutica. En estos sectores, generalmente no se permite la picadura (debido a que son aplicaciones críticas en las que cualquier pequeño defecto puede poner en riesgo la vida humana [9]) y, si está presente, su aparición es muy tardía debido a las altas tensiones de contacto admisibles de los aceros endurecidos por cementación. En consecuencia, no hay mucha información sobre el comportamiento de la picadura en los aceros al carbono de baja aleación, y aún menos sobre la evolución de la picadura. Entre aquellos que lo han investigado, Fan [10], Tan [11] y recientemente Feng [12], Chan [13-14] y Elizegi [15] han monitorizado ampliamente el área del diente dañada por picaduras durante pruebas de fatiga con engranajes de acero de baja aleación. Todos ellos han encontrado que el crecimiento del área dañada por picaduras es bastante lineal, y que su crecimiento no es exponencial.

En cuanto al tamaño crítico de la picadura, las normas de dimensionamiento de engranajes definen el criterio de fallo por fatiga superficial de la transmisión cuando la picadura crece progresivamente (AGMA 2101 [16]) o cuando el área dañada por picaduras alcanza el 4% de la superficie del flanco de un diente o el 2% de todos los dientes (ISO 6336-5 [17]). Sin embargo, varios estudios en la literatura [10-11,18] muestran que la transmisión de potencia sigue siendo adecuada con niveles de picadura superiores a los definidos como límites por el dimensionamiento. Fan [10] y Tan [11] realizaron pruebas de laboratorio con niveles de picadura del 8% y el 50% en un diente, respectivamente, y consideraron estas pruebas válidas, ya que la razón para finalizar las pruebas fue que estaban volviéndose demasiado largas y estaban interesados en las mediciones de monitoreo de condiciones, no en la propagación de la picadura. Dudley [18] menciona que los niveles de picadura entre el 50% y el 100% del diente son aceptables si el costo de reemplazo y un entorno tolerante en el que se puedan tolerar ruido y vibraciones (por ejemplo, en algunas aplicaciones industriales y agrícolas) permiten que el sistema de engranajes siga funcionando.

En resumen, la gravedad del desprendimiento depende de la aplicación, pero existen casos en los que el 100% del área de trabajo dañada por picaduras no es crítico [18]. En consecuencia, se considera más apropiado analizar otros efectos para evaluar la criticidad del desprendimiento. Tchakoua describió el desarrollo típico de una falla mecánica [19] y afirmó que las vibraciones y el ruido son algunas de las primeras consecuencias de una falla mecánica. Todas las aplicaciones de engranajes tienen límites aceptables para estos dos fenómenos [20]: el límite de vibración se define para no dañar el resto de los elementos mecánicos del sistema y las emisiones acústicas (e incluso las vibraciones) para no perturbar al usuario.

Sin embargo, no existen muchos estudios que investiguen la modificación de las vibraciones y las emisiones acústicas con diferentes niveles de desprendimiento en los engranajes (porque, como dijo Yang Luo, a menudo se asume que no es necesario evaluar la gravedad porque el componente defectuoso, una vez detectado, debería ser reemplazado [21]). Sin embargo, esta suposición no siempre es correcta, ya que existen casos en los que un componente defectuoso (como un engranaje desgastado) puede permanecer en servicio durante mucho tiempo sin poner en riesgo la operación, evitando así el costoso e inconveniente hecho de cambiar las piezas con frecuencia. De hecho, debido a la importancia en la toma de decisiones de mantenimiento, en la evaluación de la gravedad de la falla del componente defectuoso y en la evaluación de la Vida Útil Restante, la evaluación de la gravedad de la falla está atrayendo considerablemente más atención. Siguiendo la misma idea, Yu mencionó la necesidad de agregar el análisis dinámico de sistemas de engranajes con y sin fallas de engranajes a las bases de datos de firmas de vibración para desarrollar un esquema efectivo de reconocimiento de patrones [22]. De esta manera, se puede evitar el costo innecesario y el tiempo de inactividad causado por las estrategias tradicionales de mantenimiento poco económicas (como inspecciones visuales regulares y mantenimiento preventivo) mediante la implementación de una estrategia de mantenimiento basada en la condición.

En las investigaciones realizadas hasta ahora con altos niveles de desprendimiento, tanto en las experimentales como en las realizadas con el Método de los Elementos Finitos (FEM), se han producido y analizado solo unos pocos niveles aleatorios de desprendimiento y sus vibraciones, pero solo se han centrado en generalidades (si las amplitudes en el dominio temporal aumentan o no, la evolución de las bandas laterales en el dominio de la

frecuencia [11,21-29]). Se han llevado a cabo análisis similares en términos de emisiones acústicas [11]. Sin embargo, aún no se ha realizado un análisis sistemático que relacione estas variaciones en detalle con el nivel de desprendimiento (por ejemplo, analizando cómo evolucionan cuando el desprendimiento aumenta en incrementos del 5% del área del flanco de trabajo, desde el 5% hasta el 100%).

Por lo tanto, la principal contribución de este trabajo es analizar la influencia del incremento de picaduras en engranajes rectos de acero de bajo contenido de aleación de carbono. Para ello, se ha realizado un ensayo experimental de fatiga cuantificando el área dañada a diferentes ciclos. El objetivo final del trabajo sería definir un tamaño de picadura permitido y reducir el sobredimensionamiento de la transmisión.

2. Procedimiento experimental

2.1. Geometría y material de los engranajes empleados

El material empleado para fabricar los engranajes ha sido el acero al carbono C45 bonificado (temple y revenido) con una dureza media medida de 160 HV (ver Figura 1 (a)). La microestructura del material de partida muestra una matriz perlítica claramente definida, compuesta por áreas claras de ferrita y áreas oscuras de cementita (Figura 1(b)). Esta estructura perlítica proporciona al material una combinación de tenacidad y resistencia, lo que lo hace adecuado para aplicaciones en engranajes.

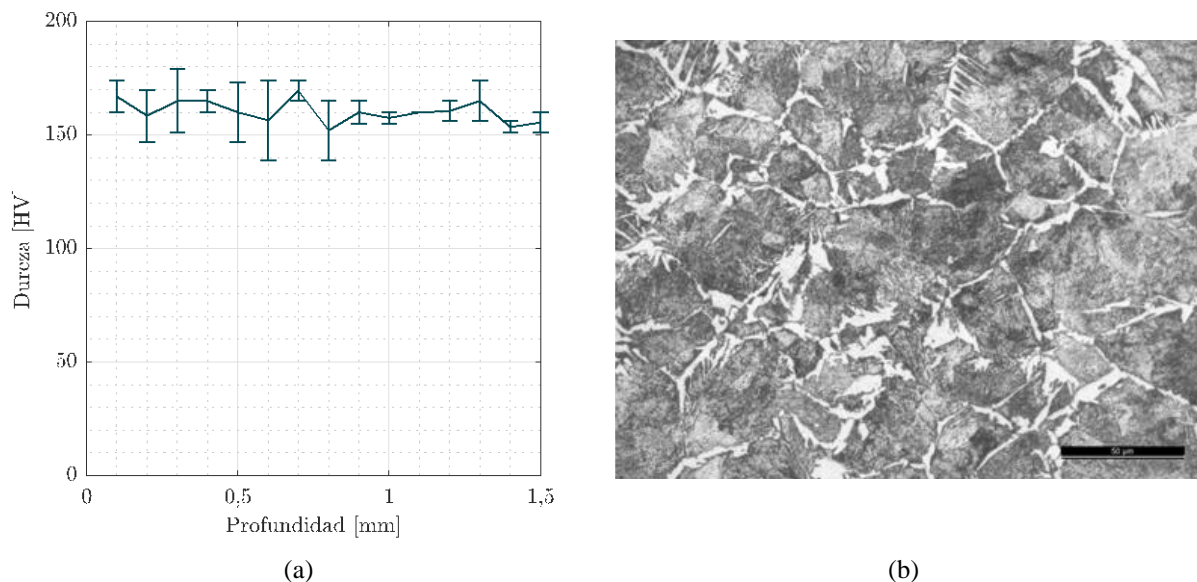


Figura 1: Material de partida, acero al carbono C45: (a) Dureza y (b) Microestructura.

En cuanto a la geometría de los engranajes, se han empleado engranajes rectos con módulo de 3 mm y un ancho de cara de 25 mm. Se ha seleccionado una relación de transmisión de 2 con el objetivo de asegurar la aparición de las picaduras en el piñón. La Tabla 1 muestra las diferentes propiedades geométricas empleadas en la fabricación de las muestras de ensayo. Por último, se ha empleado el lubricante FVA3 con viscosidad cinemática de 95 mm²/s a 40°C.

Tabla 1: Propiedades geométricas de los engranajes empleados.

	Unidad	Piñón	Rueda
Numero de dientes, z	[-]	25	50
Módulo normal, m_n	[mm]		3
Ancho de cara, b	[mm]		25
Angulo de presión, α_n	°		20
Angulo de hélice, β	°		0
Factor de corrección, X	[-]	-0,0234	-0,7337
Perfil de referencia según ISO 53	[-]	Tipo A (0,25 / 0,38)	
Calidad de fabricación según ISO 1328	[-]	5	
Rugosidad media, R_a	[μm]	0,8	0,9
Rugosidad máxima, R_z	[μm]	7,4	7,8
Material	[-]	C45	
Tratamiento térmico		Temple y revenido	

2.2. Banco de ensayo y condiciones de funcionamiento

Los ensayos se han realizado en un banco de pruebas de recirculación mecánica de Mondragon Unibertsitatea (Figura 2). El banco de pruebas está compuesto por dos cajas de transmisión equivalentes (denominadas "prueba" y "transmisión") con relaciones de engranajes inversas, que están conectadas por dos ejes, uno de ellos dividido en dos partes. Se inserta un embrague de carga en la sección dividida del eje y un brazo de palanca permite cargar el sistema girando uno de los extremos del embrague mientras el otro permanece fijo. Luego, se aprietan ocho pernos para acoplar ambos extremos del embrague y se retira el brazo de palanca, dejando ambas cajas de cambios precargadas a un par prescrito. La cantidad de par se determina colocando un número diferente de discos de peso específico tirando del brazo de palanca y el valor exacto se puede medir en un transductor de par ubicado dentro del circuito. Finalmente, el motor de tracción hace girar el eje principal que está conectado al eje dividido mediante las cajas de cambios de prueba y transmisión, cerrando así el circuito mecánico. De esta manera, el par necesario para girar el sistema es igual a la pérdida de par dentro del circuito, lo que permite reducir el tamaño del motor de tracción manteniendo un alto par dentro del circuito. Entre las características principales del banco de ensayos, cabe destacar el entre-eje de 110 mm y la velocidad del motor (hasta 10000 rpm) lo que permite realizar ensayos a altas velocidades lineales.

A la hora de seleccionar las condiciones de ensayo, cabe destacar que no existe un procedimiento estandarizado para caracterizar. Por lo tanto, se han seleccionado 3 niveles de par elevados, 95,5, 112,5 y 225 Nm, con el objetivo de alcanzar altos valores de presiones de contacto y analizar así la vida a fatiga a bajos ciclos. Al tratarse de valores altos, tras una primera carga estática, se ha verificado que los flancos no han sufrido ninguna deformación permanente. En cuanto a la velocidad, se han realizado a 2000 rpm, para maximizar el espesor de película de lubricante, pero manteniendo una seguridad mínima de 3 frente al *scuffing* según ISO/TS 6336-20 y ISO/TS 6336-21. Asimismo, se ha asegurado que la seguridad frente a la fatiga del pie del diente es superior a 1,4. Finalmente, se han seleccionado dos temperaturas de lubricante, 70°C y 90°C, con el objetivo de analizar el efecto de la reducción del espesor de película de lubricante debido a la bajada de la viscosidad cinemática.

La tabla 2 muestra las condiciones de funcionamiento de los ensayos. Antes de comenzar los ensayos, se ha asegurado que el contacto está centrado en todo el flanco del diente. Asimismo, se ha realizado un rodaje de 2 horas a 2000 rpm con un par de 33 Nm con el objetivo de suavizar las irregularidades causadas por el proceso de tallado de los engranajes.

Tabla 2: Condiciones de ensayo y seguridades mínimas.

Condición de ensayo	Par [Nm]	Temperatura [°C]	Velocidad [rpm]	Seguridad fatiga pie del diente	Seguridad frente a <i>scuffing</i>
Ensayo 1	95,5	70		4	4,5
Ensayo 2	112,5	70		3,5	4,4
Ensayo 3	112,5	90	2000	3,5	3,5
Ensayo 4	225	70		1,7	3,6
Ensayo 5	225	90		1,4	3

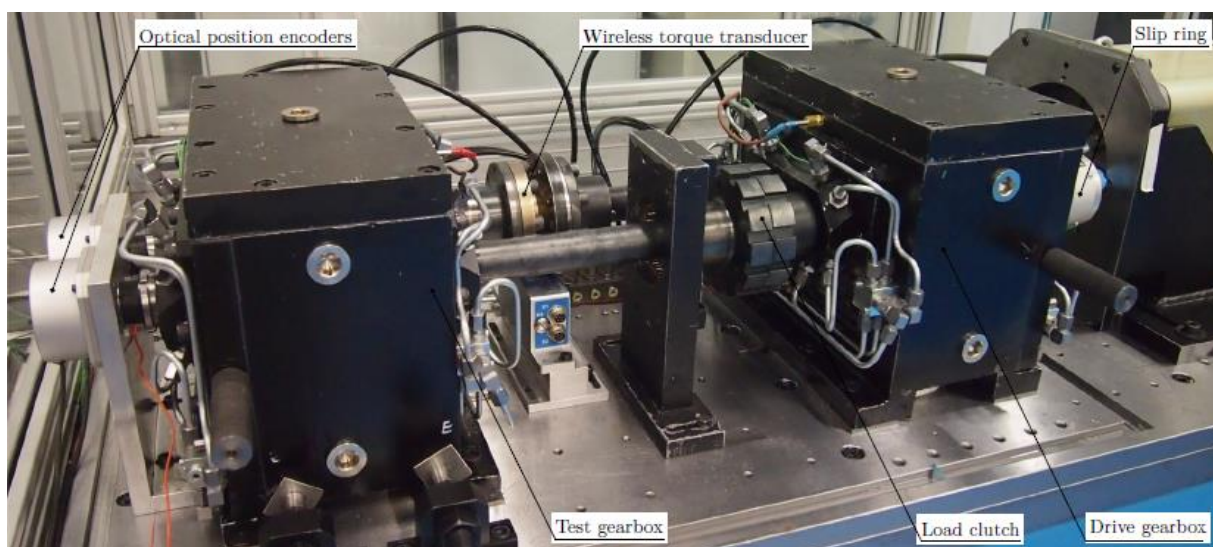


Figura 2: Banco de pruebas empleado para realizar los ensayos [30].

2.3. Tratamiento para la estimación del área dañada

Durante los ensayos, se han realizado paradas programadas cada $5 \cdot 10^6$ ciclos con el objetivo de hacer un seguimiento a la evolución del área dañada. Para ello, se han tomado fotografías de todos los dientes empleando un utillaje (ver Figura 3(a)). Una vez tomadas las fotos, se ha desarrollado un procedimiento en Matlab para cuantificar el área dañada por picaduras. Los pasos seguidos son los siguientes (Figura 3(b)):

- Paso 1: Resaltar en blanco el área dañada.
- Paso 2: Recortar el área del flanco.
- Paso 3: Convertir a escala de grises.
- Paso 4: Aplicar un filtro gaussiano, detectar los píxeles y cuantificar el porcentaje de área dañada.

Por otro lado, también se han medido las vibraciones generadas en cada parada con el objetivo de comparar el nivel de vibraciones con el grado de área dañada por picaduras. Se ha empleado el equipo de medición portátil Adash A4900 Vibrio M.

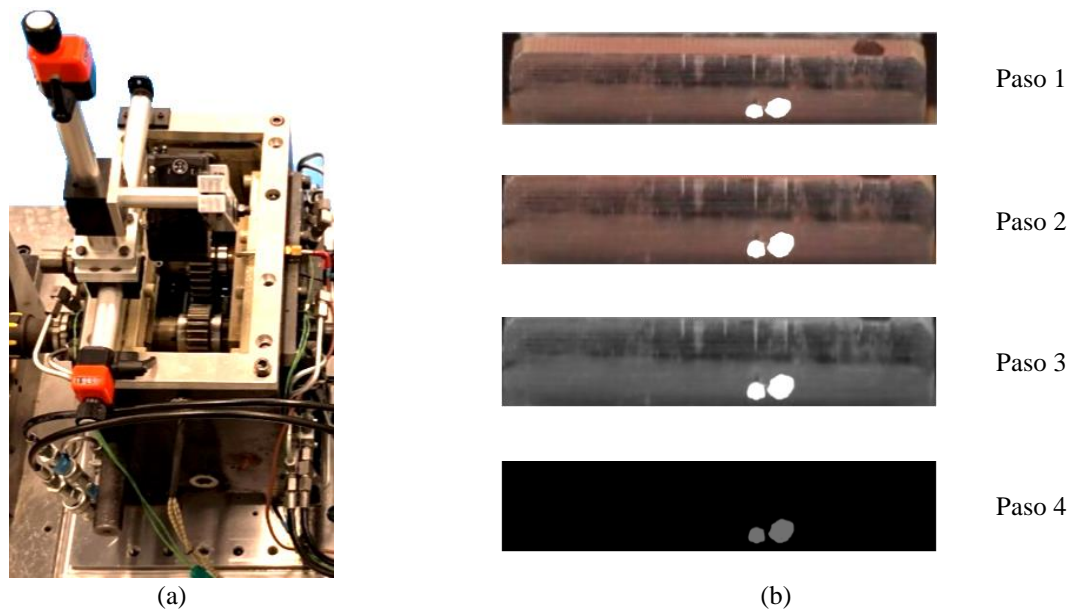


Figura 3: (a) Utillaje para tomar fotografías del área dañada de cada diente y (b) pasos seguidos para cuantificar el área dañada por picaduras.

3. Resultados

3.1. Evolución del área dañada

La Figura 4 muestra, a modo de ejemplo, la evolución del área dañada por picadura del diente más dañado para la condición de ensayo 2 (112,5 Nm y 70°C). Se puede observar que tras $5 \cdot 10^6$ ciclos, han aparecido dos grandes zonas de picaduras (*pit*) o desprendimientos (*spall*), lo que corresponde con un 5,5% del área dañada. Tras $10 \cdot 10^6$ ciclos, se puede observar cómo la picadura de la zona derecha ha crecido ligeramente y además han aparecido nuevas picaduras y, por lo tanto, el área dañada ha aumentado hasta 6,8%. En la tercera parada, a los $15 \cdot 10^6$ ciclos, se ha observado que las dos áreas dañadas se han unido, y el área dañada ha crecido a 8,5%. A los $20 \cdot 10^6$ ciclos, se ha observado que han aparecido nuevas áreas dañadas y han crecido las que estaban de antes, hasta un porcentaje de 14,9%. Al finalizar el ensayo, se puede ver que el área dañada ha alcanzado un 17,1%.

En general, se ha constatado que las picaduras han aparecido en el *dedendum* del diente, tal y como se predice teóricamente, y han aumentado horizontalmente. Además, se puede observar que, desde la primera parada, $5 \cdot 10^6$ ciclos, el área dañada supera el máximo establecido por la norma ISO 6336-5.

Se ha seguido este procedimiento para todos los dientes y se ha recogido esta información en una gráfica como la mostrada en la Figura 5, donde cada diente se representa mediante un sector angular, radialmente se recoge el porcentaje del área dañada y los colores hacen referencia a los ciclos realizados. De esta forma, se puede ver de forma visual la evolución de todos los dientes.











Ciclos	Fotografía original	Fotografía procesada	% de picadura
$5 \cdot 10^6$			5,5%
$10 \cdot 10^6$			6,8%
$15 \cdot 10^6$			8,5%
$20 \cdot 10^6$			14,9%
$25 \cdot 10^6$			17,1%

Figura 4: Evolución de la picadura del diente más dañado para la condición de ensayo 2 (112,5 Nm y 70°C).

En la condición de 95,5 Nm y 70°C (Figura 5(a)), en la primera revisión ($5 \cdot 10^6$ ciclos) había 8 dientes dañados, mientras que, en la segunda revisión ($10 \cdot 10^6$ ciclos), los mismos dientes se mantenían dañados, sin que se hayan dañado más dientes. En la tercera revisión ($15 \cdot 10^6$ ciclos), otros tres dientes han sufrido fatiga superficial y el área dañado ha crecido. A los $20 \cdot 10^6$ ciclos, se han dañado 5 dientes más. Al finalizar el ensayo, $25 \cdot 10^6$ ciclos, se observa que a algunos dientes no han mostrado fatiga superficial y otros han sobrepasado el límite de 4%.

En la condición de 112,5 Nm y 70°C (Figura 5(b)), en la primera revisión ($5 \cdot 10^6$ ciclos) había 12 dientes dañados, aunque el área dañado era menor al 4%. En la segunda revisión ($10 \cdot 10^6$ ciclos), dos dientes más han sido afectados y el porcentaje dañado ha aumentado. En la tercera revisión ($15 \cdot 10^6$ ciclos) ha aumentado la fatiga superficial de los dientes que estaban afectados. A los $20 \cdot 10^6$ ciclos, además del crecimiento del área dañado, ha aparecido fatiga superficial en tres dientes más. Al finalizar el ensayo, $25 \cdot 10^6$ ciclos, se observa que 5 dientes no han mostrado fatiga superficial y en los 5 más dañados, el área dañado es aproximadamente del 8%.

En la condición de 225 Nm y 70°C (Figura 5(c)), desde la primera revisión ($5 \cdot 10^6$ ciclos) han aparecido 5 dientes con un área dañado mayor a 8%. A medida que avanzaba el ensayo, más dientes se han dañado y al final del ensayo ($25 \cdot 10^6$ ciclos), a diferencia de los ensayos previos, todos los dientes han mostrado signos de picaduras, siendo el área dañado de 12 dientes superior al 24%.

En la condición de 112,5 Nm y 90°C (Figura 5(d)), en la primera revisión ($5 \cdot 10^6$ ciclos) había 6 dientes dañados y aunque ha ido creciendo el número de dientes dañados durante el ensayo, al final del ensayo ($25 \cdot 10^6$ ciclos), únicamente 8 dientes han tenido fatiga superficial.

En la condición de 225 Nm y 90°C (Figura 5(e)), se puede observar que la evolución del daño ha sido muy uniforme en todos los dientes. En la primera revisión ($5 \cdot 10^6$ ciclos), únicamente un diente no mostraba signos de fatiga superficial y al final del ensayo ($25 \cdot 10^6$ ciclos), en 5 dientes el área dañado ha sido superior al 24%.

Por otro lado, también se ha recogido la media aritmética de todos los dientes medidos, así como las bandas relativas a la desviación estándar (Figura 6). En la condición de 95,5 Nm y 70°C (Figura 6(a)), se observa que el daño ha sido pequeño y su evolución relativamente lenta. En la condición de 112,5 Nm y 70°C (Figura 6(b)), se ha repetido la tendencia observada en la condición de ensayo 1, mientras que en la condición de 225 Nm y 70°C (Figura 6(c)) se puede ver un incremento exponencial con valores de área dañado muy altos. En cuanto a las condiciones de 90°C (Figura 6(d) y (e)) se ve que el crecimiento se estabiliza.

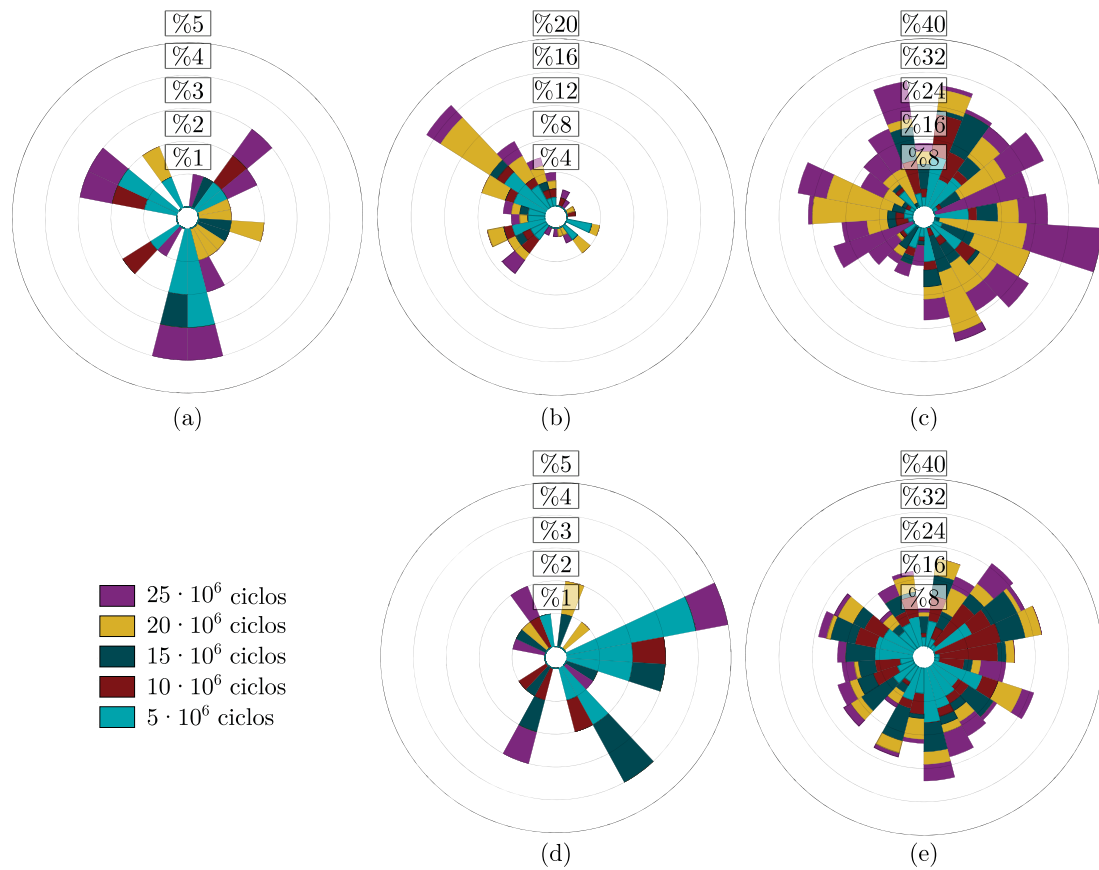


Figura 5: Evolución del área dañada de todos los dientes: (a) 95,5 Nm y 70°C, (b) 112,5 Nm y 70°C, (c) 225 Nm y 70°C, (d) 112,5 Nm y 90°C y (e) 225 Nm y 90°C

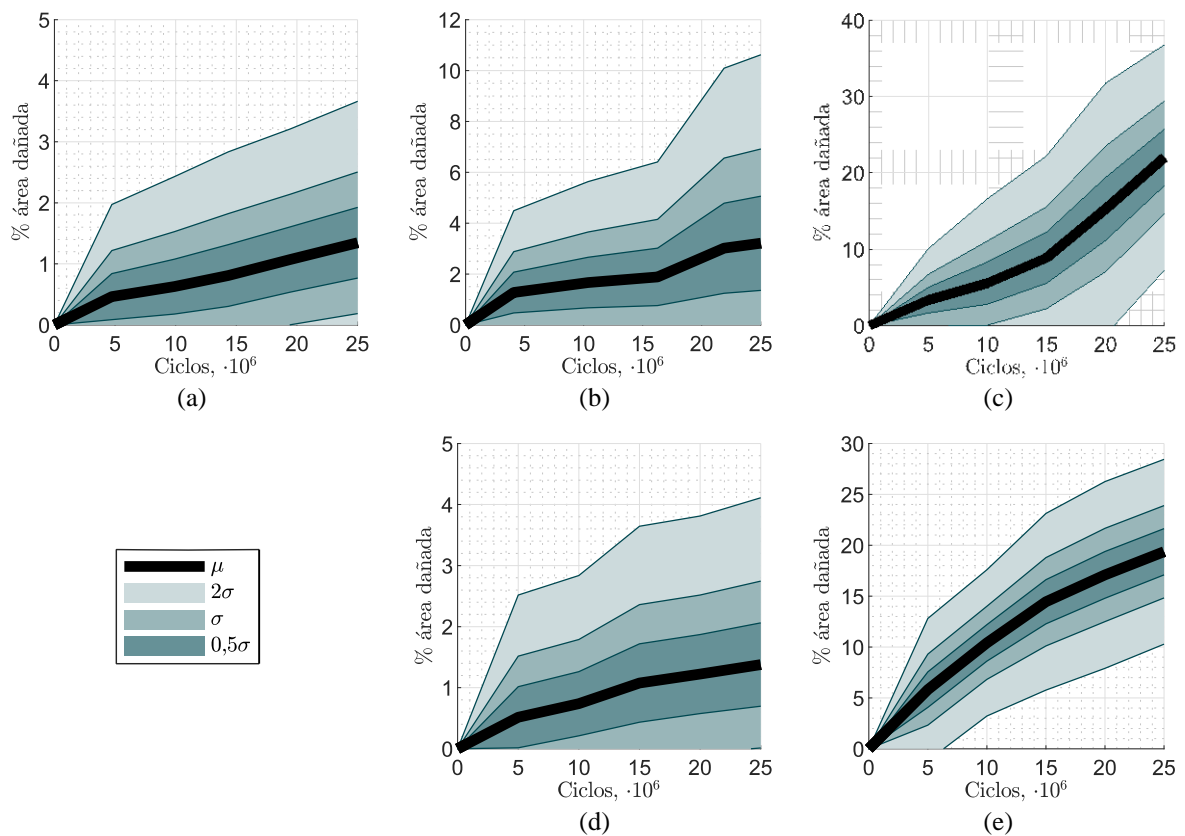


Figura 6: Evolución de la media del área dañada: (a) 95,5 Nm y 70°C, (b) 112,5 Nm y 70°C, (c) 225 Nm y 70°C, (d) 112,5 Nm y 90°C y (e) 225 Nm y 90°C

3.2. Efecto del par

A medida que aumenta el par, en general aumenta el área dañada, tanto el diente más dañado (Figuras 7(a) y (b)) como la media de todos los dientes (Figuras 7(c) y (d)). Sin embargo, ese no es el caso de 225 Nm y 70°C donde el diente más dañado no está por encima del resto de condiciones hasta el final del ensayo. Comparando las gráficas de diente más dañado frente a la media del área dañada, en general, es más representativo

Asimismo, se puede observar que en los casos de 112,5 Nm y 225 Nm siempre se supera los límites establecidos por la normativa en cuanto al diente más dañado, siendo en algún caso hasta 40% del área del diente más dañado, es decir 10 veces el área permitida, siendo el funcionamiento de este engranaje correcto.

Finalmente, se puede observar, al igual que en trabajos previos [11], que al duplicar el par (de 112,5 Nm a 225 Nm) la media del área dañada ocurre a menos de la mitad de ciclos.

3.3. Efecto de la temperatura

En cuanto al efecto de la temperatura, se observa a diferencia de otros trabajos [31], se ha ralentizado el crecimiento de las picaduras a mayor temperatura: a 70°C el crecimiento ha sido exponencial en los casos más exigentes (225 Nm) mientras que a 90°C se ha estabilizado el crecimiento. La razón de esta diferencia con respecto a los trabajos de la literatura científica, es que, al disminuir el espesor de película de lubricante ocurre un fuerte desgaste, a diferencia de lo que ocurre en los trabajos de la literatura donde los engranajes son cementados. El desgaste de los engranajes hace que las picaduras disminuyan o incluso desaparezcan.

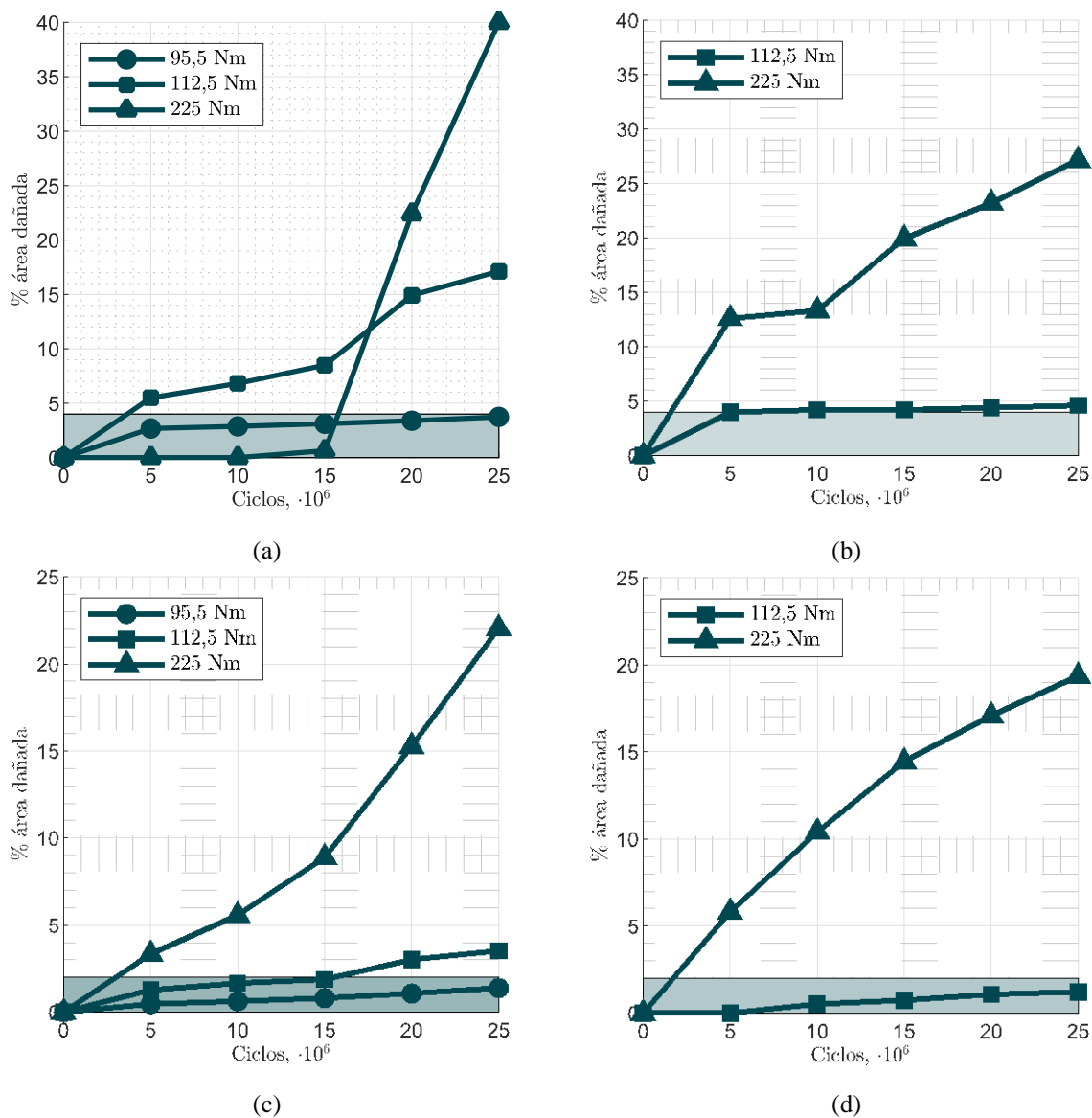


Figura 7: Evolución del diente más dañado (a) 70°C y (b) 90°C y evolución de la media del área dañada de todos los dientes (c) 70°C y (d) 90°C.

3.4. Efecto de las picaduras en las vibraciones

A medida que ha evolucionado el ensayo, se han medido las vibraciones generadas por la caja reductora. A continuación, se muestra, a modo de ejemplo el caso del ensayo 4 (225 Nm y 70°C). En la Figura 8(a), se puede observar las vibraciones medidas durante una revolución completa y como el piñón tiene 25 dientes, cada 14,4° engrana un nuevo diente. Se puede observar que la amplitud más baja ocurre en el tramo 240-300°, que corresponde a los dientes z16 a z21. Atendiendo a la Figura 5, son los dientes que menos daño han experimentado. Al contrario, la amplitud de la vibración aumenta a medida que se acerca en las zonas de 360°, donde se concentran los dientes más dañados.

En la Figura 8(b) se puede observar que la amplitud de la vibración ha ido aumentando a medida que avanzaba el ensayo. Asimismo, los valores pico a pico también aumentan y tienen correlación directa con el área más dañada. Sin embargo, cabe destacar que el % del área dañada corresponde con el diente con mayor nivel de picaduras mientras que las vibraciones recogen las vibraciones de toda la transmisión.

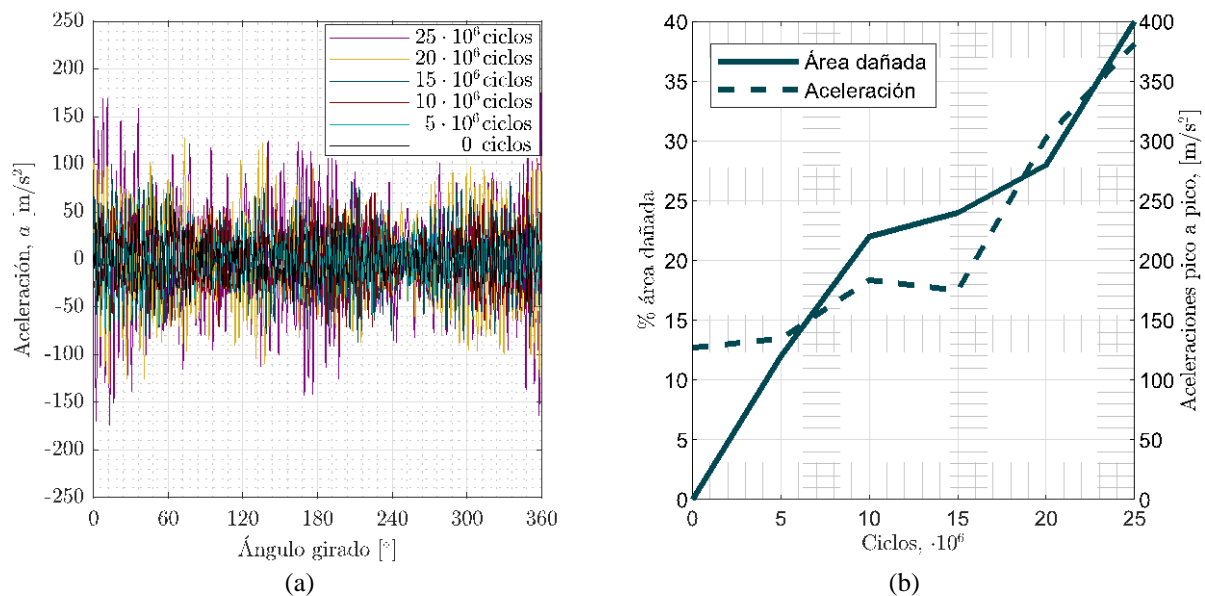


Figura 8: Vibraciones medidas para el caso 225 Nm y 70°C: (a) señal temporal durante una revolución del piñón y (b) valor pico a pico.

4. Conclusiones

En este trabajo, se ha analizado experimentalmente el comportamiento a fatiga superficial del acero al carbono C45, realizando un seguimiento exhaustivo de las picaduras generadas. Además, se han realizado muchos más ciclos de los que se han realizado en la literatura científica.

Las Tablas 3 y 4, muestran a modo de resumen los ciclos teóricos, así como los ciclos experimentales en los que supera los límites de 4% del diente más dañado y 2% del área de todos los. La conclusión más importante es que en todos los casos, los ciclos a los que aparece daño experimentalmente ocurre a muchos mayores ciclos, incluso para los casos en los que la normativa permite trabajar con mayores niveles de *pitting*. Además, en el caso de mayor par, 225 Nm, la norma predice daño estático lo que se ha demostrado que no es así.

Una vez superados estos límites, el nivel de picaduras ha continuado aumentando hasta que se ha detenido el ensayo a los 25 · 10⁶ ciclos. Asimismo, se ha observado que las vibraciones medidas han aumentado del mismo modo que lo ha hecho el área dañada por picaduras.

Tabla 3: Ciclos de carga a los que aparece 4% del área de un diente dañado.

Condición de ensayo	ISO 6336-2		Experimental
	ISO 6336-2	(<i>pitting</i> admisible)	
95,5 Nm y 70°C	0,4 · 10 ⁶	2,7 · 10 ⁶	> 25 · 10 ⁶
112,5 Nm y 70°C	0,2 · 10 ⁶	1,3 · 10 ⁶	3,6 · 10 ⁶
225 Nm y 70°C	0	0	1,68 · 10 ⁶
112,5 Nm y 90°C	0,2 · 10 ⁶	1,3 · 10 ⁶	3,12 · 10 ⁶
225 Nm y 90°C	0	0	1,44 · 10 ⁶

Tabla 4: Ciclos de carga a los que aparece 2% del área de todos los dientes dañados.

Condición de ensayo	ISO 6336-2	ISO 6336-2 (pitting admisible)	Experimental
95,5 Nm y 70°C	0,4·10 ⁶	2,7·10 ⁶	> 25·10 ⁶
112,5 Nm y 70°C	0,2·10 ⁶	1,3·10 ⁶	15,5·10 ⁶
225 Nm y 70°C	0	0	3·10 ⁶
112,5 Nm y 90°C	0,2·10 ⁶	1,3·10 ⁶	> 25·10 ⁶
225 Nm y 90°C	0	0	1,7·10 ⁶

5. Referencias

- [1] Rakhit A. K., Heat treatment of Gears: A practical guide for engineers, ASM International, Ohio, OH (2000).
- [2] Dimitrov L., *et al*, “Investigation of contact fatigue of high strength steel gears subjected to surface treatment”, *Journal of Materials Engineering and Performance* **18**, 939-946 (2009).
- [3] Băra A., *et al*, “General aspects of speed increaser gearboxes”, *International Conference on Applied Sciences (ICAS2017)*, Hunedoara, Romania, 294(1) (2018).
- [4] Geitner M., *et al*, “Investigations on the pitting load capacity of internal spur and helical gears”, *Forsch Ingenieurwes* **83**, 553-561 (2019).
- [5] Seemikeri C. Y., *et al*, “Investigations on surface integrity of AISI 1045 using LPB tool”, *Tribology International* **41**, 724-734 (2008).
- [6] Li X., *et al*, “Experimental investigation into the surface integrity and tribological property of AISI 1045 steel specimen for barrel finishing”, *CIRP Conference on Surface Integrity (CSI 2018)*, Procedia CIRP, Tianjin, China **71**, 47-52 (2018).
- [7] Grzeszkowski M., *et al*, “Experimental study on the pitting detection capabilities for spur gears using acoustic emission and vibration analysis methods”, *Gear Technology* **36**, 48-57 (2019).
- [8] Ding Y., Gear J. A., “Spalling depth prediction model”, *Wear* **267**, 1181-1190 (2009).
- [9] ISO Standard 6336-2:2006, “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 2: Calculation of surface durability (pitting)”, International Organization for Standardization, Geneva, 2006
- [10] Fan Q., *et al*, “Diagnosis for gear tooth surface damage by empirical mode decomposition in cyclic fatigue test”, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing* **8** (2014).
- [11] Tan C. K., *et al*, “A comparative experimental study on the diagnostic and prognostic capabilities of acoustics emission, vibration and spectrometric oil analysis for spur gears”, *Mechanical Systems and Signal Processing* **21**, 208-233 (2007).
- [12] Feng P., *et al*, “Monitoring gear surface degradation using cyclostationarity of acoustic emission”, *Mechanical Systems and Signal Processing* **131**, 199-221 (2019).
- [13] Chang H., *et al*, “Application of surface replication combined with image analysis to investigate wear evolution on gear teeth – A case study”, *Wear* **430**, 355-368 (2019).
- [14] Chang H., *et al*, “Investigation on the relationship between macropits and wear particles in a gear fatigue process”, *Wear* **484-485**, (2021).
- [15] Elizegi J., *et al*, “Pitting evolution in gears”, *1st Virtual European Conference on Fracture*, European Structural Integrity Society (2020).
- [16] ANSI/AGMA Standard 2101-D04: 2016, “Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth”, ANSI/AGMA, 2016.
- [17] ISO Standard 6336-5:2006, “Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of materials”, International Organization for Standardization, Geneva, 2006.
- [18] Dudley D. W., Fatigue and Life Prediction of Gears, ASM Handbook, vol.19, Ohio, OH (1996).
- [19] Tchakoua P., *et al*, “Wind Turbine Condition Monitoring: State-of-the-Art Review, New Trends, and Future Challenges”, *Energies*, **7**, 2595-2630 (2014).
- [20] Zhang L., *et al*, “Three-dimensional modeling and structured vibration modes of two-stage helical planetary gears used in cranes”, *Shock and Vibration* (2017).

-
- [21] Luo Y., “Dynamic modelling and fault feature analysis of gear tooth pitting and spalling”, Tesis Doctoral, University of Ottawa (2019).
- [22] Yu W., “Dynamic modelling of gear transmission systems with and without localized tooth defects”, Tesis Doctoral, Queen’s University (2017).
- [23] Huangfu Y., *et al.*, “Meshing and dynamic characteristics analysis of spalled gear systems: A theoretical and experimental study”, *Mechanical Systems and Signal Processing* **139** (2020).
- [24] Su X., *et al.* “Diagnosis of gradual faults in high speed gear pairs using machine learning”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* **41**, 1-11 (2019).
- [25] Feki N. *et al.*, “Gear tooth pitting modelling and detection based on transmission error measurements”, *European Journal of Computational Mechanics/Revue Européenne de Mécanique Numérique* **22**, 106-119 (2013).
- [26] Eftekharnjad B., Mba D., “Monitoring Natural Pitting Progress on Helical Gear Mesh Using Acoustic Emission and Vibration”, *Strain* **47**, 299-310 (2011).
- [27] Qu Y., *et al.*, “Detection of Pitting in Gears Using a Deep Sparse Autoencoder”, *Applied Sciences*, **7** (2017).
- [28] Liang X. H., *et al.*, “Spur Gear Tooth Pitting Propagation Assessment Using Model-based Analysis”, *Chinese Journal of Mechanical Engineering* **30**, 1369-1382 (2017).
- [29] Liang X. H., *et al.*, “Dynamic Modeling of Gear Tooth Pitting Propagation to Neighbouring and Mating Teeth”, *International Conference on Sensing, Diagnostics, Prognostics, and Control (SDPC), IEEE*, Xi’an, (2018).
- [30] Arana, A. “Thermal Distortion Effects on Cylindrical Gear Teeth Contact”, Tesis Doctoral, Mondragon Unibertsitatea (2019).
- [31] Krantz, T. L. “On the correlation of specific film thickness and gear pitting life.” AGMA Fall Technical Meeting, (2014).