

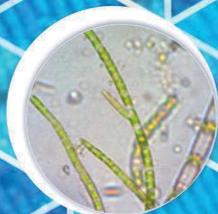


Nthe

NTHE, palabra ñañhò (otomí) que significa vínculo o enlace (se pronuncia "enté")

Revista electrónica de difusión y divulgación científica, tecnológica y de innovación del estado de Querétaro ISSN 2007-9079

ISSN 2007-9079 Periodicidad: cuatrimestral - 2017 Núm. 18



EL QUEHACER DE LA CIENCIA LA TECNOLOGÍA Y LA INNOVACIÓN EN EL ESTADO DE QUERÉTARO

DIRECTORIO

PRESIDENTE
M.V.Z. FRANCISCO DOMÍNGUEZ SERVIÉN

VICEPRESIDENTE
LIC. JOSÉ ALFREDO BOTELLO MONTES

DIRECTOR GENERAL
M. EN A. RAÚL ITURRALDE OLVERA

SECRETARIO
LIC. MAURICIO PALOMINO HERNÁNDEZ

DERECHOS DE AUTOR Y DERECHOS CONEXOS. Año 8, núm. 18, junio-septiembre de 2017, es una publicación cuatrimestral editada por el Consejo de Ciencia y Tecnología del Estado de Querétaro (CONCYTEQ): calle Luis Pasteur Sur núm. 36, col. Centro; CP 76000; tel. (442) 214 3685; www.concyteq.edu.mx; nthe@concyteq.edu.mx. Editora responsable: Alicia Arriaga Ramírez. Reserva de derechos al uso exclusivo núm. 04-2014-030713265000-203; ISSN 2007-9079, ambos otorgados por el Instituto Nacional del Derecho de Autor. Responsable de la última actualización de este número: Alicia Arriaga Ramírez; calle Luis Pasteur Sur núm. 36, col. Centro; CP 76000. Fecha de última modificación: octubre de 2017.

Las opiniones expresadas por los autores no necesariamente reflejan la postura del editor de la publicación.

Queda prohibida la reproducción total o parcial de los contenidos e imágenes de la publicación sin previa autorización del Consejo de Ciencia y Tecnología del Estado de Querétaro.

DIRECTOR DE LA REVISTA ELECTRÓNICA NTHE
DR. MARCO ANTONIO CARRILLO PACHECO

EDICIÓN Y DISEÑO DE LA PUBLICACIÓN
D.G. ALICIA ARRIAGA RAMÍREZ

CORRECCIÓN DE ESTILO
LIC. LAURA PAULINA LIMÓN FIGUEROA

NTHE. Publicación del Consejo de Ciencia y Tecnología del Estado de Querétaro:
<http://www.concyteq.edu.mx/concyteq/uploads/publicacionArchivo/2017-11-1232.pdf>

Luis Pasteur Sur núm. 36
Col. Centro, CP 76000
Tel. 52 (442) 214 3685 / 212 7266, ext. 105
Querétaro, Qro., México

COMITÉ EDITORIAL

Dr. Gerardo Barrera Cardiel
Instituto de Investigación en Metalurgia y Materiales, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Dr. Rodrigo Juárez Martínez
Facultad de Ingeniería, Universidad Autónoma de Chihuahua

Dr. Elías Rigoberto Ledesma Orozco
Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingenierías, Universidad de Guanajuato, campus Irapuato-Salamanca

Dr. Leopoldo Ruiz Huerta
Grupo de Micromecánica y Mecatrónica del Centro de Ciencias Aplicadas y Desarrollo Tecnológico de la UNAM

Dr. Sergio Ricardo Galván González
Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Dr. Héctor Manuel Hernández Macías
Departamento de Botánica, Instituto de Biología de la UNAM

Dra. Gisela Muro Pérez
Facultad de Ciencias Biológicas de la Universidad Juárez del Estado de Durango, campus Gómez Palacio

Dra. María Luisa García Batiz
Instituto de Estudios Económicos y Regionales, Centro Universitario de Ciencias Económico-Administrativas de la Universidad de Guadalajara

Dr. José Antonio Rosique Cañas
División de Ciencias Sociales y Humanidades, Universidad Autónoma Metropolitana, unidad Xochimilco

Dr. Antonio Vega Corona
Subsecretaría de Fomento a la Innovación, Ciencia y Tecnología de la SICES de Guanajuato

Dra. Jazmín Anavel Monterrubio Redonda
División de Ciencias Sociales y Humanidades, Universidad Autónoma Metropolitana, unidad Azcapotzalco

Dr. Iván Salas Durazo
Coordinación del Doctorado en Políticas Públicas y Desarrollo, Centro Universitario de Ciencias Económico-Administrativas de la Universidad de Guadalajara

Dr. Antonio Favila Tello
Instituto de Investigaciones Económicas y Empresariales de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Dr. Víctor Hugo López Morelos
Instituto de Investigaciones Metalúrgicas de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Dr. Luis Béjar Gómez
Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Dr. Ernesto Felipe Peralta Solorio
División de Economía y Derecho, Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, campus Monterrey

Dr. Álvaro Rafael Pedroza Zapata
Departamento de Economía, Administración y Finanzas del Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Occidente

Dr. José Manuel Barrera A.
Laboratorio de Catálisis y Materiales de la Escuela Superior de Ingeniería Química e Industrias Extractivas del Instituto Politécnico Nacional

Dr. Óscar García Barradas
Unidad de Servicios de Apoyo en Resolución Analítica de la Universidad Veracruzana, campus Xalapa

Dra. Norah Yolanda Barba Behrens
Departamento de Química Inorgánica y Nuclear de la Facultad de Química de la UNAM

Dr. Enrique González Vergara
Instituto de Ciencias, Benemérita Universidad Autónoma de Puebla

Dr. Ignacio González Martínez
Universidad Autónoma Metropolitana, unidad Iztapalapa

Dr. Alberto Álvarez Gallegos
Facultad de Ciencias Químicas de la Universidad Autónoma del Estado de Morelos

Dra. María del Pilar Peña Cruz
Escuela Superior de Comercio y Administración del Instituto Politécnico Nacional, unidad Santo Tomás

Dr. Miguel Moreno Plata
Colegio de Humanidades y Ciencias Sociales de la Universidad Autónoma de la Ciudad de México, plantel San Lorenzo Tezonco

ÍNDICE

Comentario NTHE

- | | | | |
|---|----|--|----|
| <p>Diseño de piñones motrices para antena ERIS
Ignacio Torres Contreras, César Eduardo Moreno López
Centro de Tecnología Avanzada (CIATEQ, A.C.)</p> | 1 | <p>Gestión ambiental e innovación, dos componentes clave de la competitividad de las medianas empresas metalmeccánicas
Leoncio B. Baltazar Jiménez
Universidad Tecnológica de Querétaro</p> | 52 |
| <p>Ingeniería en soldadura: una necesidad de la industria nacional
Juan Manuel Salgado López, Abraham Silva Hernández, Francisco Ignacio López Monroy, José Luis Ojeda Elizarrarás, Jesús Mauricio Tello Rico
Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial</p> | 9 | <p>Diversidad y estado de conservación de las especies del género <i>Quercus</i> (Fagaceae) en Querétaro
Yazmín Hailen Ugalde de la Cruz, Beatriz Maruri Aguilar, María Magdalena Hernández Martínez y Emiliano Sánchez Martínez
Jardín Botánico Regional de Cadereyta "Ing. Manuel González de Cosío"</p> | 63 |
| <p>Tecnologías de frontera para ciudades inteligentes
Alejandro Manzano Ramírez, José Mauricio López Romero
CINVESTAV-IPN, unidad Querétaro</p> | 15 | <p>La remoción del colorante orgánico azul de metileno del agua
María Guadalupe Trejo Pérez, Araceli Arteaga Jiménez, Mónica Araceli Vídales Hurtado
CICATA-IPN, unidad Querétaro</p> | 71 |
| <p>Educación y mercado de trabajo en el sector aeronáutico del estado de Querétaro, México
Rolando Javier Salinas García
Unidad Multidisciplinaria de Estudios sobre el Trabajo de la Facultad de Psicología de la Universidad Autónoma de Querétaro</p> | 20 | <p>Bioacumulación de metales tóxicos en macroalgas expuestas a jales mineros. Contaminación por metales en el distrito minero Xichú, Guanajuato
Sara Analí Ruíz Segoviano, Miriam Guadalupe Bojorge García y Enrique Arturo Cantoral Uriza
Unidad Multidisciplinaria de Docencia e Investigación, Facultad de Ciencias, UNAM</p> | 77 |
| <p>La productividad de las pequeñas empresas al innovar
Enrique Leonardo Kato Vidal, María de la Luz Fernández Barros
Posgrado de la Facultad de Contaduría y Administración de la Universidad Autónoma de Querétaro</p> | 29 | <p>Selección de voltaje aplicado a una celda de electrólisis microbiana basada en lixiviado de composta
Elías Arias,¹ Ana del Rosario Pérez Paz,¹ Bibiana Cercado²
¹Instituto Tecnológico Superior de Comalcalco
²Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico en Electroquímica</p> | 83 |
| <p>Propuesta tecnológica y competitividad: estudio de mercado para las empresas queretanas en ensayos no destructivos
Jennifer Desireé Araujo González
María Guadalupe Navarro Rojero
Posgrado del Centro de Tecnología Avanzada (CIATEQ A.C.)</p> | 35 | <p>El desarrollo psicológico en la práctica educativa
Omar Armando Carrillo Tamayo</p> | 89 |
| <p>Modelo de gestión de riesgos: una base para la gestión de proyectos
Leidy Paola Rudas Tayo,¹ Jorge Armando Gutiérrez Bravo,²
¹Centro de Tecnología Avanzada (CIATEQ A.C.)
²Industrial Automation México</p> | 44 | | |

Diseño de piñones motrices para antena ERIS

Ignacio Torres Contreras¹César Eduardo Moreno López²

Resumen

Para la rehabilitación del tren motriz de antena para la estación de recepción de información satelital (ERIS), fue necesario asegurar una geometría correcta de los piñones de la flecha impulsora que mueve los brazos del movimiento vertical, por medio de un par de engranes internos especiales importados, los cuales llevan integrado, cada uno, un balero de rodillos cruzados. Mediante la presente metodología, es posible diseñar y manufacturar en el mercado mexicano un piñón que trabaje adecuadamente con el engrane interno especial de importación. Para garantizar la integridad de la operación entre estos pares de engranes, no sólo es necesario tomar en cuenta el diseño geométrico, sino que también es importante considerar el diseño por resistencia de los materiales. El diseño geométrico queda limitado a las herramientas de corte, materiales y procesos de manufactura disponibles en el mercado local.

Palabras claves: ingeniería inversa de engranes, antena ERIS

Introducción

La antena para la estación de recepción de información satelital (ERIS) se utiliza para fines científicos, biológicos y de apoyo humanístico en catástrofes naturales. Tiene como función principal el seguimiento de algunos satélites, desde los cuales baja imágenes satelitales en su radio de alcance, las cuales son procesadas para sus fines específicos. La ERIS tiene más de 15 años de vida.

A raíz de la rehabilitación de la transmisión del tren de potencia para el movimiento de elevación de la antena ERIS, se llevó a cabo una revisión de los componentes para la realización de un diagnóstico integral de cada uno.



Figura 1. Arreglo de flechas y engranes internos para el movimiento vertical de la antena.

Es así como se encontró que la flecha motriz con doble piñón, requiere también de una rehabilitación. Básicamente, se requiere cambiar toda la flecha con sus dos piñones integrales en sus extremos. La razón del cambio, se basa en que los piñones presentan indicaciones de desgaste extremo y flujo plástico en las caras de contacto. Los piñones trabajan con el engrane interno, que es parte integral del rodamiento que está dañado, figura 1.

El daño de estos baleros, ha provocado que la antena quede fuera de servicio. Como el engrane interno se cambiará por uno nuevo de importación, dado que es de manufactura especial, la recomendación es que también se cambien los piñones motrices. Estas flechas están discontinuadas, así que se ha optado por la rehabilitación de las que se tienen, toda vez que el resto de ellas es de un diseño muy robusto y, por ende, son rescatables.

Es importante asegurar que la geometría de los piñones nuevos que deberán ser manufacturados en el mercado local corresponda con la geometría de los engranes internos y garantizar que las propiedades mecánicas de los materiales sean similares a los originales para obtener una vida adecuada. El método utilizado para la obtención de la geometría inversa de los piñones se basa en el método desarrollado por Isaias Regalado [1] porque ofrece la ventaja de que puede realizarse con instrumentos de medición convencionales.

La primera etapa para el diseño de un engrane inicia con la recopilación de información sobre la aplicación, condiciones de operación, restricciones del diseño y vida útil esperada. Otras limitaciones muy importantes para el diseño de engranes son la disponibilidad de las herramientas de corte para el generado, los materiales y los procesos de manufactura disponibles en el mercado.

CIATEQ, AC, Centro de Tecnología Avanzada
Calzada del Retablo 150, Santiago de Querétaro, Qro., México
Teléfono: 01 442 196 1500, ext. 4174

¹igtoc@ciateq.mx

²cesar.moreno@ciateq.mx

Una restricción fundamental del presente caso de estudio es el asegurar un diseño del piñón que pueda ser manufacturado en el mercado local y asegurar que trabaje adecuadamente con el engrane interno de manufactura especial de importación.

En la segunda etapa del diseño, se considera primeramente el diseño geométrico de los piñones; una vez logrado, se procede con el diseño por resistencia. En el diseño por resistencia, se evalúa la resistencia a la flexión en la raíz del diente y la fatiga superficial al desgaste generada por el efecto del contacto.

Para realizar la ingeniería inversa en el presente documento se utilizan las dos medidas básicas para el control de un engrane: medida entre pernos (*measurement over pins or ball*) y la medida de la suma de pasos (*span measurement*). Estas dos medidas han sido muy utilizadas para el cálculo y el diseño y control de la geometría de engranes con dientes simétricos y asimétricos por Kapelevich [2]. Se han realizado estudios analíticos y experimentales utilizando diferentes instrumentos para la medida entre pernos en engranes cilíndricos helicoidales con número de dientes impares, concluyéndose que para obtener una precisión adecuada se deben hacer varias mediciones y que para este caso, las superficies de contacto juegan un papel crítico en la medición, Zhang [3]. Algunos especialistas han efectuado estudios comparativos de la distancia entre pernos realizada usando algoritmos computacionales contra mediciones con instrumentos convencionales y de los cuales se ha concluido que las mediciones asistidas por algoritmos ayudan a tener una mayor precisión, Zhan [4]. Otros expertos han aportado metodologías analíticas para la realización de la ingeniería inversa de engranes como una respuesta del mercado actual para el *benchmarking* y el mejoramiento de la calidad en los productos y también se afirma que la ingeniería inversa es una actividad necesaria en el mundo industrial moderno, Schultz [5].

Hoy en día existen muchas tecnologías para medir y dimensionar engranes, estas van desde principios por interferometría, tracker, escaner, por algoritmos de visión, láser, mesas de coordenadas entre otros [4]. Kumar [6] utiliza la ingeniería inversa con la ayuda de un escaner láser para determinar el desgaste sobre la caras de un engrane recto. Sin embargo, a pesar de haber varias tecnologías modernas para realizar mediciones en engranes, pocos tienen acceso a ellas y en muchos casos pueden evitarse al aplicar metodologías e instrumentos de medición convencionales como en el presente caso.

Queda claro que la metodología [1] a utilizar es válida y que se deberá tener mucho cuidado con los instrumentos y técnicas de medición utilizadas para obtener la mayor precisión posible. En la presente aplicación se espera que la precisión demandada por los engranes corresponda a una calidad de manufactura industrial de uso general, la cual puede ser obtenida por instrumentos manuales convencionales. Es crítico obtener la geometría que garantice su engranamiento correcto con el engrane interno. Finalmente la geometría calculada es validada mediante software para garantizar el trabajo por resistencia.

Para realizar los cálculos geométricos y de resistencia en los piñones, es indispensable apegarse a las normatividades aplicables. En la actualidad, existen varias normatividades que rigen el diseño de engranes; las dos predominantes son la American Gear Manufacturers Association (AGMA) y la International Organization for Standardization (ISO). Una diferencia importante entre estas dos normatividades, es que los diseños desarrollados con AGMA proporcionan componentes más robustos que los diseños con la normatividad ISO. Esto es importante cuando se tiene como restricción el mínimo volumen y peso del tren de potencia. Dado que el engrane interno para el que se diseñará su piñón, viene de EUA, el diseño se desarrollará de acuerdo con la normativa de AGMA y se conservará el sistema inglés como unidades de cálculo.

En una tercera etapa, se tiene el proceso de manufactura en general, donde la calidad de los materiales locales se debe tomar en consideración en el diseño. Para el presente caso, es importante lograr una geometría que pueda ser realizable con los materiales y las capacidades de manufactura de la región. Los piñones deberán tener una vida equivalente a los originales y a la par de la vida esperada en el engrane interno.

Datos de entrada

La Antena ERIS es de diseño estadounidense. Los dos movimientos —acimut y el de elevación— son realizados mediante un servomotor que trabaja a 208/120V AC, 60 Hz para cada uno. El par máximo a la salida del tren de potencia, el cual termina moviendo el plato en sus dos ejes, es de 32,000 lb-pie, de acuerdo con el manual de operación y mantenimiento. La ERIS mide 12 metros de altura y el diámetro del plato es de 6 metros. La figura 1 muestra la antena ERIS.

El sistema de elevación está formado por dos sistemas de transmisiones iguales para contrarrestar el efecto del



Figura 2. Antena ERIS.

claro tangencial entre dientes (*backlash*) con respecto de los diámetros de paso, (ver figura 3).

La figura 3, muestra el arreglo de las dos flechas motrices para el movimiento vertical de la antena. Los piñones que trabajan con el engrane interno, son los que se diseñan en el presente trabajo y se conserva el resto de las flechas.

Geometría de referencia

La geometría de referencia, para la cual se deberá asegurar la geometría de los piñones, es dada por el proveedor del engrane interno que va integrado a los rodamientos de rodillos cruzados. Los datos principales se muestran en la tabla 1.

Con base en la geometría de referencia del engrane interno, se procederá a calcular la geometría de los piñones.

Ingeniería inversa de los piñones

Se toman las dimensiones básicas de los piñones usados con instrumentos convencionales de acuerdo, con la metodología del doctor Isaías Regalado [1] y las ecuaciones de la norma AGMA [7]. Los datos recabados físicamente sobre los piñones usados se dan en la tabla 2.

La medida entre pernos sobre el plano transversal de un engrane recto está dada por las ecuaciones 1, 2 y 3, (ver figura 3):

La medida de la suma de pasos, se calcula por medio de la ecuación 4, (ver figura 4):

Para calcular los parámetros geométricos de los piñones se consideran, además, los datos de la geometría propuesta. Se asumen las proporciones de una

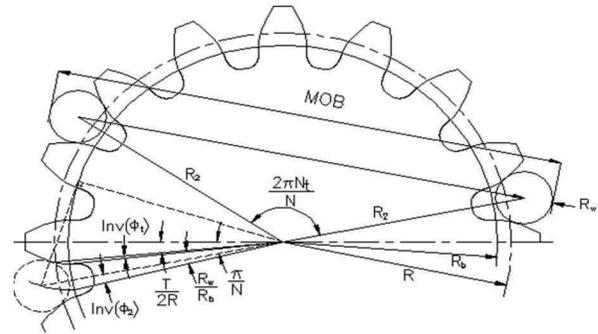


Figura 3. Medida entre pernos en un engrane recto.

1

$$MOB = 2R_w + R_2 \sqrt{2 - 2 \cos\left(\frac{2\pi N_t}{N}\right)}$$

2

$$R_2 = \frac{R_b}{\cos(\phi_2)}$$

3

Y ϕ_2 está dada por:

$$Inv(\phi_2) = \frac{T}{2R} + Inv(\phi_1) + \frac{R_w}{R_b} - \frac{\pi}{N}$$

Datos del dentado interno	ANSI B6.1-1968
Número de dientes	144
Ángulo de presión, (°)	20
Paso diametral, (dtes/pulg)	6
Diámetro de paso teórico, (pulg)	24.000
Corrección del adendo	0
Altura total del diente, (pulg)	0.3595
Espesor circular sobre diámetro de paso teórico, (pulg)	0.2618 / 0.2591
Diámetro de perno de prueba, (pulg)	0.280
Medida entre pernos de prueba, (pulg)	23.6190 / 23.6267
Dureza superficial sobre el dentado, (BHN)	285 - 325
Calidad AGMA de generación	Q10

Tabla 1. Datos del generado del engrane interno de importación

Datos y dimensiones físicas de piñones	ANSI/AGMA 2002-B88
Número de dientes	23
Ancho de cara, (pulg)	2.5
Diámetro exterior, (pulg)	4.156
Medida <i>span</i> entre, (dtes)	2
Medida <i>span</i> normal, (pulg)	0.7948 / 0.7950
Medida entre pernos: diámetro del perno de prueba, (pulg)	0.374
Medida entre pernos, (pulg)	4.5052 / 4.5054

Tabla 2. Levantamiento dimensional de piñones

herramienta normalizada, dado que la idea es el manufacturarla con base en ellas.

La distancia entre centros real u operativa es, CO=10.064 pulg. El diámetro de paso teórico del piñón es 3.833 pulg, mientras que el diámetro teórico de paso del engrane

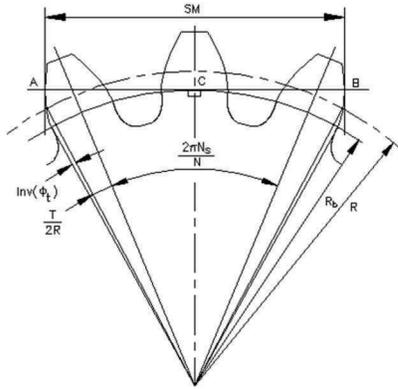


Figura 4. Medida *span* en un engrane recto.

$$4 \quad SM = R_b \cos(\psi_b) \left[\frac{T}{R} + \frac{2\pi N_s}{N} + 2 \text{Inv}(\phi_t) \right]$$

interno es de 24.000 pulg. Por lo tanto, la distancia teórica del par de engranes es igual a $C = (24.000 - 3.833) / 2 = 10.083$ pulg. Esto es, la distancia teórica es 0.0192 pulg mayor que la real. Por lo tanto, a pesar de que el engrane interno no tiene corrección de adendo, es necesario modificarlo positivamente para compensar tal diferencia. Para realizar ese ajuste, se tiene que definir el *backlash* requerido para estos engranes a fin de permitir una correcta lubricación y prever las interferencias por errores de manufactura y de las dilataciones térmicas. De acuerdo con Dudley [8] para un paso diametral de 6 dtes/pulg y una distancia entre centros de 10 a 20 pulg, se recomienda un valor máximo para *backlash* de 0.010 pulg. En el presente caso, se pretende diseñar una geometría de un piñón que trabaje con una geometría estándar para el engrane interno existente.

Para el cálculo de la corrección de adendo es necesario analizar la condición de cero *backlash* de acuerdo con las ecuaciones para engranes internos (5, 6 y 7) y posteriormente se agrega la corrección requerida.

$$5 \quad e_g - e_p = \frac{(Ng - Np) [\text{Inv}(\phi_t') - \text{Inv}(\phi_t)]}{2P \tan(\phi)}$$

Donde:

$$6 \quad \phi_t' = A \cos\left(\frac{C \cos(\phi_t)}{CO}\right)$$

$$7 \quad e_B = \frac{Bl}{2 \tan(\phi)}$$

La corrección total operativa del par de engranes de estudio, está dada por la ecuación (8).

$$8 \quad e_T = e_g + e_p - e_B$$

Donde:

e_T , corrección total de par de engrane, pulg.

e_p , corrección del piñón, pulg.

e_g , corrección en el engrane interno, pulg.

e_B , corrección debida al backlash, pulg.

En el presente caso, la corrección total necesaria para obtener un *backlash* de cero para una distancia entre centros de 10.064 pulg, está dada como sigue:

$$\phi_t' = A \cos\left(\frac{(10.064) \cos(20^\circ)}{10.833}\right) = 19.695^\circ$$

$$e_g - e_p = \frac{(144 - 23) [\text{Inv}(19.695) - \text{Inv}(20)]}{(2)(6) \tan(20)}$$

$$e_g - e_p = -0.0192$$

Como la corrección del engrane e_g es cero, la corrección requerida en el piñón será de:

$$e_p = 0.0192$$

El coeficiente de corrección de adendo del piñón X_p está dado por la ecuación (9).

$$9 \quad X_p = eP = (0.0192)(6) = 0.1151$$

Por otro lado, la corrección requerida para obtener un *backlash* máximo de 0.010 pulg es:

$$e_B = \frac{0.010}{(2)(\tan 20)} = 0.0137$$

Con el siguiente coeficiente de corrección total:

$$X_B = e_B P = (0.0137)(6) = 0.0824$$

Finalmente, la corrección total para el par de engranes es:

$$e_T = 0 + 0.0192 - 0.0137 = 0.0055$$

La corrección total resulta ser muy cercana a cero; esto significa que, para el diseño original, se trató de maximizar la resistencia expandiendo los espesores del dentado a su mayor tamaño posible. De esta forma, se

tienen dos elementos con sus espesores sobre el diámetro de paso teóricos y, en lugar de reducir alguno de ellos para generar el *backlash*, se logra el mismo resultado recortando un poco la distancia entre centros; para este caso, particular es prácticamente la distancia equivalente al *backlash* requerido. Por lo tanto, sólo se trabajará con los ajustes necesarios para generar el rango de *backlash* sobre los 0.010 pulg. Dado que un engrane interno tiene una mayor relación de contacto, se hará una modificación de perfil negativa para adelgazar el espesor del diente, mientras que para el piñón se hará una corrección positiva.

De los datos del engrane interno expuestos en la tabla 1, el espesor sobre el diámetro de paso teórico es de 0.2618/0.2591 pulg. Como puede notarse, la condición de máximo material está referenciada con el espesor sobre el diámetro de paso teórico. Entre estos dos valores, hay una diferencia de 0.0027 pulg. De acuerdo con AGMA [2], para una calidad Q10 y un paso diametral de 6, se está aplicando un código de tolerancia B. Este mismo valor aplica para la tolerancia del piñón compañero. El espesor normal del piñón sobre el diámetro de paso teórico para cero *backlash* tiene un valor de 0.2757 pulg. El espesor de piñón para un *backlash* de 0.010 pulg nominal es de 0.2622 pulg; esto se logra con un coeficiente de corrección de adendo positivo de 0.033.

En la tabla 3, se hace la combinación entre espesores y se consideran los valores de *backlash* mínimo y máximo para ambos componentes. El paso circular normal teórico permanece constante.

Dim: pulg	Máximo	Mínimo	Arco claro cordal máximo
Espesor del engrane interno	0.2618	0.2591	0.2645
Espesor del piñón	0.2649	0.2622	
<i>Backlash</i>	0.012	0.007	
Coefficiente de corrección de adendo del piñón	0.0256	0.0033	

Tabla 3. Cálculo de espesores del piñón, (pulgadas)

Diseño geométrico de los piñones

De acuerdo con los datos del fabricante del engrane interno, se tiene un adendo de 0.1666 pulg. y una profundidad total de 0.3595 pulg. La altura estándar para una herramienta de corte de con un coeficiente de corrección total de 2.25/6 es igual a 0.375 pulg. Se tiene una diferencia de 0.0155 pulg, la cual es muy cercana a la diferencia entre la distancia de centros teórica y operativa. Al alejar el par de engranes entre sí, se afecta la relación de contacto, por lo que deberá revisarse a fin de

Dim: pulg	Piñón	Engrane interno
Número de diente:	23	144
Paso diametral normal		6
Áng. de presión normal		20
Ancho de cara		2.5
Coef. de adendo Hta.	1.25	1.25
Coef. de adendo Hta.	1	1
Coef. radio punta Hta.	0.3	0.3
Coef. de corrección adendo	0.0256/0.002	0/0.022
Espesnormal @ diám. de paso teórico	0.2649/0.2622	0.2618/0.259
Diám. base	3.602	22.553
Diám. de raíz	3.425	24.417
Diám. de paso teórico	3.833	24.000
Diám. de paso operativo	3.842	24.057
Diám. exterior	4.176	23.667
Backlash máximo		0.012/0.007
Calidad AGMA		Q10

Tabla 4. Diseño de piñones rectos

Dim: pulg	Máximo	Mínimo
Medida span		
Número de dientes par medición		2
Medida de control span	0.7946	0.7919
Medida entre pernos		
Diámetro del perno		0.375
Medida de control er pernos	4.505	4.500

Tabla 5. Control de espesores para piñón

que se cumpla con el mínimo valor recomendado por AGMA. Por otro lado, se comprueba que la herramienta utilizada es estándar: 1.25/0.3/1.0 ISO 53.2 Perfil B. En la tabla 4, se resumen los datos del diseño del par de engranes.

Las dimensiones de control para los espesores de ambos engranes están contenidos en la tabla 5.

Las tolerancias geométricas para el piñón de acuerdo con AGMA y para una calidad con un generado Q10, son:

Excentricidad	0.00240 pulg.
Error de paso	0.00063 pulg.
Tolerancia de perfil	0.00087 pulg.
Tolerancia de avance	0.00077 pulg.

De igual manera y conforme con AGMA, el claro radial es $0.25/P=0.25/6=0.042$ pulg y se puede asumir un mínimo de $0.15/P=0.15/6=0.025$ pulg.

El claro radial entre el par de engranes está dado por la ecuación (10):

$$10 \quad CI = CO - \frac{Dep}{2} - \frac{Drg}{2} = CO - \frac{Deg}{2} - \frac{Drp}{2}$$

Donde:

Dep, diámetro exterior del piñón

Drg, diámetro de raíz del engrane interno

Deg, diámetro exterior de engrane interno

Drp, diámetro de raíz del piñón

De esta manera, los claros radiales calculados para el presente diseño son: $CI = 0.057/0.015$ pulg.

Donde el claro mínimo corresponde al claro radial entre el diámetro de raíz del engrane interno contra el diámetro exterior del piñón. Puede verse que no hay problemas de interferencias por este lado y, por tanto, el diseño es factible. Sólo habría que asegurar que no haya interferencia entre los radios en las raíces de las trocoides contra las esquinas del dentado sobre el diámetro exterior del piñón.

Para el presente diseño se tiene una relación de contacto transversal de $m_p=1.807$, (ver ecuaciones 11 y 12). El valor mínimo para un arreglo de engranes rectos es de 1.2 de acuerdo con AGMA. Los engranes internos normalmente tienen una relación transversal mucho mayor que la mínima requerida.

Una característica cinemática importante en el engranamiento entre un par de engranes es la velocidad de deslizamiento y el deslizamiento específico. El punto de contacto de los dientes se mueve a lo largo de la línea de acción y solamente en el punto de paso se tiene rodadura. En cualquier otro punto de contacto existe deslizamiento entre las superficies en el sentido perpendicular a la línea de acción.

$$11 \quad m_p = \frac{Ng + Np - CO \sin(\phi_t')}{P_{BT}}$$

$$12 \quad P_{BT} = \frac{\pi Dbp}{Np} = \frac{\pi Dbg}{Ng}$$

La velocidad de deslizamiento en un punto sobre la línea de acción, está expresada por medio de la ecuación (13):

$$13 \quad Vs = Vtp - Vtg$$

Donde:

Vs, Velocidad de deslizamiento, (pulg/seg)

Vtp, Velocidad tangencial del piñón, (pulg/seg)

Vtg, Velocidad tangencial del engrane, (pulg/seg)

Mientras que el deslizamiento específico está definido por las ecuaciones (14):

$$14 \quad SS_p = \frac{Vtp - Vtg}{Vtp} \quad SS_g = \frac{Vtg - Vtp}{Vtg}$$

Donde:

SSp, Deslizamiento espec. del piñón, (pulg/seg)

SSg, Deslizamiento espec. del engrane, (pulg/seg)

El comportamiento de las velocidades de deslizamiento a lo largo de la línea de acción son un parámetro importante para asegurar un correcto engranamiento entre los engranes y ver posibles irregularidades cinemáticas relacionadas con la geometría.

A continuación se muestran los deslizamientos específicos del par de engranes de estudio para evaluar su cinemática, (ver figura 5). Puede observarse que ambos gráficos son prácticamente simétricos con respecto de la horizontal en el punto de rodadura. Esto significa que el diseño está bien balanceado. El piñón presenta el mayor deslizamiento específico en su perfil bajo, pero es un gráfico uniforme sin cambios abruptos, por lo que se valida la cinemática del diseño para el piñón y en conjunto con la geometría del engrane interno. Con ello, se concluye que el diseño original de este par de engranes es adecuado.

Finalmente, en la figura 6, se muestran los perfiles para ambos componentes y puede apreciarse que ambos perfiles son compatibles.

Diseño por resistencia de los piñones

De los datos del fabricante de los engranes internos, se sabe que el material utilizado es un acero AISI 4140, tratado y revenido, con una dureza superficial sobre la superficie del dentado de 285-325 BHN.

Para la selección del material de los piñones se contempla un acero AISI 4140, templado y revenido, con dureza superficial sobre el dentado de 342-390 HRC. Según AGMA, el piñón es el componente que más ciclos de trabajo acumula y por tanto está sujeto a un mayor desgaste, por lo que deberá tener una mayor dureza, al menos igual o mayor a 1.2 veces la dureza del engrane interno.

La velocidad máxima de elevación del plato es de $15^\circ/\text{seg}$, esto es 2.5 rpm. El par máximo para el movimiento de elevación tiene un valor de 15,000 lb-pie y, dado que dicho movimiento lo proporcionan los dos engranes internos, el par demandado para cada engrane interno resulta de 7,500 lb-pie. Esta condición le requiere

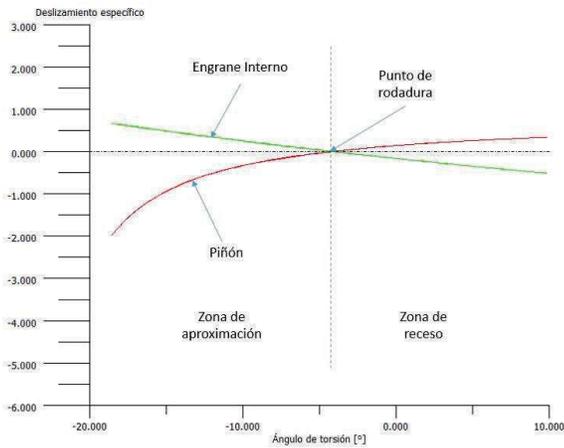


Figura 5. Deslizamientos específicos de engranes.

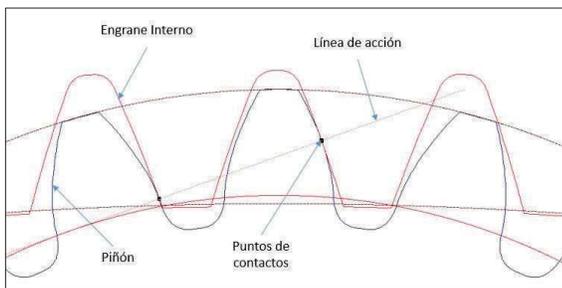


Figura 6. Gráfico del engranamiento de ambos elementos.

una potencia de 3.57 hp del servomotor. Así, se tiene que cada piñón transmite un par de 1,198.25 lb-pie a una velocidad de 15.65 rpm.

De acuerdo con AGMA por arriba de los 10,000 ciclos de vida se considera una vida infinita para los engranes en cuestión. Para la presente aplicación, se consideran 1000 horas de vida útil en ambos engranes, bajo las condiciones de actuales de operación, este valor equivale a un número de ciclos de trabajo mayor que el mínimo especificado. De igual manera, para la presente aplicación, se utiliza un factor de aplicación de 1.25.

AGMA no tiene definido el cálculo de vida para engranes internos, por tal motivo, se hace de acuerdo con la norma ISO 6336:2006 Método B [10], el cual se muestra en la tabla 6. En dicha tabla, se observa claramente que el engrane interno tiene factores de vida mayores que el

Dim: pulg	Piñón	Engrane interno
Factor de seguridad por flexión (<i>bending</i>)	2.17	2.89
Factor de seguridad por fatiga superficial (<i>pitting</i>)	1.89	2.30

Tabla 6 – Factores de seguridad para los engranes



Figura 7. Piñones manufacturados



Figura 8. Ensamblaje de flechas y engranes internos en su pedestal

piñón, como era de esperarse; sin embargo, ambos cumplen con la vida especificada.

Los piñones fueron manufacturados con el diseño obtenido como se puede observar en la figura 7.

La figura 8, muestra el pedestal donde se alojan las flechas doble piñón rediseñadas ensambladas en los engranes internos. Cada piñón cuenta con cuatro cuñeros como una forma de respetar el espesor de anillo por debajo de las raíces de los dientes. La solución con una sola cuña comprometía el espesor mínimo del anillo por debajo de las raíces del dentado.

Las cuñas y la sección de la flecha fueron verificadas por resistencia mecánica a través de un análisis con el método de elementos finitos.

Actualmente la antena está operando satisfactoriamente con los piñones diseñados y manufacturados en el mercado local. Los niveles de ruido y vibración son normales y bajos. Antes de la reparación el edificio donde se ubica la antena se sembraba de manera preocupante y producía niveles de ruido altos.

Conclusión

En el presente artículo se ha mostrado una metodología para el diseño geométrico de un piñón para un engrane nuevo existente de la Antena ERIS. Se ha probado que mediante métodos convencionales de medición es posible realizar el diseño de este tipo de engranes. El diseño del piñón se ha desarrollado de tal manera que se dan los parámetros y las tolerancias necesarios para su manufactura.

Se puede concluir que para lograr el diseño de un engrane nuevo para un engrane existente, se requiere de un buen levantamiento dimensional y recopilación de la información existente, así como que el diseño del engrane se lleve a cabo tanto geoméricamente, como por resistencia para asegurar su correcto funcionamiento.

Queda claro que estos diseños deben realizarse de acuerdo con la normativa que aplique a cada caso. Para el presente caso, fue necesario realizar el diseño geométrico con la normativa AGMA y el cálculo de resistencia con la normativa ISO, puesto que AGMA no tiene definido el cálculo de resistencia para engranes internos; esta situación es parte de los retos que demandan los problemas reales. De la misma manera, para llevar a cabo el presente trabajo, fue necesario utilizar herramientas de diseño computacionales.

Del análisis del diseño original del par de engranes, se concluye que dicho diseño es adecuado y se resolvió con engranes estándar con las mínimas modificaciones de perfil para la obtención del *backlash*. Los gráficos de los desplazamientos específicos, muestran un balanceo óptimo entre las velocidades de deslizamiento y, por tanto, da un indicador de que el diseño está factible. El cálculo de vida indica que los factores de seguridad calculados son adecuados para las condiciones de operación.

Finalmente, se comenta que el diseño de los piñones fue manufacturado, ensamblado y probado, y que los resultados fueron favorables conforme al diseño desarrollado y que hoy en día la antena ERIS está operando normalmente.

Agradecimientos

Se agradece a todo el personal de ECOSUR y del INEGI que participaron en la rehabilitación del tren de potencia de la antena ERIS, por el apoyo para el desarrollo del presente trabajo.

Fecha de recepción: 5 de julio de 2017

Fecha de aceptación: 5 de noviembre de 2017

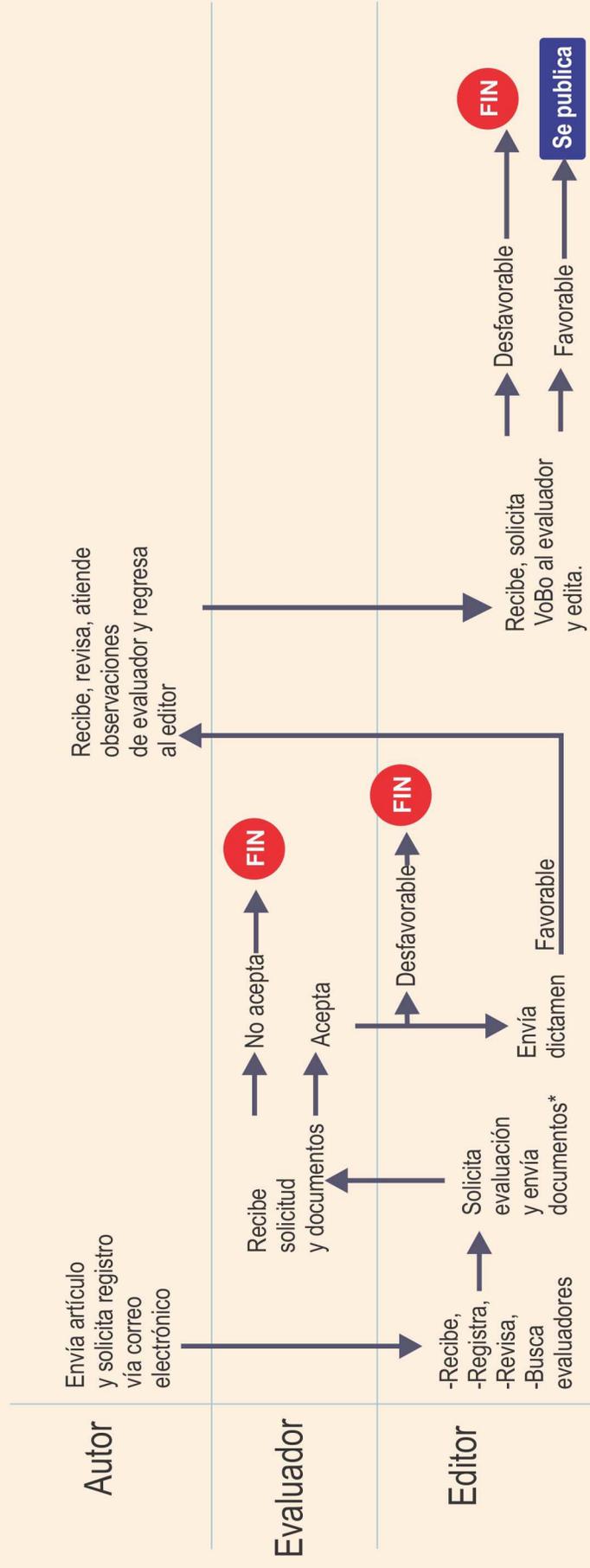
Nomenclatura

MOB	medida entre pernos o esferas
SM	medida de la suma de paso
N	número de dientes totales del engrane
N_t	número de dientes entre pernos
N_s	número de espacios entre medida de suma de pasos
OD	diámetro exterior del engrane
OM	medida exterior
P	diámetro de paso transversal
P_n	diámetro de paso normal
R	radio de paso teórico
R_2	radio auxiliar para la medida entre pernos
R_b	radio de base
RD	diámetro de raíz
R_w	radio del perno o esfera para medición
TE	espesor transversal del diente al radio de referencia R
ϕ	ángulo de presión normal teórico
ϕ_2	ángulo de presión auxiliar durante la medición
ϕ_t	ángulo de presión transversal al radio de referencia R
ψ	ángulo de hélice teórico al diámetro de referencia R
ψ_β	ángulo de hélice base

Referencias

- [1] Regalado I. y López R., Reverse engineering of pure involute cylindrical gears using conventional measurement tools, gear technology, enero-febrero de 2000.
- [2] Kapelevich A. L., Measurement of directly designed gears with symmetric and asymmetric teeth, gear technology, enero-febrero de 2011.
- [3] Zhang Q. y Kang J., The calculation and experiment for measurements over pins of the external helical gears with an odd number, International journal of precision engineering and manufacturing, Vol. 13, No. 12, pp. 2203-2208 of teeth, diciembre de 2012/2203.
- [4] Zhan J. y Fard M., Iterative computation for measurement over pins of gears, Elsevier, diciembre de 2014.
- [5] Schultz C. D., Reverse engineering, american gear manufacturers association, 10FTM09, octubre de 2010.
- [6] Kumar A. y Jain P. K., Study of tooth wear on spur gear performance parameters using reverse engineering, international conference on production and mechanical engineering, diciembre de 2014, Bangkok, Thailandia.
- [7] American Gear Manufacturers Association, ANSI/AGMA 2002-B88; Tooth thickness specification and measurement, 2014.
- [8] Townsend P. D. (1991), Dudley's gear handbook, Mc Graw Hill, segunda edición.
- [9] Lynwander P. (1983), Gear drive systems, Marcel Dekker, Nueva York: Marcel Dekker.
- [10] International Organization for Standardization, ISO 6336-1, 2, 3, 4, 5, 6

Proceso editorial revista electrónica NTHE



*Los artículos son evaluados bajo el criterio de doble ciego.

NORMAS PARA PUBLICAR

ANTECEDENTES

En 1988 surge el Boletín NTHE como medio de difusión impreso para las actividades que desarrollaba el CONCYTEQ en sus diversos Programas. En su etapa posterior en la década de los noventas se determina transformar su contenido y pasa de boletín a revista con el objetivo de difundir el quehacer de los investigadores y estudiantes de posgrado que en materia de ciencia, tecnología e innovación producen en Querétaro. A partir del año de 2010 la revista se edita para su publicación en formato digital cuyo contenido se estructura con artículos de investigación con la participación de autores provenientes de Instituciones de Educación Superior y Centros de Investigación ubicados en el Estado de Querétaro.

Las propuestas de artículos que se reciben, son sometido a dos procesos de revisión. La primera revisión la realiza un investigador (Revisión por pares) conocedor de la temática que se trate quien determina la pertinencia de la publicación del artículo en cuestión conforme a los puntos a evaluar mencionados en el apartado 5. La segunda es una revisión editorial de sintaxis y corrección de estilo.

OBJETIVO

Fortalecer la difusión de la ciencia, la tecnología y la innovación entre la sociedad queretana', promoviendo la difusión de artículos de investigación relacionados al quehacer científico, tecnológico y de innovación de los investigadores del estado de Querétaro a través de artículos de investigación.

Periodicidad	Reserva de derechos al uso exclusivo	ISSN
Cuatrimestral	04-2014-030713265000-203	2007-9079

1.-ENVÍO DE ARTÍCULOS.

Los artículos que se propongan deberán ser respaldados por un proyecto de investigación además de que sean inéditos.

El o los autores enviarán su colaboración junto con el formato de registro a la dirección electrónica de NTHE (nthe@concyteq.edu.mx).

-El documento debe ser enviado en Word en archivo .doc o .docx.

Temáticas - 2017:		
Derechos humanos y su relación con la ciencia, la tecnología y la innovación.	El quehacer de la ciencia , la tecnología y la innovación en el estado de Querétaro	5º Encuentro de jóvenes investigadores del estado de Querétaro.

2.-ESTRUCTURA y FORMATO DE LOS TRABAJOS:

Los trabajos deberán ser enviados *in extenso* y estructurados de la siguiente forma:

- a) **Título corto** y que contenga la información esencial del contenido del trabajo y lo suficientemente atractivo para invitar a su lectura, que no supere 90 caracteres ó 16 palabras.
- b) **Autoría.** Indicar el nombre y apellidos de autor o autores, su filiación institucional, indicando sus datos de contacto como dirección postal, electrónica o teléfono institucional.
- c) **Resumen de tipo informativo.** Debe contener los objetivos, las características del contexto del estudio, la metodología empleada, los resultados y las conclusiones. Con una extensión no mayor a 250 palabras.
- d) **Palabras clave.**

- e) **Introducción.**
- f) **Cuerpo del trabajo** (desarrollo del tema).
- g) **Resultados.** Presenta los principales hallazgos que dan respuesta a los objetivos de la investigación presentados en la introducción
- h) **Discusión y conclusiones.**
- i) **Referencias bibliográficas** (APA sexta edición).

3.-PARA EL FORMATO DEL ARTÍCULO CONSIDERAR LO SIGUIENTE

Número máximo de caracteres ó páginas	18 500 caracteres con espacios o un máximo de 10 páginas
Número máximo de referencias bibliográficas	20
Título	Letra Arial narrow negrita en 24 puntos .
Subtítulos	Letra Times New Roman negrita en 14 puntos .
Cuerpo del trabajo	Letra Times New Roman en 12 puntos .
Interlineado y columnas	Interlineado a espacio sencillo. Dos columnas con un ancho de 8.54 cm y un espacio entre columnas de 0.5 cm .
Referencias, títulos de gráficos y tablas	Letra Arial Narrow en 10 puntos .

4.-GRÁFICOS, FOTOS Y TABLAS, ESTAS ÚLTIMAS EN CASO DE SER INCORPORADAS COMO IMAGEN.

Deberán contar con una resolución mínima de 2000 pixeles en su lado menor.

5.-EVALUACIÓN

Los artículos recibidos serán sometidos a un arbitraje bajo el criterio de doble ciego, que será realizado por dos investigadores distintos al Centro de Investigación o Institución de Educación Superior del cual provenga el autor y a una revisión editorial de sintaxis y corrección de estilo. Tanto las observaciones de la evaluación como las modificaciones propuestas producto de la revisión editorial se pondrán a consideración de los autores hasta llegar a la versión final del trabajo, que es la que se editará para ser incluida en la revista.

Los puntos a considerar en la evaluación son los siguientes:

1. ¿El título refleja el contenido del manuscrito?
2. ¿El contenido es original?
3. ¿Es una contribución valiosa en su disciplina?
4. ¿Las figuras, fotos y tablas son claras y pertinentes?
5. ¿Los análisis estadísticos son apropiados?
6. ¿Los datos respaldan las interpretaciones y conclusiones?
7. ¿Se incluyen las referencias bibliográficas necesarias y sólo las solicitadas en éste documento?
8. ¿Se han respetado los requerimientos solicitados en los puntos 2 y 3?
9. ¿La calidad de redacción y estilo es adecuada?

El envío de cualquier colaboración a la revista implica no sólo la aceptación de lo establecido en este documento, sino también la autorización al CONCYTEQ para darlo a conocer en su página electrónica www.concyteq.edu.mx.

