

REPÚBLICA DE CUBA.  
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS  
FACULTAD DE INGENIERÍA



UNIVERSIDAD  
DE CIENFUEGOS  
CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ

**Título: Análisis de Falla en las transmisiones del filtro tipo W del sistema de limpieza  
Technos de la Unidad 3 de la Termoeléctrica Carlos Manuel de Céspedes.**



**CTE**  
CARLOS MANUEL  
DE CÉSPEDES

**Autor: Andy J. Alonso Menéndez**

**Tutores: MSc. Ing. Juan Gabriel Noa Águila  
Ing. Juan Bravo Núñez  
MSc. Lic. Wendy Gomes Menéndez**

## **Pensamiento**

“Cada nuevo reto que nos pone la vida es como una vacuna, que nos enseña y prepara para enfrentar retos cada vez mayores. Los obstáculos son para vencerlos con valentía no para ocultarse detrás de ellos y justificar la derrota”.

Por autor.

## **Dedicatoria**

Dedicado a mis padres los cuales han sido la base de todo lo que soy, que siempre han estado para apoyarme y que siempre lo han dado todo por mí.

A mis hermanas que han sido mi guía y motivación para superarme siempre.

A mi novia que siempre está ahí para apoyarme y ayudarme.

A ese grupo de ingenieros que tengo como amigos y compañeros que gracias a ellos he logrado pasar estos 6 años de carrera, gracias por joder en todo momento y no dejar que me atrasara en ningún trabajo.

A mi familia y amigos en general que de una forma u otra han influido en la persona que soy.

## **Agradecimientos**

Agradecer a mis tutores sin los cuales aún estuviese decidiendo el título de esta tesis, Msc. Ing. Juan Gabriel Noa Águila, Ing. Juan Bravo Núñez, a todos los profesores que durante la carrera lograron enseñarme mucho más que las materias que impartían, al Lic. Placido director de recursos humanos de la CTE CMC, al Ing. Eliexis inspector de mantenimiento, a los J' de brigada del taller de mecánica Daniel Abreu y Giraldo Jiménez por dedicarme tiempo para ofrecerme toda la información necesaria, a todo el personal del departamento de producción que me ayudaron en todo lo que necesite sin demora, A todo el personal de los turnos de operaciones

## Resumen

En esta investigación, se realiza un análisis de las transmisiones del filtro tipo W del sistema de limpieza Technos de la Unidad 3 de la Termoeléctrica Carlos Manuel de Céspedes. Se investigan las posibles causas de la fractura de los dientes de los sectores dentados del filtro, centrándose en el estudio de las resistencias de las transmisiones por engranajes. Se analizan los materiales de diseño y se busca determinar si la fractura se debe a sobrecarga o desalineamiento en la última transmisión. También se realiza un análisis del impacto económico y social que puede provocar una avería de este tipo. Se concluye con una serie de recomendaciones para prevenir futuras fallas en el sistema.

**Palabras claves:** Análisis, engranajes, avería, fallas

## Summary

This investigation conducts a comprehensive analysis of the W-type filter transmissions of the cleaning system Technos of Unit 3 of the Carlos Manuel de Céspedes Thermoelectric Plant, in order to investigate the possible causes of the fracture of the teeth of the geared sectors of the filter. The focus is on studying the resistances of the gear transmissions and analyzing the design materials to determine whether the fracture is due to overload or misalignment in the final transmission. Additionally, an analysis of the economic and social impact that a breakdown of this type can cause is conducted. It concludes with a series of recommendations to prevent future failures in the system.

**Key words:** Analysis, Gear, Fault, Failure

## Índice

Capítulo I .....	1
1.1. Generalidades de los equipos de filtración rotatoria .....	1
1.2. Filtros rotatorios en termoeléctricas .....	1
1.2.1. Filtro rotatorio de tipo pantalla giratoria .....	1
1.2.2 Filtro de residuos del sistema techno .....	2
1.2.3 Fallas en filtros rotatorios .....	3
1.3. Transmisiones por engranajes.....	4
1.3.1. Características generales de la transmisión por engranajes .....	4
1.3.2. Engranajes cilíndricos de dientes rectos .....	4
1.3.3. Engranajes cónicos.....	5
1.3.2. Ventajas de las transmisiones por engranajes .....	7
1.4. Fallas frecuentes en los engranajes .....	8
1.4.1. Falla por flexión.....	10
1.4.2. Falla por la fractura o rotura del diente.....	10
1.4.3. Fatiga volumétrica.....	12
1.4.4. Falla por agrietamiento.....	13
1.4.5. Falla por fatiga superficial .....	14
1.4.6. Desgaste por abrasión .....	15
1.4.7. Desgaste adhesivo.....	15
1.5 Análisis de falla.....	15
Capítulo II .....	16
2.1Cargas existentes en el reductor del filtro .....	16
2.1.1Esquema de las transmisiones del filtro .....	16
2.2 Verificación de la resistencia de la primera transmisión .....	18
2.2.1 Cálculo de la fatiga superficial del engranaje inicial.....	19
2.2.2 Calculo de la tensión limite superficial.....	20
2.2.3 Calculo de la fatiga volumétrica.....	22

2.3 Verificación de la resistencia de la transmisión por tornillo sinfín .....	23
2.3.1 Comprobación de la resistencia al agarramiento de la transmisión por tornillo sinfín: .....	24
2.3.2 Calculo de la resistencia a la fractura de los dientes .....	26
2.4 Verificación de la resistencia de la transmisión de piñón recto a la corona intermedia	26
2.4.1 Cálculo de la fatiga superficial.....	27
2.4.2 Calculo de la tensión limite superficial.....	28
2.4.3 Calculo de la fatiga volumétrica.....	28
2.5 Verificación de la resistencia de la transmisión entre la corona intermedia y el cintillo dentado del cesto. ....	29
2.5.1 Cálculo de la fatiga superficial.....	30
2.5.2 Calculo de la tensión limite superficial.....	31
2.5.3 Calculo de la fatiga volumétrica.....	32
Capítulo III .....	33
3.1 Introducción al capítulo .....	33
3.2 Comprobación de la transmisión donde ocurrió la modificación.....	33
3.2.1 Evaluación de falla por sobrecarga con los materiales de diseño.....	33
3.2.2 Evaluación de falla por sobrecarga con los materiales actuales.....	33
3.2.3 Evaluación de falla por reducción del ancho efectivo del diente .....	34
3.3 Análisis de resultados de la falla.....	35
3.4 Análisis económico .....	38
3.4.1 Costo de limitación por avería al 50 % de capacidad de la unidad generadora. ..	38
3.4.2 Costo de parada por avería en el segundo escenario, parada de la unidad generadora .....	39
Conclusiones .....	41
Recomendaciones .....	42
Referencias.....	43

## Introducción

En el año 1978 el Comandante en Jefe Fidel Castro inauguró en Cienfuegos 2 plantas generadoras de energía eléctrica de fabricación japonesa con potencia de 178 MW cada una, con las cuales la provincia se convirtió en pilar fundamental de la generación de energía en el país contribuyendo en la regulación de la frecuencia del Sistema Eléctrico Nacional (SEN). A día de hoy, a 45 años de su inauguración estas plantas se encuentran aún en funcionamiento.

Para que las plantas continúen generando con eficiencia es necesario que todos sus sistemas y equipos funcionen correctamente, la mayoría trabajan en régimen continuo y no reciben los mantenimientos adecuados para la prevención de su falla. el aplazamiento de los mantenimientos por largos periodos, las dificultades provocadas por el Bloqueo económico impuesto por los estados unidos para la obtención de piezas de repuesto, equipos y medios necesarios entorpecen el correcto funcionamiento de equipos clave en la industria. En estas condiciones las plantas continúan generando aproximadamente 140 MW cada una y continúan regulando frecuencia, esto gracias a su personal de mantenimiento y de las empresas de mantenimiento de centrales eléctricas que día a día dan soluciones a problemas y averías con poco más que su inventiva.

En el año 2000 se monta en las entradas de agua de mar del condensador de la unidad número 3 un sistema de limpieza semiautomático de fabricación francesa a manos de las compañías Techno y Beaudrey & Cie ambas líderes en el mercado de sistemas de filtración de agua de mar. Producto al elevado costo de adquisición solo se pudo comprar para una sola planta sin repuestos adecuados.

El sistema para la limpieza de los tubos internos del condensador hace circular por dentro de éstos pequeñas bolas de esponja que arrastran toda la suciedad del interior de los tubos. Cuenta con un filtro de malla rotatorio tipo W en cada entrada que impiden el acceso de cualquier desecho al interior del condensador y se autolimpian cuando el nivel de suciedad en ellos provoca un pequeño diferencial en las presiones del agua de apenas 80mmH<sub>2</sub>O antes y después de la malla garantizando que no se afecte el flujo total de agua por el interior del condensador. (Ver anexo II Figura 1)

El funcionamiento del filtro, con más de 20 años de explotación a régimen casi continuo, ha estado presentando fallas constantes en las transmisiones por engranajes que garantizan su rotación. Fue necesario realizar el remplazo de sus elementos por otros fabricados en los talleres de la planta con materiales y

condiciones muy diferentes a los de diseño, dificultándose su adquisición en el mercado internacional a causa del bloqueo económico y de los altos costos.

**Problema científico:**

En la termoeléctrica Carlos Manuel de Céspedes de Cienfuegos existen frecuentes averías en los engranajes del filtro de agua de mar del condensador de la unidad número 3 provocando pérdida de eficiencia y salida de servicio de la planta

**Hipótesis:**

Si se realiza un análisis de la causa de las frecuentes averías en los engranajes del filtro de agua de mar del condensador de la unidad número 3 es posible proponer una solución adecuada que aumente la vida útil de las mismas disminuyendo las pérdidas de eficiencia y salida de servicio de la planta.

**Objetivo general:**

Realizar un análisis de la causa de la avería en los engranajes del filtro de agua de mar del condensador de la unidad número 3 de la central Carlos Manuel de Céspedes para proponer una solución adecuada.

**Objetivo específico:**

Realizar una búsqueda bibliográfica de las principales fallas que se producen en las transmisiones por engranajes y como identificarlas

Determinar las cargas principales que actúan en los engranajes del filtro.

Verificar la resistencia al desgaste en las transmisiones.

Verificar la resistencia a la flexión en las transmisiones.

Determinar las causas de la avería en la transmisión final.

Realizar un análisis del impacto económico social de la avería en los engranajes del filtro

## **Capítulo I**

### **1.1. Generalidades de los equipos de filtración rotatoria**

Los filtros rotatorios son utilizados en diferentes industrias para garantizar ciertas propiedades de limpieza requeridas en algunas sustancias como el agua, combustibles, aceites, gases; para su posterior procesamiento o función. Son muy diversos en cuanto a tamaño, diseño y material dependiendo de su función. En las centrales Termoeléctricas se encuentran varios de estos en distintos sistemas, algunos son movidos por motores eléctricos y otros manualmente para su auto limpieza.

En su mayoría están compuestos de una malla circular o cilíndrica que rota sobre un eje acoplados a la línea por donde pasa la sustancia a filtrar otros están compuestos de sectores rectangulares mallados acoplados a una cadena la cual es movida por un piñón haciendo rotar las secciones.

La función de estos filtros es eliminar toda suciedad o solidos que se encuentren en la sustancia que por ellos fluya garantizando la utilización de la misma en los procesos requeridos.

### **1.2. Filtros rotatorios en termoeléctricas**

En las termoeléctricas los filtros rotatorios son mayormente empleados en el sistema auxiliar encargado de la limpieza del agua de mar usada para el enfriamiento del vapor en los condensadores, evitando que estos se tupan con depósitos provenientes del mar como algas, mejillones, peces, o desechos humanos. La termoeléctrica de Cienfuegos Carlos Manuel de Céspedes cuenta con 2 tipos de estos filtros:

#### **1.2.1. Filtro rotatorio de tipo pantalla giratoria**

Este filtro se encuentra en el canal de entrada de agua de mar a la central termoeléctrica, es de grandes dimensiones y son llamados Mallas Giratorias, están conformados por grandes secciones rectangulares de mallas acopladas a dos cadenas una por cada lado conducidas por 2 piñones acoplados a un eje los cuales son movidos por un motor creando una gran pared giratoria que evita el paso de la suciedad de la bahía hacia el interior de la planta como se muestra en la figura (1.1)



**Figura 1.1:** Filtro tipo pantalla giratoria

Fuente: Adaptado de Pantalla giratoria, por E. Beaudrey Et Cie, 2023, Beaudrey,  
(<https://www.beaudrey.com>)

### **1.2.2 Filtro de residuos del sistema techno**

En las entradas de agua de mar al condensador de (CMC-3) se utilizan filtros rotatorios de menor dimensión como se muestra en la figura (1.2) acoplados directamente a las tuberías de entrada después de la descarga de las bombas de circulación encargadas de mover el agua de mar hacia los condensadores y los enfriadores. Estos filtros son de fabricación francesa, cada filtro se encuentra dividido en 12 secciones de mallas cuando el filtro está en funcionamiento rota sobre su eje movido por un motor que le transmite torque a través de un sistema de transmisiones por engranajes limpiando automáticamente las secciones de una

en una sacando la suciedad a través de una tubería con descarga al canal de salida con una válvula de apertura automática.



**Figura 1.2:** Filtro tipo W

Fuente: Adaptado de Filtro de desechos, por E. Beaudrey Et Cie, 2023, Beaudrey, (<https://www.beaudrey.com>)

### **1.2.3 Fallas en filtros rotatorios**

En estos filtros no es común encontrar fallas pues son sistemas bastante simples y bien diseñados para su función. En el caso a analizar los filtros ya cumplieron su vida útil y por tanto presentan un nivel de deterioro que provoca la falla de muchos de sus engranajes los cuales en su mayoría son de materiales especiales a los que el país por la situación de embargo económico impuesto por los Estados Unidos no tiene acceso y ha tenido que remplazar estos engranajes por otros fabricados con materiales menos resistentes, aun así estos engranajes están presentando roturas antes de lo previsto que según el Jefe del taller de mecánica de la central parecen estar provocadas por problemas de montaje y alineación entre los engranajes(Ing. A. Pérez, comunicación personal, 7 de septiembre 2023)

### 1.3. Transmisiones por engranajes

#### 1.3.1. Características generales de la transmisión por engranajes

Un engrane se puede considerar como una rueda dentada que cuando se acopla con otra rueda dentada de diámetro más pequeño (el piñón), transmitirá rotación de un eje a otro. La función principal de un engrane es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes. Los dientes de un engrane impulsor empujan los dientes del engrane impulsado, ejerciendo una componente de la fuerza perpendicular al radio del engrane. De esta forma se transmite un par de torsión y como el engrane gira, se transmite potencia. Su eficiencia de transmisión de potencia puede ser tan alta como de 98%, Por otro lado., usualmente los engranes son más costosos que otros transmisores de par de torsión. tales como los de transmisión por cadena y por banda. Los engranes están altamente estandarizados respecto a la forma de los dientes y a su tamaño (Ginjaume y Torres, 2005)

#### Elementos de las transmisiones por engranajes:

La geometría del diente de la rueda de un engranaje está determinada por una serie de variables, entre las que destacan: **Paso circular** es la distancia en la circunferencia primitiva, entre puntos homólogos correspondiente a dos dientes que se encuentren uno a continuación del anterior; **Módulo** de esta variable,  $m$ , depende el buen engranaje de la corona y el piñón; **Paso diametral o  $d_p$**  es el cociente entre el número de dientes y el diámetro primitivo; **Circunferencia de cabeza o  $R_a$**  es el contorno exterior que alcanzan los dientes; **Circunferencia de pie o  $R_f$**  es el contorno que limita el espacio existente entre los dientes por la parte inferior; **Adendo o  $h_a$**  es la distancia radial que existe entre la cabeza del diente y la circunferencia primitiva. También recibe la denominación de 'altura de cabeza'; **Dedendo o  $h_f$**  es la distancia radial que existe entre la circunferencia primitiva y la raíz del diente. Es llamada también 'altura de pie'; **Altura total o  $h$**  es el total de las alturas de pie y de cabeza; **Juego lateral** espacio libre que recibe la denominación de holgura o juego lateral.

Otras variables relevantes de la geometría del diente son la tolerancia ( $c$ ); la altura de trabajo ( $h_w$ ); el hueco ( $e$ ); el espesor del diente ( $s$ ); la cara del diente; el flanco del diente; la anchura de flanco ( $b$ ) o el ángulo de presión ( $\alpha$ ). (Compañía Levantina de Reductores, 2019)

#### 1.3.2. Engranajes cilíndricos de dientes rectos

En la figura (1.3) se muestran varios engranajes cilíndricos de dientes rectos, son el tipo de engranaje más sencillo que existe. Son utilizados generalmente para velocidades pequeñas y medias; a grandes velocidades, pueden producir excesivas vibraciones y ruido. Estos necesitan de una lubricación adecuada pues están en contacto directo metal con metal.

Son muy comunes en maquinarias pesadas y vehículos como automóviles, camiones y maquinaria agrícola ya que pueden transmitir grandes cantidades de potencia. (Rodríguez Trujillo, 2023)



**Figura 1.3:** Engranajes cilíndricos de dientes rectos

Fuente: Adaptado de Ejecución de Procesos de mecanizado, conformado y montaje (p. 13), por, Ginjaume & Torres, 2005, Paraninfo, S.A

### **Ventajas**

- Pueden ser utilizados para transmitir gran cantidad de potencia (del orden de 50.000 kW).
- Son muy fiables.
- Son los más sencillos de diseñar y fabricar. Un proyecto de accionamiento que cuente con engranajes rectos puede ver la luz con mayor celeridad.
- Ofrecen una relación de velocidad constante y estable.
- Un engranaje de dientes rectos tiende a ser más eficiente si se compara con un helicoidal del mismo tamaño.
- Al tener los dientes paralelos a su eje, no se produce empuje axial. De esta forma, los ejes de los engranajes se pueden montar fácilmente con rodamientos de bolas.

### **Inconvenientes**

- Ofrecen baja velocidad.
- No pueden transferir potencia entre los ejes no paralelos.
- Los engranajes rectos producen mucho ruido cuando se opera a altas velocidades.
- Los dientes del plato experimentan una gran cantidad de estrés.
- No se pueden usar para la transmisión de energía a larga distancia.
- Comparados con otros tipos de engranajes no son tan resistentes. (Compañía Levantina de Reductores, 2019)

### **1.3.3. Engranajes cónicos**

El engranaje cónico es aquel que permite transmitir movimiento entre ejes perpendiculares, o para ejes con ángulo distinto a 90°.

Los dientes de un engranaje cónico pueden ser de diferentes formas y dependiendo de la aplicación es la forma a utilizar. (Mecatrónica LATAM , 2021)

### **Engranajes cónicos de dientes rectos**

En la figura (1.4) se muestran engranajes cónicos de dientes rectos, estos permiten la transmisión de movimiento de ejes que se cortan en un mismo plano, generalmente en ángulo recto, pero puede variar dicho ángulo, por medio de superficies cónicas.

Utilizados para la reducción de velocidad con ejes de  $90^\circ$ .

Generan más ruido que los engranajes cónicos helicoidales.

Nota: El engranaje cónico de dientes rectos es muy poco utilizado.



**Figura 1.4:** Engranaje cónico de dientes rectos

Fuente: Adaptado de Ejecución de Procesos de mecanizado, conformado y montaje (p. 14), por, Ginjaume & Torres, 2005, Paraninfo, S.A

### **Engranajes cónicos helicoidal**

En la figura (1.5) se muestra un engranaje cónico helicoidal. este permite la transmisión de movimiento de ejes que se cortan, así como en diferentes ángulos, son utilizados para reducción de velocidad con ejes de  $90^\circ$ , genera menos ruido, se puede considerar relativamente silencioso, presenta mayor superficie de contacto, comparando con el engranaje cónico de dientes rectos. (Mecatrónica LATAM , 2021)

Nota: En la actualidad se utiliza en los mecanismos de transmisión de camiones y automóviles.



**Figura 1.5:** Engranaje cónico helicoidal

Fuente: Adaptado de Ejecución de Procesos de mecanizado, conformado y montaje (p. 101), por, Ginjaume & Torres, 2005, Paraninfo, S.A

### **Engranajes cónicos hipóide**

El engranaje cónico hipóide corresponde a un grupo de engranajes cónicos helicoidales formados por un piñón reductor de pocos dientes y una rueda de muchos dientes como se muestra en la figura 1.6.

Tienen un mayor contacto de los dientes del piñón con los de la corona, permitiendo esto una mayor robustez en la transmisión. (Mecatrónica LATAM , 2021)



**Figura 1.6:** Engranaje cónico hipóide

Fuente: Adaptado de Ejecución de Procesos de mecanizado, conformado y montaje (p. 14), por, Ginjaume & Torres, 2005, Paraninfo, S.A

### **1.3.2. Ventajas de las transmisiones por engranajes**

Las transmisiones por engranajes reemplazan a las correas y poleas en numerosos usos, sobre todo industriales, debido a las ventajas que representan:

- Evitan la posibilidad de que se produzcan deslizamientos. Incluso a velocidades elevadas, las transmisiones por engranajes pueden funcionar sin que exista el riesgo de que se produzcan deslizamientos o de que 'patinen' debido a la tensión que se genera en el mecanismo. Esto evita averías y accidentes, además de hacer más precisa la transmisión de fuerzas.
- Tienen gran capacidad de transmisión de potencia. No sólo trasladan la potencia con gran eficiencia, sino que pueden hacerlo desde el eje de una fuente de energía hasta otro eje que se encuentre lejano. Esto ocurre, por ejemplo, en los motores de combustión interna.
- Larga vida útil con escaso mantenimiento. Las transmisiones por engranajes requieren de una lubricación periódica con aceites para que el calor que se genera por el rozamiento entre los dientes de ambas coronas no cause deterioro en el mecanismo. Con este mantenimiento es suficiente para obtener un rendimiento óptimo y prolongado.
- Utilizables en espacios reducidos. A diferencia de otros mecanismos de transmisión, los engranajes no requieren de un gran espacio y pueden utilizarse en lugares pequeños o de acceso complicado. Esto es especialmente útil en industrias como la automovilística o el vending. (Compañía Levantina de Reductores, 2019)

#### 1.4. Fallas frecuentes en los engranajes

Las fallas en los engranajes pueden ocurrir por diversos factores que varían según el tipo de mecanismo: si es abierto, cerrado, las características de funcionamiento del mismo, o factores externos que pueden o no aparecer en determinados momentos en el trabajo normal, como sobrecargas sostenidas o momentáneas, mala lubricación, aumento de la temperatura de trabajo, propiedades y calidad del metal, aumento de la potencia a transmitir y otros.

A menudo, hay varias condiciones que contribuyen simultáneamente al fallo del engranaje, por lo que el daño puede ser un desafío, especialmente en equipos industriales. En función a su origen las fallas pueden clasificarse de las siguientes formas: (Guo y Zhang, 2021)

##### **Rotura**

Es una fractura de todo el diente o una parte sustancial del mismo debido a la sobrecarga o al sobreesfuerzo repetido del material del diente como se muestra en la figura (1.7). Las fracturas generalmente ocurren debido a las altas tensiones de flexión en la raíz del diente o el radio de empalme, a veces enfatizadas por grietas o muescas. (Guo y Zhang, 2021)

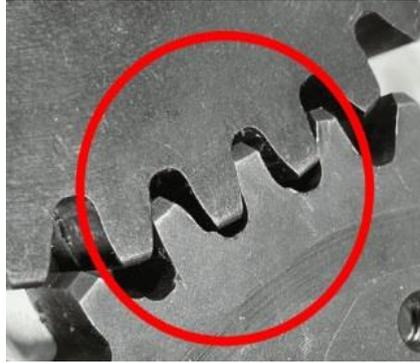


**Figura 1.7:** Rotura del diente de un engranaje

Fuente: Adaptado de Rotura de dientes, por iZanda Portable Machine Tools S.L, 2023, iZanda Portable Machine Tools, (<https://www.izanda.com/coronas-de-orientacion-rotura-de-dientes/>)

##### **Desgaste**

El desgaste es una eliminación más o menos gradual del material de las superficies de contacto de los dientes de engranaje como se muestra en la figura (1.8). Los factores que contribuyen al desgaste incluyen: carga, lubricación inadecuada, partículas abrasivas, corrosión. (Guo y Zhang, 2021)



**Figura (1.8):** Desgaste en dientes de engranajes

Fuente: Adaptado de Desgaste en dientes, por Greener Corporation, 2023, Greener Corporation, (<https://greenercorp.com/es/resource-blog/engranajes-gastados-causan-problemas-en-envolvedoras-horizontales/>)

### **Fatiga superficial**

También conocida como óxido, la fatiga de la superficie es un proceso de extracción de pequeñas piezas de metal, dejando cavidades o hoyos en la superficie como se muestra en la figura (1.9). Esto es causado por cargas repetidas que producen tensión superior al límite de resistencia del material. En general, progresa durante un largo período. Una forma severa, en la cual ocurren hoyos grandes en un área considerable se llama astillamiento. (Guo y Zhang, 2021)



**Figura 1.9:** Fatiga en la superficie de los dientes de un engranaje

Fuente: Adaptado de Fatiga en la superficie de los dientes, por Atten2, 2023, Atten2, (<https://atten2.com/knowledge/la-influencia-de-la-lubricacion-en-los-elementos-de-desgaste-de-maquinaria-industrial/>)

### **Deformación plástica**

Esto sucede cuando la tensión es suficiente para deformar permanentemente el metal. Las cargas pesadas, en combinación con la acción de rodar y deslizar de los dientes machacados, hacen que las superficies de contacto cedan y se deformen permanentemente. (Guo y Zhang, 2021)

## **Fallos de fabricación e instalación**

Esta categoría incluye modos de fallo como: quemaduras de rectificado, marcas de herramientas o mellas, grietas de marcas de enfriamiento debido al tratamiento térmico. Estos tipos de defectos pueden conducir a fallos catastróficos. (Guo y Zhang, 2021)

### **1.4.1. Falla por flexión.**

Los esfuerzos a flexión que se generan en la raíz del diente en cada ciclo, originan una grieta por fatiga que después de una cierta cantidad de ciclos provoca la falla por rotura. La pequeña grieta inicial, tiene mucha dificultad para atravesar la frontera del grano y a menudo, solo consigue propagarse a través de un grano. Sin embargo, ante la presencia de sobrecargas periódicas, el mecanismo se transfiere al grano adyacente y la grieta continúa avanzando hasta que la sección remanente del diente no es capaz de soportar los esfuerzos a flexión y se produce la rotura total del diente de forma inesperada. Estas sobrecargas periódicas se generan habitualmente en engranajes de baja precisión donde el valor completo de la carga se presenta aplicado en el extremo superior de la superficie de trabajo.

En engranajes con precisiones suficientemente buenas esta falla nunca debería presentarse. La condición de esfuerzos máximos en la raíz ocurre en un diente de la corona en el instante en que entra en contacto con su respectivo del piñón. También ocurren un diente del piñón en el instante inmediatamente anterior al término de contacto con su respectivo de la corona. (Handschuh y Amos, 2021)

### **Fatiga por flexión por bajo número de ciclos**

Esta fatiga es producto a la deformación plástica con el fallo en menos de 10.000 ciclos, donde se puede observar una superficie de fractura áspera que es causada por altos esfuerzos de flexión y la dureza baja del material. (Handschuh y Amos, 2021)

### **Fatiga por flexión por alto número de ciclos**

La fatiga es producto de la deformación plástica con el fallo en más de 10.000 ciclos, donde se puede observar una fractura suave con playas o marcas de trinquete. Una microscopía electrónica de barrido en la superficie muestra estrías. Esta falla se recomienda evitar reduciendo el esfuerzo de flexión, aumentando la resistencia a la fatiga y utilizando una microestructura apropiada. (Handschuh y Amos, 2021)

### **1.4.2. Falla por la fractura o rotura del diente.**

Es la falla que causa la inutilización de la transmisión, y frecuentemente el deterioro de otras piezas, al penetrar en éstas trozos de los dientes rotos. La rotura del diente puede producirse por grandes sobrecargas de choque o estáticas, sobrecargas reiteradas, que provocan la fatiga de ciclo corto, o bien por cargas reiteradas muchas veces, las que provocan la fatiga del material.

La fatiga se debe frecuentemente a: concentración de carga lo largo de los dientes por errores de fabricación y montaje o por grandes deformaciones elásticas de los árboles;

desgaste de dientes que provocan su debilitamiento y el aumento de la carga dinámica; engrane en marcha de los piñones desplazables.

La rotura por fatiga es ocasionada por la repetición constante de esfuerzos, y caracterizada por la formación, en principio, de grietas en espacios o zonas muy limitadas, las cuales van aumentando progresivamente en extensión y profundidad, hasta producirse la rotura. También puede ser causada por la repetición de esfuerzos no previstos en el cálculo, o producidos por vibraciones u otras circunstancias, que obliguen al engranaje a un trabajo fuera de las condiciones previstas.

En caso de rotura por fatiga, la fractura tiene forma cóncava sobre el cuerpo de la rueda, y forma convexa a consecuencia de la rotura por sobrecarga. La rotura por sobrecarga, se produce de manera violenta en el pie del diente debido a cargas bruscas en la transmisión, como ocurre, por ejemplo, en prensas, martillos u otras clases de máquinas de acción similar, debido a causas que no pueden ser consideradas como defecto de cálculo o de fabricación del engranaje. (Hohn y Oswald, 2021)

#### **Rotura del diente por fractura frágil.**

La fractura frágil es una fractura de una rápida propagación de las grietas y sin deformación plástica apreciable. Se observa a simple vista una superficie granular, brillante y plana. Si se realiza una microscopía electrónica de barrido se observan facetas de escisión y facetas intergranulares. La causa de esta falla es que la intensidad de la tensión (tensión de tracción y la dimensión del defecto) es superior a la resistencia a la fractura. La forma de evitar esta falla es aumentando la resistencia, evitando los defectos y cargas de choque, además de reducir la tensión de tracción. (Hohn y Oswald, 2021)

#### **Rotura del diente por fractura dúctil**

La fractura dúctil ocurre en el diente por desgarro de metal, con una apreciable deformación plástica. Se puede apreciar una superficie gris fibrosa con labios cortados, una microscopía de barrido electrónico muestra hoyuelos cortados. Las causas por la que ocurre esta falla son la aplicación de altas cargas, la baja resistencia del material a la fluencia, o ambas. Se recomienda para evitar esta falla reducir la carga y aumentar la resistencia del material a la fluencia. (Hohn y Oswald, 2021)

#### **Rotura del diente por fractura mixta**

La fractura del diente en forma mixta es la fractura de los dientes del engranaje por ambos tipos de fallas y por la unión de micro poros. En la superficie de la fractura se aprecian ambas características de las fallas dúctiles y frágiles. Las causas que pueden conducir a esta falla son la sobrecarga, la baja resistencia a la fluencia, y la baja resistencia a la fractura. (Hohn y Oswald, 2021)

#### **Rotura del diente por deformaciones plásticas**

La rotura del diente por deformaciones plásticas tiene lugar en los engranajes sometidos a sobrecargas bajo la acción de las fuerzas de rozamiento. En estas fallas el diente puede entrar en fluencia, arrastrando material por la acción del deslizamiento, apareciendo estrías o rebabas en la cabeza, y se deforma el diente hasta que ocurre el fallo donde la carga supera el límite de fluencia del material. Para evitar esta falla se recomienda aumentar la resistencia a la fluencia del material, reducir la carga y utilizar lubricante anti desgaste de alta viscosidad. (Hohn y Oswald, 2021)

#### **Rotura del diente por fatiga interior del diente.**

El fallo por fatiga interior del diente se diferencia de otros tipos de fallos por fatiga de engranajes por el origen de la grieta, que es en el interior del diente. Estas grietas pueden aparecer cuando se aplica el tratamiento térmico, producto a las tensiones residuales, cuando se rectifica el diente.

Otro caso de agrietamiento interior es la falla por separación de la capa-núcleo, estas fisuras internas causan esquinas, bordes o puntas de los dientes que se separan. Si se observa la superficie de la fractura, muestra característica de fractura por fragilidad. Las causas de estas fallas son la alta tensión de la tracción residual en la interfaz de capa-núcleo debido a la profundidad excesiva de la capa. Se recomienda evitar estos tipos de fallos, utilizando una profundidad de la capa apropiada, revenir inmediatamente después del temple y evitar los bordes afilados. (Hohn y Oswald, 2021)

#### **1.4.3. Fatiga volumétrica**

En las fallas volumétricas ocurre la fractura del diente, ya sea en la cabeza como en la base del mismo, que es provocada por las tensiones de flexión, las cuales reducen sobre todo la vida de los engranajes y pueden causar fallos catastróficos bajo picos de carga.

Estas son muy comunes en engranajes metálicos y se puede presentar de maneras muy diversas, pero para comprobar su existencia es necesario comprender su tipo clásico. (Houser, 2021)

#### **Las cinco condiciones que indican una fatiga volumétrica clásica son:**

1. El origen está en la superficie del pie del diente, del lado cargado del mismo.
2. El origen se ubica en el centro, entre los extremos del diente, donde se debe ubicar la carga normal.
3. Un diente falla primero, la fractura progresa lentamente desde el centro de la raíz del diente hasta el extremo.
4. En la medida que progresa la fractura, el diente se deflecta en cada ciclo hasta que la carga alcanza simultáneamente el extremo superior del próximo diente, la sobrecarga o la fatiga por flexión del diente comenzó en la misma área.
5. El material y sus características metalúrgicas no varían y el piñón debe mantener sus condiciones de operación normal.

Si alguna de estas cinco condiciones cambia ya no estaremos en presencia del ejemplo clásico de fatiga volumétrica por flexión. Hay casos en que casi se produce la fatiga volumétrica clásica explicada, pero, por ejemplo, no se cumple el punto 4 y por determinadas razones el origen se ubica en un extremo de la raíz del diente, una de ellas puede ser una sobrecarga o impacto aplicado en el extremo del diente. Otro caso puede ser en el que la fractura se origina fuera del centro del diente y continúa hacia el extremo opuesto al cargado. (Houser, 2021)

#### **1.4.4. Falla por agrietamiento**

Consiste en la formación de grietas en los flancos de los dientes, cerca de la circunferencia exterior, con lo que se pueden producir desmoronamientos locales progresivos. Puede ser consecuencia de variaciones bruscas de temperatura, por defecto de lubricación, dureza excesiva del material o variación de las condiciones del esfuerzo transmitido. Cuando las grietas son varias y estrechamente agrupadas, su origen puede ser debido a varias causas. La dirección y posición de las mismas podrá dar idea de la posible causa (material, forja, tratamiento térmico, etc.). Frecuentemente, estas grietas o fisuras solamente pueden ponerse en evidencia por reactivos químicos o detectores magnéticos. (Lin y Wang, 2021)

##### **Falla por agrietamiento en el tratamiento térmico**

Esta falla es la fisuración del engranaje durante o después del tratamiento térmico. Se pueden observar grietas intergranulares que van desde la superficie hacia el centro de la masa. Las causas de esta falla son las tensiones térmicas debido a un calentamiento o enfriamiento no uniforme. Se recomienda para evitar esta falla utilizar un tratamiento térmico adecuado y evitar las concentraciones de esfuerzos. (Lin y Wang, 2021)

##### **Falla por agrietamiento en el esmerilado**

Esta falla son grietas que aparecen en la superficie del diente durante o después del rectificado. Se aprecian grietas superficiales finas, con un patrón en forma de maya paralela o irregular. Las causas que provocan esta falla son el excesivo calor o tensión generada en el proceso de rectificado además del material poseer una microestructura sensible. (Lin y Wang, 2021)

##### **Falla por agrietamiento en el alma o en la llanta**

En esta falla se agrietan el alma o la llanta del cuerpo del engranaje. Por lo general las grietas comienzan por la concentración de tensiones. Las causas pueden ser el alma o la llanta de los engranajes muy finos, o la resonancia del cuerpo del engranaje. Se recomienda para evitar esta falla diseñar un engranaje con el espesor adecuado del alma y la llanta, evitar las concentraciones de tensiones y evitar la resonancia. (Lin y Wang, 2021)

##### **Falla por agrietamiento debido a la fatiga**

La falla de agrietamiento por fatiga implica la acción de otras fallas mencionadas anteriormente, un ejemplo es en la falla de fatiga por contacto, el agrietamiento y

desprendimiento de fragmentos de la superficie debido a tensiones cíclicas con presencia de picadura en la superficie del perfil del diente, grietas en los límites de las cavidades y marcas de playas en los cráteres. Las causas por las que ocurre esta falla son las altas tensiones de contacto, la baja resistencia a la fatiga y el espesor inadecuado de película específica del lubricante. (Lin y Wang, 2021)

Otro ejemplo es la fatiga de las capas que provoca finas grietas en engranajes cementados, en la zona de transición entre la capa y el núcleo, creando cráteres longitudinales con afilados bordes perpendiculares. Las causas que provocan esta falla son inclusiones cerca de la capa y el núcleo, y las tensiones de contacto superan la resistencia a la fatiga debajo de la superficie. Se recomienda para evitar esta falla reducir las tensiones de contacto, aumentar la dureza de las capas, aumentar la profundidad la misma y aumentar la dureza del núcleo.

En el caso de las grietas que se forman en la base del diente, donde su origen es en la curvatura de la raíz en el punto de máximo esfuerzo de flexión es una falla producto a la fatiga de flexión por alto número de ciclos. Las causas de esta falla son los elevados esfuerzos a flexión y la baja resistencia del material a la fatiga.

Por otra parte, las grietas formadas en el perfil activo del diente, que se originan a partir de defectos o en la concentración de tensiones son producto de la fatiga por flexión con alto número de ciclos. Las causas son por la concentración de tensiones debido a la presencia de picadura en el perfil del diente, defectos del material o grietas preexistentes. Se puede evitar este tipo de falla, evitando la concentración de esfuerzos, reduciendo la tensión de contacto y aumentando la resistencia a la fatiga.

Un último ejemplo son las grietas originadas en los extremos de los dientes, producto de la fatiga por flexión debido al alto número de ciclos. Las causas de esta peligrosa falla son producto a la desalineación de los engranajes, la concentración de tensiones y defectos o baja resistencia a la fatiga en los extremos de los dientes. Se recomienda evitar esta falla evitando la desalineación de los engranajes, evitando la concentración de esfuerzos, evitando los defectos en el material y aumentando la resistencia a la fatiga. (Radzevich, 2021)

#### **1.4.5. Falla por fatiga superficial**

Uno de los tipos más comunes de desgaste es la fatiga superficial, que consiste en el desprendimiento del material como resultado de tensiones repetidas. Su aparición depende a menudo del lubricante utilizado. Aunque puede producirse en aplicaciones que utilizan lubricantes sintéticos y minerales, los sintéticos proporcionan una mejor protección debido a su viscosidad y la composición de sus moléculas, por lo que te recomendamos tenerlo en cuenta a la hora de elegir el lubricante de tu equipo. (Sharma, 2021)

#### **Fatiga subsuperficial**

Este es otro tipo común de desgaste y es resultado de una tensión de contacto intensa y repetida debajo de la superficie. Se llama desprendimiento o desconchado a áreas

relativamente grandes de material que se han desprendido de la superficie del diente del engrane. (Sharma, 2021)

**El desconchamiento adopta dos formas:**

1. Deformación plástica de la superficie del diente: aparecen ondulaciones por arriba o debajo de la línea de contacto que pueden desprenderse.
2. Agrietamiento de la superficie: se manifiesta en forma de finas grietas prolongadas y cráteres de bordes afilados. (Sharma, 2021)

**1.4.6. Desgaste por abrasión**

En este tipo de desgaste las partículas duras se deslizan y ruedan bajo presión, provocando cortes. Las fuentes de partículas duras incluyen partículas metálicas de los dientes del engrane y partículas que se introducen en la carcasa, como suciedad de fundición e incrustaciones. (Townsend y Mott, 2021)

**Ejemplos de desgaste por abrasión:**

Pulido: pérdida lenta de material que afecta poco al rendimiento o la vida útil del engranaje.

Rayado: una línea corta que se desarrolla en la dirección del deslizamiento. (Townsend y Mott, 2021)

**1.4.7. Desgaste adhesivo**

Por último, existe el desgaste adhesivo que se produce entre superficies durante el contacto por fricción. Se refiere a partículas y restos de deterioro que se desplazan y se adhieren de una superficie a otra. (Townsend y Mott, 2021)

**El desgaste adhesivo suele aparecer de tres formas:**

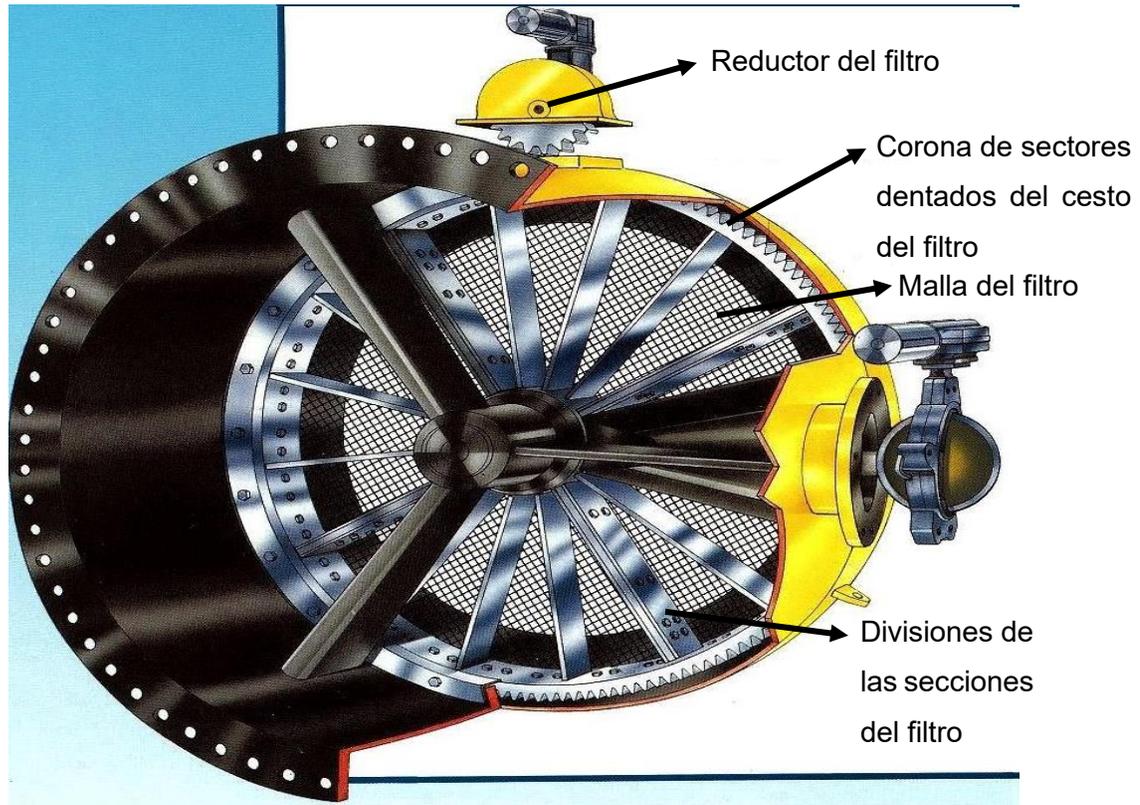
1. Raspado: se refiere al desgaste localizado causado por la aparición de soldaduras en fase sólida entre superficies deslizantes. Suele aparecer cuando la presión entre los dientes del engranaje es elevada.
2. Estriado: es el desprendimiento y eliminación rápida de material de la superficie del diente, dando lugar a la extracción de partículas en la zona de malla del diente. El rayado también tiende a ser localizado y se produce donde las velocidades de deslizamiento son más altas.
3. Soldadura: un híbrido de estriado y picadura en el que los cuerpos de la picadura se adhieren al engrane. Normalmente se producen en aplicaciones de alta carga y baja velocidad y puede deberse a la tensión del eje. (Townsend y Mott, 2021)

**1.5 Análisis de falla**

El análisis de fallo, se puede utilizar para identificar la causa del fallo. Las propiedades y características del material pueden contribuir a estos fallos. Algunas de las formas comunes en que los engranajes fallan, pueden evitarse eligiendo el material correcto, el procesamiento adecuado, la protección contra la contaminación o simplemente asegurándose de que los engranajes estén lubricados correctamente. (Singh y Gupta, 2021)

## Capítulo II

### 2.1 Cargas existentes en el reductor del filtro

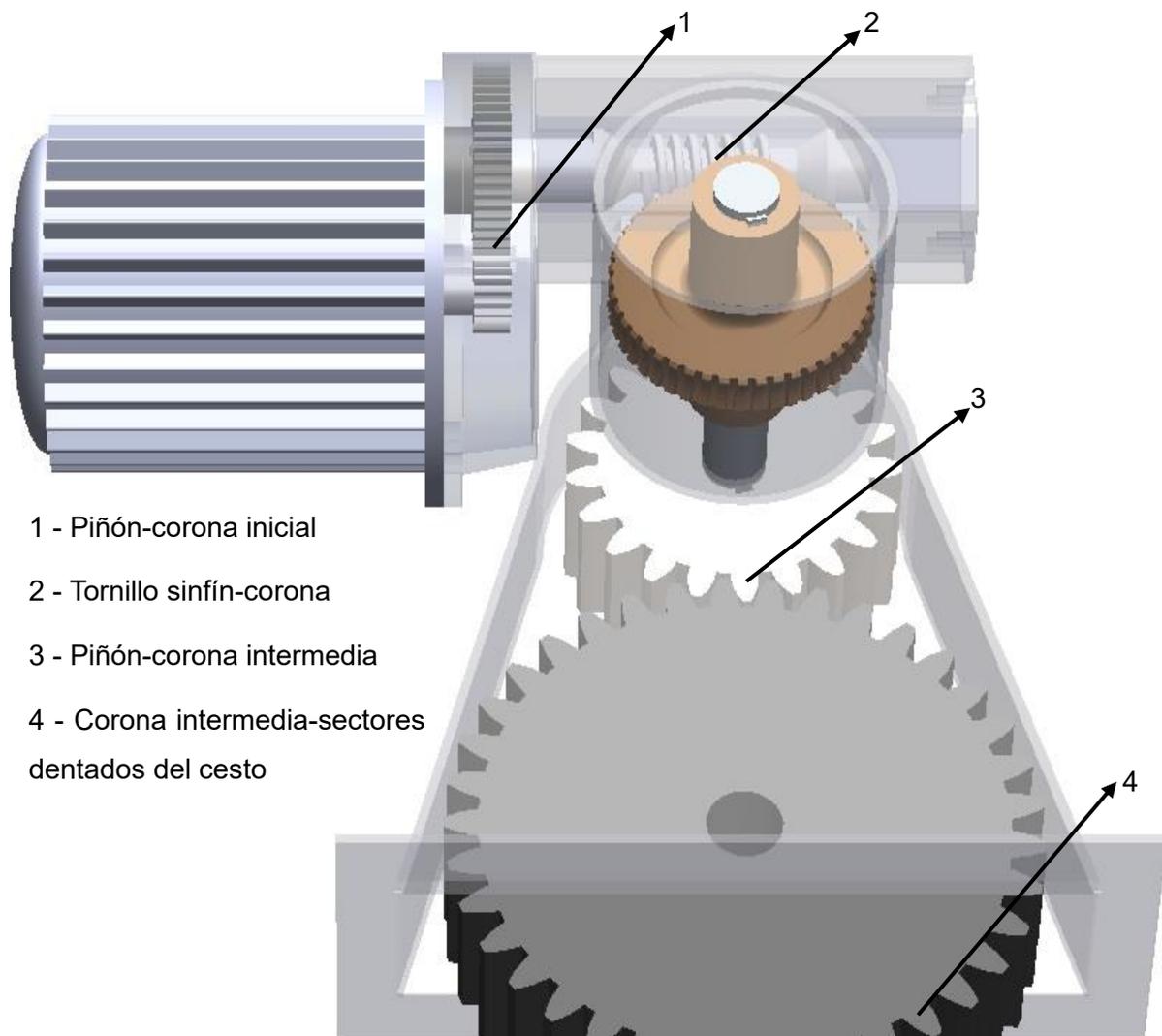


**Figura 2.1:** Filtro de desechos tipo "W" del sistema Technos

Fuente: ETE Carlos Manuel de Céspedes

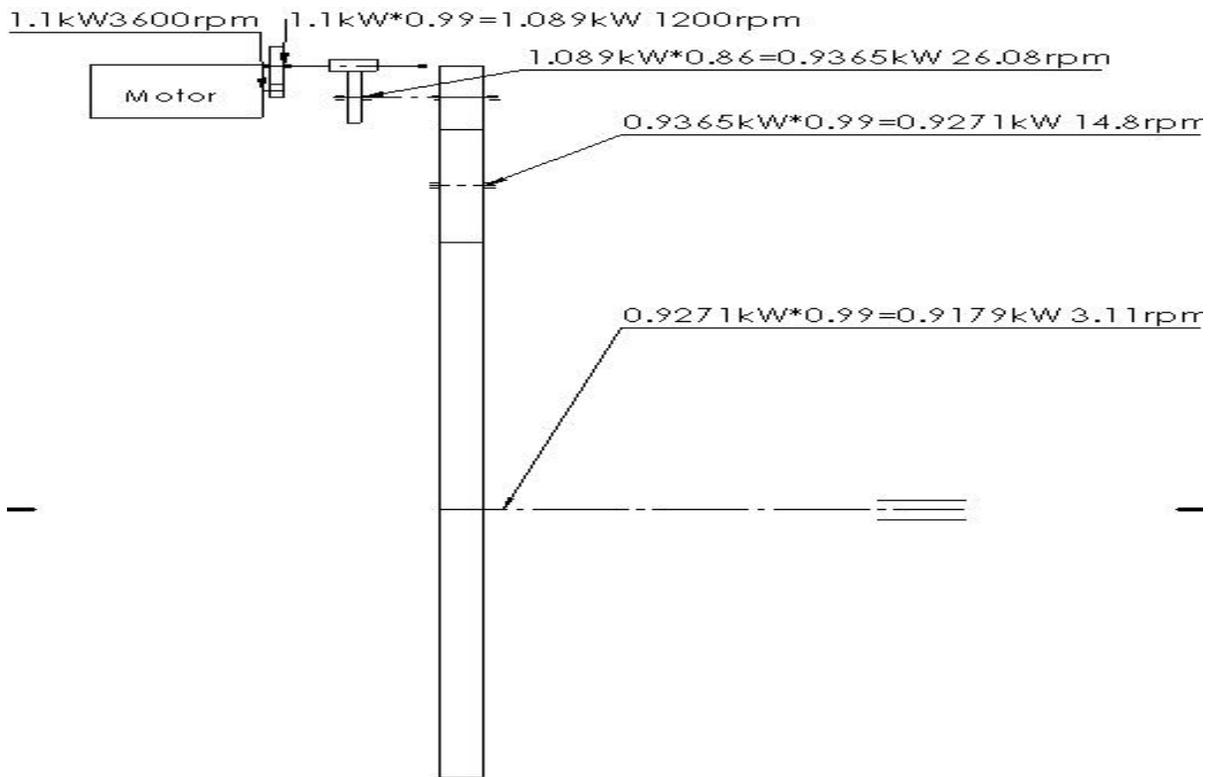
#### 2.1.1 Esquema de las transmisiones del filtro

La figura (2.2) muestra el sistema motriz del filtro, el cual comienza con un motor trifásico de 380v que cuenta con una potencia de 1.1 kW y gira a 3600 rpm, acoplado a su eje se encuentra un piñón cilíndrico recto pequeño de 19 dientes engranado con una corona de 57 dientes para una relación de transmisión  $u=3$ . En el eje de la corona mencionada se encuentra tallado un tornillo sinfín de 1 entrada engranado con una corona de 46 dientes para  $u=46$ , esta corona está acoplada a un eje que transmite el movimiento a un piñón de 21 dientes engranado a una corona de 37 dientes para  $u=1.76$  y esta a su vez está acoplada al cintillo dentado del cesto del filtro el cual cuenta con 11 sectores de 16 dientes cada uno para un total de 176 dientes y  $u=4.756$ .



- 1 - Piñón-corona inicial
- 2 - Tornillo sinfín-corona
- 3 - Piñón-corona intermedia
- 4 - Corona intermedia-sectores dentados del cesto

**Figura 2.2:** Sistema de engranajes del filtro  
Fuente: Generado en SolidWorks por autor



**Figura 2.3:** esquema de transmisiones del filtro

Fuente: Generado en SolidWorks por autor

## 2.2 Verificación de la resistencia de la primera transmisión

La primera transmisión con que cuenta este filtro es por engranajes cilíndricos de dientes rectos en la cual el piñón está acoplado al eje del motor eléctrico el cual posee una potencia máxima de 1,1 kW y gira a 3600 rpm y la corona es soportada por 2 cojinetes y a su eje está acoplado un tornillo sinfín perteneciente a la siguiente transmisión. La tabla (2.1) muestra los datos obtenidos de planos y mediciones proporcionados por la central termoeléctrica Carlos Manuel de Céspedes de Cienfuegos.

**Tabla 2.1:** Datos de la transmisión proporcionados por la CTE

Datos	Piñón	Corona	Transmisión
Material	Acero al carbono	Hierro fundido al manganeso	
Diámetro exterior (De) (mm)	36.75	103.25	
Diámetro primitivo (D) (mm)	33.25	99.75	
Diámetro interior (Di) (mm)	28.87	95.375	
Distancia entre centros (A) (mm)			66.5
Paso circular (P) (mm)			5.498

Número de dientes (Z)	19	57	
Relación de transmisión (u)			3
Modulo (m) (mm)	1.75	1.75	
Angulo de engrane ( $\alpha$ )	20	20	
Angulo de inclinación del dentado ( $\beta$ )	0	0	
Potencia (N) (kW)			1.1
Ancho del dentado (b) (mm)	20	20	
Revoluciones (n) (rpm)	3600	1200	
Dureza (H) (HB)	220	217	

### 2.2.1 Cálculo de la fatiga superficial del engranaje inicial

Para determinar la resistencia a la fatiga superficial de la transmisión por engranajes de dientes rectos, se empleará la metodología propuesta en el folleto de clase. (Cabello Eras, 2011)

La tensión superficial ( $\sigma_H$ ) se determina por la ecuación:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi*(1-\mu^2)} * \frac{q_n}{\rho}} = \sqrt{\frac{13.78*10^4 Mpa}{2\pi*(1-0.28^2)} * \frac{9.68 N}{27.89 mm}} = 90.951 Mpa \quad (2.1)$$

Donde:

E - Módulo de elasticidad reducido, MPa

$\mu$  - Coeficiente de Poisson (Ver anexo 1 Tabla 2)

$q_n$  - Carga normal distribuida, N/mm

$\rho$  - Radio de curvatura reducido de las superficies en contacto, mm

El módulo de elasticidad reducido (E) se determina por la ecuación:

$$E = \frac{2*E_1*E_2}{E_1+E_2} = \frac{2*206.8 Gpa*103.4 Gpa}{206.8 Gpa+103.4 Gpa} = 13.78 * 10^4 Mpa$$

Donde:

$E_1$  - Modulo de elasticidad del piñón, Gpa (Ver anexo 1 Tabla 1)

$E_2$  - Modulo de elasticidad de la corona, Gpa (Ver anexo 1 Tabla 1)

La carga normal distribuida ( $q_n$ ) se determina por la ecuación:

$$q_n = \frac{F_t}{\cos(\alpha)*b*\varepsilon_\alpha*K_\varepsilon} * K_{Ha} * K_{Hb} * K_{HV} = \frac{175.52 N}{0.93*20 mm*1.65*0.77} * 1 * 1.07 * 1.24 = 9.68 N/mm \quad (2.2)$$

Donde:

$F_t$  - Fuerza tangencial, N

$\alpha$  - Angulo de engrane, ° /Tabla 2.1

b - Ancho del dentado, mm /Tabla 2.1

$\varepsilon_\alpha$  - Coeficiente de recubrimiento axial

$K_\varepsilon$  - Coeficiente de línea de contacto.

$K_{Ha}$  - Coeficiente de régimen de trabajo. Para dientes rectos se toma 1

$K_{Hb}$  - Coeficiente de concentración de carga. Se determina en la Figura 10.31 de (Cabello Eras, 2011) en función de la disposición de los apoyos y del coeficiente de ancho relativo

al diámetro  $\varphi_{bd} = \frac{b}{D_1} = \frac{20mm}{33.25mm} = 0.6$  se toma 1.07

$K_{HV}$  - Coeficiente de carga dinámica a contacto. Tabla 10.20 de (Cabello Eras, 2011) =1.24

La fuerza tangencial ( $F_t$ ) se calcula por la ecuación:

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{\frac{2 \cdot 9550 \cdot N}{n_1}}{D_1} = \frac{\frac{2 \cdot 9550 \cdot 1.1 kW}{3600 rpm}}{0.03325 m} = 175.52 \text{ N} \quad (2.3)$$

Donde:

$T_1$  - Torque en el piñón, N/m

$n_1$  - Velocidad del piñón, rpm /Tabla 2.1

El coeficiente de recubrimiento axial ( $\varepsilon_\alpha$ ) se calcula por la ecuación:

$$\varepsilon_\alpha = \left( 1.88 - 3.2 \cdot \left[ \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right] \right) \cdot \cos(\beta) = 1.88 - 3.2 \cdot \left[ \frac{1}{19} + \frac{1}{57} \right] \cdot \cos(0^\circ) = 1.65$$

Donde:

$z_1$  - Número de dientes del piñón, /Tabla 2.1

$z_2$  - Número de dientes de la corona, /Tabla 2.1

$\beta$  - Angulo de inclinación del dentado °, /Tabla 2.1

El coeficiente de línea de contacto ( $K_\varepsilon$ ) se calcula por la ecuación:

$$K_\varepsilon = \frac{3}{4 \cdot \varepsilon_\alpha - \varepsilon_\alpha^2} = \frac{3}{4 \cdot 1.65 - 1.65^2} = 0.77$$

El radio de curvatura reducido de las superficies en contacto ( $\rho$ ) se calcula por la ecuación:

$$\rho = \frac{u \cdot D_1 \cdot \sin(\alpha)}{2 \cdot (u+1) \cdot \cos(\beta)} = \frac{3 \cdot 33.25 \cdot \sin(20^\circ)}{2 \cdot (3+1) \cdot \cos(0^\circ)} = 27.89 \text{ mm}$$

Donde:

$u$  - Relación de transmisión

## 2.2.2 Calculo de la tensión limite superficial

La tensión limite superficial [ $\sigma_H$ ] se determina por la ecuación:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_L \cdot K_{XH} = \frac{504 Mpa}{1.2} \cdot 0.27 \cdot 1 \cdot 1.02 \cdot 1.5 \cdot 1 = 173.344 \text{ Mpa} \quad (2.4)$$

Donde:

$\sigma_{Hlim}$  - Límite de fatiga por contacto para el número de ciclos de cambio de tensiones en MPa, se determina en la Tabla 10.20 de (Cabello Eras, 2011)) en función del material y el tratamiento térmico utilizado.

$K_{HL}$  - Coeficiente de longevidad a las tensiones de contacto.

$S_H$  - Coeficiente de seguridad. Para ruedas con endurecimiento superficial se asume 1.2

$K_L$  - Coeficiente de longevidad. Se determina en la Tabla 10.8 de (Cabello Eras, 2011) teniendo en cuenta el número de ciclos de trabajo 100000 - 1000000 y la dureza de los materiales  $\leq 350$  HB se toma 1.5

$Z_R$  - Coeficiente que tiene en cuenta la rugosidad superficial. Para grado de precisión 8 y mejor se asume 1

$Z_v$  - Coeficiente que tiene en cuenta la velocidad periférica. Se determina en la Figura 10.32 de (Cabello Eras, 2011) en función de la velocidad periférica en m/s.

$K_{XH}$  - Coeficiente que tiene en cuenta el tamaño de las ruedas. Se determina en la Figura 10.33 de (Cabello Eras, 2011) en función del diámetro de las ruedas, al ser estos muy pequeños se toma 1

El límite de fatiga por contacto para el número de ciclos de cambio de tensiones en ( $\sigma_{Hlim}$ ) se determina por la ecuación sacada de la tabla:

$$\sigma_{Hlim} = 2 * H_{HB} + 70 = 2 * 217 + 70 = 504 \text{ Mpa}$$

Donde:

$H_{HB}$  - Dureza del piñón

El coeficiente de longevidad a las tensiones de contacto ( $K_{HL}$ ) se determina por la ecuación:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{12151352.4}{31536000000}} = 0.27$$

Donde:

$N_{HO}$  - Número básico de ciclos de cambio de tensión en el diente.

$N_{HE}$  - Número de ciclos equivalente de cambio de las tensiones.

El número básico de ciclos de cambio de tensión en el diente ( $N_{HO}$ ) se determina para dureza entre 200 y 560 HB por la ecuación:

$$N_{HO} = 30 * H_{HB}^{2.4} = 30 * 217^{2.4} = 12151352.4$$

El número de ciclos equivalente de cambio de las tensiones ( $N_{HE}$ ) se determina por la ecuación:

$$N_{HE} = 60 * c * n_1 * t = 60 * 2 * 3600 * 73000 = 31536000000 \quad (2.5)$$

Donde:

$c$  - cantidad de ruedas engranadas, 2

$t$  - Tiempo de vida esperado de la transmisión, 73000 h

Para determinar el coeficiente que tiene en cuenta la velocidad periférica ( $Z_v$ ) es necesario primero calcular la velocidad periférica:

$$V = \frac{n_1 * \pi * D_1}{60s} = \frac{3600rpm * \pi * 0.03325m}{60s} = 6.267m/s \quad (2.6)$$

Con este valor y la dureza se determina en (la figura 10.32 del folleto) que  $Z_v$  es 1.02

Comparando los resultados de las ecuaciones (2.1) y (2.4):

$$\sigma_H < [\sigma_H]$$

$$90.951 \text{ Mpa} < 173.344 \text{ Mpa}$$

Se concluye que la transmisión no falla a fatiga superficial

### 2.2.3 Calculo de la fatiga volumétrica

Se emplearán las metodologías propuestas como material de estudio (Cabello Eras, 2011)

La fatiga volumétrica para el piñón ( $\sigma_{f1}$ ) se determina por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{f1} = \gamma_{f1} * \gamma_{\beta} * \frac{F_T}{b * m} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV} = 3.6 * 1 * \frac{175.52N}{20mm * 1.75mm} * 0.90 * 1.18 * 1.58 = 30.32 \text{ Mpa} \quad (2.7)$$

Donde:

$\gamma_{f1}$  - Coeficiente de forma del diente del piñón

$\gamma_{\beta}$  - Coeficiente de inclinación de los dientes, para engranajes de dientes rectos es 1

$K_{f\alpha}$  - Coeficiente de régimen de carga a flexión.

$K_{f\beta}$  - Coeficiente de distribución de carga. Se determina en el gráfico de la Figura 10.35 de (Cabello Eras, 2011) en función de la disposición del engranaje respecto a los apoyos y el coeficiente de ancho relativo al diámetro. Se toma 1.18

$K_{fV}$  - Coeficiente de carga dinámica. Se determina en la Tabla 10.23 de (Cabello Eras, 2011) en función de la velocidad periférica, la precisión de elaboración y la dureza de los dientes. Se toma 1.58

El coeficiente de forma del diente del piñón ( $\gamma_{f1}$ ) se determina en la Figura 10.34 de (Cabello Eras, 2011) en función del número de dientes equivalente ( $Z_v$ ) el cual se determina por la ecuación:

$$Z_v = \frac{Z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{19}{\cos^3(0^\circ)} = 22.156 \approx 22 \text{ por lo que se toma 3.6 en la tabla}$$

Donde:

$Z_1$  - Número de dientes del piñón

$\beta$  - Angulo de inclinación del dentado es 0 para engranajes cilíndricos de dientes rectos

El coeficiente de régimen de carga a flexión ( $K_{f\alpha}$ ) se determina por la ecuación:

$$K_{f\alpha} = \frac{4 + (\epsilon_{\alpha} - 1)(n - 5)}{4 * \epsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1.65 - 1)(8 - 5)}{4 * 1.65} = 0.9$$

Donde:

n - Clase de precisión de elaboración

La fatiga volumétrica límite para el piñón [ $\sigma_{f1}$ ] se determina por la ecuación:

$$[\sigma_{f1}] = \frac{1.4 * \sigma_{rot}}{n * K_{\sigma}} * K_r = \frac{1.4 * 400 \text{ Mpa}}{2 * 1.24} * 0.378 = 85.41 \text{ Mpa} \quad (2.8)$$

Donde:

$\sigma_{rot}$  - Límite de rotura del material, Mpa. Para el piñón de acero al carbono se toma 400 Mpa. (Ver anexo 1Tabla 1)

$n'$  - Coeficiente de seguridad. Se determina por la Tabla 10,25 de (Cabello Eras, 2011), se toma 2

$k_{\sigma}$  - Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente. Se determina por la Tabla 10,24 de (Cabello Eras, 2011), se toma 1.24

$K_{r1}$  - Coeficiente de régimen de carga. Piñón. Se determina por la ecuación:

$$K_{r1} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{31536000000}} = 0.378$$

Donde:

N - Número de ciclos de carga que se espera del engranaje. Equivalente a ( $N_{HE}$ ) de la ecuación (2.5)

Comparando los resultados de las ecuaciones (2.7) y (2.8):

$$\sigma_{f1} < [\sigma_{f1}]$$

$$30.32 \text{ Mpa} < 85.41 \text{ Mpa}$$

Por tanto, el piñón resiste la flexión.

La fatiga volumétrica para la corona ( $\sigma_{f2}$ ) se determina por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{f2} = \sigma_{f1} * \frac{\gamma_{f2}}{\gamma_{f1}} = 30.32 * \frac{3.52}{3.6} = 29.65 \text{ Mpa} \quad (2.9)$$

Donde:

$\gamma_{f2}$  - Coeficiente de forma del diente de la corona se toma 3.52 para ( $Z_v$ ) = 66.46 calculado de igual forma que para la ecuación (2.7)

La fatiga volumétrica límite para la corona [ $\sigma_{f2}$ ] se determina igual que [ $\sigma_{f1}$ ] con datos de la corona:

$$[\sigma_{f2}] = \frac{1.4 * \sigma_{rot}}{n' * K_{\sigma}} * K_r = \frac{1.4 * 250 \text{ Mpa}}{2 * 1.41} * 0.427 = 53.04 \text{ Mpa} \quad (2.10)$$

Comparando los resultados de las ecuaciones (2.9) y (2.10):

$$\sigma_{f1} < [\sigma_{f1}]$$

$$29.65 \text{ Mpa} < 53.04 \text{ Mpa}$$

Por tanto, la corona resiste la flexión.

### 2.3 Verificación de la resistencia de la transmisión por tornillo sinfín

La segunda transmisión está compuesta por un tornillo sinfín de Acero al cromo-níquel 12XH3A-Gost de una entrada conformado en el eje de la corona de la transmisión anterior que transmite torque hacia una corona de bronce al aluminio de 46 dientes, de los cuales se conocen las dimensiones y algunos datos gracias a planos proporcionados por la empresa termoeléctrica de Cienfuegos los cuales se relacionan en la tabla (2.2)

**Tabla 2.2:** Datos de la transmisión proporcionados por la CTE

Datos	Tornillo sinfín	Corona
Materiales	Acero al cromo-níquel 12XH3A-Gost	Bronce al aluminio
Número de entradas/dientes (#)	1	46
Diámetro exterior $D_e$ (mm)	35.01	144
Diámetro primitivo $D$ (mm)	29.01	138
Diámetro interior $D_i$ (mm)	21.55	130.5
Modulo $m$ (mm)	3	3
Paso $P$ (mm)	9.4248	9.4248
Coefficiente de corrección ( $\xi$ )	0.5	0.5
Ancho de la corona $B$ (mm)		20
Dureza $H$ (HB)	180	100
Distancia entre centros $A$ (mm)	83.5	
Velocidad $n$ (rpm)	1200	26.08

### 2.3.1 Comprobación de la resistencia al agarramiento de la transmisión por tornillo sinfín:

Se realizan los cálculos para determinar la resistencia al agarramiento de la transmisión por tornillo sinfín por la metodología propuesta por (Dobrovolsky, 1970)

La causa fundamental del deterioro de las transmisiones por tornillo de acero, endurecido o no, es el desgaste superficial a causa del agarramiento y no a causa de la fatiga superficial que ocurre cuando se emplean los broncees menos resistentes.

La Tensión superficial ( $\sigma_{sup}$ ) se determina por la ecuación:

$$\sigma_{sup} = \frac{1.35}{D_2} \sqrt{\frac{M_1 * E}{D_1} * Kc * Kd} = \frac{1.35}{138mm} * \sqrt{\frac{7870Nm * 10.65 * 10^4 Mpa}{29.01mm}} * 1 * 1 = 55.58 Mpa \quad (2.11)$$

Donde:

$M_1$  - Momento torsor en el tornillo, Nm

$D_1$  - Diámetro primitivo del tornillo, mm

$D_2$  - Diámetro primitivo de la corona, mm  $Kd$  - Coeficiente de carga dinámica

$E$  - Módulo de elasticidad reducido

$Kc$  - Coeficiente de concentración de carga define que a medida que va trabajando la transmisión bajo una carga constante, las superficies más blandas de los dientes de la rueda helicoidal se irán asentando y la carga se repartirá con bastante uniformidad, entonces se toma  $k_c = 1$

El momento torsor en el tornillo ( $M_1$ ) se determina por la ecuación:

$$M_1 = \frac{9550 \cdot (N \cdot \eta)}{n_1} = \frac{9550 \cdot (1.1 \text{ kW} \cdot 0.99)}{1200 \text{ rpm}} = 7.87 \text{ Nm}$$

Donde:

N - Potencia de entrada, kW

n1 - Velocidad del tornillo, rpm

$\eta$  - Eficiencia de la transmisión anterior = 0.99

El coeficiente de carga dinámica (Kd) depende de la velocidad periférica de la corona ( $V_2$ ) La cual se determina por la ecuación:

$$V_2 = \frac{n_2 \cdot \pi \cdot D_2}{60s} = \frac{26.08 \text{ rpm} \cdot \pi \cdot 0.138 \text{ m}}{60s} = 0.188 \text{ m/s}$$

Donde:

n2 - velocidad de la corona, rpm se determina por la ecuación:  $n_2 = \frac{n_1 \cdot z_1}{z_2} = \frac{1200 \text{ rpm} \cdot 1}{46} =$

26.08 rpm

Para velocidades periféricas menores a 3 m/s se toman valores de Kd entre 1.0 y 1.1, siendo  $V_2 = 0.188 \text{ m/s}$  se toma 1

El módulo de elasticidad reducido (E) se determina por la ecuación:

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 206.8 \text{ Gpa} \cdot 71.7 \text{ Gpa}}{206.8 \text{ Gpa} + 71.7 \text{ Gpa}} = 10.65 \cdot 10^4 \text{ Mpa}$$

Donde:

E1 - Módulo de elasticidad del tornillo sinfín, 206.8 Gpa (Ver anexo 1 Tabla 2)

E2 - Módulo de elasticidad de la corona, 71.7 Gpa (Ver anexo 1 Tabla 2)

La tensión admisible superficial [ $\sigma_{sup}$ ] se determina por la Tabla 54 pág. 393 (Dobrovolsky, 1970) en función de la velocidad de desplazamiento de la transmisión y la relación de materiales de la corona y el tornillo sinfín:

La velocidad de desplazamiento de la transmisión ( $V_{des}$ ) se determina por la ecuación:

$$v_{des} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{3 \text{ mm} \cdot 1200 \text{ rpm}}{19100} \cdot \sqrt{1^2 + 10^2} = 1.892 \text{ m/s}$$

Donde:

m - Módulo

q - Número de módulos en el diámetro del círculo primitivo del tornillo, se determina por la ecuación:

$$q = \frac{D_1}{m} = 9.67 \text{ se normaliza a } 10$$

Para esta velocidad de desplazamiento y los materiales de las partes se toma en la tabla mencionada 900 Kg/cm<sup>2</sup> equivalente a 88.25 Mpa, comparándolo con el resultado obtenido en la ecuación (2.11):

$$\sigma_{sup} < [\sigma_{sup}]$$

$$55.58Mpa < 88.25Mpa$$

Por lo que se cumple la condición de resistencia.

### 2.3.2 Cálculo de la resistencia a la fractura de los dientes

La resistencia a la fractura de los dientes ( $\sigma_{flex}$ ) se determina por la ecuación:

$$\sigma_{flex} = \frac{1.9 \cdot \cos(\lambda)}{m \cdot D_2 \cdot D_1 \cdot \gamma} \cdot M_1 \cdot k_c \cdot k_d = \frac{1.9 \cdot \cos(5.71^\circ)}{3mm \cdot 138mm \cdot 29.01mm \cdot 0.54} \cdot 7870Nmm \cdot 1 \cdot 1 = 2.294Mpa \quad (2.12)$$

Donde:

$\lambda$  - Ángulo de elevación por el cilindro primitivo del filete del tornillo, °

$\gamma$  - Ángulo de contacto, °

El ángulo de elevación por el cilindro primitivo del filete del tornillo ( $\lambda$ ) se determina por la ecuación:

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{z_t}{q}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{10}\right) = 5.71^\circ$$

El coeficiente de forma del diente ( $\gamma$ ) se determina en la Figura 157 (Dobrovolsky, 1970) teniendo en cuenta el coeficiente ( $\xi$ ) y el número de dientes equivalente  $z_{eq}$  que se determina por la ecuación:

$$z_{eq} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta_d)} = \frac{46}{\cos^3(90^\circ - 44.4147^\circ)} = 134.161 \approx 134$$

Donde:

$\beta_d$  - Ángulo de inclinación de los dientes en la corona =  $90^\circ - \beta$  - Ángulo de inclinación de los dientes del tornillo sinfín

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{P}{\pi \cdot D}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{9.4248mm}{\pi \cdot 29.01mm}\right) = 44.4147^\circ$$

Donde:

P – Paso, mm

Teniendo  $z_{eq}$ , y  $\xi = 0.5$  se obtiene  $\gamma = 0.54$

### 2.4 Verificación de la resistencia de la transmisión de piñón recto a la corona intermedia

La tercera transmisión cuenta de un piñón de acero inoxidable de 21 dientes movido por un eje que baja desde la corona de la transmisión anterior el cual transmite torque hacia una corona de Nylatron de 37 dientes intermedia, pues sirve de piñón al cintillo de sectores dentados que cubren el perímetro circular de la malla giratoria.

**Tabla 2.3:** Datos de la transmisión proporcionados por la CTE

Datos	Piñón	Corona	Transmisión
Material	Acero Inoxidable	Nylatron	
Diámetro exterior (De) (mm)	184	312	
Diámetro primitivo (D) (mm)	168	296	
Diámetro interior (Di) (mm)	148	276	
Distancia entre centros (A) (mm)			232
Paso circular (P) (mm)			25.13
Número de dientes (Z)	21	37	
Relación de transmisión (u)			1.7619
Modulo (m) (mm)	8	8	
Angulo de engrane ( $\alpha$ )	20	20	
Angulo de inclinación del dentado ( $\beta$ )	0	0	
Potencia (N) (kW)			0.9365
Ancho del dentado (b) (mm)	62	62	
Revoluciones (n) (rpm)	26.08	14.8	
Dureza (H) (HB)	200	160	

#### 2.4.1 Cálculo de la fatiga superficial

Para estos cálculos se utiliza la misma metodología del epígrafe (2.2)

La tensión superficial ( $\sigma_H$ ) se determina por la ecuación (2.1):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi*(1-\mu^2)} * \frac{q_n}{\rho}} = \sqrt{\frac{6.487*10^3 \text{ Mpa}}{2\pi*(1-0.28^2)} * \frac{59.50 \text{ N/mm}}{119.88 \text{ mm}}} = 23.58 \text{ Mpa}$$

El Módulo de elasticidad reducido (E) se determina por la ecuación:

$$E = \frac{2*E_1*E_2}{E_1+E_2} = \frac{2*189.6 \text{ Gpa}*3.3 \text{ Gpa}}{189.6 \text{ Gpa}+3.3 \text{ Gpa}} = 6.487 * 10^3 \text{ Mpa}$$

La carga normal distribuida ( $q_n$ ) se determina por la ecuación (2.2):

$$q_n = \frac{F_t}{\cos(\alpha)*d*\epsilon_\alpha*K_\epsilon} * K_{Ha} * K_{Hb} * K_{HV} = \frac{4082.48 \text{ N}}{0.93*62 \text{ mm}*1.64*0.77} * 1 * 1 * 1.08 = 59.50 \text{ N/mm}$$

$$\Phi_{bd} = \frac{b}{D_1} = \frac{62 \text{ mm}}{168 \text{ mm}} = 0.37 \text{ se toma } K_{Hb} = 1$$

La fuerza tangencial (Ft) se calcula por la ecuación (2.3):

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2 * 9550 * N}{D_1} = \frac{2 * 9550 * 0.9365 \text{ kW}}{26.08 \text{ rpm}} = 4082.48 \text{ N}$$

El coeficiente de recubrimiento axial ( $\varepsilon_\alpha$ ) se calcula por la ecuación:

$$\varepsilon_\alpha = \left( 1.88 - 3.2 * \left[ \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right] \right) * \cos(\beta) = 1.88 - 3.2 * \left[ \frac{1}{21} + \frac{1}{37} \right] * \cos(0^\circ) = 1.64$$

El coeficiente de línea de contacto ( $K_\varepsilon$ ) se calcula por la ecuación:

$$K_\varepsilon = \frac{3}{4 * \varepsilon_\alpha - \varepsilon_\alpha^2} = \frac{3}{4 * 1.64 - 1.64^2} = 0.77$$

El radio de curvatura reducido de las superficies en contacto ( $\rho$ ) se calcula por la ecuación

$$\rho = \frac{u * D_1 * \text{sen}(\alpha)}{2 * (u+1) * \cos(\beta)} = \frac{1.7619 * 168 \text{mm} * \text{sen}(20^\circ)}{2 * (1.7619+1) * \cos(0^\circ)} = 119.88 \text{ mm}$$

#### 2.4.2 Calculo de la tensión limite superficial.

La tensión limite superficial [ $\sigma_H$ ] se determina por la ecuación (2.4):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} * K_{HL} * Z_R * Z_V * K_L * K_{XH} = \frac{390 \text{Mpa}}{1.2} * 0.54 * 1 * 1 * 1.5 * 1 = 264.65 \text{ Mpa}$$

El límite de fatiga por contacto para el número de ciclos de cambio de tensiones en ( $\sigma_{Hlim}$ ) se determina por la ecuación sacada de la tabla:

$$\sigma_{Hlim} = 2 * H_{HB} + 70 = 2 * 160 + 70 = 390 \text{ Mpa}$$

El coeficiente de longevidad a las tensiones de contacto ( $K_{HL}$ ) se determina por la ecuación:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{5848024.9}{228460800}} = 0.54$$

El número básico de ciclos de cambio de tensión en el diente ( $N_{HO}$ ) se determina para dureza entre 200 y 560 HB por la ecuación:

$$N_{HO} = 30 * H_{HB}^{2.4} = 30 * 160^{2.4} = 5848024.9$$

El número de ciclos equivalente de cambio de las tensiones ( $N_{HE}$ ) se determina por la ecuación (2.5):

$$N_{HE} = 60 * c * n_1 * t = 60 * 2 * 26.08 * 73000 = 228460800$$

Para determinar el coeficiente que tiene en cuenta la velocidad periférica ( $Z_V$ ) es necesario primero calcular la velocidad periférica la cual se calcula por la ecuación (2.6):

$$V = \frac{n_1 * \pi * D_1}{60s} = \frac{26.08 \text{rpm} * \pi * 0.168 \text{m}}{60s} = 0.23 \text{ m/s}$$

Con este valor y la dureza se determina en (la figura 10.32 del folleto) que  $Z_V$  es 1

Comparando la condición de resistencia

$$\sigma_H < [\sigma_H]$$

$$23.58 \text{Mpa} < 264.65 \text{ Mpa}$$

Se concluye que la transmisión no falla a fatiga superficial

#### 2.4.3 Calculo de la fatiga volumétrica

La fatiga volumétrica para el piñón ( $\sigma_{f1}$ ) se determina por la siguiente ecuación (2.7):

$$\sigma_{f1} = Y_{f1} * Y_{\beta} * \frac{F_T}{b * m} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV} = 3.58 * 1 * \frac{4082.48N}{62mm * 8mm} * 0.9 * 1 * 1.2 = 31.906Mpa$$

El coeficiente de forma del diente del piñón ( $\gamma_{f1}$ ) se determina en función del número de dientes equivalente ( $Z_v$ ) el cual se determina por la ecuación:

$$Z_v = \frac{Z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{21}{\cos^3(0^\circ)} = 24.488 \approx 24 \text{ por lo que se toma } 3.58$$

El coeficiente de régimen de carga a flexión ( $K_{f\alpha}$ ) se determina por la ecuación:

$$K_{f\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(V - 5)}{4 * \varepsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1.64 - 1)(8 - 5)}{4 * 1.64} = 0.9$$

La fatiga volumétrica límite para el piñón [ $\sigma_{f1}$ ] se determina por la ecuación (2.8):

$$[\sigma_{f1}] = \frac{1.4 * \sigma_{rot}}{n' * K_{\sigma}} * K_r = \frac{1.4 * 700Mpa}{2 * 1.24} * 0.653 = 258.43 Mpa$$

$K_{r1}$  - Coeficiente de régimen de carga del piñón se determina por la ecuación:

$$K_{r1} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{NHE}} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{228460800}} = 0.65$$

Comparando la condición de resistencia:

$$\sigma_{f1} < [\sigma_{f1}]$$

$$31.906 Mpa < 258.43 Mpa$$

Por tanto, el piñón resiste la flexión.

La fatiga volumétrica para la corona ( $\sigma_{f2}$ ) se determina por la siguiente ecuación (2.9):

$$\sigma_{f2} = \sigma_{f1} * \frac{Y_{f2}}{Y_{f1}} = 31.906Mpa * \frac{3.56}{3.58} = 31.72 Mpa$$

La fatiga volumétrica límite para la corona [ $\sigma_{f2}$ ] se determina igual que [ $\sigma_{f1}$ ] con datos de la corona (2.10):

$$[\sigma_{f2}] = \frac{1.4 * \sigma_{rot}}{n' * K_{\sigma}} * K_r = \frac{1.4 * 100Mpa}{2 * 1.34} * 0.696 = 36.38 Mpa$$

Comparando la condición de resistencia:

$$\sigma_{f2} < [\sigma_{f2}]$$

$$31.72 Mpa < 36.38 Mpa$$

Por tanto, la corona resiste la flexión.

## 2.5 Verificación de la resistencia de la transmisión entre la corona intermedia y el cintillo dentado del cesto.

La cuarta y última transmisión está conformada por la corona intermedia mencionada en la transmisión anterior que cumple como piñón y un cintillo de sectores dentados que cubren el perímetro circular de la malla giratoria los cuales son de Nylatron y cada uno contiene 11 dientes, siendo 16 sectores, le dan a la corona un total de 176 dientes

**Tabla 2.4:** Datos de la transmisión proporcionados por la CTE

Datos	Piñón	Corona	Transmisión
Material	Nylatron 703 XL	Nylatron 703 XL	
Diámetro exterior (De) (mm)	312	1424	
Diámetro primitivo (D) (mm)	296	1408	
Diámetro interior (Di) (mm)	276	1388	
Distancia entre centros (A) (mm)			852
Paso circular (P) (mm)			25.13
Número de dientes (Z)	37	176	
Relación de transmisión (u)			4.75
Modulo (m) (mm)	8	8	
Angulo de engrane ( $\alpha$ )	20	20	
Angulo de inclinación del dentado ( $\beta$ )	0	0	
Potencia (N) (kW)			1.1
Ancho del dentado (b) (mm)	62	62	
Revoluciones (n) (rpm)	14.8	3.11	
Dureza (H) (HB)	160	160	

### 2.5.1 Cálculo de la fatiga superficial

Para estos cálculos se utiliza la misma metodología del epígrafe (2.2)

La tensión superficial ( $\sigma_H$ ) se determina por la ecuación (2.1):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi*(1-\mu^2)} * \frac{q_n}{\rho}} = \sqrt{\frac{3300Mpa}{2\pi*(1-0.28^2)} * \frac{55.56N/mm}{273.58mm}} = 10.76Mpa$$

El módulo de elasticidad reducido (E) se determina por la ecuación:

$$E = \frac{2*E_1*E_2}{E_1+E_2} = \frac{2*3.3Gpa*3.3Gpa}{3.3Gpa+3.3Gpa} = 3300 Mpa$$

La carga normal distribuida ( $q_n$ ) se determina por la ecuación (2.2):

$$q_n = \frac{Ft}{\cos(\alpha)*b*\epsilon_\alpha*K_\epsilon} * K_{Ha} * K_{Hb} * K_{HV} = \frac{4042.09 N}{0.93*62mm*1.77*0.76} * 1 * 1 * 1.08 = 55.56 N/mm$$

$$\varphi_{bd} = \frac{b}{D_1} = \frac{62mm}{296mm} = 0.21 \text{ se toma } K_{Hb} = 1$$

$K_{HV}$  - Coeficiente de carga dinámica a contacto se toma 1.08

La fuerza tangencial (Ft) se calcula por la ecuación (2.3):

$$Ft = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{\frac{2 * 9550 * N}{n_1}}{D_1} = \frac{\frac{2 * 9550 * 0.9271kW}{14.8rpm}}{0.296m} = 4042.09 \text{ N}$$

El coeficiente de recubrimiento axial ( $\varepsilon_\alpha$ ) se calcula por la ecuación:

$$\varepsilon_\alpha = \left(1.88 - 3.2 * \left[\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right]\right) * \cos(\beta) = 1.88 - 3.2 * \left[\frac{1}{37} + \frac{1}{176}\right] * \cos(0^\circ) = 1.77$$

El coeficiente de línea de contacto ( $K_\varepsilon$ ) se calcula por la ecuación:

$$K_\varepsilon = \frac{3}{4 * \varepsilon_\alpha - \varepsilon_\alpha^2} = \frac{3}{4 * 1.77 - 1.77^2} = 0.76$$

El radio de curvatura reducido de las superficies en contacto ( $\rho$ ) se calcula por la ecuación:

$$\rho = \frac{u * D_1 * \sin(\alpha)}{2 * (u+1) * \cos(\beta)} = \frac{4.756 * 296mm * \sin(20^\circ)}{2 * (4.756+1) * \cos(0^\circ)} = 273.58 \text{ mm}$$

### 2.5.2 Calculo de la tensión limite superficial

La tensión limite superficial [ $\sigma_H$ ] se determina por la ecuación (2.4)::

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} * K_{HL} * Z_R * Z_V * K_L * K_{XH} = \frac{390Mpa}{1.2} * 0.6 * 1 * 1.02 * 1.5 * 0.98 = 581.48 \text{ Mpa}$$

El límite de fatiga por contacto para el número de ciclos de cambio de tensiones en ( $\sigma_{Hlim}$ ) se determina por la ecuación:

$$\sigma_{Hlim} = 2 * H_{HB} + 70 = 2 * 160 + 70 = 390 \text{ Mpa}$$

El coeficiente de longevidad a las tensiones de contacto ( $K_{HL}$ ) se determina por la ecuación:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{5848024.9}{129648000}} = 0.6$$

El número básico de ciclos de cambio de tensión en el diente ( $N_{HO}$ ) de determina para dureza entre 200 y 560 HB por la ecuación:

$$N_{HO} = 30 * H_{HB}^{2.4} = 30 * 160^{2.4} = 5848024.9$$

El número de ciclos equivalente de cambio de las tensiones ( $N_{HE}$ ) se determina por la ecuación (2.5):

$$N_{HE} = 60 * c * n_1 * t = 60 * 2 * 14.8 * 73000 = 129648000$$

Para determinar el Coeficiente que tiene en cuenta la velocidad periférica ( $Z_v$ ) es necesario primero calcular la velocidad periférica (2.6):

$$V = \frac{n_1 * \pi * D_1}{60s} = \frac{14.8rpm * \pi * 0.296m}{60s} = 0.23m/s$$

Con este valor y la dureza se toma  $Z_v = 1$

Comparando la condición de resistencia

$$\sigma_H < [\sigma_H]$$

$$10.76Mpa < 581.48 \text{ Mpa}$$

Se concluye que la transmisión no falla a fatiga superficial

### 2.5.3 Calculo de la fatiga volumétrica

La fatiga volumétrica para el piñón ( $\sigma_{f1}$ ) se determina por la ecuación (2.7):

$$\sigma_{f1} = Y_{f1} * Y_{\beta} * \frac{F_T}{b * m} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV} = 3.58 * 1 * \frac{4042.09N}{62mm * 8mm} * 0.89 * 1 * 1.2 = 31.18Mpa$$

El coeficiente de forma del diente del piñón ( $\gamma_{f1}$ ) se determina en función del número de dientes equivalente ( $Z_v$ ) el cual se determina por la ecuación:

$$Z_v = \frac{Z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{37}{\cos^3(0^\circ)} = 43.14 \approx 43 \text{ por lo que se toma } 3.58 \text{ en la tabla}$$

El coeficiente de régimen de carga a flexión ( $K_{f\alpha}$ ) se determina por la ecuación:

$$K_{f\alpha} = \frac{4 + (\epsilon_{\alpha} - 1)(V - 5)}{4 * \epsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1.775 - 1)(8 - 5)}{4 * 1.775} = 0.89$$

La fatiga volumétrica límite para el piñón [ $\sigma_{f1}$ ] se determina por la ecuación (2.8):

$$[\sigma_{f1}] = \frac{1.4 * \sigma_{rot}}{n * K_{\sigma}} * K_r = \frac{1.4 * 100Mpa}{2 * 1.34} * 0.696 = 36.38 Mpa$$

$K_{r1}$  - Coeficiente de régimen de carga del piñón se determina por la ecuación:

$$K_{r1} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{NHE}} = \sqrt[9]{\frac{5 * 10^6}{129648000}} = 0.696$$

Comparando la condición de resistencia

$$\sigma_{f1} < [\sigma_{f1}]$$

$$31.18 Mpa < 36.38 Mpa$$

Por tanto, el piñón resiste la flexión.

La fatiga volumétrica para la corona ( $\sigma_{f2}$ ) se determina por la siguiente ecuación (2.9):

$$\sigma_{f2} = \sigma_{f1} * \frac{Y_{f2}}{Y_{f1}} = 31.18 * \frac{3.56}{3.58} = 31 Mpa$$

La fatiga volumétrica límite para la corona [ $\sigma_{f2}$ ] se determina igual que [ $\sigma_{f1}$ ] con datos de la corona ecuación (2.10):

$$[\sigma_{f2}] = \frac{1.4 * \sigma_{rot}}{n * K_{\sigma}} * K_r = \frac{1.4 * 100Mpa}{2 * 1.34} * 0.828 = 39.98 Mpa$$

Comparando la condición de resistencia

$$\sigma_{f2} < [\sigma_{f2}]$$

$$31 Mpa < 39.98 Mpa$$

Por tanto, la corona resiste la flexión.

## Capítulo III

### 3.1 Introducción al capítulo

Quedando comprobado que con los materiales de diseño y en condiciones normales de trabajo los engranajes de las transmisiones no fallan, en este capítulo se realizan comprobaciones para determinar si las averías pueden ser provocadas por algún sobreesfuerzo o por problemas de desalineación centrandó el análisis en la transmisión final la cual presentó valores de tensión a flexión cercanos a los valores límites.

### 3.2 Comprobación de la transmisión donde ocurrió la modificación

#### 3.2.1 Evaluación de falla por sobrecarga con los materiales de diseño

Para esta evaluación se utilizará un despeje de la ecuación (2.7) para hallar la fuerza tangencial a la que se produce la rotura:

En el piñón:

$$\sigma_{f1} = Y_{f1} * Y_{\beta} * \frac{F_T}{b * m} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV}$$
$$[Ft] = \frac{[\sigma_{f1}] * b * m}{Y_{f1} * Y_{\beta} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV}} = \frac{36.38Mpa * 62mm * 8mm}{3.58 * 1 * 0.89 * 1 * 1.2} = 4719.43 N$$

Restando el valor obtenido de fuerza tangencial límite con el valor de la fuerza tangencial calculada obtenemos el valor de sobrecarga necesario para producir la rotura:

$$[Ft] - F_T = 4719.43 N - 4042.09N = 677.34N$$

Por lo que se necesita una sobrecarga del 16.75 % para que se produzca la rotura del diente

En la corona

$$[Ft] = \frac{[\sigma_{f2}] * b * m}{Y_{f2} * Y_{\beta} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV}} = \frac{39.98Mpa * 62mm * 8mm}{3.56 * 1 * 0.89 * 1 * 1.2} = 5215.58 N$$

Restando el valor obtenido de fuerza tangencial límite con el valor de la fuerza tangencial calculada obtenemos el valor de sobrecarga necesario para producir la rotura:

$$[Ft] - F_T = 5215.58 N - 4042.09N = 1173.49N$$

Por lo que se necesita una sobrecarga del 29.03 % para que se produzca la rotura del diente

#### 3.2.2 Evaluación de falla por sobrecarga con los materiales actuales

Para esta evaluación se realizará el mismo procedimiento de la evaluación anterior solo se modifica los valores del material reemplazo en el piñón

Material utilizado Acero inoxidable

$$\sigma_{rot} = 700Mpa$$

$$[\sigma_{f1}] = \frac{1.4 * \sigma_{rot}}{n * K_{\sigma}} * K_r = \frac{1.4 * 700Mpa}{2 * 1.34} * 0.696 = 254.68 Mpa$$

$$\sigma_{f1} = Y_{f1} * Y_{\beta} * \frac{F_T}{b * m} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV}$$

$$[Ft] = \frac{[\sigma_{f1}] * b * m}{Y_{f1} * Y_{\beta} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV}} = \frac{254.68Mpa * 62mm * 8mm}{3.58 * 1 * 0.89 * 1 * 1.2} = 33038.64 N$$

Restando el valor obtenido de fuerza tangencial límite con el valor de la fuerza tangencial calculada obtenemos el valor de sobrecarga necesario para producir la rotura:

$$[Ft] - F_T = 33038.64 N - 4042.09N = 28996.55N$$

Por lo que se necesita una sobrecarga del 717.36 % para que se produzca la rotura del diente Evidentemente este es un valor de sobrecarga excesivamente elevado comparado con el de la corona la cual mantiene el mismo material por lo que esta última será siempre la que sufra la rotura

### 3.2.3 Evaluación de falla por reducción del ancho efectivo del diente

Para esta evaluación se utilizará un despeje de la ecuación (2.7) para conocer el ancho mínimo del diente, necesario para que se produzca la rotura, esta se evalúa solamente en la corona pues ya se conoce que el piñón con el material que fue refabricado no sufrirá rotura contra esta corona.:

$$\sigma_{f2} = Y_{f2} * Y_{\beta} * \frac{F_T}{b * m} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV}$$

$$[b] = Y_{f2} * Y_{\beta} * \frac{F_T}{[\sigma_{f2}] * m} * K_{f\alpha} * K_{f\beta} * K_{fV} = 3.56 * 1 * \frac{4042.09N}{39.98Mpa * 8mm} * 0.89 * 1 * 1.2 = 48.05mm$$

Restando el valor obtenido del ancho efectivo del diente mínimo con el valor del ancho efectivo del diente calculado obtenemos la proporción de desalineamiento necesaria para que se produzca la fractura

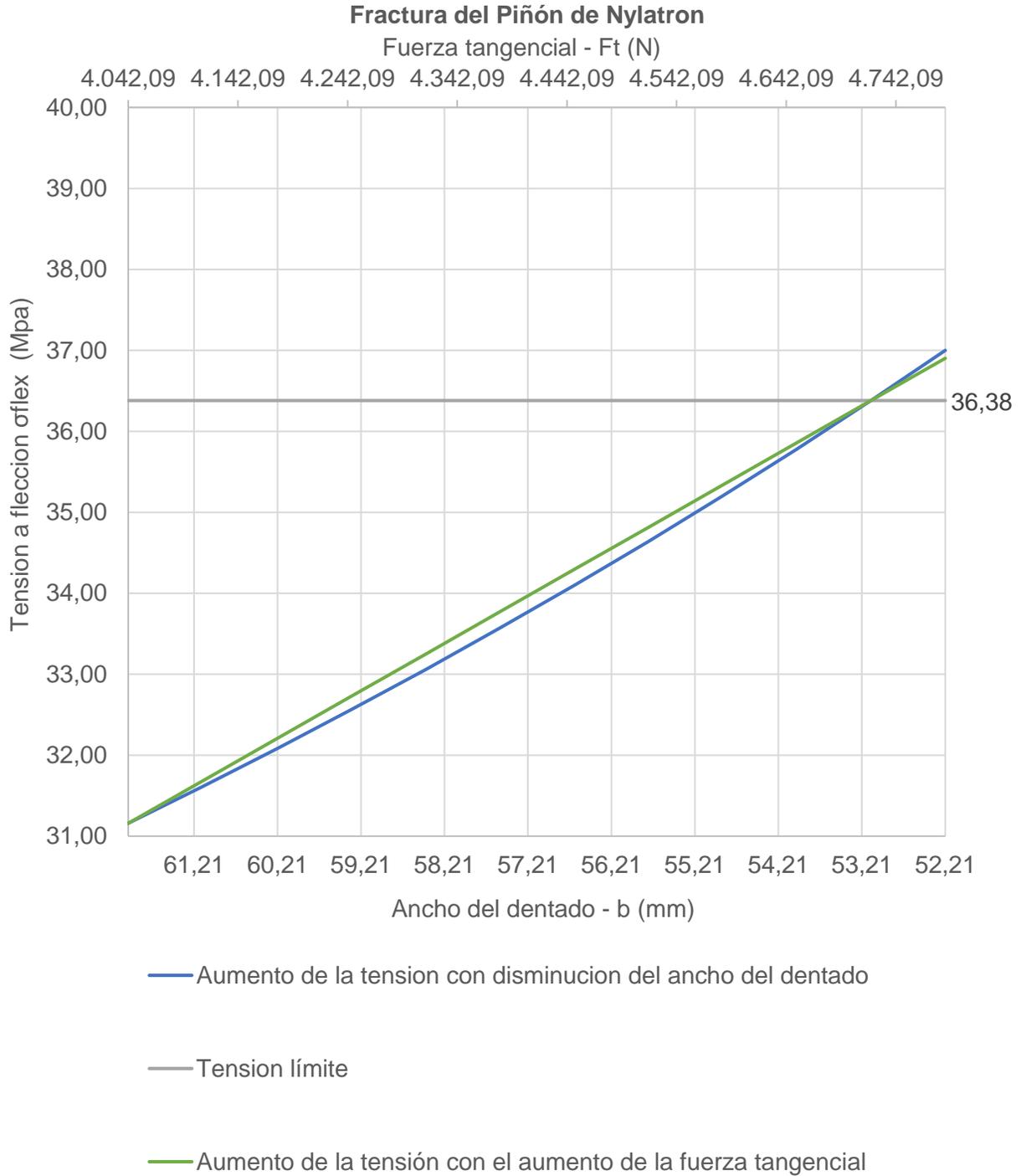
$$b - [b] = 62mm - 48.05mm = 13.95mm$$

Por lo que sería necesaria una reducción del 22.5 % para que se produzca la fractura en los dientes de la corona

### 3.3 Análisis de resultados de la falla.

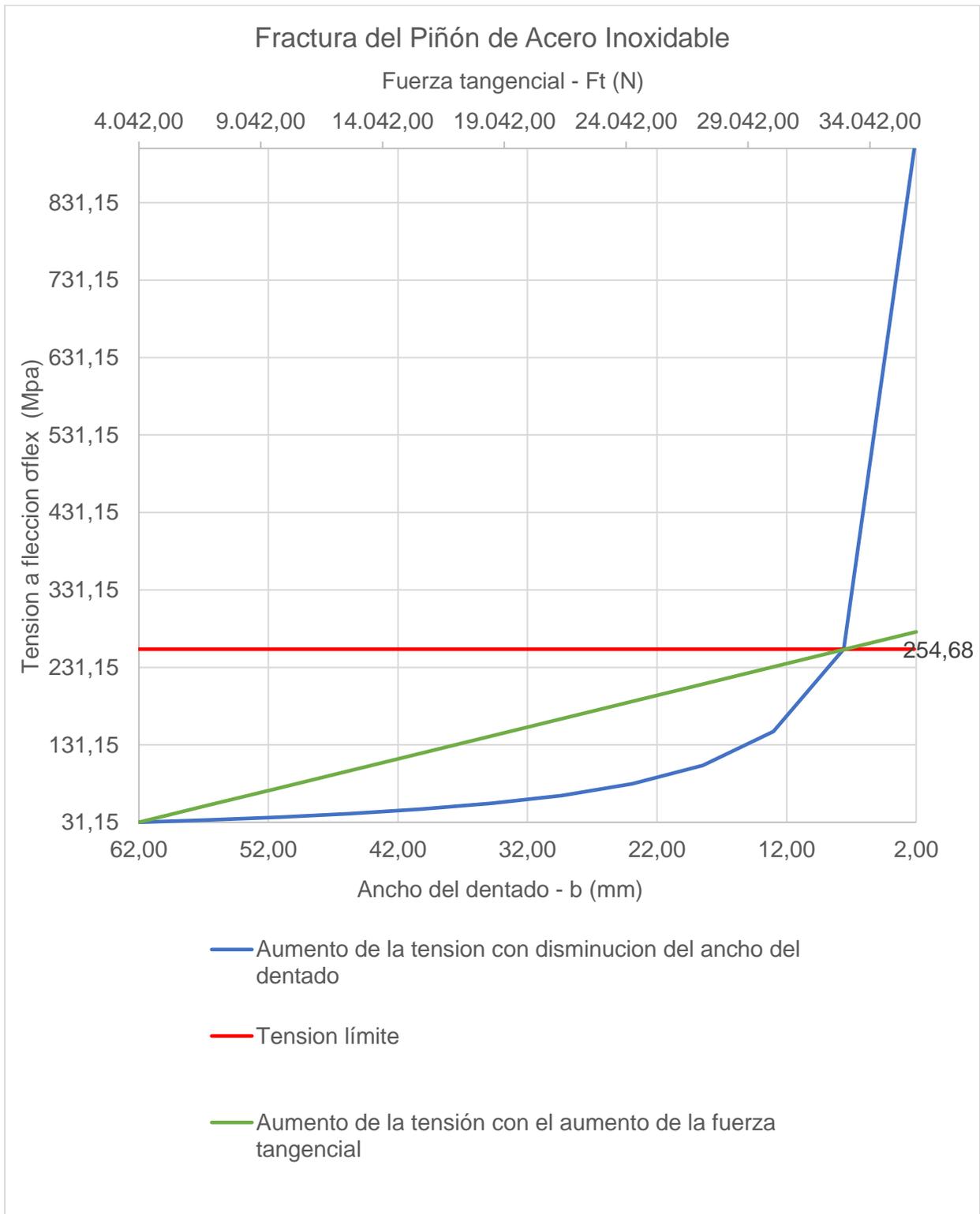
En la figura (3.1) Se muestra el gráfico de los valores de fuerza tangencial máxima y ancho mínimo que provocan la rotura del diente del piñón con el material de diseño

**Figura 3.1:** Gráfico de comportamiento de la tensión con respecto al aumento de la fuerza tangencial y la disminución del ancho efectivo del dentado



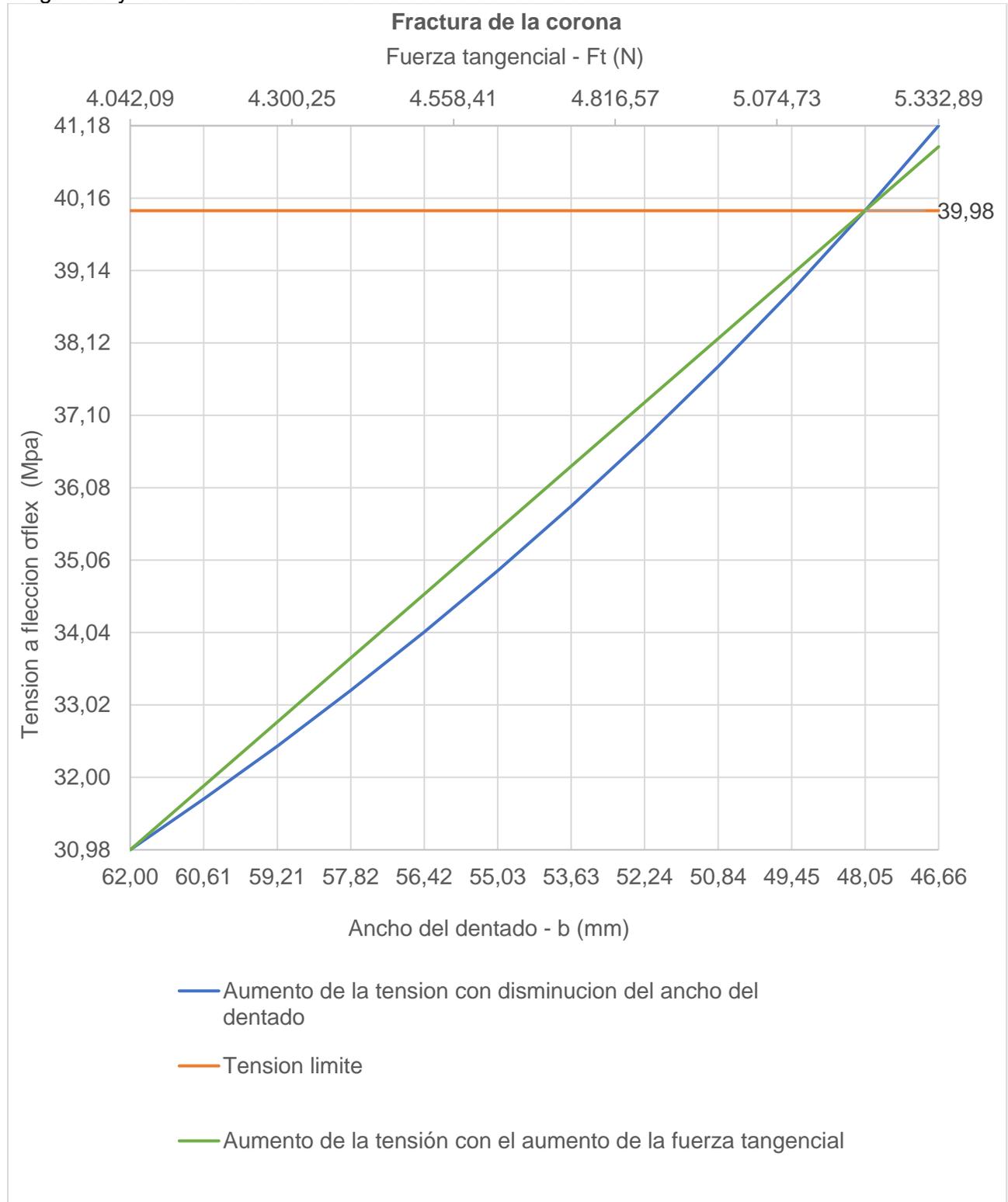
En la figura (3.2) Se muestra el grafico de los valores de fuerza tangencial máxima y ancho mínimo que provocan la rotura del diente del piñón con el material modificado

**Figura 3.2:** Grafico de comportamiento de la tensión con respecto al aumento de la fuerza tangencial y la disminución del ancho efectivo del dentado



En la figura (3.3) Se muestra el grafico de los valores de fuerza tangencial máxima y ancho mínimo que provocan la rotura del diente de la corona

**Figura 3.3:** Grafico de comportamiento de la tensión con respecto al aumento de la fuerza tangencial y la disminución del ancho efectivo del dentado



En la tabla (3.1) Se muestran los valores de fuerzas tangenciales máximas y anchos del dentado mínimo con los que puede trabajar la transmisión antes de alcanzar la rotura del dentado, para el Piñón con el material original, piñón con la modificación de material y la corona del cesto

**Tabla 3.1:**

Transmisión	$[\sigma_{flex}]$ (Mpa)	b (mm)	[b] (mm)	Reducción límite de b (%)	Ft (N)	[Ft] (N)	Aumento límite de Ft (%)
Piñón original	36.38	62	53.10	14.35	4042.09	4719.43	116.75
Piñón modificado	254.68	62	7.58	87.77	4042.09	33038.54	817.36
corona	39.98	62	48.05	22.50	4042.09	5215.58	129.03

De la tabla anterior se puede analizar que con los materiales originales de la transmisión la falla inicial se concentraría en el piñón con valores muy próximos a la rotura con incrementos pequeños de fuerzas tangenciales o desalineación ligera fallaría el mismo. Al modificar el material del piñón y construirse de un acero inoxidable se incrementa considerablemente la resistencia a la flexión, trasladándose la falla a los dientes de la corona.

### 3.4 Análisis económico

Cuando uno de los engranajes de la transmisión que garantiza el giro del filtro fallan, este deja de funcionar correctamente, la suciedad se comienza a acumular obstruyendo el flujo de agua por la sección del condensador correspondiente. El vapor proveniente de la turbina no es condensado en esta sección provocando un aumento de la presión a valores de operación impermisibles, por tal motivo el operador debe actuar por emergencia y disminuir la potencia de la planta a la mitad aproximadamente, de (100-158) MW a menos de 70 MW en pocos segundos. Esta brusca disminución de potencia generada puede provocar el disparo de la planta. Cualquiera de estos escenarios implica una reducción considerable de generación eléctrica con los correspondientes impactos técnicos y sociales que generan. A continuación, se realiza un análisis de ambas situaciones.

#### 3.4.1 Costo de limitación por avería al 50 % de capacidad de la unidad generadora.

En el caso favorable que los operadores logren llevar la potencia de la planta a 70 MW se estaría reduciendo la generación de esta al 50% considerando que por deterioro general de la planta esta solo alcanza los 140 MW pudiendo estimar las pérdidas de la siguiente forma:

$$PT = GM - GL = 4905 \frac{P}{H} - 1780 \frac{P}{H} = 3125 \frac{P}{H}$$

$$GM = GHM * 140MW = 35.04 \frac{P}{MW} * H * 140MW = 4905 \frac{P}{H}$$

$$GL = GHL * 70MW = 25.44 \frac{P}{MW} * H * 70MW = 1780 \frac{P}{H}$$

$$GHM = CV - CPM = 2265.24 \frac{P}{MW} * H - 2230.20 \frac{P}{MW} * H = 35.04 \frac{P}{MW} * H$$

$$GHL = CV - CPL = 2265.24 \text{ P/MW} * H - 2239.70 \text{ P/MW} * H = 25.44 \text{ P/MW} * H$$

Donde:

PT - Perdidas por hora, P/H

GM - Ganancias a 140 MW, P/H

GL - Ganancias a 70 MW, P/H

GHM - Ganancia de una hora por cada MW generado en 140 MW, P/MW\*H

GHL - Ganancia de una hora por cada MW generado en 70 MW, P/MW\*H

CV - Costo de venta de 1 MW, P/MW\*H

CPM - Costo de producción de 1 MW en 140 MW, P/MW\*H

CPL - Costo de producción de 1 MW en 70 MW, P/MW\*H

Conociendo que el tiempo aproximado necesario desde que se produce la afectación hasta que se recupera la potencia total de la planta es de 3H como mínimo se pueden estimar las perdidas en alrededor de los 9375 pesos

### **3.4.2 Costo de parada por avería en el segundo escenario, parada de la unidad generadora**

En el desfavorable caso que la caldera no soporte la disminución tan brusca de la carga y la unidad se dispare se pueden estimar perdidas del doble más el consumo de potencia del SEN para mantener en servicio los equipos necesarios para comenzar el arranque nuevamente de la planta el cual es de aproximadamente 6 MW

Considerando que:

Se dejan de ganar 4905 P/H

Se tiene un gasto fijo de 4063.65 P/H

Se incrementa un gasto por MW consumidos al SEN de aproximadamente 14360.4 P/H

Sumaria un gasto total de 23329.1 P/H sin tener en cuenta los gastos en combustibles derivados para el arranque, sobreconsumo de agua tratada y otros factores menores.

Conociendo que el tiempo aproximado necesario desde que se produce la afectación hasta que se recupera la potencia total de la planta es de 5H como mínimo se pueden estimar las perdidas en alrededor de los 116645.5 pesos

Potencia disponible (MW)	Potencia disponible (%)	Ganancia (P/H)	Ganancia (%)
140	100	4905	100
70	50	1780	36.28
0	0	-18424.1	-375.62

## Conclusiones

De la búsqueda bibliográfica se pudo determinar que este equipamiento cuenta con muchos años de producción y ya son poco usados en estas plantas generadoras.

Se determinaron las cargas actuantes en cada uno de los elementos de las transmisiones mecánicas. Las de mayor incidencia se encuentran en la transmisión 4 corona intermedia-sectores dentados del cesto.

Ninguna de las transmisiones analizadas fallará por desgaste superficial, en todos los casos el valor máximo de tensiones no supera el 65 % de la resistencia máxima

Las transmisiones no fallaran a flexión en condiciones normales de operación, la, más propensa al fallo es transmisión final (4) alcanza valores próximos a la permisible.

Para la transmisión 4 construida de materiales originales fallara el piñón, con un incremento solamente del 16,75% de la carga nominal o una reducción del 14.35 % del ancho efectivo del diente producto de desalineación en el montaje.

Para el piñón construido de acero inoxidable la avería se traslada a la corona, con un incremento solamente del 29.03 % de la carga nominal o una reducción del 22,5 % del ancho efectivo del diente producto de desalineación en el montaje

El escenario más complejo desde el punto de vista económico-social es cuando la planta se detenga y salga del sistema con un costo de 116645.5 pesos para la empresa, además se dejan de entregar al SEN 140 MW por hora lo cual supera por 10 MW el consumo pico de la provincia de Cienfuegos y representa el 5 % de la demanda pico de energía de todo el país. (Cubadebate, 2023)

### **Recomendaciones**

Se recomienda para trabajos posteriores, evaluar otros materiales que satisfagan los requerimientos de construcción de los sectores de las coronas y que mejore la resistencia a la flexión del diente. O materiales menos resistentes para la corona intermedia logrando que esta funcione como fusible como en el diseño original.

## Referencias

- Advanced Monitoring Technologies, (2023). *Atten2. La influencia de la lubricacion en los elementos de desgaste de maquinaria industrial*. <https://atten2.com/knowledge/la-influencia-de-la-lubricacion-en-los-elementos-de-desgaste-de-maquinaria-industrial/>
- Cabello Eras, J. J. (2011). *Elementos de máquinas*. Universidad de Cienfuegos.
- Compañía Levantina de Reductores, (CLR), (2019). *Fundamentos de las transmisiones por engranajes* : <https://clr.es/blog/es/fundamentos-de-las-transmisiones-por-engranajes/>
- Dobrovolsky, V. (1970). *Elementos de maquinas*. Mir Publishers.
- E.Beaudrey Et Cie. (18 de marzo de 2023). *Beaudrey*. Filtros de desechos: <https://www.beaudrey.com>
- Ginjaume, A., & Torres, F. (2005). *Ejecución de Procesos de mecanizado, conformado y montaje*. Paraninfo, S.A.
- Greener Corporation. (4 de Junio de 2023). *Greener Corporation. Engranés gastados causan problemas en envolvedoras horizontales*. <https://greenercorp.com/es/resource-blog/engranés-gastados-causan-problemas-en-envolvedoras-horizontales/>
- Guo, Y., & Zhang, X. (2021). *Tecnología y Aplicación de Engranajes: Métodos Avanzados de Manufactura*. Springer.
- Handschuh, R. F., & Amos, D. E. (2021). *Ruido y Vibración de Engranajes: Métodos Avanzados de Análisis y Control*. Wiley.
- Hohn, B. R., & Oswald, F. B. (2021). *Materiales de Engranajes, Tratamiento Térmico e Ingeniería de Superficies*. ASM International.
- Houser, D. R. (2021). *Diseño de Engranajes Simplificado*. McGraw-Hill Education.
- iZanda Portable Machine Tools S.L. (2023). *iZanda portable machine tools*. Coronas de orientacion - Rotura de dientes: <https://www.izanda.com/coronas-de-orientacion-rotura-de-dientes/>
- Lin, J., & Wang, Q. (2021). *Dinámica y Control de Engranajes: Métodos y Aplicaciones Avanzadas*. Springer.
- Mecatrónica LATAM . (6 de mayo de 2021). . *"En Mecatrónica LATAM queremos ser tu punto de referencia para el mundo tecnológico*. Engranajes cónicos :

<https://www.mecatronicalatam.com/es/tutoriales/mecanica/mecanismos/engranaje/engranajes-conicos/>

Prado, N. (6 de diciembre de 2023). La Unión Eléctrica estima una afectación de 315 MW para el horario pico nocturno. *Cubadebate*. <http://www.cubadebate.cu>.

Radzevich, S. P. (2021). *Herramientas de Corte de Engranajes: Diseño y Optimización Avanzados*. CRC Press.

Raush, J., & Amstutz, T. (2021). *Ruido y Vibración de Cajas de Engranajes: Predicción, Medición y Análisis*. Wiley.

Rodriguez Galbarro, H. (2023). *Propiedades de los Materiales*. [ingemecanica.com](https://ingemecanica.com): <https://ingemecanica.com>

Rodriguez Trujillo, Y. (2023). *ESingeniería.pro*. Transmisiones por engranajes cilíndricos: <https://esingenieria.pro/transmision-por-engranajes-cilindricos/>

Sharma, S. K. (2021). *Ingeniería Avanzada de Engranajes: Principios, Diseño y Aplicaciones*. Wiley.

Singh, H., & Gupta, A. (2021). *Fabricación e Inspección de Engranajes: Técnicas Avanzadas y Control de Calidad*. CRC Press.

Townsend, D. P., & Mott, R. L. (2021). *Tribología y Lubricación de Engranajes: Conceptos y Aplicaciones Avanzadas*. Wiley.

**Anexos:**

Anexo I –

**Tabla 1:** Tensiones límite de rotura obtenidas de las tablas de propiedades de cada material

<b>Material</b>	<b>Tensión límite de rotura (<math>\sigma_{rot}</math>) (Mpa)</b>
Acero al carbono	400
Hierro fundido	250
Acero inoxidable	700
Nylatron	100

**Tabla 2 -**Propiedades de algunos materiales

Material	Módulo de elasticidad $E$		Módulo de rigidez $G$		Razón de Poisson $\nu$	Peso específico $\gamma$ lb/in <sup>3</sup>	Densidad de masa $\rho$ Mg/m <sup>3</sup>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

## Anexo II

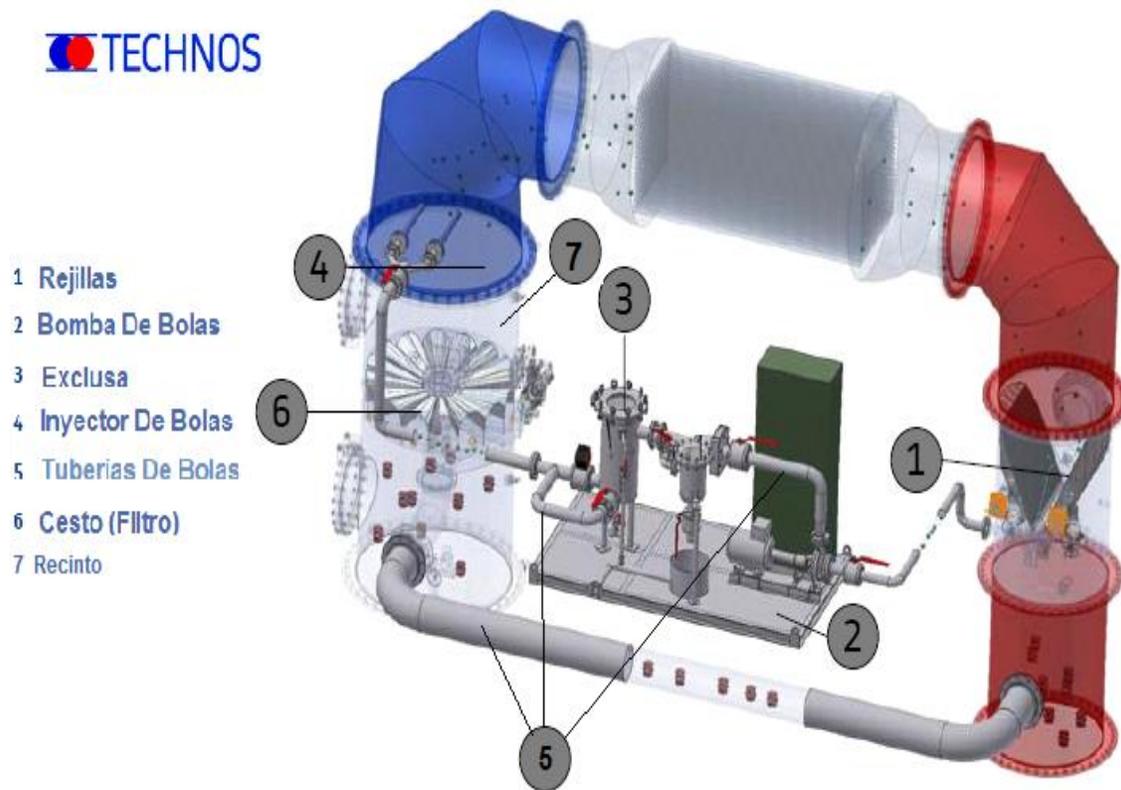


Figura 1: sistema que contiene al filtro



Figura 2: Filtro en su posición de trabajo



**Figura 3:** Filtro desmontado



**Figura 4:** Motor y reductor del filtro



**Figura 5:** Vista lateral comparación de sector dentado nuevo con sector dañado



**Figura 6:** Vista superior comparación de sector dentado nuevo con sector dañado