

Factor por espesor de llanta para evaluar resistencia a la fractura en ruedas dentadas

Gonzalo González Rey

Correo electrónico: cidim@mecanica.cujae.edu.cu

Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae, La Habana, Cuba

Resumen

En engranajes de ruedas dentadas con llantas de pequeño espesor y con suficiente resistencia a los esfuerzos en la base de los dientes, ha sido observado el surgimiento de grietas en dirección transversal a la llanta con rotura por fractura de la rueda dentada. En las Normas ISO y AGMA se introducen factores modificadores de los esfuerzos (YB y KB) para ruedas dentadas con llantas de pequeño espesor para valorar el esfuerzo en la base de los dientes de engranajes. Experiencias y ensayos de ruedas dentadas han puesto en evidencia que el efecto de fractura de las llantas no está totalmente considerado con los actuales factores de espesor de llanta presentes en las normas referidas. En el presente trabajo, son mostrados resultados derivados de un análisis de la interrelación entre el factor por adelgazamiento de llanta, la relación de espesor con referencia a la llanta y de los nervios del soporte en ruedas dentadas cilíndricas, que permitieron obtener una fórmula de mayor alcance para valorar el efecto del espesor de la llanta y el espesor de los nervios en la resistencia a la fractura de las ruedas dentadas.

Palabras clave: rueda dentada, espesor de llanta, fractura, esfuerzo de flexión

Recibido: 12 de febrero del 2011

Aprobado: 22 de abril del 2011

INTRODUCCIÓN

La ingeniería de engranajes ha planteado como una de sus principales prioridades el desarrollo de mejores modelos para el análisis de la capacidad de trabajo de las ruedas dentadas. Para la verificación de la capacidad de carga de los engranajes cilíndricos los modelos y criterios más difundidos han sido los asociados con la resistencia a los esfuerzos de contacto y la resistencia a los esfuerzos en la base del diente.

El criterio de resistencia a los esfuerzos de contacto analiza la capacidad de trabajo de los flancos activos de los dientes, considerando que no ocurra un deterioro por fatiga superficial (picadura) antes de un plazo de tiempo previsto. En cambio, el criterio de resistencia a los esfuerzos en la base (fondo) del diente verifica que no se produzca la fractura a través de los dientes por fatiga volumétrica y pueda ser cumplido el plazo de tiempo esperado para el servicio en explotación del engranaje.

La mayoría de los modelos aceptados por los especialistas toma en consideración la resistencia a la fractura de los dientes en su base ante un régimen nominal de cargas y aceptando un convencional desarrollo de la posible grieta de fractura a través del pie del diente, de esta manera y considerando un modelo de crecimiento de la grieta a lo ancho de la base del diente, la fractura por fatiga de los dientes puede ser evitada en ruedas dentadas de engranajes diseñados apropiadamente. Sin embargo, en ocasiones el fallo por fractura puede ocurrir, aún cuando el diseño de las ruedas esté en correspondencia con las normas convencionalmente aceptadas para este propósito según el mencionado modelo.

Las aplicaciones prácticas de la ingeniería de engranaje han demostrado que la fractura de los dientes de las ruedas puede ocurrir de formas diversas y en dependencia de factores disímiles, algunos de los cuales se muestran en las figuras 1 y 2, y que pueden estar asociadas, entre otras causas, con una mala alineación entre los ejes de las ruedas dentadas

y una insuficiente resistencia de la zona endurecida en ruedas con dientes cementados.

En el caso de ruedas dentadas con pequeño espesor del metal bajo los dientes, conocidas como ruedas con llantas delgadas, pueden surgir grietas de fractura que se propagan por debajo de los dientes en dirección radial y producir una rotura catastrófica por fractura de la llanta. Un ejemplo de este caso, se muestra en la figura 3 para una rueda cilíndrica con dientes rectos. Este tipo de fallo por fractura de la llanta es el objeto de estudio del presente trabajo.

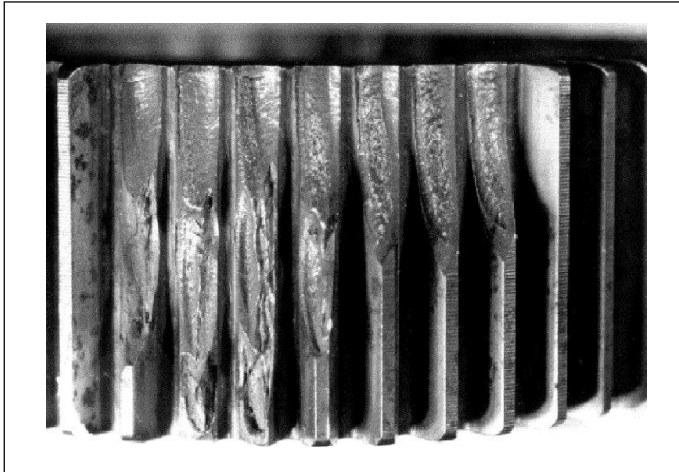


Fig. 1. Fractura de dientes en rueda dentada por mala distribución de la carga en los flancos de los dientes. [1,2]



Fig. 2. Diente fracturado por grieta generada a lo largo del límite de la zona efectiva de cementado y provocada por escasa resistencia a la fatiga del material ante la carga aplicada. [1,2]

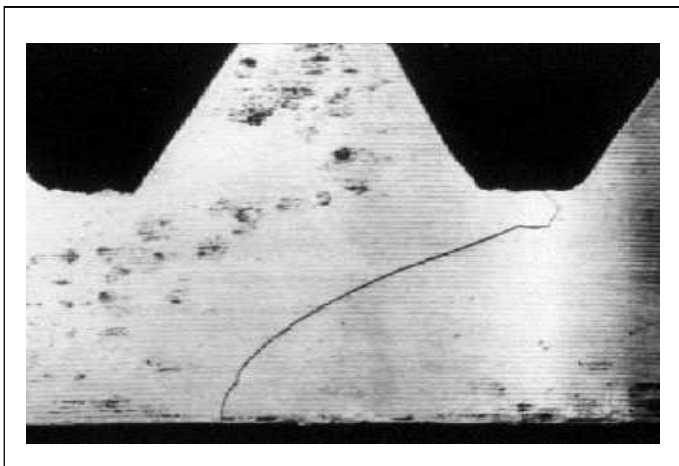


Fig. 3. Propagación de la grieta de fractura por la llanta de una rueda con espesor insuficiente del material bajo los dientes. [1,2]

En situaciones como la mostrada en la figura 3, debe ser valorada la resistencia en las ruedas de engranajes considerando en la zona de la llanta esfuerzos superiores al esfuerzo resultante mayor que ocurre sobre la curva de empalme en el pie del diente de una rueda con suficiente espesor del metal bajo los dientes. Con este objetivo, fue introducido en las fórmulas para valorar la resistencia a la fractura de los dientes, en las normas AGMA (en 1988) y en las normas ISO (en 1989) para el cálculo de la capacidad de carga de los engranajes cilíndricos, un factor de corrección de esfuerzos que tomará en consideración la influencia del espesor de la llanta en la resistencia a la fractura de las ruedas.

A pesar de las consideraciones de las normas ISO y AGMA para valorar el efecto del espesor de la llanta en la resistencia de las ruedas dentadas, el autor ha presenciado ocasionalmente diseños de transmisiones por engranajes en vehículos automotores, con exigencias de reducción del peso y volumen, donde ha ocurrido la fractura de la llanta de las ruedas dentadas (figura 4), a pesar que las dimensiones y resistencia de los materiales de los dientes eran suficientes para transmitir la carga exigida en el régimen nominal de explotación. [3]



Fig. 4. Clásica fractura de rueda cónica por insuficiente espesor de llanta para soportar las cargas de trabajo. Notar que la grieta no crece a lo ancho de la base del diente.

También, el fallo catastrófico por fractura de la llanta tiene particular interés en ruedas dentadas con exigencias de poco peso, como es el caso de las transmisiones por engranajes con aplicación en la industria aeroespacial. Evidencias de estos fallos y los primeros resultados prácticos implementados para mejorar las formulas de evaluación de resistencia a la fractura de las ruedas son atribuibles al estadounidense Drago quien estudió las transmisiones por engranajes del helicóptero CH-47D [4] y propuso mejoras en el diseño de la rueda cónica integrada al sistema árbol-ruedas de la transmisión principal del helicóptero Chinook. Estudios recientes de la seguridad del helicóptero Bell-4071 también han evidenciado tendencia a la fractura de la llanta en rueda dentada del torquímetro. [5]

Todo lo antes presentado, demuestra que a pesar de ser conocido, que el empleo de ruedas con llantas delgadas disminuye la resistencia a la fractura catastrófica de las ruedas de un engranaje, es aún insuficiente el estado actual del conocimiento sobre los factores que deben ser tomados en consideración para evaluar el efecto del espesor de la llanta en la resistencia de las ruedas dentadas.

De esta forma, en el presente artículo se muestran resultados orientados a establecer un efectivo factor por espesor de llanta, tomando en consideración reportes y ensayos de ruedas cilíndricas con dientes rectos y fractura en sus llantas, que permita valorar con mayor precisión la resistencia de ruedas dentadas con esfuerzos en las llantas superiores a los esfuerzos que ocurren en la base de los dientes.

FÓRMULAS ISO Y AGMA PARA EVALUAR LA RESISTENCIA A FRACTURA POR FATIGA EN ENGRANAJES CILÍNDRICOS

En la actualidad y derivado de resultados de análisis de la convergencia de modelos teóricos con ensayos prácticos y pruebas de campo, las Normas ISO 6336-3 [6] y AGMA 2101 [7] poseen los sistemas de ecuaciones y recomendaciones más aceptados para el cálculo de los esfuerzos en la base de los dientes de las ruedas dentadas de engranajes cilíndricos. Las referidas normas han permitido desarrollar las ecuaciones necesarias para evaluar los esfuerzos en la raíz del diente y valorar la resistencia a la fractura de una rueda dentada cilíndrica durante la transmisión del movimiento bajo carga mediante el contacto de los flancos activos de los dientes del engranaje.

Del análisis de los modelos de referencia e introduciendo factores teóricos y prácticos para considerar la influencia de concentradores de tensión, una distribución irregular de la carga en el engrane y la inclinación de los dientes, entre otros aspectos, ha sido posible la obtención de las fórmulas (1), (2), (3) y (4) para el cálculo de la resistencia de los esfuerzos en la base del diente según ISO y AGMA respectivamente.

Según ISO 6336-3:

Para evaluar en el piñón la resistencia a la fractura del diente en la base:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_1 \cdot m_n} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{s1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_{B1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq [\sigma_{F1}] \quad (1)$$

Para evaluar en la rueda la resistencia a la fractura del diente en la base:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_2 \cdot m_n} \cdot Y_{F2} \cdot Y_{s2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_{B2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq [\sigma_{F2}] \quad (2)$$

Según AGMA 2101:

Para evaluar en el piñón la resistencia a la fractura del diente en la base:

$$\sigma_{F1} = F_T \cdot K_0 \cdot K_V \cdot K_{S1} \cdot \frac{K_H \cdot K_{B1}}{b_1 \cdot m_T \cdot Y_{J1}} \leq [\sigma_{F1}] \quad (3)$$

Para evaluar en la rueda la resistencia a la fractura del diente en la base:

$$\sigma_{F2} = F_T \cdot K_0 \cdot K_V \cdot K_{S2} \cdot \frac{K_H \cdot K_{B2}}{b_2 \cdot m_T \cdot Y_{J2}} \leq [\sigma_{F2}] \quad (4)$$

Siendo:

σ_{F1} : Esfuerzo resultante en diente del piñón (MPa).

σ_{F2} : Esfuerzo resultante en diente de la rueda (MPa).

$[\sigma_{F1}]$: Esfuerzo permisible en diente del piñón (MPa).

$[\sigma_{F2}]$: Esfuerzo permisible en diente de la rueda (MPa).

F_t : Fuerza tangencial (N).

b_1 : Ancho del diente del piñón (mm).

b_2 : Ancho del diente de la rueda (mm).

m_n : Módulo normal del engranaje (mm).

m_t : Módulo transversal del engranaje (mm).

Y_ε : Factor por razón de contacto.

Y_β : Factor por ángulo de la hélice.

Y_{B1}, K_{B1} : Factor por adelgazamiento de llanta en piñón (ISO y AGMA).

Y_{B2}, K_{B2} : Factor por adelgazamiento de llanta en rueda (ISO y AGMA).

Y_{F1} : Factor de forma de los dientes del piñón.

Y_{F2} : Factor de forma de los dientes de la rueda.

Y_{s1} : Factor de concentración de tensiones en piñón.

Y_{s2} : Factor de concentración de tensiones en rueda.

Y_{J1} : Factor geométrico de resistencia a flexión en piñón.

Y_{J2} : Factor geométrico de resistencia a flexión en rueda.

K_A, K_0 : Factor por aplicación de carga (ISO y AGMA).

K_V : Factor por carga dinámica interna.

$K_{F\beta}$: Factor de carga en el flanco del diente.

$K_{F\alpha}$: Factor de carga transversal.

K_H : Factor por distribución de carga.

K_{S1} : Factor por tamaño para piñón.

K_{S2} : Factor por tamaño para rueda.

La capacidad de resistencia a la fractura de los dientes en las ruedas de engranajes cilíndricos se establece cuando: el máximo esfuerzo resultante en la dirección de la altura del diente (generalmente ocurre sobre la curva de empalme en el pie del diente) no supera el esfuerzo permisible del material. La figura 5 muestra una distribución de las zonas de iguales esfuerzos en la sección media de un diente con identificación de los esfuerzos máximos principales a diferentes alturas del diente. En el caso mostrado en la figura 5, se observa el máximo esfuerzo de flexión en la curva de empalme en el pie del diente.

En ruedas con pequeño espesor del metal bajo los dientes pueden surgir grietas que crecerán en dirección radial hacia el centro de la rueda y producir rotura por fractura de la llanta. Para estos casos, en las fórmulas (1), (2), (3) y (4) de las normas ISO y AGMA han sido introducidos los factores Y_B y K_B por adelgazamiento de llanta.

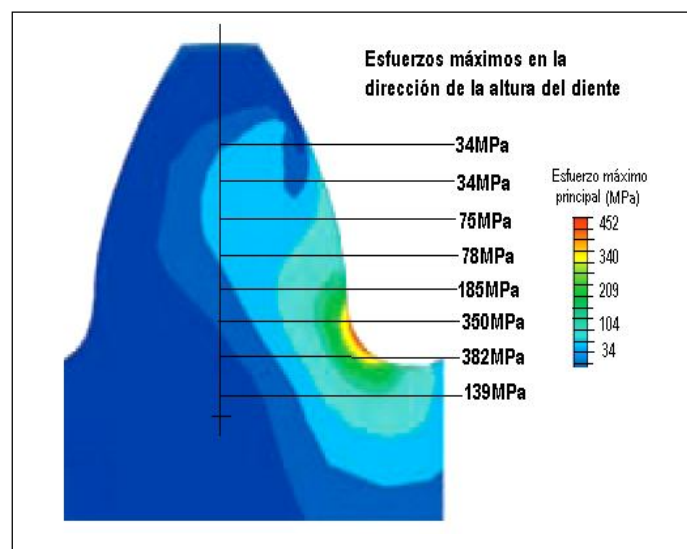


Fig. 5. Zonas de iguales esfuerzos en la sección media de un diente

SOBRE EL EFECTO DEL ESPESOR DE LLANTA EN LA RESISTENCIA A LA FRACTURA DE RUEDAS DENTADAS

Con algunas pequeñas modificaciones, los resultados de Drago [4,8] son los referidos para valorar el factor por adelgazamiento de llanta K_B en la Norma AGMA 2101-D04. También, en el Comité Técnico ISO de Engranaje (ISO/TC60) fue introducido para su análisis el efecto del espesor de llanta en 1989 [9] y finalmente aceptado para calcular el factor Y_B por adelgazamiento de llanta en ISO 6336-3:2006. La figura 6 muestra un gráfico con valores de orientación para los mencionados factores en dependencia de la relación de espesor m_B , correspondiente a la relación entre el espesor de la llanta S_R y la altura total del diente h . En las referencias informativas de las Normas ISO [6] y AGMA [7] se establece que en diseños de ruedas dentadas con valores de $m_B < 1,2$ puede ser localizado el fallo por fatiga a la flexión en la llanta de la rueda antes que en la base del diente.

Los estudios y ensayos de muestras de ruedas dentadas con llantas débiles han confirmado un comportamiento prácticamente coincidente en que existe una relación entre el espesor de la llanta S_R y la altura total del diente h donde se produce una inflexión en el comportamiento del factor por adelgazamiento de llanta. En este trabajo, ese punto de inflexión ha sido identificado como relación de espesor límite (m_{B-Lim}).

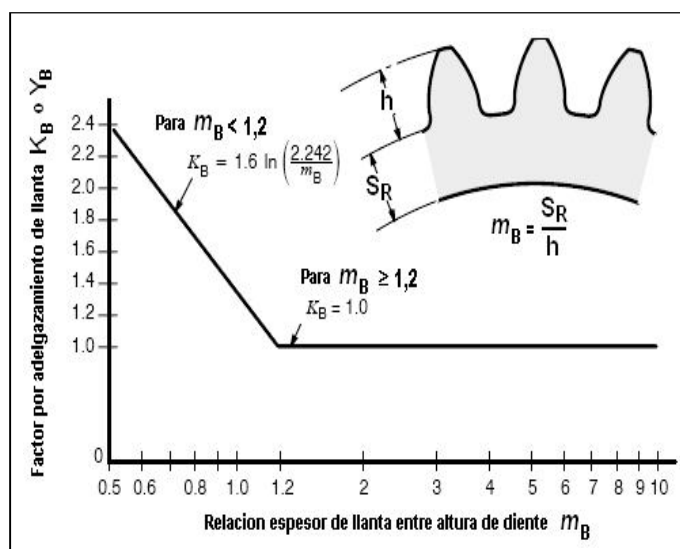


Fig. 6. Factor por adelgazamiento de llanta, K_B o Y_B . [6, 7]

En general, se comprueba que valores de la relación S_R/h por debajo del límite m_{B-Lim} permiten en dientes cargados que los esfuerzos críticos por flexión sean localizados por debajo de la base del diente y en la llanta de la rueda. En cambio, valores de S_R/h mayores que el límite m_{B-Lim} provocarían que el esfuerzo en la base del diente sea mayor que los generados en la llanta y el valor del factor por adelgazamiento sea igual a la unidad (recta asintótica a $K_B = 1$ en figura 6).

Sin embargo, aunque la mayoría de los ensayos y experiencias prácticas evidencian la presencia de una relación de espesor límite (m_{B-Lim}), no todos los estudios reportan igual punto de inflexión para el factor por adelgazamiento de llanta en dependencia del espesor relativo m_B . La tabla 1, muestra algunos resultados publicados [10 - 14] sobre valores límites de relación de espesor límite m_{B-Lim} . Los resultados reportan valores entre 0,85 y 1,4 por debajo del cual puede ser localizado el fallo por fatiga a la flexión de la llanta en ruedas de dientes rectos.

Tabla 1

Valores reportados de la relación de espesor límite m_{B-Lim} .

Autor del reporte	Cantidad de dientes		m_{B-Lim}
	Piñón	Rueda	
Oda [11], 1981, Japón	-	72	1,7
Chang [12], 1983, China	-	18	0,85
Eiff [13], 1990, Alemania	25	50	1,4
Bibel [14], 1991, Canadá	25	50	1,3
Lewicki [10], 1996, EUA	-	28	1
Conrado [15], 2007, Italia	17	24	1

Los estudios realizados sobre la influencia del espesor de la llanta en la resistencia de las ruedas dentadas muestran diferencias en la geometría de las ruedas y la rigidez de las llantas en los modelos empleados en el análisis. De tal forma, la rigidez resultante de los dientes y la flexibilidad de la propia llanta de la rueda influirán en la magnitud y localización de los esfuerzos resultantes cercanos a la base del diente. Por consiguiente, deformaciones en una llanta poco rígida aumentarían los esfuerzos de flexión constantes en la raíz del diente, creando condiciones favorables para la propagación de una grieta de fractura transversal a la llanta en la dirección del máximo esfuerzo. En particular, y derivado del estudio de los reportes de investigación sobre el tema, se observa una tendencia al incremento de la relación de espesor límite m_{B-Lim} en ruedas con mayor cantidad de dientes.

Durante el presente trabajo, se realizó un análisis estadístico de los valores de relación de espesor límite m_{B-Lim} declarados en varias de las publicaciones referenciadas en este informe y se observa una tendencia moderada-fuerte entre el factor m_{B-Lim} y la cantidad z de dientes de la rueda. Este comportamiento se muestra en la figura 7 y se expresa analíticamente, mediante una regresión lineal con coeficiente de correlación del 98%, en la siguiente fórmula:

$$m_{B-Lim} = 0,590 + 0,015 \cdot z \quad (5)$$

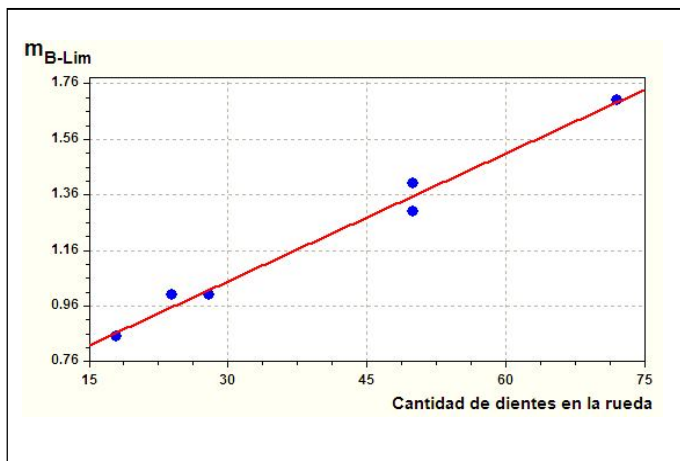


Fig. 7. Comportamiento de la relación de espesor límite m_{B-Lim} en función de la cantidad de dientes de una rueda con llanta fina.

SOBRE EL EFECTO COMBINADO DE LOS ESPESORES DE LLANTA Y NERVIO DE SOPORTE EN LA RESISTENCIA A LA FRACTURA DE RUEDAS DENTADAS

En ocasiones las ruedas dentadas se fabrican con llantas de ancho diferente al nervio de soporte del cuerpo de la rueda y para analizar la resistencia a la fractura por fatiga de las ruedas dentadas es necesaria una generalización de la

influencia combinada de estas dimensiones en los esfuerzos actuantes.

En el año 2007, especialistas de la Universidad Politécnica de Milán en Italia, [15] mediante un modelo tridimensional de rueda cilíndrica con dentado recto (figura 8) evaluaron la influencia en los esfuerzos generados en la base de los dientes de la combinación de espesores de llanta y nervio soporte del núcleo de un conjunto de ruedas modeladas.

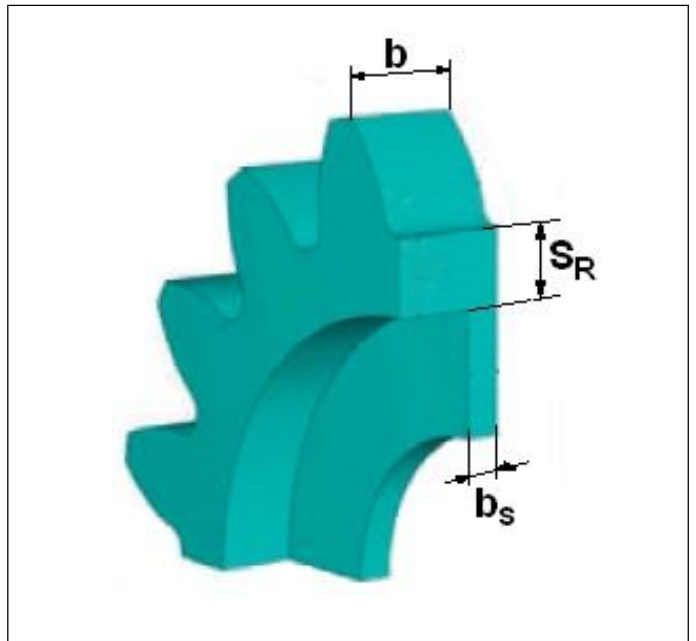


Fig. 8. Modelo tridimensional de un sector de rueda dentada con acotación del espesor de llanta S_R , espesor de soporte b_s y ancho de rueda b . [15]

En el presente trabajo y sobre la base de los resultados declarados por Conrado y Davoli, fueron calculados los valores correspondiente al factor por adelgazamiento de llanta K_B para nueve ruedas dentadas asumidas como casos de análisis, tomando en consideración tres modificaciones de la relación de espesor relativo m_B y tres modificaciones en la relación de espesor relativo del soporte $W = b_s / b$. En la tabla 2 se muestran los resultados del cálculo.

Tabla 2

Factor por adelgazamiento de llanta K_B en función de la relación de espesor relativo m_B y la relación de espesor relativo del soporte W (figuras 6 y 7).

$W = \frac{b_s}{b}$	$m_B = \frac{S_R}{h}$		
	0,5	0,65	0,75
0,2	2,98	2,22	1,90
0,3	2,92	2,21	1,90
0,4	2,87	2,20	1,90
1	2,40	1,98	1,75

En un análisis integral de los resultados de Conrado y Davioli [15], más otros declarados por especialistas referidos anteriormente en este trabajo, fue obtenido el comportamiento del factor por adelgazamiento de llanta K_B en interrelación con el número de dientes de la rueda, el espesor relativo de la llanta m_B y el espesor relativo del soporte W . El análisis fue sustentado con base en un análisis de regresión múltiple en el rango de variables que se declaran en las tablas 1 y 2 y con garantía de un coeficiente de correlación mayor que 98 % y una confiabilidad superior al 95%. El resultado fue la siguiente fórmula mejorada para evaluar el factor por adelgazamiento de llanta:

$$K_B = 4,151 + 0,016 \cdot 65 \cdot z - 3,295 \cdot \left(\frac{S_R}{h} \right) - 0,3461 \cdot \left(\frac{b_s}{b} \right) \geq 1 \quad (6)$$

CONCLUSIONES

Experiencias prácticas demuestran que engranajes con ruedas de llantas delgadas, trabajando en régimen de carga nominal y con suficiente resistencia a los esfuerzos de flexión en la raíz de los dientes, pueden generar grietas orientadas a través de la llanta con rotura por fractura de la rueda dentada. A pesar de ser conocido el efecto de las llantas delgadas en la fractura catastrófica de las ruedas de un engranaje, el estado actual del conocimiento sobre los factores que deben ser tomados en consideración para evaluar el efecto del espesor de la llanta en la resistencia de las ruedas dentadas es aún insuficiente.

Los estudios y ensayos de ruedas dentadas con llantas débiles han confirmado un comportamiento prácticamente coincidente en que existe una relación entre el espesor de la llanta S_R y la altura total del diente h donde se produce una inflexión en el comportamiento del factor por adelgazamiento de llanta. Sin embargo, no todos los estudios reportan igual punto de inflexión para el factor por adelgazamiento de llanta en dependencia del espesor relativo, los que pueden oscilar para relaciones de S_R/h entre 0,85 y 1,4.

Los estudios realizados sobre la influencia del espesor de la llanta en la resistencia de las ruedas dentadas muestran diferencias en la geometría de las ruedas y la rigidez de las llantas en los modelos empleados en el análisis. De tal forma, que puede ser inferido que la rigidez resultante de los dientes y la flexibilidad de la propia llanta de la rueda influirán en la magnitud y localización de los esfuerzos resultantes cercanos a la base del diente. En particular, y derivado del estudio de los reportes de investigación sobre el tema, se observó una tendencia al incremento de la relación de espesor límite m_{B-Lim} en ruedas con mayor cantidad de dientes. Este comportamiento se muestra en la figura 7 y se expresa analíticamente mediante la fórmula (5).

En un análisis integral de los factores con mayores influencia en el comportamiento del factor por adelgazamiento de llanta K_B se propone la fórmula (6) mejorada para su

evaluación en dependencia de la cantidad z de dientes de la rueda, el espesor relativo de la llanta m_B y el espesor relativo del soporte W .

REFERENCIAS

1. AGMA. *Mechanisms of Gear Tooth Failures*. AGMA Standard 912-A04. 30 pp. American Gear Manufacturers Association. Virginia. USA. 2004.
2. AGMA. *Appearance of Gear Teeth - Terminology of Wear and Failure*. ANSI/AGMA Standard 1010-E95. 48 pp. American Gear Manufacturers Association. Virginia. USA. 1995.
3. GONZÁLEZ REY, G. y MARRERO OSORIO, S. *Reingeniería de la geometría y evaluación de la resistencia del engranaje cónico del puente motriz en la transmisión de fuerza de vehículo todo-terreno. Informe Técnico*. 32 pp. Facultad de Ingeniería Mecánica. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría. La Habana. Cuba. Julio, 2007.
4. DRAGO, R. J. "On the design and manufacture of integral spiral bevel gears for the CH-47D helicopter". Aerospace Gearing Committee Meeting. AGMA, Virginia. USA. March 1978.
5. Transportation Safety Board of Canada. *Gearbox Failure of Bell 407 Helicopter (registration C-GOFL, serial number 53130)*. Aviation Report A07A0056. 10 pp. Newfoundland. Canadá. June 2007.
6. ISO. *Calculation of load capacity of spur and helical gears- Part 3: Calculation of tooth bending strength*. ISO Standard 6336-3. 50 pp. ISO/IEC Office. Geneva. Switzerland. 2007.
7. AGMA. *Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth*. ANSI/AGMA Standard 2101-D04. 66 pp. American Gear Manufacturers Association. Virginia. USA 2004.
8. DRAGO, Raymond J. "An improvement in the conventional analysis of gear tooth bending fatigue strength". AGMA P229.24. AGMA Fall Technical Meeting. 36 pp. ISBN 1-55589-291-4, Virginia. USA. October 1982.
9. ISO. *American proposal for rim thickness factor Yrim*. Documento ISO/TC 60/SC2/W6-#390. 5 pp. ISO/IEC Office. Geneva. Switzerland. 1989.
10. LEWICKI, D. and BALLARINI, R. "Effect of rim thickness on gear crack propagation path". 7th International Power Transmission and Gearing Conference. ASME. San Diego, California, USA. October, 1996.
11. ODA, S. and NAGAMURA, K. *Stress analysis by thin rim spur gears by Finite Element Method*, Bulletin of the Japanese Society of Mechanical Engineers, vol. 24, n°. 193, 1981, pp. 1273-1280.
12. CHANG, S. H.; HUSTON, R. L. and COY, J. J. *A finite element stress analysis of spur gears including fillet radii*

and rim thickness effects, *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, vol. 105, n°. 3, Sept. 1983, pp. 327-330.

13. **VON EIFF, H.; HIRSCHMANN, K.H. and LECHNER, G.** *Influence of gear tooth geometry on tooth stress of external and internal gears*, *Journal of Mechanical Design*, vol. 112, n°. 4, 1990, pp. 575-583.
14. **Bibel, G. D.; REDDY, S. K. and SAVAGE, M.** *Effects of rim thickness on spur gear bending stress*. 27th Joint Propulsion Conference cosponsored by the AIAA, SAE, and ASME. Sacramento, California, June 24-26, 1991.
15. **CONRADO, E. and DAVOLI, P.** The "true" bending stress in spur gears. *Gear Technology*, August 2007, pp. 52-57.

AUTOR

Gonzalo González Rey

Ingeniero Mecánico, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Auxiliar, Facultad de Ingeniería Mecánica, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae, La Habana, Cuba. Miembro Académico de la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA), Miembro Experto en el Comité Técnico de Engranajes de la Organización para la Normalización Internacional (ISOTC60). Vicepresidente del Comité Técnico de Normalización Cubano de Elementos de Máquina (CTN 108)

Rim Thickness Factor to Evaluate Fracture Resistance of Spur Gears

Abstract

In thin rimmed gears running with sufficient bending stress resistance at the tooth-root, fatigue cracks with propagation through the rims, rather than at the tooth fillet, has been observed. Both the ISO and AGMA standards introduce stress-modifying factors (denominated rim thickness factors YB and KB) for the bending stress calculation where the rim thickness is not sufficient to provide full support of the tooth root. However, some new experiences and tests of gears have evidenced that the effects of rim thickness on fracture resistance in spur gear are not completely considered with the ISO and AGMA factors for rim thickness. In this paper, some studies published about the effects of rim thickness on spur gear bending stress are reviewed. Moreover, the influence in the rim thickness factor of both rim backup ratio and web thickness ration is confirmed based on statistical analysis and a better formula for calculation of rim thickness factor is proposed.

Key words: gear, thin rim gears, rim thickness, fatigue cracks, bending stress.