

Restablecimiento de parámetros de diseño de una rueda dentada cilíndrica de dientes rectos del torno 16K20

Reestablishment of design parameters of a straight-toothed cylindrical gear wheel of the 16K20 lathe

Jesús Manuel Viera Callar jvcallar@mecanica.ismm.edu.cu ⁽¹⁾

Elis Efraín Guzmán Romero eeguzman@ismm.edu.cu ⁽¹⁾

Nurys Cervantes Hinojosa ncervantes@ismm.edu.cu ⁽¹⁾

Virgen María Montañez Planas ymplanas@ismm.edu.cu ⁽¹⁾

Michel Rodríguez Ismar mrismar@ismm.edu.cu ⁽¹⁾

⁽¹⁾ Universidad de Moa, Cuba

Resumen: Se restablecieron los parámetros de diseño de una rueda dentada cilíndrica de dientes rectos del torno 16K20. Esta pieza hecha de acero 40XH, juega un papel fundamental en el funcionamiento del torno pero debido a los años de explotación ha sufrido desgaste en sus dientes, como resultado de la fricción que ocurre en la transmisión influenciado por el exceso de trabajo e inadecuada lubricación que han provocado la variación de los parámetros del diseño de los dientes de la rueda. Se caracterizó de forma geométrica y constructiva la pieza determinando los requisitos dimensionales como sus tolerancias, rugosidad superficial, determinando su calidad, errores de forma y posición, grado de posición y de tolerancia, así como las pulsaciones que están presentes en la misma. Se muestran los cálculos de resistencia a los esfuerzos a los que está sometida la pieza de flexión y contacto. Como resultado de estos cálculos se determinan las causas del fallo de la rueda dentada cilíndrica de dientes rectos del torno 16K20 de la Empresa Mecánica del Níquel (EMNI) del municipio Moa.

Palabras claves: engranaje cilíndrico, falla mecánica, flexión mecánica, tolerancia dimensional

Abstract: The design parameters of a straight-tooth cylindrical sprocket of the 16K20 lathe have been reset. This piece, made of 40XH steel, plays a fundamental role in the operation of the lathe but due to years of exploitation it has suffered wear on its teeth, as a result of the friction that occurs in the transmission influenced by excessive work and inadequate lubrication that have caused the variation of the design parameters of

the wheel teeth. The piece was characterized geometrically and constructively, determining the dimensional requirements such as its tolerances, surface roughness, determining its quality, shape and position errors, degree of position and tolerance, as well as the pulsations that are present in it. The calculations of resistance to the stresses to which the bending and contact piece is subjected are shown. As a result of these calculations, the causes of failure of the straight-toothed cylindrical gear wheel of the 16K20 lathe of the Mechanical Nickel Company (EMNI) of the Moa municipality are determined.

Keywords: cylindrical gear, mechanical failure, mechanical bending, dimensional tolerance

Introducción

El torno es una de esas máquinas que con el desarrollo industrial ha ido evolucionando hasta convertirse en una valiosa maquinaria que engloba diferentes tipos de herramientas para facilitar el mecanizado de piezas por revolución, así como el roscado, cortado, agujereado, y devastado de las mismas (Grumeber, 2021). Las ruedas dentadas son componentes de los mecanismos y máquinas muy comunes, siendo las cilíndricas de dientes rectos una de los tipos más importantes (González & Brindis, 2008).

Las transmisiones por ruedas dentadas o por engranaje presentan gran aplicación en los mecanismos de la técnica moderna (Álvarez & Grannum, 2020). Los engranajes son indispensables en la transmisión de la potencia mecánica en maquinarias, automóviles y motores aeroespaciales, y son los elementos más comunes en la transmisión de potencia (Kailuke y Yenarkar, 2013). El engranaje cilíndrico de dientes rectos es la configuración geométrica más extendida de esta categoría de piezas (Zamora-Hernández *et al.*, 2023).

La Empresa Mecánica del Níquel (EMNI) de Moa está encargada de elaborar o fabricar piezas que serán utilizadas en casi todas las industrias cubanas. Está destinada a dar respuesta a las solicitudes que realizan otras industrias de distintas piezas para el mejor funcionamiento y puesta en marcha de la producción u otro medio requerido. Entre sus maquinarias, el torno 16K20 de acero 40XH, cumple un rol esencial para la misión de la empresa mecánica. El desgaste de sus ruedas dentadas cilíndricas implica inconvenientes en el proceso de reparación de piezas fundamentales para la industria del níquel.

Consideran González y Brindis (2008) que al proceso de fabricación de los engranajes se le presta gran atención por la gran difusión y responsabilidad que tienen en las máquinas, existiendo múltiples tecnologías que garantizan su trabajo sin fallas y duradero, pero la mayoría con un alto costo de producción

El fallo de los engranajes cilíndricos de dientes rectos ha sido analizado por autores como Moya *et al.* (2008), Moya Marty & Tacle, (2020) y Ramos-Botello *et al.* (2022) quienes reconocen la fatiga superficial o picadura como una de las causas de fallo que con mayor frecuencia se presentan en las transmisiones por engranajes.

El desgaste es una de las pérdidas de materia que experimentan superficialmente los dientes de las ruedas dentadas y una de las fallas fundamentales de las transmisiones (Moya, Marty & Tacle, 2020). Este trabajo propone restablecer los parámetros de diseño de una rueda dentada cilíndrica de dientes rectos pertenecientes al torno 16K20.

Materiales y métodos

Caracterización de la pieza

La pieza de diseño es de acero 40XH, tiene una masa 0,1 Kg con diámetro exterior 51 mm, un ancho de 17 mm, un diámetro interior de 17 mm, es una rueda dentada cilíndrica de dientes rectos perteneciente al delantal del torno 16K20.

Determinación de los requisitos dimensionales de la pieza

Tolerancia dimensional (ejes: t / agujeros: T): es la diferencia existente entre la medida máxima y la mínima admisible para la fabricación de la pieza real. En todo proceso de fabricación se producen siempre discrepancias entre cotas nominales y efectivas. En este sentido, la tolerancia dimensional es el margen de error permitido. Por convenio, las variables y definiciones relativas a ejes se representan con minúsculas y todas las relativas a agujeros con mayúsculas (Rodríguez Hernández & Pérez Herrera, 2006).

$$T_e = \Delta_s - \Delta_i$$

$$T_e = \Delta_s - \Delta_t$$

Donde:

(T_e) (T_a): Tolerancias del eje y del agujero respectivamente en milímetros.

(Δ_s) (Δ_i): Desviaciones del eje respectivamente en milímetros.

Rugosidad superficial

Realizado el cálculo de la tolerancia se convierte este valor de mm a μm ; en donde se hace coincidir el valor de la tolerancia en el rango de la rugosidad ya sea en R_a o R_z . Lo anterior es válida si la rugosidad está en el rango de 0,04–80 micrómetros y la tolerancia dimensional de 0,000 5–0,5 milímetros.

Calidad de las tolerancias

En la tabla 1 se toma la tolerancia de la columna uno y la dimensión de la fila 1 correspondientes a la pieza, se une fila y columna quedando determinada la clase de rugosidad (esta tabla es aplicable para superficies cilíndrica). Conocida la clase de rugosidad, se determina en la tabla 2 Rugosidad R_a y R_z en función de la rugosidad los valores de la rugosidad correspondientes en el parámetro R_a y R_z , según los tres niveles de precisión geométrica establecidos.

Tabla 1. Recomendaciones para la selección de los valores de la rugosidad

IT	Dimensiones (mm)				
	3	3 a 5	18 a 80	80 a 250	>250
	Clase de rugosidad				
IT6	10	9	8	8	7
IT7	9	8	8	7	6
IT8	8	8	7	6	6
IT9	8	7	6	6	5
IT10	6	6	6	5	4
IT11	6	6	5	4	4
IT12	6	5	4	4	3
IT13	5	4	4	3	
IT14	4	4	3		

Tabla 2. Rugosidad R_a y R_z en función de la clase de rugosidad

A	Ra			A	Rz		
	B	C	B		C	Case	
0,012	0,010	0,008	0,05	0,04	0,032	14	
0,025	0,0020	0,0016	0,1	0,08	0,063	13	
0,05	0,04	0,032	0,2	0,16	0,125	12	
0,1	0,08	0,063	0,4	0,32	0,25	11	
0,2	0,16	0,125	0,8	0,63	0,50	10	
0,4	0,32	0,25	1,6	1,25	1,00	9	
0,8	0,63	0,5	3,2	2,5	2,00	8	
1,6	1,25	1,0	6,3	5,0	4,0	7	
3,2	2,5	2,0	12,5	10,0	8,0	6	
6,3	5,0	4,0	25	20	16	5	
12,5	10,0	8,0	50	40	32	4	
25	20	16	100	80	63	3	
50	40	32	200	160	125	2	
100	80	63	400	320	250	1	

Errores de forma y posición

La calidad de cualquier pieza se determina por los valores de los parámetros geométricos obtenidos en su elaboración y se caracteriza, tanto por la precisión de las dimensiones, como por las desviaciones de la forma geométrica y posición mutua de sus superficies. Dichas desviaciones aparecen en la elaboración debido a causas diferentes y su valor depende de las propiedades de la misma pieza y de las condiciones tecnológicas de su fabricación.

-Para superficies cilíndricas los errores de forma y posición se determina a través de los niveles de precisión.

Para un nivel de precisión normal (A): $E_{(f \ y \ p)} = 0,3 T$

Para un nivel de precisión alto (B): $E_{(f \ y \ p)} = 0,2 T$

Para un nivel de precisión elevado (C): $E_{(f \ y \ p)} = 0,12 T$

Donde

$E_{(f \ y \ p)}$: errores de forma y posición (mm)

T: Tolerancia dimensional (mm)

Determinación del grado de precisión

Para lograr la precisión y los parámetros exigidos al producto fabricado es necesario que se establezcan junto con la tolerancia dimensional y la tolerancia de forma y posición. Teniendo establecida la precisión geométrica y el grado de tolerancia del elemento, podemos entonces determinar el grado de precisión (a diferencia de los grados de tolerancia, se representan en números romanos) y ya estamos en condiciones de determinar la magnitud de la tolerancia de forma, la de posición o la tolerancia sumaria, según sea el caso. La tabla 3 permite la determinación de los grados de precisión (Rodríguez & Corugedo, 2005).

Tabla 3. Nivel y grado de precisión

Propiedades	Método	Valor
Grado de viscosidad SAE		40
Viscosidad a 100 °C, cSt	ASTM D - 445	14
Índice de viscosidad	ASTM D - 2270	97
TBN, mg/KOH/g	ASTM D - 2896	10
Metal detergente		Ca
Espuma	ASTM D - 892	10-0
Pto. Infl. C. Cerrada, °C	ASTM D - 93	231

Tabla 4. Nivel de grado y precisión

Grado de tolerancia	4			5			6		
Nivel de precisión	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Grado de precisión	III	II	I	IV	III	II	V	IV	III
Grado de tolerancia	7			8			9		
Nivel de precisión	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Grado de precisión	VI	V	IV	VII	VI	V	VIII	VII	VI
Grado de tolerancia	10			11			12		
Nivel de precisión	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Grado de precisión	IX	VIII	VII	X	IX	VIII	XI	X	IX
Grado de tolerancia	13			14			15		
Nivel de precisión	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Grado de precisión	XII	XI	X	XIII	XII	XI	XIV	XIII	XII

Determinación de la pulsación axial y radial

La pulsación axial y radial se refiere a la variación en la carga o fuerza ejercida en la dirección axial de eje según Rodríguez & Corugedo (2005). Esta se halla con el grado de precisión y se hace coincidir con la longitud de la pieza determinando los valores correspondientes.

Longitud de referencia

Para la determinación de la longitud de referencia es necesario conocer la rugosidad superficial ya sea en Ra y Rz, con esta se procede según a obtener los valores recomendados para la longitud de referencia (Rodríguez & Corugedo, 2005).

Selección del instrumento de medición

Cuando se recurre a la verificación parcial deben tenerse bien en cuenta las exigencias particulares de precisión, según la finalidad de la pieza, para fijar la serie de comprobaciones que deben realizarse. Así por ejemplo, en los engranajes cuyo fin primordial es transmitir una potencia elevada sin que cuenten mucho la precisión o constancia de la velocidad, tal como en cajas de cambio de velocidad para vehículos, bastará en general con verificar el correcto engrane de las piezas dentadas; en cambio en los engranajes de las máquinas herramienta, es con frecuencia elevada la precisión y constancia de la velocidad, por lo que las verificaciones realizadas pueden influir decisivamente en la precisión de las piezas elaboradas.

Criterios a tener en cuenta para la selección del instrumento de medición

- 1- Parámetro a medir (si es la tolerancia, Ra, Rz, Ef o Ep)
- 2- Rango de parámetro de la medida
- 3- Precisión del instrumento (debe ser $A \leq 0,1 * T$) $A 0,1 \cdot T$
- 4- Rapidez deseada (calibre, instalaciones automáticas o instrumentos básicos)

Determinación de la dureza

Los principales aspectos que deben tenerse en cuenta para elegir un durómetro son:

- Carga de prueba: La carga que se debe aplicar sobre un material determinado va a depender de la dureza de este. Metales como el acero y las aleaciones requieren carga de prueba de hasta 3 000 kgf mientras que los metales blandos requieren solo 500 kgf. Cuanto mayor sea la carga aplicada, mayor será la precisión.
- Rango de dureza: Determina la elección del material del penetrador, también llamado indentador. Cuando la dureza del material supera los 650 HB/30, será necesario optar por un penetrador de diamante. Por debajo de este nivel de dureza será suficiente un penetrador de acero o de metal duro.
- Nivel de precisión: Depende de las características de la superficie que se va a medir (nivel de limpieza, superficie plana, sistema estático o dinámico)
- Flexibilidad del dispositivo: Su importancia varía en función de la forma y el tamaño de las muestras que se van a testar.

Características geométricas y fórmulas constructivas de las ruedas dentadas cilíndrica de dientes rectos

Módulo: el módulo de un engranaje es una característica de magnitud que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes. El valor del módulo se fija mediante cálculo de resistencia de materiales en virtud de la potencia a transmitir y en función de la relación de transmisión que se establezca. El tamaño de los dientes está normalizado. Dos engranajes que engranen tienen que tener el mismo módulo.

$$m = \frac{d}{z} \text{ (mm)}$$

Diámetro de circunferencia primitiva: es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes. Con relación a la circunferencia primitiva se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de los engranajes.

$$d_0 = m \cdot Z \text{ (mm)}$$

Paso circular: es la longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano consecutivos.

$$p = m \cdot \pi$$

Espesor del diente: es el grosor del diente en la zona de contacto.

$$e = 0,5 \cdot m \cdot \pi + 2 \cdot \tan \alpha \cdot 1,5 \text{ (mm)}$$

Número de dientes: es el número de dientes que tiene el engranaje. Se simboliza como (Z). Es fundamental para calcular la relación de transmisión. El número de dientes de un engranaje no debe estar por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es 20° ni por debajo de 12 dientes cuando el ángulo de presión es de 25° .

Diámetro exterior: es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.

$$d_e = m(z + 2) \text{ (mm)}$$

Diámetro de fondo: Es el diámetro de la circunferencia que limita el pie del diente.

$$d_f = d_o - 2,5m \text{ (mm)}$$

Análisis simple para una rueda dentada cilíndrica de dientes rectos

El análisis simple para una rueda dentada cilíndrica de dientes rectos presupone conocer que los dientes de un engranaje: son los que realizan el esfuerzo de empuje y transmiten la potencia desde los ejes motrices a los ejes conducidos. El perfil del diente, o sea la forma de sus flancos, está constituido por dos curvas evolventes de círculo, simétricas respecto al eje que pasa por el centro del mismo y producto al peso que tiene, tiende a curvarse el elemento.

Flexión:

$$\sigma_{\text{máx}} \leq [\sigma]_{\text{aplast}}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_f}{W_x}$$

$$M_f = P_x \cdot \cos \alpha \cdot (d_o - d_f)$$

$$W_x = \frac{x \cdot e^2}{6} \quad P = \frac{2 \cdot N}{d_o \cdot w}$$

$$[\sigma]_{\text{aplast}} = 2 \div 2,5 \cdot [\sigma]_{\text{adm}}$$

$$[\sigma]_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[n]}$$

Donde:

$\sigma_{\text{máx}}$ (KN/m^2): Tensión máxima.

σ_{aplast} (MPa): Tensión al aplastamiento.

M_f ($N \cdot m$): Momento flector en la sección más peligrosa.

P_x (N): Peso de la rueda.

W_x (cm^3): Momento axial de la flexión.

σ_{adm} (MPa): Tensión admisible normal.

d_o (mm): Diámetro de circunferencia primitiva.

d_f (mm): Diámetro de fondo.

e (mm): Espesor del diente.

n : Coeficiente de seguridad.

Contacto:

$$\sigma_{\text{máx}} = 0,59 \cdot \sqrt{\frac{q \cdot E \cdot (d_1 + d_2)}{d_1 \cdot d_2}}$$

Donde:

$\sigma_{\text{máx}}$ ($N \cdot m$): Tensión máxima que se genera en la superficie de contacto.

Q ($N \cdot m$): Fuerza normal distribuida a lo largo de la superficie de contacto.

E (MPa): Módulo de elasticidad del material de la rueda dentada.

d_1 y d_2 (mm): Diámetros de los flancos de la rueda dentada.

Resultados y discusión

Determinación de las dimensiones para la rueda dentada cilíndrica de dientes rectos

En la tabla 5 se muestra los parámetros de la rueda dentada cilíndrica de dientes rectos y las desviaciones fundamentales de cada parámetro, a fin de agilizar los cálculos se han construido gráficos y tablas para grupos de diámetros, donde los valores de discrepancias se expresan generalmente en micrones.

Tabla 5. Identificación de las desviaciones fundamentales según el diseño de la pieza

No. de parámetro	Nombre del parámetro	Valor del parámetro
1	Diámetro exterior de la rueda dentada	$\varnothing 51h6 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,19 \end{smallmatrix}$
2	Diámetro interior de la rueda dentada	$\varnothing 17H8 \begin{smallmatrix} 0,27 \\ 0 \end{smallmatrix}$

Cálculo de las tolerancias

En la tabla 6 se muestran los valores obtenidos de los cálculos de las tolerancias. Los resultados se determinaron por la diferencia de las desviaciones superiores e inferiores admisibles para la fabricación de la pieza.

Tabla 6. Resultados de las tolerancias

No. de parámetro	Tolerancia dimensional (mm a μm)
1	0,019 mm = 19 μm
2	0,027 mm = 27 μm

Determinación de la rugosidad

La tabla 7 muestra la rugosidad en R_a obtenidos de Rodríguez Hernández & Pérez Herrera (2006), a partir de la tolerancia calculada.

Tabla 7. Rugosidad en R_a

No. de parámetro	Rugosidad (μm)
1	$R_a 1,25$
2	$R_a 2,5$

Determinación de la clase de rugosidad

En la tabla 8 se muestran los resultados de la rugosidad en Ra en función de la clase de rugosidad de acuerdo a lo expuesto en las tablas 1 y 2.

Tabla 8. Rugosidad en Ra en función de la clase de rugosidad

No. Parámetro	Clase	Ra (μm)			Rz (μm)		
		A	B	C	A	B	C
1	8	0,8	0,63	0,5	3,2	2,5	2,0
2	7	1,6	1,25	1,0	6,3	10,0	4,0

Longitud de referencia

En la tabla 9 expresa la longitud de referencia según Rodríguez & Corugedo (2005).

Tabla 9. Valores recomendados para la longitud de referencia

No. de parámetro	Rugosidad (μm)	Longitud de referencia (mm)
1	R_a 1,25	0,8
2	R_a 2,5	0,8

Errores de forma y posición

En la tabla 10 se exponen los errores de forma y posición obtenidos.

Tabla 10. Errores de forma y posición

No.	Valor del parámetro (mm)	Errores de forma y posición (mm)	
1	$\emptyset 51h6 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,19 \end{smallmatrix}$	A	0,005 7 mm
		B	0,003 8 mm
		C	0,002 28 mm
2	$\emptyset 17H8 \begin{smallmatrix} 0,24 \\ 0,06 \end{smallmatrix}$	A	0,008 1 mm
		B	0,005 4 mm
		C	0,003 24 mm

Obtención de la pulsación axial y radial

En la tabla 11 se muestran los errores de pulsación radial y axial según (Rodríguez Hernández & Pérez Herrera, 2006) en donde se hace coincidir la rugosidad en función de la clase de rugosidad para obtener los valores correspondientes.

Tabla 11. Errores de pulsación axial y radiales

No. Parámetro	Grado de tolerancia	Pulsación axial (μm)			Pulsación radial (μm)		
		A	B	C	A	B	C
1	6	6	4	2,5	16	10	6
2	8	10	6	4	20	12	8

Conversión de la dureza y selección del durómetro

El durómetro utilizado que puede medir en estos rangos de dureza es el PCE- 950, este mide la dureza de nueve diferentes tipos de metales según el ensayo por revote Leeb. Este puede medir las durezas de metales como el acero, fundidos, aluminio, cobre o bronce en las unidades HRC, HRB, HRA, HB, HV o HS. También es posible realizar mediciones comparativas o controles inmediatos de los grados de dureza de pieza.

Selección de instrumentos de medición

1. El pie de rey o calibrador de VERNIER de 0 a 150 mm consta de una regla prismática graduada fija y una corredera que incorpora una escala auxiliar o nonio, permite realizar medidas de las dimensiones de un cuerpo tanto exteriores (posición A), como interiores (posiciones B y C) a un 0,05 mm.
2. El micrómetro que sirve para medir las dimensiones de un objeto con alta precisión, del orden de centésimas de milímetros (0,01 mm)
3. El rugosímetro portátil TR200 es un medidor de rugosidad portátil, económico para la medición de texturas superficiales conforme a patrones estandarizados. Puede ser usado en cualquier posición horizontal, vertical o intermedias. Tiene una pantalla gráfica extragrande, puede medir 13 diferentes parámetros de rugosidad R_a , R_z , R_y , R_q , R_t , R_p , R_{max} , R_v , R_{3z} , R_{sm} , R_{Sk} y es fácil de usar.

Resultados del cálculo de las características geométricas de la pieza

En la tabla 12 se muestran los resultados del cálculo realizado para determinar la geometría de la rueda dentada cilíndrica de dientes rectos. En la misma se muestra los valores numéricos determinados.

Datos utilizados en el cálculo

-Teniendo en cuenta la relación entre el diámetro exterior con un valor $d= 51$ mm y el número de dientes $z=32$.

-El valor de la altura de la cabeza de diente (h_c) va a ser igual al módulo (m) y la altura de pie $h_p= 1,2$ m.

Tabla 12. Resultados de los cálculos de las características geométricas

Nombre	Resultado
Módulo	1,5 mm
Diámetro de circunferencia primitiva	48 mm
Paso circular	4,71 mm
Espesor del diente	2,37 mm
Diámetro exterior	51 mm
Diámetro de fondo	44,25 mm

Determinación de las condiciones simples de una rueda dentada cilíndrica de dientes rectos

Para determinar las condiciones de resistencia mecánica de la pieza se tuvieron en cuenta un grupo de datos imprescindibles como el espesor del diente, el diámetro de fondo y diámetro de circunferencia primitiva (Tabla 13). Al ser un acero procesado por temple con una dureza HRC de 40...45. El factor de seguridad es $n=2$ según Dobrovolski (1970).

Tabla 13. Respuesta del análisis de la rueda dentada cilíndrica

Parámetro	Resultados
$\sigma_{\text{máx}}$ (KN/m ²)	0,009 75
M_f (Nm)	0,528
W_x (cm ³)	54,17
P_x (N)	0,1492
$(\sigma)_{\text{aplast}}$ (MPa)	598
$(\sigma)_{\text{adm}}$ (MPa)	260
$\sigma_{\text{máx}}$ (MPa)	416,13

Análisis de los resultados de los parámetros de la rueda dentada

Al cumplirse la condición de resistencia la pieza no debe fallar al esfuerzo al que está sometida, en caso de fallar va ser por un mal uso de la máquina. Así mismo se puede observar que estas son las características ideales a la hora de hacer un cambio de la pieza en el equipo, garantizando así que la pieza fabricada cumpla las condiciones de intercambiabilidad.

Conclusiones

La revisión bibliográfica permitió la sistematización acerca de la determinación de los parámetros partiendo de los requisitos dimensionales de la pieza, así como desarrollar habilidades y adquirir conocimientos para aplicar la condición de resistencia y determinar las dimensiones de la rueda dentada.

Se calcularon los parámetros de diseño de la rueda dentada cilíndrica de dientes rectos demostrando que son adecuados y los resultados están dentro de los requisitos permisibles.

Los cálculos de resistencia demostraron que se cumple con la condición de resistencia a la flexión y al contacto.

Las fallas que se producen en la rueda dentada cilíndrica de dientes rectos del torno 16K20 son debido a la mala operación que realizan los operarios.

Referencias bibliográficas

Álvarez, J. C. & Grannum, E. P. (2020). Ajuste en el ángulo de perfil del diente rectificando de una rueda dentada cilíndrica. *Revista Cubana de Ingeniería*, 11(1) 47-56. <https://rci.cujae.edu.cu/index.php/rci/article/view/739>

Dobrovolski, V. (1970). *Elemento de máquinas*. Mir. <https://catalogosiidca.csuca.org/Record/UP.36389/Similar>

González, O. & Brindis, A. (2008). Endurecimiento combinado en engranajes cilíndricos de dientes rectos. *Ingeniería Mecánica*, 2, 67-72. <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=22511519300>

Grumber. (1 de Junio de 2021). Tipos de tornos para el mecanizado de piezas. <https://grumber.com/tipos-de-torno/>

Kailuke, J.& Yenarkar, Y. (2013). Investigation of stresses in the thin rimmed spur gear tooth using fem. *IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology*, 2, 437-441. <https://ijret.org/volumes/2013v02/i11/IJRET20130211064.pdf>

Moya, J.L., Goytisolo, R., Abregú, E. & Machado, A.S. (2008). Influencia de la corrección de altura en la disminución del desgaste en los engranajes cilíndricos de dientes rectos exteriores. *TECNIA*, 19(2), 8-14. <https://doi.org/10.21754/tecnia.v19i2.354>

Moya, J.L., Marty, J.R. & Tacle, P.M. (2020). Optimización multiobjetivo en transmisiones por engranajes cilíndricos de dientes rectos asimétricos. *Ingeniería Mecánica*, 23(2), 1-10. <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=225164987005>

Ramos-Botello, Y. M., Fernández-Tamayo, M. L., Bosch-Cabrera, J. A., Santana-Reyes, S. A. & Arias-Hidalgo, R. M. (2022). Estudio comparativo mediante diferentes métodos para el cálculo de tensiones de contacto en engranajes rectos. *Tecnología en marcha*, 35(3), 3-15. <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=699874404001>

Rodríguez Hernández, O. & Pérez Herrera, M. (2006). *Manual de trabajos prácticos de dibujo aplicado*. Felix Varela.

Rodríguez, O. & Corugedo, A. R. (2005). *Dibujo aplicado para ingenieros*. Félix Varela.

Zamora-Hernández, Y. K., Santana-Reyes, S. A., Morales-Tamayo, Y., Cárdenas-Yanez, R. A. & Jacome-Alarcón, L. F. (2023). Procedimiento para la determinación de la calidad geométrica del perfil del diente en engranajes cilíndricos de dientes rectos *Revista EIA*, 20(40), 1-19. <https://doi.org/10.24050/reia.v20i40.1686>