

Coeficiente de corrección en engranajes cilíndricos como factor de conversión entre sistemas AGMA e ISO.

G. González Rey*, P. Frechilla Fernández, R. José García Martín****

*Instituto Superior Politécnico *José Antonio Echeverría* (ISPJAE).

Facultad de Ingeniería Mecánica. Departamento de Mecánica Aplicada

Calle 116 s/n, CUJAE, Marianao 15, Ciudad de la Habana, Cuba.

Teléfono: (537)-2663607 E-mail: cidim@mecanica.cujae.edu.cu

**Universidad de Salamanca Escuela Politécnica Superior de Zamora.

Departamento de Ingeniería Mecánica y Civil

Ave. Requejos 33, Zamora, España.

E-mail: pf2@usal.es

E-mail: toles@usal.es

(Recibido el 12 de enero del 2007, aceptado el 22 de julio del 2007)

Resumen

A partir de la experiencia de los autores, en trabajos asociados con el análisis para la reconversión de engranajes en sistemas AGMA a partir de herramientas con referencia a normas ISO, en el artículo se pretende exponer las principales definiciones y recomendaciones asociadas al coeficiente de corrección relativo al módulo en engranajes cilíndricos de ejes paralelos con dientes de flanco de evolvente que permitan un racional cálculo de la geometría del engranaje y apreciar mediante ejemplos la ventaja del coeficiente de corrección en la solución de problemas prácticos de conversión de engranajes en sistemas AGMA a ISO.

Palabras claves: geometría de engranaje cilíndrico, coeficiente de corrección, conversión AGMA a ISO

1. Introducción

Sin lugar a dudas, uno de los temas mejor dominados por los especialistas de engranajes que trabajan la ingeniería de engranajes en el sistema métrico (ISO) es el empleo racional del coeficiente de corrección relativo al módulo como parámetro adimensional que permite determinar una propuesta racional de diseño de las ruedas dentadas con mayor adaptabilidad de los flancos de los dientes a la aplicación que se requiere.

Lamentablemente, para los especialistas de engranajes que han basado sus diseños en el sistema AGMA tradicional, continúa siendo un misterio el uso de este coeficiente y no son apreciadas las ventajas de este coeficiente como factor de ajuste entre los sistemas de engranajes dictados por las normas europeas y americanas. Es alentador, en este sentido, los esfuerzos de algunos especialistas, como McVittie [1] y Rockwell [2], por dar a conocer a los usuarios del sistema AGMA las generalidades del cálculo geométrico de engranaje con aplicación del coeficiente de corrección relativo al módulo.

Producto de la labor del Grupo de Trabajo WG5, bajo la dirección de Henry Deby, fue aprobado en 1981 un Reporte Técnico ISO [3] con orientaciones generales en relación a los valores límites del coeficiente de corrección en las ruedas dentadas y su distribución en el engranaje cilíndrico con contacto exterior. Aunque las recomendaciones no fueron en modo alguno de naturaleza restrictiva, finalmente pudo disponerse de una guía general sobre los valores límites de aplicación del coeficiente de corrección. Estas recomendaciones fueron importantes para evitar los inconvenientes de un mal empleo de este factor y prevenir diseños con un aguzado excesivo de los dientes, una disminución apreciable del coeficiente de recubrimiento en los engranajes o el socavado de las bases de los dientes. Indiscutiblemente, ISO/TR 4467 permitió mostrar a los especialistas de engranaje las ventajas de emplear el coeficiente de corrección en el diseño de engranajes y aplicar con confianza valores razonables de este factor en el cálculo de engranajes con mayor capacidad de carga. Ver figura 1.

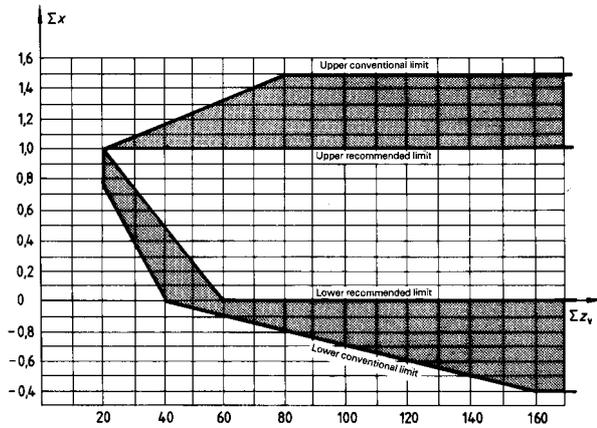


Figura 1 – Límites convencionales y recomendados de la suma de los coeficientes de corrección según ISO/TR 4467-1982.

A partir de la experiencia de los autores, en el análisis de la reconversión de engranajes en sistemas AGMA con empleo de herramientas referidas a las normas ISO, en el artículo se pretende exponer las principales definiciones y recomendaciones asociadas al coeficiente de corrección relativo al módulo en engranajes cilíndricos de ejes paralelos con diente de flanco de evolvente que permitan un racional cálculo de la geometría del engranaje y apreciar mediante ejemplos la ventaja del coeficiente de corrección en la solución de problemas prácticos de engranajes.

2. Referencia para el tallado de las ruedas dentadas de engranajes cilíndricos.

Es conocido que las ruedas dentadas de un correcto engranaje deben de conjugar con una misma cremallera dentada. El perfil de esta cremallera-pieza, con la cual pueden entrar en engrane cualesquiera ruedas dentadas de un mismo módulo, se llama perfil de referencia. La forma y los parámetros del perfil de la cremallera de referencia para los engranajes de evolvente se establecen mediante normas. En la figura 1, se muestra el perfil normalizado de una cremallera de referencia y los parámetros geométricos que permiten establecer sus dimensiones básicas.

Los lados laterales de los dientes del perfil de referencia están inclinados, con respecto a la vertical, bajo un ángulo α llamado ángulo del perfil. El paso de la cremallera de referencia se determina en relación al módulo m (en mm) mediante la dependencia:

$$p = \pi \cdot m$$

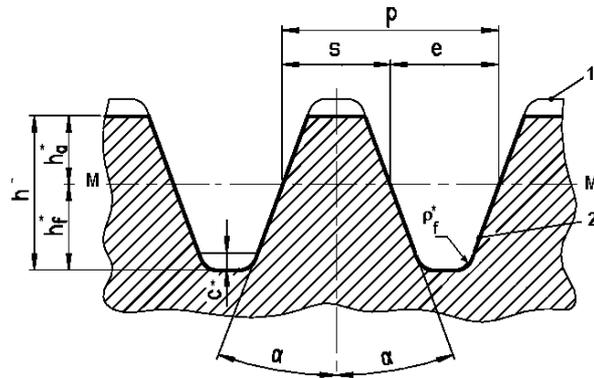


Figura 2 – Perfil de referencia de una cremallera básica para rueda dentada. Nótese la práctica conjugación de los perfiles de la cremallera para herramienta (1) y para rueda dentada del engranaje (2). Se identifica la línea de módulo como MM.

A su vez, las dimensiones básicas del perfil de la cremallera de referencia se determinan de acuerdo con el módulo. Una de las formas más difundidas de altura y ángulo de flanco de los dientes del perfil de referencia en las cremalleras básicas, y aceptadas en la norma japonesa JIS B 1701-72, la norma polaca PN-78/m-88503, la norma soviética GOST 13755-68, la estadounidense AGMA 201.02-68 y la norma internacional ISO 57-74, corresponde a:

- ángulo de presión: $\alpha = 20^\circ$
- factor de altura de cabeza del diente: $h_a^* = h_a / m = 1$
- factor de holgura radial: $c^* = c / m = 0,25$

Las formas y dimensiones de los dientes de la herramienta de corte para el tallado de las ruedas dentadas (por ejemplo, en la sección axial de una fresa madre sinfín), en general corresponden a los dientes de una cremallera con forma semejante al perfil de referencia básico mostrado en la figura 2.

Es importante destacar que en el perfil de referencia de la cremallera básica puede ser trazada una recta sobre la cual se cumple que el espesor del perfil del diente “ s ” es igual al espacio entre dientes “ e ”. Esta recta se denomina *línea de módulo* en el perfil de referencia. La recta de módulo divide la cremallera en dos partes, una superior identificada como cabeza y otra inferior denominada pie.

El tallado normal de las ruedas se produce cuando al finalizar el mecanizado de la rueda dentada se garantiza que la conjugación de la herramienta de corte y la rueda permita que la línea de módulo del perfil de referencia sea tangente a la circunferencia de referencia de la rueda dentada. Ver figura 3.

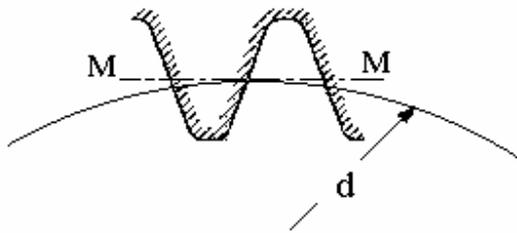


Figura 3 – Esquema de la posición normal de la herramienta y rueda al finalizar el tallado del dentado. La circunferencia de referencia con diámetro d , presente en la rueda tallada, es tangente a la recta de módulo (MM)

3. Corrección del dentado en engranajes cilíndricos.

La corrección del dentado de las ruedas se produce al tallar los engranajes de una transmisión con cierto desplazamiento radial de la herramienta cortante con respecto a la posición normal de la pieza a mecanizar. Este hecho, permite elaborar los flancos de los dientes con una zona de la curva de evolvente diferente a la correspondiente con la posición normal y los que es más importante, permite relacionar directamente la corrección del dentado con el cambio de los diámetros de las ruedas que serán talladas y posteriormente engranadas.

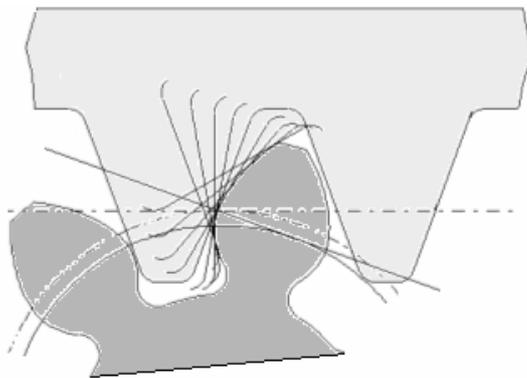


Figura 4 – Esquema del proceso de tallado por generación. En este caso, particular de ruedas con número pequeño de dientes, se muestra el efecto del socavado del fondo del diente durante el proceso de generación.

En un amplio rango de fabricación de ruedas dentadas cilíndricas el método de generación (ver figura 4) supera al método de copia, pues el procedimiento de generación permite de forma muy simple variar una gran cantidad de parámetros de las ruedas dentadas con mayor racionalidad y precisión, además de permitir el

tallado de ruedas dentadas con corrección de los flancos de dientes, mediante el conveniente desplazamiento de la herramienta generadora con relación a la posición de referencia que se establece entre la rueda tallada y la recta de módulo en la herramienta empleada

Básicamente la corrección de los dientes, empleando un desplazamiento radial de la herramienta en el engrane para el tallado, permite el mejoramiento de la resistencia del dentado mediante el trazado del perfil activo de los dientes por diferentes partes de la curva de evolvente de la misma circunferencia básica. La fabricación de ruedas con dentado corregido no es más compleja y costosa que las ruedas no corregidas. Se fabrican en la misma máquina herramienta que las empleadas para ruedas dentadas sin corrección, la diferencia en su elaboración consiste en que los semiproductos exigidos se hacen con diferentes diámetros.

Es particularmente interesante, la posibilidad de permitir el tallado de ruedas dentadas con corrección de los flancos de dientes, mediante el conveniente desplazamiento de la herramienta generadora con relación a la posición de referencia que se establece entre la rueda tallada y la recta de módulo en la herramienta empleada. Ver figura 5.

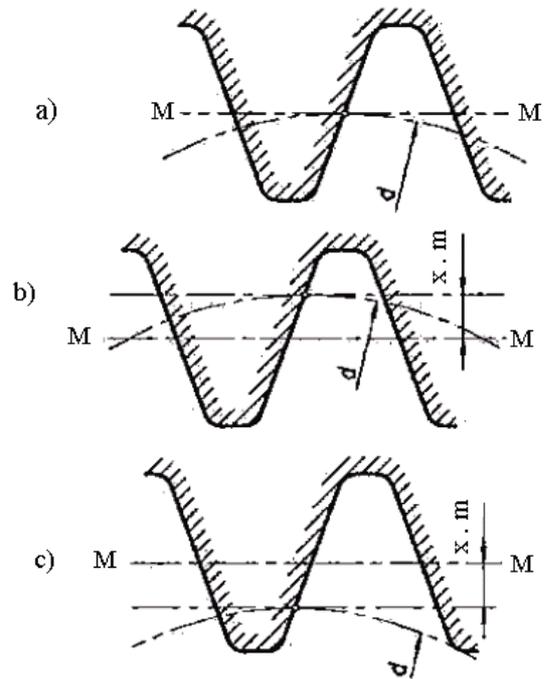


Figura 5 – Diferentes posiciones de la línea de módulo y la circunferencia de referencia al finalizar el tallado por generación: a) Rueda tallada sin corrección, b) Rueda tallada con corrección negativa, c) Rueda tallada con corrección positiva.

Los parámetros principales para evaluar la corrección del dentado son los coeficientes de corrección, que cuantifican el desplazamiento absoluto de la herramienta Δ_{abs} con relación al módulo m :

$$x_1 = \frac{\Delta_{abs1}}{m} \quad \text{y} \quad x_2 = \frac{\Delta_{abs2}}{m}.$$

En el caso del engranaje se define la corrección sumaria como:

$$X_{\Sigma} = X_1 + X_2$$

Es considerado un coeficiente de corrección positivo en caso de un alejamiento de la herramienta, en caso contrario se indica un coeficiente de corrección negativo.

Elijiendo de modo correspondiente los coeficientes de corrección en los dientes de evolvente puede ser aumentada la capacidad de carga del engranaje y *ajustar* el montaje de las ruedas engranadas en una distancia interaxial prefijada conservando la relación de transmisión cinemática dada. Con ayuda de las correcciones positivas en la rueda se puede prevenir la interferencia de los dientes engranados y posibilitar el tallado de piñones con número de dientes pequeños sin peligro del socavado de sus bases.

Relacionada con la corrección en los flancos de los dientes de evolvente de engranajes cilíndricos existen múltiples propuestas en dependencia del efecto deseado en el engranaje. A continuación son expuestas algunas de estas relaciones.

- Correcciones para ruedas con pequeño número de dientes, en las cuales se desea evitar el socavado del fondo del diente.

$$x \geq h_a^* - \frac{z \cdot \sin^2 \alpha}{2 \cdot \cos^3 \beta}$$

- Corrección parcial.

Si $0 \leq x_{\Sigma} \leq 0,5$ entonces $x_1 = x_{\Sigma}$ y $x_2 = 0$

Si $-0,5 \leq x_{\Sigma} \leq 0$ entonces $x_1 = 0$ y $x_2 = x_{\Sigma}$

- Corrección proporcional básica.

Si $x_{\Sigma} \geq 0$ entonces $x_1 = \frac{x_{\Sigma} \cdot z_2}{z_1 + z_2}$

Si $x_{\Sigma} < 0$ entonces $x_1 = x_{\Sigma} \cdot \left(1 - \frac{z_2}{z_1 + z_2}\right)$

- Según el instituto alemán FZG

$$x_1 = \frac{x_{\Sigma}}{u+1} + \frac{u-1}{u+1+0,4 \cdot z_2}$$

- Según la firma MAAG [4]:

$$x_1 = 0,5 \cdot x_{\Sigma} + \left[A - \left(\frac{x_1 + x_2}{2} \right) \right] \cdot \frac{\log u}{\log \left(\frac{z_1 \cdot z_2}{100} \right)}$$

Donde:

$A = 0,50$ para $\alpha = 20,0^\circ$

$A = 0,38$ para $\alpha = 22,5^\circ$

$A = 0,23$ para $\alpha = 25,0^\circ$

A continuación se listan un conjunto de fórmulas útiles para el cálculo de la geometría básica de los engranajes cilíndricos de ejes paralelos con dientes de flanco de evolvente y contacto exterior.

- Diámetro de referencia:

$$d = m \cdot z / \cos \beta$$

- Diámetro de fondo:

$$d_f = d - 2 \cdot m \cdot \left(h_a^* + c^* - x \right)$$

- Diámetro de cresta:

$$d_{a_{1,2}} = 2 \cdot a_w - d_{f_{2,1}} - 2 \cdot c^* \cdot m$$

- Diámetro básico:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$$

- Ángulo del perfil de referencia de la cremallera básica en el plano transversal:

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \right)$$

- Espesor normal del diente en el cilindro de referencia:

$$s_n = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha \right)$$

- Ángulo de engranaje en el plano transversal:

$$\alpha_{wt} = \cos^{-1} \left(\frac{d_1 \cdot (u+1) \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot a_w} \right)$$

- Corrección sumaria:

$$X_{\Sigma} = x_1 + x_2 = \frac{(\text{inv} \alpha_{wt} - \text{inv} \alpha_t)}{2 \cdot \tan \alpha} \cdot (z_1 + z_2)$$

$$\text{inv} \alpha_t = \tan(\alpha_t) - \alpha_t$$

$$\text{inv} \alpha_{wt} = \tan(\alpha_{wt}) - \alpha_{wt}$$

4. Ejemplos de aplicación.

Con el objetivo de mostrar al lector las posibilidades de aplicación del coeficiente de corrección en cálculos de ingeniería asociados a la reconversión de engranajes en sistemas AGMA a partir de herramientas con referencia a normas ISO, son presentados dos ejemplos de solución con aplicación en engranajes cilíndricos de ejes paralelos con dientes de flanco de evolvente que permitan un racional cálculo de la geometría del engranaje y apreciar la ventaja del coeficiente de corrección en la solución de problemas prácticos de engranajes.

Caso 1. Modificando de AGMA a ISO con determinación del coeficiente de corrección sumario para ajustar a una distancia interaxial.

Establecimiento del problema:

En la caja de velocidad del sistema de transmisión de potencia de un camión pesado fue necesario fabricar las ruedas dentadas de un engranaje cilíndrico de dientes rectos elaborado en el Sistema AGMA. Para la elaboración se disponía de herramientas de corte con referencia al Sistema ISO. A continuación se muestra la solución básica.

Datos:

- Distancia interaxial, $a_w = 203,2$ mm (8 pulg).
- Razón de engranaje aproximado, $u = 4,13$
- Paso diametral de engranaje original, $Pd = 4$ (pulg)
- Ángulo de generación de herramienta, $\alpha = 20^\circ$

Solución básica:

a) Propuesta de módulo (ISO).

$$m = \frac{25,4}{Pd} = \frac{25,4}{4} = 6,35$$

Módulo normalizado por ISO 54-77, $m = 6$ (mm)

b) Ángulo del perfil de referencia de la cremallera básica en el plano transversal:

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 0^\circ} \right) = 20^\circ$$

c) Definiendo los números de dientes.

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w}{m \cdot (1+u)} = \frac{2 \cdot 203,2}{6 \cdot (1+4,13)} = 13,2$$

Redondeando por defecto

$$z_1 = 13 ; z_2 = z_1 \cdot u = 13 \cdot 4,13 = 53,69 \approx 53$$

d) Ángulo de engranaje en el plano transversal.

$$\alpha_{wt} = \cos^{-1} \left(\frac{m \cdot z_1 \cdot (1+u) \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot a_w} \right)$$

$$\alpha_{wt} = \cos^{-1} \left(\frac{6 \cdot 13 \cdot (1+4,13) \cdot \cos 20^\circ}{2 \cdot 203,2} \right) = 23,70^\circ$$

e) Coeficiente de corrección sumario total.

$$\text{inv} \alpha_t = \tan(\alpha_t) - \alpha_t$$

$$\text{inv} \alpha_t = \tan(\alpha_t) - \alpha_t \tan(20^\circ) - 20^\circ \cdot \pi / 180^\circ = 0,01490$$

$$\text{inv} \alpha_{wt} = \tan(\alpha_{wt}) - \alpha_{wt}$$

$$\text{inv} \alpha_{wt} = \tan(23,70^\circ) - 23,70^\circ \cdot \pi / 180^\circ = 0,02532$$

$$x_\Sigma = \frac{(\text{inv} \alpha_{wt} - \text{inv} \alpha_t)}{2 \cdot \tan \alpha} \cdot (z_1 + z_2)$$

$$x_\Sigma = \frac{(0,02532 - 0,01490)}{2 \cdot \tan 20^\circ} \cdot (13 + 53) = 0,9447$$

f) Coeficientes de corrección para los dientes de las ruedas.

$$x_1 = 0,482$$

$$x_2 = 0,463$$

g) Completamiento de la geometría.

- Diámetros de cresta:

$$d_{a1} = 94,84 \text{ mm} ; d_{a2} = 334,62 \text{ mm}$$

- Diámetros de fondo:

$$d_{f1} = 68,78 \text{ mm} ; d_{f2} = 308,56 \text{ mm}$$

Caso 2. Modificación de AGMA a ISO con determinación del coeficiente de corrección sumario para ajustar a una distancia interaxial y permitir una generación de las ruedas con herramientas de corte de ángulo de presión de 20° .

Establecimiento del problema:

En la transmisión final de un equipo de movimiento de tierra fue necesario fabricar las ruedas dentadas de un engranaje cilíndrico de dientes rectos elaborado en el Sistema AGMA. Para la elaboración se disponía de herramientas de corte con referencia al Sistema ISO y ángulo de presión de 20° . Los operarios de las

generadoras de engranajes procedieron al tallado de las ruedas con herramientas de corte según ISO ($m = 10$, $ha^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$) de paso semejante a las ruedas dentadas que reconstruían. Los operarios observaron que los dientes del piñón mostraban recortado de las bases y que el engrane correcto de las ruedas se producía a una distancia interaxial menor. Durante el estudio del engranaje fue establecido que la generación de las ruedas originales fue efectuada con una herramienta de ángulo de presión 25° , superior al propuesto ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$ empleado en la reconstrucción. El reto del rediseño suponía realizar los cálculos de ingeniería de forma tal que se mantuviera la misma igualdad en la distancia interaxial, el número de dientes y evitar socavado de los dientes. A continuación se muestra la solución básica.

Datos:

- Distancia interaxial, $a_w = 11$ pulgadas (279,4 mm).
- Número de dientes del piñón, $z_1 = 14$
- Número de dientes de la rueda, $z_2 = 41$
- Módulo del engranaje reconstruido, $m = 10$
- Paso diametral de engranaje original, $Pd = 2,5$ pulg
- Ángulo de generación de herramienta (antes), $\alpha = 25^\circ$
- Ángulo de generación de herramienta (actual), $\alpha = 20^\circ$
- Factor de altura de la cabeza del diente, $ha^* = 1$

Solución básica:

a) Propuesta de módulo (ISO).

$$m = \frac{25,4}{Pd} = \frac{25,4}{2,5} = 10,16$$

Módulo normalizado en el sistema métrico por ISO 54-77, $m = 10$ (mm)

b) Ángulo del perfil de referencia de la cremallera básica en el plano transversal:

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 0^\circ} \right) = 20^\circ$$

c) Ángulo de engranaje en el plano transversal.

$$\alpha_{wt} = \cos^{-1} \left(\frac{m \cdot z_1 \cdot (1 + u) \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot a_w} \right)$$

$$\alpha_{wt} = \cos^{-1} \left(\frac{10 \cdot 14 \cdot \left(1 + \left(\frac{41}{14}\right)\right) \cdot \cos 20^\circ}{2 \cdot 279,4} \right) = 22,33^\circ$$

d) Coeficiente de corrección sumario total.

$$\text{inv} \alpha_t = \tan(\alpha_t) - \alpha_t$$

$$\text{inv} \alpha_t = \tan(20^\circ) - 20^\circ \cdot \pi / 180^\circ = 0,01490$$

$$\text{inv} \alpha_{wt} = \tan(\alpha_{wt}) - \alpha_{wt}$$

$$\text{inv} \alpha_{wt} = \tan(22,33^\circ) - 22,33 \cdot \pi / 180^\circ = 0,02101$$

$$x_\Sigma = \frac{(\text{inv} \alpha_{wt} - \text{inv} \alpha_t)}{2 \cdot \tan \alpha} \cdot (z_1 + z_2)$$

$$x_\Sigma = \frac{(0,02101 - 0,01490)}{2 \cdot \tan 20^\circ} \cdot (14 + 41) = 0,462$$

e) Coeficiente de corrección en el piñón para evitar el socavado del fondo del diente

$$x \geq h_a^* - \frac{z \cdot \text{sen}^2 \alpha}{2 \cdot \cos^3 \beta}$$

$$x \geq 1 - \frac{12 \cdot \text{sen}^2 20^\circ}{2 \cdot \cos^3 0^\circ} = 0,298$$

f) Coeficientes de corrección para los dientes de las ruedas.

$$x_1 = 0,462 > 0,298$$

$$x_2 = x_\Sigma - x_1 = 0,462 - 0,462 = 0$$

g) Completamiento de la geometría.

Diámetros de cresta:

$$d_{a1} = 168,8 \text{ mm} ; d_{a2} = 429,56 \text{ mm}$$

Diámetros de fondo:

$$d_{f1} = 124,24 \text{ mm} ; d_{f2} = 385,0 \text{ mm}$$

5. Conclusiones

A partir de experiencias en trabajos asociados con el análisis para la reconversión de engranajes en sistemas AGMA a partir de herramientas con referencia a normas ISO, fueron presentadas las principales definiciones y recomendaciones asociadas al coeficiente de corrección relativo al módulo en engranajes cilíndricos de ejes paralelos con dientes de flanco de evolvente. Los ejemplos expuestos permiten apreciar la factibilidad de emplear el coeficiente de corrección como factor mediador para la reconversión de sistemas de engranajes entre los sistemas AGMA e ISO.

Bibliografía

1. McVittie, D. ; The European Rack Shift Coefficient “X “ for Americans. Gear Technology, Jul-Aug 1993, Pags. 34 – 36.
2. Rockwell, P. D.; Profile Shift in External Parallel-Axis Cylindrical Involute Gears. Gear Technology, Nov-Dec 2001, Pags. 18 – 25.
3. Technical Report ISO/TR 4467-1982; Addendum modification of the teeth of cylindrical gears for speed-reducing and speed-increasing gear pairs. ISO 1982.
4. MAAG Gear Corp., “MAAG Gear Book”. Zurich (1990).
5. G. González Rey, P. Frechilla Fernández, and R. José García Martín. Cylindrical Gear Conversions: AGMA to ISO. Gear Solution. March 2006.

Addendum modification coefficient as conversion factor of cylindrical gears in AGMA system to ISO standards.

Abstract

Definitions and recommendations associated to the addendum modification coefficient are presented. Examples, based on author’s experiences in the analysis, recovery and conversion of helical and spur gears in AGMA system to ISO standards show the advantage of application of the addendum modification coefficient in the solution of practical problems and rational calculation of gears.

Key words: external parallel-axis cylindrical involute gears, gear geometry, , ISO gear standards, rack shift coefficient x

INGENIERÍA MECÁNICA

ISSN 1029-516X.

Revista Ingeniería Mecánica (On Line):

<http://www.cujae.edu.cu/ediciones/Mecanica.asp>

La Revista Ingeniería Mecánica se encuentra referenciada en las bases de datos:

1. Periódica (<http://dgb.unam.mx/periodica.html>)
2. Latindex
3. Cambridge Scientific Abstracts (<http://www.csa.com/>)
4. Directory of Open Access Journals (<http://www.doaj.org>)
5. Ulrich’s Periodical Directory (<http://www.ulrichsweb.com>)
6. Registro Cubano de Publicaciones Seriadas (<http://www.cubaliteraria.com/publicacion/ficha.php?id=55>)

La publicación ha sido aceptada con los requerimientos exigidos por el Tribunal Nacional Permanente para Grados Científicos en Ingeniería Mecánica como publicación de referencia.

Las contribuciones con artículos a publicar en Ingeniería Mecánica pueden remitirse al Consejo de Redacción, para iniciar proceso con revisores, a las direcciones:

Email: jwellesley@mecanica.cujae.edu.cu

Email: cidim@mecanica.cujae.edu.cu

