



Ciencias Holguín
ISSN: 1027-2127
revista@cigetholguin.cu
Centro de Información y Gestión Tecnológica de
Holguín
Cuba

Procedimiento para fabricar un piñón a partir de la evaluación del material

Hernández-González, Luis Wilfredo; Marín-Figueroa, Hiusbel; Dumitrescu, Luminita; Martínez-Grave de Peralta, José

Procedimiento para fabricar un piñón a partir de la evaluación del material

Ciencias Holguín, vol. 28, núm. 2, 2022

Centro de Información y Gestión Tecnológica de Holguín, Cuba

Disponible en: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=181571550002>

Esta licencia permite a otros entremezclar, ajustar y construir a partir de su obra con fines no comerciales, y aunque en sus nuevas creaciones deban reconocerle su autoría y no puedan ser utilizadas de manera comercial, no tienen que estar bajo una licencia con los mismos términos.



Esta obra está bajo una Licencia Creative Commons Atribución-NoComercial 4.0 Internacional.

Procedimiento para fabricar un piñón a partir de la evaluación del material

Procedure to manufacture a pinion from the evaluation of the material

Luis Wilfredo Hernández-González I

Universidad de Holguín, Cuba

wilfredo@uho.edu.cu

 <https://orcid.org/0000-0002-2181-1959>

Redalyc: [https://www.redalyc.org/articulo.oa?](https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=181571550002)

id=181571550002

Hiusbel Marín-Figueroa II

Empresa Cárnica de Holguín, Cuba

hiusbelmarinfigueroa@gmail.com

 <https://orcid.org/0000-0001-8098-7535>

Luminita Dumitrescu III

Universidad de Holguín, Cuba

dumitrescul@uho.edu.cu

 <https://orcid.org/0000-0001-7350-9922>

José Martínez-Grave de Peralta IV

Universidad de Holguín, Cuba

 <https://orcid.org/0000-0002-1422-1109>

Recepción: 30 Enero 2022

Aprobación: 05 Marzo 2022

Publicación: 29 Abril 2022

RESUMEN:

Las ruedas dentadas son uno de los componentes más críticos en los sistemas de transmisión de energía mecánica. La selección del material de estos elementos garantiza su fiabilidad. La revisión de la literatura muestra que, existen varias investigaciones relacionadas con la comprobación de la resistencia del diente de los engranajes, pero no existe un procedimiento en el que se vinculen el análisis de las fallas con el diseño, incluyendo la selección del material, con el estudio utilizando los métodos de la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes y de los Elementos Finitos, así como, con la tecnología de fabricación. Y, por tanto, es el objetivo del presente trabajo. El procedimiento fue aplicado al piñón solidario del reductor de una mezcladora. Los

NOTAS DE AUTOR

- I Dr. C. Luis Wilfredo Hernández-González, wilfredo@uho.edu.cu, <https://orcid.org/0000-0002-2181-1959> Ingeniero Mecánico, Máster en Diseño y Fabricación Asistidos por Computadoras para la rama metalmecánica y Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular del Centro de Estudios CAD/CAM de la Facultad de Ingeniería. Líneas de investigación: Ingeniería Concurrente, Maquinado Sustentable, Micro Maquinado, Maquinado de Alta Velocidad, y sistemas CAD/CAM/CAE.
- II M. Sc. Hiusbel Marín-Figueroa, hiusbelmarinfigueroa@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8098-7535> Ingeniero Agroindustrial y Máster en Mantenimiento y Reacondicionamiento de Máquinas. Se desempeña como especialista en recursos humanos en la Empresa Cárnica de Holguín, Cuba. Ha realizado investigaciones en los campos de la Remanufactura y el Mantenimiento Industrial.
- III M. Sc. Luminita Dumitrescu, dumitrescul@uho.edu.cu, <https://orcid.org/0000-0001-7350-9922> Ingeniera Mecánica y Máster en Máquinas, ha realizado numerosas investigaciones en los campos de la Ciencia e Ingeniería de los Materiales, así como en Procesos tecnológicos. Profesora Auxiliar del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería.
- IV M. Sc. José Alejandro Martínez-Grave de Peralta, jose@uho.edu.cu, <https://orcid.org/0000-0002-1422-1109> Ingeniero Mecánico y Máster en Máquinas Agrícolas en la Universidad de Holguín. Profesor Auxiliar del departamento de Mecánica Aplicada de la Facultad de Ingeniería. Ha desarrollado múltiples investigaciones en el campo del estudio, explotación y diseño de máquinas. Ha participado de varios eventos en este campo de investigación.

cálculos de comprobación mostraron la importancia de la selección correcta del material y del tratamiento térmico en el desempeño del par tribológico dentado.

PALABRAS CLAVE: Procedimiento, Material, Piñón, Resistencia, Fabricación.

ABSTRACT:

Sprockets are one of the most critical components in mechanical power transmission systems. The selection of the material of these elements guarantees their reliability. The review of the literature shows that there are several investigations related to the verification of the resistance of the gear tooth, but there is no procedure that links the failure analysis with the design, including the selection of the material, with the study using the methods of the American Association of Gear Manufacturers and Finite Elements, as well as with manufacturing technology. And, therefore, it is the objective of the present work. The procedure was applied to the integral pinion of the reducer of a mixer. Proof calculations showed the importance of correct material selection and heat treatment on the performance of the tribological toothed pair.

KEYWORDS: Procedure, Material, Pinion, Endurance, Manufacturing.

INTRODUCCIÓN

Las transmisiones mecánicas se encuentran entre esos elementos que componen habitualmente los sistemas mecánicos, y se utilizan para transmitir potencia mediante movimientos, generalmente de rotación. Suelen disponer de un árbol de entrada, sobre el que se aplica la potencia, y uno o varios árboles de salida. La principal ventaja de las transmisiones mecánicas, frente a otros tipos de transmisiones, es que su eficiencia es muy elevada, y en el mundo industrial actual, esta característica es cada día más importante (Roda, 2015).

Las transmisiones por engranajes tienen ventajas sobre los otros tipos de transmisiones en muchos aspectos, especialmente en la seguridad, la duración, la eficiencia y sus dimensiones reducidas. Dentro de los equipos que utilizan transmisiones por engranajes están los reductores de velocidad.

El engranaje helicoidal es uno de los más grandes recursos en cuanto a eficiencia y suavidad para una velocidad más alta y trabajo silencioso. Los engranajes helicoidales presentan una buena resistencia y tendencia de transportar la carga máxima (Ravi, et al., 2019).

Sin embargo, los engranajes son uno de los componentes más críticos de los sistemas de la transmisión de energía mecánica. La flexión y la resistencia superficial del diente del engranaje se consideran ser uno de los principales responsables para la falla del engranaje. Así, el análisis de tensiones ha llegado a ser popular como campo de investigación sobre los engranajes para reducir o para minimizar las fallas y para el diseño óptimo de engranajes (Ravi et al., 2019).

Durante la vida útil para la que son diseñadas, las transmisiones por engranajes deben mantener un nivel de integridad que permita que su funcionamiento no se interrumpa ni se deteriore. Esto se consigue mediante un dimensionado correcto de los elementos que la componen, la selección correcta del material con el que se fabrican, una experimentada fabricación y un control severo de la calidad.

Los modos de fallo se pueden clasificar en dos grupos fundamentales: fallos de la transmisión por rotura de los engranajes y fallos de la transmisión por daños en las superficies de contacto de los dientes de los engranajes. A continuación, se relacionan los principales tipos de cada modo de fallo.

Fallos de la transmisión por roturas de los engranajes: fractura por fatiga en la raíz del diente; fractura en la base del diente debido a excesos de carga; fractura en alguno de los bordes de la superficie de contacto del diente; otros tipos de rotura.

Los fallos de las transmisiones de engranajes como consecuencia de daños en las superficies de contacto de los dientes de los engranajes se pueden clasificar de la manera siguiente: picaduras en la superficie de contacto; desgaste; deformación plástica; micropicaduras (Roda, 2015).

Determinar la capacidad de carga de una transmisión es verificar si un diseño dado de la transmisión es capaz de transmitir la potencia para la que se diseña sin que ello repercuta en un fin prematuro de su vida útil.

A tal efecto, el diseñador deberá ser capaz de estimar las tensiones a las que estarán sometidos los engranajes de la transmisión, así como los valores máximos que pueden alcanzar estas tensiones sin que comprometan la integridad de la transmisión. Como resulta obvio, un diseño apropiado de la transmisión deberá mantener los niveles máximos de tensión por debajo de los niveles admisibles.

La determinación de las tensiones de contacto y de flexión que se producen en los dientes de los engranajes bajo carga se ha abordado desde distintas perspectivas en la literatura.

Los métodos desarrollados para analizar la resistencia mecánica de las ruedas dentadas se pueden clasificar en tres grandes grupos:

Métodos analíticos: estos métodos suelen aplicar directamente las teorías de la elasticidad bajo ciertas hipótesis y condiciones de contorno. Ofrecen la ventaja de ser computacionalmente muy eficientes, pero habitualmente su aplicabilidad está limitada por el cumplimiento de una serie de hipótesis, que en su aplicación al cálculo tensional de engranajes no siempre es posible cumplir. Generalmente, estos métodos se centran en la obtención de los valores máximos de tensión de contacto y de flexión. A lo largo de los años se han propuesto una multitud de aproximaciones analíticas al problema tensional en transmisiones de engranajes; las más extendidas se utilizan en las normas ISO 6336-2, 2006) y AGMA (American Gear Manufacturers Association) ANSI/AGMA_2001-D04, 2004 para la determinación de la capacidad de carga de la transmisión.

Métodos numéricos. Estos métodos utilizan una aproximación computacional basada en un modelo de los dientes de engranajes que se basa en métodos de discretización del dominio, como el método de los elementos finitos o el método de los elementos de contorno, entre otros. Los métodos numéricos son los más versátiles para el cálculo tensional de componentes mecánicos, pues sus limitaciones de aplicación son escasas, aunque normalmente llevan asociado un elevado coste computacional.

Métodos semianalíticos. Estos métodos representan una solución intermedia entre los métodos analíticos y los métodos numéricos. Permiten superar algunas de las limitaciones de los métodos analíticos, a un coste computacional inferior que el de los métodos puramente numéricos (Roda, 2015).

Con las altas capacidades de producción y las reducidas tarifas de mano de obra debidas al equipamiento moderno y a la automatización, el costo de los materiales se ha vuelto una parte significativa del costo total de un producto. Aunque el costo del material no se puede reducir por debajo del nivel del mercado, es posible disminuir la cantidad de materiales utilizados en los componentes a producir. El amplio uso de técnicas (como el análisis por elementos finitos (Finite Element Method, FEM), la optimización del diseño, y el diseño y la manufactura asistida por computadora), ha facilitado en gran medida el análisis del diseño, la selección y el uso de los materiales y, la optimización en general (Kalpakjian & Schmid, 2014).

Varios son los trabajos publicados para predecir o comprobar la capacidad de carga de las transmisiones dentadas, los principales estudios se muestran a continuación:

El perfil evolvente de un engranaje helicoidal fue modelado y se realizó la simulación utilizando FEM de los esfuerzos de flexión y contacto para diferentes ángulos helicoidales y ancho de cara. Además, se utilizó el método analítico por medio de las ecuaciones de AGMA (Sarkar, Yenarkar, & Bhope, 2013). Posteriormente, fue realizado el estudio comparativo del diseño de engranajes helicoidales y su desempeño basado en diversas métricas a través de enfoques de elementos finitos y analíticos (Jyothirmai, Ramesh, Swarnalatha, & Renuka, 2014). Más tarde, fue estudiada la detección de fallas en dientes de engranajes a partir del seguimiento del par eléctrico del motor, en función de las corrientes y tensiones del estator. En su tesis (Roda, 2015), estudió las limitaciones de los métodos analíticos, semianalíticos y numéricos utilizados habitualmente para la determinación del estado tensional de transmisiones de engranajes de ejes paralelos, y propuso nuevos métodos de cálculo, o modificaciones de los existentes, para vencer estas limitaciones y tener en cuenta el comportamiento elástico de los ejes en el cálculo de las tensiones a las que están sometidos los engranajes. (Karuppanan & Patil, 2016) plantearon que las condiciones de contorno más apropiadas se pueden obtener haciendo uso de un modelo de contacto entre un par de dientes. Los autores resaltaron la

precisión de los resultados de la distribución de las tensiones en el diente de los engranajes. (Khosroshahi & Fattahi, 2017) investigaron la distribución de tensiones de contacto, tensiones de flexión y transmisión de par en el piñón para un desplazamiento tangencial dado de la superficie del orificio del piñón utilizando FEM y las tensiones obtenidas se compararon con la teoría de Hertz y el estándar AGMA. Las tensiones de flexión de los dientes y las tensiones de contacto en un par de engranajes helicoidales se calcularon utilizando la teoría AGMA y FEM (Singh, 2018). Las tensiones de flexión y de contacto fueron calculadas por el método de AGMA y la solución numérica. Los resultados mostraron poca variación entre el análisis numérico y teórico (Rehaif, 2018). Fue aplicado las ecuaciones AGMA y el análisis FEM para el cálculo de la tensión de flexión a un par evolvente de engranaje recto (Jangid & Kumar, 2018). Estos autores obtuvieron resultados cercanos al comparar estos dos métodos.

En su investigación (Vaca, Martínez, & Leguísamo, 2020), seleccionó el material utilizando la metodología de toma de decisiones multicriterio, consiguiendo un adecuado factor de seguridad que protege contra fallas por fatiga de flexión a un engranaje cilíndrico helicoidal. En ese mismo año, fue analizado el comportamiento resistivo de la corona superior del molino de caña de azúcar ante esfuerzos de flexión en la base del diente utilizando el FEM (Pérez, 2020). Igualmente, la causa de la deformación de los dientes del piñón de una caja de engranajes de reducción helicoidal fue analizada. Los autores emplearon la metodología AGMA para determinar el factor de seguridad bajo la resistencia a la flexión y la fatiga superficial de un piñón y un engranaje. Además, realizaron un análisis de elementos finitos del conjunto de piñón y engranaje para verificar la desalineación a una carga dada (Pandey & Lim, 2020).

(Urbas, Zorko, & Vukašinovi, 2021) crearon un modelo de apoyo a la toma de decisión para calcular las tensiones en la raíz del diente asociado a las simulaciones por el método de los elementos finitos, de las cuales los datos para el entrenamiento fueron recogidos.

La revisión de la literatura muestra que, existen varias investigaciones relacionadas con la comprobación de la resistencia del diente de los engranajes, pero no existe un procedimiento en el que se vinculen el análisis de las fallas con el diseño de la rueda dentada, incluyendo la selección del material de la misma, con el estudio utilizando los métodos de la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA) y de los Elementos Finitos (FEM), así como, con la tecnología de fabricación. Y, por tanto, es el objetivo de la presente investigación.

MATERIALES Y MÉTODOS

Anteriormente, se reconoció la necesidad de proponer un procedimiento para evaluar las principales fallas del reductor de velocidad, y en específico el desgaste del árbol con piñón solidario, con el objetivo de exponer las soluciones desde el punto de vista del material del mismo (Figura 1).

Para ello, primeramente, se abordan las generalidades de la máquina mezcladora al vacío 500 CV, sus fallas principales, la caracterización del reductor de velocidad, específicamente, el árbol con piñón solidario en cuanto a diseño, composición química y determinación del estado del material, dureza. Posteriormente, se selecciona el acero 20 como material para el árbol con piñón solidario, por ser la opción que se está utilizando para fabricar el mismo en la industria. Luego, se realiza la comprobación de resistencia del árbol utilizando el método establecido por AGMA y seguidamente, el método FEM. Inmediatamente, en caso de que este acero no cumpla las condiciones de resistencia, se aplicará el mismo procedimiento para el acero 40, por ser el material de la pieza original. En caso de que esta segunda opción cumpla con los requisitos, se analizarán los resultados. Finalmente, se propone un resumen de la tecnología de fabricación.

La máquina mezcladora al vacío 500 CV fue fabricada en el año 2009 en una empresa de Argentina, la cual se dedica a la fabricación de equipos procesadores de alimentos, la misma tiene un tiempo de explotación de 11 años en la Empresa Cárnica de Holguín.

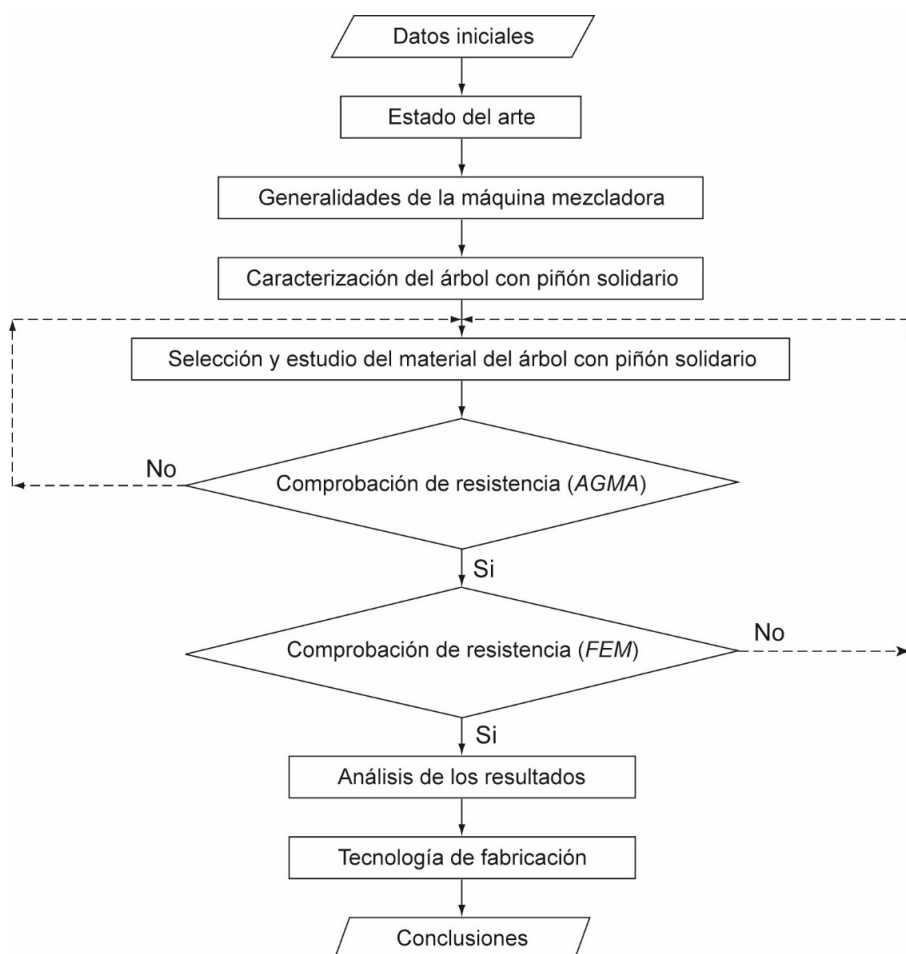


FIGURA 1
 Procedimiento para fabricar el piñón solidario del reductor
 de la mezcladora al vacío basado en el análisis del material
 (Marín, 2020)

El accionamiento principal de la máquina mezcladora está formado por los componentes siguientes: frente, árbol del mezclador, caja de rodamientos, engranaje, soporte engranaje, cadena a rodillos, soporte reductor, excéntrico soporte reductor, motor eléctrico, soporte caja rodamiento, caja botonera y caja del reductor. Esta máquina está destinada para obtener un mezclado de óptima calidad. El efecto de mezclado se logra mediante dos ejes paralelos que portan cintas dispuestas en forma helicoidal sobre los mismos, con distinto sentido de rotación. La ejecución externa y todas las partes en contacto con el producto están fabricadas de acero inoxidable AISI 304 con pulido sanitario. Las partes móviles del reductor están ejecutadas en aceros aleados montadas sobre rodamientos.

El movimiento proviene de dos motores eléctricos acoplados al árbol de entrada del reductor por dos acoplamientos elásticos, del piñón (4) el movimiento pasa al engranaje Nr. 2 que está acoplado al árbol con piñón mediante chaveta, luego acopla con el engranaje Nr. 4 y este está unido al árbol de salida del reductor mediante chaveta, al final del mismo están situadas las ruedas para cadenas conductoras y de estas, mediante una transmisión por cadenas hasta el husillo del mezclador (Figura 2).

El árbol con piñón solidario presenta seis escalones, dos de Ø 25 mm donde montan los cojinetes de rodamiento, un escalón de Ø 28 mm con un chavetero donde acopla la rueda dentada Nr 2, y un piñón helicoidal de diámetro exterior 53,5 mm, módulo 2,5 mm y 17 dientes.

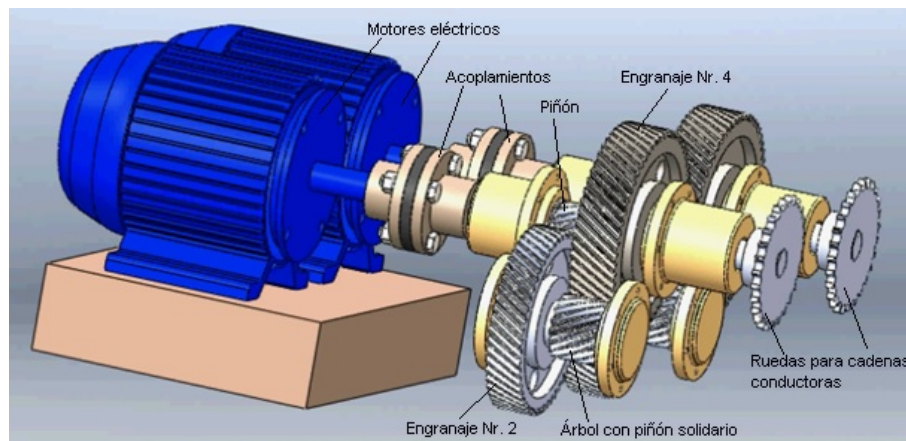


FIGURA 2

Vista parcial de las transmisiones de la máquina mezcladora
(Marín, 2020)

RESULTADOS

Como se observa en la figura 1, en este estudio se utiliza el método semianalítico para la comprobación de la resistencia mecánica del piñón solidario.

Fueron realizados varios estudios al árbol con piñón solidario original del reductor de velocidad de la máquina mezcladora. Primero, la composición química del árbol con piñón solidario original fue determinada utilizando un Espectrómetro Multicanal Digital modelo Belec.

La composición química obtenida informa que el árbol con piñón solidario original está fabricado con un acero de medio contenido de carbono, acero 40 (según la Norma Cubana) o AISI 1040 (según AISI/SAE).

La dureza fue determinada utilizando un Durómetro Vickers portátil. La dureza promedio resultó 185 HV (176 HB), lo que evidencia que el acero se encuentra en estado de suministro.

Por otro lado, en la fábrica el material que se emplea para la fabricación del árbol con piñón solidario es el acero 20 (Norma Cubana) o en AISI/SAE 1020. Este acero no endurece con el tratamiento térmico.

Cálculos de resistencia del piñón solidario de acero 20 según AGMA

La fórmula fundamental para la tensión de flexión de un diente del engranaje es la modificación de AGMA de la ecuación de Lewis. En el método de AGMA al diseño y al análisis del engranaje, la resistencia de flexión de un diente del engranaje también es modificada por varios factores para obtener la tensión de flexión permisible.

Primeramente, se determinan los principales parámetros geométricos del piñón (material acero AISI 1020) y de la rueda, así como, el momento torsor (M_t) y las componentes de las fuerzas radiales (F_r), tangenciales (F_t) y axiales (F_a). Se cuentan con los datos siguientes:

$$N_m = 3 \text{ HP} = 2,206 \text{ kW} \quad M_{t3} = 45,81 \text{ Nm}$$

$$n_m = 1700 \text{ r/min} \quad d_{p1} = 49,32 \text{ mm}$$

$$Z_1 = 17 \quad F_t = 1857 \text{ N}$$

$$Z_2 = 65 \quad F_r = 675,89 \text{ N}$$

$$m = 2,5 \text{ mm} \quad F_a = 1093 \text{ N}$$

$$\beta = 30,5^\circ \quad \omega = 20^\circ$$

Los dientes del piñón resisten los esfuerzos de flexión, pues se cumple que: $\sigma \leq \sigma_{adm}$ ($111,4 \text{ MPa} < 240 \text{ MPa}$).

Los dientes del piñón resisten los esfuerzos de flexión, pues se cumple que: $\sigma \leq \sigma_{adm}$ ($111,4 \text{ MPa} < 240 \text{ MPa}$).

Como $\sigma_C \neq \sigma_{Cadm}$ (990,415 MPa $\neq$ 721,44 MPa), por tanto, no resiste a la picadura. Los resultados muestran que, la rueda dentada solidaria al piñón resiste a los esfuerzos de flexión, pero no a los esfuerzos de desgaste o a la picadura, por tanto, el acero AISI 1020 en estado de suministro, no puede ser empleado para la fabricación la rueda dentada solidaria. A pesar de este resultado, también se realiza el análisis utilizando el Método de los Elementos Finitos, pues nos brinda información que el método de la norma AGMA no proporciona.

Comprobación de la resistencia del piñón solidario de acero 20 según FEM

Para el análisis en el área bajo estudio se utilizó una densidad de malla fina y así garantizar resultados más precisos y confiables. Las principales características de la malla son las siguientes: análisis estático; malla sólida; mallador basada en curvatura; puntos Jacobianos 4; elementos lineales de bajo orden; número total de nodos 50 122; número total de elementos 2 782.

Se muestra el resultado de las tensiones Von Mises (Figura 3), las cuales fueron superiores en la base del diente, cuyo valor máximo alcanzó aproximadamente 64 MPa, mientras que el límite elástico del acero es de 351 MPa.

Se puede observar que, el resultado obtenido utilizando el método de la norma AGMA (111,4 MPa) presenta una variación aproximada del 34 % con respecto al que se obtuvo aplicando el FEM (85,45 MPa), la posible justificación es que el estudio FEM la exactitud de la solución depende del tipo de elemento y del número de elementos utilizados.

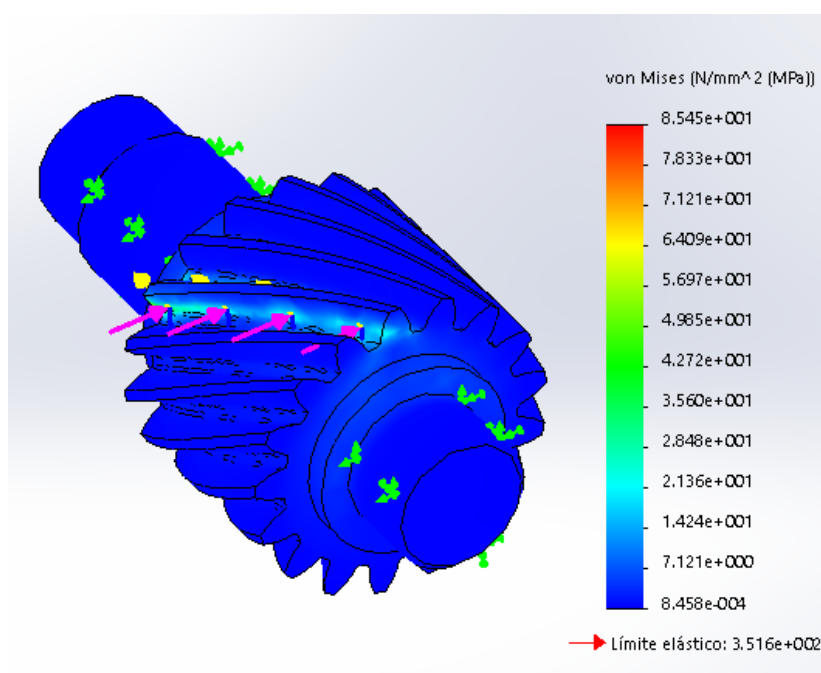


FIGURA 3
Resultado de las tensiones Von Mises del árbol con piñón solidario
(Marín, 2020)

Cálculos de resistencia del piñón solidario de acero 40 según AGMA

Los dientes del piñón resisten los esfuerzos de flexión, pues se cumple que: $\sigma \leq \sigma_{adm}$ (111,4 MPa < 408 MPa).

Se cumple que: $\sigma_C \neq \sigma_{Cadm}$ (152,873 MPa < 1 323,96 MPa), por tanto, también resiste a la picadura. Los resultados muestran que, la rueda dentada solidaria al piñón fabricada de acero de medio contenido de carbono 40, endurecido por los tratamientos térmicos de temple y revenido medio, resiste a los esfuerzos de flexión y desgaste. En este caso, no es necesario realizar la comprobación de resistencia utilizando FEM, pues como se observó para el caso del acero 20, los resultados fueron ampliamente positivos.

Por lo tanto, la causa más probable que incide en el desgaste excesivo de los dientes del piñón es la selección incorrecta del material y la falta de tratamiento térmico. Además, se debe tener en cuenta que generalmente no existe un único factor, es decir, inciden también la utilización de los cojinetes más allá de su vida útil recomendada, sobrecargas en la transmisión, lubricación deficiente, falta o incompleto mantenimiento del reductor.

Análisis de los resultados acerca de la selección del material del piñón solidario

Cuando se evalúa el par tribológico piñón - engranaje observamos que sus propiedades mecánicas deben ser de resistencia al desgaste, pero a la vez tenaz en el núcleo, ya que están sometidas al momento torsor.

Se ha confirmado que el acero 20 (AISI 1020) no es el indicado para este tipo de pieza, porque no resiste al desgaste, pero para una información de mayor calidad se debe hacer el estudio del par tribológico piñón solidario y del engranaje con el que acopla. La rueda dentada tiene un mayor diámetro que el piñón solidario, lo que indica que el piñón debe tener más resistencia al desgaste pues gira a mayor valor de revoluciones por minuto. Como las dos piezas son elementos de máquinas, el material se elige del grupo de los aceros de medio contenido de carbono o los llamados termomejorables. En este caso, se puede elegir el mismo material y así no hacer gastos adicionales variando el material o el tratamiento térmico.

Se puede emplear para las dos piezas el acero 40. Este material posee una templabilidad de 10 mm y, las dos ruedas tienen una altura del diente alrededor de este valor. Por lo tanto, cuando se le aplica un tratamiento térmico volumétrico las propiedades mecánicas se van a diferenciar, en los dientes van a alcanzar la dureza que el tecnólogo desee obtener, sin embargo, en el núcleo va a ser tenaz. Se debe tener en cuenta que el piñón debe tener más resistencia al desgaste que la rueda y para esto debe tener mayor dureza, pero no mucha diferencia, ya que va a seguir desgastándose, pero con una mayor vida útil. Esto se logra con la variación de la temperatura del revenido que es la operación final del tratamiento térmico y con ella, se elimina las tensiones internas, se estabiliza la estructura, y definen las propiedades mecánicas a través de su estructura.

Finalmente, la propuesta de tratamiento térmico para el par tribológico piñón – rueda es la siguiente: Al piñón se le debe aplicar un temple a 850 °C seguido de un revenido a 300 °C para obtener una dureza aproximada de (40 - 44) HRC. Para un elemento de máquina es una buena dureza, pues le garantiza una larga vida útil y libre de tensiones internas. A la rueda dentada se le debe aplicar un temple a la misma temperatura con las mismas características, mientras que el revenido debe ser a una temperatura de 400 °C, de esta forma se obtiene una dureza que oscila entre (36 y 40) HRC (Marín, 2020).

Tecnología de fabricación del árbol con piñón solidario

Después de verificar la resistencia mecánica del acero 40 endurecido por tratamiento térmico, se plantea un resumen de la tecnología de fabricación (tabla 1).

TABLA 1
Ruta tecnológica de fabricación del árbol con piñón solidario

Operación	Denominación	Paso tecnológico	Máquina/equipo
005	Corte de la pieza	Corte	Segueta mecánica
010	Control técnico	Medición	Pie de rey universal
015	Torneado	Refrentado Centrado Cilindrado de desbaste Cilindrado de semiacabado Biselado	Torno universal 1M63
020	Control técnico	Medición	Pie de rey universal
025	Torneado	Refrentado Centrado Cilindrado de desbaste Cilindrado de semiacabado Biselado	Torno universal 1M63
030	Control técnico	Medición	Pie de rey universal
035	Fresado	Fresado de chavetero Dentado de desbaste Dentado de semiacabado	Fresadora universal 6P82
040	Control técnico	Medición	Pie de rey
045	Rectificado cilíndrico	Rectificado	Rectificadora cilíndrica 3A151
050	Control técnico	Medición	Micrómetro para exteriores
055	Tratamiento térmico	Temple Revenido	Horno
060	Control técnico	Medición	Durómetro
065	Rectificado cilíndrico	Rectificado	Rectificadora cilíndrica
070	Control técnico	Medición	Micrómetro, rugosímetro
075	Rectificado	Tallado de acabado	Rectificadora de dientes 8B833
080	Control técnico	Medición	Micrómetro, rugosímetro

CONCLUSIONES

Se presentó un procedimiento que permite realizar una comprobación de resistencia mecánica del árbol con piñón solidario relacionado con el material del mismo, que integra los métodos AGMA y FEM, con el objetivo de establecer la principal causa del desgaste frecuente de los dientes del piñón solidario. Además, está vinculado a la tecnología de fabricación.

La investigación mostró que el árbol con piñón solidario fabricado de acero 20, como usualmente se hace en la industria contratada, resiste a los esfuerzos de flexión, pero no al desgaste según AGMA. Por otro lado, el estudio FEM manifestó que el árbol resiste, pero está sobredimensionado, por lo que se recomienda racionalizar su diseño con el objetivo de reducir los gastos de material y de fabricación.

Los resultados obtenidos de resistencia aplicados al acero 40 después de endurecido por los tratamientos de temple volumétrico y revenido medio, mostraron que es el material indicado para conseguir una mayor vida útil del piñón solidario durante su explotación. El análisis del par tribológico arroja que, el piñón y la rueda dentada pueden ser fabricadas con el mismo material y aplicar el mismo tratamiento térmico, aunque la temperatura de revenido debe ser diferente.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Jangid, A., & Kumar, S. (2018). Modelling and simulation analyses for bending stresses in involute spur gears by Finite Element Method. *International Journal of Applied Engineering Research*, 13(12), 10914-10923.
- Jyothirmai, S., Ramesh, R., Swarnalatha, T., & Renuka, D. (2014). A Finite Element approach to bending, contact and fatigue stress distribution in helical gear systems. *Procedia Materials Science*, 6, 907-918. <https://doi.org/10.1016/j.mspro.2014.07.159>
- Kalpakjian, S., & Schmid, S. R. (2014). *Manufacturing, Engineering and Technology* (7th ed.). Sigapore: Pearson Education, Inc.
- Karuppanan, S., & Patil, S. (2016). Finite element analysis of stress variation along the depth of gear tooth. *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 11(20), 12228-12233.
- Khosroshahi, M., & Fattahi, A. M. (2017). Three dimensional stress analysis of a helical gear drive with Finite Element Method. *MECHANIKA*, 23(5), 630-638. <https://doi.org/10.5755/j01.mech.23.5.14884>
- Marín, H. (2020). *Análisis de las fallas del reductor de la mezcladora al vacío 500 CV y propuesta de soluciones*. [Tesis de Maestría no publicada, Universidad de Holguín].
- Pandey, D., & Lim, H.-C. (2020). Pinion failure analysis of a helical reduction gearbox in a kraft process. *Applied Sciences*, 10(2935), 2-13. <https://doi.org/10.3390/app10082935>
- Pérez, J. (2020). *Influencia de las condiciones geométricas en los esfuerzos tensionales por flexión de la corona superior de los molinos de caña del tipo Fulton inclinado*. [Tesis de Maestría no publicada, Universidad de Holguín].
- Ravi, Khan, N., Rone, & Singh, U. (2019). A review paper on helical gear on FEM and AGMA Standard for computation and comparative study of stress induced on gears. *International Journal of Engineering Research in Mechanical and Civil Engineering*, 4(9), 13-16.
- Rehaif, M. (2018). Comparative and analysis of bending and contact stresses for helical gear by AGMA and FEA. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 9(12), 274-281. https://doi.org/IJMET_09_12_032
- Roda, V. (2015). *Simulación del engrane y análisis del contacto en sistemas de transmisión por engranajes mediante la modelización avanzada del conjunto ejes-engranajes*. [Tesis de Doctorado no publicada, Universitat Jaume I.].
- Sarkar, G., Yenarkar, Y., & Bhope, D. (2013). Stress analysis of helical gear by Finite Element Method. *Int. J. Mech. Eng. & Rob. Res.*, 4(2), 322-329.
- Singh, V. (2018). Finite Element Analysis of contact and bending stresses in helical gear pair. *International Journal of Computer Engineering in Research Trends*, 5(5), 136-140. <https://doi.org/10.22362/ijcert/2018/v5/i5/v5i501>
- Urbas, U., Zorko, D., & Vukašinovi, N. (2021). Machine learning based nominal root stress calculation model for gears with a progressive curved path of contact. *Mechanism and Machine Theory*, 165. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104430>
- Vaca, C., Martínez, J., y Leguísamo, J. (2020). Selección de materiales mediante uso de multicriterio aplicado a un engranaje helicoidal de la caja de cambios de dmax 3.0. *CienciAmérica*, 9(1). <https://doi.org/10.33210/ca.v9i1.171>