

# Ingeniería inversa de un reductor de tornillo sinfín – corona

## Reverse engineering of a worm gear reducer

Juan F. Arroyave Londoño, Carlos A. Romero Piedrahita, Carlos A. Montilla Montaña  
*Facultad de Tecnologías, Escuela de Tecnología Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia*  
[jfa@utp.edu.es](mailto:jfa@utp.edu.es), [cromero@utp.edu.co](mailto:cromero@utp.edu.co), [cmontilla@utp.edu.co](mailto:cmontilla@utp.edu.co)

**Resumen**— En este trabajo se presenta una aplicación de algunos conceptos de ingeniería inversa a un reductor de tornillo- sinfín corona de baja capacidad. La información recolectada referente a las características técnicas del reductor proviene de la disección del sistema para aplicar la metrología dimensional, la medición de acabados y la comprobación de tolerancias de fabricación; luego de esto, se generan los modelos CAD y se realiza el levantamiento de los planos tecnológicos de cada pieza. Se realiza la comprobación de diseño y por último se propone una metodología para la realización de los proyectos de diseño, la cual podría ser adoptada a nivel industrial para mejorar la etapa de producción.

**Palabras clave**— CAD, Ingeniería inversa, reductor sinfín corona.

**Abstract**— In this paper it is presented the application of some Reverse Engineering concepts to a worm gear low-capacity reducer. The information collected concerning the reducer's technical features comes from the transmission system's dissection, dimensional metrology, surface finishes measurement, and manufacturing tolerances tests. Thereby CAD models are generated and the drafting of technological plans for each component is carried out, followed by the design testing for performance and durability. Finally, it is proposed a methodology for the implementation of design projects, which being adopted at industrial scale could significantly improve the production stage.

**Key Word** — CAD, Worm Gear reducer, Reverse Engineering.

### I. INTRODUCCIÓN

La Ingeniería Inversa tiene como objetivo determinar las características y funciones de un proceso, sistema o componente para reproducirlo y, en lo posible, mejorarlo. Es una estrategia de ingeniería aplicada a la reproducción, copiado, sustitución de partes, diseño de nuevos productos, modificación de diseños, inspección industrial, documentación de diseños, desarrollo de información para la manufactura, entre otras.

La ingeniería inversa es una metodología de rediseño que puede aplicarse a un producto existente, a un prototipo o

un concepto detallado. Es un proceso que utiliza una variedad de técnicas en forma de modelos, esquemas, pautas y teorías normativas para diseccionar y entender completamente un producto. Formulada concisamente, la ingeniería inversa inicia el proceso de rediseño de un producto, donde éste es observado, desensamblado, analizado y documentado, en términos de su funcionalidad, forma, principios físicos, manufacturabilidad y ensamblabilidad. La intención de este proceso es entender y representar completamente el estado actual del producto [1] [2].

Una de las ventajas que el computador le ha proporcionado a la ingeniería es la capacidad de poder integrar muchas disciplinas en la solución de problemas. La integración entre el Diseño y la Manufactura mediante las técnicas CAD/CAM ha permitido el desarrollo de productos en forma rápida, óptima y eficiente. Otra integración importante es la que se da entre los equipos de digitalización y los sistemas CAD. Hoy es posible pasar, en forma automática (a través de intercambio de información computacional) de la información obtenida de una máquina de medición por coordenadas MMC a un sistema CAD. La ingeniería inversa de partes y componentes es una de las áreas de la ingeniería que más se ha beneficiado con la integración MMC/CAD, pudiéndose decir también que ha hecho surgir la metrología surge como programa de investigación (o una serie de programas) que tiene dos objetivos principales: por un lado genera la información dimensional de los componentes (producto de referencia) y, por otro lado, valida la configuración del duplicado. La Metrología es esencial dentro de la ingeniería inversa orientada a la copia de partes y componentes, pues genera la información dimensional primaria de los mismos, la cual, posteriormente es tratada, refinada y validada.

En la práctica real, la ingeniería inversa es más usada que el diseño de equipos y partes originales. Para que la metrología automatizada y la ingeniería inversa puedan ser valiosas herramientas en el sector productivo, es necesario que dicho sector adquiera la tecnología necesaria para desarrollar proyectos de alto valor agregado en el diseño y la fabricación de partes y componentes. Sin embargo, la Ingeniería Inversa no sólo se limita a modelos CAD sino que puede referirse al análisis de objetos en todos los sentidos, por ejemplo el análisis de esfuerzos de una estructura o al análisis y modelación de sistemas productivos.

La mayor parte de las metodologías propuestas en la literatura y la aplicada en este artículo, en general tienen como base cuatro pasos: 1) conocimiento preliminar del objeto de estudio, 2) un plan de desarrollo, 3) una valoración de datos y 4) una síntesis que permite determinar las equivalencias entre el objeto de referencia y el objeto reproducido [3]. La disección de productos y el “benchmarking” son procedimientos comúnmente empleados en la industria para mejorar el diseño de un producto y para producir una calidad de desempeño superior [3].

En los apartados siguientes de este trabajo se hará la descripción de un reductor de tornillo-sinfín corona, se comentará su disección, se expondrán las características geométricas y dimensionales, las durezas de los materiales de las partes, obtenidas por medición y, seguidamente, se realizarán los cálculos de comprobación a la resistencia, la durabilidad y la rigidez. Se finaliza la exposición detallando la metodología propuesta para proyectos de reingeniería.

II. CASO DE ESTUDIO

La figura 1 muestra el reductor de tornillo-sinfín corona a 90° objeto del estudio. El reductor tiene las siguientes especificaciones de catálogo y placa, que para este estudio se tomarán como datos de entrada: Potencia 0,6 HP, Velocidad angular 1750 rpm, relación de transmisión 20,5:1



Figura 1. Reductor Sinfín

A. Disección

El procedimiento de disección se realizó siguiendo la metodología plantada en la referencia [3], no descrita aquí por cuestiones de espacio. La figura 2 muestra las partes que componen el reductor, la tabla 1 describe cada uno de los componentes después de una inspección inicial.

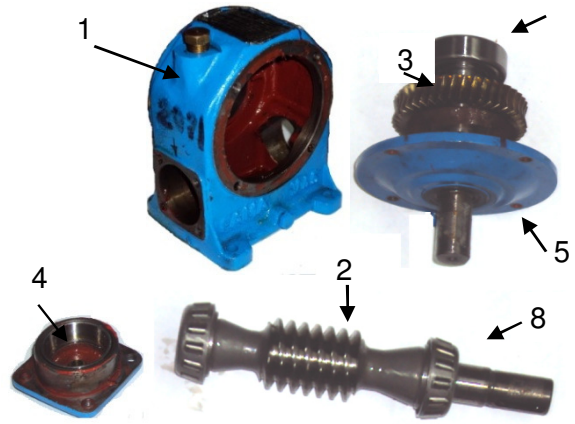


Figura 2. Disección del Reductor

No	Componente	Material/Manufatura
1	Carcasa	Fundición/ mecanizado
2	Tornillo sinfín	Acero/ mecanizado
3	Corona	Bronce/mecanizado
4	Tapa laterales	Acero/mecanizado
5	Tapa frontal	Acero/mecanizado
6	Rodamiento Corona lado libre	FAG 6303.2ZR.C3
7	Rodamiento Corona lado eje salida	FAG 6204
8	Rodamientos eje tornillo	NSK 30202
9	Retenedor	SOG 101207 (20x35x8) mm
10	Retenedor	SOG 100943 (15x26x7) mm
11	Tornillos	Allen ¼ pulg

Tabla 1. Partes internas del reductor

B. Caracterización dimensional y geométrica

Para cada una de las partes se realizó el levantamiento de los planos con la generación de los modelos de información geométrica empleando micrómetro, calibrador pie de rey, galgas de radios y ángulos, rugosímetro, durómetro, una máquina de coordenadas cartesianas *Brown & Sharpe* y un programa CAD. En la figura 3 se muestra la geometría con las mediciones iniciales del eje del tornillo sinfín. La geometría de las otras partes del reductor también se ha trabajado pero, por razones de espacio, no se presenta aquí.

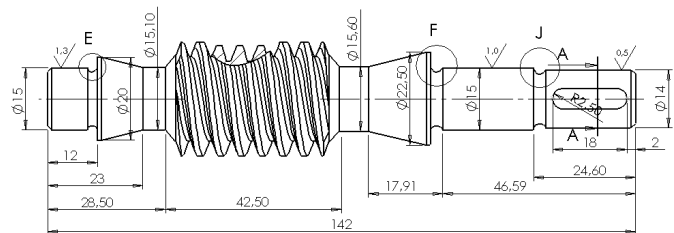


Figura 3. Dibujo tornillo sin-fin

En la tabla 2 se presentan los valores de las mediciones de dureza promedio en los componentes.

Componente	Dureza
Carcasa	HB 250
Tornillo	HRC 55
Eje del tornillo salida	HB370
Corona	HRB52

Tabla 2. Durezas

Debe anotarse que las medidas registradas del reductor y sus partes en particular han estado limitadas a la instrumentación disponible, razón por la cual las tolerancias de la calidad de la transmisión conducentes a su calificación de calidad conforme a las normas DIN 3974 y 3975 no han podido identificarse. No midiendo estos parámetros, la calidad de la transmisión que se fabrique queda limitada a la calidad de la manufactura disponible, que en el caso del taller de la UTP equivaldría a un alcance máximo de calidad 9 en cuanto a exactitud cinemática, suavidad de marcha y contacto de dientes [5,6,7,8]

### C. Generación del modelo CAD

Con los datos de entrada se realizó el cálculo de los parámetros cinemáticos y utilizando un programa computacional para el cálculo de transmisiones de tornillo sinfín se obtuvieron todas las características de la transmisión sinfín corona. La figura 4 muestra la configuración de la transmisión sinfín corona.

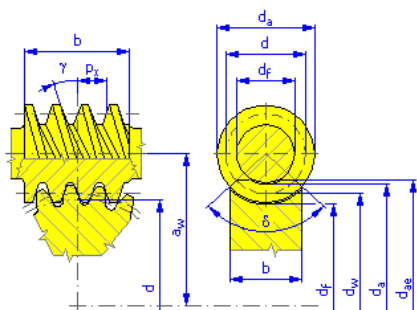


Figura 3. Configuración transmisión sinfín-corona

Los parámetros comunes generales del cálculo y las dimensiones de los engranajes dados por el software se pueden ver en la tabla 3 y 4. La tabla 3 muestra que el valor del módulo del tornillo sinfín obtenido por el software corresponde a un valor de 1,588, el cual no se corresponde con una valor estandarizado real, ni mucho menos preferente (Norma ISO 54-77); la metrología aplicada al sinfín mostró que no corresponde a un engranaje modular,

sino a un paso diametral 16 (fresa DP 16, n° 1, la cual es equivalente por conversión a una M 1,5875 n°8) del sistema inglés. Esta situación muestra la mezcla del sistema inglés y sistema internacional, lo que evidencia que la industria nacional no sigue un sistema único de unidades.

Coefficiente de engranaje	i	20.5000 su
Módulo	m	1.588 mm
Módulo axial	m <sub>x</sub>	1.601 mm
Ángulo de hélice	γ	7.5608 gr
Ángulo de presión	α	20.0000 gr
Factor de diámetro del tornillo helicoidal	q	15.2000 su
Distancia al centro	a <sub>w</sub>	44.894 mm
Separación circular del eje	p <sub>x</sub>	5.0310 mm
Separación circular	p <sub>n</sub>	4.9873 mm
Separación circular base	p <sub>b</sub>	4.723 mm
Plomo	p <sub>z</sub>	10.062 mm
Longitud del tornillo helicoidal	b <sub>1</sub>	37.000 mm
Anchura de engranaje helicoidal	b <sub>2</sub>	16.300 mm

Tabla 3. Parámetros comunes

	Tornillo helicoidal	Engranaje helicoidal
Tipo de modelo	Componente	Componente
Número de roscas	z	2 su
Número de dientes	z	41 su
Corrección unitaria	x	0.0000 su
Diámetro de separación	d	24.130 mm
Diámetro exterior	d <sub>a</sub>	27.305 mm
Diámetro raíz	d <sub>f</sub>	20.161 mm
Diámetro exterior	d <sub>ae</sub>	70.421 mm
Diámetro de círculo base	d <sub>b</sub>	22.651 mm
Diámetro de separación de trabajo	d <sub>w</sub>	24.130 mm

Tabla 4. Engranajes

### III. COMPROBACION DEL DISEÑO

Después de un análisis metalográfico se determinó que en el tornillo sinfín se empleó acero SAE 8620, el cual es un acero para maquinaria al níquel-cromo-molibdeno para cementado, con muy buena dureza superficial y gran tenacidad en el núcleo. Para la rueda se tomó como base bronce al estaño SAE 65, el cual es una aleación con muy buen índice de mecanizado, buena resistencia a la corrosión, buenas propiedades para el trabajo en caliente y alta resistencia al impacto. Las propiedades de los materiales se muestran en la tabla 5.

Tornillo sinfín	
Referencia	SAE 8620 (20NiCrMo2)
Norma	ISO 6336-5
Resistencia al núcleo	≥ 30 HRC
Tratamiento	Templado por cementación
σ <sub>Hlim</sub>	1500 MPa
σ <sub>Flim</sub>	500 MPa
Corona	
Referencia	SAE 65- (CuSn12-C-GZ)
σ <sub>Hlim</sub>	425MPa
σ <sub>Flim</sub>	92MPa

Tabla 5. Propiedades de los materiales

Se comprueba el número de entradas del tornillo y número de dientes de la rueda, la tabla 6 muestra los valores preferibles [4]. Teniendo en cuenta la relación de transmisión de  $i = 20,5$ , se comprueba que el número de entradas del tornillo es dos y el que número de dientes de la rueda puede estar entre 40 y 50.

$i$	$z_1$	$z_2$	$q$
16	2	32	15
20		40	
25		50	

Tabla 6. Parámetros de las transmisiones sinfín

Se calcula la distancia mínima entre centros "a" preliminar de acuerdo a la referencia [4], asumiendo el coeficiente de carga  $K = 1$  (carga constante):

$$a = 6100 \cdot \sqrt[3]{\frac{KT_2}{[\sigma_H]^2}} \quad (1)$$

$$a = 6100 \cdot \sqrt[3]{\frac{1 \cdot 43,52}{(425 \cdot 10^6)^2}}; \quad a = 0,038m$$

El valor hallado muestra que el valor de la distancia entre centros inicialmente medida ( $a = 45mm$ ) es adecuada. Con esta distancia entre centros se calculan los otros parámetros de acuerdo a la referencia [4].

Módulo de la transmisión:

$$m = 2a / (q + z_2) \quad (2)$$

$$m = 2 \cdot 45 / (15,2 + 41)$$

Donde  $q$  es el coeficiente del factor de diámetro del tornillo, tomado de la tabla 6. El módulo  $m = 1,6$  equivalente al DP16 como se dijo anteriormente en 2.3.

La distancia entre centros corregida es:

$$a = 0,5 \cdot m(q + z_2) \quad (3)$$

$$a = 0,5 \cdot 1,6(15,2 + 41) = 44,96mm$$

Se puede dejar este valor como distancia entre centros como definitiva, dado que no hay limitaciones adicionales. Por compatibilidad entre reductores comerciales,  $a = 45mm$ .

El ángulo divisor de ascenso del hilo ( $\gamma$ ):

$$\tan \gamma = \frac{z_1}{q} \quad (4)$$

$$\tan \gamma = \frac{2}{15,2} = 0,125; \quad \gamma = 7,49^\circ$$

El diámetro divisor del sinfín:

$$d_1 = m \cdot q; \quad d_1 = 1,6 \cdot 15,2 = 24,32 \text{ (mm)}$$

La velocidad de deslizamiento de la transmisión:

$$v_s = \omega_1 \cdot d / 2 \cos \gamma_1 \quad (5)$$

$$v_s = 183,26 \cdot 0,0243 / 2 \cos(7,49) = 2,24 \text{ m/s}$$

El ancho de la rueda helicoidal  $b_2$ , que para dos entradas del tornillo se calcula como:

$$b_2 < 0,75d_1 \quad (6)$$

$$b_2 < 0,75 \cdot 25,6 = 18,24mm$$

La longitud efectiva de trabajo de los filetes del tornillo sinfín (o parte tallada sobre el cilindro del tornillo sinfín):

$$L > (11 + 0,06Z_2)m \quad (7)$$

Se recomienda aumentar  $L$  en 25mm para módulos menores a 10:

$$L > (11 + 0,06(41))1,6 + 25mm = 46,5 \text{ mm}$$

Para el rendimiento de la transmisión se toma el ángulo reducido de fricción para el bronce estaño que en este caso es  $\phi' = 1,71^\circ$  de la referencia [4]:

$$\eta_e = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')} \quad (8)$$

$$\eta_e = \frac{\text{tg}(7,49)}{\text{tg}(7,49 + 1,18)} = 0,86$$

Para transmisión de tornillo sinfín corona de 2 entradas el rendimiento debe estar entre 0,75 y 0,82, por lo tanto el valor obtenido es muy bueno.

Se revisa la resistencia de los dientes de la rueda a la flexión. Determinando el número equivalente de dientes de la rueda:

$$z_{v2} = z_2 / (\cos \gamma)^3 = 42,07 \quad (9)$$

El coeficiente de forma del diente  $Y_{F2} = 1,521$  [4].

De la tabla 5, el esfuerzo permisible de flexión para la rueda es  $[\sigma_F] = 92 \text{ MPa}$ .

Se determina el número de ciclos de carga de la rueda  $N_r$  a la frecuencia de rotación  $n_2 = 536 \text{ min}^{-1}$ ,  $L_h = 10000$ :

$$N_r = 60 \cdot n \cdot L_h = 321 \cdot 10^6 \quad (10)$$

Se calcula el coeficiente de longevidad

$$K_L = \sqrt[3]{10^6 / N_r} \leq 1 \quad (11)$$

$$K_L = 0,52 \leq 1$$

Se cumple la condición para vida infinita, Con lo que el esfuerzo permisible a la flexión es:

$$[\sigma_F] = K_L [\sigma_{F0}] \quad (12)$$

$$[\sigma_F] = 47,84 \text{ MPa}$$

Se comprueban los esfuerzos de flexión:

$$\sigma_F = 1,5KT_2Y_{F2} \cos \gamma / (m^3 q z_2) \quad (13)$$

$$\sigma_F = 38,5 \text{ MPa}$$

Como  $\sigma_F = 38,5 \text{ MPa} < [\sigma_F] = 47,84 \text{ MPa}$ , la resistencia de la rueda queda asegurada.

Se revisa, de manera definitiva la resistencia de la rueda a la fatiga por contacto,  $\sigma_H = [\sigma_H]_{-10\%}^5$  (es decir, el valor de los esfuerzos de contacto deberá estar entre 382... 425 MPa):

$$\sigma_H = (480000/d_2) \cdot \sqrt{K \cdot T_2/d_1} \quad (14)$$

Remplazando  $d_2 = 65,6\text{mm}$ ,  $T_2 = 43,52 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,  $d_1 = 24,32\text{mm}$ . El valor  $\sigma_H = 309 \text{ MPa}$ , la resistencia de los dientes a la fatiga de contacto está garantizada.

**A. Fuerzas que actúan en la transmisión sinfín-corona:**

La figura 5 muestra la distribución de fuerzas en la transmisión en donde:  $F_a$  es la fuerza axial,  $F_t$  es la fuerza tangencial,  $F_r$  es la fuerza radial,  $T_1$  es el momento torsor en el tornillo sinfín,  $T_2$  es el momento torsor en la rueda sinfín. La fuerza tangencial en el sinfín es numéricamente igual a la fuerza axial en la rueda sinfín:

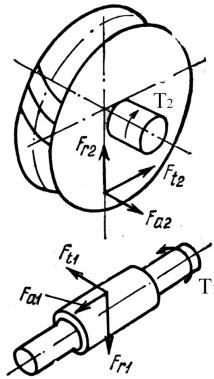


Figura 5. Fuerzas en la transmisión sinfín-Corona

$$F_{T1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \quad (15)$$

$$F_{T1} = F_{a2} = (2 \cdot 2,61) / 0,02432 = 214,6 \text{ N}$$

La fuerza axial en el tornillo sinfín,  $F_{a1}$ , es numéricamente igual a la fuerza tangencial en la rueda sinfín,  $F_{t2}$ :

$$F_{T2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} \quad (16)$$

$$F_{T2} = F_{a1} = (2 \cdot 43,52) / 0,0656 = 1326,8 \text{ N}$$

La fuerza radial,  $F_r$ , separadora del tornillo sinfín y la corona:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \cdot \tan \alpha = 482,9 \text{ N} \quad (17)$$

Donde  $\alpha = 20^\circ$  es el ángulo del perfil del hilo del tornillo en la sección axial.

**B. Revisión del tornillo sinfín a la resistencia y la rigidez.**

Para el cálculo de revisión, el cuerpo del tornillo sinfín se toma como una barra cilíndrica de sección circular soportado sobre dos apoyos, trabajando a flexión y torsión. La distancia entre apoyos del reductor es  $l = 95,4 \text{ mm}$ .

$$M_x = F_{a1} \cdot d_1 / 4 + F_{r1} \cdot l / 4 \quad (18)$$

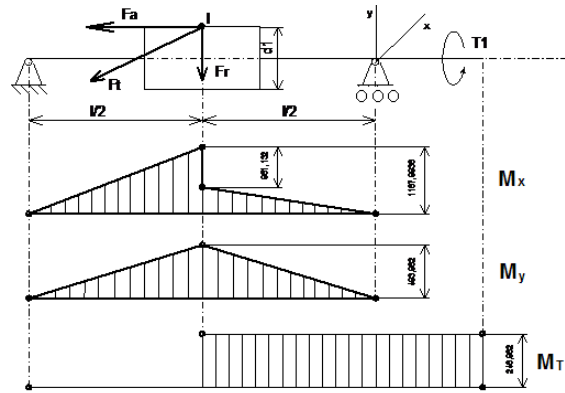


Figura 6. Diagrama de cargas de los arboles

$$M_y = F_{t1} \cdot l / 4 \quad (19)$$

$$M_T = F_{t1} \cdot d_1 / 2 \quad (20)$$

El diagrama de momentos flectores muestra que la sección más peligrosa corresponderá a la sección del centro sin considerar las posibles sobrecargas aparentes en los concentradores de esfuerzos, que se debe tener en cuenta una vez que se proceda al diseño constructivo del árbol. El momento flector resultante es:

$$M_f = \sqrt{(F_t \cdot l / 4 + F_a \cdot d_1 / 4)^2 + (F_t \cdot l / 4)^2} \quad (21)$$

$$M_f = 37,21 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Los esfuerzos normales máximos debidos a la flexión:

$$\sigma_f = M_f / (0,1 d_{f1}^3) \quad (22)$$

$$\sigma_f = 45 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos máximos de cizalladura debidos a la torsión:

$$\tau = T_1 / (0,2 d_{f1}^3) \quad (23)$$

$$\tau = 1,5 \text{ MPa}$$

La condición de resistencia por la teoría del esfuerzo cortante octaédrico:

$$\sigma_{equiv} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_{-1f}] \quad (24)$$

Donde  $[\sigma_{-1f}] = 50 \dots 60 \text{ MPa}$  corresponde al esfuerzo permisible de fatiga en flexión para el tornillo sinfín de acero (el valor tan bajo asumido presupone un cálculo de comprobación, en detalle, a la fatiga y a la rigidez); el esfuerzo equivalente del tornillo sinfín:

$$\sigma_{equiv} = 45,07 \text{ MPa}$$

Como  $[\sigma_{-1f}] = 50 \dots 60 \text{ MPa} > 45 \text{ MPa}$ , la condición de resistencia se satisface.

La deflexión máxima (flecha):

$$f = y_{\max} = Rl^3/48EI \quad (25)$$

Siendo  $R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$  la fuerza resultante de las fuerzas tangencial y radial,  $R = 1411,63 \text{ N}$ ; calculando el momento de inercia de la sección transversal del sinfín:

$$I = \pi \cdot d_{f1}^4/64 \quad (26)$$

$$I = 8,109 \times 10^3 \text{ mm}^4$$

Con el módulo de elasticidad del material del sinfín,  $E = 206 \text{ MPa}$  y siendo la distancia entre apoyos  $l = 95,4 \text{ mm}$ , la flecha  $f = 0,015 \text{ mm}$ .

La condición de rigidez para el tornillo sinfín

$$f \leq [f] = [0,01 \dots 0,0005] \text{ m} \quad (27)$$

$$[f] = 0,016 \dots 0,008 \text{ mm}$$

Como  $f < [f]$ , la condición se satisface.

#### IV. METODOLOGÍA PARA LOS PROYECTOS DE DISEÑO Y MODELADO CAD DE ELEMENTOS MECÁNICOS DE TRANSMISIONES DE POTENCIA

En la actualidad los métodos de diseño y los procesos de fabricación son manejados con paquetes computacionales logrando con esto mejor eficiencia y mayor rapidez en el desarrollo de productos o en la prestación de servicios de ingeniería. Se presenta una metodología que puede ser adoptada y sistematizada para proyectos de diseño, tecnológicos y construcción:

1. Definición de la tarea técnica o pasaporte técnico (especificaciones de catálogo y esquema cinemático principal)
2. Elección del motor eléctrico y cálculo cinemático
3. Determinación de las potencias y los momentos torsores transmitidos en los árboles.
4. Cálculo de la transmisión
5. Cálculo previo de los diámetros de los árboles
6. Selección, cálculo y revisión de los acoples
7. Esquema del conjunto dibujado a escala (esquema en el que se especifican los diámetros de los árboles, los anchos de los engranajes, la distancia entre ejes, los anchos de los rodamientos, la distancia entre los engranajes, etc.), que da lugar a los planos constructivos. Sobre el esquema de conjunto se construirán los detalles del diseño final.
8. Cálculo de los árboles según el momento equivalente (cálculo de la resistencia estática).
9. Selección definitiva de los rodamientos por el criterio de capacidad de carga dinámica.

10. Selección y cálculo de revisión de las uniones de chavetas y estriadas.

11. Asignación de calidades, rugosidades, desviaciones de forma y ubicación de las superficies, desviaciones de forma y ubicación de las superficies (debe realizarse en la etapa de cálculo y construcción de cada pieza o componente y es fundamental para la presentación de los planos tecnológicos).

12. Cálculo de los árboles a fatiga, rigidez y vibraciones y confrontación con los valores permisibles.

13. Selección del método de lubricación de las transmisiones y los rodamientos, selección de los retenedores y elementos de sellado.

14. Determinación de las dimensiones de la carcasa.

15. Desarrollo de la especificación: lista pormenorizada y codificada de los elementos que componen el accionamiento y los números asignados en el plano constructivo.

#### V. CONCLUSIONES

Se ha presentado en este trabajo la aplicación de una metodología de ingeniería inversa al diseño y modelado de un reductor tornillo-sinfín corona. El proceso ha incluido las etapas de medición de las características geométricas y mecánicas de las piezas, el levantamiento de los planos de todas las piezas, el recálculo de las dimensiones principales del reductor y los cálculos de comprobación de resistencia y rigidez. La clasificación de los programas y modelos de la Ingeniería Inversa es útil para poder entender la sistematización del proceso de la reproducción de partes y componentes.

La metodología para el cálculo de las transmisiones de tornillo sinfín se ha sistematizado bajo un programa de calculo en Visual Basic.

Ha quedado en evidencia que la industria nacional, específicamente la de reductores no ha migrado completamente al sistema Internacional

Actualmente se está realizando el modelado de fabricación de los componentes del reductor y se ha entrado en la etapa de fabricación de algunas partes como la carcasa, las tapas y el tornillo. Los resultados de esta fase serán reportados en un próximo trabajo.

#### RECOMENDACIONES

Se debe continuar aplicando la metodología de Proyectos tecnológicos, para la fase constructiva del reductor.

Se sugiere aplicar las metodologías anteriores en el plano académico, a nivel de proyectos de curso, con el fin de formar Tecnólogos e Ingenieros que paulatinamente vayan permeando las metodologías empíricas aplicadas en la industria.



En fases posteriores de este trabajo, el grupo de investigación planea abordar el estudio de la rigidez y la identificación dinámica de los reductores de tornillo sinfín en operación bajo carga. La primera etapa será la determinación de las formas modales en función de la parametrización dimensional del par sinfín corona para los montajes clásicos en carcasas fundidas.

#### REFERENCIAS

- [1] K. L Wood and K. Otto. "Product evolution: A Reverse Engineering and Redesign Methodology", Research in Engineering Design, Vol. 10 pp.226-43.
- [2] A. Hande, W. He, N. Barakat, and M. Carroll. "Product Dissection: An Important Tool for a First Year Introduction to Engineering Course Project". ASEE North Central Section 2005 Conference, Ohio Northern University, Ada, OH, April 7-8, 2005.
- [3] G. Torres. "Diseción de productos: una herramienta para la formación del Ingeniero" Scientia et Technica Año XVI, No 44, Abril de 2010. Universidad Tecnológica de Pereira. ISSN 0122-1701, pag 49-54.
- [4] C. Romero, G. Calle. "Diseño de Elementos de Máquinas", ISBN 958-8065-86-0, 2005.
- [5] DIN 3974-1 EN-Accuracy of worms and worm gears - Part 1: General bases
- [6] DIN 3974-2 EN-Accuracy of worms and worm gears - Part 2: Tolerances for individual errors
- [7] DIN 3975-1 EN-Definitions and parameters on cylindrical worm gear pairs with rectangular crossing shafts - Part 1: Worm and worm wheel
- [8] DIN 3975-2 EN-Definitions and parameters on cylindrical worm gear pairs with rectangular crossing shafts - Part 2: Deviations

**Reconocimientos:** Los autores agradecen el apoyo de los profesores del grupo de manufactura y a la fábrica de reductores FAMA por la colaboración en la realización de este trabajo.