

Influencia de la geometría del diente en la resistencia de los engranajes plásticos.

J. Alberto Velásquez Pérez*, **J. L. Moya Rodríguez****, **R. Arencibia Gómez ****

*Universidad Veracruzana, Facultad de Ingeniería Mecánica, Sede Xalapa, Veracruz, México.

** Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas. E-mail: jorgemr@fim.uclv.edu.cu

(Publicado en Enero de 2004).

Resumen.

En los últimos tiempos los materiales plásticos han tenido una proliferación en todos los campos de la industria, debido esencialmente a su bajo costo y a las mejoras de las propiedades mecánicas que se han logrado. En el caso particular de las transmisiones por engranajes existe una gran cantidad de estos materiales que pueden ser usados y de hecho se utilizan para la fabricación de ruedas dentadas de características muy disímiles. En la literatura científica existe muy poca información disponible sobre las fallas de engranajes plásticos, métodos de cálculo a resistencia y posibles materiales a emplear con sus respectivas propiedades mecánicas. Un aspecto importante es la facilidad o arbitrariedad que existe para usar cualquier geometría en los dientes de engranajes plásticos cuando se usa el proceso de fabricación por moldeado de inyección. Las modificaciones geométricas pueden ir desde las tradicionalmente conocidas del uso de la corrección, hasta la modificación total de la geometría del diente usando curvas no evolvente o el uso de dientes asimétricos con perfil evolvente. En el presente trabajo se hace un análisis de la influencia de la corrección en la resistencia de los engranajes plásticos, así como de la asimetría del diente.

Palabras claves: : Engranajes plásticos, corrección geométrica, resistencia de engranajes, asimetría del diente.

1. Introducción.

Para los ingenieros mecánicos el uso de engranajes plásticos hoy en día es insoslayable debido al bajo costo, el bajo peso, la reducción de ruido y otros parámetros de vital importancia en las aplicaciones con engranajes [6]. Mientras existe mundialmente una gran experiencia en el diseño de engranajes metálicos que data de decenas de años, los engranajes plásticos son tema de estudio de los ingenieros mecánicos de hace solo unas pocas décadas. Producto del desconocimiento cuando un engranaje plástico falla inmediatamente se tiende a culpar a la pobre calidad de estos materiales siendo en realidad de los proyectistas y constructores que realmente no dominan la teoría y práctica de los engranajes plásticos. La primera intención de todo ingeniero es tratar de reemplazar los materiales metálicos con materiales plásticos usando el mismo diseño, pero lamentablemente esto no es posible, ya que existen enormes diferencias entre las propiedades mecánicas, métodos de fabricación, geometría y cálculo de los engranajes plásticos y los engranajes metálicos. De hecho existe una mayor libertad en cuanto a forma y modificaciones del diente en los engranajes plásticos. Las modificaciones geométricas pueden ir desde las tradicionalmente conocidas del uso de la corrección hasta la modificación total de la geometría del diente usando curvas no evolvente o el uso de dientes

asimétricos con perfil evolvente. En artículos anteriores se ha abordado la temática de la geometría del diente y los diferentes métodos de cálculo [1][2][3][4][5][10].

2. Fallas de los engranajes plásticos.

Los engranajes plásticos tienen diversos modos de fallas, destacándose entre ellos los siguientes:

Desgaste adhesivo.

Este desgaste se produce debido a las soldaduras intermitentes de pequeñas áreas de un diente en el otro diente conjugado, pudiendo en ocasiones desprenderse algunas partículas. Si esta falla ocurre a un nivel microscópico el resultado es un desgaste pequeño y uniforme. En los plásticos al igual que en los engranajes metálicos, materiales disímiles se comportan mejor al desgaste que materiales similares. Inclusive en muchas ocasiones es conveniente poner a engranar una rueda plástica con una metálica. En este caso los dientes de la rueda metálica deben tener un acabado superficial de 0,3 a 0,4 μm . Como se sabe, en el desgaste la lubricación juega un papel importante, ya que mantiene las superficies separadas e inhibe el mismo. En el caso particular de los engranajes plásticos cuando engranan dos ruedas plásticas es aconsejable que al menos una de

ellas contenga Politetrafluoroetileno (PTFE), lo cual ayuda a disminuir el desgaste aunque no se use lubricación. Cuando se usa lubricación en engranajes plásticos con aditivos autolubricantes no ofrece tan buenos resultados como en los engranajes metálicos, pero siempre favorece [8].

Desgaste abrasivo.

Este desgaste tiene lugar cuando partículas de un engranaje o suciedades entran dentro de las superficies de contacto. El desgaste abrasivo también puede ocurrir si uno de los engranajes (usualmente el metálico, en caso de usarse una rueda metálica) tiene una superficie más rugosa que el otro. Las partículas de la superficie más dura penetran en la superficie más blanda y arrancan pedazos de material de la superficie. El diseñador nunca debe diseñar teniendo en cuenta el desgaste abrasivo, sino evitarlo.



Figura 1: Afinamiento del diente producto del desgaste.

Picadura.

La picadura es una falla superficial que ocurre cuando se excede el límite de resistencia del material. Si las cargas son lo suficientemente altas y los ciclos de tensiones se repiten, frecuentemente se fatigan porciones de la superficie que posteriormente se desprenden. La zona del polo recibe la mayor tensión y es la más propensa a la picadura. Esta falla a pesar de ser rara en los engranajes plásticos en ocasiones puede ocurrir, especialmente sí la transmisión esta bien lubricada.

Flujo plástico.

La fluencia plástica se produce debido a las altas tensiones de contacto y la acción de rodadura y deslizamiento que se produce durante el engranamiento. De hecho es una deformación de la superficie debido a la fluencia del material de la superficie y de la subsuperficie. Debido a que los plásticos son buenos aislantes y tienen relativamente baja temperatura de fusión tienden a fundirse y fluir en situaciones donde los engranajes metálicos se comportan bien. El flujo plástico inicial es en la dirección radial y puede no ser destructivo ya que puede atenuarse (auto atenuarse). En

casos más severos el flujo se manifiesta en la dirección axial y luego de la deformación plástica surge rápidamente la rotura del diente. El flujo plástico indica que las condiciones de operación son demasiado severas y la falla es inminente. La autolubricación y la lubricación externa pueden ayudar a prevenir el flujo plástico, disminuyendo la cantidad de calor generado por la fricción.

Fractura.

La fractura es la falla más común de los engranajes plásticos y se produce debido a sobrecargas producto de los ciclos de tensiones aplicados al diente, los cuales sobrepasan el límite de resistencia del material. Estos tipos de fractura generalmente ocurren en el radio de redondeo de la raíz del diente y se propaga a lo largo de la base del mismo. Las fracturas en sistemas no lubricados se deben generalmente a sobrecargas. Fracturas en otras zonas superiores del diente están generalmente relacionadas con el desgaste.



Figura 2 : Fractura del diente debido a la sobrecarga.

Fatiga por ciclo térmico o ablandamiento parcial o global del diente.

Esta falla ocurre cuando se eleva considerablemente la temperatura y por tanto disminuye la resistencia del material. Se produce como una deformación del diente en la zona polar, perdiéndose el paso y en ocasiones doblándose el diente. Este tipo de falla ocurre debido a que las tensiones sobre el diente siempre resultan en una especie de histéresis de calentamiento que incrementa considerablemente la temperatura del material, ya que los plásticos son buenos aislantes.

Como se apuntaba anteriormente, la fractura es la falla esencial y más común de los engranajes plásticos. La mayoría de los autores a la hora de calcular un

engranaje plástico parte de la ecuación original de Lewis con determinadas modificaciones. [1][2][3][4][5][10].



Figura 3: Deformación del diente debido al excesivo calor.

En trabajos anteriores se han expuesto los diferentes métodos de cálculo de transmisiones por engranajes de dientes rectos de materiales plásticos comparándolos entre sí [10]. Ninguno de estos métodos de cálculo tiene en cuenta la influencia de la asimetría y de la corrección en la resistencia del diente a la flexión.

La norma AGMA para engranajes plásticos establece que la corrección tiene una influencia notable en la geometría y por tanto en la resistencia a la flexión de los engranajes plásticos [9]

Sin embargo no se ha precisado como disminuyen las tensiones principales y resultantes al usar correcciones en los engranajes plásticos. Autores tan renombrados en

esta temática como Zan Smith [7] evaden este aspecto. En el año 1998 Alexander Kapelevich publicó por primera vez la variante de usar engranajes asimétricos, iniciándose así una nueva etapa en las transmisiones por engranajes [11].

Influencia de la geometría en la resistencia a la flexión.

Para evaluar la influencia de la corrección, la asimetría del diente y la combinación de ambas en la resistencia a la flexión de los engranajes plásticos se realizó un experimento usando el método de los elementos finitos. Se eligió un valor de módulo, de número de dientes, de ancho de cara y de potencia a transmitir y se analizó como variaban las tensiones en el pie del diente para diferentes valores de corrección y de asimetría del perfil.

Para tener en cuenta la asimetría se introdujo el concepto de coeficiente de asimetría, que no es más que la relación entre el ángulo del perfil en la zona de respaldo (α_{res}), dividido entre el ángulo de ataque(α_{at}), es decir:

$$C = \frac{\alpha_{res}}{\alpha_{at}}$$

En la figura 4 se muestra como varían las tensiones resultantes de acuerdo a la teoría de Von Mises a lo largo del diente para una rueda de módulo 4 mm y 17 dientes, con un ángulo del perfil de 20 grados y sin corrección.

En la figura 5 se muestra el mismo diente, pero ahora con un coeficiente de asimetría de 1,35 y un coeficiente de corrección de 0,8.

20-20 x=0-20-20 x=0:: Static Nodal Stress
Units: N/m^2 Deformation Scale 1:0

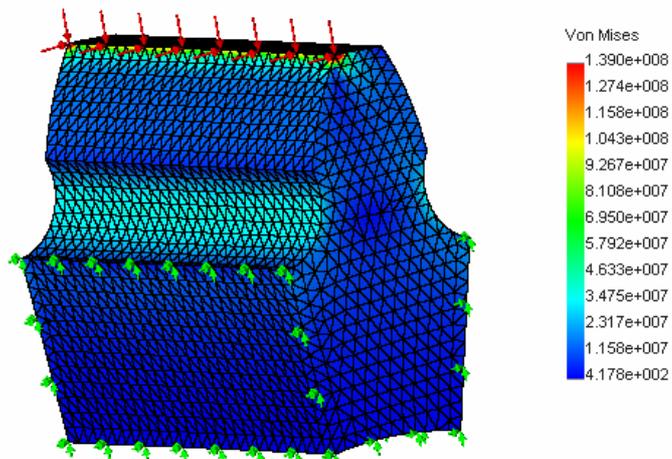


Figura 4: Tensiones resultantes de acuerdo a la Teoría de Von Mises para ángulo del perfil del diente de 20 grados sin corrección.

20-27 x=8-20-27 :: Static Nodal Stress
 Units : N/m^2 Deformation Scale 1 : 0

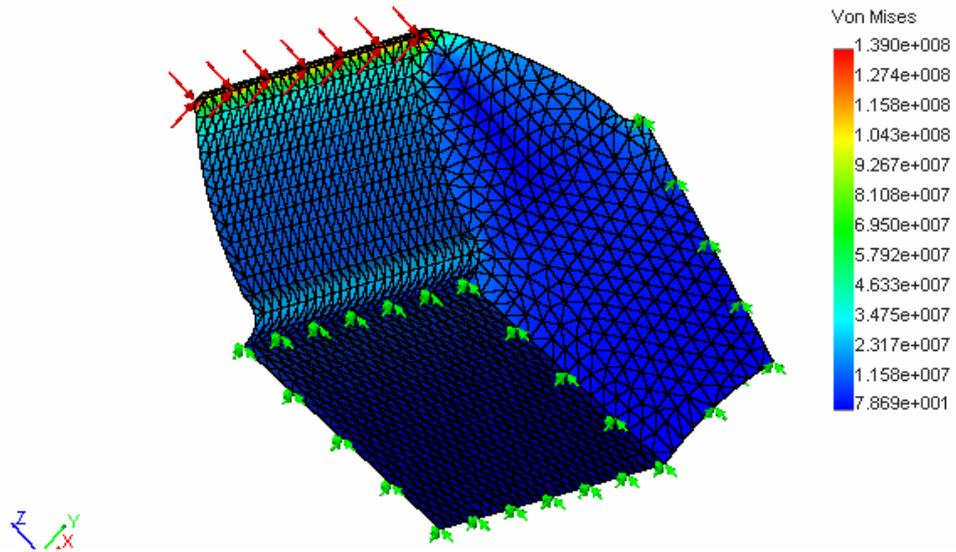


Figura 5: Tensiones resultantes de acuerdo a la Teoría de Von Mises para ángulo de ataque del perfil del diente de 20 grados, coeficiente de asimetría C = 1,35 y factor de corrección X = 0,8.

En la figura 6 se muestra como varían las tensiones principales y en función del coeficiente de asimetría y

de la corrección para un ángulo del perfil del diente en la zona de ataque de 17 grados.

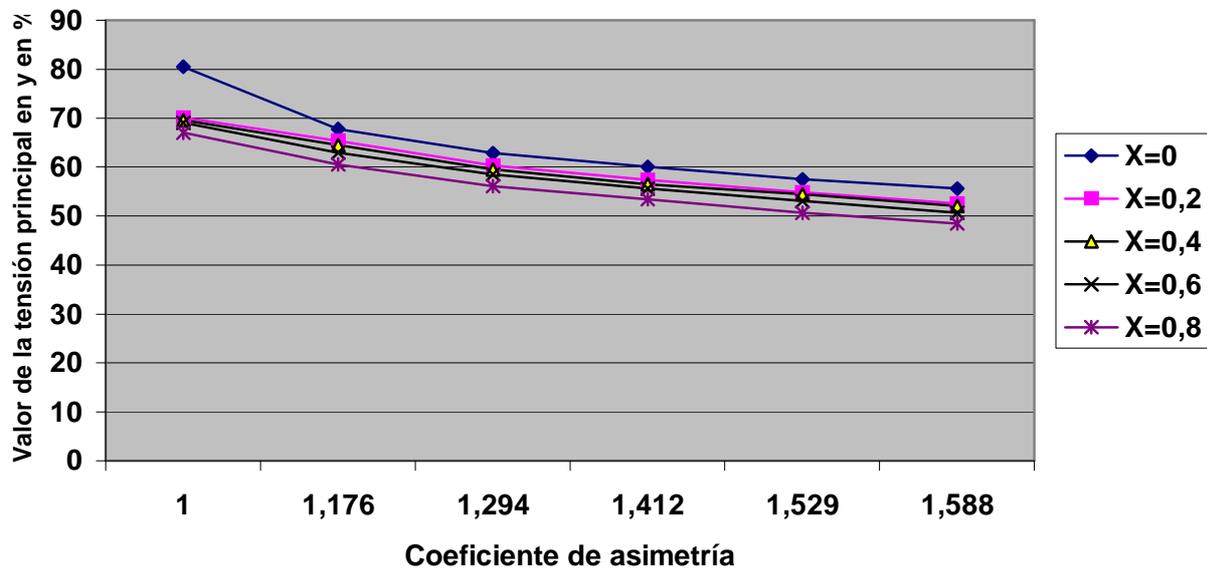


Figura 6 : Variación de las tensiones principales (σ_y) en función del coeficiente de asimetría y de la corrección para un ángulo del perfil del diente en la zona de ataque de 17°.

3. Conclusiones.

- La falla esencial de los engranajes plásticos es la fractura del diente.
- Los diferentes métodos de calculo que existen para determinar las dimensiones de los engranajes plásticos en función de la sollicitación de potencia no tienen en cuenta las posibilidades de modificaciones geométricas de estos engranajes.
- En los engranajes plásticos la geometría juega un papel fundamental.
- El aumento del coeficiente de asimetría y del coeficiente de corrección produce un aumento de la resistencia del diente a la flexión.
- Aumentando el coeficiente de simetría y usando simultáneamente corrección del flanco se pueden lograr disminuciones del valor de la tensión resultante de hasta un 30%.

4. Bibliografía.

1. Bell Van laanen Julie. Designing with plastics. MechanicalEngineering Diciembre 1995.
2. Dvorak Paul. More Bite for Plastic Gears. Machine Design. Enero 1988.
3. Faïres Virgil M. Diseño de Elementos de Máquinas. Editorial Limusa . México 1996
4. Fritzinger Dan. Basic Training for plastic gears. Machine Design. Oct. 1998.
5. Fritzinger Dan. What to put on part prints of plastic gears. Machine Design. November 1998.
6. Kelley John W. Polymers get in gear. Machine Design 1997
7. Smith Zan. Gearing up plastics. Mechanical Engineering, September 1998.
8. What wears out plastic gears. Machine Design. August 1996
9. AGMA 1006. Tool Proportions for plastic gears.
10. Moya et al . Particularidades del calculo de los engranajes plásticos. Memorias del IV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Santiago de Chile. 1999.
11. Kapelevich A. Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth. Pergamon Press 1998.

Influences of the tooth geometry in the resistance of plastic gears.

Abstract.

Up today plastic materials have had an enormous proliferation in all fields of industry, due essentially at their low cost and the improvements of the mechanical properties that have been achieving. In the peculiar case of gear transmissions, a great quantity of these materials can be used and in fact they are used for the production of gears with very dissimilar characteristics. In the scientific literature very little available information exists on failures of plastic gears and design methods. It is not very easy to find an appropriate method for calculating tooth stresses and advices for selecting the possible materials to use with its respective mechanical properties. Plastic gears can be designed with any tooth geometry. Geometric modifications can go from the traditionally well-known of the shift profile to the total modification of the tooth geometry using geometrical curves different from involutes, or the use of asymmetric teeth with involute profile. An analysis of the influence of shift profile and gear asymmetry on the resistance of plastic gears is made in this paper.

Key words: Plastic gears, profile modification, gears resistance, tooth asymmetry.