



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**DESARROLLO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD
DE ALTO PAR Y ALTA EFICIENCIA.**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECATRÓNICO

P R E S E N T A :
CARLOS JESÚS MERCADILLO ROJO

DIRECTOR DE TESIS:
DR. ENRIQUE JAIME CHICUREL Y UZIEL

MAYO 2015

CIUDAD UNIVERSITARIA, D. F.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Tesis: Desarrollo de un reductor de velocidad de alto par y alta eficiencia

Tesista: Carlos Jesús Mercadillo Rojo

Director de tesis: Dr. Enrique Jaime Chicurel y Uziel

Jurado asignado:

Presidente: M.I. Filiberto Gutiérrez Martínez

Secretario: Dr. Vicente Borja Ramírez

1^{er} suplente: M.I. Antonio Zepeda Sánchez

2^{do} suplente: M.I. Rogelio Darío Gutiérrez Carrillo

Lugares donde se realizó la tesis:

Instituto de Ingeniería UNAM

Departamento de Mecánica y Energía

Laboratorio de Electromecánica

A g r a d e c i m i e n t o s

Quiero expresar un agradecimiento a todas aquellas personas que directa o indirectamente contribuyeron en la realización de este trabajo:

Al Doctor Enrique Chicurel y Uziel, por su enorme paciencia, por brindarme una enseñanza profesional y personal, por sus grandes consejos llenos de sabiduría. ¡Muchísimas gracias Doctor!.

A mis profesores e integrantes del jurado, por su ejemplo, dedicación y comprensión. Gracias por la atención brindada en mis momentos de duda dentro y fuera del salón de clase.

Al M. I. Filiberto Martínez Gutiérrez, por ser parte fundamental en el desarrollo del reductor de velocidad, por su gran ayuda en la realización de este trabajo.

Al Doctor Guillermo Aguirre Esponda, por darme la oportunidad de mi primer trabajo laboral, por enseñarme el camino de la innovación, por sus consejos.

A mis compañeros de trabajo Pedro, Omar, Marco, por su invaluable apoyo durante la realización de este trabajo.

A mi hermana Joselyn, por creer siempre en mí, por su apoyo en los momentos difíciles.

A mis padres, jamás me alcanzaría la vida para agradecerles todo lo que han hecho por mí.

A g r a d e c i m i e n t o s

Un agradecimiento especial a La dirección General de Asuntos del Personal Académico en especial al Programa de Apoyo a Proyectos de Investigación e Innovación Tecnológica (PAPIIT) por apoyar al proyecto IT100714 “Reductor de Velocidad de Tornillo de Rodillos y Cadena”

Al Instituto de Ingeniería de la UNAM, por brindar los medios tecnológicos y espacios de trabajo para la realización de este proyecto. Muchas gracias por permitirme ser becario de tan honorable Institución.

A mi Universidad, mi grandiosa UNAM, un agradecimiento para toda la vida.

“Paciencia y Razonamiento”

Índice general

Objetivo del trabajo	1
Introducción	1
Antecedentes: Surgimiento y evolución de la idea	2
Capítulo I: Primer concepto de reductor de velocidad	5
1.1. Reductor de tornillo de traslación y cadena con orejas	5
1.2. Diseño de los cuerpos roscados	6
1.3. Diseño del tornillo de traslación de pruebas	8
1.4. Reductor de tornillo de rodillos y cadena	10
Capítulo II: Comparación del reductor propuesto frente a otros reductores de velocidad	14
2.1. Comparación con el reductor de Wolander	14
2.2. Comparación con el reductor de sinfín y corona	16
Capítulo III: Cálculos para el diseño de la transmisión de cadena	19
3.1. Selección de las ruedas dentadas	20
3.2. Selección de la cadena	20
3.3. Cálculo del efecto cordal	21
3.4. Razón de reducción	24
3.5. Cálculo de velocidades angulares	24
3.6. Fuerza en la cadena	25
Capítulo IV: Tornillo de traslación con rosca Acme	26
4.1. Eficiencia del tornillo con rosca Acme	28
4.2. Fuerza del tornillo con rosca Acme	28
4.3. Cálculo de la longitud mínima de la rosca del tornillo por desgaste	29
4.4. Eficiencia del tornillo con rosca cuadrada	30
Capítulo V: Diseño de la flecha de salida	31

5.1. Geometrías y colocación de apoyos en la flecha	32
5.2. Selección del material	34
5.3. Cálculo de cargas sobre la flecha	34
Capítulo VI: Segundo concepto de reductor de velocidad	41
6.1. Diseño del reductor de tornillo y dos cadenas con pernos extendidos	42
6.2. Determinación del centroide de la superficie roscada	44
Conclusiones	53
Trabajo a futuro	54
Referencias	55
Bibliográficas	55
Virtuales	56
Anexos	
Planos de fabricación	

OBJETIVO DEL TRABAJO

En esta tesis se validará la posibilidad de fabricar un prototipo de reductor de velocidad de sinfín y cadena. Así mismo, se analizará su configuración para lograr una alta eficiencia y alta capacidad de carga en sus condiciones de operación, superando las limitaciones de los reductores comerciales actuales aplicados a la industria.

INTRODUCCIÓN

El aumento de eficiencia ha sido por muchos años un tema de estudio en ingeniería, al final de todo, los especialistas siempre han buscado obtener la mayor cantidad de trabajo con el mínimo de recursos posibles.

En la ingeniería actual, uno de los elementos más importantes es el motor. Dependiendo el uso que se le quiera dar al motor, se le deben aplicar diferentes velocidades, pues es rara la vez en que las máquinas operan de acuerdo a las velocidades que ofrece el motor. Por eso los reductores de velocidad adquieren tanta importancia en las industrias existentes, sea cual sea su aplicación.

En esta tesis se analizarán dos conceptos que han surgido en la evolución del reductor de velocidad propuesto.

El primer concepto se refiere a un reductor de velocidad de tornillo y cadena roscada compuesta por cuerpos roscados y una cadena con “orejas”. El tornillo puede ser un tornillo de traslación o un tornillo de rodillos.

El segundo concepto se refiere a un reductor de velocidad de tornillo y cadena roscada compuesta por cuerpos roscados y dos cadenas paralelas con pernos extendidos. En este concepto también se puede usar un tornillo de traslación o un tornillo de rodillos. El uso de las dos cadenas con pernos extendidos es para evitar la posibilidad de atrancamiento de los cuerpos roscados contra el tornillo.

En ambos conceptos, se decidió comenzar con un tornillo de traslación de bronce para realizar las primeras pruebas y no ocasionar daños al tornillo de rodillos, pues este último es de alto costo.

En los capítulos subsecuentes se describe la evolución del reductor de velocidad mencionando los cambios y áreas de oportunidad logrados hasta el momento. Este proyecto forma parte del desarrollo tecnológico que se realiza en nuestra universidad actualmente.

ANTECEDENTES

SURGIMIENTO Y EVOLUCIÓN DE LA IDEA

A principios de 1990 el Doctor Enrique Jaime Chicurel y Uziel siendo Investigador del Instituto de Ingeniería en el área de Mecánica y Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México se encontraba en un periodo de año sabático. En ese momento, el Doctor pensaba en la idea de incrementar la capacidad de carga de un reductor de velocidad de sinfín y corona. Figura 1.



Figura. 1. Reductor de velocidad de sinfín y corona
<http://www.indiamart.com/shubham-gears/industrial-gears.html>

El Doctor Chicurel propuso en el CIATEQ (Centro de Investigación y Asistencia Técnica del Estado de Querétaro) la idea de un nuevo reductor de velocidad sustituyendo la corona por una especie de “corona ovalada” empleando para ello una transmisión de cadena roscada, tal como se muestra en la figura 2.

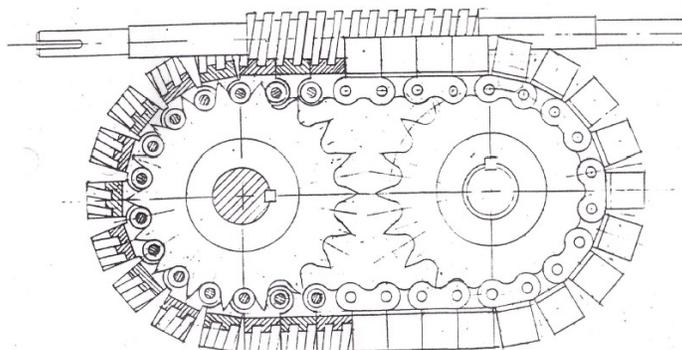


Figura 2. Dibujo original del reductor realizado por el Doctor Chicurel en 1990

Debido a que el Doctor Chicurel realizaba otros trabajos en el Centro de Investigación, la idea del reductor se quedó como una propuesta sin llegar a desarrollarse. Tiempo después, a principios de 2011, se retomó la idea del reductor de velocidad, esta vez para presentar la propuesta ante la DGAPA (Dirección General de Asuntos del Personal Académico) de la UNAM y desarrollar el proyecto de investigación dentro del Instituto de Ingeniería.

Al revisar el estado del arte previo del reductor, el M. I. Filiberto Gutiérrez Martínez, colaborador del proyecto, se encontró con una patente de Estados Unidos que data de 1897 cuyo inventor fue John Wolander. En dicha patente se puede observar el concepto de un reductor de velocidad que emplea un tornillo de traslación para impulsar un arreglo de eslabones roscados¹, tal como se muestra en la figura 3. De esta manera, se constató que el concepto del Doctor Chicurel era casi idéntico al de Wolander, variando en algunos detalles de configuración.

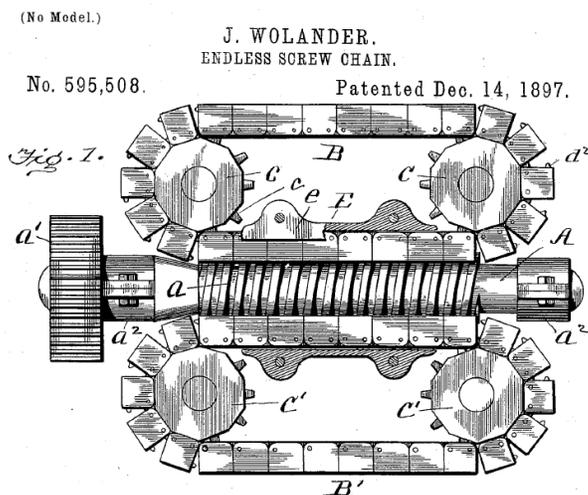


Figura 3. Concepto de un reductor de velocidad presentado en la patente de 1897

<http://www.google.com.mx/patents/US595508>

Con el hallazgo del reductor de Wolander, no tenía sentido solicitar fondos para desarrollar un concepto tan antiguo; sin embargo, en el estado del arte no se encontró información acerca de la fabricación de una versión comercial aplicada en la industria o al menos un prototipo funcional. Por tal motivo, se pensó en mejorar el concepto del reductor para incrementar su eficiencia, sustituyendo al sinfín por un tornillo de bolas. Con dicho arreglo, se hizo la propuesta ante la DGAPA, la cual fue aprobada para desarrollar el proyecto.

¹ Los eslabones roscados de la idea de Wolander tienen el eslabón y el cuerpo roscado unidos como única pieza, por lo cual, se les ha llamado eslabones roscados.

Una vez iniciado el desarrollo del proyecto, al realizar una búsqueda en internet consultando páginas de fabricantes de tornillos de potencia, el Doctor Chicurel encontró una versión comercial de tornillo de rodillos (Figura 4) que presenta muchas ventajas en comparación con un tornillo de bolas, a saber:

- Se puede transmitir mayor capacidad de carga
- No se requiere baños de aceite
- Tiene mucho más superficie de contacto
- No se necesitan ductos internos para la recirculación de los balines
- El paso puede ser más fino, hasta de 1 mm



Figura 4. Tornillo de rodillos

Una vez conocidas sus ventajas, se decidió incluir al tornillo de rodillos y descartar el uso del tornillo de bolas, teniendo como meta el desarrollo de un prototipo de reductor de velocidad de tornillo de rodillos y cadena.

CAPÍTULO I

PRIMER CONCEPTO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD

En este capítulo se analiza la configuración general del reductor de velocidad de tornillo y cadena roscada compuesta por los cuerpos roscados y una cadena con orejas. Se presentan las dos variantes de esta modalidad usando un tornillo de traslación y un tornillo de rodillos.

1.1. Reductor de tornillo de traslación y cadena con orejas

El arreglo del reductor consta de una flecha de entrada, un tornillo de traslación, un conjunto de cuerpos roscados montados en una transmisión de cadena conformada por la cadena propiamente, dos ruedas dentadas (usualmente llamadas catarinas) y dos flechas de salida, tal como se muestra en la figura 1.1.

Al conjunto de un eslabón de la cadena y un cuerpo roscado se le llamará eslabón roscado, al conjunto de cadena y eslabones roscados se le llamará cadena roscada.

El movimiento rotatorio del tornillo de traslación impulsa a la cadena roscada, y tal como en el caso de la transmisión del sinfín y corona, una vuelta del tornillo representa una fracción de vuelta en las ruedas dentadas de la transmisión de cadena, y por lo tanto se genera una gran reducción de velocidad angular, por consiguiente, un incremento de par a la salida.

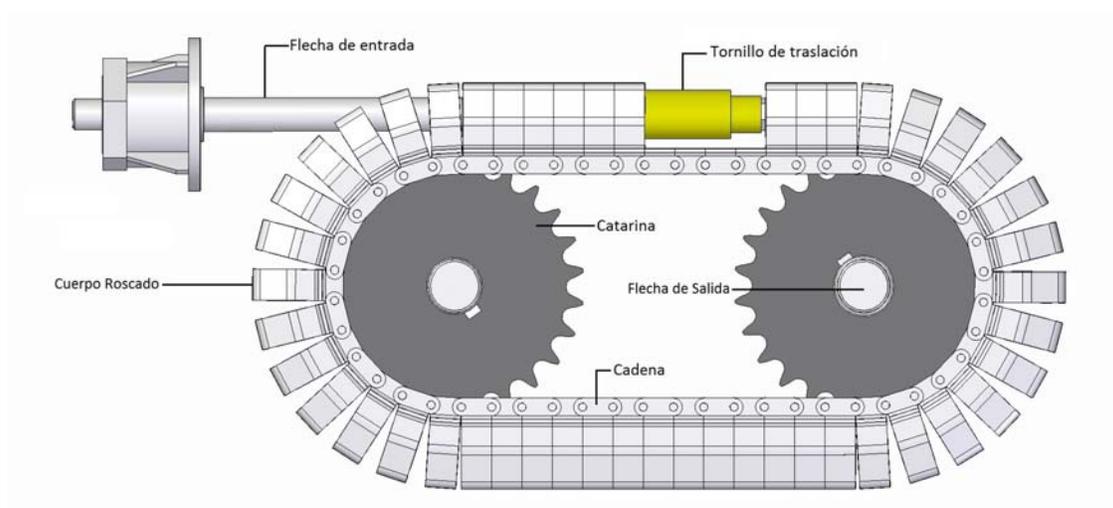


Figura 1.1. Elementos del reductor de tornillo y cadena

El tornillo de traslación puede ser casi tan largo como la distancia entre centros de las ruedas dentadas, por esta característica y por el hecho de que los cuerpos roscados abrazan casi en su totalidad al tornillo, la superficie de contacto es muy grande, por lo tanto, la capacidad de carga es muy elevada.

Si las ruedas dentadas son de diferente diámetro tal como se muestra en la figura 1.2, se dispondrá de dos razones de reducción.

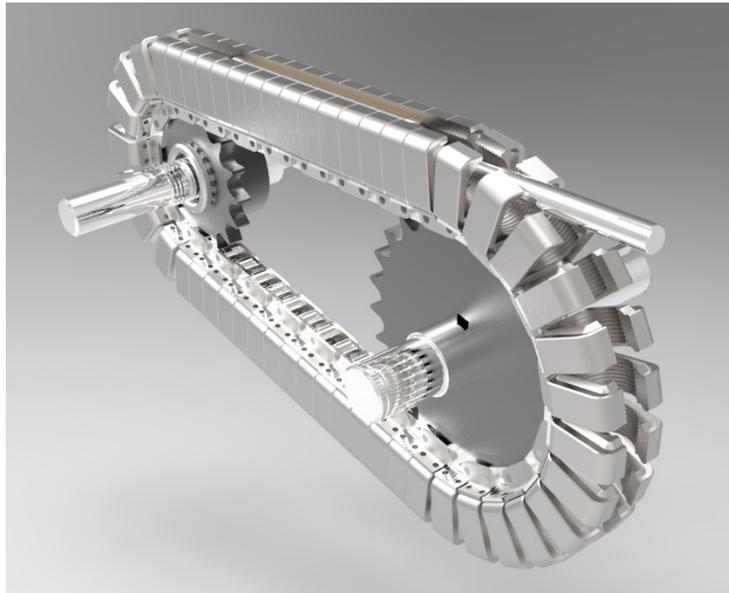


Figura 1.2. Arreglo con distintas razones de reducción

1.2. Diseño de los cuerpos roscados

Los cuerpos roscados son los elementos mediante los cuales se convierte el movimiento rotatorio del tornillo de traslación en el desplazamiento lineal de la cadena. Éstos se diseñaron con una arquitectura diferente a la usada en tuercas comunes, figura 1.3. El corte C de la parte superior del cuerpo roscado es necesario para librar a la flecha de entrada.

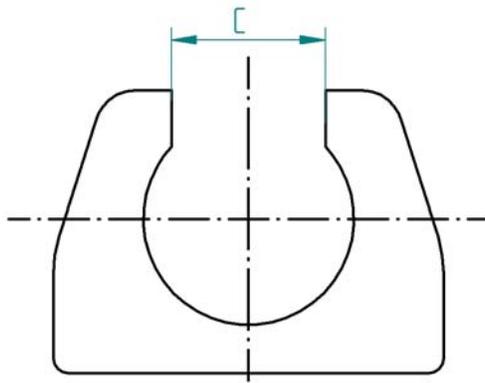


Figura 1.3. Cuerpo roscado vista frontal

La figura 1.4 muestra un cuerpo roscado ya fabricado para las primeras pruebas.

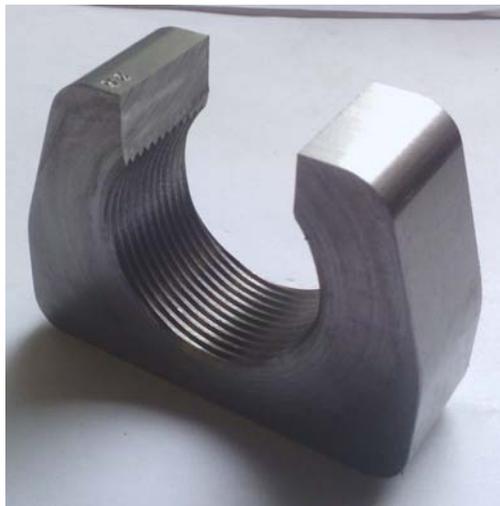
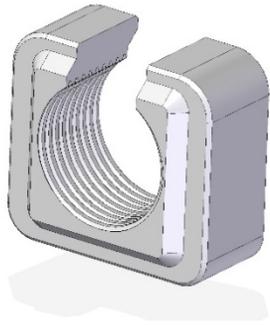
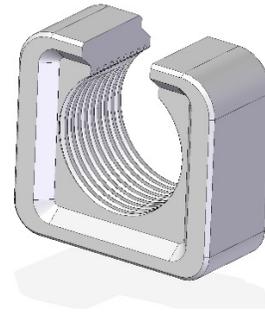


figura 1.4. Cuerpo roscado manufacturado

Si hubiera algun problema de alineamiento entre cuerpos roscados contiguos durante las pruebas, se contempla la posibilidad de fabricar nuevos cuerpos con entrantes y salientes en sus caras, tal como se muestra en la figura 1.5. Las entrantes y salientes pueden tener forma piramidal (mostrada en la figura) o forma cónica.



a) Vista frontal con una saliente



b) Vista trasera con una entrante

Figura 1.5. Cuerpo roscado con entrante y saliente piramidal

Para este proyecto, los cuerpos roscados se sujetarán a los aditamentos de cada eslabón de la cadena mediante tornillos. Cabe mencionar que la fijación de los cuerpos roscados podría realizarse mediante algún otro medio conocido, como remaches o bien, los eslabones y los cuerpos roscados podrían ser integrales.

1.3. Diseño del tornillo de traslación de pruebas

El tornillo traslación de pruebas fue fabricado en bronce para reducir la fricción (figura 1.6). La combinación de materiales de los cuerpos roscados y el tornillo está invertida respecto a la comúnmente usada en reductores de sinfín y corona, donde el material de la corona es bronce y el material del sinfín es acero.



Figura 1.6. Tornillo de bronce fabricado para pruebas

Se utiliza dicha combinación de materiales debido a que se compró al inicio del proyecto un tornillo de rodillos (figura 1.7) el cual forma parte de un actuador mecánico, donde básicamente el tornillo tiene que desplazarse a través de un tubo de acero con rosca interna, por lo tanto, el tornillo de traslación de bronce comparte la misma rosca, diámetro, número de entradas, paso y avance que el tornillo de rodillos comercial.



Figura 1.7. Tornillo de rodillos comercial

La figura 1.8 muestra al tornillo de bronce en contacto con los cuerpos roscados ya fabricados.



Figura 1.8 Tornillo de bronce y cuerpos roscados

Especificaciones del tornillo de traslación de pruebas:

- Material: Bronce
- Avance: 0.5 pulgadas
- Paso: 2.11 mm
- Longitud de rosca: 16 cm
- Número de entradas: 6

1.4. Reductor de tornillo de rodillos y cadena con orejas

Un tornillo de rodillos, al igual que el tornillo de traslación, convierte un movimiento rotatorio en movimiento lineal, pero con la diferencia de que el tornillo de rodillos presenta un contacto rodante en lugar de un contacto deslizante con los cuerpos roscados, además, puede transmitir cargas sumamente elevadas con un tiempo de servicio mayor.

El tornillo de rodillos se utiliza casi exclusivamente en actuadores mecánicos con roscas internas de acero. Esta circunstancia dictó la conveniencia de fabricar los cuerpos roscados también de acero. En la figura 1.9 se observa al tornillo de rodillos en contacto con los cuerpos roscados.



Figura 1.9. Tornillo de rodillos y cuerpos roscados

La diferencia que caracteriza al diseño del tornillo de rodillos es la transmisión de las fuerzas, pues se tiene un arreglo de rodillos planetarios rodando alrededor de un husillo que transmite el torque de entrada. Figura 1.10. El sistema completo convierte el movimiento rotatorio proveniente del motor en un movimiento lineal.

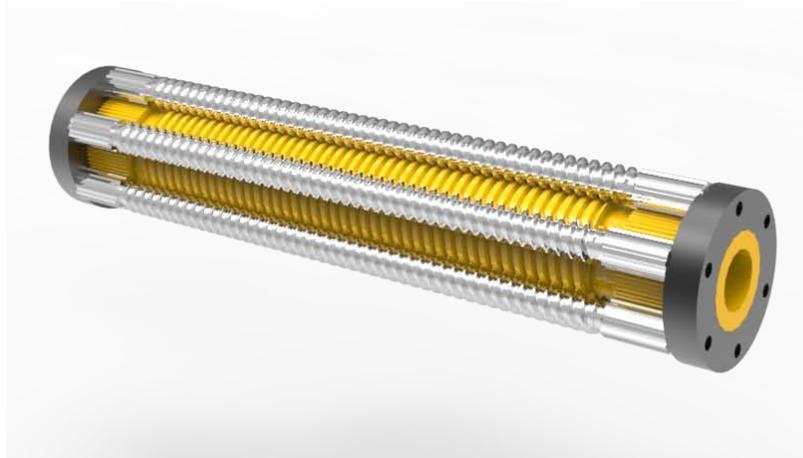


Fig. 1.10. Rodillos planetarios rodando alrededor de un husillo

El tornillo de rodillos tiene más puntos de contacto que el tornillo de bolas, tal como se muestra en la figura 1.11.

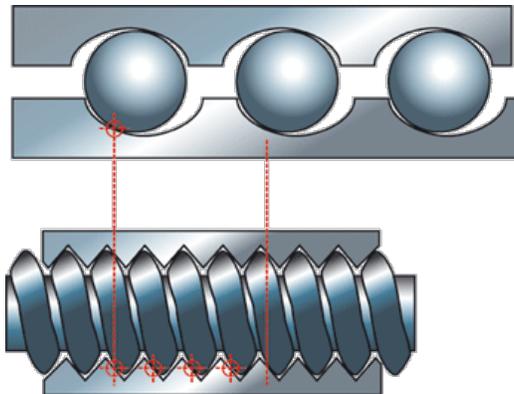


Figura 1.11. Puntos de contacto rodante
<http://en.kwapil.com/produkte/exlar/pr-roller-screws/index.php>

El tornillo de rodillos supera en rendimiento al tornillo de bolas, según las siguientes especificaciones técnicas (manual de tornillos de potencia SKF, p. 7):

- Soporta una carga estática más alta, hasta 1000 toneladas
- Soporta una carga dinámica más alta, hasta 200 toneladas
- Mayores velocidades de rotación, hasta 3000 r.p.m.
- Mayor aceleración, más de 12000 rad/seg²

El tornillo de rodillos presenta además cualidades inherentemente deseables para la aplicación en un reductor, como son:

- Trabaja con altas aceleraciones y desaceleraciones
- Comportamiento correcto en diversas condiciones ambientales
- Capaz de soportar altas cargas de choque
- Desplazamientos cortos
- Funcionamiento suave

La figura 1.12 muestra una simulación del tornillo de rodillos en contacto con la cadena roscada.

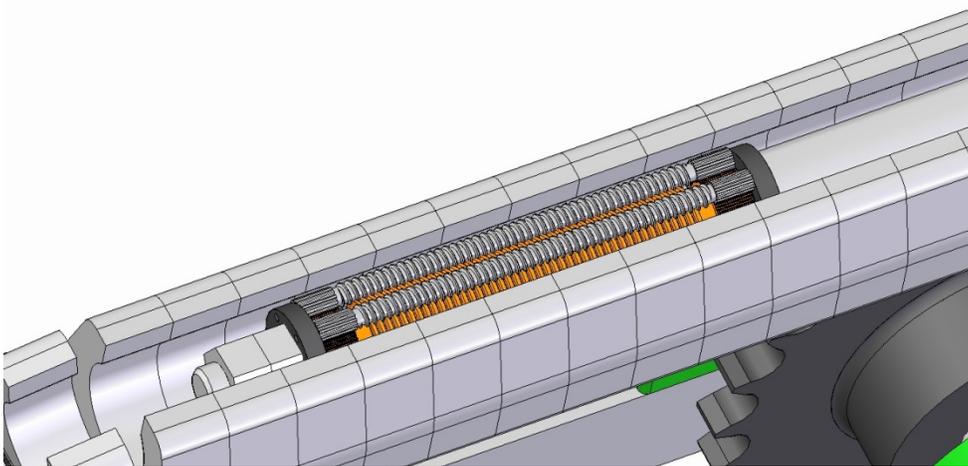
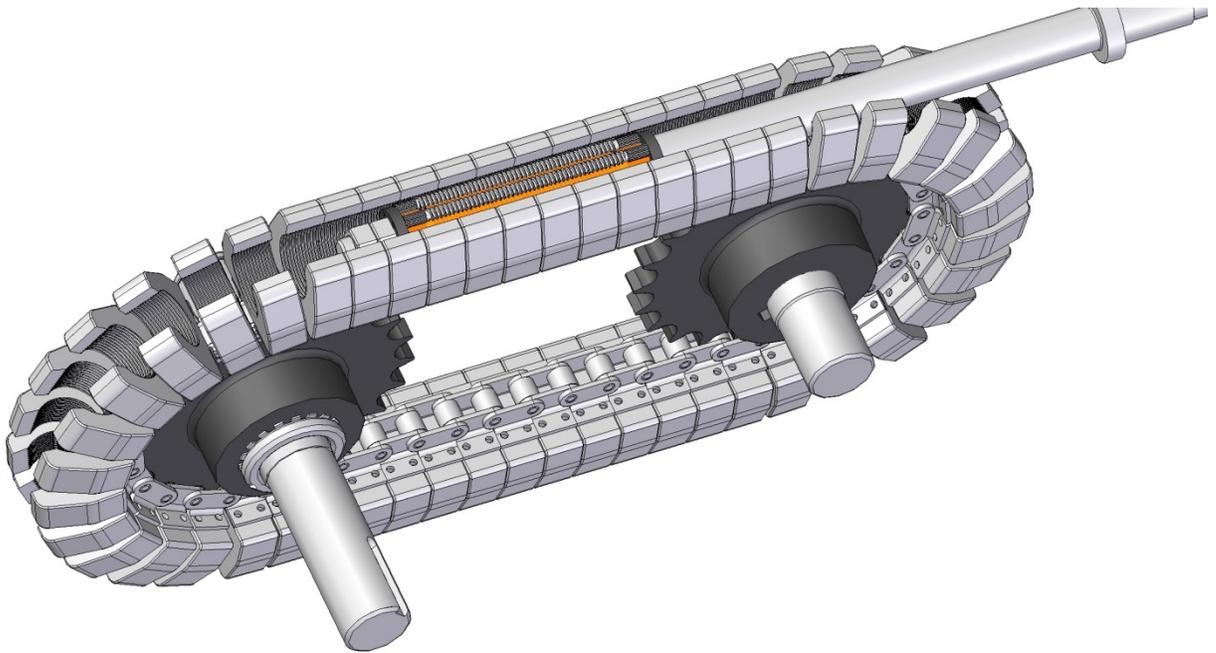


Figura 1.12. Tornillo de rodillos en contacto con la cadena roscada

La configuración del reductor de velocidad de tornillo de rodillos y cadena única se muestra mediante la figura 1.13. En esta simulación el tornillo de rodillos es más largo que el adquirido previamente, la intención es mostrar que en aplicaciones posteriores se puede utilizar un tornillo de rodillos comercial con una longitud de rosca mucho mayor.



1.13. Ensamble completo del reductor con tornillo de rodillos y cadena

Después de describir la configuración general del primer concepto del reductor de velocidad, en el capítulo subsecuente se hará una comparación con otros reductores de velocidad para mostrar las ventajas y posibles áreas de oportunidad frente a ellos.

Aunque el concepto del reductor propuesto en esta tesis es similar al de Wolander, existen diferencias que hacen variar el diseño del mecanismo. A saber:

En el caso del reductor de Wolander, el cuerpo roscado y el eslabón de la transmisión de cadena son un mismo elemento, figura 2.2, lo que aumenta su complejidad y dificulta su manufactura. En el reductor propuesto, se decidió utilizar una cadena comercial con aditamentos para portar en cada uno de sus eslabones un cuerpo roscado.

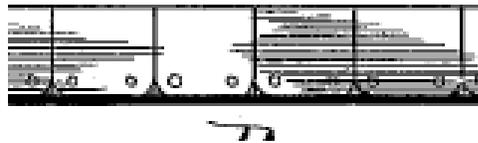


Figura 2.2 Cuerpo roscado y eslabón de cadena integrales

Los cuerpos roscados propuestos por Wolander tienen una superficie de contacto con el tornillo de traslación mucho menor a la que presentan los cuerpos roscados del reductor propuesto en esta tesis. Figura 2.3. Se puede observar como los cuerpos roscados cubren un ángulo muy corto de contacto con el tornillo.

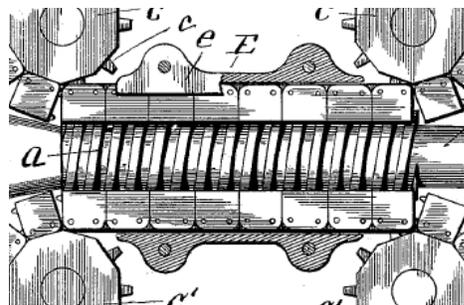


Figura 2.3. Contacto entre los cuerpos roscados y el tornillo

En el reductor propuesto, los cuerpos roscados envuelven casi en su totalidad al tornillo de traslación. Figura 2.4.



Figura 2.4. Cuerpos roscados y tornillo de bronce del reductor propuesto

En la idea de Wolander, la cadena forma un polígono al pasar por la Catarina, tal como se muestra en la figura 2.5. En el caso del reductor propuesto, se minimiza este efecto poligonal también llamado efecto cordal utilizando un paso más corto y ruedas dentadas con un mayor número de dientes, además, dicho número de dientes es impar.

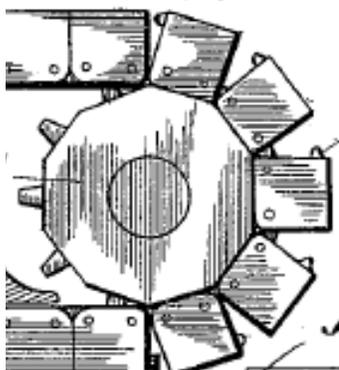


Figura 2.5. Efecto poligonal presente en el reductor de Wolander

2.2. Comparación con el reductor de sinfín y corona

El reductor de velocidad de sinfín y corona es comúnmente utilizado en aplicaciones donde se requiere una elevada razón de reducción. Sin embargo presenta ciertas limitaciones mecánicas, principalmente baja capacidad de carga.

En la configuración tradicional de este reductor, la baja capacidad de carga se debe a la geometría, pues el cilindro de paso del sinfín solo tiene un punto de contacto con el cilindro de paso de la corona, por lo tanto, existen pocos dientes en contacto entre ambos elementos (Figura 2.6). Una pérdida de eficiencia se presenta debido a que entre el sinfín y la corona el contacto que existe es deslizante, en consecuencia, se produce fricción y desgaste.

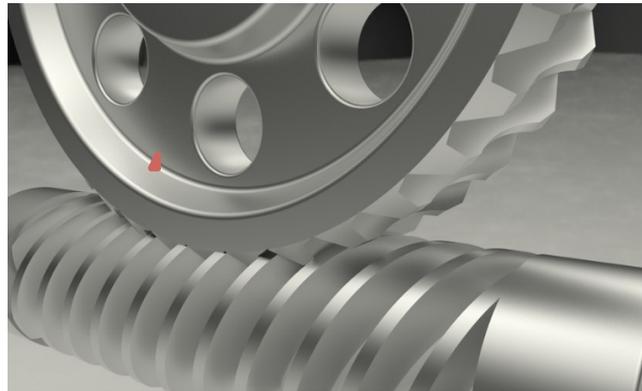


Figura 2.6. Pocos dientes en contacto entre el sinfín y la corona
<http://grabcad.com/library/wormgear-2>

Por muchos años se han otorgado numerosas patentes cuyos objetivos coinciden en incrementar la capacidad de carga de los reductores de sinfín y corona; las principales variaciones en estos reductores consisten en incrementar la superficie de contacto. Entre las mejoras que presentan dichas patentes destaca la aplicación de la corona con la superficie circunferencial dentada de forma cóncava, es decir, que abraza parcialmente al sinfín; del mismo modo, existe la aplicación que dispone de un sinfín con silueta cóncava que envuelve a la corona. Integrando ambas configuraciones se tiene el sinfín y corona de doble envolvente, tal como se muestra en la figura 2.7.



Figura 2.7. Reductor sinfín y corona de doble envolvente
<http://www.directindustry.com/industrial-manufacturer/worm-gear-72129.html>

Al tener estas mejoras se incrementa considerablemente la capacidad de carga; sin embargo, estos reductores aún presentan limitaciones pues la transmisión de movimiento sigue siendo por contacto deslizante.

Al utilizar el concepto del reductor de velocidad empleando un tornillo de traslación para impulsar un arreglo de cuerpos roscados y generar la reducción de velocidad mediante una transmisión de cadena, se incrementa considerablemente la capacidad de carga, esto es debido a que existen mucho más puntos de contacto entre el tornillo y los cuerpos roscados. El área de contacto del reductor propuesto tiene una ventaja significativa en comparación con el área de contacto que se presenta en el sinfín y corona con doble envolvente.

Además el contacto entre el tornillo (de traslación o de rodillos) y los cuerpos roscados puede ser tan extenso como el diseñador lo requiera, teniendo un arreglo lineal de los cuerpos roscados y un tornillo de mayor longitud.

Otra característica significativa del diseño propuesto es que el reductor es reversible y puede servir como un amplificador de velocidad debido a que se presenta baja fricción al usar el tornillo de rodillos.

Como se ha señalado, el diseño del reductor propuesto en esta tesis considera superar las dos limitaciones de los reductores actuales de sinfín y corona: la capacidad de carga por el área de contacto del tornillo con los cuerpos roscados, y la eficiencia sustituyendo el contacto deslizante por contacto rodante.

CAPÍTULO III

CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN DE CADENA

En este capítulo se verifica que los elementos diseñados para la transmisión de cadena sean capaces de resistir las fuerzas a las que estarán sometidos durante la vida útil del prototipo.

Nomenclatura

F_1	Fuerza de la cadena	N
h	Diferencia de radios de una rueda dentada. Figura 3.3	m
N_c	Número de dientes de la rueda dentada	-
P	Potencia de entrada	W
p	Paso	in
RPM	Revoluciones por minuto de entrada	1750 rpm
R_i	Razón de reducción	-
r	Radio máximo de la rueda dentada. Figura 3.3	m
r_s	Radio mínimo de la rueda dentada a la línea de centros de la cadena. Figura 3.3	m
V_L	Velocidad lineal de la cadena	m/s
V_{max}	Velocidad máxima de la línea de centros. Figura 3.3	m/s
V_{min}	Velocidad mínima de la línea de centros. Figura 3.3	m/s

Letras griegas

η	Eficiencia del tornillo de rodillos	-
θ	Ángulo de la cuerda formada en el círculo de paso de la rueda dentada, dado por la distancia entre los pernos de un eslabón. Figura 3.3.	rad
l	Avance del tornillo por revolución	mm/Rev
$\omega_{entrada}$	Velocidad angular de entrada	rad/s
ω_{salida}	Velocidad angular de salida	rad/s

Datos usados en este capítulo

N_c	Número de dientes de la rueda dentada	23
P	Potencia de entrada	2,237 W
p	Paso de la cadena y rueda dentada	25.4 mm
RPM	Revoluciones por minuto de entrada	1750 rpm
l	Avance del tornillo (de bronce o de rodillos)	12.7 mm
η	Eficiencia	0.9
$\omega_{entrada}$	Velocidad angular de entrada	183.25 rad/s

3.1. Selección de las ruedas dentadas

El diseño del reductor de tornillo y cadena única tiene dos ruedas dentadas idénticas con mamelón incluido en los cuales se fijan las flechas de salida.

Dada la reducción que se presenta en el mecanismo, la transmisión por cadena estará operando a bajas velocidades. Aguirre, G. (1990) indica que el número de dientes mínimo que debe tener una rueda dentada trabajando en bajas velocidades es de 17 (p. 588).

El tamaño de las ruedas dentadas se seleccionó por la potencia de entrada y la velocidad en la cadena. Las ruedas dentadas tienen 23 dientes (figura 3.1) la razón de ser un número impar es indispensable para minimizar el efecto cordal.



Figura 3.1. Rueda dentada de 23 dientes

Para el prototipo, se adquirieron dos ruedas dentadas idénticas, tipo B del No. 80 con 23 dientes y paso de una pulgada.

3.2. Selección de la cadena

Se seleccionó una cadena de rodillos para ser usada en la transmisión, dicha cadena tiene un aditamento en cada eslabón que la compone, figura 3.2, se trata del aditamento K1 el cual incluye placas dobladas a 90 grados respecto a la pared del eslabón. Cada placa tiene un barreno necesario para la fijación de los cuerpos roscados.

Para facilidad en el maquinado y manejo de los cuerpos roscados, éstos no convenía que fueran muy delgados, pero tampoco convenía que fueran muy grandes, puesto que el paso de la cadena tenía que ser igual al ancho de los cuerpos roscados, esta fue una consideración de diseño.



Figura 3.2. Cadena de rodillos comercial con aditamento K1

Al sustituir la corona por una transmisión de cadena, se presentan muchas de las ventajas que se necesitan para elevar la capacidad de carga del reductor; sin embargo, existen ciertas desventajas inherentes a este tipo de transmisiones, sobre todo en la configuración geométrica y distribución de espacios.

Ventajas de la transmisión de cadena

- Mucho más duradera que otros sistemas de transmisión
- Permite trabajar con una distancia menor entre centros de las ruedas dentadas
- Permite remplazar fácilmente cualquier elemento de la cadena
- Permite variar el contacto entre el tornillo y los cuerpos roscados, agregando o quitando eslabones de cadena

Desventajas de la transmisión de cadena

- Se aplica la transmisión de cadena sólo si las flechas de las catarina son paralelas
- Se necesita una buena lubricación con mantenimiento periódico

3.3. Cálculo del efecto cordal

Para destacar el fenómeno del efecto cordal, se muestra en la figura 3.3 una representación ilustrativa de una rueda dentada de 4 dientes.

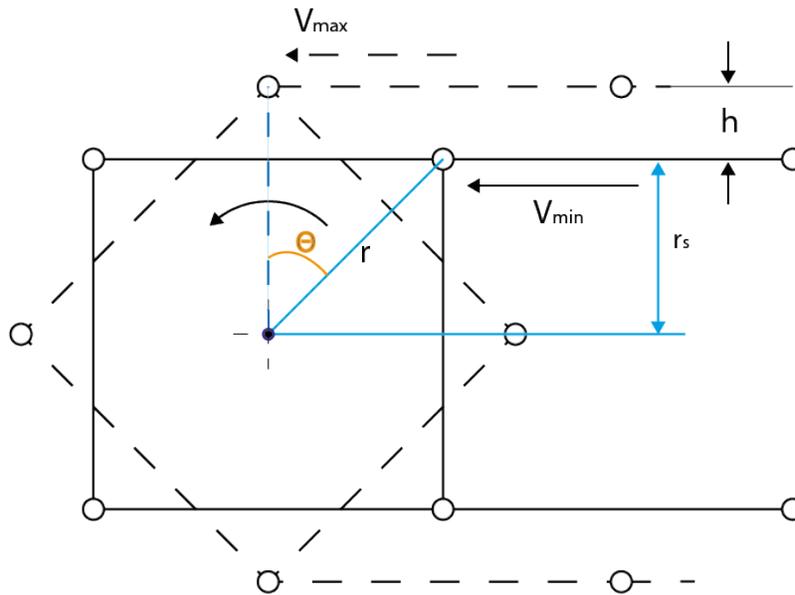


Figura 3.3. Representación de una rueda dentada de 4 dientes

La diferencia de radios h es:

$$h = r - r_s \quad (3.1)$$

De la figura se sabe que r_s se puede representar como:

$$r_s = r \cos(\theta) \quad (3.2)$$

Sustituyendo r_s en la ecuación 3.1:

$$h = r - r \cos(\theta) \quad (3.3)$$

θ es el ángulo de la cuerda formada en el círculo de paso de la rueda dentada, dado por la distancia entre los pernos de un eslabón y se representa como 180 entre el número de dientes N_c . Sustituyendo y simplificando en la ecuación 3.3 se obtiene:

$$h = r \left(1 - \cos\left(\frac{180}{N_c}\right) \right) \quad (3.4)$$

En la figura 3.4 se realiza la comparación entre dos ruedas dentadas. La rueda dentada de la figura a) tiene 4 dientes mientras que la rueda dentada de la figura b) tiene 5 dientes. Como se puede observar, tener un número impar de dientes en la rueda dentada b) hace que se reduzca h , por lo que siempre es recomendable tener un número impar de dientes.

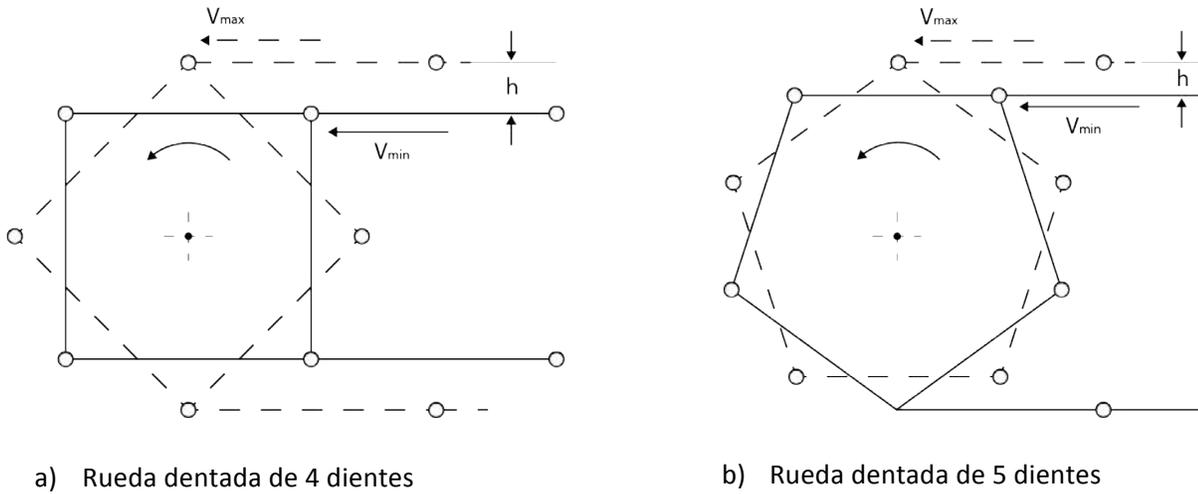


Figura 3.4. Reducción de la distancia h debido al número de dientes impar

Entre mayor sea el número de dientes de la rueda dentada, el ángulo θ se reduce, y si se analiza el efecto de dicho ángulo en la ecuación 3.3, entre menor sea el ángulo, h disminuye.

Ahora se procederá a calcular la variación h en las condiciones dadas para el reductor de velocidad de tornillo y cadena. Lo primero es conocer el radio máximo r de la rueda dentada. Usando la ecuación 17.2 de Aguirre G. 1990, (p. 590) se tiene que:

$$r = \frac{p}{2 \operatorname{sen}\left(\frac{180}{N_c}\right)} = 93.27 \text{ mm} \quad (3.5)$$

Sustituyendo los datos en la ecuación 3.4 se obtiene:

$$h = 0.8687 \text{ mm}$$

A pesar de saber que el valor de h es muy pequeño, se estudiará en las primeras pruebas si el efecto cordal representa un problema grave o no para la operación del reductor de velocidad. Si hubiera resultado una variación mayor de h, el cambio de velocidad sería considerable tomando en cuenta la aceleración que se produce y a su vez la fuerza consecuente de acuerdo a la segunda ley de Newton $F=ma$. (Faires, V. 1990, p. 607).

3.4. Razón de reducción

La razón de reducción se puede calcular considerando cuantas vueltas debe girar el tornillo (de traslación o de rodillos) para completar una vuelta de la rueda dentada

Sabiendo que el avance del tornillo es de 0.5 pulgadas y el paso de la cadena de rodillos es de 1 pulgada, significa que, por cada vuelta del tornillo la cadena se desplazará 0.5 pulgadas. Por lo tanto, para completar un giro completo de la rueda dentada con 23 dientes y un paso de 1 pulgada se necesitarán 46 vueltas del tornillo.

La Razón de reducción es:

$$R_i = 46 \quad (3.6)$$

3.5. Cálculo de velocidades angulares

La velocidad de entrada de diseño es de 1750 rpm. Por lo que es posible calcular las velocidades angulares de entrada y de salida:

Transformando la velocidad de entrada en velocidad angular:

$$\omega_{entrada} = 183.259 \frac{rad}{s} \quad (3.7)$$

Dado que ya se conoce la razón de reducción, se puede conocer la velocidad angular de salida usando una relación de velocidades:

$$R_i = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = 46 \quad (3.8)$$

La velocidad de salida es:

$$\omega_{salida} = 3.984 \frac{rad}{s} \quad (3.9)$$

3.6. Fuerza en la cadena

Considerando la velocidad de entrada de 1750 rpm y el avance del tornillo de 0.5 pulgadas, se puede obtener la velocidad lineal de la cadena.

$$V_L = \frac{(RPM)}{60} l = 0.37 \frac{m}{s} \quad (3.10)$$

De acuerdo con el fabricante EXLAR, la eficiencia del tornillo de rodillos es de 90%, multiplicando dicha eficiencia por la potencia de entrada, la fuerza en la cadena F_1 es:

$$F_1 = \frac{P\eta}{V_L} = 5.435 \text{ kN} \quad (3.11)$$

De acuerdo con el manual de selección de cadenas de Tsubaki (p. A-5) la fuerza máxima que se puede aplicar a una cadena de rodillos con paso de 1 in es de 3,300 lbs (14.68 kN). Por lo tanto, para la fuerza de la ecuación 3.11, no puede fallar.

En este capítulo se garantizó que la cadena resistirá las fuerzas aplicadas. En el capítulo subsecuente se estudiará al tornillo de traslación para que resista las cargas aplicadas y tenga una eficiencia adecuada.

CAPÍTULO IV

TORNILLO DE TRASLACIÓN CON ROSCA ACME

En este capítulo se calcularán las condiciones para que un tornillo de traslación no falle por desgaste y tenga una alta eficiencia de acuerdo al tipo de rosca, material y condiciones geométricas.

Nomenclatura

A_D	Área de desgaste	m^2
D_{ext}	Diámetro exterior	m
e	Eficiencia del tornillo con rosca Acme	-
F_A	Fuerza axial del tornillo	N
F_N	Fuerza normal al área de desgaste	N
L_H	Longitud total del hilo	m
L_T	Longitud de la rosca Acme en desgaste	m
L_h	Longitud de la rosca en una vuelta	m
N	Número de vueltas del hilo en el tornillo	-
P	Presión en los dientes	Pa
PV	Límite permisible de presión y velocidad	kPa m/min
Pot	Potencia de entrada	W
p	Paso	m
R_i	Razón de reducción	-
RPM	Revoluciones por minuto de entrada	Rev/min
S	Número de entradas	-
V	Velocidad de deslizamiento	m/s
V_L	Velocidad lineal	m/s

Letras griegas

β	Ángulo de la rosca Acme	rad
l	Avance del tornillo con rosca Acme	m/Rev
λ	Ángulo de avance	rad
μ	Coefficiente de fricción	-
$\omega_{entrada}$	Velocidad angular de entrada	rad/s

Datos usados en este capítulo

D_{ext}	Diámetro exterior	41.12 mm
PV	Límite permisible de presión y velocidad	105,076.1 kPa m/min
Pot	Potencia de entrada	2,237 W
p	Paso	6.35 mm
RPM	Revoluciones por minuto de entrada	1750 rpm
S	Número de entradas	6

β	Ángulo de la rosca Acme	14.5 °
l	Avance del tornillo con rosca Acme	38.1 mm/Rev
μ	Coefficiente de fricción	0.1

Al comparar la eficiencia del tornillo de pruebas de la sección 1.3 (figura 1.6) con rosca triangular contra la de un sinfín usado en los reductores de velocidad de sinfín y corona, la de este último es inherentemente más alta, muy por encima del 70% por tratarse de un engrane.

La baja eficiencia del tornillo de pruebas se debe principalmente al tipo de rosca. El tornillo de pruebas se diseñó con el mismo diámetro nominal y la misma rosca que el tornillo de rodillos comprado previamente, para que se pudiera utilizar con los mismos cuerpos roscados.

Para considerar si vale la pena desarrollar un reductor de velocidad de tornillo de traslación y cadena roscada se debe usar otro tipo de rosca y limitar el intervalo del ángulo de avance al rango más eficiente.

Empleando un tornillo de traslación con rosca Acme (figura 4.1) de 6 entradas con un diámetro exterior de 41.12 mm (mismo diámetro que el tornillo de rodillos) y un avance de 1.5 pulgadas, se calculará su eficiencia y la longitud mínima de la superficie roscada, en contacto con los cuerpos roscados, para que no falle por desgaste.

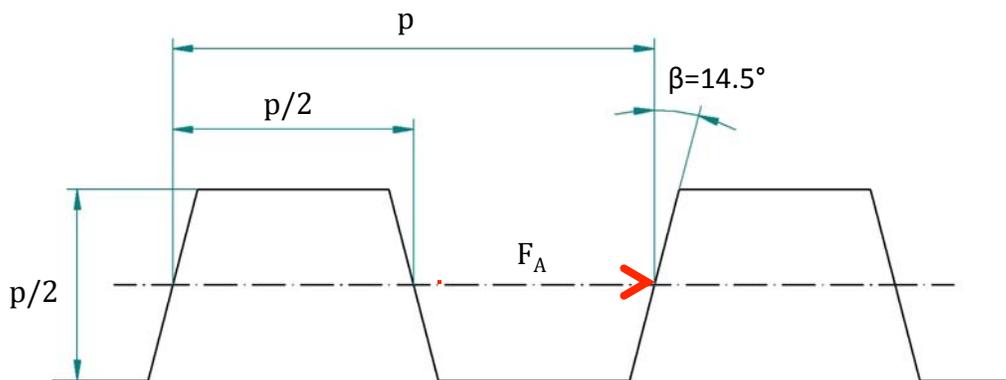


Figura 4.1. Perfil de la rosca Acme

4.1. Eficiencia del tornillo con rosca Acme

El diámetro medio es:

$$D_m = D_{ext} - \frac{p}{2} \quad (4.1)$$

El ángulo de avance es:

$$\lambda = \text{angtan} \left(\frac{l}{\pi D_m} \right)$$
$$\lambda = 17.72^\circ \quad (4.2)$$

De acuerdo con Black, P. Adams, O. (p. 256), las mejores condiciones de materiales, lubricación y manufactura tienen un coeficiente de fricción para bronce y acero de:

$$\mu = 0.1 \quad (4.3)$$

El ángulo de la rosca Acme mostrado en la figura 4.1 es:

$$\beta = 14.5^\circ \quad (4.4)$$

Empleando la ecuación define la eficiencia para una rosca Acme, Norton, R. (p. 902) y sustituyendo los valores 4.2, 4.3 y 4.4:

$$e = \frac{\cos(\beta) - \mu \tan(\lambda)}{\cos(\beta) + \mu \cot(\lambda)} = 0.73 \quad (4.5)$$

4.2. Fuerza del tornillo con rosca Acme

La velocidad lineal de la cadena roscada es:

$$V_L = \frac{(RPM) l}{60} = 1.11 \frac{m}{s} \quad (4.6)$$

La relación de la potencia de entrada (Pot) con la fuerza axial del tornillo y la velocidad lineal V_L de los cuerpos roscados provocada por el giro del tornillo es:

$$e(Pot) = F_A V_L \quad (4.7)$$

Despejando a la fuerza F_A y sustituyendo los valores (4.5) y (4.6):

$$F_A = \frac{e(Pot)}{V_L} \quad (4.8)$$

$$F_A = 1,471.16 \text{ N}$$

4.3. Cálculo de la longitud mínima de la rosca del tornillo por desgaste

La longitud total de un hilo en el tornillo es:

$$L_H = L_h N \quad (4.9)$$

Donde L_h es la longitud del hilo en una vuelta del tornillo, N es el número de vueltas del hilo en el tornillo.

Usando la figura 4.1 para la altura del diente, la longitud total del hilo y el número de entradas S , el área de desgaste es:

$$A_D = L_H \frac{p}{2 \cos(\beta)} S = \frac{L_h N S p}{2 \cos(\beta)} \quad (4.10)$$

La presión es:

$$P = \frac{F_N}{A_D} = \frac{\frac{F_A}{\cos(\beta)}}{\frac{L_h N S p}{2 \cos(\beta)}} = \frac{2 F_A}{L_h N S p} \quad (4.11)$$

La velocidad de deslizamiento es:

$$V = L_h (RPM) \quad (4.12)$$

Utilizando las ecuaciones 4.11 y 4.12 se obtiene:

$$PV = \frac{2 F_A (RPM)}{N S p} \quad (4.13)$$

Despejando al número de vueltas de la ecuación 4.13:

$$N = \frac{2 F_A (RPM)}{(PV) S p} \quad (4.14)$$

El número de vueltas es también:

$$N = \frac{L_T}{l} \quad (4.15)$$

Donde L_T es la longitud de la superficie roscada del tornillo en contacto con los cuerpos roscados. Sustituyendo la ecuación 4.15 en la ecuación 4.14 y despejando a L_T :

$$L_T = \frac{2 l F_A (RPM)}{(PV) S p} = \frac{2 F_A (RPM)}{(PV)} \quad (4.16)$$

La combinación de materiales será acero para el tornillo y bronce para los cuerpos roscados, por lo tanto se usa el límite permisible de presión y velocidad PV de la tabla 12-7 de Shigley, (P. 641).

$$PV = 50,000 \text{ psi} \frac{ft}{min} = 105,076.1 \text{ kPa} \frac{m}{min} \quad (4.17)$$

Sustituyendo los valores conocidos en la ecuación 4.16, La longitud mínima de la rosca Acme en desgaste es:

$$L_T = 48.1 \text{ mm}$$

En otras situaciones se descartaría el uso de un tornillo de traslación con rosca cuadrada por el hecho de que no se puede ajustar la rosca cuando hay desgaste y en la rosca Acme sí. Pero en relación al reductor de velocidad, el desgaste se puede hacer muy pequeño pues el tornillo puede ser tan largo como el diseñador lo requiera.

En vista de ésto y por el aumento de eficiencia que se tendría, en relación con la rosca Acme, se consideró la posibilidad de utilizar un tornillo con rosca cuadrada, a pesar de que es más difícil y costoso maquinarlo que un tornillo con rosca Acme.

4.4. Eficiencia del tornillo con rosca cuadrada

Se considera el mismo número de entradas, avance, diámetro exterior, calidad de manufactura y coeficiente de fricción.

Empleando la ecuación que define la eficiencia para roscas cuadradas. Norton, R. (p. 917):

$$e_2 = \frac{1 - \mu_2 \tan(\lambda_2)}{1 + \mu_2 \cot(\lambda_2)} = 0.7372 \quad (4.17)$$

Como se puede apreciar, es muy poco el aumento de eficiencia si se usara una rosca cuadrada en lugar de la rosca Acme. Por lo tanto, por facilidad de manufactura, la posibilidad de fabricar un reductor de velocidad de bajo costo sería con un tornillo de rosca Acme.

En un cálculo previó se determinó que la eficiencia del tornillo de pruebas es de 36%. Con una rosca Acme se elevó la eficiencia del tornillo en contacto con los cuerpos roscados a un valor de 73%, por lo tanto es posible considerar para fabricación un reductor de tornillo de traslación y cadena, manteniendo el contacto deslizante con mayor capacidad de carga como principal ventaja.

La longitud de rosca calculada abarca al menos dos cuerpos roscados, por lo tanto probablemente se justifique el uso de la cadena roscada en lugar de la corona.

Al modificar el avance, se redujo la razón de reducción, quedando de $R_i = 15$, siendo adecuada para reductores comerciales.

CAPÍTULO V

DISEÑO DE LA FLECHA DE SALIDA

En este capítulo se expondrá el diseño de la flecha de salida que emplea el reductor de velocidad para acoplar la carga aplicada. El diseño está basado en consideraciones de resistencia previniendo la falla por fatiga y deformación plástica.

Nomenclatura

D_B	Diámetro de la flecha de salida	-
F.S.	Factor de seguridad	-
F_A	Fuerza de reacción debida a la chumacera A. Figura 5.5	N
F_B	Fuerza en la rueda dentada B. Figura 5.5	N
F_C	Fuerza de reacción debida a la chumacera C Figura 5.5	N
F_1	Fuerza del lado superior de la cadena Figura 5.4	N
F_2	Fuerza del lado inferior de la cadena. Figura 5.4	N
K_a	Factor de acabado superficial	-
K_b	Factor de relación de dimensiones	-
K_c	Factor de confiabilidad	-
K_e	Factor de concentración de esfuerzos	-
K_F	Factor del efecto de cajas de cuña total	-
k_{Ff}	Factor del efecto de cajas de cuña en flexión	-
K_{FS}	Factor del efecto de cajas de cuña en torsión	-
K_l	Factor de carga	-
M_B	Momento de reacción debido a la flecha de salida. Fig. 5.4	Nm
P_s	Potencia de salida	W
Rz	Reacción en z de la rueda dentada	N
r_B	Radio del círculo de paso de la rueda dentada B	m
S_e	Límite de resistencia a la fatiga corregido	Mpa
S'_e	Límite de resistencia a la fatiga	Mpa
S_u	Esfuerzo último	Mpa
S_y	Esfuerzo de cedencia	MPa
T_B	Par de la rueda dentada	Nm
W	Peso de la rueda dentada. Figura 5.4	N

Letras griegas

η	Eficiencia del reductor	-
ω_{salida}	Velocidad angular de salida	Rad/s

Datos usados en este capítulo:

F.S.	Factor de seguridad	2
F_1	Fuerza del lado superior de la cadena	5,435.47 N
K_a	Factor de acabado superficial	0.8
K_b	Factor de relación de dimensiones	0.85
K_c	Factor de confiabilidad al 99%	0.659
K_{FS}	Factor del efecto de cajas de cuña en torsión	1.3
k_{Fr}	Factor del efecto de cajas de cuña en flexión	1.6
K_l	Factor de carga	1.25
S_y	Esfuerzo de cedencia del material	421 MPa
S_u	Esfuerzo último del material	655 Mpa
P_s	Potencia de salida	2013.39 W
η	Eficiencia del reductor	0.9
ω_{salida}	Velocidad angular de salida	3.98 Rad/s

Se usará el método sistemático de diseño de flechas expuesto por Aguirre, G. (P. 223). Con los siguientes pasos:

1. Determinación de la geometría, posición de los apoyos y posición de la rueda dentada
2. Selección de un material adecuado basado en consideraciones de resistencia.
3. Cálculo de las cargas sobre la flecha
4. Planos de fabricación para su producción

5.1 Geometrías y colocación de apoyos en las flechas

Para apoyar a la flecha de salida se usarán dos chumaceras autoalineables. Estos apoyos se colocarán tan cerca de la rueda dentada como sea posible para poder obtener la mayor rigidez transversal.

La rueda dentada deberá estar sujeta a la flecha mediante una cuña. Para limitar el posible movimiento axial de la rueda dentada, ésta quedará colocada entre un escalón de la flecha y una tuerca de fijación. La geometría preliminar se muestra en la figura 5.1.

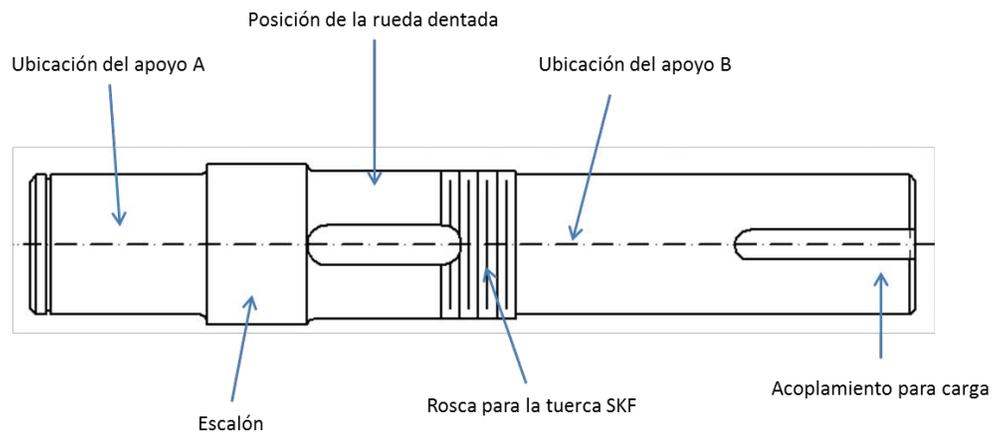


Figura 5.1. Geometría de la flecha, posiciones de los elementos

La figura 5.2 muestra la configuración de los elementos en contacto con la flecha y su ubicación en el reductor de velocidad.

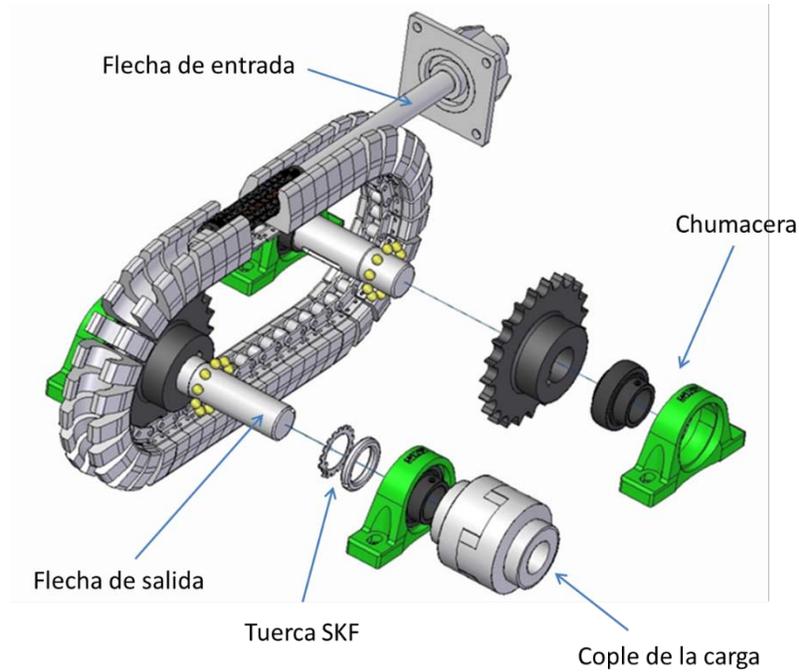


Figura 5.2. Configuración del reductor de tornillo y cadena

5.2. Selección del material

El material de la flecha de salida será acero AISI 4140 recocido a 1450 °F. Este acero presenta elevada resistencia a la fatiga, abrasión e impacto, además de usarse en aplicaciones de maquinaria.

Las propiedades mecánicas de este material según la tabla C-10 de Norton, R. (P. 999) son:

$$S_y = 421 \text{ MPa}$$

$$S_u = 655 \text{ MPa}$$

El acero 4140, es comunente usado en piezas mecánicas. Cabe mencionar que no se hizo un análisis más a fondo en el material debido que se trata de un primer prototipo. Por supuesto, para producción se estudiarían aceros con menor contenido de carbono para bajar costos o tiempos de maquinado.

5.3 Cálculo de cargas sobre la flecha

En la figura 5.3 se muestran las dimensiones de longitud iniciales consideradas por diseño, así como la disposición de las chumaceras, la rueda dentada y el cople.

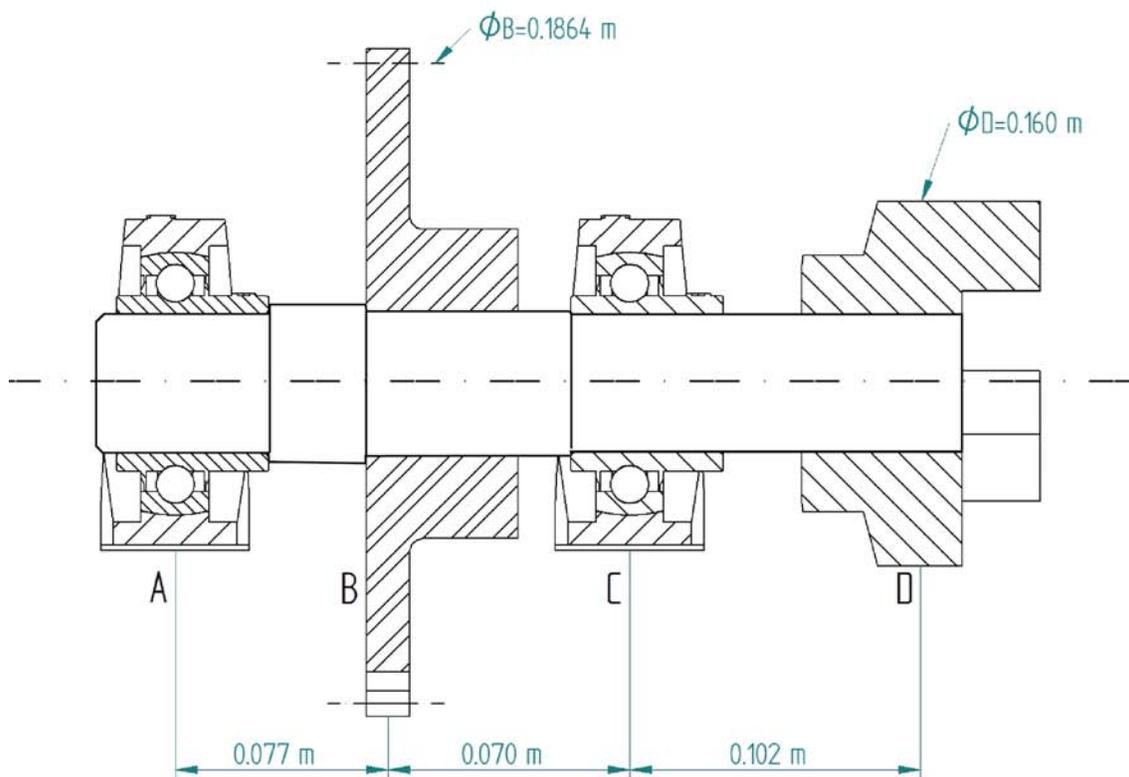


Figura 5.3. Corte longitudinal de la flecha de salida y sus componentes

El factor de seguridad de diseño para la flecha es $F.S. = 2$. No se espera que el reductor esté sometido a choques o impactos inusuales.

La potencia de salida se expresa como:

$$P_s = P_e \eta \quad (5.1)$$

El par de entrada de la rueda dentada es:

$$T_B = \frac{P_s}{\omega_{salida}} = 505.88 \text{ Nm} \quad (5.2)$$

En la figura 5.4 se indican las fuerzas sobre la rueda dentada B.

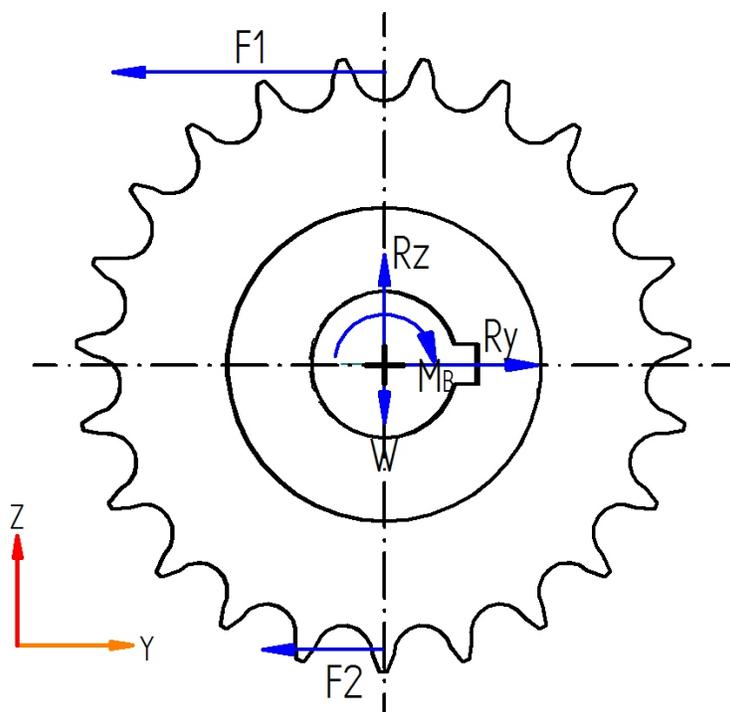


Figura 5.4. Diagrama de cuerpo libre de la rueda dentada B

El peso es despreciable en el análisis de fuerzas de la rueda dentada, por lo que $W = 0$, en consecuencia $R_z = 0$.

Dado que se trata de una transmisión por cadena, el lado superior de la cadena en operación permanece tenso, mientras que lado inferior está libre, por lo tanto F_2 es mucho menor que F_1 . En este análisis se considera $F_2 = 0$.

La fuerza F_1 de la cadena es la total en la rueda dentada B y se expresará como F_B :

$$F_1 = F_B = 5,435.47 [N] \quad (5.3)$$

Del diagrama de cuerpo libre de la rueda dentada (figura 5.4) se determinan las ecuaciones de equilibrio:

La sumatoria de momentos respecto al centro de la rueda dentada se expresa como:

$$\sum M_o = F_1(r_B) - M_B = 0 \quad (5.4)$$

$$M_B = 505.87 [Nm]$$

Se usa la figura 5.5 para dar mayor claridad de la dirección y sentido de las fuerzas sobre la flecha.

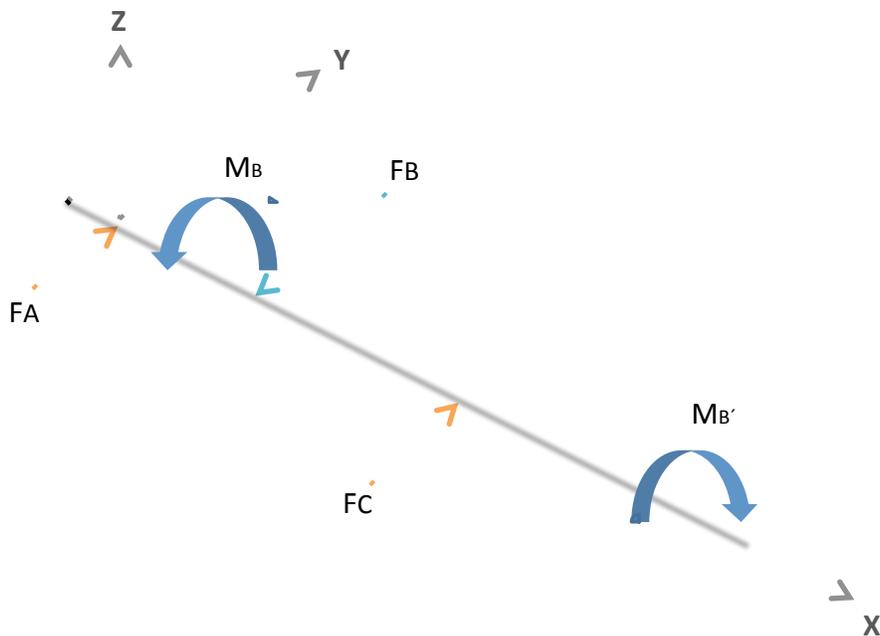


Figura 5.5. Diagrama de cuerpo libre de la flecha de salida

De la figura 5.5 se puede observar que todas las fuerzas actúan en el plano XY por lo tanto se usará la figura 5.6 para determinar las fuerzas de reacción en las chumaceras.

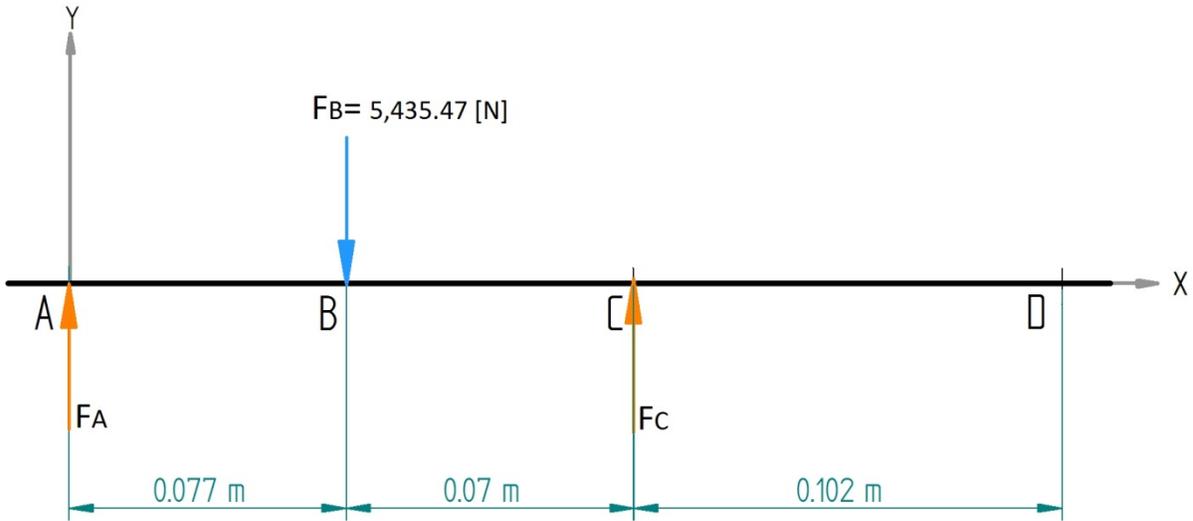


Figura 5.6. Diagrama de fuerzas en el plano x-y de flecha de salida

$$\sum M_A = 0 \tag{5.5}$$

$$-F_B(0.077) + F_C(0.147) = 0 \tag{5.6}$$

$$F_C = 2,847.15 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \tag{5.7}$$

$$F_A - F_B + F_C = 0 \tag{5.8}$$

$$F_A = 2,588.31 \text{ N}$$

Ahora se muestran en la figura 5.7 los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flexionantes para las condiciones de la flecha.

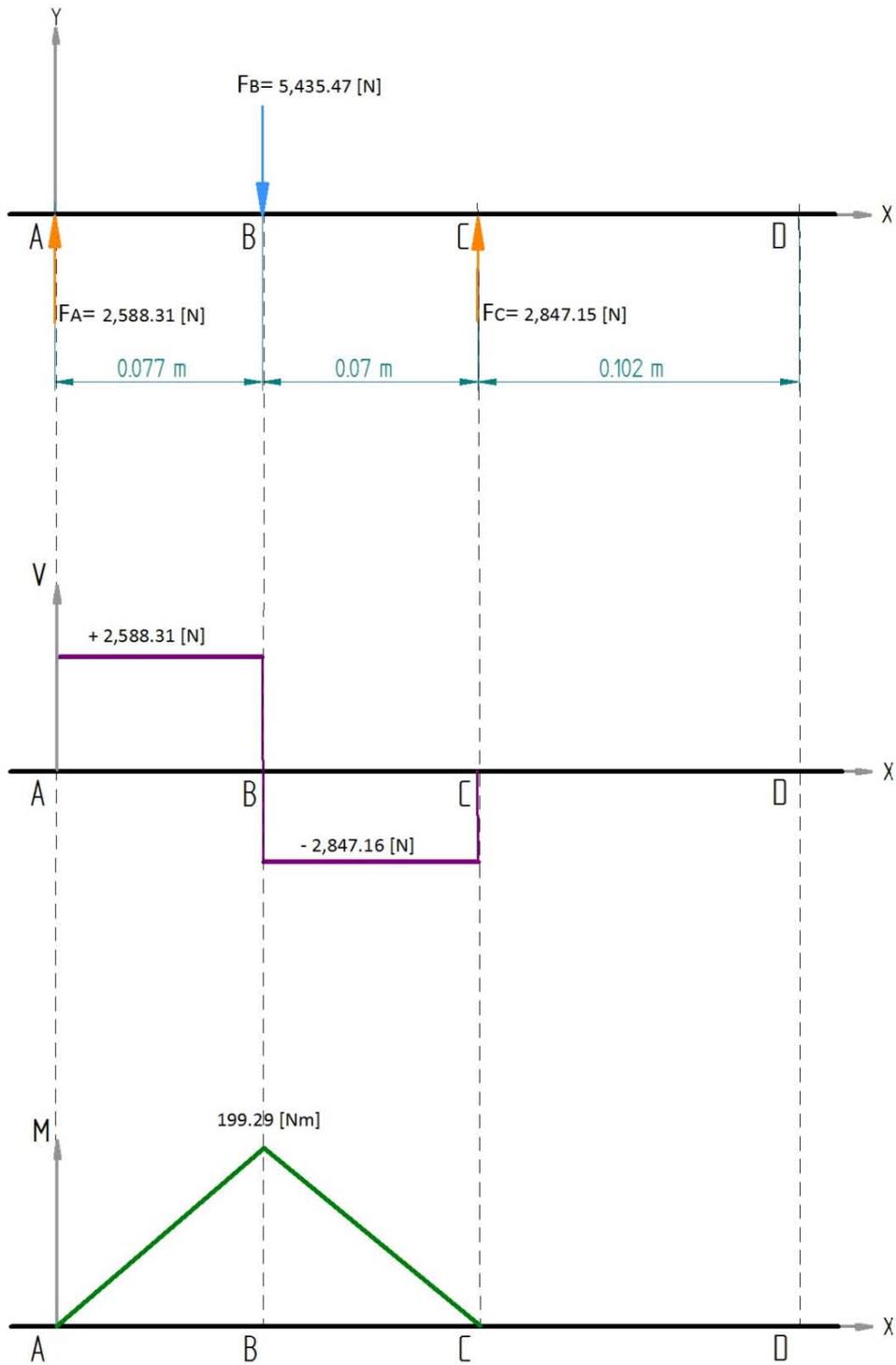


Figura 5.7. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flexionantes

Como en el punto B se localiza el cuñero que asegura a la rueda dentada, se tomarán el momento flexionante y el par de torsión aplicados a ese punto para obtener el diámetro más crítico.

El momento flexionante en B es:

$$M_{fB} = 199.29 \text{ Nm}$$

El límite de resistencia a la fatiga del material es:

$$S'_e = 0.5 S_u = 327.5 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

Se toman en cuenta las condiciones particulares de la pieza usando factores de corrección, por lo que el límite de resistencia a la fatiga corregido se expresa:

$$S_e = K_a K_b K_c K_e S'_e \quad (5.10)$$

El factor de acabado superficial K_a corresponde a una pieza maquinada y se obtiene mediante la figura 5.11 expuesta por Aguirre, página. 181.

$$K_a = 0.8 \quad (5.11)$$

Se estima un tamaño tentativo de diámetro menor que 50 mm, por lo que el factor de relación de dimensiones K_b según la tabla 5.25 de Aguirre, página 182 queda:

$$K_b = 0.85 \quad (5.12)$$

Se tendrá una confiabilidad del 99.99%, de la tabla 5.1 de Aguirre (página 183), el valor para K_c es:

$$K_c = 0.659 \quad (5.13)$$

Considerando el efecto de las cajas de cuña, para cuñeros perfilados $k_{Ft} = 1.6$ en flexión y $k_{Fs} = 1.3$ en torsión. Como se tienen ambos tipos de cargas, se toma el producto de ambos. Aguirre, página 244:

$$K_F = 1.6 \times 1.3 = 2.08 \quad (5.14)$$

Por lo tanto el factor de concentración de esfuerzos K_e queda definido como:

$$K_e = \frac{1}{K_F} = 0.48 \quad (5.15)$$

El límite de resistencia a la fatiga corregido 5.10 es:

$$S_e = 70.44 \text{ [MPa]}$$

Las cargas se aplican gradualmente, por lo que los factores por carga de impacto son igual a 1. Por tratarse de una pieza para transmisión de potencia, el factor de carga se considera como $K_l = 1.25$

La carga de flexión ocasiona esfuerzos alternantes mientras que el par de torsión actúa continuamente. Usando el criterio del esfuerzo cortante máximo, el diámetro de la flecha está dado por:

$$D_B = \left\{ \frac{32 F.S.}{\pi} \left[\left(\frac{M_{fB}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{K_l T_B}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (5.16)$$

$$D_B = 41 \text{ [mm]}$$

El dibujo ingenieril de la flecha de salida se muestra en el anexo de planos de fabricación.

Concluido el cálculo del diámetro crítico de la flecha de salida, se han determinado los componentes necesarios para el funcionamiento del reductor de velocidad del primer concepto. En el capítulo subsecuente, se estudiará la configuración del segundo concepto de velocidad.

CAPÍTULO VI

SEGUNDO CONCEPTO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD

En el diseño del reductor de cadena con orejas existe un momento de volcadura que puede ocasionar que se atranquen los cuerpos roscados con el tornillo, dicho momento de volcadura se había previsto al inicio del proyecto; sin embargo, se pensaba reducir incrementando la longitud del tornillo. El principal problema que tuvo el primer concepto fue la cadena, pues de ningún fabricante se pudo conseguir la precisión necesaria en las orejas para que los cuerpos roscados se mantuvieran alineados. Para solucionar tales efectos, se da pie a una segunda configuración del reductor que se describe en este capítulo.

Nomenclatura

A_N	Área neta de la superficie roscada	m^2
A_1	Área de la superficie cilíndrica. Figura 6.5 a	m^2
A_2	Área de los rebajes Figura 6.5 b	m^2
F_P	Fuerza en la cadena. Figura 6.1	N
F_T	Fuerza del tornillo. Figura 6.1	N
H	Distancia centroidal de la superficie roscada. Figura 6.7	m
L	Ancho de la superficie cilíndrica roscada. Figura 6.5 a	m
L_1	Distancia entre líneas de centro. Figura 6.1	m
N_c	Número de dientes de la rueda dentada	m
Q_{yN}	Primer momento de área respecto al eje Y de la superficie roscada	m^3
Q_{y1}	Primer momento de área respecto al eje Y de la superficie cilíndrica	m^3
Q_{y2}	Primer momento de área respecto al eje Y de los rebajes	m^3
R_m	Radio medio de la superficie roscada	m
S	Longitud de arco	m
u	Ancho de los rebajes. Figura 6.5 b	m
x	Coordenada horizontal	m

Letras griegas

α_1	Ángulo de la mitad del arco de la superficie cilíndrica. Figura 7.6	rad
------------	---	-----

α_2	Ángulo de la mitad del arco de los rebajes. Figura 6.7	rad
γ	Ángulo de los rebajes. Figura 6.4	rad
θ	Ángulo de arco	rad

Datos usados en este capítulo

L	Ancho de la superficie cilíndrica	25.4 mm
N_c	Número de dientes de la rueda dentada	23
R_m	Radio medio de la superficie roscada	20.05 m
α_1	Ángulo de la mitad del arco de la superficie cilíndrica	2.26 rad

6.1. Diseño del reductor de tornillo y dos cadenas con pernos extendidos

El momento de volcada es debido a que existe una distancia L_1 (figura 6.1) entre la línea de acción de fuerza del tornillo F_T ubicada en el centroide de la superficie roscada de los cuerpos y la fuerza de la transmisión de la cadena F_p . Para dar solución a este problema, se da pie al diseño del segundo concepto.

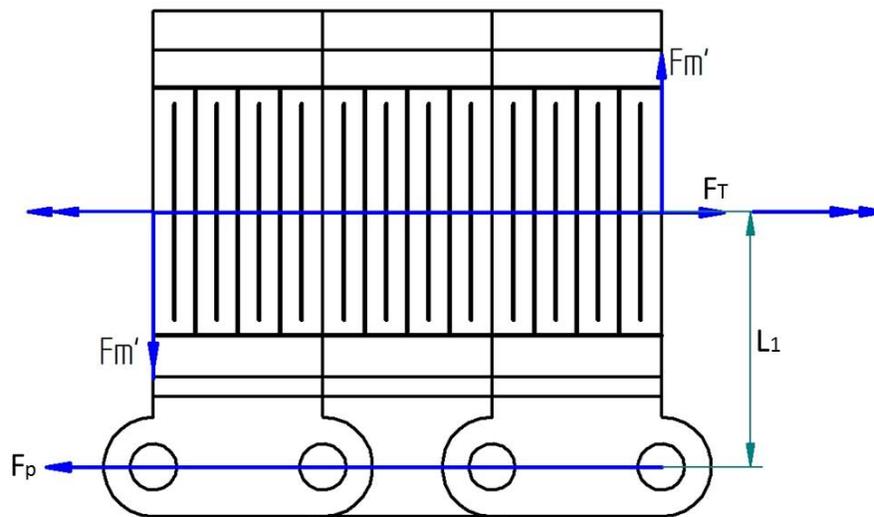


Figura 6.1. Distancia L_1 entre las líneas de acción de fuerzas de F_p y F_T

En este diseño se baja la posición de los cuerpos roscados para que su centroide coincida con la línea de centros de los pernos, para dicha configuración se usan dos transmisiones de cadena paralelas, en medio de dichas transmisiones se disponen los cuerpos roscados, figura 6.2

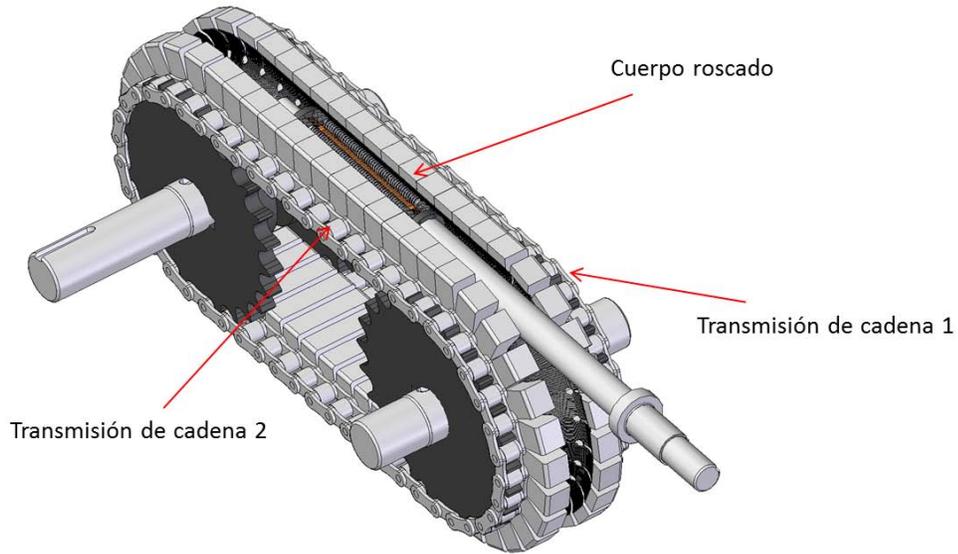


Figura 6.2. Configuración del reductor de tornillo y dos cadenas con pernos extendidos

El arreglo de la figura 6.2 incluye dos cadenas con pernos extendidos. Entre los pernos de cada eslabón se dispone un cuerpo roscado, tal como se muestra en la figura 6.3.

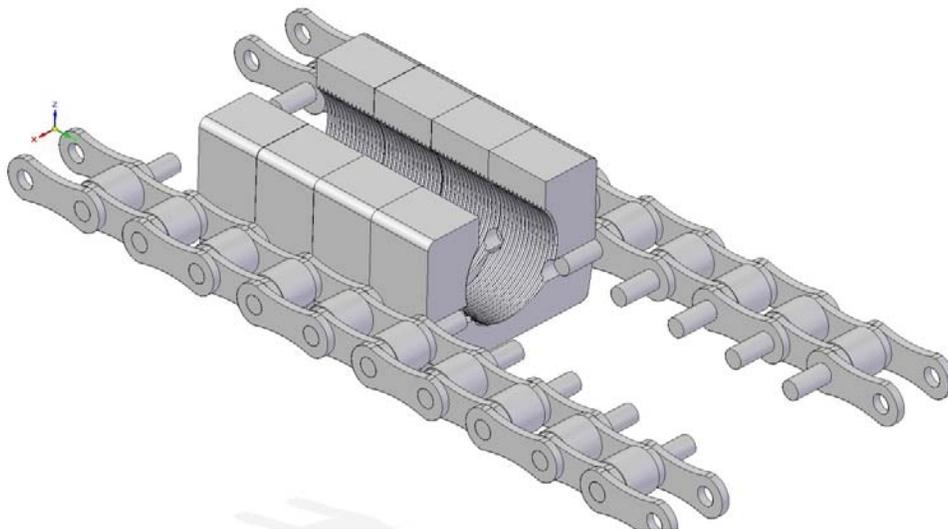


Figura 6.3. Sujeción de los cuerpos roscados mediante los pernos de la cadena

Para que los cuerpos roscados puedan dar la vuelta al llegar a las catarinas se hicieron rebajes en las caras principales. La figura 6.4 ilustra la ubicación de dichos rebajes.

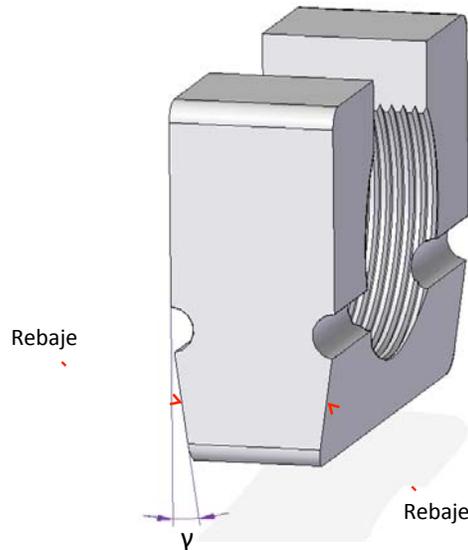


Figura 6.4. Rebajes en las caras principales del cuerpo roscado

El ángulo de los rebajes γ es el ángulo de la cuerda formada en el círculo de paso de una rueda dentada, dado por la distancia entre los pernos de un eslabón:

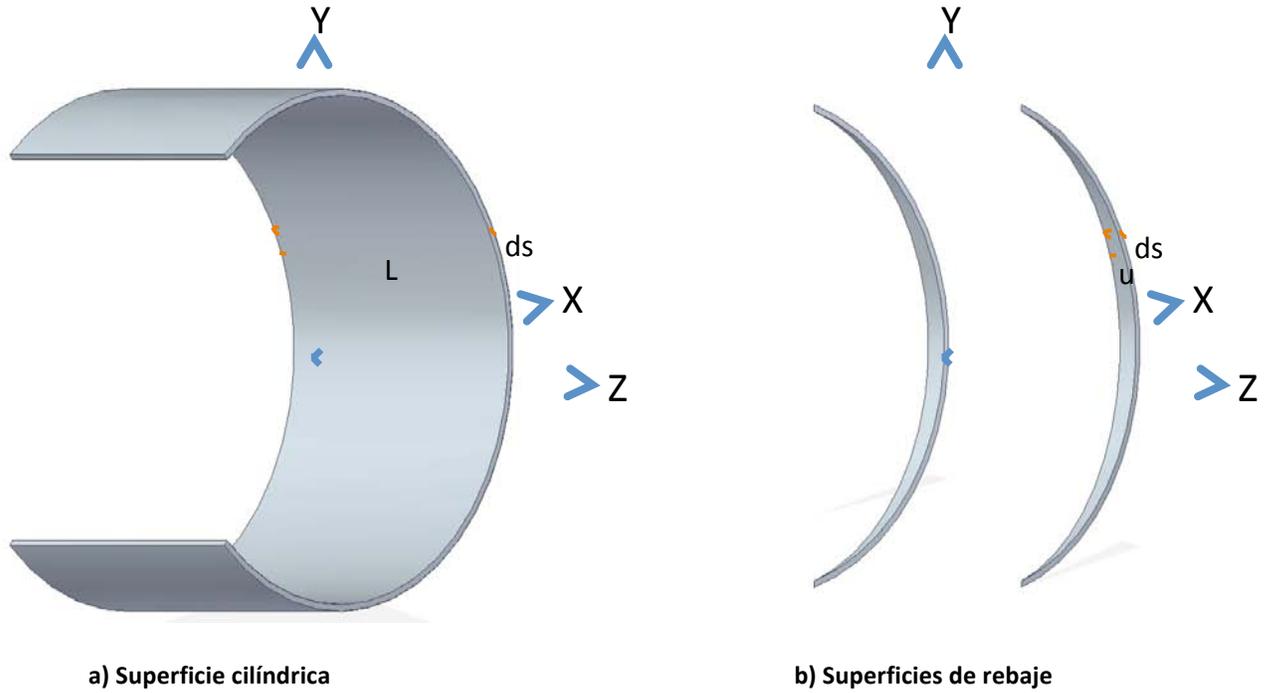
$$\gamma = \frac{180}{N_c} = 7.8^\circ = 0.1361 \text{ rad} \quad (6.1)$$

Al realizar los rebajes en ambas caras del cuerpo roscado, parte de la superficie roscada en contacto con el tornillo se pierde, por lo tanto dicha pérdida de superficie será considerada para el cálculo del centroide.

6.2. Determinación del centroide de la superficie roscada

La fuerza que ejerce el tornillo (de traslación o de rodillos) sobre esta superficie se considera uniformemente distribuida, por lo tanto al conocer el centroide de la superficie se sabrá la posición de la línea de acción de la fuerza, la altura de sujeción con los pernos de la cadena y la altura de los rebajes.

Para el cálculo del centroide, el cuerpo roscado se gira 90 grados con el fin de simplificar los cálculos. La superficie roscada se considera como una superficie compuesta en la cual se tiene una superficie cilíndrica mostrada en la figura 6.5a y dos superficies de rebaje considerando sus áreas como negativas, figura 6.5b.



a) Superficie cilíndrica

b) Superficies de rebaje

Figura 6.5. Consideración de una superficie compuesta

El origen del sistema de ejes coordenados de la figura 6.5 coincide con origen del radio medio de todas las superficies.

El arco de la superficie cilíndrica se muestra en la figura 6.6.

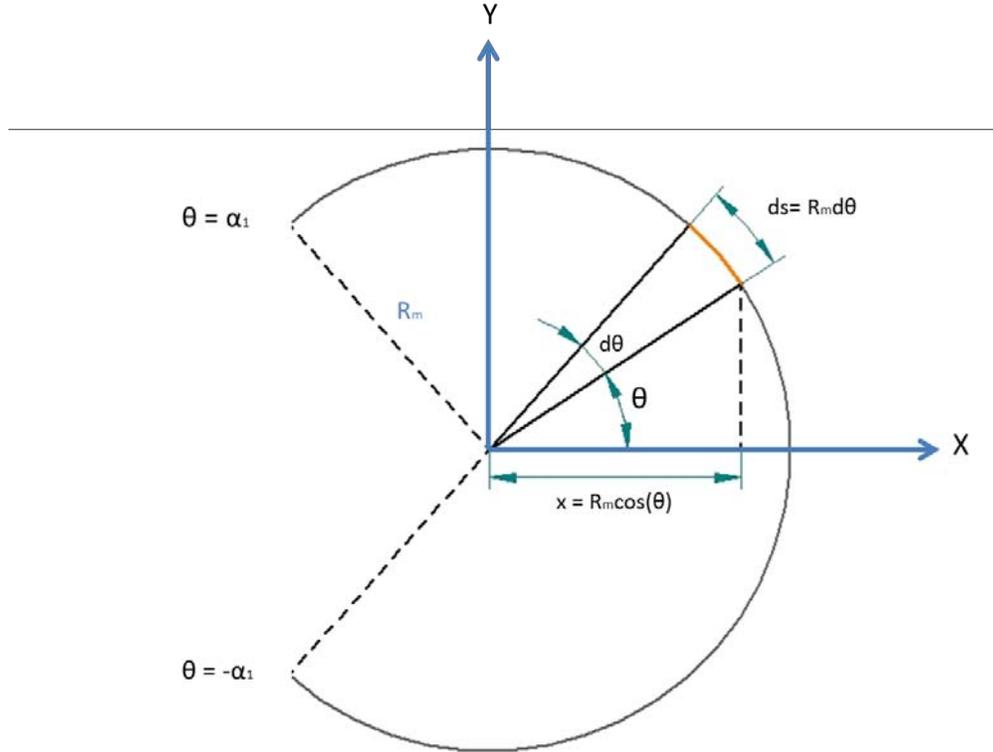


Figura 6.6. Plano XY. Superficie cilíndrica. Relación de la diferencial de arco ds con el ángulo θ

El área de la superficie cilíndrica es:

$$A_1 = 2LR_m\alpha_1 \quad (6.2)$$

El primer momento de área respecto al eje Y está dado por:

$$Q_{y1} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_1} x dA = L \int_{-\alpha_1}^{\alpha_1} x ds = LR_m^2 \int_{-\alpha_1}^{\alpha_1} \cos(\theta) d\theta = LR_m^2 [\text{sen}(\alpha_1) - \text{sen}(-\alpha_1)] \quad (6.3)$$

$$Q_{y1} = 2LR_m^2 \text{sen}(\alpha_1) \quad (6.4)$$

El arco de las superficies de rebaje mostrado en la figura 6.7 es simétrico respecto al eje X. La posición centroidal está definida por H.

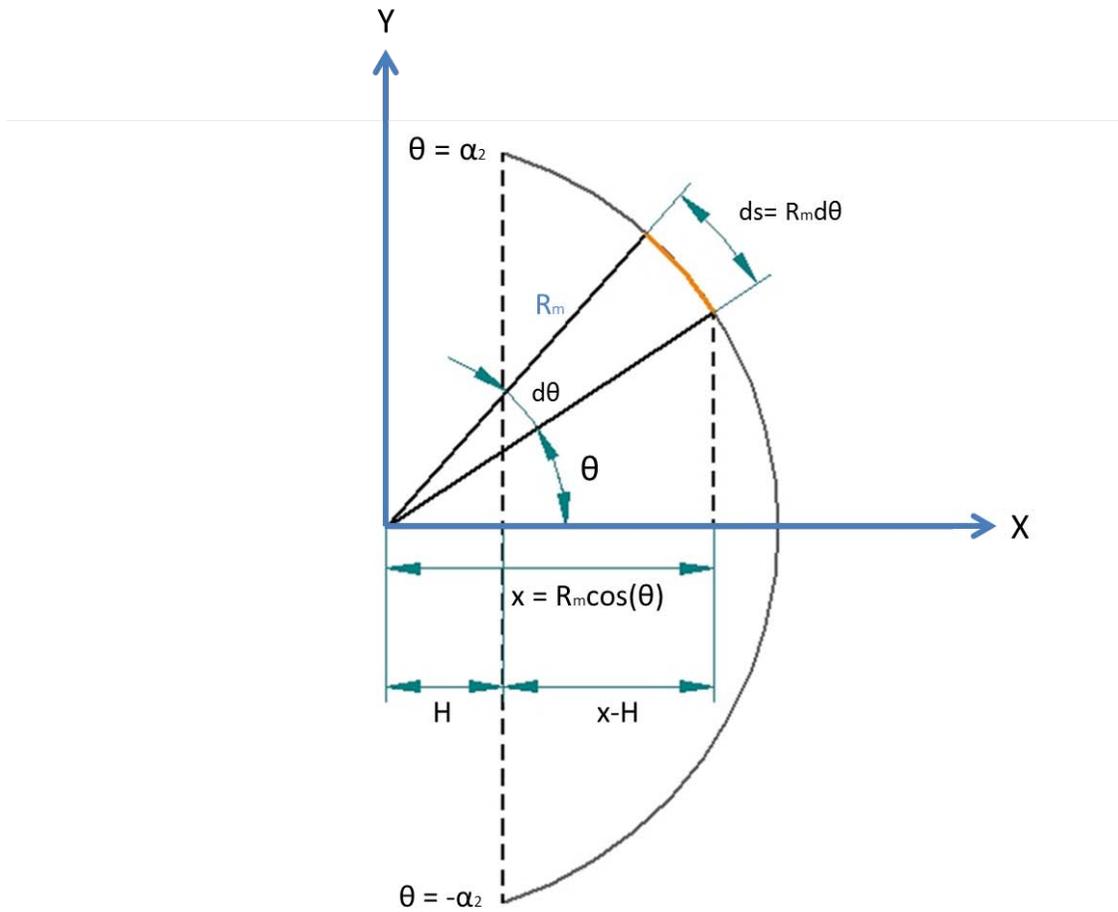


Figura 6.7. Plano XY. Arco de los rebajes. Relación de la diferencial de arco ds con el ángulo θ

El área de los rebajes está dada por:

$$A_2 = 2 \int_{-\alpha_2}^{\alpha_2} u ds = 2R_m \int_{-\alpha_2}^{\alpha_2} u d\theta \quad (6.5)$$

Dado que la longitud del ancho del rebaje u es variable en el eje Z, se establece una relación para determinar dicha variación en términos del ángulo θ . La figura 6.8 ilustra la posición de un rebaje en el plano XZ.

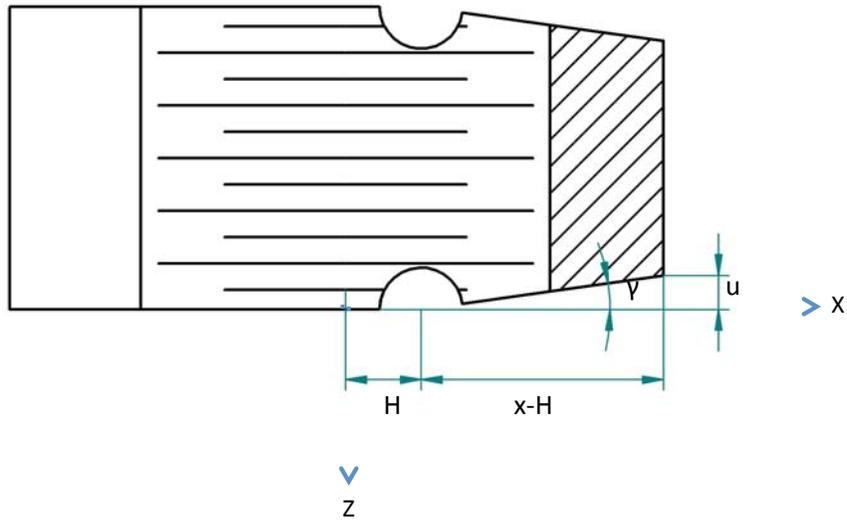


Figura 6.8. Plano XY. Vista superior, triángulo formado por el rebaje

De la figura 6.8 se observa que:

$$\tan(\gamma) = \frac{u}{x-H} \quad (6.6)$$

Despejando a u :

$$u = \tan(\gamma) (x - H) \quad (6.7)$$

La variable x se puede expresar como $x = R_m \cos(\theta)$:

$$u = \tan(\gamma) (R_m \cos(\theta) - H) \quad (6.8)$$

Por lo tanto el área A_2 de la ecuación 6.5 es:

$$A_2 = 2R_m \int_{-\alpha_2}^{\alpha_2} \tan(\gamma) (R_m \cos(\theta) - H) d\theta$$

Resolviendo la integral y evaluando:

$$A_2 = 4R_m \tan(\gamma) [R_m \text{sen}(\alpha_2) - H\alpha_2] \quad (6.9)$$

El primer momento de área respecto al eje Y para los rebajes está dado por:

$$Q_{y2} = 2 \int_{-\alpha_2}^{\alpha_2} x dA = 2R_m^2 \tan(\gamma) \int_{-\alpha_2}^{\alpha_2} \cos(\theta) (R_m \cos(\theta) - H) d\theta \quad (6.10)$$

Desarrollando y evaluando la integral se obtiene:

$$Q_{y2} = 2R_m^3 \tan(\gamma) [\cos(\alpha_2) \operatorname{sen}(\alpha_2) + \alpha_2] - 4R_m^2 \tan(\gamma) H \operatorname{sen}(\alpha_2) \quad (6.11)$$

H puede expresarse en términos del ángulo α_2 como:

$$H = R_m \cos(\alpha_2) \quad (6.12)$$

Por lo tanto la ecuación 6.11 queda:

$$Q_{y2} = 2R_m^3 \tan(\gamma) [\cos(\alpha_2) \operatorname{sen}(\alpha_2) + \alpha_2] - 4R_m^3 \tan(\gamma) \cos(\alpha_2) \operatorname{sen}(\alpha_2) \quad (6.13)$$

$$Q_{y2} = 2R_m^3 \tan(\gamma) [\alpha_2] - 2R_m^3 \tan(\gamma) \cos(\alpha_2) \operatorname{sen}(\alpha_2) \quad (6.14)$$

Se hace la suma neta de áreas y momentos de área con las siguientes ecuaciones:

$$A_N = A_1 - A_2 \quad (6.15)$$

$$\therefore A_N = 2LR_m \alpha_1 - 4R_m^2 \tan(\gamma) [\operatorname{sen}(\alpha_2) - \cos(\alpha_2) \alpha_2] \quad (6.16)$$

$$Q_{yT} = Q_{y1} - Q_{y2} \quad (6.17)$$

$$\therefore Q_{yN} = 2LR_m^2 \operatorname{sen}(\alpha_1) - 2R_m^3 \tan(\gamma) [\alpha_2 - \cos(\alpha_2) \operatorname{sen}(\alpha_2)] \quad (6.18)$$

La ecuación que relaciona al centroide con el área total es:

$$HA_N = Q_{yN} \quad (6.19)$$

Sustituyendo las ecuaciones 6.12, 6.16 y 6.18 en la ecuación 6.19, se tiene una ecuación trigonométrica en función de α_2 .

$$\begin{aligned} 2LR_m^2 \alpha_1 \cos(\alpha_2) - 4R_m^3 \tan(\gamma) \cos(\alpha_2) [\operatorname{sen}(\alpha_2) - \cos(\alpha_2) \alpha_2] \\ = 2LR_m^2 \operatorname{sen}(\alpha_1) - 2R_m^3 \tan(\gamma) [\alpha_2 - \cos(\alpha_2) \operatorname{sen}(\alpha_2)] \end{aligned}$$

A continuación se presenta el desarrollo para simplificar la ecuación trigonométrica:

$$\begin{aligned} 2LR_m^2\alpha_1\cos(\alpha_2) - 4R_m^3\tan(\gamma)\cos(\alpha_2)\sen(\alpha_2) + 4\tan(\gamma)R_m^3\cos^2(\alpha_2)\alpha_2 \\ = 2LR_m^2\sen(\alpha_1) - 2R_m^3\tan(\gamma)\alpha_2 + 2R_m^3\tan(\gamma)\cos(\alpha_2)\sen(\alpha_2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2LR_m^2\alpha_1\cos(\alpha_2) - 6R_m^3\tan(\gamma)\cos(\alpha_2)\sen(\alpha_2) + 4\tan(\gamma)R_m^3\cos^2(\alpha_2)\alpha_2 \\ = 2LR_m^2\sen(\alpha_1) - 2R_m^3\tan(\gamma)\alpha_2 \end{aligned}$$

Utilizando las siguientes identidades trigonométricas se tiene:

$$\sen(2\alpha_2) = 2\sen(\alpha_2)\cos(\alpha_2)$$

$$\cos^2(\alpha_2) = \frac{1}{2}(1 + \cos(2\alpha_2))$$

$$\begin{aligned} 2LR_m^2\alpha_1\cos(\alpha_2) - 3R_m^3\tan(\gamma)\sen(2\alpha_2) + 2R_m^3\tan(\gamma)(1 + \cos(2\alpha_2))\alpha_2 \\ = 2LR_m^2\sen(\alpha_1) - 2R_m^3\tan(\gamma)\alpha_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2LR_m^2\alpha_1\cos(\alpha_2) - 3R_m^3\tan(\gamma)\sen(2\alpha_2) + 2R_m^3\tan(\gamma)\alpha_2 + 2R_m^3\tan(\gamma)\cos(2\alpha_2)\alpha_2 \\ = 2LR_m^2\sen(\alpha_1) - 2R_m^3\tan(\gamma)\alpha_2 \end{aligned}$$

$$L\alpha_1\cos(\alpha_2) - \frac{3}{2}R_m\tan(\gamma)\sen(2\alpha_2) + 2R_m\tan(\gamma)\alpha_2 + R_m\tan(\gamma)\cos(2\alpha_2)\alpha_2 - L\sen(\alpha_1) = 0$$

$$\frac{L\alpha_1}{\tan(\gamma)}\cos(\alpha_2) - \frac{3}{2}R_m\sen(2\alpha_2) + 2R_m\alpha_2 + R_m\cos(2\alpha_2)\alpha_2 - \frac{L}{\tan(\gamma)}\sen(\alpha_1) = 0$$

$$\frac{L\alpha_1}{\tan(\gamma)}\cos(\alpha_2) - \frac{3}{2}R_m\sen(2\alpha_2) + R_m\cos(2\alpha_2)\alpha_2 - \frac{L}{\tan(\gamma)}\sen(\alpha_1) + 2R_m\alpha_2 = 0 \quad (6.20)$$

Para conocer el valor de α_2 de la ecuación 6.20 se ocupa un software de análisis matemático, y se obtiene:

$$\alpha_2 = 1.2679 \text{ rad} \rightarrow 72.6^\circ$$

Por lo tanto la distancia centroidal en el eje X se puede obtener sustituyendo α_2 en la ecuación 6.12:

$$H=5.98 \text{ [mm]}$$

Una vez conocida la posición del centroide, se procede a generar el dibujo ingenieril para manufacturar los cuerpos roscados de este concepto.

En la figura 6.9 y 6.10 se observa la configuración general del reductor con tornillo de rodillos y doble cadena.

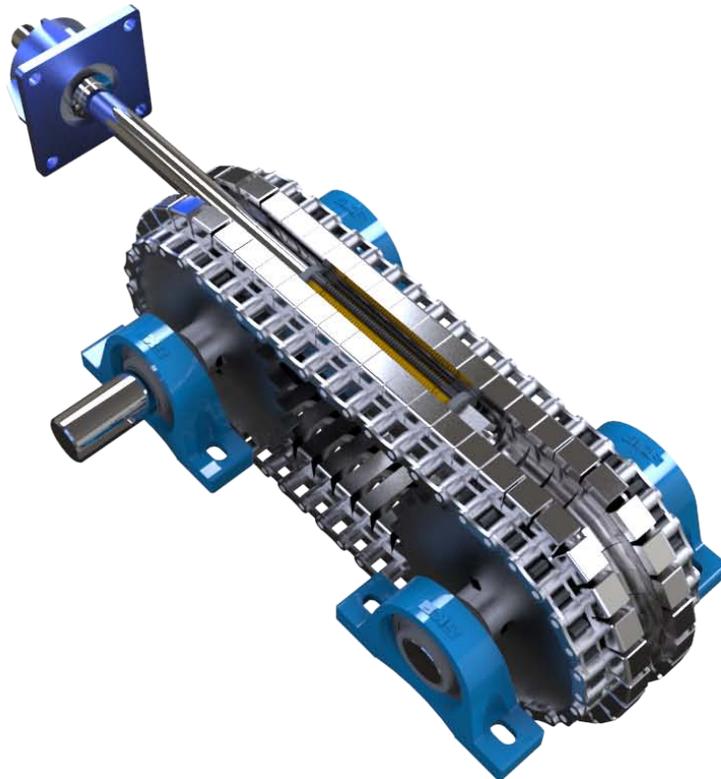


Figura 6.9. Vista del reductor con tornillo de rodillos y doble cadena

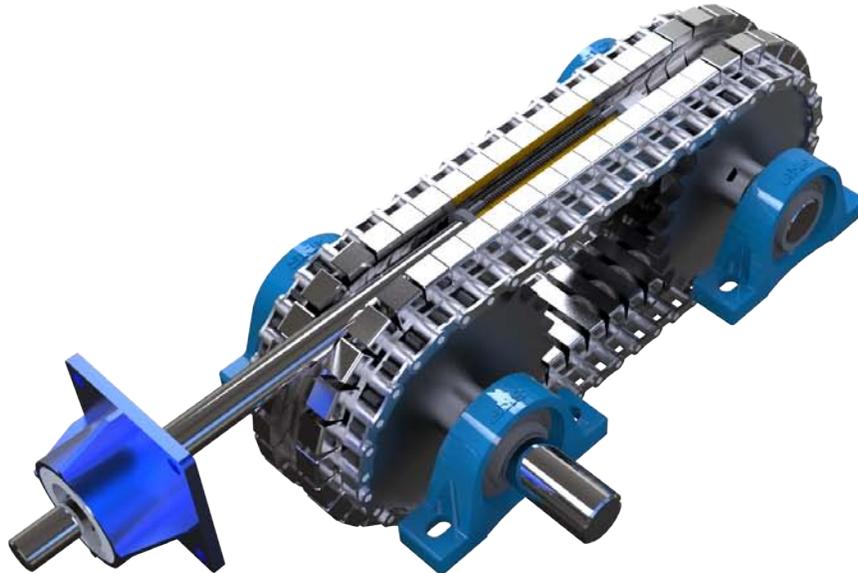


Figura 6.10. Vista dos del reductor con tornillo de rodillos y doble cadena

Después de conocer el la posición del centroide de los cuerpos roscados, se hizo un prototipo del segundo concepto, se fabricaron los cuerpos roscados calculados en este capítulo, se consiguieron las cadenas con pernos extendidos y se fabricaron nuevas flechas para la colocación de las cuatro ruedas dentadas. El prototipo fue puesto en operación y se pudo comprobar su funcionamiento sin carga.

CONCLUSIONES

Se validó la posibilidad de fabricar un reductor de velocidad empleando un tornillo de traslación cuya eficiencia es menor a la ofrecida en los reductores convencionales de sinfín y corona; sin embargo la capacidad de carga es más grande.

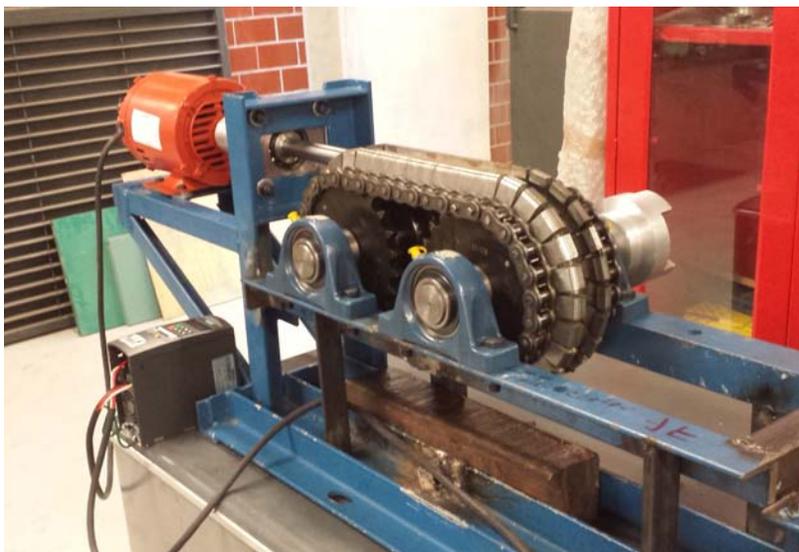
La fabricación del reductor sería en dos versiones:

Para una versión económica del reductor se usará un tornillo de traslación con rosca Acme. Al usar la rosca Acme se sacrifica eficiencia pero se tiene la posibilidad de compensar el desgaste.

La segunda versión será enfocada al aumento de eficiencia donde se incluirá el tornillo de rodillos. En esta última configuración se espera que iguale o supere la eficiencia que tienen los reductores de sinfín y corona.

Existe la posibilidad de fabricar una versión del reductor empleando un tornillo de traslación de bronce y los cuerpos roscados de acero, esto es debido a que un cuerpo roscado requiere más procesos de manufactura para su fabricación que un tornillo de traslación. Pensando en el desgaste, será más fácil sustituir al tornillo de traslación que a una numerosa cantidad de cuerpos roscados.

Se comprobó la funcionalidad del reductor de velocidad de tornillo de traslación y cadena a bajas velocidades y sin carga. La operación durante las pruebas fue continua y el autor de esta tesis aplicó una carga con las manos para tratar de frenar al reductor, comprobando el torque de salida.



Reductor de tornillo y dos cadenas en operación

Los componentes estudiados en esta tesis, fueron calculados, manufacturados y puestos en operación. Se usaron conceptos de estática, mecánica de materiales y diseño de elementos de máquinas principalmente. Dichos conceptos fueron aprendidos por el autor de la tesis en las asignaturas y otros más fueron aprendidos mediante la experiencia en la investigación.

Dado que es un proyecto en desarrollo, se realizarán las modificaciones dictadas por las pruebas en un dinamómetro, con el tornillo de bronce, y posteriormente se harán pruebas incluyendo al tornillo de rodillos.

El proyecto de investigación ha ido evolucionando conforme a los problemas encontrados y a los hallazgos fortuitos que han surgido en la práctica de la investigación, llegando a un arreglo mucho más prometedor bajo principios científicos.

Como colaborador del proyecto, el autor de esta tesis puede manifestar su felicidad al ver el fruto de su trabajo funcionar en las primeras pruebas y mantiene su compromiso para colaborar con el desarrollo del reductor en sus siguientes versiones.

TRABAJO A FUTURO

Las primeras pruebas del reductor en el dinamómetro se deberán hacer con velocidad y potencia de entrada menores a las establecidas por diseño.

Estudiar la mejor solución para el ensamble del reductor. Actualmente la tarea de ensamblar el prototipo presenta complejidades.

Se deberá estudiar el diseño para la carcasa del reductor. Dicha carcasa deberá estar diseñada para disipación calor y uso continuo de lubricación con aceite.

Es de suma importancia estudiar el tipo de lubricación que se va a usar, pues se puede obtener al menos 5% más de eficiencia seleccionando el tipo de lubricante correcto tomando en cuenta factores como la viscosidad, temperatura de operación, la carga aplicada en el reductor y las velocidades de entrada y de salida.

REFERENCIAS

Bibliográficas

1. Aguirre, G. “Diseño de Elementos de Máquinas”. Editorial Trillas. México. 1990.
2. Bedford, A. & Fowler, W. “Estática, Mecánica para Ingeniería” . Editorial Pearson Educación. México. 2000.
3. Beer, F. “Mecánica de materiales”. Editorial Mc Graw Hill. Quinta edición 2010.
4. Beer, F. & Johnston, E. “Vector Mechanics for Engineers, Statics”. Editorial Mc Graw Hill. Octava edición. U.S.A. 2007.
5. Black, P & Adams, O. “Machine Design” Mc Graw Hill. Third Edition. U.S.A. 1968.
6. Faires, V. “Diseño de Elementos de Máquinas”. Editorial Montaner y Simon, S.A. Cuarta edición. 1997.
7. Hibbeler, R. “Mecánica de materiales”. Editorial PERSON Prentice Hall. Sexta edición. México. 2006.
8. Mott, R. “Diseño de Elementos de Máquinas”. Editorial PEARSON Educación. México 2006.
9. Norton, R. “Machine Design and Integrated approach”. PEARSON Prentice Hall. Third Edition. 2006.
10. Popov, E. P. “Mecánica de Sólidos”. Editorial Pearson Educación. Segunda edición.
11. Shigley, R. “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Editorial Mc Graw Hill. Octava edición. México 2002.

Virtuales

1. Diseño de tornillos (n.d.). Consultado el 14 de agosto de 2014. Documento electrónico de la Universidad Tecnológica de Pereira: <https://es.scribd.com/doc/217015561/r92248>
2. Hagaman, J. (2012). Satisfying higher energy efficiency demands with worm gear reducers. Consultado el 3 de febrero de 2015, de http://conedrive.com/library/userfiles/HigherEnergyDemands_WormGears.pdf
3. Iwis, Chain engineering. Design and construction, Examples of calculation. (2006). Consultado el 21 de abril de 2014, de http://www.iwis.de/uploads/tx_sbdownloader/KettenHandbuch_E.pdf
4. Lipsett, R. (n.d.). The pressure Velocity (PV) Relationship for Lead Screws. Consultado el 20 de abril de 2015, de http://www.thomsonlinear.com/downloads/articles/The_Pressure_Velocity_Relationship_for_Lead_Screws_taeen.pdf
5. Productos de transmisión de potencia SKF. (n.d.). Consultada el 12 de octubre de 2014, de <http://www.skf.com/mx/products/power-transmission/index.html>
6. Ramírez, J. (2000). Diseño de elementos flexibles para la transmisión de potencia mecánica mediante el uso de la computadora. Tesis consultada el 20 de marzo de 2014, de la Colección Digital UANL <http://cdigital.dgb.uanl.mx/te/1020146048/1020146048.PDF>
7. Rivero, G. & Martínez, L. (2002). Capacidad de carga de las transmisiones por tornillo sinfín y corona. Consultada el 13 de agosto de 2014, del Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, La Habana. Cuba: <http://www.ingenieriamecanica.cujae.edu.cu/index.php/revistaim/article/download/239/580>
8. TSUBAKI Catalogue 2, Attachment chain. (2008). Catálogo consultado el 18 de abril de 2014, de Tsubaki http://tsubaki.eu/assets/CAT2_ENG%20logo.pdf
9. Wolander, J. (1897). Endless screw chain. Patente consultada el 18 de febrero de 2014, de <http://www.google.com/patents/US595508>