

Análisis geométrico, de movimiento y eficiencia de un sistema de transmisión de potencia entre ejes no paralelos

Geometrical and kinematic analysis of power transmission system between non-parallel shafts

David Eduardo Martínez^{1*}

 <https://orcid.org/0009-0000-3934-4343>

Jorge Andrés García-Barbosa¹

 <https://orcid.org/0000-0002-7020-4688>

Johanny Franchesco Nino¹

 <https://orcid.org/0000-0003-1073-7500>

Recibido 08 de noviembre de 2022, aceptado 15 de abril de 2024

Received: November 08, 2022 Accepted: April 15, 2024

RESUMEN

Se desarrolló un prototipo funcional de sistema de transmisión entre ejes no paralelos inspirado en el sistema Ceramic Speed Driven, compuesto por una rueda conductora con rodamientos dispuestos en forma coplanar a su diámetro exterior, que transmiten la potencia a una rueda conducida con su eje posicionado a 90 grados del eje conductor. Se utilizó un método de cortes sucesivos para obtener la geometría del diente en la rueda conducida. Posteriormente se realizó un análisis cinemático y se encontró que el sistema se comporta como un sistema de transmisión por cadena, en donde la velocidad del eje de salida no es constante debido al efecto poligonal. Se fabrican las ruedas conductora y conducida en resina, por medio de manufactura aditiva y se adaptan a un banco de trabajo para pruebas mecánicas. Se realizaron comparaciones de eficiencia entre el sistema fabricado y los sistemas de transmisión de engranajes cónicos rectos y de cadena, por medio de la medición del par utilizando un freno Prony. Se encontró que el sistema propuesto tiene una eficiencia similar a las transmisiones por engranajes cónicos rectos y es superior a las transmisiones por cadena.

Palabras clave: Engranajes cónicos, cadenas de rodillos, ejes ortogonales, rueda dentada, efecto poligonal, rodamientos.

ABSTRACT

A working prototype of a non-parallel shaft drive system inspired by the Ceramic Speed Driven system was developed. It consists of a driving wheel with bearings arranged coplanar to its outer diameter, which transmits power to a driven wheel with its axle positioned at 90 degrees to the driving axle. A graphical method obtained the tooth geometry on the driven wheel. Subsequently, a kinematic analysis was performed and it was found that the system behaves like a chain drive system, where the speed of the output shaft is not constant due to the polygonal effect. The driving and driven wheels were manufactured in resin by additive manufacturing and adapted to a workbench for mechanical testing. By measuring torque using a Prony brake, efficiency comparisons were made between the fabricated system and the spur and chain bevel gear drive systems. The proposed system was found to have similar efficiency to spur bevel gear drives and superior to chain drives.

Keywords: Bevel gears, sprocket, roller chains, orthogonal shafts, polygonal effect, bearings.

¹ Universidad Santo Tomás. Facultad de Ingeniería Mecánica. Bogotá, Colombia.

Email: davidmartinezn@usantotomas.edu.co; jorgegarcia@usta.edu.co; johannynino@usta.edu.co

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de transmisión de potencia tienen como finalidad el transporte de par y movimiento entre dos elementos de máquinas. Se pueden clasificar según la aplicación y las características propias de cada uno de ellos, por lo que, para seleccionar el sistema correcto, se deben caracterizar en detalle los requerimientos de la transmisión [1].

Para sistemas de transmisión de potencia entre ejes no paralelos, las alternativas de selección se reducen a elementos como los engranajes cónicos, los sistemas sin fin corona, los engranajes helicoidales y los sistemas piñón cremallera principalmente [2]. Cada uno de ellos tiene ventajas y desventajas que los hace más o menos competitivos entre ellos, según la aplicación de uso.

Los criterios principales de selección en un sistema de transmisión de potencia de ejes no paralelos son: la carga que se generan sobre los ejes, la respuesta a velocidades lineales superiores de 20 m/s, la resistencia al impacto, la eficiencia mecánica, la tolerancia a la desalineación, el nivel de ruido, el sincronismo, el costo de fabricación, el volumen y peso ocupados [3].

Estos sistemas de transmisión han estado en el mercado durante mucho tiempo, debido en parte a su probada confiabilidad, y se utilizan ampliamente en aplicaciones comerciales. Sin embargo, es fundamental buscar nuevas soluciones de transmisión de potencia que mejoren el rendimiento en relación con estos parámetros y generen resultados superiores.

Una innovadora alternativa ha sido desarrollada por la empresa danesa Ceramic Speed. Su sistema de transmisión, llamado “Driven”, se diferencia al utilizar ejes no paralelos y opera mediante rodamientos en los extremos que transfieren potencia a través de piñones especializados. Los creadores aseguran que este sistema logra una eficiencia del 99% [4]. Para comprender mejor el funcionamiento de estas transmisiones, es necesario emplear métodos de análisis cinemático y utilizar metodologías de cortes sucesivos para caracterizar la geometría del perfil.

El objetivo del presente estudio es desarrollar un sistema de transmisión de potencia entre ejes no

paralelos inspirado en el sistema de transmisión de Ceramic Speed Driven, además de la fabricación e implementación de un prototipo. Para ello se acude a la aplicación de técnicas de análisis en CAD para modelar y evaluar el contacto entre las geometrías en el sistema. También, se compara su eficiencia con respecto a los sistemas de transmisión tradicionales antes mencionados.

MATERIALES Y MÉTODOS

Modelo CAD de la rueda conductora

La rueda conductora está conformada por rodamientos dispuestos en un plano coplanar con el diámetro externo, y son estos rodamientos los encargados de transferir la potencia al disco de salida. Cuando el rodamiento entra en contacto con la rueda, se inicia la transmisión de momento al diente de la rueda, lo que genera su movimiento rotacional.

Con el objeto de dimensionar el sistema, se tomó como caso de estudio una transmisión de potencia de cerca de 750 W con una velocidad de giro de entre 100 y 200 rad/s. La selección del número mínimo de dientes de la rueda conductora está limitada por los efectos de la acción cordal; las velocidades bajas reaccionan de manera más favorable a dicho fenómeno [5]. Con base en estos requerimientos se obtiene el paso y el diámetro del rodillo por medio de las recomendaciones generales de selección de accionamientos de cadenas de rodillos [6].

Para reducir el costo de fabricación y el tamaño de las ruedas de transmisión se opta por un número de dientes de 11, con una relación 1:1, ya que por el efecto poligonal no se recomienda usar menos de estos. El diámetro del rodamiento se estimó comparando la geometría de la transmisión con la del diámetro del rodillo de un mecanismo de rueda Catarina [7]. Se realizó una aproximación del paso estandarizado de 19,05 mm a 19 mm, ya que el diámetro del rodamiento estandarizado más cercano al diámetro de rodillo de 12,07 mm, es de 12 mm (Tabla 1). El diámetro primitivo D_p de la rueda conductora se determina por medio de la ecuación (1).

$$D_p = \frac{P}{\operatorname{sen} \frac{\pi}{z}} \quad (1)$$

Tabla 1. Cadenas estandarizadas.

Cadena			mm		
Paso de cadena			19,05		
Ancho interior			11,68		
Diámetro del rodillo			12,07		
z	D _e	D _p	Cadena simple		
			dm	D1	A
8	57,6	49,78	31	12	30
9	62,0	55,70	37	12	30
10	69,0	61,74	42	12	30
11	75,0	67,61	46	14	35
12	81,5	73,61	52	14	35

Fuente: Catálogo de cadenas Translink [7].

Sobre el diámetro primitivo se ubican, de forma equidistante, los once rodamientos. Para la obtención de las demás características geométricas de la rueda conductora se debe de tener en cuenta que el único contacto con la rueda conducida debe de ser con el rodamiento. Las dimensiones principales de la rueda conducida y rueda conductora se muestran en la Tabla 2.

La Figura 1 ilustra el modelo 3D de la rueda conductora. Cada rodamiento se sujeta por medio de un tornillo de hombro rectificado M4, que le sirve a su vez como eje de rotación, con su respectiva tuerca hexagonal. Se generó, para cada rodamiento, una superficie de separación que impide que la pista externa del rodamiento haga contacto con el cuerpo de la rueda conductora y se frene. La manzana da estabilidad a la rueda sobre el eje.

Modelo CAD de la rueda conducida

Se utilizó un método de cortes sucesivos, por medio de software CAD, para determinar el perfil del diente del sistema de transmisión. Este método se basa en el proceso real de formación de engranajes, en lugar de deducir y resolver ecuaciones complejas de la superficie. Este método consiste en hallar el perfil del diente gradualmente realizando cortes sucesivos simulando el movimiento real del sistema [8], como se observa en la Figura 2. La obtención de esta geometría se realizó para un sistema de transmisión con ejes a 90°.

Para crear la geometría del engranaje especializado, que sea compatible con la rueda conductora, es necesario conocer previamente el diámetro primitivo,

Tabla 2. Datos rueda conductora y conducida.

	Rueda conductora (mm)	Rueda conducida (mm)
Diámetro primitivo	67,44	67,44
Altura del diente	10,8	10,8
Diámetro del rodamiento	12	N/A
Paso	19	19
Ancho del diente/ rodamiento	4	3
Ancho de manzana posterior	24	24

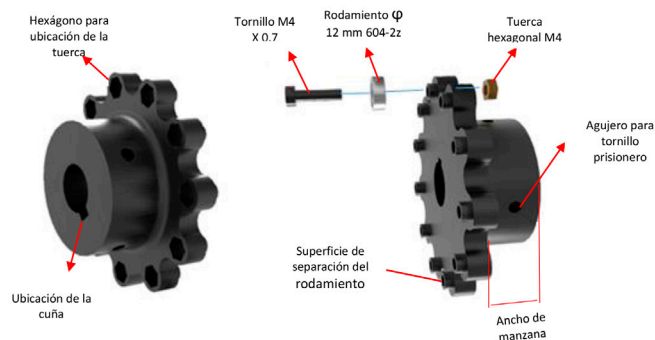


Figura 1. Modelo 3D de la rueda conductora.

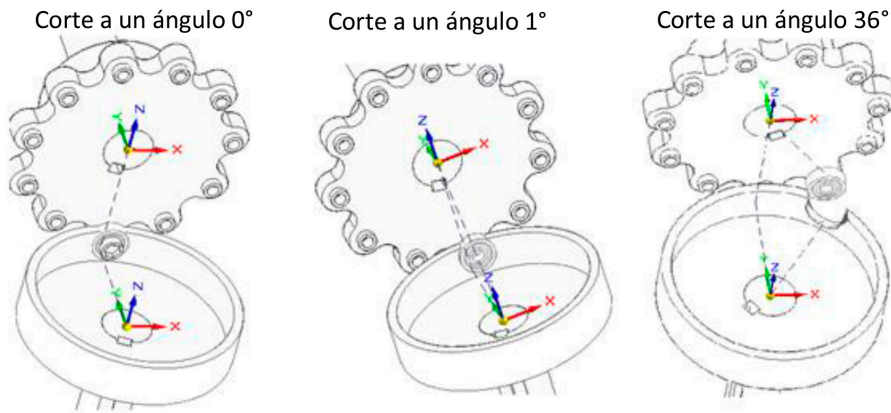


Figura 2. Obtención de la geometría del diente en la rueda conducida.

la altura del diente y el espesor del diente. El diámetro primitivo se determina a partir de la ecuación (1), la altura del diente se obtiene restando el diámetro externo según la ecuación (2) y el diámetro de raíz por medio de la ecuación (3). El espesor del diente se obtiene según la estandarización de la cadena, sin embargo, para dar mayor estabilidad a la rueda conducida se determinó un ancho de diente de 3 mm [9]. En donde D_r es el diámetro del rodamiento.

$$D_e = D_p + 0,8D_r \quad (2)$$

$$D_f = D_p - D_r \quad (3)$$

Para determinar la geometría adecuada del diente cuando entra en contacto con el rodamiento se consideró una relación de transmisión de 1:1. Así, por cada grado de giro en la rueda conductora, se efectuó un grado de giro

en la rueda conducida. En cada posición se realizó un corte de la geometría base de la rueda conducida, con un cilindro de 12 mm de diámetro, que representa el rodamiento, más una tolerancia diametral de $0,08\text{ mm}$, con el objetivo de garantizar un correcto ensamble. Con este método se realizaron 36 cortes en ambos sentidos de giro del sistema, obteniendo la geometría del diente en la rueda conducida.

Análisis cinemático

En un sistema de transmisión de potencia, por medio de ruedas dentadas, se espera que la velocidad tangencial V_T mostrada en la ecuación (4) sea la misma en el punto de contacto de los diámetros primitivos D_1 y D_2 , como se ilustra en la Figura 3. La relación de transmisión R_{tr} se expresa de manera general por medio de la ecuación (5) en función de las velocidades angulares (ω), del número de dientes (N) o de los radios en contacto (R).

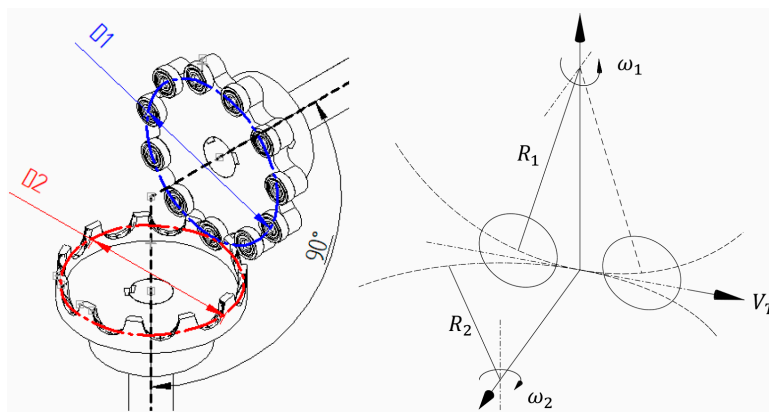


Figura 3. Izquierda, modelo CAD. Derecha, esquema cinemático.

$$V_T = \omega_1 \times R_1 = \omega_2 \times R_2 \quad (4)$$

$$R_{rr} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (5)$$

Con el objeto de abordar el análisis cinemático se considera el radio de la rueda conducida R_2 infinito, obteniendo un sistema similar al de piñón/cremallera como el ilustrado en la Figura 4. En la posición mostrada, los centros de los dos rodamientos se encuentran a la misma altura y la distancia entre ellos es de 19 mm (Tabla 2), así como el paso de la cremallera. El rodamiento tiene un diámetro de 12 mm, por lo que el espesor del diente es de 7 mm. En esta misma posición, la rueda conductora hace contacto con la cremallera por medio de los rodamientos simultáneamente en P_1 y P_2 , en la parte superior del diente, cuya altura máxima está limitada por la altura del centro de los rodamientos. Un instante después, considerando la dirección de giro mostrada en la figura, P_2 deja de hacer contacto y P_1 transmitirá el movimiento a la cremallera mientras barre el ángulo $2\pi/11$.

Debido a la geometría recta del diente, obtenida por el método de cortes sucesivos, el punto de contacto es siempre colineal y horizontal con el eje del rodamiento, desplazándose verticalmente sobre la cara del diente de la cremallera. La velocidad

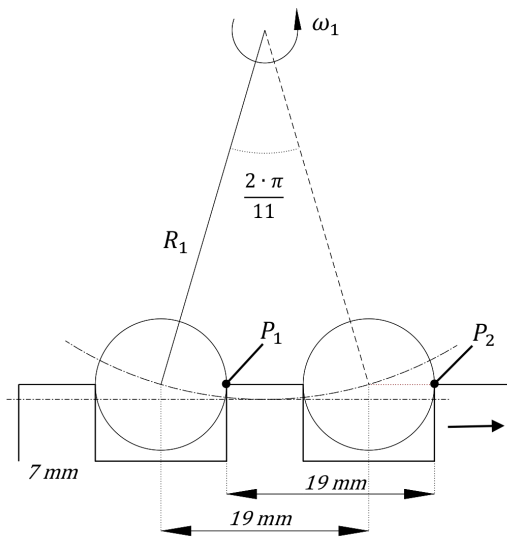


Figura 4. Símil con un sistema piñón cremallera. $R_2 = \infty$.

en el punto de contacto P_1 está determinada por la ecuación (6) y su componente V_x , transmitida a la cremallera, por la ecuación (7), como se observa en la Figura 5. Solo cuando $\beta = 0$ se cumple que $V_x = V_T$ (Figura 5b). R' se determina por medio de la ley del coseno mostrada en la ecuación (8) y el ángulo φ por medio de la ley de senos según la ecuación (9), considerando que $\gamma = \pi/2 - \varphi$.

$$V_{P_1} = \omega_1 \times R' \quad (6)$$

$$V_x = V_{P_1} \cdot \cos \theta \quad (7)$$

$$R' = \sqrt{R^2 + r^2 - 2 \cdot R \cdot r \cdot \cos \gamma} \quad (8)$$

$$\varphi = \sin^{-1} \left(\frac{r}{R'} \cdot \sin \gamma \right) \quad (9)$$

La Figura 6 muestra en trazo punteado la velocidad tangencial de la rueda conductora, asumiendo, a manera de ejemplo, una velocidad angular de 0,5 rad/s ($V_x = 16,86$ mm/s). Se observa que la velocidad V_x transmitida a la cremallera no es constante y varía desde un máximo V_T hasta un mínimo ($V_x = 16,18$ mm/s), cuando se inicia la acción de contacto cada $2 \cdot \pi/11$, que corresponde a la separación angular de los rodamientos en el caso de estudio. Cuando el rodamiento pasa el eje de simetría ($\beta > 0$) en la Figura 5c), R' se hace mayor que R , aumentando la magnitud de la velocidad V_{P_1} , aunque de manera proporcional al aumento de θ , lo que resulta en un comportamiento simétrico de V_x con respecto a $\beta = 0$ cuando se alcanza la velocidad máxima V_T .

La velocidad angular del eje de la rueda conducida ω_2 se obtiene al dividir V_x entre el radio finito R_2 que, al ser constante, condicionará a la velocidad angular al mismo comportamiento mostrado en la Figura 6.

Montaje experimental

Para la validación del comportamiento cinemático del sistema de transmisión, se diseñó un montaje experimental utilizando un motor eléctrico de 250 W con velocidad de giro regulable hasta 189 rad/s a una frecuencia de 60 Hz, se emplearon ejes de 16 mm de diámetro que se acoplan a chumaceras y un freno Prony con el objetivo de medir el par transmitido por el sistema propuesto por medio de un dinamómetro digital con una resolución de 0,02 kg. El diseño del montaje experimental se puede observar en la Figura 7.

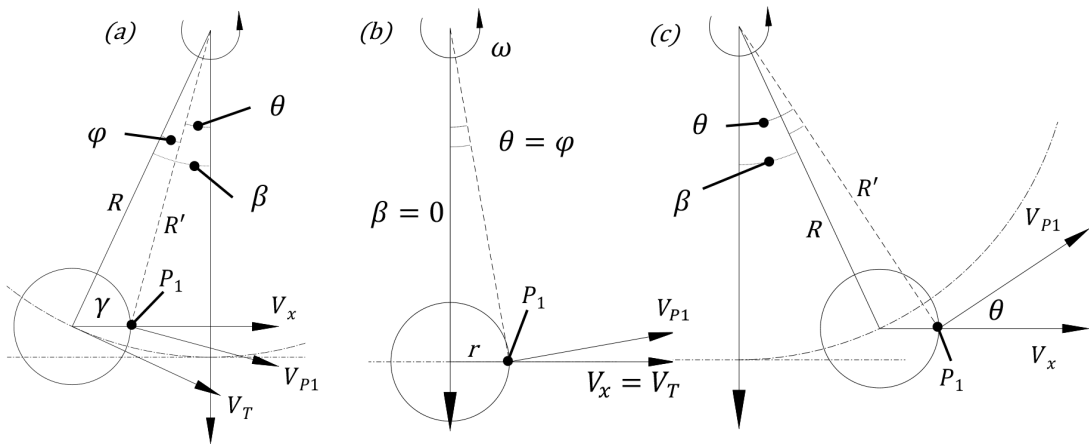


Figura 5. Comportamiento cinemático en P_1 .

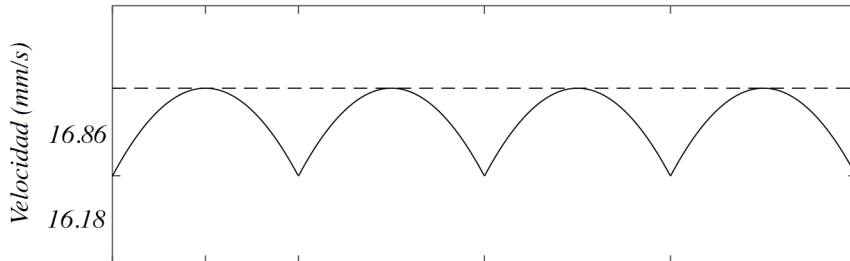


Figura 6. V_T de la rueda conductora en trazo punteado y V_x de la cremallera en trazo continuo.

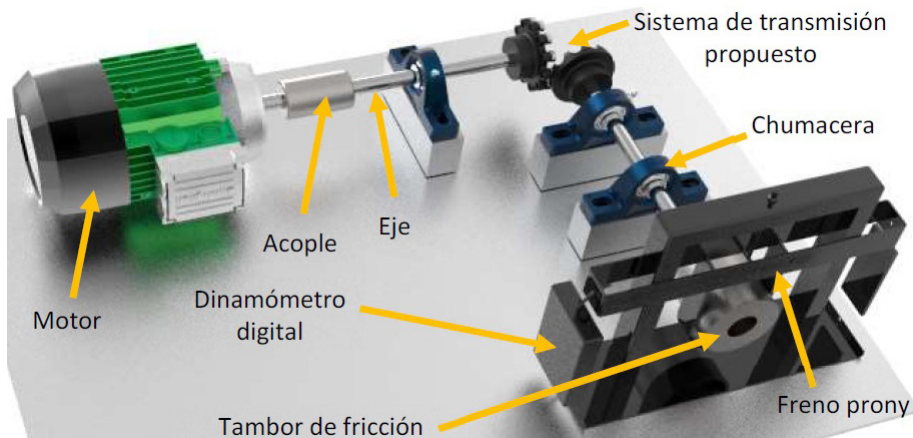


Figura 7. Modelo CAD del montaje experimental.

Para la fabricación de las ruedas de la transmisión se usó una impresora de resina foto curable por láser UV, con capas de grosor de 0,025 mm para reproducir la geometría del modelo CAD con la mayor

precisión posible [10]. La fabricación del prototipo se realizó en resina ya que en este material se puede obtener mejores acabados y mayor resolución, lo que garantiza una muy baja rugosidad en la cara

de contacto con el rodamiento. Se evaluaron otras alternativas de manufactura aditiva, pero con esta se obtiene una mayor resistencia en comparación a la manufactura por FDM, sobre todo teniendo en cuenta que el diente solo tiene 3 mm de espesor (Figura 8).

Para comparar el desempeño de otros sistemas de transmisión de potencia, se realizó el montaje experimental de un sistema de transmisión por engranajes cónicos (Figura 9), de un sistema de transmisión por cadenas (Figura 8) y del sistema de transmisión propuesto (Figura 10), con el objeto de tener un referente para la evaluación usando el mismo motor de 250 W y 189 rad/s.

Para medir la pérdida de potencia mecánica de los diferentes sistemas de transmisión se utilizó el mismo freno Prony y con el dinamómetro digital se registraron las mediciones de carga, que varían en función de la energía absorbida en forma de calor a través de la fricción generada por la banda que está



Figura 8. Ruedas conductora y conducida impresas en resina.

Relación 1:1



Figura 9. Montaje experimental de sistema de transmisión por engranajes cónicos.

en contacto con el tambor sujeto al eje de salida (Figura 10). Se determinó el par de torsión T a la salida de cada sistema y la velocidad angular ω del eje de rotación, con el fin de estimar la potencia del sistema por medio de la ecuación (10).

$$P = T * \omega; T = F * d \quad (10)$$

Se aplicaron diferentes cargas de torsión por medio del freno Prony y se midió la velocidad angular correspondiente a cada carga. Se repitió el procedimiento en cada uno de los montajes experimentales, estimando la eficiencia de cada uno de los sistemas con el motor sin el sistema de transmisión acoplado. El sistema de transmisión por cadenas se utilizó a una distancia entre centros de 0,4 metros y una relación de 1:2 (Figura 10), reduciendo la velocidad del eje de salida a la mitad, esto por la disponibilidad de componentes del sistema.

La Figura 11 muestra el montaje experimental con el sistema de transmisión propuesto. La carga del sistema se implementó por medio de un freno tipo Prony y un contrapeso de 20 g. El torque se estimó con la ayuda de un dinamómetro digital instalado a 15 cm del centro del eje de la rueda conducida, como se observa en la Figura 12.

RESULTADOS

Geometría del diente de la rueda conducida

Al utilizar el método de cortes sucesivos, para la generación de la geometría de engrane de la rueda conducida, se obtuvo que el diente se compone de cinco superficies (Figura 13). La superficie media es la geometría inicial que genera el diámetro

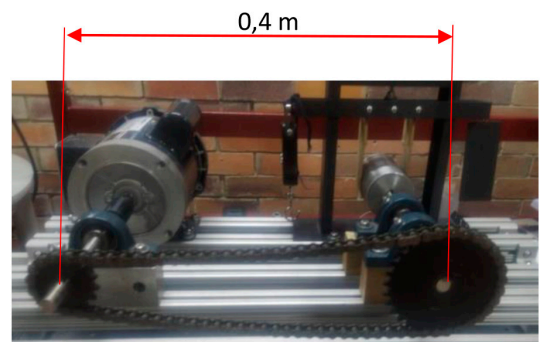


Figura 10. Montaje experimental de sistema de transmisión por cadenas.

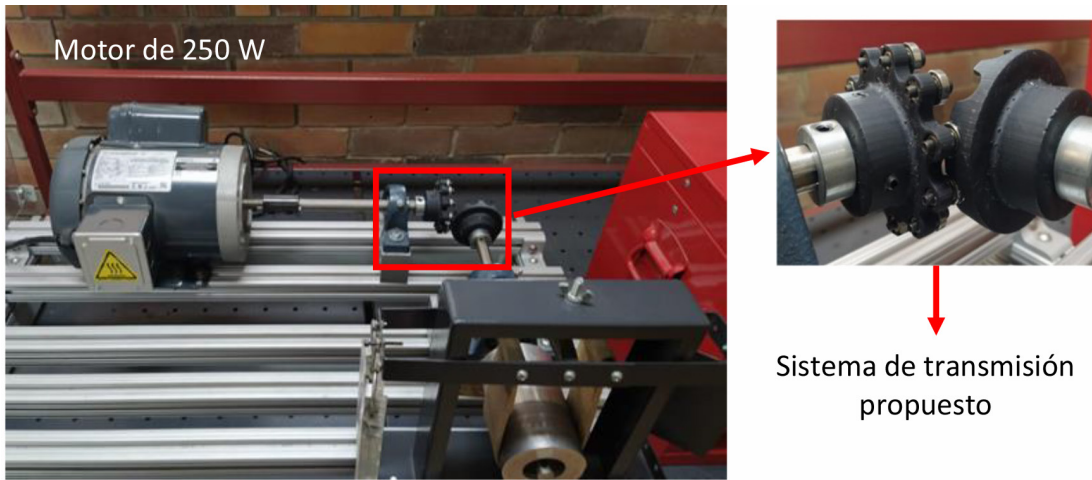


Figura 11. Montaje experimental del sistema de transmisión propuesto.

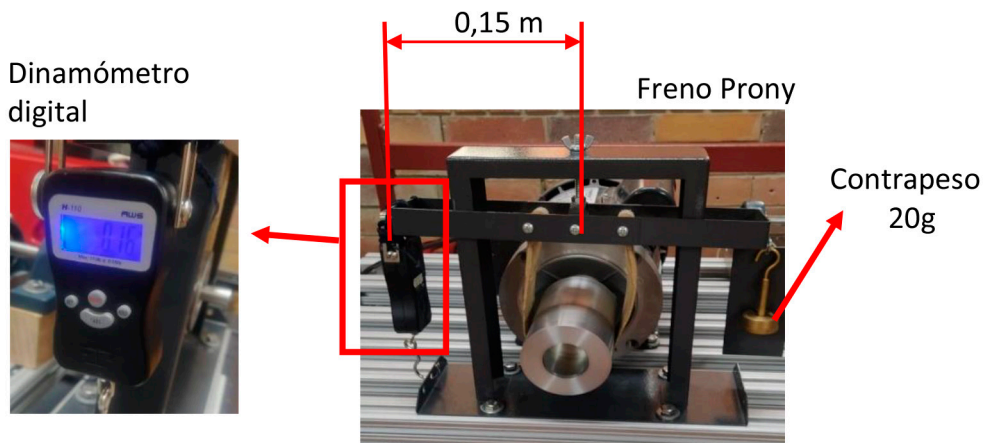


Figura 12. Montaje experimental de motor con freno Prony.

externo del rodamiento, al cual, se le adiciona una tolerancia para reducir las posibilidades de interferencias y facilitar el ensamble entre las ruedas. Las superficies interna y externa se generan al reproducir el movimiento del par cinemático y al realizar simultáneamente los cortes en sentido horario y anti horario.

Velocidad angular del eje de la rueda conducida

La Figura 14 muestra el comportamiento de la velocidad angular en el eje de salida. Presenta un comportamiento no homogéneo con una variación que se encuentra entre 181,4 y 189 rad/s. Representa un error máximo de 4,2% con respecto a la velocidad angular del eje de la rueda conductora, el cual, es

común en las transmisiones por cadena. El ciclo de variación de la velocidad se produce con una frecuencia de 30 oscilaciones cada segundo, es decir, con un periodo de 0,033 s, cada $2\pi/Z$ grados que corresponde a la separación angular entre rodamientos en la rueda conductora.

Montaje experimental

La Figura 15 muestra el comportamiento de cada una de las transmisiones analizadas. Se evidencia el comportamiento típico, en donde la velocidad angular disminuye a medida que la carga aplicada por el freno Prony aumenta. A partir de los datos obtenidos en relación con la velocidad angular y la carga aplicada, se obtuvo la potencia de los

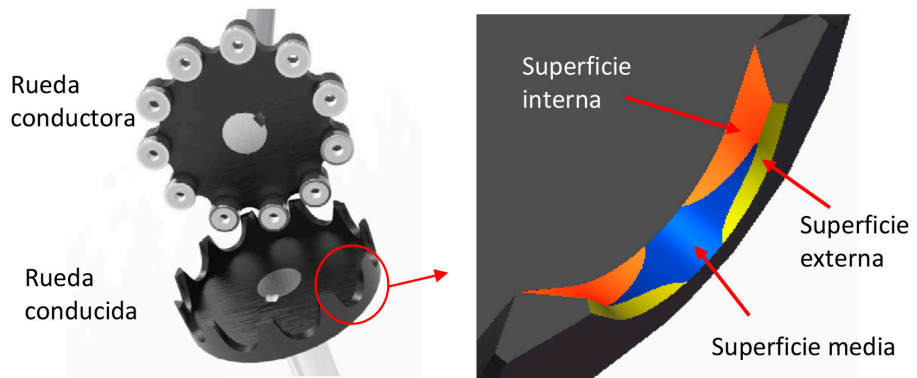


Figura 13. Geometría del diente de la rueda conducida.

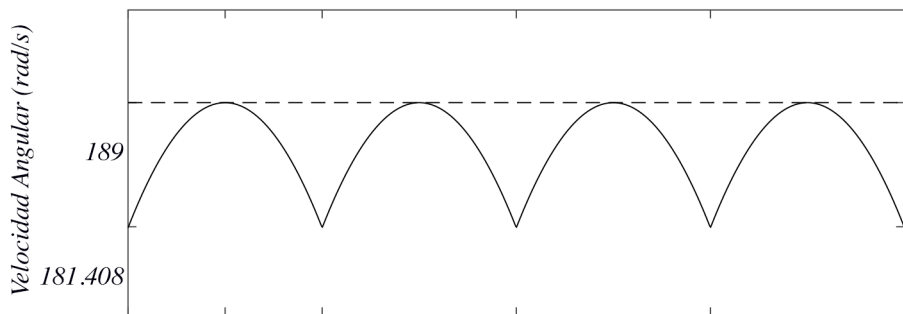


Figura 14. Velocidad angular de la rueda conducida.

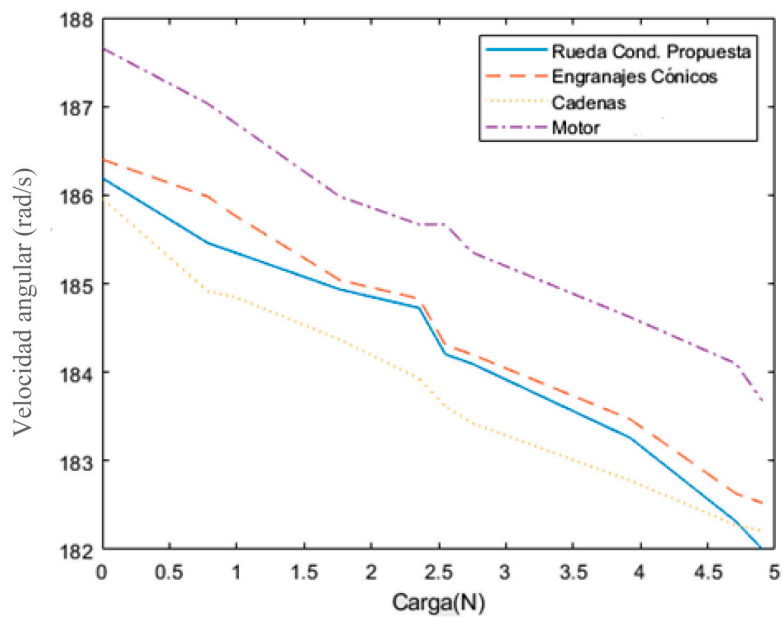


Figura 15. Comportamiento de la velocidad angular con relación a la carga aplicada.

diferentes sistemas de transmisión utilizando (10). La Tabla 3 muestra cada una de las potencias que se transmitieron alcanzando un máximo de 135 W.

Para el cálculo de la eficiencia mecánica de los sistemas de transmisión se utilizó la ecuación (11). La Figura 16 muestra los resultados de eficiencia de cada uno de los sistemas de transmisión usados en

la prueba experimental. El sistema de transmisión propuesto arrojó una eficiencia media de 99,25%. Los engranajes cónicos presentaron una eficiencia media de 99,40%. El sistema de transmisión por cadena mostró una eficiencia media del 99%.

$$\eta = \frac{P_{salida}}{P_{motor}} \tag{11}$$

Tabla 3. Potencia de los diferentes sistemas de transmisión.

Potencia sistema propuesto (W)	Potencia engranajes cónicos (W)	Potencia cadenas (W)	Potencia real del motor (W)
0	0	0	0
21,8	21,8	21,7	22
27,2	27,3	27,2	27,4
48,9	49	48,8	49,2
65,2	65,2	64,9	65,5
70,4	70,5	70,2	71
75,8	75,8	75,5	76,3
107,8	107,9	107,5	108,6
128,7	128,9	128,7	130
133,9	134,2	134	135,1

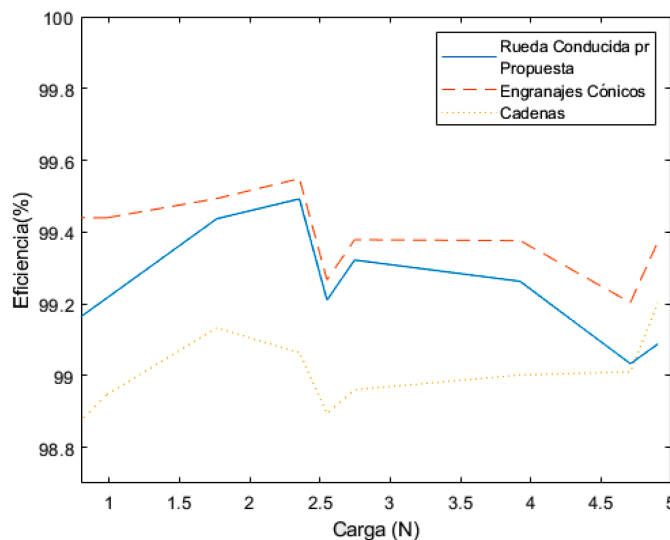


Figura 16. Eficiencia de los diferentes sistemas de transmisión usados.

DISCUSIÓN

Los mayores problemas en los sistemas de transmisión por cadena de rodillos tienen relación con la forma

en la que se acopla la cadena alrededor de los piñones, formando un polígono. Al trazar líneas rectas entre los centros de los rodamientos, en el sistema propuesto, se observa un comportamiento

homólogo (Figura 17). Esta característica geométrica, es responsable del efecto poligonal, que produce pérdidas de energía por ruido y vibraciones [5]. A menor número de rodamientos el polígono tiene menor número de lados e incrementa las pérdidas de energía.

A pesar de que el sistema de transmisión está inspirado en el sistema de sprocket-cadena, se observa que la geometría del diente de la rueda conductora, conformada por múltiples superficies, es diferente a la de los sprockets de los sistemas de transmisión por cadena. Lo anterior se atribuye a que el plano de rotación de la rueda conductora, para el caso de estudio propuesto, es perpendicular al plano de rotación de la rueda conducida.

La variación de la velocidad en el eje de salida se atribuye al efecto poligonal, ya que el rodamiento se asemeja a los rodillos que conforman los eslabones de una cadena, donde, a menor número de dientes (en la rueda catarina), la variación de velocidad es mayor en la rueda conducida, alcanzando variaciones de hasta un 4,2% como se muestra en la Figura 14. Para transmisiones de baja velocidad este tipo de sistemas es adecuado, pero transmisiones de alta velocidad no se puede garantizar una transmisión de velocidad uniforme del sistema [11].

La variación de la velocidad angular de la rueda conducida se puede expresar mediante el coeficiente de no uniformidad por medio de la ecuación (12). Para el caso de estudio se presenta un coeficiente de 0,02, que es típico a bajas rpm y con un número de dientes bajo. Por lo tanto, se corroboran las fluctuaciones de la velocidad de rotación del eje conducido. Si se desea disminuir el coeficiente de no uniformidad se recomienda usar un mayor número de rodamientos.

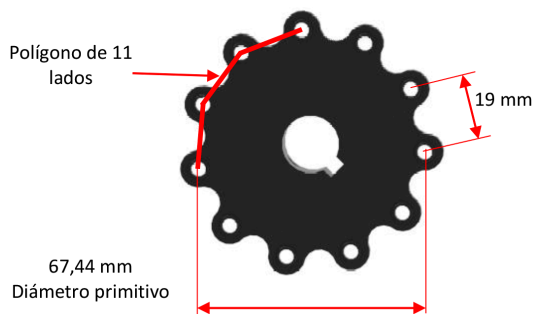


Figura 17. Polígono de la rueda conductora.

$$k_k = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{2\max} + \omega_{2\min}} = \frac{189 - 181,4}{189 + 181,4} = 0,0205 \quad (12)$$

Los sistemas de transmisión de engranajes generalmente operan durante largos periodos de tiempo y por lo tanto su rendimiento disminuye a causa de las altas temperaturas generadas por la fricción por contacto de los engranajes [12]. La eficiencia de los engranajes cilíndricos depende de muchos factores como lo son el coeficiente de fricción, el número de dientes, la altura de addendum, el coeficiente de corrección de los engranajes y el método de fabricación [13]. La eficiencia de los engranajes cónicos se encuentra alrededor del 98,5% [14]. En cuanto al sistema de sprocket-cadena los principales problemas son causados por el efecto poligonal y el ruido, donde los eslabones de la cadena y los dientes de la rueda dentada tienen un efecto significativo en el desgaste de los elementos de la cadena de rodillos [15].

Como se observa en la Figura 16 el sistema de transmisión propuesto obtuvo una eficiencia similar a la de los engranajes cónicos y superior a la de la transmisión por cadenas, debido presumiblemente a que al no tener eslabones que entran en contacto con la rueda conducida se disminuyen los efectos por fricción.

CONCLUSIONES

Se presentó un perfil de rueda dentada que tiene como objetivo la transmisión de potencia en ejes ortogonales. El perfil del diente se obtiene a partir de cortes sucesivos dando como resultados una geometría de diente diferente a la tradicional de los sistemas sprocket-cadena.

La geometría del diente obtenida por el método de cortes sucesivos a través del modelo CAD permitió dar solución a la incógnita de la superficie del diente, sin necesidad de realizar complejos modelos matemáticos, además, se corroboró en el análisis cinemático y en las pruebas de transmisión donde la geometría propuesta tiene un buen funcionamiento comparada con transmisiones similares.

El procedimiento de análisis permitió obtener un sistema de transmisión entre ejes no paralelos que funciona de manera eficiente, comparable con el sistema de engranajes cónicos rectos, abriendo nuevos estudios de este tipo de sistemas.

Al existir el efecto poligonal la relación de transmisión no es constante, por lo tanto, este sistema no es adecuado cuando se requiere precisión en los parámetros de salida como par torsor, velocidad angular, posición y potencia.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue financiado por la Universidad Santo Tomás bajo los proyectos de investigación No. 2135501 y No. 2235501.

REFERENCIAS

- [1] R.L. Norton, *Diseño de máquinas un enfoque integrado*, 4ta ed. Naucalpan de Juárez, México: Pearson Education, pp. 543-611, 2011.
- [2] J. Shygly and U. Jhon, *Teoría de máquinas y mecanismos*, 1era ed. D.F. México, México: McGraw-Hill, pp. 300-322, 2001.
- [3] X. Kong, Z. Hu, J. Tang, S. Chen, and Z. Wang, "Effects of gear flexibility on the dynamic characteristics of spur and helical gear system," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 184, p. 109691, 2023, doi:10.1016/j.ymsp.2022.109691.
- [4] Ceramicspeed, ceramicspeed.com 2018, Fecha de consulta:24 de agosto de 2022, URL:<https://www.ceramicspeed.com/en/cycling/d3> (accessed Aug. 24, 2022)
- [5] M. Zimmerman, N.A. Peterson, and M. A. Zimmerman, "A Roller Chain Drive Model Including Contact with Guide-Bars," vol. 12, pp. 285-301, 2016, doi: 10.1023/B:MUBO.0000049131.77305.d8.
- [6] C.R. Mischke, T.H. Brown, and J.E. Shiegly, *Standard handbook of machine design*, 2nd ed. New York, USA: McGraw-Hill, pp. 32.2-32.15, 1986.
- [7] Piñones y discos / engranajes / cremalleras, 1ra ed. Translink, Barcelona, España, 2006.
- [8] J. Li, X. Wu, and S. Mao, "Numerical computing method of noncircular gear tooth profiles generated by shaper cutters," *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 33, pp. 1098-1105, 2007, doi: 10.1007/s00170-006-0560-0.
- [9] R.L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta ed. Naucalpan de Juárez, México: Pearson Education, pp. 284-286, 2006.
- [10] S. Tan *et al.*, "Waste nitrile rubber powders enabling tougher 3D printing photosensitive resin composite," *Polymer*, vol. 243, pp. 1-9, 2022, doi: 10.1016/j.polymer.2022.124609.
- [11] Y. Wang, D. Ji, and K. Zhan, "Modified sprocket tooth profile of roller chain drives," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 70, pp. 380-393, 2013. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2013.08.006.
- [12] Y. Emre and H. Bas, "Experimental investigation of efficiency of worm gears and modeling of power loss through artificial neural networks," vol. 202, 2022, doi:10.1016/j.measurement.2022.111756
- [13] E.M. Lemos y L.M. Delgado, "Propuesta para el cálculo de la eficiencia en los engranajes cilíndricos", *Ingeniería Mecánica*, vol. 9, no. 1, pp. 59-63, 2006. [En línea]. Disponible: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=225117931007>
- [14] S. Padmanabhan, V. Raman, P. Asokan, and S. Arunachalam, "Design optimization of bevel gear pair," *International Journal of Design Engineering*, vol. 4, no. 4, pp. 364-393, 2011, doi:10.1504/IJDE.2011.048133.
- [15] A. Voina, S. Berezhnoi, V. Yunin, A. Voina, S. Berezhnoi, and V. Yunin, "Sprocket with asymmetric teeth for roller chain drives of vehicles," *Transportation Research Procedia*, vol. 63, 2022, doi: 10.1016/j.trpro.2022.06.136.