



**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y  
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA  
MECÁNICA ELÉCTRICA**

**TESIS**

**ANÁLISIS DE CICLO DE VIDA DEL CONTACTO EN  
PARES DE ENGRANAJES HELICOIDALES  
FABRICADOS CON MATERIALES COMPUESTOS  
POLIMÉRICOS REFORZADOS CON FIBRA DE  
CARBONO**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO ELECTRICISTA**

**Autor**

**Bach. Valencia Tafur Jonathan Jhoel**

**ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6176-1012>**

**Asesor**

**Mtro. Vives Garnique Juan Carlos**

**ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>**

**Línea de Investigación:**

**Infraestructura, tecnología y medio ambiente**

**Pimentel – Perú**

**2024**

**ANÁLISIS DE CICLO DE VIDA DEL CONTACTO EN PARES DE ENGRANAJES  
HELICOIDALES FABRICADOS CON MATERIALES COMPUESTOS  
POLIMÉRICOS REFORZADOS CON FIBRA DE CARBONO**

**Aprobación del jurado**

---

Dra. GASTIABURÚ MORALES SILVIA YVONE

**Presidente del Jurado de Tesis**

---

MSc. ROJAS CORONEL ANGEL MARCELO

**Secretario del Jurado de Tesis**

---

Mtro. VIVES GARNIQUE JUAN CARLOS

**Vocal del Jurado de Tesis**

**DECLARACIÓN JURADA DE ORIGINALIDAD**

Quien(es) suscribe(n) la **DECLARACIÓN JURADA**, soy(somos) egresado (s) del Programa de Estudios de **Ingeniería Mecánica Eléctrica** de la Universidad Señor de Sipán S.A.C, declaro (amos) bajo juramento que soy (somos) autor(es) del trabajo titulado:

**ANÁLISIS DE CICLO DE VIDA DEL CONTACTO EN PARES DE ENGRANAJES HELICOIDALES FABRICADOS CON MATERIALES COMPUESTOS POLIMÉRICOS REFORZADOS CON FIBRA DE CARBONO**

El texto de mi trabajo de investigación responde y respeta lo indicado en el Código de Ética del Comité Institucional de Ética en Investigación de la Universidad Señor de Sipán (CIEI USS) conforme a los principios y lineamientos detallados en dicho documento, en relación a las citas y referencias bibliográficas, respetando al derecho de propiedad intelectual, por lo cual informo que la investigación cumple con ser inédito, original y autentico.

En virtud de lo antes mencionado, firman:

VALENCIA TAFUR JONATHAN JHOEL	DNI: 77232666	
-------------------------------	---------------	---

Pimentel, 09 de abril de 2024

## **Dedicatorias**

Esta tesis se la dedico a mi hijo que es mi motor para salir adelante y darme las fuerzas para vencer cualquier obstáculo que nos presenta la vida.

También se lo dedico con todo mi corazón a mi madre, pues sin ella no lo habría logrado, tu bendición a diario me protege y me conlleva por el camino del bien. Por eso te doy mi trabajo en ofrenda por tu paciencia y amor madre mía.

Por último quiero dedicárselo a mi padre, que desde el cielo siempre me cuida y sé que desde el cielo está orgulloso de mí y de mi progreso profesional.

## **Agradecimientos**

En primer lugar, agradecer a Dios por permitirme tener vida y salud, y por acompañarme siempre hasta en mis peores momentos, lo cual nunca me dejó solo.

Agradecer a mis padres por el constante apoyo incondicional que me brindaron para poder cumplir mis objetivos personales y académicos.

Me agradezco a mí mismo por nunca rendirme y siempre buscar una solución a todos los problemas que uno atraviesa en el recorrido de la vida, siempre con la mejor actitud y la mentalidad de ganador.

## Índice

Dedicatorias.....	4
Agradecimientos.....	5
Resumen.....	8
Abstract.....	9
I. INTRODUCCIÓN.....	10
1.1. Realidad Problemática.....	10
1.2. Formulación del problema.....	11
1.3. Hipótesis.....	12
1.4. Objetivos.....	12
<b>1.5. Teorías relacionadas al tema.....</b>	<b>13</b>
II. MATERIALES Y MÉTODO.....	23
2.1. Tipo y Diseño de Investigación.....	23
2.2. Variables, Operacionalización.....	23
2.3. Población de estudio, muestra, muestreo y criterios de selección.....	27
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad. 27	
2.5. Procedimiento de análisis de datos.....	27
2.6. Criterios éticos.....	28
III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	30
3.1. Resultados:.....	30
Análisis de la caja reductora de velocidad.....	30
3.2. Discusión:.....	59

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	60
4.1. Conclusiones.....	60
4.2. Recomendaciones.....	61
<b>Referencias</b> .....	62
ANEXOS .....	64

## Resumen

La presente investigación tiene el objetivo de determinar el valor de vida útil sobre la fatiga por contacto en los dientes de los engranajes cilíndricos helicoidales de un reductor de velocidad de 2 etapas de transmisión. Para el desarrollo de esta investigación se utilizó el procedimiento de cálculos según AGMA 2101-D04 en el que calcula el valor de la vida útil del engranaje fabricado con material polimérico reforzado con fibra de carbono para soportar cargas de contacto que generan picadura en el material. Se determinaron los valores de esfuerzos de contacto, factor de seguridad por fatiga y vida útil para los ángulos de hélice de 5°, 10°, 15°, 20°, 25° y 30° para velocidades de entrada de 170rpm, velocidad intermedia de 700 rpm y salida de 500 rpm con potencias estándares de 0,5 a 30 hp. Los resultados arrojaron que el mejor material polimérico reforzado con fibra de carbono, VICTREX® PEEK 450CA40 tiene una mínima duración recomendada de 34,2 años para una potencia de 10hp y ángulos de hélice de 10°, 15°, 20° y 25° recomendados para velocidades intermedias de reducción.

**Palabras Clave:** polímero reforzado con fibra de carbono, fatiga, AGMA 2101, ángulo de hélice, potencia.

## Abstract

The present investigation has the objective of determining the useful life value on contact fatigue in the teeth of the helical cylindrical gears of a 2-stage transmission speed reducer. For the development of this investigation, the calculation procedure according to AGMA 2101-D04 was used, in which the value of the useful life of the gear made with polymeric material reinforced with carbon fiber is calculated to withstand contact loads that generate pitting in the material. The contact stress values, fatigue safety factor and useful life were determined for the helix angles of 5°, 10°, 15°, 20°, 25° and 30° for input speeds of 170 rpm, intermediate speed of 700 rpm and output of 500 rpm with standard powers from 0.5 to 30 hp. The results showed that the best polymeric material reinforced with carbon fiber, VICTREX® PEEK 450CA40, has a minimum recommended duration of 34.2 years for a power of 10hp and propeller angles of 10°, 15°, 20° and 25° recommended for intermediate speeds of reduction.

**Keywords:** carbon fiber reinforced polymer, fatigue, AGMA 2101, helix angle, power.

## I. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Realidad Problemática.

Los engranajes helicoidales se utilizan comúnmente en los sistemas de transmisión de potencia mecánica debido a su excelente eficiencia de engrane y su vida útil prolongada. La falla por fatiga de contacto (picaduras) y la falla por fatiga por flexión (rotura de dientes) son las causas más comunes de fallas de engranajes en condiciones de transmisión de potencia de servicio pesado [1]. La falla por fatiga de contacto es el tipo de daño más predominante. Por lo general, se manifiesta como el inicio de la fractura y la propagación de macropicaduras en las superficies de contacto de los dientes del engranaje. Las macropicaduras pueden aumentar la tensión de contacto en la región localizada, crear ruido con la rotación de los engranajes, reducir la eficiencia y dañar todo el sistema mecánico. Para evitar tales fallas, el diseño del engranaje convencional debe modificarse para mejorar la resistencia a la fatiga por contacto de las transmisiones por engranajes helicoidales. Como resultado, en las últimas décadas, los enfoques numéricos se han utilizado con frecuencia para estimar la capacidad de transmisión de potencia de los engranajes debido al costo extremadamente alto y las complicaciones en las investigaciones experimentales. Sin embargo, se utilizan varias metodologías, como AGMA, ISO, etc., para determinar la vida útil de fatiga por contacto y flexión (BFL) de las transmisiones por engranajes estándar. ISO-6336 proporciona un procedimiento estándar para estimar la resistencia a la flexión y al contacto de los engranajes helicoidales [2]. AGMA-2001 [3] estima las picaduras y el BFL para las transmisiones de engranajes helicoidales estándar.

Las cajas de engranajes helicoidales se utilizan ampliamente en diversas aplicaciones industriales debido a su buen funcionamiento y alta capacidad de carga. El peso ligero y la larga vida útil de la caja de cambios se han convertido en los requisitos principales de los modernos sistemas de transmisión de potencia. Aunque

las cajas de engranajes que se utilizan actualmente en muchas aplicaciones tienen una alta eficiencia, todavía hay margen para seguir mejorando. Por ejemplo, un ahorro de 1 kW de pérdida de potencia en la caja de cambios significa un ahorro de 4 kW en energía de combustible en el caso de aplicaciones automotrices [4].

En la actualidad se pretende reducir el peso, de las cajas de engranaje, optimizando el tamaño y mejorando el material; ante ello en esta investigación se tomará en cuenta el diseño de una caja reductora de velocidad utilizando polímeros compuestos para la fabricación de los engranajes helicoidales.

Este estudio surge de la necesidad de tener sistemas de transmisión mecánica por engranajes helicoidales, resistentes y livianos utilizando materiales alternativos como lo son los polímeros compuestos reforzados con fibra de carbono. Por ello tecnológicamente es importante conocer el comportamiento de este material ante los esfuerzos de contacto para conocer su ciclo de vida a la fatiga. La baja densidad de este material frente a los metales permite el bajo consumo de energía utilizada para romper la inercia en el arranque; además de su bajo costo de fabricación en serie. Socialmente los usuarios de máquinas o equipos que tengan un sistema de reducción de velocidad mecánico con engranajes tendrán la tecnología al alcance con sus ventajas económicas.

## **1.2. Formulación del problema**

¿Cuál será el ciclo de vida a fatiga por contacto de un par de engranajes helicoidales de un sistema de transmisión de tres etapas, fabricados con polímero reforzado con fibra de carbono?

### **1.3. Hipótesis.**

El ciclo de vida a fatiga de los engranajes fabricados con polímeros reforzados con fibra de carbono será mayor que el de los engranajes fabricados con metales pero a bajas potencias.

### **1.4. Objetivos.**

#### **Objetivo general.**

Determinar el ciclo de vida del contacto en pares de engranajes helicoidales fabricados con materiales compuestos poliméricos reforzados con fibra de carbono.

#### **Objetivos específicos.**

- Determinar las características del reductor de velocidad.
- Determinar los esfuerzos de contacto por fatiga según los compuestos poliméricos reforzados con fibra de carbono para los diferentes tipos de configuración de ángulo de hélice propuesto.
- Hallar los ciclos de vida del mejor compuesto polimérico reforzado con fibra de carbón.

## **1.5. Teorías relacionadas al tema.**

### **Características geométricas de los engranajes helicoidales.**

La compleja geometría de los engranajes helicoidales e involutos permite la conducción gradual del diente del diente del piñón con el diente de la rueda. La longitud de la línea de contacto cambia durante el período de engrane de un par de dientes. Esto hace que el cálculo de la distribución de carga y las tensiones para los engranajes helicoidales con volutas sean muy complejos. Los puntos principales se explican a continuación, mientras que la explicación detallada de la geometría de los engranajes helicoidales envolventes se proporciona en un artículo publicado anteriormente. Para el análisis de contacto del par de engranajes helicoidales, es necesaria la comprensión de la geometría de los engranajes helicoidales [5].

El proceso de dibujo de los flancos de los dientes helicoidales para el análisis de contacto de elementos finitos se basa en el dibujo del perfil del diente envolvente y el barrido de este perfil a lo largo de la línea de la hélice. La involuta es una línea espiral, cuya curvatura se vuelve más recta a medida que se dibuja desde un círculo base y se convierte en una línea recta en el infinito [5], [6].

### **Cálculos de tensión de contacto de engranajes helicoidales**

En el caso de engranajes rectos con relación de contacto inferior a 2, la longitud teórica de contacto entre dientes es  $1.0b$  ( $b$  es la longitud de contacto). Con engranajes helicoidales, la longitud de contacto por diente es  $b/\cos \beta$  ( $\beta$  es el ángulo de la hélice) y la acción helicoidal hace que la longitud total de contacto de los dientes sea aproximadamente  $b/\cos \beta$  multiplicado por la relación de contacto (CR) en todo momento.

La AGMA recomienda que el 95 % de este valor se tome como la longitud de contacto al calcular la tensión de contacto Fig. 01 [5]. Por lo tanto, la ecuación de tensión de contacto  $\sigma_H$  (Ec. 1) se da como: [7].

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{K_t}{bdI} \left( \frac{\cos\beta}{0.95CR} K_v K_o (0.93K_m) \right)} \dots \text{Ecuación 1}$$

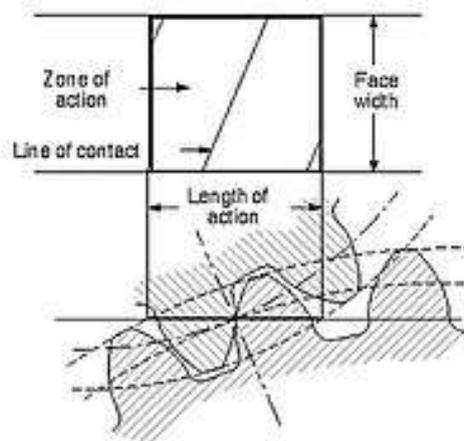


Figura 1 Zona de acción para un par de engranajes helicoidales

El factor de coeficiente elástico  $C_p$ , donde  $F$  es la carga transversal,  $b$  es la longitud de contacto y  $d$  es el diámetro de paso del piñón/engranaje se da como:

$$C_p = 0,564 \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}\right) + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}} \dots \text{Ecuación 2}$$

...donde  $E$  y  $\nu$  son el módulo de Young y la relación de Poisson, respectivamente. El sufijo 1 es para piñón y 2 para engranaje. El factor de geometría  $I$  se da como en la ecuación [8], [7]:

$$I = \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{2} \frac{i}{i+1} \dots \text{Ecuación 3}$$

...donde la relación de velocidad  $i = n_1/n_2 = d_2/d_1$  y  $\alpha$  es el ángulo de contacto transversal.

El radio de contacto está dado por:

$$CR = \left( \frac{\sqrt{(r_1+a)^2 - r_{b1}^2 + \sqrt{(r_2-a)^2 - r_{b2}^2} - (r_1 + r_2) \sin \alpha}}{\pi m \cos \alpha} \right) \dots \text{Ecuación 4}$$

... donde  $r$  es el radio del círculo primitivo,  $r_b$  es el radio del círculo base, el sufijo 1 es para piñón y 2 es para engranaje y  $a$  es la addendum. El factor de velocidad  $K_v$  se calcula a partir de la ecuación 5:

$$K_v = \left[ \frac{78 + (200V)^{0.5}}{78} \right]^{0.5} \dots \text{Ecuación 5}$$

$V$  es el factor de sobrecarga que refleja el grado de falta de uniformidad de los pares de accionamiento y de carga.  $K_v$  es la velocidad de la línea de paso o la velocidad de rotación.  $K$  es el factor de distribución de carga que tiene en cuenta la distribución no uniforme de la carga a lo ancho de la cara. Depende de la precisión del montaje, los cojinetes, la desviación del eje y la precisión de los engranajes.

La ecuación de tensión de contacto de Hertz se representa como sigue:

$$\sigma_c = \left[ \frac{F_t}{dLI} \right]^{(1/2)} \dots \text{Ecuación 6}$$

...donde  $C_p$  es el coeficiente elástico y se representa en la ecuación 7,  $\phi$  es el ángulo de presión,  $d$  es el diámetro de paso del piñón,  $L$  es la longitud de contacto en pies,  $F_t$  y  $p$  son los parámetros representados en las ecuaciones 8 y 9 respectivamente:

$$C_p = \left[ \frac{1}{\left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \right] \dots \text{Ecuación 7}$$

$$F_t = F_n \cos \phi \dots \text{Ecuación 8}$$

$$I = \frac{\cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot m_g + 1}{2 \cdot m_g} \dots \text{Ecuación 9}$$

La ecuación AGMA para la evaluación de la tensión de contacto entre los dos engranajes acoplados es la siguiente:

$$\sigma_C = C_P \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d \cdot I}} K_o K_v K_m K_s Z_r \dots \text{Ecuación 10}$$

... donde  $C_P$  es el coeficiente elástico en términos de  $\sqrt{MPa}$ ,  $F_t$  es la fuerza tangencial transmitida en Newton,  $b_w$  es el ancho de cara en mm,  $d$  es el diámetro del círculo primitivo en mm,  $I$  es el factor geométrico,  $K_o$  es el factor de sobrecarga,  $K_v$  es el factor dinámico,  $K_m$  es la carga factor de distribución,  $K_s$  es el factor de tamaño y  $Z_r$  es el factor de condición de la superficie.

AGMA determina además el factor de durabilidad de acuerdo al contacto entre los dientes:

$$Z_N = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_s}{b_w \cdot d \cdot I}} \cdot \frac{S_H \cdot C_T \cdot Y_Z}{\sigma_{Flim} \cdot Z_w} \dots \text{Ecuación 11}$$

... donde  $S_H$  es el coeficiente de seguridad por picadura del diente,  $C_T$  es el factor de temperatura,  $Y_Z$  es el factor de fiabilidad que por recomendación se debe considerar 90%,  $\sigma_{Flim}$  es el esfuerzo límite por contacto intermitente,  $Z_N$  es el factor de durabilidad por esfuerzo de contacto.

Para determinar el número esperado de ciclos de carga  $n_{Lh}$  y duración  $H_{\sigma H}$  en horas según el factor de durabilidad por esfuerzo de contacto se tiene:

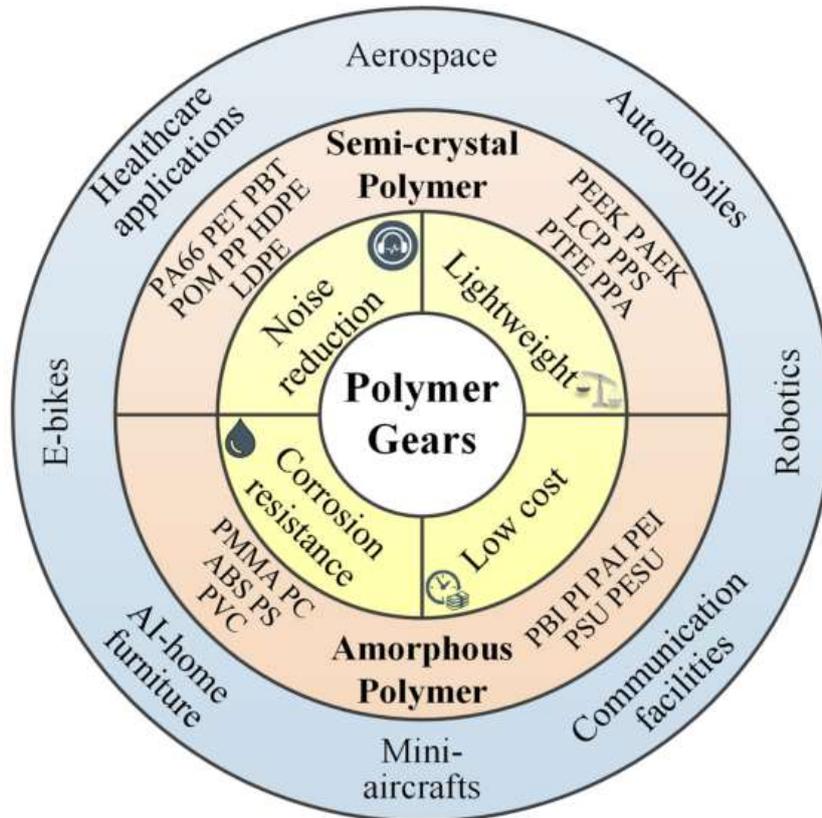
$$n_{Lh} = \frac{0.056 \sqrt{2,466}}{Z_N} \dots \text{Ecuación 12}$$

$$H_{\sigma H} = \frac{n_{Lh}}{60 \cdot n \cdot q} \dots \text{Ecuación 13}$$

Donde  $q$  es el número de aplicaciones de carga en una vuelta de la rueda dentada, por lo que para nuestro caso las aplicaciones de carga serán una por vuelta;  $n$  es la frecuencia de rotación de la rueda en rpm.

### **Compuestos Poliméricos reforzados con fibras de carbono:**

Los engranajes de polímero han mostrado ventajas sustanciales al comparar los engranajes de metal, que incluyen ligereza, baja vibración, reducción de ruido, alta resistencia a la corrosión, bajo costo, alta eficiencia de fabricación y otros aspectos. Debido a sus propiedades mecánicas integrales, los engranajes de polímero se han utilizado ampliamente para transmitir movimiento en la industria aeroespacial, automóviles, instalaciones de comunicación, muebles para el hogar inteligente, aplicaciones de atención médica de inteligencia artificial y otros campos (Letzelter et al., 2010; Mao et al., 2015; Luet et al., 2020; Yuet et al., 2021). Las ventajas, materiales y aplicaciones de los engranajes de polímero se muestran en la Fig.1 (Yuan et al., 2019; Tan et al., 2020).



*Figura 2: Descripción general de las ventajas, los materiales y las aplicaciones de los engranajes de polímero.*

Con el desarrollo de materiales poliméricos, condiciones de lubricación y tecnologías de fabricación, los engranajes poliméricos se han convertido en posibles sustitutos de los engranajes metálicos en campos de transmisión de potencia como motores de automóviles, motocicletas, arandelas reductoras y maquinaria textil (Snyder, 2010; queridoet al.,2013; Hoskinset al.,2014; Haslet al.,2018). Las pruebas de capacidad de carga de FZG, Alemania (el Centro de Investigación de Engranajes de la Universidad Técnica de Munich) ilustran que el par de engranajes de polímero y acero lubricados con aceite puede transmitir 30 kW de potencia y satisfacer las necesidades de los vehículos urbanos de pequeña escala (Fürstenberger,2013). La empresa Victrex (un fabricante de engranajes de polímero de alto rendimiento) ha aplicado con éxito engranajes de poliéter éter cetona (PEEK) en la transmisión del eje de equilibrio del motor de automóviles, que según se informa permiten transmitir un par de 40 N·m y una velocidad de 6000 r/ min por debajo de 150°C temperatura de funcionamiento (Snyder, 2010). La NASA adoptó engranajes compuestos en

la transmisión de propulsión del helicóptero y logró una reducción del peso del 20 % con una capacidad de carga idéntica (Handschuh et al., 2012, 2014; Simet al., 2020). Estos alentadores niveles de capacidad de carga y peso ligero brindan a los engranajes de polímero nuevas oportunidades en áreas de transmisión de potencia como la aviación, los vehículos de nueva energía y las bicicletas eléctricas.

En la tendencia de aplicar engranajes poliméricos de alto rendimiento para reemplazar los engranajes metálicos, surgen numerosos estudios sobre la capacidad de carga (Illenberger et al., 2019; Luet al., 2019; Sarita & Senthilvelan, 2019; Yuet al., 2019). Entre estos estudios, el desgaste y el daño térmico de los engranajes de polímero se han preocupado principalmente en circunstancias de carga ligera y contacto seco. Se ha dedicado gran interés en el desgaste de engranajes en mecanismos (Evans & Keogh, 2020), evaluación del desgaste y daño térmico (Mao, 2007; Mao et al., 2009, 2010), métodos de extensión de la vida operativa (Duhovnik et al., 2016), y otras perspectivas. Recientemente, a medida que mejora la capacidad de carga, es posible que los engranajes de polímero funcionen en condiciones de carga pesada. La lubricación facilita el engrane de los engranajes y reduce la abrasión y la generación de calor, y generalmente se emplea. Ha habido un interés creciente en los mecanismos de falla por fatiga de engranajes de polímeros bajo lubricación (Haslet et al., 2018; Luet al., 2019). Fernandes y otros. (Fernandes et al., 2018) propusieron un modelo de pérdida de potencia utilizando el método de elementos finitos, que es capaz de predecir la temperatura global en condiciones de lubricación con aceite. Luy otros. (Luet al., 2019) llevó a cabo las pruebas de durabilidad del par de engranajes de acero PEEK con varias condiciones de carga para identificar los modos de falla por fatiga. Sus resultados muestran que las condiciones de carga ligera y media inducen la falla por picadura, mientras que el modo de falla por rotura de la raíz del diente se vuelve dominante en condiciones de carga pesada. Hasly otros. (Haslet et al., 2018) descubrió que la vida útil de los engranajes de polioximetileno (POM) en condiciones de lubricación es aparentemente mayor que en condiciones de contacto seco a través del

banco de pruebas de engranajes FZG. En resumen, estos estudios han proporcionado una gran cantidad de métodos de evaluación y mejora de la capacidad de carga para engranajes de polímero, desde ocasiones de carga liviana hasta carga pesada. Sin embargo, no pudieron ofrecer evaluaciones de confiabilidad para engranajes de polímero, lo que puede generar resultados de estimación inexactos de la capacidad de carga. De hecho, los estudios de engranajes de polímeros sobre la capacidad de carga aún se encuentran en una etapa inicial. Todavía no se dispone de suficientes datos de rendimiento de fatiga de los engranajes de polímero para establecer un valor preciso de la fiabilidad de fatiga a través de los métodos existentes. El pequeño conjunto de datos, donde se encuentran datos extremadamente limitados en algunas condiciones de carga, excluye las metodologías tradicionales como la estimación por mínimos cuadrados (LSE) y el ajuste de distribución. Esto se compara con la evaluación de confiabilidad de fatiga para engranajes de polímero. Descuidar la relación entre la vida útil a la fatiga y la confiabilidad puede resultar en problemas de servicio durante la operación.

Tabla 1

Descripción de los Compuestos poliméricos reforzados con fibra de carbono según fabricante VICTREX

<b>Material</b>	<b>Descripción</b>
<b>VICTREX® PEEK 90CA30</b>	Material termoplástico de alto rendimiento, polieter cetona (PEEK) reforzado con fibra de carbono al 30 %, semicristalino, gránulos para moldeo por inyección, flujo muy fácil, cumple con la FDA para contacto con alimentos, color negro
<b>VICTREX® PEEK 90HMF20</b>	Material termoplástico de alto rendimiento, polieter éter cetona (PEEK) reforzado con fibra de carbono al 20 %, semicristalino, gránulos para moldeo por inyección, muy fácil fluidez, color negro.
<b>VICTREX® PEEK 90HMF40</b>	Material termoplástico de alto rendimiento, polieter cetona (PEEK) reforzado con fibra de carbono al 40 %, semicristalino, gránulos para moldeo por inyección, flujo fácil, color negro.
<b>VICTREX® PEEK 150CA30</b>	Material termoplástico de alto rendimiento, polieter cetona (PEEK) reforzado con fibra de carbono al 30 %, semicristalino, gránulos para moldeo por inyección, flujo fácil, cumple con la FDA para contacto con alimentos, color negro.
<b>VICTREX® PEEK 150FC30</b>	Material termoplástico de alto rendimiento, reforzado al 30% con fibra de carbono / grafito / PTFE Poly Ether Ether Ketone (PEEK), semicristalino, gránulos para moldeo por inyección, flujo fácil, cumple con la FDA para contacto con alimentos, color negro.
<b>VICTREX® PEEK 150FW30</b>	Material termoplástico de altas prestaciones, reforzado al 30% con fibra de carbono / PTFE Poly Ether Ether Ketone (PEEK), semicristalino, gránulos para moldeo por inyección, flujo fácil, cumple con la FDA para contacto con alimentos, color negro.
<b>VICTREX® PEEK 450CA20</b>	Material termoplástico de alto rendimiento, polieter cetona (PEEK) reforzado con fibra de carbono al 20 %, semicristalino, gránulos para moldeo por inyección y extrusión, flujo estándar, compatible con FDA para contacto con alimentos, color negro.
<b>VICTREX® PEEK 450CA30</b>	Material termoplástico de alto rendimiento, polieter cetona (PEEK) reforzado con fibra de carbono al 30 %, semicristalino, gránulos para moldeo por inyección y extrusión, flujo estándar, compatible con FDA para contacto con alimentos, color negro.
<b>VICTREX® PEEK 450CA40</b>	Material termoplástico de alto rendimiento, polieter cetona (PEEK) reforzado con fibra de carbono al 40 %, semicristalino, gránulos para moldeo por inyección y extrusión, bajo flujo, compatible con FDA para contacto con alimentos, color negro.
<b>VICTREX® PEEK 450FC30</b>	Material termoplástico de alto rendimiento, reforzado al 30% con fibra de carbono / grafito / PTFE Poly Ether Ether Ketone (PEEK), semicristalino, gránulos para moldeo por inyección y extrusión, flujo estándar, cumple con la FDA para contacto con alimentos, color negro.

Tabla 2

Propiedades de los Compuestos poliméricos reforzados con fibra de carbono según fabricante VICTREX a 23°C

<b>Material</b>	<b>Resistencia a la Tracción (MPa)</b>	<b>Resistencia a Flexión (MPa)</b>	<b>Módulo de tracción (Gpa)</b>	<b>Densidad (g cm-3)</b>	<b>Dureza Shore</b>	<b>Punto de fusión (°C)</b>
<b>VICTREX® PEEK 90CA30</b>	275	380	28	1,4	88	343
<b>VICTREX® PEEK 90HMF20</b>	80	100	22	1,37	86,5	343
<b>VICTREX® PEEK 90HMF40</b>	85	120	43	1,45	88,5	343
<b>VICTREX® PEEK 150CA30</b>	60	65	28	1,4	87,5	343
<b>VICTREX® PEEK 150FC30</b>	35	45	13,5	1,45	83	343
<b>VICTREX® PEEK 150FW30</b>	115	60	16	1,43	84,5	343
<b>VICTREX® PEEK 450CA20</b>	230	340	19,5	1,37	86	343
<b>VICTREX® PEEK 450CA30</b>	50	65	28	1,4	87,5	343
<b>VICTREX® PEEK 450CA40</b>	65	90	35	1,44	88	343
<b>VICTREX® PEEK 450FC30</b>	35	45	13	1,45	83	343

## II. MATERIALES Y MÉTODO

### 2.1. Tipo y Diseño de Investigación.

La presente investigación es de tipo aplicada debido a que realiza un análisis para determinar la vida de un material compuesto polimérico reforzado con fibra de carbono como alternativa de reemplazo a los aceros en la fabricación de engranajes helicoidales de un reductor de velocidad. El diseño de investigación es analítico en el que se predice la vida útil del compuesto polimérico reforzado con fibra de carbono en la fabricación de engranajes helicoidales en reductores de velocidad de dos etapas de transmisión.

### 2.2. Variables, Operacionalización.

- **Variables Independientes:**

Límite de tensión del material Polimérico reforzado con fibra de carbono

Ángulo de hélice del engranaje cilíndrico helicoidal

- **Variable Dependiente:**

Esfuerzo de Contacto

Factor de seguridad

Vida del útil

Tabla 3

Operacionalización de variables

<b>Variabl e de estudio</b>	<b>Definición conceptual</b>	<b>Definición operacional</b>	<b>Dimensio nes</b>	<b>Indicadores</b>	<b>Ítems</b>	<b>Instrumen to</b>	<b>Valore s finales</b>	<b>Tipo de variable</b>	<b>Escala de medició n</b>
Límite de tensión	Se define como el esfuerzo máximo que un material puede soportar antes de romperse; cuando se le permite estirarlo o halarlo.	Revisión bibliográfica de la resistencia de tensión del material	Resistencia a la tensión	$\Delta\sigma = E \cdot \Delta\varepsilon$	1	Guía de revisión bibliográfica	kPSI	Numérica	razón

<p>Ángulo de hélice</p>	<p>Es el ángulo entre el eje (diámetro interior) de un engranaje helicoidal y una línea (imaginaria) tangente al diente. El ángulo de hélice estará entre 0° y 90°.</p>	<p>Revisión bibliográfica de los ángulos de hélice recomendados</p>	<p>Ángulo</p>	<p>Grados decimales</p>	<p>6</p>	<p>Guía de revisión bibliográfica</p>	<p>grados</p>	<p>Numérica</p>	<p>razón</p>
<p>Esfuerzo de Contacto</p>	<p>Es la tensión de contacto en el flanco de los dientes debido al impacto repetido, o contacto sostenido, de una superficie dental contra otra cuando el diente está sometido a una carga.</p>	<p>Revisión bibliográfica de las ecuaciones que determinan el esfuerzo de contacto en un diente de engranaje.</p>	<p>Esfuerzo de contacto</p>	$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d \cdot I} K_o K_v K_m K_s Z_r}$	<p>6</p>	<p>Guía de revisión bibliográfica</p>	<p>kPSI</p>	<p>Numérica</p>	<p>razón</p>

Factor de seguridad	El factor de seguridad a la fatiga es la relación entre el valor límite $\sigma_A$ de la amplitud del esfuerzo $\sigma_a$ y el esfuerzo amplitud en sí.	Revisión bibliográfica de las ecuaciones que determinan el factor de seguridad del esfuerzo de contacto cíclico en un diente de engranaje.	Factor de seguridad	$n = \frac{0,54 \sigma_{resist. contacto}}{\sigma_{contacto}}$	12	Guía de revisión bibliográfica	adimensional	Numérica	razón
Vida del útil	La vida de fatiga por contacto (CFL) se estima con base en el método de Basquin y Coffin-Manson.	Revisión bibliográfica de las ecuaciones que determinan la vida del diente debido al esfuerzo de contacto cíclico en un diente de engranaje.	duración	$H_{\sigma H} = \frac{n_{Lh}}{60 \cdot n \cdot q}$	12	Guía de revisión bibliográfica	años	Numérica	razón

### **2.3. Población de estudio, muestra, muestreo y criterios de selección**

**Población de estudio:** Compuestos poliméricos

**Muestra:** Compuesto polimérico reforzado con fibra de carbon.

Nuestra muestra estará centrada en aquellos en datos no probabilísticos con criterio de selección de aquellos materiales compuestos poliméricos reforzados con fibra de carbono comerciales en planchas para su posterior maquinado.

### **2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.**

**Técnicas de recolección de datos:**

- a) **Recolección de datos:** Se tendrá en cuenta las informaciones y consejos de especialistas en el tema, así como también de revistas, libros, artículos científicos, tesis locales, nacionales e internacionales.

### **2.5. Procedimiento de análisis de datos.**

**Etapa 1:** Determinar las variables geométricas de los engranajes helicoidales del sistema reductor de velocidad de potencia variable.

**Etapa 2:** Seleccionar los materiales de compuestos poliméricos reforzados con fibra de carbono según sus propiedades mecánicas.

**Etapa 3:** Utilizar las ecuaciones de AGMA 2101 para determinar las estadísticas del factor de seguridad y la vida en años del comportamiento del material polimérico reforzado con fibra de carbono frente a la fatiga de esfuerzo de contacto en los dientes.

**Etapa 4:** Analizar el mejor comportamiento del material de acuerdo a los resultados de la etapa 3.

## 2.6. Criterios éticos.

- En este proyecto de investigación los principios que tendremos presente serán la base para nuestros valores como la dedicación, responsabilidad, honestidad. Está basado en dos documentos fundamentales: Código de Ética del Colegio de Ingenieros (CIP, 1999) y el código de ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS, 2017).
- Código de Ética del Colegio de Ingenieros (CIP). Aprobado en la III sesión ordinaria del congreso nacional de consejos departamentales del periodo 1998–1999 en la ciudad de Tacna 22, 23, 24 abril 1999.
- Art. 2º.- Los ingenieros deben promover y defender la integridad, el honor y la dignidad de su profesión, contribuyendo con su conducta a que el consenso público se forme y mantenga un cabal sentido de respeto hacia ella y sus miembros, basado en la honestidad e integridad con que la misma se desempeña. Por consiguiente, deben ser honestos e imparciales. Sirviendo con fidelidad al público, a sus empleadores y a sus clientes; deben esforzarse por incrementar el prestigio, la calidad y la idoneidad de la ingeniería y deben apoyar a sus instituciones profesionales y académicas.
- Art. 5º.- los ingenieros cuidarán que los recursos humanos, económicos, naturales y materiales, sean racional y adecuadamente utilizados, evitando su abusoso dispendio, respetaran y aran respetar las disposiciones legales que garanticen la preservación del medio ambiente.
- Código de Ética de Investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS), Ratificado por acuerdo de consejo universitario con resolución rectoral N° 0851-2017/USS
- Art.. 2º: Finalidad
- El Código de Ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS), tiene como finalidad proteger los derechos, la vida, la salud, la intimidad, la dignidad y el

bienestar de la(s) persona(s) que participan en una actividad de investigación Científica, Tecnológica e innovación, ciñéndose a los principios éticos acogidos por la normativa nacional e internacional, y los acuerdos suscritos por nuestro país en la materia.

- Art. 3º: Alcance
- El presente código de ética de investigación es de cumplimiento obligatorio para todas las autoridades académicas, administrativas, docentes, estudiantes, egresados y administrativos de la Universidad Señor de Sipán.

### III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 3.1. Resultados:

##### Análisis de la caja reductora de velocidad.

Para determinar el ciclo de vida de los engranajes helicoidales se considera las ecuaciones de esfuerzos por contacto y esfuerzos a flexión descritas en el marco teórico para una caja reductora de velocidad de dos etapas y una relación de transmisión de 1,87 diseñada bajo normativa AGMA según se muestra en la figura 2 y cuyos cálculos paramétricos se pueden revisar en el Anexo 1:

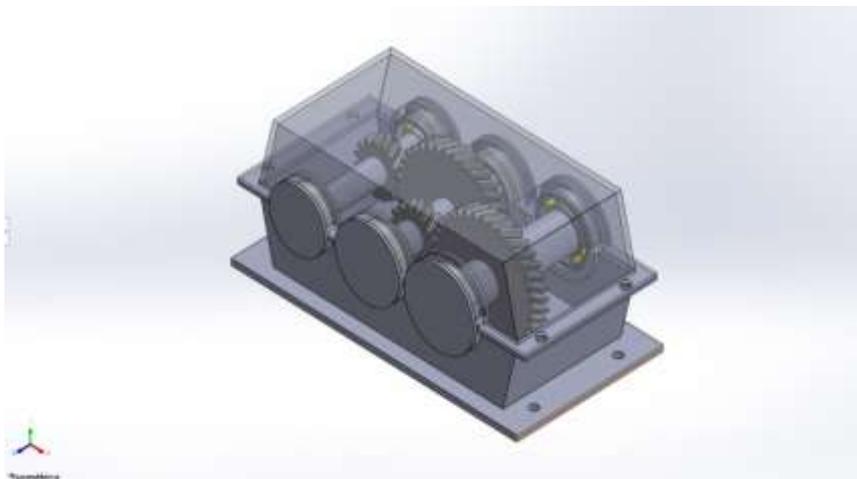


Figura 3: Caja reductora de velocidad de 2 etapas con engranajes helicoidales

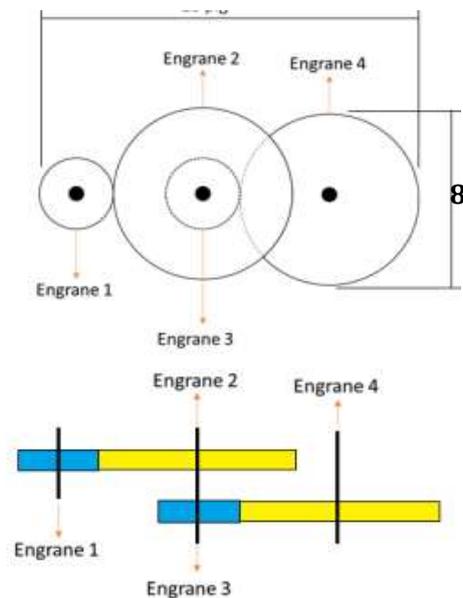


Figura 4: Detalle de la configuración de los engranajes

La tabla 4 muestra los datos técnicos principales de los engranajes que conforman el reductor de velocidad de 2 etapas con relación de transmisión de 2:7 para 5 ángulos de hélice.

Tabla 4.

Datos técnicos de los engranajes del reductor de velocidad – Etapa 1 y Etapa 2

Parámetros	$\varphi = 5^\circ$		$\varphi = 10^\circ$		$\varphi = 20^\circ$		$\varphi = 25^\circ$		$\varphi = 30^\circ$	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Nº de dientes	16	30	16	30	16	30	16	30	16	30
Paso diametral (diente/pulg)					4					
Ángulo de presión					20					
Diámetro de paso (pulg)	4	7,5	4	7,5	4	7,5	4	7,5	4	7,5
Ancho de cara (pulg)					1,56					
Adendum (pulg)					0,25					
Dedendum (pulg)					0,3					

Nota: El ángulo de hélice ( $\varphi$ ) será una variable para el estudio

**Determinar los esfuerzos de contacto por fatiga según los compuestos poliméricos reforzados con fibra de carbono para los diferentes tipos de configuración de ángulo de hélice propuesto.**

Para determinar los esfuerzos de contacto por fatiga [Psi] para los compuestos poliméricos reforzados con fibras de carbono: VICTREX ® PEEK 150FC30; VICTREX ® PEEK 450CA30; VICTREX ® PEEK 150CA30 y VICTREX ® PEEK 450CA40, cuyas propiedades mecánicas se encuentran en la tabla 2, se tomaron en cuenta las ecuaciones de contacto de Hertz (ecuación 6) y los resultados se muestran en la tabla 5 en la que se determinó que a medida que el ángulo de hélice y la potencia incrementan respectivamente, el esfuerzo incrementa.

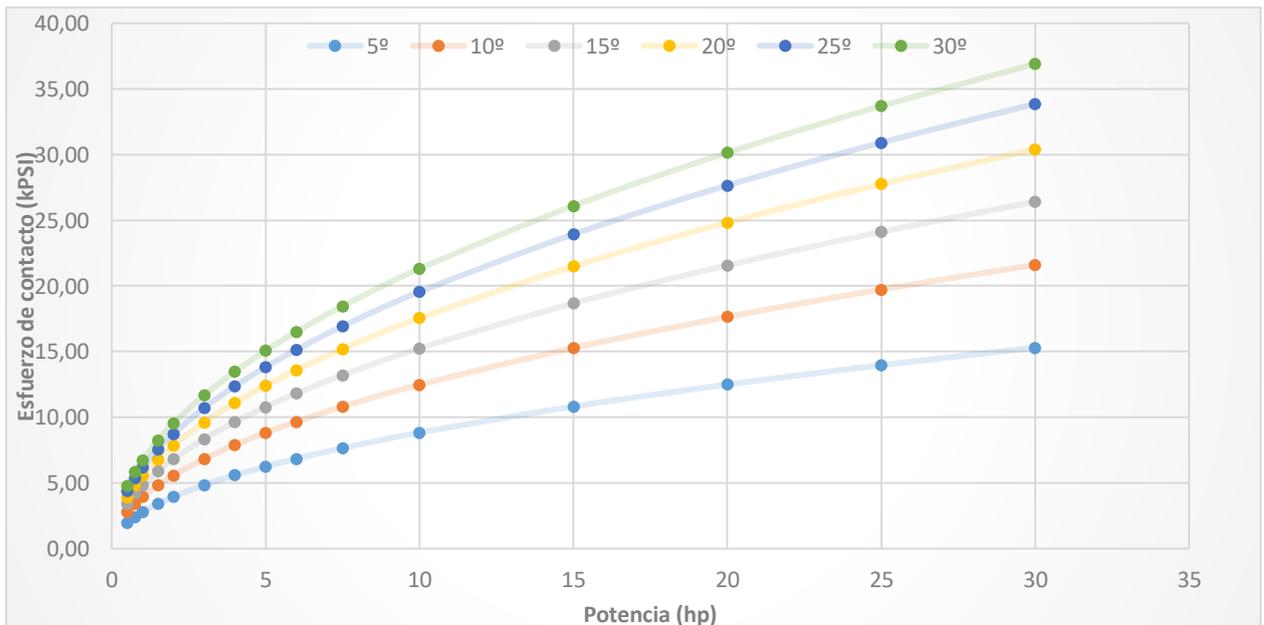
Tabla 5

Esfuerzo de contacto (kPSI) para los ángulos de hélice

Potencia (hp)	Ángulo de Hélice					
	5°	10°	15°	20°	25°	30°
0,5	1,98	2,79	3,41	3,93	4,37	4,77
0,75	2,42	3,42	4,18	4,81	5,35	5,84
1	2,79	3,95	4,82	5,55	6,18	6,74
1,5	3,42	4,83	5,91	6,80	7,57	8,25
2	3,95	5,58	6,82	7,85	8,74	9,53
3	4,84	6,83	8,35	9,62	10,71	11,67
4	5,59	7,89	9,64	11,10	12,37	13,48
5	6,25	8,82	10,78	12,41	13,82	15,07
6	6,84	9,66	11,81	13,60	15,14	16,51
7,5	7,65	10,81	13,21	15,20	16,93	18,46
10	8,83	12,48	15,25	17,56	19,55	21,31
15	10,82	15,28	18,68	21,50	23,94	26,1
20	12,49	17,65	21,57	24,83	27,65	30,14
25	13,97	19,73	24,11	27,76	30,91	33,70
30	15,30	21,61	26,41	30,41	33,86	36,91

Figura 4

Esfuerzo de contacto (kPSI) según el ángulo de hélice del engranaje helicoidal



*Nota:* El gráfico representa el incremento del esfuerzo de contacto de Hertz en función al incremento de la potencia y el ángulo de hélice del engranaje helicoidal para un ángulo de contacto de 20°.

Además se evaluó el contacto de Hertz en función al par torsor en el contacto de cada engranaje según el ángulo de hélice. Los resultados arrojaron que los grandes torques se encuentran en el engranaje nº 2.

*Tabla 6*

*Esfuerzo de contacto de Hertz según el par torsor y ángulo de hélice en cada engranaje para el engranaje 2.*

Torque 2 (klb/pulg)	Ángulo De Hélice					
	5°	10°	15°	20°	25°	30°
<b>16,84</b>	1,98	2,79	3,41	3,93	4,37	4,77
<b>25,27</b>	2,42	3,42	4,18	4,81	5,35	5,84
<b>33,69</b>	2,79	3,95	4,82	5,55	6,18	6,74
<b>50,53</b>	3,42	4,83	5,91	6,80	7,57	8,25
<b>67,38</b>	3,95	5,58	6,82	7,85	8,74	9,53
<b>101,07</b>	4,84	6,83	8,35	9,62	10,71	11,67
<b>134,75</b>	5,59	7,89	9,64	11,10	12,37	13,48
<b>168,44</b>	6,25	8,82	10,78	12,41	13,82	15,07
<b>202,13</b>	6,84	9,66	11,81	13,60	15,14	16,51
<b>252,66</b>	7,65	10,81	13,21	15,20	16,93	18,46
<b>336,88</b>	8,83	12,48	15,25	17,56	19,55	21,31
<b>505,33</b>	10,82	15,28	18,68	21,50	23,94	26,10
<b>673,77</b>	12,49	17,65	21,57	24,83	27,65	30,14
<b>842,21</b>	13,97	19,73	24,11	27,76	30,91	33,70
<b>1010,65</b>	15,30	21,61	26,41	30,41	33,86	36,91

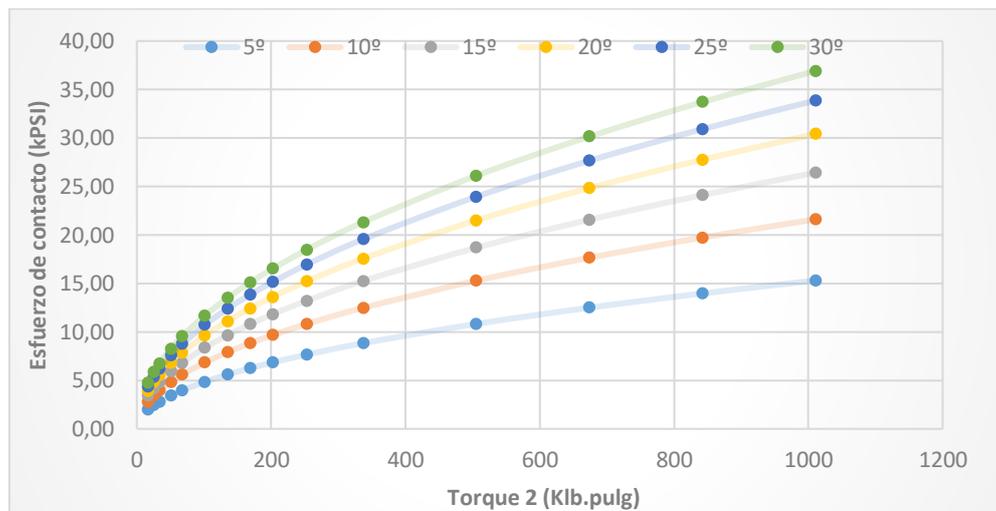
La figura nº6 muestra el gráfico del comportamiento del esfuerzo de contacto del engranaje nº2 según el incremento de potencia y el ángulo de hélice; se puede apreciar que a medida que el par torsor nº2 incrementa, el esfuerzo de contacto incrementa.

Para el diseño de un diente con ángulo de contacto de 20° y ángulo de hélice de 30° el esfuerzo de contacto será mayor ante el incremento de la potencia de transmisión.

La velocidad del eje de transmisión del engranaje nº2 es de 700 rpm, siendo lo recomendado para velocidades lentas tener un diente de engranaje fabricado con un ángulo de hélice entre 15° a 25° [9]

Figura 5

Esfuerzo de contacto del engranaje nº 2 según el ángulo de hélice del diente y el torque de transmisión



Las tablas nº 7, 8, 9 y 10 muestran los resultados de los factores de seguridad para fatiga del engranaje nº2 que tiene la máxima fuerza tangencial según los incrementos de potencia de transmisión frente a los para los compuestos poliméricos reforzados con fibras de carbono: VICTREX ® PEEK 150FC30; VICTREX ® PEEK 450CA30; VICTREX ® PEEK 150CA30 y VICTREX ® PEEK 450CA40.

La tabla nº 7 muestra el mejor comportamiento se puede notar que para una velocidad de 700 rpm, se recomienda utilizar ángulos de hélice entre 10 a 25 grados por lo que la potencia máxima recomendada a utilizar sería la de 2hp para que los factores de seguridad mínimos recomendados oscilen entre 1,85; 1,52; 1,32 y 1,18 para el ángulos de 10°, 15°, 20° y 25° respectivamente según [9].

Tabla 7

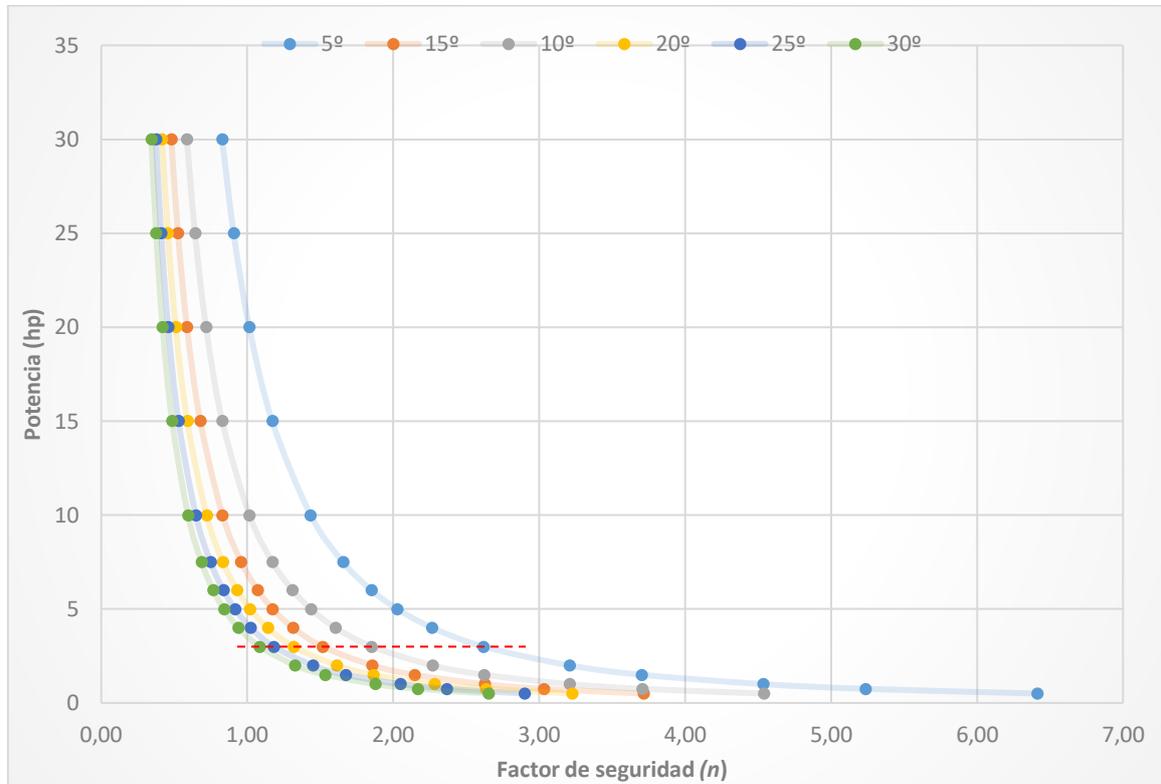
Factor de seguridad a fatiga para el polímero reforzado con fibra de carbono PEEK 150FC30 según ángulo de hélice y potencia de transmisión.

PEEK 150FC30						
POTENCIA (HP)	Ángulo de Hélice					
	5°	10°	15°	20°	25°	30°
0,5	6,41	4,54	3,72	3,23	2,90	2,66
0,75	5,24	3,71	3,03	2,64	2,37	2,17
1	4,54	3,21	2,63	2,28	2,05	1,88
1,5	3,70	2,62	2,15	1,86	1,67	1,54
2	3,21	2,27	1,86	1,61	1,45	1,33
3	2,62	1,85	1,52	1,32	1,18	1,09
4	2,27	1,61	1,31	1,14	1,02	0,94
5	2,03	1,44	1,18	1,02	0,92	0,84
6	1,85	1,31	1,07	0,93	0,84	0,77
7,5	1,66	1,17	0,96	0,83	0,75	0,69
10	1,43	1,02	0,83	0,72	0,65	0,59
15	1,17	0,83	0,68	0,59	0,53	0,49
20	1,01	0,72	0,59	0,51	0,46	0,42
25	0,91	0,64	0,53	0,46	0,41	0,38
30	0,83	0,59	0,48	0,42	0,37	0,34

La falla por fatiga de contacto es un parámetro importante para evaluar la vida del diente de un engranaje sometido a una carga de contacto considerando una carga ciclica; para este caso igual a 1010, 65 klbf. La figura 10 muestra el factor de seguridad del diente de un engranaje helicoidal con ángulos de hélice de 5,10, 15, 20, 25 y 30 grados para el material PEEK 150FC30 con un límite de tensión de 5,076 kPSI. Podemos notar que existe un mejor comportamiento del material cuando el sistema trabaja por debajo de los 3hp.

Figura 6

Factor de seguridad a fatiga para el polímero reforzado con fibra de carbono PEEK 150FC30 según ángulo de hélice y potencia de transmisión.



La tabla nº 8 muestra el mejor comportamiento se puede notar que para una velocidad de 700 rpm, se recomienda utilizar ángulos de hélice entre 10 a 25 grados por lo que la potencia máxima recomendada a utilizar sería la de 10hp para que los factores de seguridad mínimos recomendados oscilen entre 2,11; 1,72; 1,50 y 1,34 para el ángulos de 10°, 15°, 20° y 25° respectivamente según [9].

Tabla 8

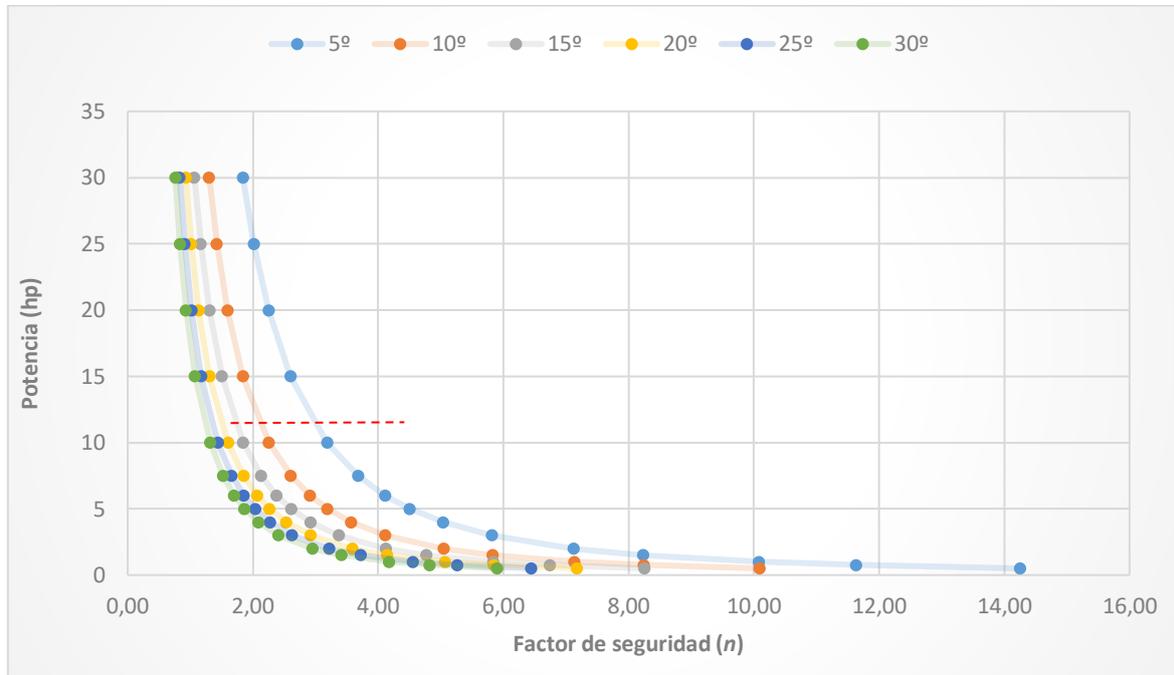
Factor de seguridad a fatiga para el polímero reforzado con fibra de carbono PEEK 450CA30 según ángulo de hélice y potencia de transmisión.

PEEK 450CA30						
POTENCIA (hp)	Ángulo de Hélice					
	5°	10°	15°	20°	25°	30°
0,5	13,30	9,42	7,71	6,69	6,01	5,51
0,75	10,86	7,69	6,29	5,47	4,91	4,50
1	9,41	6,66	5,45	4,73	4,25	3,90
1,5	7,68	5,44	4,45	3,86	3,47	3,19
2	6,65	4,71	3,85	3,35	3,01	2,76
3	5,43	3,85	3,15	2,73	2,45	2,25
4	4,70	3,33	2,72	2,37	2,12	1,95
5	4,21	2,98	2,44	2,12	1,90	1,74
6	3,84	2,72	2,22	1,93	1,74	1,59
7,5	3,44	2,43	1,99	1,73	1,55	1,42
10	2,97	2,11	1,72	1,50	1,34	1,23
15	2,43	1,72	1,41	1,22	1,10	1,01
20	2,10	1,49	1,22	1,06	0,95	0,87
25	1,88	1,33	1,09	0,95	0,85	0,78
30	1,72	1,22	0,99	0,86	0,78	0,71

La falla por fatiga de contacto es un parámetro importante para evaluar la vida del diente de un engranaje sometido a una carga de contacto considerando una carga ciclica; para este caso igual a 1010, 65 kIbf. La figura 11 muestra el factor de seguridad del diente de un engranaje helicoidal con ángulos de hélice de 5,10, 15, 20, 25 y 30 grados para el material PEEK 450CA30 con un límite de tensión de 7, 251kPSI. Podemos notar que existe un mejor comportamiento del material cuando el sistema trabaja por debajo de los 10hp.

Figura 7

Factor de seguridad a fatiga para el polímero reforzado con fibra de carbono PEEK 450CA30 según ángulo de hélice y potencia de transmisión.



La tabla nº 9 muestra el mejor comportamiento, se puede notar que para una velocidad de 700 rpm, se recomienda utilizar ángulos de hélice entre 10 a 25 grados por lo que la potencia máxima recomendada a utilizar sería la de 10hp para que los factores de seguridad mínimos recomendados oscilen entre 2,26; 1,85; 1,60 y 1,44 para el ángulos de 10°, 15°, 20° y 25° respectivamente según [9].

Tabla 9

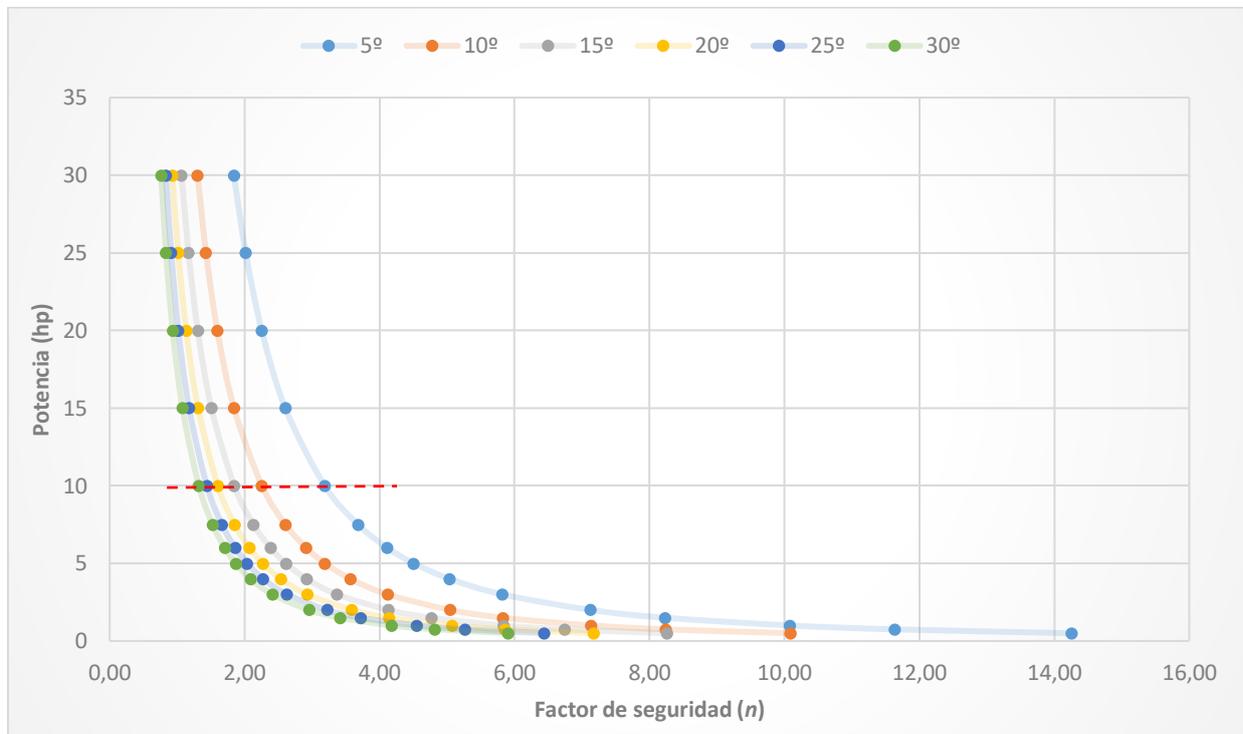
Factor de seguridad a fatiga para el polímero reforzado con fibra de carbono PEEK 150CA30 según ángulo de hélice y potencia de transmisión.

PEEK 150CA30						
POTENCIA (hp)	Ángulo de Hélice					
	5°	10°	15°	20°	25°	30°
0,5	14,25	10,09	8,26	7,17	6,44	5,90
0,75	11,64	8,24	6,74	5,86	5,26	4,82
1	10,08	7,14	5,84	5,07	4,56	4,18
1,5	8,23	5,83	4,77	4,14	3,72	3,41
2	7,13	5,05	4,13	3,59	3,22	2,95
3	5,82	4,12	3,37	2,93	2,63	2,41
4	5,04	3,57	2,92	2,54	2,28	2,09
5	4,51	3,19	2,61	2,27	2,04	1,87
6	4,11	2,91	2,38	2,07	1,86	1,71
7,5	3,68	2,61	2,13	1,85	1,66	1,53
10	3,19	2,26	1,85	1,60	1,44	1,32
15	2,60	1,84	1,51	1,31	1,18	1,08
20	2,25	1,60	1,31	1,13	1,02	0,93
25	2,02	1,43	1,17	1,01	0,91	0,84
30	1,84	1,30	1,07	0,93	0,83	0,76

La falla por fatiga de contacto es un parámetro importante para evaluar la vida del diente de un engranaje sometido a una carga de contacto considerando una carga ciclica; para este caso igual a 1010, 65 klf. La figura 12 muestra el factor de seguridad del diente de un engranaje helicoidal con ángulos de hélice de 5,10, 15, 20, 25 y 30 grados para el material PEEK 150CA30 con un límite de tensión de 8,702 kPSI. Podemos notar que existe un mejor comportamiento del material cuando el sistema trabaja por debajo de los 10hp.

Figura 8

Factor de seguridad a fatiga para el polímero reforzado con fibra de carbono PEEK 150CA30 según ángulo de hélice y potencia de transmisión.



La tabla nº 10 muestra el mejor comportamiento se puede notar que para una velocidad de 700 rpm, se recomienda utilizar ángulos de hélice entre 10 a 25 grados por lo que la potencia máxima recomendada a utilizar sería la de 15hp para que los factores de seguridad mínimos recomendados oscilen entre 2,15; 1,76; 1,53 y 1,37 para el ángulos de 10°, 15°, 20° y 25° respectivamente según [9].

Tabla 10

Factor de seguridad a fatiga para el polímero reforzado con fibra de carbono PEEK 450CA40 según ángulo de hélice y potencia de transmisión.

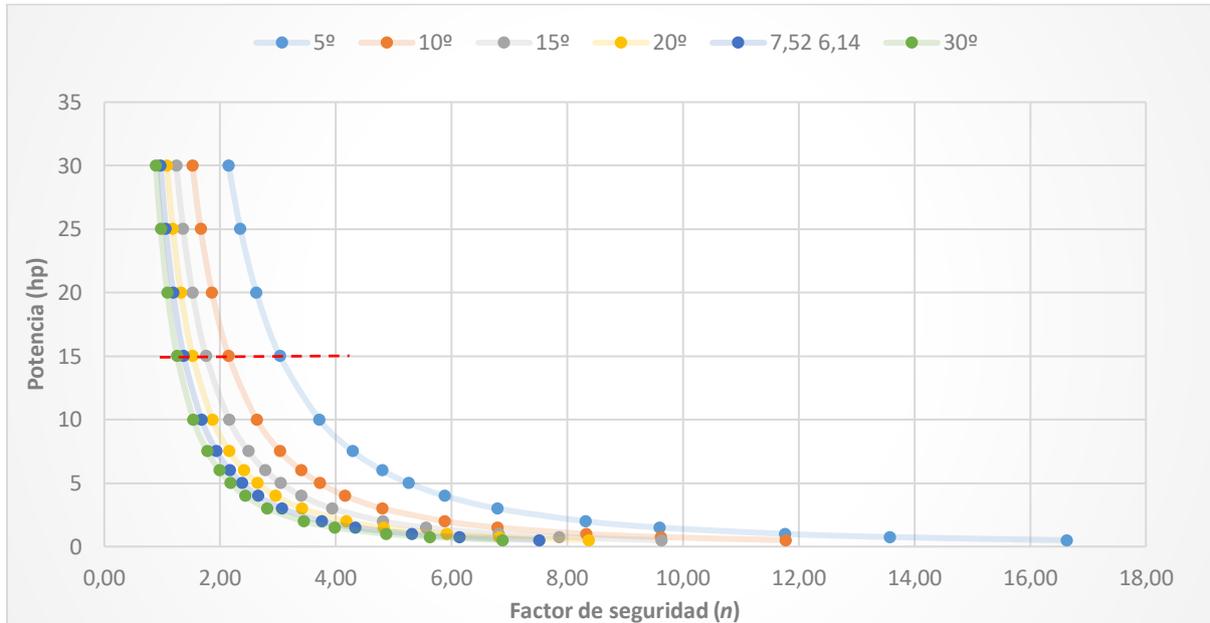
PEEK 450CA40						
POTENCIA (hp)	Ángulo de Hélice					
	5°	10°	15°	20°	25°	30°
0,5	16,63	11,77	9,63	8,37	7,52	6,89
0,75	13,58	9,61	7,87	6,83	6,14	5,62
1	11,76	8,33	6,81	5,92	5,32	4,87
1,5	9,60	6,80	5,56	4,83	4,34	3,98
2	8,31	5,89	4,82	4,18	3,76	3,45
3	6,79	4,81	3,93	3,42	3,07	2,81
4	5,88	4,16	3,41	2,96	2,66	2,44
5	5,26	3,72	3,05	2,65	2,38	2,18
6	4,80	3,40	2,78	2,42	2,17	1,99
7,5	4,29	3,04	2,49	2,16	1,94	1,78
10	3,72	2,63	2,15	1,87	1,68	1,54
15	3,04	2,15	1,76	1,53	1,37	1,26
20	2,63	1,86	1,52	1,32	1,19	1,09
25	2,35	1,67	1,36	1,18	1,06	0,97
30	2,15	1,52	1,24	1,08	0,97	0,89

La falla por fatiga de contacto es un parámetro importante para evaluar la vida del diente de un engranaje sometido a una carga de contacto considerando una carga ciclica; para este caso igual a 1010, 65 klbf. La figura 13 muestra el factor de seguridad del diente de un engranaje helicoidal con ángulos de hélice de 5,10, 15, 20, 25 y 30 grados para el material PEEK 450CA40 con un límite de tensión de 9,427 kPSI.

Podemos notar que existe un mejor comportamiento del material cuando el sistema trabaja por debajo de los 10hp.

Figura 9

Factor de seguridad a fatiga para el polímero reforzado con fibra de carbono PEEK 450CA40 según ángulo de hélice y potencia de transmisión.



**Hallar los ciclos de vida del mejor compuesto polimérico reforzado con fibra de carbón.**

- El ciclo de vida a fatiga mecánica de un engranaje se puede determinar utilizando la teoría de la fatiga. Para ello tendremos los criterios:
- Caracterización del material: Es importante conocer las propiedades mecánicas del material del cual está hecho el engranaje, tales como la resistencia a la tracción, el límite elástico y la ductilidad.
- Cálculo de esfuerzos: Es necesario calcular los esfuerzos que experimenta el engranaje durante su operación. Estos esfuerzos pueden ser calculados mediante análisis por elementos finitos o por medio de ecuaciones analíticas.
- Selección del criterio de falla: Existen varios criterios de falla para la fatiga mecánica, como el criterio de S-N, el criterio de deformación plástica acumulada y el criterio de daño de energía. Se debe seleccionar el criterio adecuado para el engranaje en cuestión.

- Pruebas experimentales o simulaciones: Se realizan pruebas o simulaciones de fatiga en muestras representativas del engranaje para determinar la vida útil a fatiga. Estas pruebas pueden ser realizadas en un banco de pruebas de fatiga o en un equipo de prueba de vida útil.
- Análisis de resultados: Una vez obtenidos los datos de las pruebas experimentales o simulaciones, se deben analizar y comparar con los resultados teóricos y los criterios de falla seleccionados.
- Validación: Si los resultados experimentales o de simulación se ajustan a las predicciones teóricas y los criterios de falla seleccionados, se puede validar el ciclo de vida a fatiga del engranaje.

Cabe destacar que este proceso puede ser complejo y requerir de conocimientos avanzados en mecánica de materiales y pruebas de fatiga.

Para determinar la vida del material debido a fatiga por contacto del diente de los engranajes que utilizan compuesto polimérico reforzado con fibra de carbón se debe tener en consideración la ecuación 11 con los datos de la tabla 11 y tabla 12.

*Tabla 11*

Parámetros geométricos y de operación del engranaje según los ángulos de hélice.

<i>Descripción</i>	<i>Ángulos de hélice</i>					
	<i>5°</i>	<i>10°</i>	<i>15°</i>	<i>20°</i>	<i>25°</i>	<i>30°</i>
<b>Factor de carga (<math>K_a</math>)</b>			1			
<b>Factor dinámico (<math>K_v</math>)</b>			0,825			
<b>Factor de distribución de carga (<math>K_b</math>)</b>			1,30			
<b>Factor de Tamaño (<math>Y</math>)</b>			0,87			
<b>Ancho de cara (<math>b_w</math>)</b>	10,3	5,1	3,4	2,5	1,9	1,6
<b>Diámetro primitivo (<math>pulg</math>)</b>			4			
<b>Factor geométrico (<math>I</math>)</b>			0,87			
<b>Coefficiente de seguridad por picadura del diente (<math>S_H</math>)</b>			1,2			
<b>Factor de temperatura (<math>C_t</math>)</b>			1			
<b>Factor de confiabilidad 90% (<math>Y_z</math>)</b>			0,98			
<b>Coefficiente endurecimiento de flancos (<math>Z_w</math>)</b>			1			

Tabla 12

Propiedades mecánicas de los compuestos poliméricos reforzados con fibra de carbono.

Descripción	PEEK 150FC30	PEEK 150CA30	PEEK 450CA30	PEEK 450CA40
<b>Coefficiente de elasticidad (<math>Z_E</math>)</b>	67,81	32,55	33,69	36,39
<b>Esfuerzo límite por contacto intermitente (<math>\sigma_{Hlim}</math>)</b>	13025,42	27015,69	28945,38	33769,61
<b>Módulo de elasticidad (<math>E</math>)</b>	1958,01	4061,06	4351,14	5076,33
<b>Coefficiente de Poisson (<math>\nu</math>)</b>		0.39		

El factor de durabilidad debido al contacto en engranajes es una medida de la resistencia de un engranaje a la fatiga por contacto. Este factor se utiliza para calcular la vida útil de un engranaje y se basa en la resistencia a la fatiga del material y en la distribución de carga en los dientes del engranaje.

La durabilidad de los engranajes puede verse afectada por muchos factores, como la calidad del material, la geometría del engranaje, el método de fabricación, el lubricante utilizado y las condiciones de operación, como la carga, la velocidad y la temperatura.

El factor de durabilidad debido al contacto en engranajes se calcula utilizando una ecuación que tiene en cuenta la resistencia a la fatiga del material, el factor de forma del engranaje, la relación de transmisión y el coeficiente de seguridad. Este factor se expresa como un número entre 0 y 1, donde 1 representa la máxima durabilidad. La tabla 13 muestra el factor de durabilidad según la fuerza máxima del engranaje crítico ( $n^{\circ 2}$ ).

Tabla 13

Factor de durabilidad de contacto según el ángulo de hélice

<b>Fuerza máxima (klb)</b>	<b>Factor de durabilidad (<math>Z_N</math>)</b>					
	<b>5°</b>	<b>10°</b>	<b>15°</b>	<b>20°</b>	<b>25°</b>	<b>30°</b>
<b>16,84</b>	0,16	0,22	0,30	0,35	0,39	0,42
<b>25,27</b>	0,20	0,27	0,37	0,43	0,48	0,51
<b>33,69</b>	0,23	0,31	0,42	0,49	0,56	0,59
<b>50,53</b>	0,28	0,38	0,52	0,60	0,68	0,62
<b>67,38</b>	0,33	0,44	0,60	0,70	0,73	0,65
<b>101,07</b>	0,40	0,54	0,73	0,75	0,75	0,69
<b>134,75</b>	0,46	0,62	0,75	0,77	0,78	0,73
<b>168,44</b>	0,51	0,69	0,77	0,79	0,82	0,76
<b>202,13</b>	0,56	0,72	0,82	0,83	0,85	0,79
<b>252,66</b>	0,63	0,74	0,85	0,85	0,88	0,81
<b>336,88</b>	0,73	0,76	0,88	0,89	0,91	0,85
<b>505,33</b>	0,89	0,82	0,91	0,93	0,94	0,89
<b>673,77</b>	0,92	0,85	0,93	0,95	0,97	0,94
<b>842,21</b>	0,95	0,92	0,95	0,97	0,99	0,97
<b>1010,65</b>	0,98	0,95	0,97	0,99	1,00	1,00

La teoría del esfuerzo-vida a fatiga se refiere a la relación entre el número de ciclos de carga y la vida útil de un material o componente. Según esta teoría, la vida útil de un material o componente se reduce a medida que se somete a ciclos repetidos de carga y descarga.

En general, se pueden distinguir tres etapas en el ciclo de vida de un material o componente sometido a fatiga: etapa de inicio de la grieta, etapa de propagación, etapa de falla.

En resumen, la teoría del esfuerzo-vida a fatiga es una herramienta importante para predecir la vida útil de materiales y componentes sometidos a ciclos repetidos de carga y descarga. Comprender las diferentes etapas del ciclo de vida del material puede ayudar a diseñar componentes más duraderos y confiables.

Considerando una falla cíclica de contacto por cada vuelta que gira un diente, se determinó los ciclos de vida de los engranajes para cada tipo de material seleccionado: VICTREX® PEEK 150FC30; VICTREX® PEEK 450CA30; VICTREX® PEEK 150CA30 y VICTREX® PEEK 450CA40; las tablas 14, 15, 16 y 17 muestran los ciclos de vida de los engranajes según el ángulo de hélice y la potencia.

La tabla 14 muestra que para una potencia de 4hp a 0,5 hp y ángulos de hélice de 10°, 15°, 20° y 25° se tienen ciclos de vida infinita utilizando PEEK 150FC30.

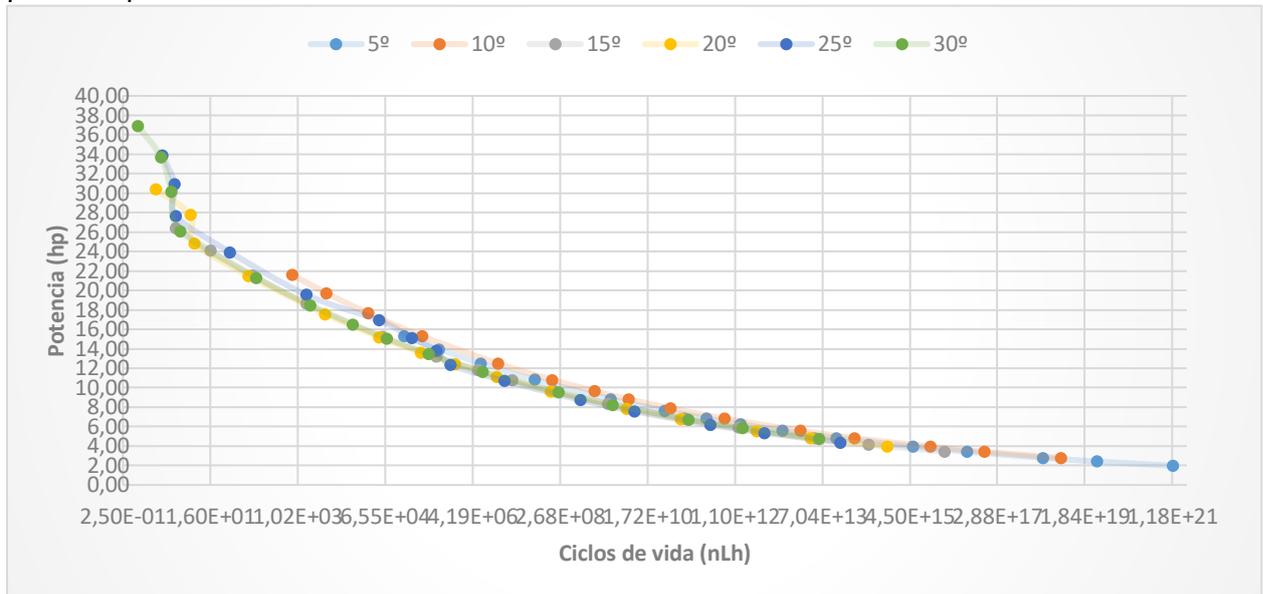
*Tabla 14*

Ciclos de duración de carga para el engranaje más crítico según el ángulo de hélice y potencia para el material PEEK 150FC30.

<b>Potencia (hp)</b>	<b>Ciclos de carga (<math>n_{Lh}</math>)</b>					
	<b>5°</b>	<b>10°</b>	<b>15°</b>	<b>20°</b>	<b>25°</b>	<b>30°</b>
<b>0,5</b>	1,23E+21	5,90E+18	2,36E+16	1,53E+15	1,67E+14	5,94E+13
<b>0,75</b>	3,30E+19	1,58E+17	6,31E+14	4,10E+13	4,48E+12	1,59E+12
<b>1</b>	2,53E+18	1,21E+16	4,84E+13	3,14E+12	3,44E+11	1,22E+11
<b>1,5</b>	6,78E+16	3,24E+14	1,30E+12	8,41E+10	9,20E+09	3,27E+09
<b>2</b>	5,19E+15	2,49E+13	9,93E+10	6,45E+09	7,05E+08	2,50E+08
<b>3</b>	1,39E+14	6,66E+11	2,66E+09	1,73E+08	1,89E+07	6,70E+06
<b>4</b>	1,07E+13	5,10E+10	2,04E+08	1,32E+07	1,45E+06	5,14E+05
<b>5</b>	1,45E+12	6,96E+09	2,78E+07	1,80E+06	7,42E+05	7,01E+04
<b>6</b>	2,85E+11	1,37E+09	5,46E+06	3,54E+05	2,32E+05	1,38E+04
<b>7,5</b>	3,89E+10	1,86E+08	7,44E+05	4,83E+04	4,83E+04	1,88E+03
<b>10</b>	2,98E+09	1,43E+07	5,70E+04	3,70E+03	1,52E+03	1,44E+02
<b>15</b>	7,99E+07	3,82E+05	1,53E+03	9,91E+01	4,08E+01	3,85E+00
<b>20</b>	6,12E+06	2,93E+04	1,17E+02	7,60E+00	3,12E+00	2,50E+00
<b>25</b>	8,35E+05	4,00E+03	1,60E+01	6,19E+00	2,94E+00	1,54E+00
<b>30</b>	1,64E+05	7,85E+02	3,13E+00	1,22E+00	1,65E+00	5,08E-01

Figura 10

Ciclos de duración de carga para el engranaje más crítico según el ángulo de hélice y potencia para el material PEEK 150FC30.



La tabla 15 muestra que para una potencia de 0,5 hp a 20 hp y ángulos de hélice de 10°, 15°, 20° y 25° se tienen ciclos de vida infinita utilizando PEEK 450CA30.

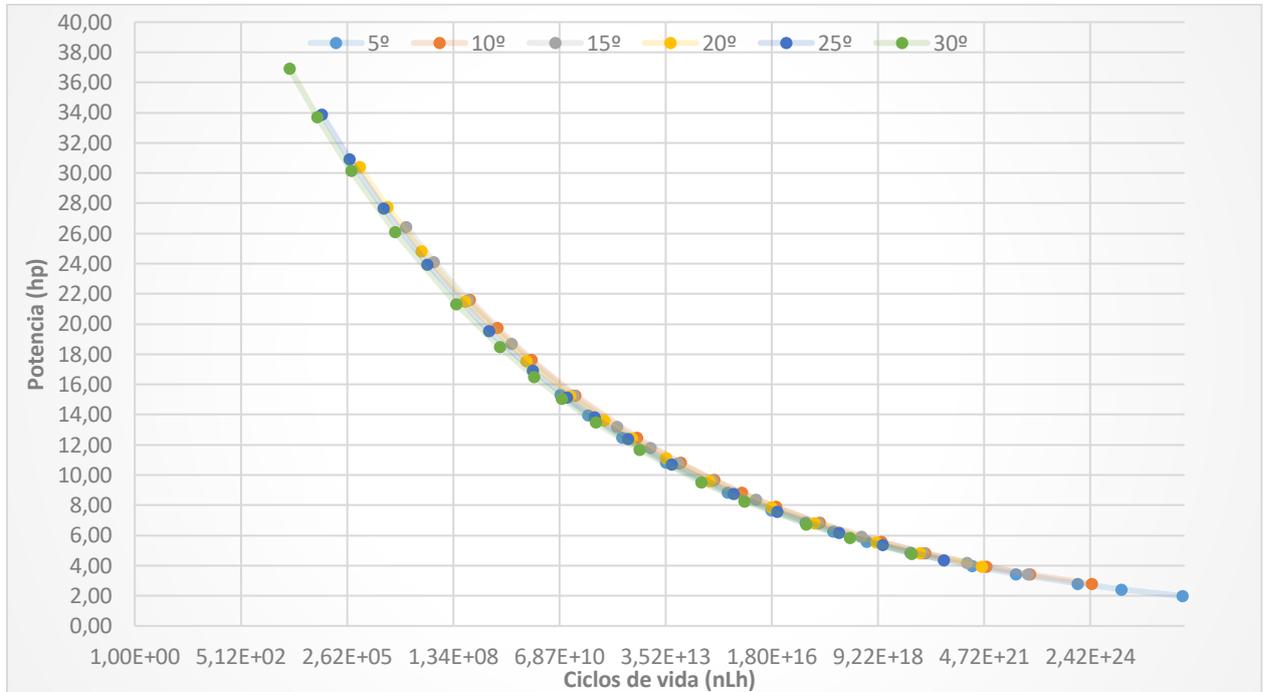
Tabla 15

Ciclos de duración de carga para el engranaje más crítico según el ángulo de hélice y potencia para el material VICTREX® PEEK 450CA30.

<b>Potencia (hp)</b>	<b>Ciclos de carga (<math>n_{Lh}</math>)</b>					
	<b>5°</b>	<b>10°</b>	<b>15°</b>	<b>20°</b>	<b>25°</b>	<b>30°</b>
<b>0,5</b>	5,60E+26	2,68E+24	6,40E+22	4,15E+21	4,55E+20	6,75E+19
<b>0,75</b>	1,50E+25	7,19E+22	1,71E+21	1,11E+20	1,22E+19	1,81E+18
<b>1</b>	1,15E+24	5,51E+21	1,31E+20	8,53E+18	9,33E+17	1,39E+17
<b>1,5</b>	3,08E+22	1,47E+20	3,52E+18	2,28E+17	2,50E+16	3,71E+15
<b>2</b>	2,36E+21	1,13E+19	2,70E+17	1,75E+16	1,92E+15	2,84E+14
<b>3</b>	6,32E+19	3,03E+17	7,22E+15	4,69E+14	5,13E+13	7,62E+12
<b>4</b>	4,84E+18	2,32E+16	5,53E+14	3,59E+13	3,93E+12	5,84E+11
<b>5</b>	6,61E+17	3,16E+15	7,54E+13	4,90E+12	5,36E+11	7,96E+10
<b>6</b>	1,30E+17	6,21E+14	1,48E+13	9,62E+11	1,05E+11	1,56E+10
<b>7,5</b>	1,77E+16	8,47E+13	2,02E+12	1,31E+11	1,44E+10	2,13E+09
<b>10</b>	1,36E+15	6,49E+12	1,55E+11	1,01E+10	1,10E+09	1,63E+08
<b>15</b>	3,63E+13	1,74E+11	4,15E+09	2,69E+08	2,95E+07	4,37E+06
<b>20</b>	2,78E+12	1,33E+10	3,18E+08	2,06E+07	2,26E+06	3,35E+05
<b>25</b>	3,79E+11	1,82E+09	4,33E+07	2,81E+06	3,08E+05	4,57E+04
<b>30</b>	7,45E+10	3,57E+08	8,51E+06	5,52E+05	6,04E+04	8,98E+03

Figura 11

Ciclos de duración de carga para el engranaje más crítico según el ángulo de hélice y potencia para el material VICTREX® PEEK 450CA30.



La tabla 16 muestra que para una potencia de 0,5 hp a 20 hp y ángulos de hélice de 10°, 15°, 20° y 25° se tienen ciclos de vida infinita utilizando VICTREX® PEEK 150CA30.

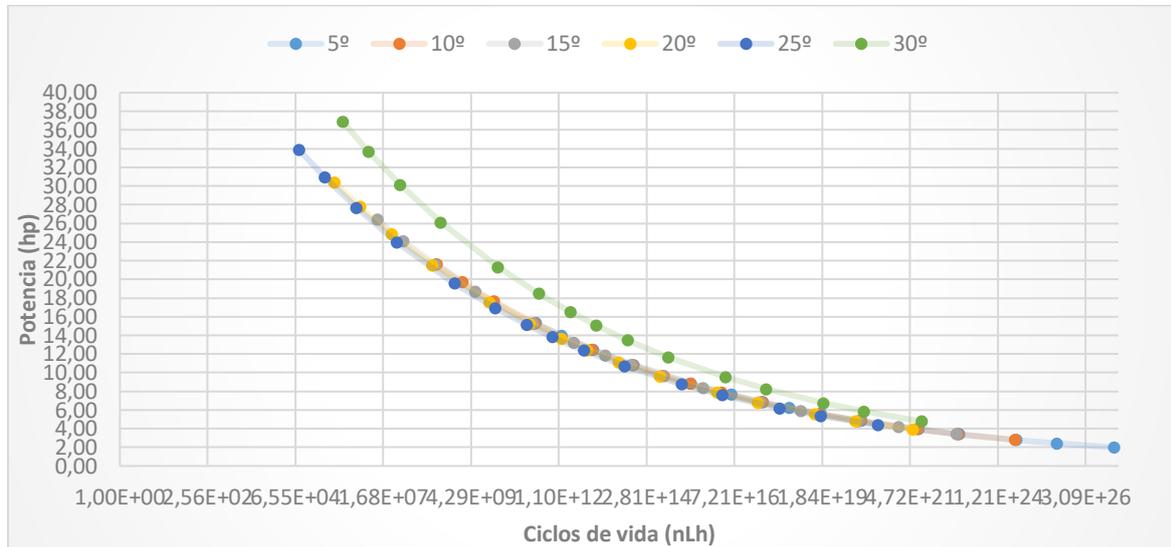
*Tabla 16*

Ciclos de duración de carga para el engranaje más crítico según el ángulo de hélice y potencia para el material VICTREX® PEEK 150CA30.

<b>Potencia (hp)</b>	<b>Ciclos de carga (<math>n_{Lh}</math>)</b>					
	<b>5°</b>	<b>10°</b>	<b>15°</b>	<b>20°</b>	<b>25°</b>	<b>30°</b>
<b>0,5</b>	1,92E+27	3,68E+24	8,78E+22	5,70E+21	6,24E+20	9,78E+21
<b>0,75</b>	5,14E+25	9,86E+22	2,35E+21	1,53E+20	1,67E+19	2,62E+20
<b>1</b>	3,94E+24	7,56E+21	1,80E+20	1,17E+19	1,28E+18	2,01E+19
<b>1,5</b>	1,06E+23	2,02E+20	4,82E+18	3,13E+17	3,43E+16	5,38E+17
<b>2</b>	8,09E+21	1,55E+19	3,70E+17	2,40E+16	2,63E+15	4,12E+16
<b>3</b>	2,17E+20	4,15E+17	9,90E+15	6,43E+14	7,03E+13	1,10E+15
<b>4</b>	1,66E+19	3,18E+16	7,59E+14	4,93E+13	5,39E+12	8,46E+13
<b>5</b>	2,26E+18	4,34E+15	1,03E+14	6,72E+12	7,35E+11	1,15E+13
<b>6</b>	4,45E+17	8,52E+14	2,03E+13	1,32E+12	1,44E+11	2,26E+12
<b>7,5</b>	6,06E+16	1,16E+14	2,77E+12	1,80E+11	1,97E+10	3,09E+11
<b>10</b>	4,65E+15	8,91E+12	2,12E+11	1,38E+10	1,51E+09	2,37E+10
<b>15</b>	1,24E+14	2,38E+11	5,69E+09	3,69E+08	4,04E+07	6,34E+08
<b>20</b>	9,54E+12	1,83E+10	4,36E+08	2,83E+07	3,10E+06	4,86E+07
<b>25</b>	1,30E+12	2,49E+09	5,94E+07	3,86E+06	4,22E+05	6,62E+06
<b>30</b>	2,55E+11	4,89E+08	1,17E+07	7,58E+05	8,29E+04	1,30E+06

Figura 12

Ciclos de duración de carga para el engranaje más crítico según el ángulo de hélice y potencia para el material VICTREX® PEEK 150CA30.



La tabla 17 muestra que para una potencia de 0,5 hp a 20 hp y ángulos de hélice de 10°, 15°, 20° y 25° se tienen ciclos de vida infinita utilizando VICTREX® PEEK 450CA40.

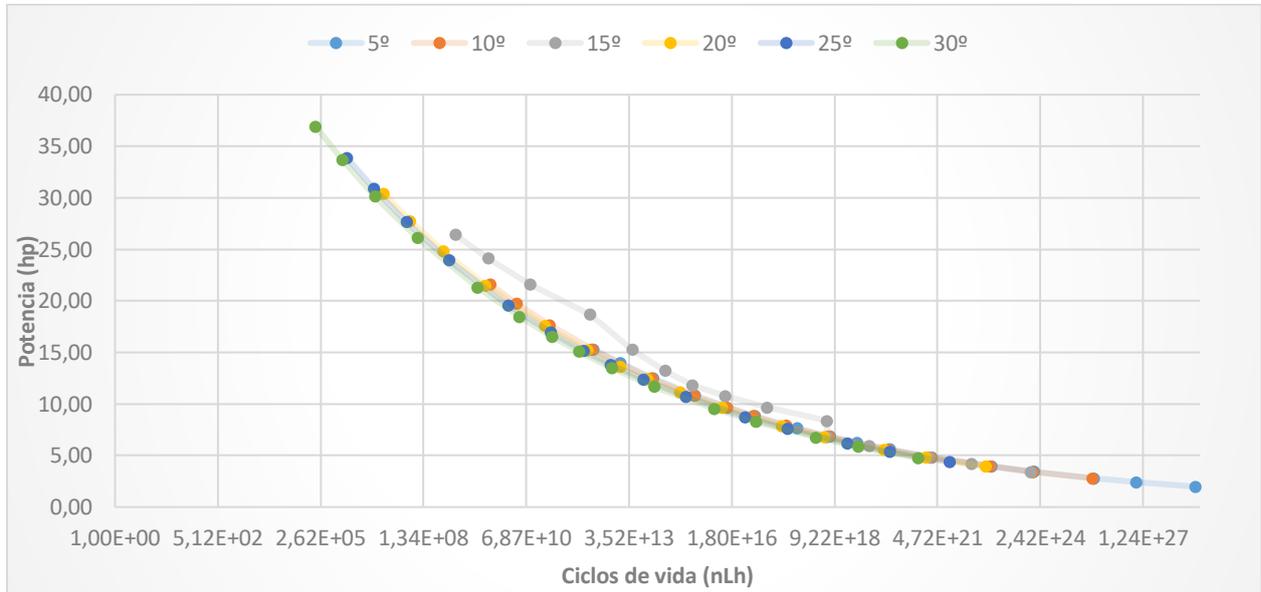
Tabla 17

Ciclos de duración de carga para el engranaje más crítico según el ángulo de hélice y potencia para el material VICTREX® PEEK 450CA40.

Potencia (hp)	Ciclo de carga (nLh)					
	5°	10°	15°	20°	25°	30°
0,5	3,01E+28	5,77E+25	1,38E+24	8,94E+22	9,78E+21	1,45E+21
0,75	8,07E+26	1,55E+24	3,69E+22	2,39E+21	2,62E+20	3,89E+19
1	6,18E+25	1,19E+23	2,83E+21	1,83E+20	2,01E+19	2,98E+18
1,5	1,66E+24	3,17E+21	7,57E+19	4,91E+18	5,38E+17	7,98E+16
2	1,27E+23	2,43E+20	5,80E+18	3,76E+17	4,12E+16	6,12E+15
3	3,40E+21	6,51E+18	5,80E+18	1,01E+16	1,10E+15	1,64E+14
4	2,60E+20	4,99E+17	1,55E+17	7,73E+14	8,46E+13	1,26E+13
5	3,55E+19	6,81E+16	1,19E+16	1,05E+14	1,15E+13	1,71E+12
6	6,97E+18	1,34E+16	1,62E+15	2,07E+13	2,26E+12	3,36E+11
7,5	9,51E+17	1,82E+15	3,19E+14	2,82E+12	3,09E+11	4,59E+10
10	7,29E+16	1,40E+14	4,35E+13	2,16E+11	2,37E+10	3,51E+09
15	1,95E+15	3,74E+12	3,33E+12	5,79E+09	6,34E+08	9,41E+07
20	1,50E+14	2,87E+11	8,92E+10	4,44E+08	4,86E+07	7,21E+06
25	2,04E+13	3,91E+10	6,84E+09	6,05E+07	6,62E+06	9,84E+05
30	4,01E+12	7,68E+09	9,32E+08	1,19E+07	1,30E+06	1,93E+05

Figura 13

Ciclos de duración de carga para el engranaje más crítico según el ángulo de hélice y potencia para el material VICTREX® PEEK 450CA40.



**Cantidad de horas de operación de una rueda dentada previendo el deterioro por picadura del flanco del diente fatiga para un ciclo de explotación a régimen nominal o equivalente para compuesto polimérico reforzado con fibra de carbono.**

La cantidad de horas de funcionamiento de los dientes de un engranaje fueron calculadas con la ecuación 12 para cada tipo de material en función a los ciclos de vida en fatiga, sosteniendo que el contacto se realizará una vez por cada vuelta y trabajando 8 horas diarias al día por 30 días del mes.

Considerando que para el diseño se tomará como duración 10 años que equivalen a  $2,88 \times 10^4$  horas; con ese dato se puede observar que la potencia de 0,5 a 1,5 hp es la que mejor responde a los requisitos para los ángulos de 10°, 15°, 20° y 25° para el material VICTREX® PEEK 150FC30.

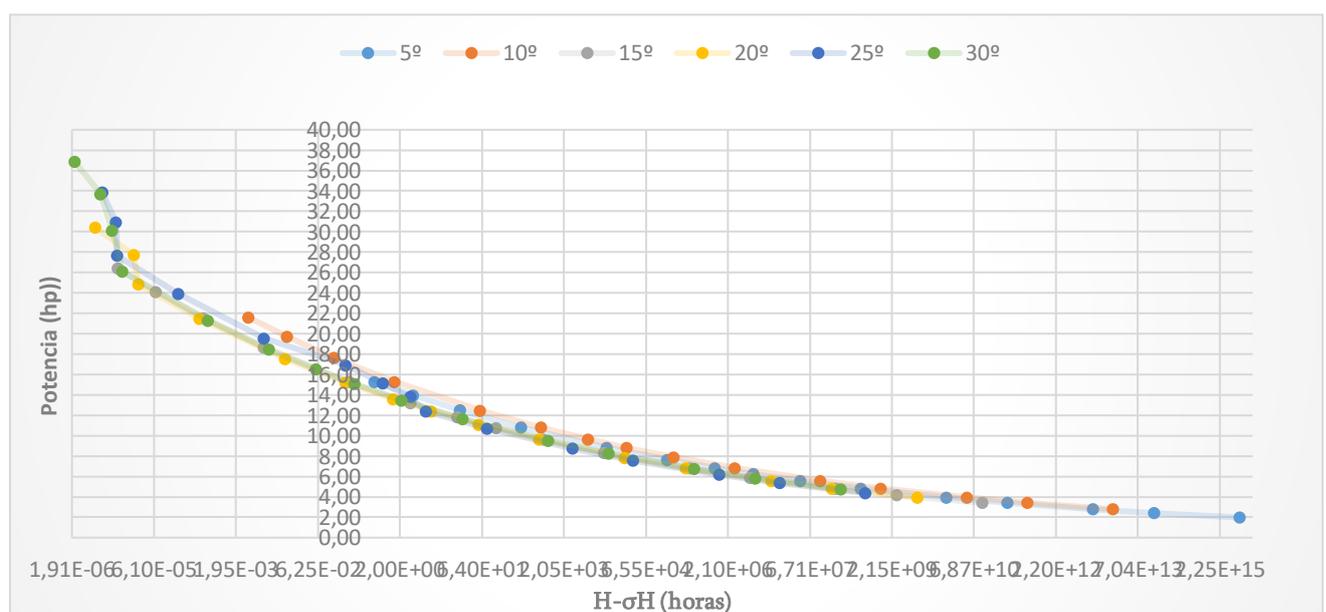
Tabla 18

Horas de servicio del engranaje antes de la falla por fatiga al contacto para VICTREX® PEEK 150FC30

Potencia (hp)	Vida del engranaje (horas)					
	5°	10°	15°	20°	25°	30°
0,5	5,14E+15	2,46E+13	9,82E+10	6,38E+09	6,98E+08	2,48E+08
0,75	1,38E+14	6,59E+11	2,63E+09	1,71E+08	1,87E+07	6,63E+06
1	1,05E+13	5,05E+10	2,02E+08	1,31E+07	1,43E+06	5,08E+05
1,5	2,82E+11	1,35E+09	5,40E+06	3,50E+05	3,83E+04	1,36E+04
2	2,16E+10	1,04E+08	4,14E+05	2,69E+04	2,94E+03	1,04E+03
3	5,79E+08	2,77E+06	1,11E+04	7,19E+02	7,87E+01	2,79E+01
4	4,44E+07	2,13E+05	8,49E+02	5,51E+01	6,03E+00	2,14E+00
5	6,06E+06	2,90E+04	1,16E+02	7,52E+00	3,09E+00	2,92E-01
6	1,19E+06	5,69E+03	2,27E+01	1,48E+00	9,65E-01	5,73E-02
7,5	1,62E+05	7,77E+02	3,10E+00	2,01E-01	2,01E-01	7,82E-03
10	1,24E+04	5,95E+01	2,38E-01	1,54E-02	6,34E-03	5,99E-04
15	3,33E+02	1,59E+00	6,36E-03	4,13E-04	1,70E-04	1,60E-05
20	2,55E+01	1,22E-01	4,88E-04	3,17E-05	1,30E-05	1,04E-05
25	3,48E+00	1,67E-02	6,65E-05	2,58E-05	1,23E-05	6,42E-06
30	6,83E-01	3,27E-03	1,31E-05	5,06E-06	6,88E-06	2,12E-06

Figura 14

Horas de servicio del engranaje antes de la falla por fatiga al contacto para VICTREX® PEEK 150FC30



Considerando que para el diseño se tomará como duración 10 años que equivalen a  $2,88 \times 10^4$  horas; con ese dato se puede observar en la tabla 19 y gráfica 19 que la potencia de 0.5 a 7,5 hp es la que mejor responde a los requisitos para los ángulos de 10°, 15°, 20° y 25° para el material VICTREX® PEEK 450CA30

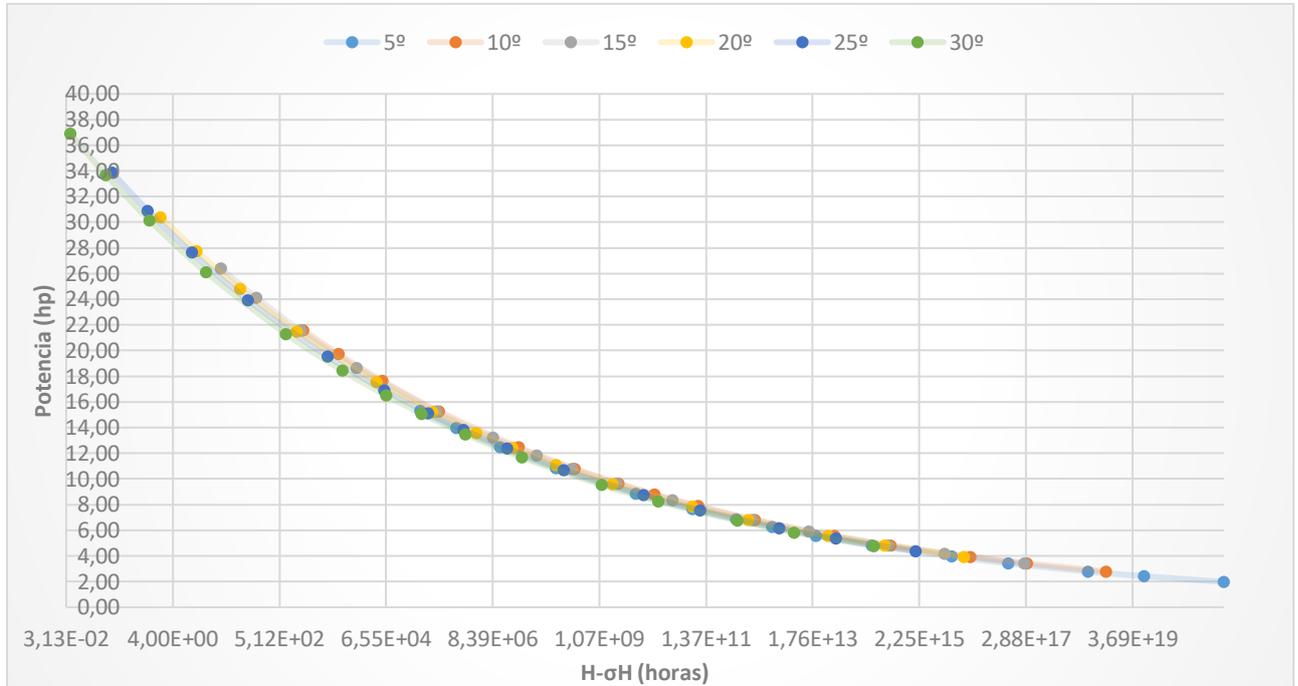
*Tabla 19*

Horas de servicio del engranaje antes de la falla por fatiga al contacto para VICTREX® PEEK 450CA30

<b>Potencia (hp)</b>	<b>Vida del engranaje (horas)</b>					
	<b>5°</b>	<b>10°</b>	<b>15°</b>	<b>20°</b>	<b>25°</b>	<b>30°</b>
<b>0,5</b>	2,34E+21	1,12E+19	2,67E+17	1,73E+16	1,89E+15	2,81E+14
<b>0,75</b>	6,25E+19	2,99E+17	7,14E+15	4,64E+14	5,07E+13	7,53E+12
<b>1</b>	4,79E+18	2,29E+16	5,47E+14	3,55E+13	3,89E+12	5,77E+11
<b>1,5</b>	1,28E+17	6,15E+14	1,47E+13	9,51E+11	1,04E+11	1,55E+10
<b>2</b>	9,83E+15	4,71E+13	1,12E+12	7,29E+10	7,98E+09	1,18E+09
<b>3</b>	2,63E+14	1,26E+12	3,01E+10	1,95E+09	2,14E+08	3,17E+07
<b>4</b>	2,02E+13	9,67E+10	2,30E+09	1,50E+08	1,64E+07	2,43E+06
<b>5</b>	2,75E+12	1,32E+10	3,14E+08	2,04E+07	2,23E+06	3,32E+05
<b>6</b>	5,40E+11	2,59E+09	6,17E+07	4,01E+06	4,39E+05	6,51E+04
<b>7,5</b>	7,37E+10	3,53E+08	8,42E+06	5,46E+05	5,98E+04	8,88E+03
<b>10</b>	5,65E+09	2,71E+07	6,45E+05	4,19E+04	4,58E+03	6,81E+02
<b>15</b>	1,51E+08	7,24E+05	4,73E+04	1,12E+03	1,23E+02	1,82E+01
<b>20</b>	1,16E+07	2,55E+04	1,32E+03	8,59E+01	9,41E+00	1,40E+00
<b>25</b>	1,58E+06	7,57E+03	1,81E+02	1,17E+01	1,28E+00	1,91E-01
<b>30</b>	3,10E+05	1,49E+03	3,54E+01	2,30E+00	2,52E-01	3,74E-02

Figura 15

Horas de servicio del engranaje antes de la falla por fatiga al contacto para VICTREX® PEEK 450CA30



Considerando que para el diseño se tomará como duración 10 años que equivalen a  $2,88 \times 10^4$  horas; con ese dato se puede observar en la tabla 20 y gráfica 20 que la potencia de 0.5 a 6 hp es la que mejor responde a los requisitos para los ángulos de 10°, 15°, 20° y 25° para el material VICTREX® PEEK 150CA30

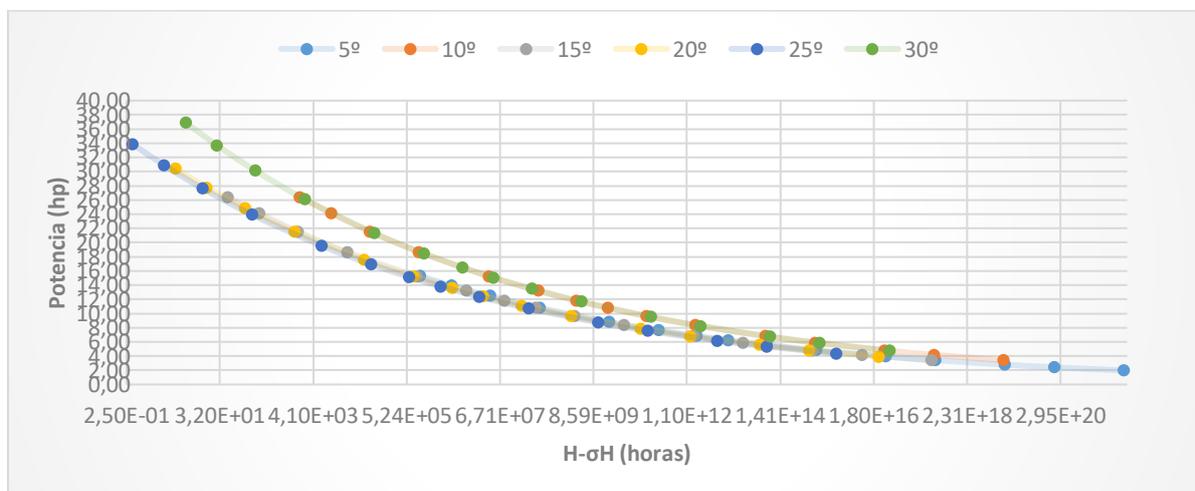
Tabla 20

Horas de servicio del engranaje antes de la falla por fatiga al contacto para VICTREX®  
PEEK 150CA30

Potencia (hp)	Vida del engranaje (horas)					
	5°	10°	15°	20°	25°	30°
0,5	8,01E+21	1,53E+19	3,66E+17	2,37E+16	2,60E+15	4,08E+16
0,75	2,14E+20	4,11E+17	9,79E+15	6,36E+14	6,96E+13	1,09E+15
1	1,64E+19	3,15E+16	7,51E+14	4,87E+13	5,33E+12	8,37E+13
1,5	4,40E+17	8,43E+14	2,01E+13	1,30E+12	1,43E+11	2,24E+12
2	3,37E+16	6,46E+13	1,54E+12	1,00E+11	1,09E+10	1,72E+11
3	9,03E+14	1,73E+12	4,12E+10	2,68E+09	2,93E+08	4,60E+09
4	6,92E+13	1,33E+11	3,16E+09	2,05E+08	2,25E+07	3,52E+08
5	9,44E+12	1,81E+10	4,31E+08	2,80E+07	3,06E+06	4,81E+07
6	1,85E+12	3,55E+09	8,47E+07	5,50E+06	6,02E+05	9,43E+06
7,5	2,53E+11	4,84E+08	1,15E+07	7,49E+05	8,20E+04	2,82E+04
10	1,94E+10	3,71E+07	8,85E+05	5,74E+04	6,29E+03	2,76E+04
15	5,19E+08	9,94E+05	2,37E+04	1,54E+03	1,68E+02	2,64E+03
20	3,97E+07	7,62E+04	1,82E+03	1,18E+02	1,29E+01	2,02E+02
25	5,42E+06	1,04E+04	2,48E+02	1,61E+01	1,76E+00	2,76E+01
30	1,06E+06	2,04E+03	4,86E+01	3,16E+00	3,45E-01	5,42E+00

Figura 16

Horas de servicio del engranaje antes de la falla por fatiga al contacto para VICTREX®  
PEEK 150CA30



Considerando que para el diseño se tomará como duración 10 años que equivalen a  $2,88 \times 10^4$  horas; con ese dato se puede observar en la tabla 21 y gráfica 21 que la potencia de 0.5 a 7,5 hp es la que mejor responde a los requisitos para los ángulos de 10°, 15°, 20° y 25° para el material VICTREX® PEEK 450CA40

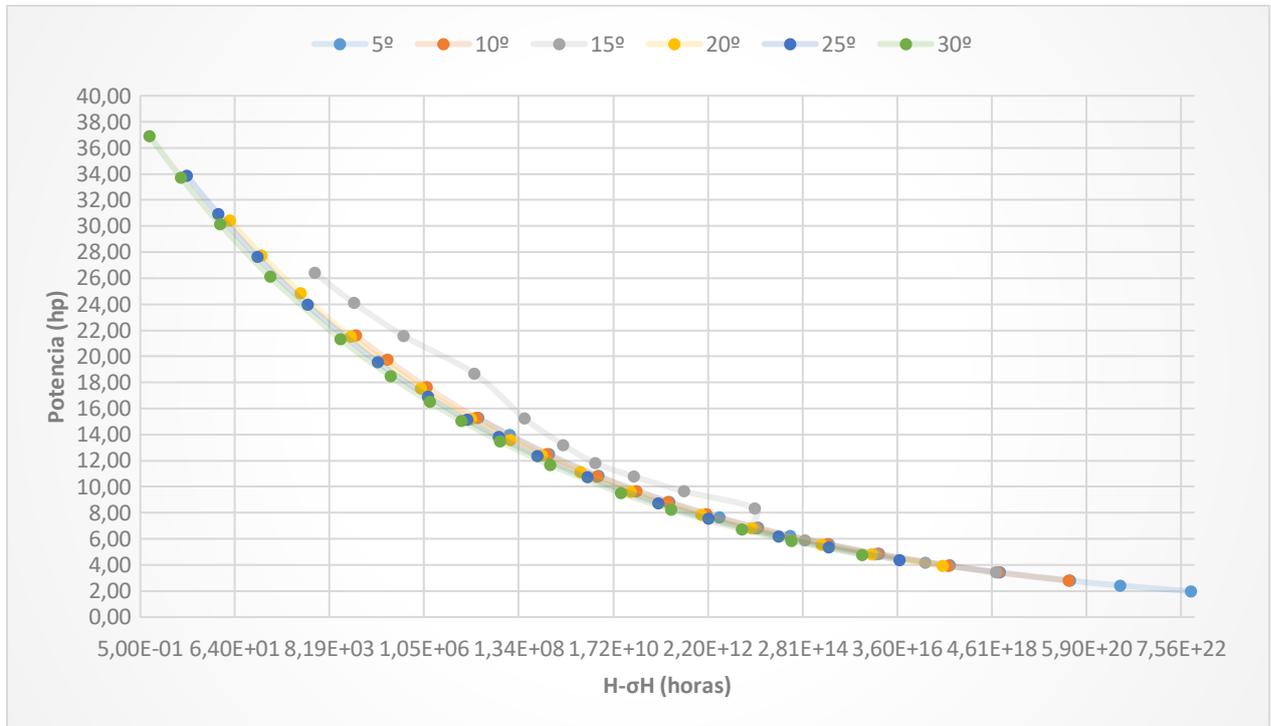
**Tabla 21**

Horas de servicio del engranaje antes de la falla por fatiga al contacto para VICTREX® PEEK 450CA40

<b>Potencia (hp)</b>	<b>Vida del engranaje (horas)</b>					
	<b>5°</b>	<b>10°</b>	<b>15°</b>	<b>20°</b>	<b>25°</b>	<b>30°</b>
<b>0,5</b>	1,26E+23	2,41E+20	5,74E+18	3,72E+17	4,08E+16	6,05E+15
<b>0,75</b>	3,36E+21	6,44E+18	1,54E+17	9,97E+15	1,09E+15	1,62E+14
<b>1</b>	2,58E+20	4,94E+17	1,18E+16	7,64E+14	8,37E+13	1,24E+13
<b>1,5</b>	6,90E+18	1,32E+16	3,15E+14	2,05E+13	2,24E+12	3,33E+11
<b>2</b>	5,29E+17	1,01E+15	2,42E+13	1,57E+12	1,72E+11	2,55E+10
<b>3</b>	1,42E+16	2,71E+13	2,42E+13	4,20E+10	4,60E+09	6,83E+08
<b>4</b>	1,09E+15	2,08E+12	6,47E+11	3,22E+09	3,52E+08	5,23E+07
<b>5</b>	1,48E+14	2,84E+11	4,96E+10	4,39E+08	4,81E+07	7,14E+06
<b>6</b>	2,91E+13	5,57E+10	6,76E+09	8,62E+07	9,43E+06	1,40E+06
<b>7,5</b>	3,96E+12	7,59E+09	1,33E+09	1,18E+07	1,29E+06	1,91E+05
<b>10</b>	3,04E+11	5,82E+08	1,81E+08	9,01E+05	9,86E+04	1,46E+04
<b>15</b>	8,13E+09	1,56E+07	1,39E+07	2,91E+04	2,64E+03	3,92E+02
<b>20</b>	6,23E+08	1,19E+06	3,72E+05	1,85E+03	2,02E+02	3,01E+01
<b>25</b>	8,50E+07	1,63E+05	2,75E+04	2,52E+02	2,76E+01	4,10E+00
<b>30</b>	1,67E+07	3,20E+04	3,88E+03	4,95E+01	5,42E+00	8,05E-01

Figura 17

Horas de servicio del engranaje antes de la falla por fatiga al contacto para VICTREX®  
PEEK 450CA40



### **3.2. Discusión:**

Según los materiales poliméricos reforzados con fibra de carbono permite tener alternativas para la fabricación de engranajes helicoidales teniendo buenos resultados en el comportamiento ante la fatiga de esfuerzos por contacto; en nuestro análisis se aplicaron las ecuaciones de duración de los dientes de estos elementos según las características geométricas del diseño, considerando las normas AGMA 2101-D04 según Santosh S. Patil [10].

Los resultados según la metodología de cálculo de AGMA 2101-D04 aplicada en la obra Procedimiento para estimar la vida útil de engranajes cilíndricos de acero en base a la resistencia a la fatiga del material y norma AGMA 2101-D04 de G. González [11] coincidieron en que a mayor ángulo de hélice el esfuerzo incrementa y la duración se reduce.

## IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1. Conclusiones.

- El reductor seleccionado para el diseño fue el de ejes paralelos con dos trenes de engranajes cilíndricos de tipo helicoidal utilizado en las industrias de elevación de carga cuyas características geométricas se encuentran en la tabla 4 y las características de operación se encuentran en el anexo.

- De acuerdo a la variación de entrada de potencia y la variación del ángulo de hélice de los dientes de los engranajes helicoidales 1, 2, 3 y 4 y considerando que el engranaje nº2 es el que tiene el mayor par torsor se logró determinar que para los ángulos recomendados de 10° a 25° para velocidades intermedias se tiene como esfuerzo mínimo de contacto 2,79 kPSI con una potencia de 0,5 hp (ángulo de hélice 10°) y 33, 86 kPSI con una potencia de 30hp (ángulo de hélice 25°) según la tabla 5.

- Las potencias recomendadas según el factor de seguridad a fatiga por contacto son:

- Para el PEEK 150FC30; 1,85 a 10°; 1,52 a 15°; 1,32 a 20° y 1,18 a 25° para una potencia de 3hp.
- Para el PEEK 450CA30; 2,11 a 10°; 1,72 a 15°; 1,50 a 20° y 1,34 a 25° para una potencia de 10hp.
- Para el PEEK 150 AC30; 2,26 A 10°; 1,85 A 15°; 1,60 A 20° Y 1,44 a 25° para una potencia de 10hp.
- Para PEEK 450CA40; 2,15 a 10°; 1,76 a 15°; 1,53 a 20° y 1,37 a 25° para una potencia de 15hp.

Por lo que el mejor comportamiento de resistencia a la fatiga de contacto según el factor de seguridad lo tiene el PEEK 450CA40 que soporta una potencia de 15 hp y par torsor de 505, 33 lbf.pulg.

- Considerando una vida útil base de 10 años que equivale a  $2,88 \times 10^4$  horas de trabajo se un reductor de velocidad. Se logró determinar las horas mínimas de duración pertinentes según el ángulo de hélice y la potencia de trabajo según el material:

- Para el PEEK 150FC30; se tiene una duración mínima recomendada de 13,3 años para un ángulo de hélice de  $25^\circ$  y una potencia de 1,5 hp.
- Para el PEEK 450CA30; se tiene una duración mínima recomendada de 20,8 años para un ángulo de hélice de  $25^\circ$  y una potencia de 7,5 hp
- Para el PEEK 150 AC30; se tiene una duración mínima recomendada de 28,5 años para un ángulo de hélice de  $25^\circ$  y una potencia de 7,5 hp
- Para PEEK 450CA40; se tiene una duración mínima recomendada de 34,2 años para un ángulo de hélice de  $25^\circ$  y una potencia de 10 hp

#### **4.2. Recomendaciones.**

- Considerando los resultados evaluados para el tipo de caja reductora de velocidad, se recomienda realizar una evaluación del costo de fabricación de estos materiales para determinar el ahorro que se tendrá frente a los aceros.
- Utilizar otros materiales comerciales para encontrar alternativas de reducción de costos de fabricación.
- Evaluar el sistema en conjunto para determinar el comportamiento mecánico y de resistencia del conjunto de reducción de velocidad.
- Realizar experimentos físicos utilizando banco de ensayos de sistemas de transmisión mecánica.

## Referencias

- [1] J. F. S. G. B. Aberšek, «Review of mathematical and experimental models for determination of service life of gears,» *Engineering Fracture Mechanics*, pp. 439-453, 2004.
- [2] 6.-2. ISO, *Calculation of load capacity of spur and helical gears*, vol. 3, 2006.
- [3] *ANSI/AGMA 2001-D04.*, vol. 4, 2001.
- [4] P. R. K. S. Maruti Patil, «Multi-objective optimization of the two-stage helical gearbox with tribological constraints,» *Mechanism and Machine Theory*, vol. 138, pp. 38-57, 2019.
- [5] I. & N.-S. V. & D. D. & M. D. & E. M. Atanasovska, «Finite Element Model for Stress Analysis and Nonlinear Contact Analysis of Helical Gears,» *Scientific Technical Review*, p. 59, 2009.
- [6] F. A. Litvin F, *Gear geometry and applied theory*, New York: Cambridge, University Press, 2004.
- [7] M. M. Gopinath K, «Machine design II, IITM, module 2, lecture 11,» 2010.
- [8] J.-H. L. D.-H. L. S.-H. H. K.-H. L. Seok-Chul Hwang, «Contact stress analysis for a pair of mating gears,» *Mathematical and Computer Modelling*, pp. 40-49, 2013.
- [9] M. LATAM, «Mecrónica LATAM,» 6 Mayo 2021. [En línea]. Available: <https://www.mecatronicalatam.com/es/tutoriales/mecanica/mecanismos/engranaje/engranaje-helicoidal/#:~:text=El%20C3%A1ngulo%20de%20la%20h%C3%A9lice%20que%20forma%20el%20engranaje%20helicoidal,-Est%20es%20una&text=Velocidad%20lenta%3A%20CE%B2%203D%20>.
- [10] S. K. Santosh S. Patil, «Contact stress analysis of helical gear pairs, including frictional,» 2014. ]
- [11] G. G. Rey., «Procedimiento para estimar la vida útil de engranajes,» *Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (ISPJAE)*, 2018. ]
- [12] D. W. S. Prayoonrat, «Practical approach to optimum gear train design,» *Computer-Aided Design*, vol. 20, nº 2, pp. 83-92, 2018. ]
- [13] R. & M. P. & D. B. P. & R. V. Srinivasan, «Contact Fatigue Life Estimation for Asymmetric Helical Gear Drives,» *International Journal of Fatigue*, 2022. ]
- [14] S. S. Vittal, «Development of a method for estimation of contact fatigue life in hypoid gears,» 2020. ]
- [15] S. Y. Y. C. Y. Z. S. Z. a. Y. W. Xiaopeng Yang, «Numerical and experimental research of helical gear contact stress considering the influence of friction,» *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2022. ]
- [16] K. V. Maheeb Vohra, «Comparative Finite Element Analysis Of Metallic And NonMetallic Spur Gear,» *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 2018. ]

- [17 O. Demir, «Three-dimensional modeling of non-planar fatigue crack growth in spur gear tooth using tetrahedral finite elements,» *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 252, 2021.
- [18 Y.-L. L. J. R. C.R. Williams, «A practical method for statistical analysis of strain–life fatigue data,» *International Journal of Fatigue*, vol. 25, pp. 427-436, 2003.
- [19 I. G. Ž. B. S. G. Krešimir Vučković, «Effect of friction in a single-tooth fatigue test,» *International Journal of Fatigue*, vol. 114, pp. 148-158, 2018.

# ANEXOS

## Anexo 1: Evidencias de ejecución.

Un motor de 6 polos trabaja a una velocidad de entrada de 1750 rpm y entrega 30 hp de potencia en la salida con una reducción en la velocidad a 500 rpm para la restricción de espacio físico mostrada, determine.

CONDICIÓN	VELOCIDAD IN (RPM)	VELOCIDAD OUT (RPM)	LABOR (lb.in)	ACTIVA (lb.in)	PROXIMIDAD (INCH)	POTENCIA (HP)	CONTRIBUCIÓN (%)	RESTRICCIÓN (INCH)
	1750	500	1.2	100	8	30	88	8

Condiciones de entrada		Número de dientes	
Velocidad	1750 rpm	6.0	12 de dientes
Rev. de entrada	1750 rpm		
Rev. de salida	500 rpm		
Modulo estándar	8 polos		
eficiencia	88 %		

II Distribución de los etapas para la reducción de transmisión			
rev de entrada	1750 rpm		
rev de salida	500 rpm		
270	2	100	1
875	5	100	1
175	8	100	1
88	8	10	1
2	2	2	1

II Selección de los pilones usual

1750 rpm	7.4831476	100	1
1750 rpm	7.4831476	100	1
500 rpm	7.4831476	100	1
500 rpm	4.00	100	1

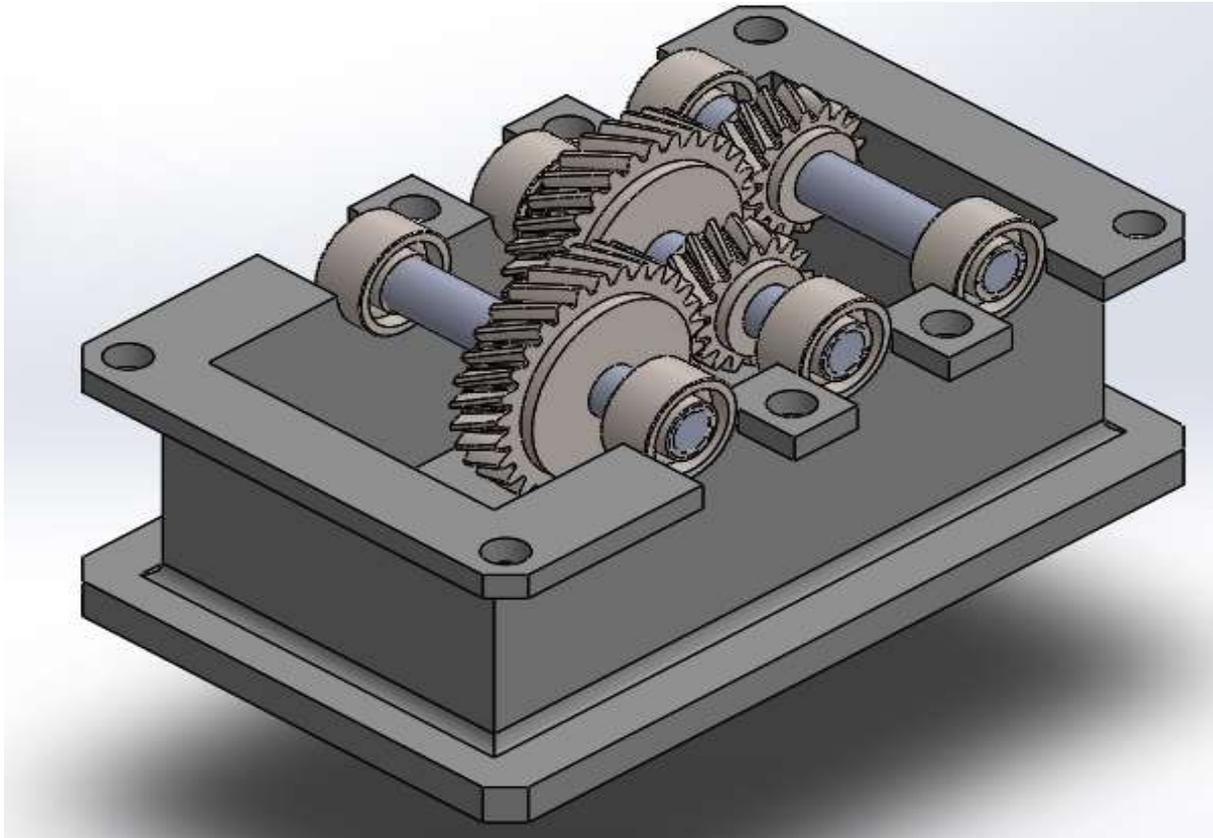
A continuación se selecciona el peso diametral

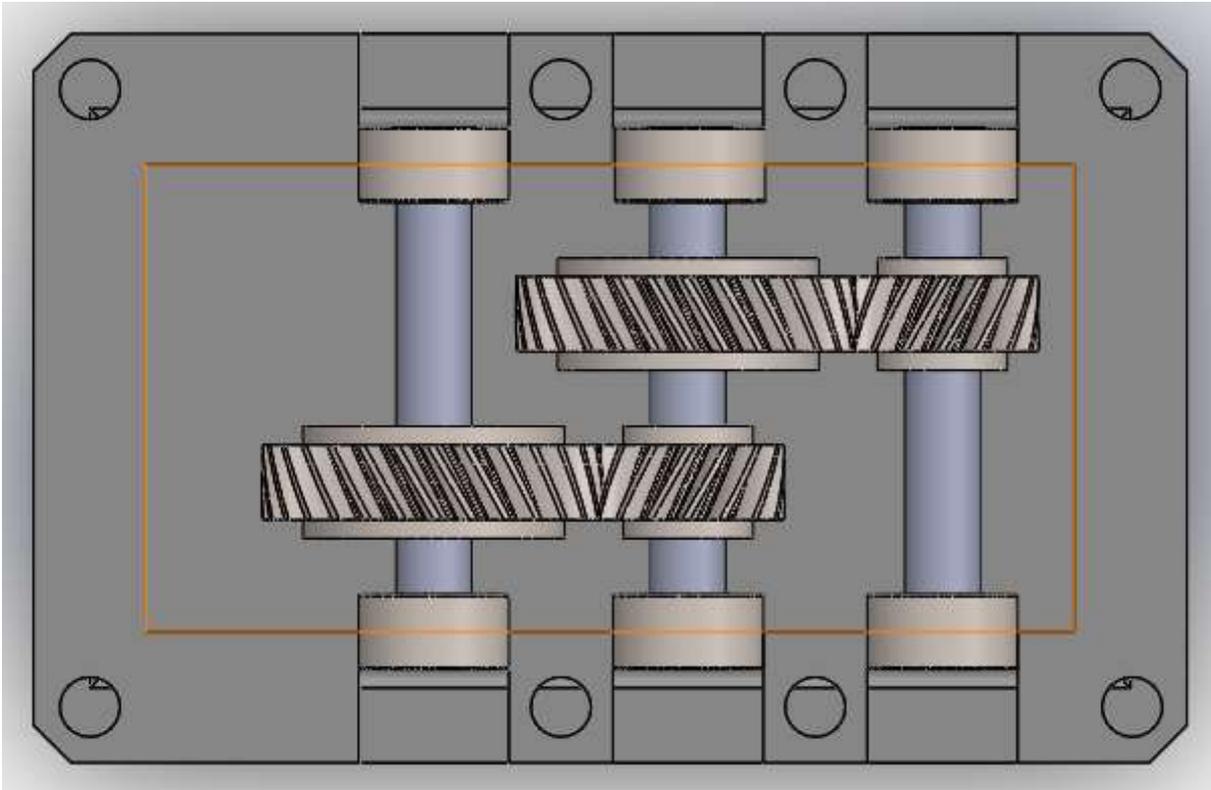
$D_p = \frac{P}{F_d}$	$D_p$	100 dientes de peso	8.0 12 de dientes

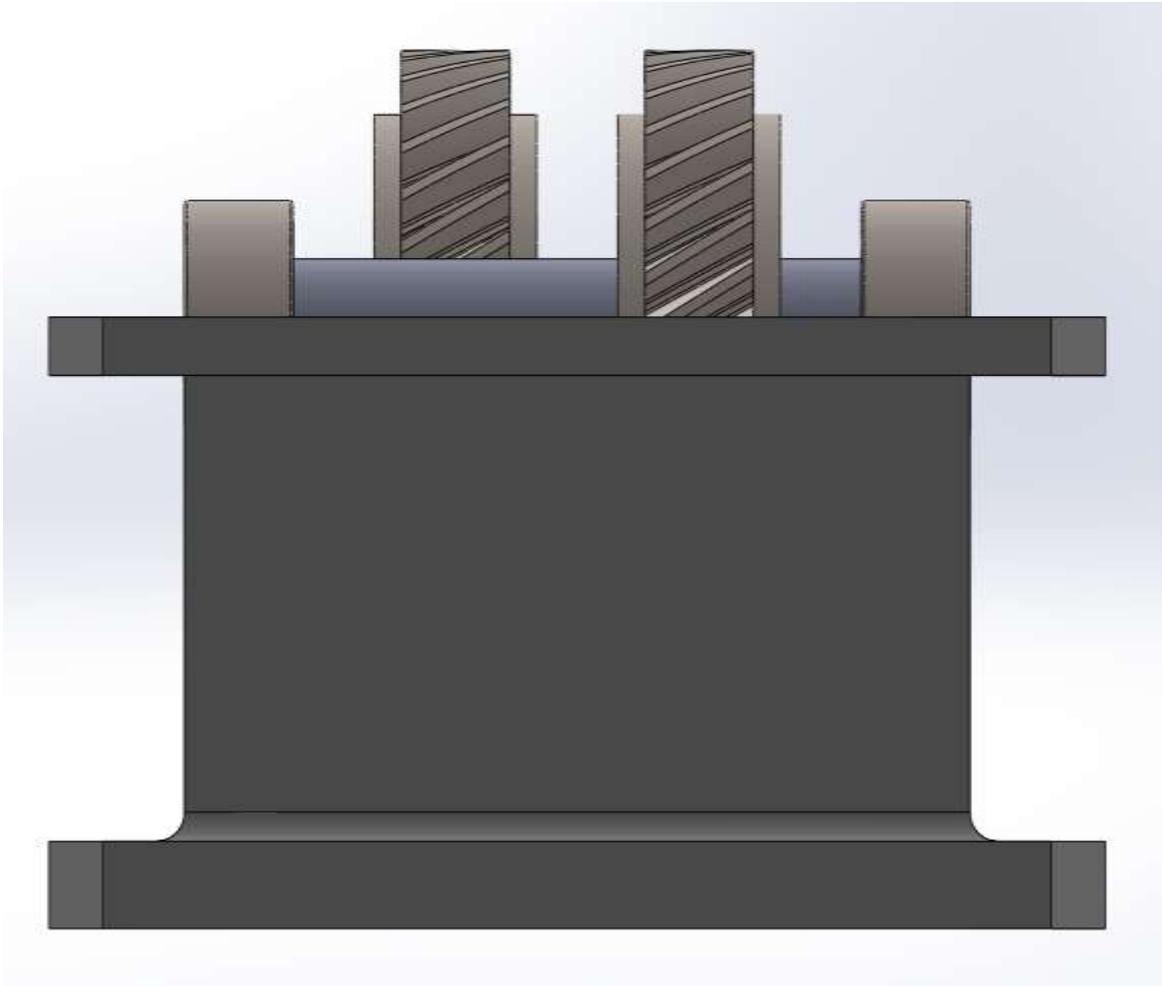
## Anexo 2: Simulación

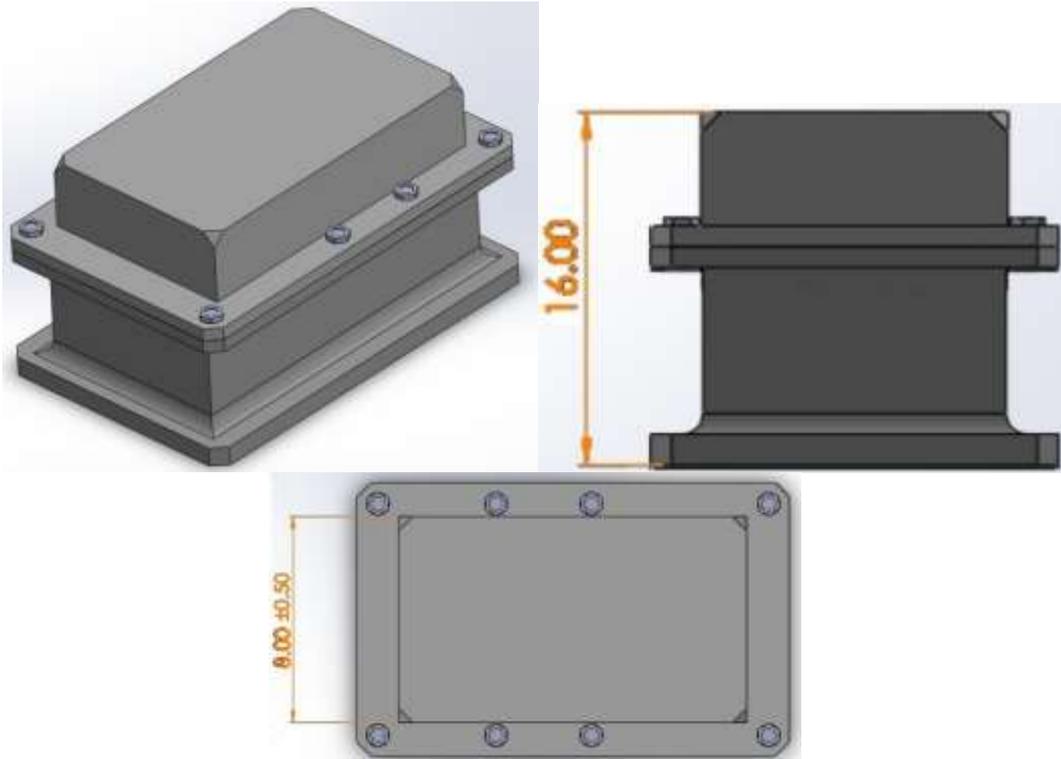
Figura 18

3D de caja reductora de velocidad



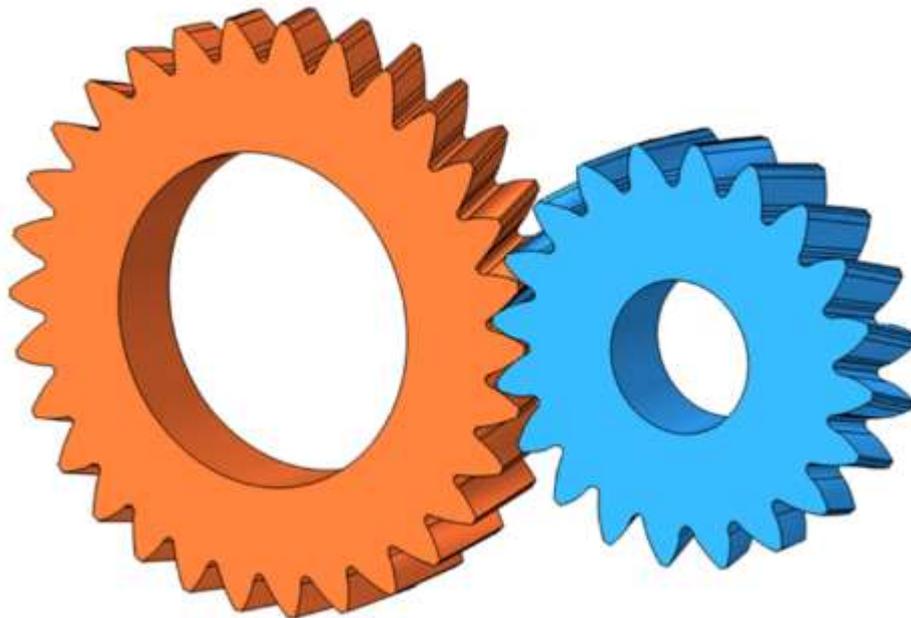






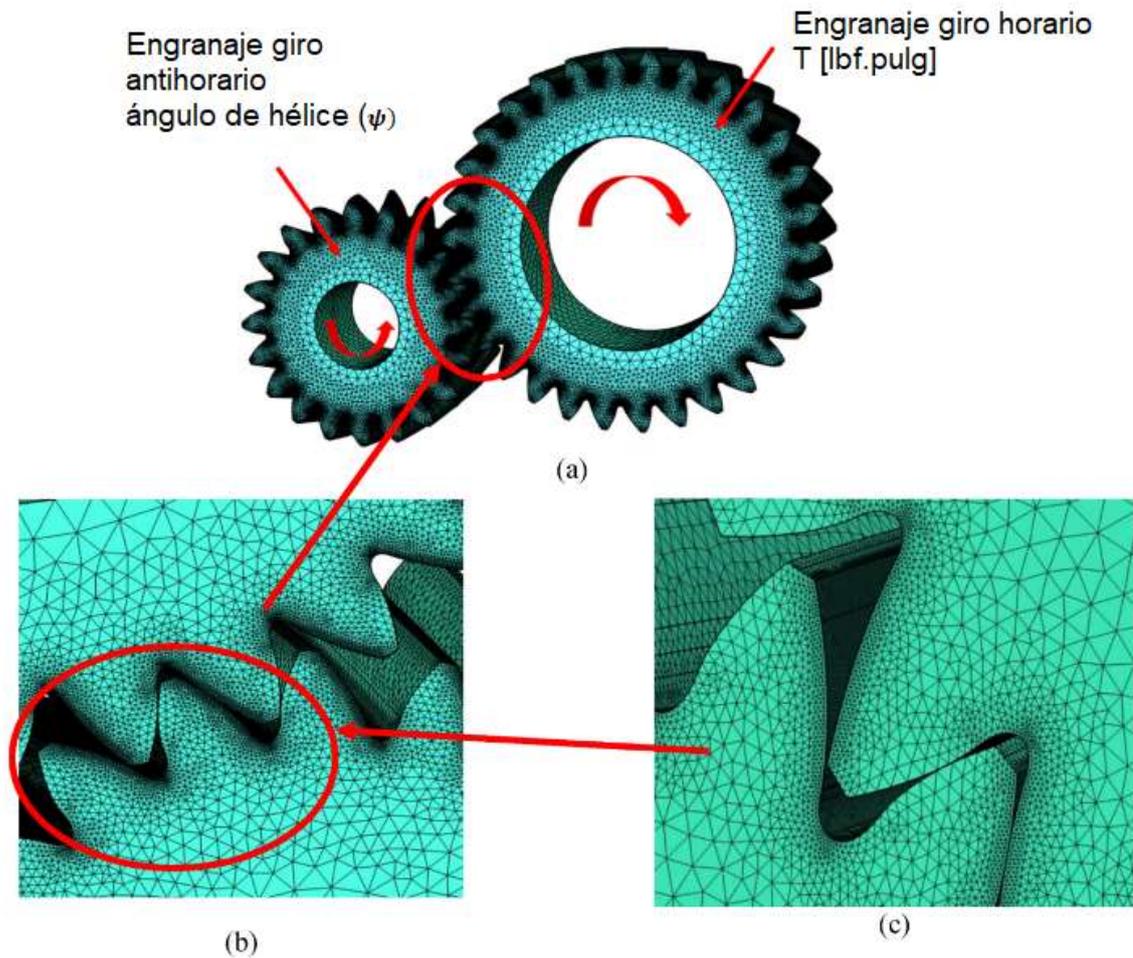
**Figura 19:**

Contacto de engranaje helicoidal asimétrico modelo 3D



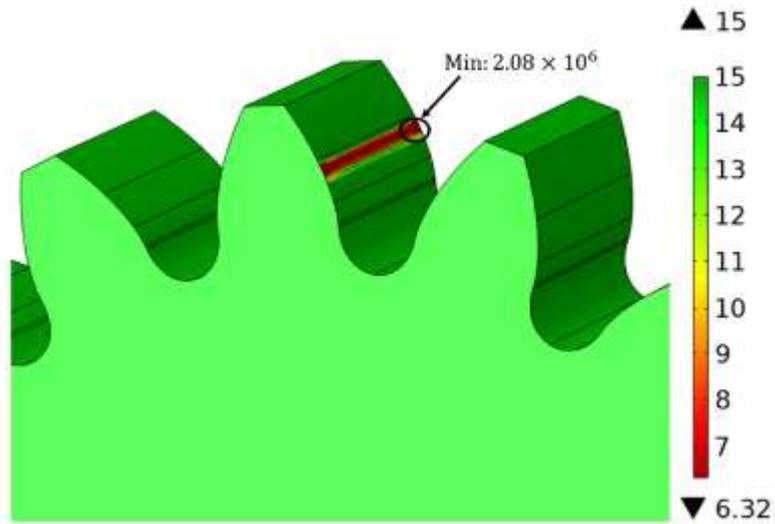
**Figura 20:**

Engranaje helicoidal asimétrico modelo FE (a) Modelo 3D completo (b) Par de contacto de cinco dientes (c) Región de contacto ampliada.



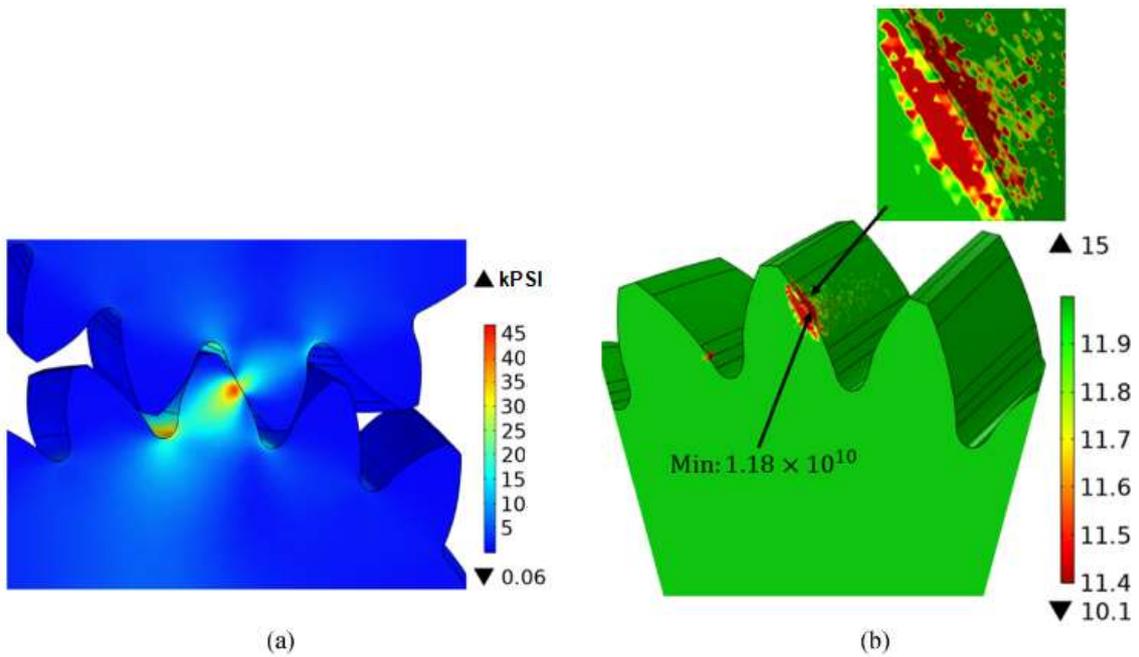
**Figura 21**

Estimación de vida de fatiga por contacto para engranajes cilíndricos helicoidales asimétricos.



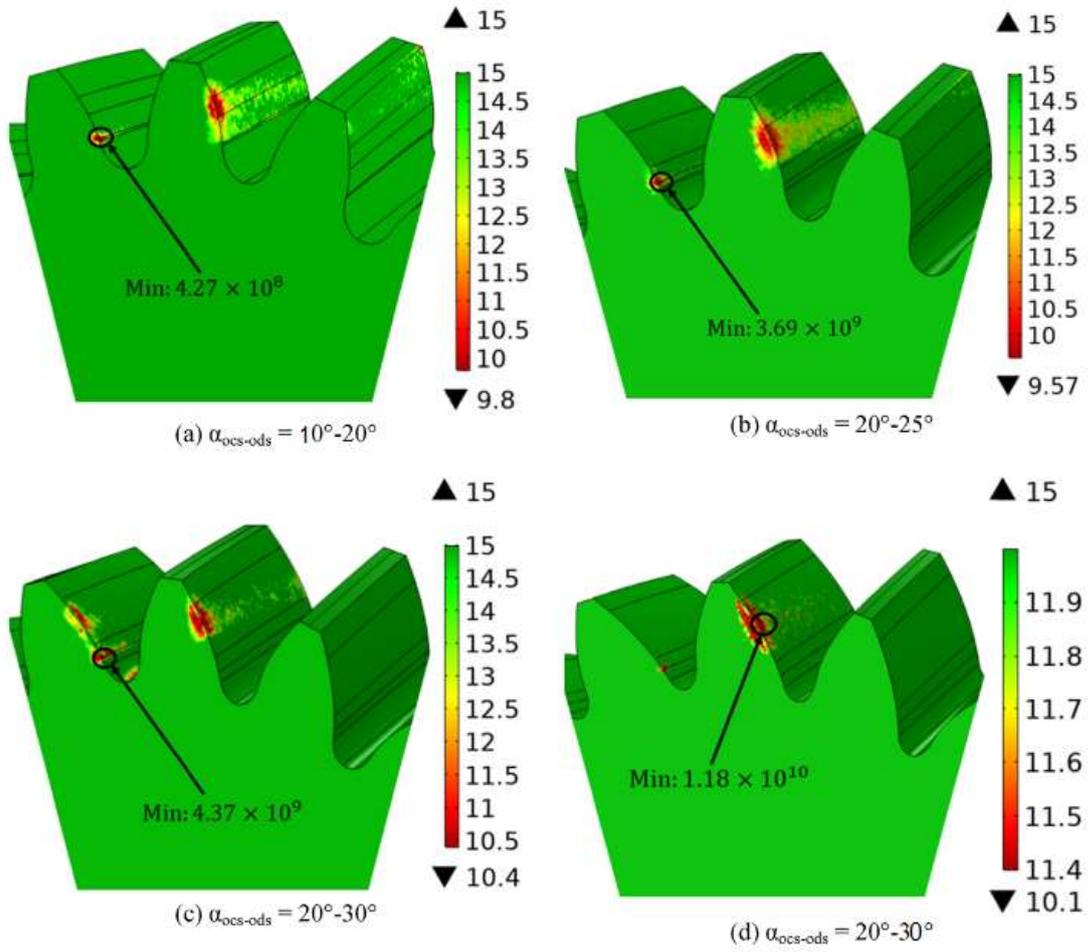
**Figura 22**

Falla por fatiga de contacto de un engranaje helicoidal asimétrico (a) Tensión de Von Mises en el punto de paso (b) Vida de fatiga por contacto



**Figura 23**

Vida de fatiga de los contactos y lugar de inicio de la fisura ( $m=0,25$ ,  $i=3,5$ ,  $z=16$ ,  $B=25^\circ$ ,  $b=1,56$  pulg,  $u=0$  y  $T=1010,65$  lbf.pulg)



### **Anexo 3: Antecedentes de estudio**

Maruti Patil, P. Ramkumar, K. Shankar, [4], realizaron un estudio, llevando a cabo una novedosa optimización multiobjetivo de una caja de engranajes helicoidales de dos etapas con una amplia gama de restricciones. Se formulan dos funciones objetivo, la primera minimiza el volumen y la segunda minimiza la pérdida total de potencia en la caja de cambios. Se incluyen varias restricciones de diseño, como tensión de flexión, tensión de picaduras, etc., y restricciones tribológicas, a saber, rozaduras y desgaste. Mediante el uso de una versión discreta especialmente formulada del algoritmo genético de clasificación no dominada II (NSGA-II), estas funciones objetivas se minimizan para tres perfiles de engranajes diferentes (perfil no modificado, perfil de engrane suave y perfil de alta capacidad de carga) y cuatro grados de aceite ISO y en dos velocidades. Los resultados se comparan con la minimización estándar de objetivo único sin restricciones tribológicas según la literatura existente y la minimización de objetivo único con restricciones tribológicas. Se muestra que existe una alta probabilidad de falla por desgaste para las soluciones obtenidas a partir de la minimización de un solo objetivo sin restricciones tribológicas y la pérdida total de potencia de la caja de engranajes se reduce a la mitad cuando se utiliza el enfoque multiobjetivo. También se demostró que la optimización multiobjetivo proporciona menores pérdidas de energía en comparación con el caso de la optimización de un solo objetivo con restricciones tribológicas. Se muestra que existe una alta probabilidad de falla por desgaste para las soluciones obtenidas a partir de la minimización de un solo objetivo sin restricciones tribológicas y la pérdida total de potencia de la caja de engranajes se reduce a la mitad cuando se utiliza el enfoque multiobjetivo. También se demostró que la optimización multiobjetivo proporciona menores pérdidas de energía en comparación con el caso de la optimización de un solo objetivo con restricciones tribológicas. Se muestra que existe una alta probabilidad de falla por desgaste para las soluciones obtenidas a partir de la minimización de un solo objetivo sin restricciones tribológicas y la pérdida total de potencia de la caja de engranajes se reduce a la mitad cuando se utiliza el enfoque multiobjetivo. También se demostró que la

optimización multiobjetivo proporciona menores pérdidas de energía en comparación con el caso de la optimización de un solo objetivo con restricciones tribológicas.

S. Prayoonrat, D. Walton [12], presentaron un algoritmo para diseñar y optimizar trenes de engranajes multihusillo, del tipo sin cambio de velocidad. El diseñador puede optar por optimizar los trenes de engranajes sobre la base de la distancia central mínima total, el tamaño total mínimo, el volumen mínimo del engranaje u otros criterios deseables, como las relaciones máximas de contacto o superposición. El método se basa en un procedimiento de optimización en dos etapas. Se utiliza un método de búsqueda directa para eliminar soluciones inaceptables y localizar rápidamente la región donde se encuentra el diseño óptimo. A esto le sigue un método heurístico que itera localmente para dar la mejor y más práctica solución a partir de los conjuntos preliminares. El método es ventajoso porque los resultados son prácticos y no se requieren más análisis de los engranajes. Se determinan todas las dimensiones del engranaje necesarias para la fabricación.

Srinivasan, Rajesh & Marimuthu, Pavithra & Dinesh Babu, P. & Ramamoorthi, Venkatraman [13], presentaron el modelo numérico para un engranaje helicoidal asimétrico se desarrolla a través de ecuaciones analíticas, y la vida de fatiga por contacto (CFL) se estima con base en el método de Basquin y Coffin-Manson. Además, la CFL simulada numéricamente y la vida de fatiga por flexión se validan con los resultados experimentales basados en la literatura. Al emplear el modelo propuesto, los parámetros significativos del engranaje helicoidal asimétrico del ángulo de la hélice, la relación de transmisión, el número de dientes, el módulo, el ancho de la cara, el ángulo de presión y el coeficiente de fricción se estiman para una transmisión de potencia personalizada mediante la mejora de la CFL. Finalmente, se revela que un engranaje helicoidal asimétrico exhibe una CFL mejorada sobre un engranaje helicoidal simétrico.

Srigiripura [14], desarrolló un método para estimar la vida a fatiga considerando el material de un engranaje hipoidal. Los factores que influyen como el método de análisis de contacto, diferentes tipos de tensiones residuales debido al endurecimiento superficial y granallado,

criterios de fatiga, fricción, propiedades del material se estudiaron para desarrollar este método que predice la vida a fatiga de los contactos.

Los materiales comerciales y su dureza considerados, representaron las propiedades de fatiga con mayor precisión. Se encontró que la tensión normal escalada en el criterio de fatiga del plano crítico era más adecuada para el análisis de contacto con pretensado y estado de tensión de contacto no proporcional multiaxial que otras características con FEMFAT. Además se comprobó también que el método de análisis de contactos era más adecuado para la estimación de la vida de fatiga de la superficie a pesar de las ventajas inherentes del método integral de superficie híbrido y su representación de fricción más precisa.

Resultó que la inclusión de la fricción en el modelo no cambió significativamente la vida útil, lo que demuestra que el impacto de dureza, lubricación de las superficies y temperatura de contacto de los esfuerzos cortantes es demasiado grande para ser descuidado. La vida de fatiga de los contactos aumentó en un factor de 4,4 veces debido a engranajes en comparación con el endurecimiento de la superficie, lo que indica la influencia de la tensión residual. El área dañada indicada por este método de cálculo se correlacionó bien con el daño que se observó durante las pruebas. Las observaciones y los cálculos indicaron una falla temprana del engranaje.

Xiaopeng Yang, Shunliang Yin, Yong Chen, Yong Zhang, Shuang Zhang and Yimin Wu [15], analizaron las tensiones de contacto de los engranajes es crucial para mejorar el límite de fatiga y la vida útil de los engranajes. En este artículo, la tensión de contacto del engranaje helicoidal se analiza mediante simulación de elementos finitos y verificación experimental. Se analiza el efecto del coeficiente de fricción sobre la tensión de contacto de engranajes helicoidales, con coeficientes de fricción dados. Las siguientes conclusiones se pueden sacar a través de la simulación y la prueba. 1) La tensión de contacto aumenta con el coeficiente de fricción en la etapa inicial del engrane. 2) La tensión de contacto disminuye con el aumento del coeficiente de fricción en la última etapa del engrane. 3) La prueba de

fatiga por contacto del engranaje muestra que la ubicación de las picaduras por fatiga en la superficie del diente es consistente con la del punto de tensión máxima simulado.

Maheeb Vohra, Kevin Vyas [16], Los engranajes son componentes muy útiles en el sistema de transmisión de potencia mecánica y en la maquinaria industrial rotativa. Un engranaje recto generalmente sujeto a dos tipos de tensiones, como las tensiones de flexión y las tensiones de contacto, que provocan la falla de los dientes durante el engrane con otro diente. Los engranajes generalmente están hechos de materiales metálicos, pero recientemente se desarrollaron polímeros avanzados que tienen suficiente resistencia y propiedades similares a los materiales metálicos para que puedan reemplazar fácilmente los engranajes metálicos si se tiene cuidado. Nylon, policarbonato, acetlas y delrin son los materiales poliméricos de estructura utilizados en la impresión de mecanismos robóticos con buena funcionalidad, pero los engranajes de polímeros no se utilizan en aplicaciones de tipo de carga pesada. Especialmente los engranajes de polímero brindan beneficios adicionales en comparación con los engranajes metálicos, como menos ruido y vibración, bajo requerimiento de mantenimiento y lubricación, bajo costo y fácil fabricación. Este artículo presenta la metodología de optimización del diseño paso a paso utilizando un método estático de elementos finitos.

NOMBRE DEL TRABAJO

**TESIS\_VALENCIA\_TAFUR\_JONATHAN\_J  
HOEL\_TURNITIN.docx**

AUTOR

**JONATHAN JHOEL VALENCIA TAFUR**

RECUENTO DE PALABRAS

**9491 Words**

RECUENTO DE CARACTERES

**48746 Characters**

RECUENTO DE PÁGINAS

**52 Pages**

TAMAÑO DEL ARCHIVO

**768.0KB**

FECHA DE ENTREGA

**Jun 3, 2024 5:25 AM GMT-5**

FECHA DEL INFORME

**Jun 3, 2024 5:26 AM GMT-5****● 12% de similitud general**

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos.

- 11% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 7% Base de datos de trabajos entregados
- 1% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

**● Excluir del Reporte de Similitud**

- Material bibliográfico
- Coincidencia baja (menos de 8 palabras)
- Material citado



**ACTA DE CONTROL DE REVISIÓN DE  
SIMILITUD DE LA INVESTIGACIÓN**

Código: F3.PP2-PR.02

Versión: 02

Fecha: 18/04/2024

Hoja: 1 de 1

Yo, **Silvia Yvone Gastiaburú Morales**, coordinador de investigación del Programa de Estudios de Ingeniería Mecánica Eléctrica, he realizado el control de originalidad de la investigación, el mismo que está dentro de los porcentajes establecidos para el nivel de Pregrado, según la Directiva de similitud vigente en USS; además certifico que la versión que hace entrega es la versión final de la Tesis titulado: **ANÁLISIS DE CICLO DE VIDA DEL CONTACTO EN PARES DE ENGRANAJES HELICOIDALES FABRICADOS CON MATERIALES COMPUESTOS POLIMÉRICOS REFORZADOS CON FIBRA DE CARBONO**

elaborado por el (los) Bachiller(es):

**VALENCIA TAFUR JONATHAN JHOEL**

Se deja constancia que la investigación antes indicada tiene un índice de similitud del **12 %**, verificable en el reporte final del análisis de originalidad mediante el software de similitud TURNITIN.

Por lo que se concluye que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio y cumple con lo establecido en la Directiva sobre índice de similitud de los productos académicos y de investigación vigente.

Pimentel, 03 de junio de 2024

**Dra. Gastiaburú Morales Silvia Yvone**

**Coordinador de Investigación**

**DNI N° 16481433**