

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO MECÁNICO Y ESTRUCTURAL DE UN GENERADOR
UNDIMOTRIZ (WEC) PARA EL ARCHIPIÉLAGO DE GALÁPAGOS

COMPONENTE: DISEÑO DE UN MECANISMO PARA
TRANSFORMAR MOVIMIENTO TRASLACIONAL ESTOCÁSTICO
EN ROTACIONAL UNIDIRECCIONAL DE UN WEC

TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

SEBASTIÁN EDUARDO GUILLÉN ESPINOZA

sebastian.quillen@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. WILSON IVÁN GUACHAMÍN ACERO, PH.D.

wilson.guachamin@epn.edu.ec

DMQ, agosto 2023

CERTIFICACIONES

Yo, **SEBASTIÁN EDUARDO GUILLÉN ESPINOZA** declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

SEBASTIÁN EDUARDO GUILLÉN ESPINOZA

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por **SEBASTIÁN EDUARDO GUILLÉN ESPINOZA**, bajo mi supervisión.

ING. WILSON IVÁN GUACHAMÍN ACERO, PH.D.
DIRECTOR

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

Sebastián Eduardo Guillén Espinoza

Ing. Wilson Iván Guachamín Acero, Ph.D.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi alma máter Escuela Politécnica Nacional y de manera especial a la Facultad de Ingeniería Mecánica; en nombre de la Ciencia e Investigación.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios y a mi Familia por permitirme cumplir esta meta.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES.....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
RESUMEN	VII
ABSTRACT	VIII
1. DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO	1
1.1 Objetivo general	2
1.2 Objetivos específicos	2
1.3 Alcance	2
1.4 Marco teórico	2
1.4.1 Estado del arte	3
1.4.1.1 Tecnologías de Conversión de Energía de las olas (WEC):.....	3
1.4.1.2 Sistemas de Accionamiento de la Tecnología de Toma de Fuerza (PTO) y Convertidor de Energía Undimotriz (WEC):.....	4
1.4.1.3 Sistemas PTO:.....	6
1.4.2 Diseño para trabajo a fatiga de elementos mecánicos	10
1.4.2.1 Diseño preliminar de rueda dentada a fatiga según la AGMA:	12
1.4.2.2 Diseño de rueda dentada a fatiga estocástica (Método RFC y Regla de Miner):	14
1.4.2.3 Diseño del sistema trinquete-uñeta:	19
1.4.2.4 Diseño a fatiga de resortes helicoidales de compresión:.....	20
1.4.2.5 Diseño a fatiga de ejes:.....	23
1.4.3 Diseño estático de elementos mecánicos	25
1.4.3.1 Diseño estático de resortes helicoidales de compresión:	25
1.4.3.2 Diseño estático de ejes:	27
1.4.4 Método de selección de rodamientos (Manual SKF)	29
2. METODOLOGÍA.....	31
2.1 Paso 1: Análisis de Alternativas del PTO.....	31
2.2 Paso 2: Diseño y Selección de elementos mecánicos del PTO	33
2.2.1 Scatter de diagrama de dispersión	33
2.2.2 Diseño preliminar del sistema cremallera-engrane y trinquete-uñeta a fatiga	33

2.2.2.1	Diseño preliminar del sistema cremallera-engrane:.....	34
2.2.2.2	Diseño preliminar del sistema trinquete-uñeta:.....	35
2.2.3	Diseño del sistema cremallera-engrane y trinquete-uñeta a fatiga estocástica	37
2.2.4	Diseño de Resorte de compresión	39
2.2.4.1	Diseño estático de resorte de compresión:.....	40
2.2.4.2	Diseño a fatiga de resorte a compresión:	41
2.2.5	Dimensionamiento de eje	42
2.2.5.1	Diseño estático de eje:.....	43
2.2.5.2	Diseño a fatiga de eje:	45
2.2.6	Selección de rodamiento	46
2.3	Paso 3: Generación de Potencia del PTO.....	48
3.	RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	50
3.1	Resultados	50
3.2	Conclusiones.....	53
3.3	Recomendaciones.....	53
4.	Bibliografía.....	54
5.	ANEXOS.....	57
	ANEXO I: Códigos en Matlab.....	57

RESUMEN

La implementación de nuevas formas de generación o transformación de la energía están en tendencia debido a la alta demanda energética que se tiene en la actualidad, por ello el presente trabajo de titulación, consiste en la investigación y diseño en donde se estudia un mecanismo de transmisión de potencia para la toma de fuerza (PTO), para un dispositivo de conversión de energía undimotriz (WEC), que aproveche esta energía generada por las olas y la transforme en energía mecánica para poder utilizarla posteriormente como energía eléctrica. Este estudio es parte del proyecto (CEDIA I+D+I-XVII-2022-16-WEC GALAPAGOS), en donde se necesita transformar un movimiento traslacional estocástico en un movimiento rotacional unidireccional.

Como solución a este problema, se propone un mecanismo de transmisión de potencia PTO que consta de un sistema de cremalleras, ruedas dentadas, trinquetes, resortes, rodamientos y eje. Estos elementos permiten la transformación del movimiento traslacional estocástico en rotacional unidireccional. Algunos elementos mecánicos importantes del PTO se han verificado para resistencia bajo condiciones extremas y trabajo a fatiga.

Se muestra que para una barcaza de 30 [m] de largo y 20 [m] de ancho, con masas sumergidas tipo cono con altura de 11 [m] y diámetro de 9 [m], un estado de mar con altura significativa de ola $H_s=1.5$ [m] y periodo pico $T_p=13$ [seg] genera una potencia máxima de 28 [kW].

La tensión dinámica máxima en condiciones extremas es de 100 [Tnf] y la tensión característica para el diseño a fatiga es de 37.2 [Tnf], estas se utilizan para dimensionar los principales elementos mecánicos del PTO.

El procedimiento sugerido en este trabajo servirá a futuro para el diseño de prototipos eficientes energéticamente, con el fin de generar energía eléctrica de manera sostenible y sustentable.

PALABRAS CLAVE: sostenible, sustentable, undimotriz, PTO, WEC, estocástico, fatiga, masas sumergidas, vida infinita, carga, tensión, falla.

ABSTRACT

The implementation of new forms of energy generation is necessary due to the high energy demand. For this reason, the present work deals with the design of a transmission system of a power take-off (PTO) device, which is part of a wave energy converter (WEC). This device converts the energy generated by the waves into mechanical energy, which can be used later as electrical energy. This study is part of the project (CEDIA I+D+I-XVII-2022-16-WEC GALAPAGOS), where it is necessary to transform a stochastic translational movement into a unidirectional rotation.

As a solution to this problem, the power transmission mechanism consists of a system of a set of racks, toothed wheels, ratchets, springs, bearings and a shaft. These elements allow the transformation of stochastic translational movement into unidirectional rotational movement. Some important mechanical elements of the PTO have been verified for resistance under extreme and fatigue loading.

For a barge 30 [m] long and 20 [m] wide, with cone-type submerged masses with a height of 11 [m] and a diameter of 9 [m], a sea state with significant wave height $H_s=1.5$ [m] and peak period $T_p=13$ [sec] generates a maximum power of 28 [kW].

The maximum dynamic stress in extreme conditions is 100 [Tnf] and the characteristic stress for fatigue design is 37.2 [Tnf], these are used to size the main mechanical elements of the PTO.

The procedure suggested for this job will serve in the future for the design of energy efficient prototypes, in order to generate electrical energy in a sustainable way.

KEYWORDS: sustainable, wave, Power take off (PTO), Wave energy converter (WEC), stochastic, fatigue endurance, subsea structures, load, strain, failure.

1. DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO

El presente trabajo tiene como objetivo la realización del diseño mecánico de los elementos más importantes de un mecanismo de transmisión de potencia (PTO), que parte del análisis de un convertidor de energía undimotriz (WEC) propuesto, en donde la tensión generada por el cable se transmite hacia el PTO.

En la figura 1 se muestra el WEC y el PTO, siendo este último el que se sitúa sobre una barcaza y recibe mediante el cable la tensión dinámica que generan los elementos sumergidos. Los principales elementos mecánicos que tiene el mecanismo PTO son: cremallera, engrane, sistema de trinquete, resortes helicoidales de compresión, eje y rodamientos.

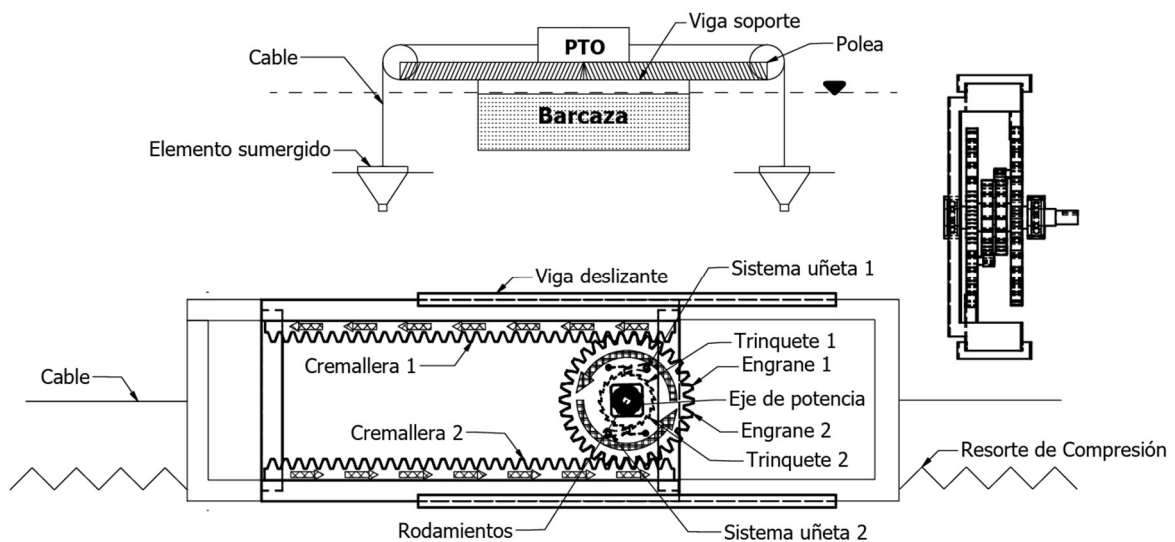


Figura 1. Esquema dispositivo WEC incluido PTO. (Fuente: Propia)

Mediante el uso de las tecnologías de conversión de energía undimotriz (WEC), el mecanismo PTO es el encargado de la transformación de la energía cinética de las olas en energía mecánica. Adicionalmente, este estudio, permite exponer una propuesta que responda a la producción energética en el archipiélago de las Galápagos mediante el uso de recursos locales con impacto local e internacional, lo cual permitirá un mejor posicionamiento en cuanto al desarrollo tecnológico de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional.

1.1 Objetivo general

Diseñar un mecanismo de transmisión de potencia (PTO) que transforme el movimiento traslacional estocástico (generado por las olas del mar), en movimiento rotacional unidireccional para la transformación en energía mecánica de un WEC.

1.2 Objetivos específicos

1. Conocer el principio de funcionamiento de algunos WEC ya diseñados y en funcionamiento.
2. Estudiar la literatura sobre el diseño de sistemas transmisión de potencia (PTO) para generación de energía utilizando la energía undimotriz de las olas.
3. Diseñar y dimensionar los principales elementos mecánicos involucrados en el mecanismo seleccionado tipo sistema de transmisión de potencia (PTO), considerando la naturaleza estocástica de las olas en Galápagos.
4. Diseñar para trabajo en condiciones extremas y a fatiga los principales elementos mecánicos del PTO y que tengan un tiempo de servicio de 20 años.
5. Analizar las diferentes soluciones y resultados sobre los diseños de los distintos elementos mecánicos.

1.3 Alcance

En este proyecto se incluye el diseño mecánico del sistema de caja de cambios o mecanismo de transmisión de potencia (PTO), que convierta un movimiento traslacional estocástico en rotacional unidireccional para un WEC. Se realiza el diseño mecánico y estructural de los principales componentes del PTO como son: sistema cremallera-engrane, sistema de trinquete, resortes helicoidales de compresión, eje y rodamientos. El diseño que se realiza para el PTO es en condiciones extremas y trabajo a fatiga para que los elementos mecánicos soporten un periodo de aproximadamente 20 años de servicio. El presente trabajo no incluye la construcción ni planos de fabricación con ingeniería de detalle.

1.4 Marco teórico

A continuación, se tiene información teórica acerca de las tecnologías WEC y PTO, en donde se presentan las bases teóricas del diseño de un PTO.

1.4.1 Estado del arte

Las tecnologías de Conversión de Energía de las Olas (WEC) y Toma de Fuerza (PTO) han sido objeto de investigación y desarrollo en los últimos años con el objetivo de aprovechar la energía undimotriz que es proveniente de la fuerza de las olas para generar electricidad de manera sostenible. El principio de funcionamiento de estos WEC se basa en los PTO incorporados y depende de estos para poder captar la energía de diferentes maneras. Por ello el estudio e investigación constante de estas nuevas tecnologías es de alto impacto y encontrar nuevas formas de generación de energía se vuelve un reto para los ingenieros.

A continuación, se presenta un resumen del estado del arte en estas áreas:

1.4.1.1 Tecnologías de Conversión de Energía de las olas (WEC):

- Boyas flotantes: son dispositivos que aprovechan el movimiento ascendente y descendente de las olas, para generar energía y usualmente se colocan en la superficie del mar como en la figura 2. Utilizan sistemas hidráulicos o mecánicos para convertir el movimiento de las olas en energía eléctrica [1].



Figura 2. Boya flotante. (Fuente: [1])

- Columnas de agua oscilantes: este tipo de WEC aprovecha el cambio de nivel del agua en una columna vertical para generar energía como en la figura 3. Las olas causan fluctuaciones de presión en una cámara de aire encerrada en una estructura vertical, lo que impulsa una turbina o un generador.

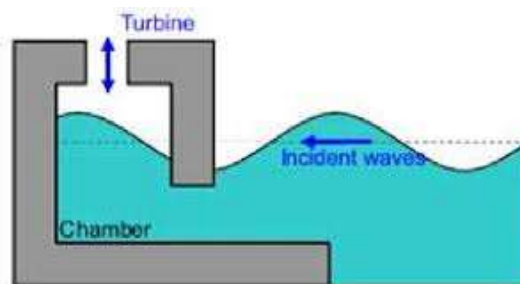


Figura 3. Columnas de agua oscilantes. (Fuente: [2])

- Tapetes oceánicos: son dispositivos que se anclan al fondo marino y utilizan la oscilación de las olas para generar energía como en la figura 4. Están compuestos por materiales flexibles que se mueven con el movimiento de las olas, accionando mecanismos generadores.



Figura 4. Ejemplo de tapete oceánico. (Fuente: [3])

1.4.1.2 Sistemas de Accionamiento de la Tecnología de Toma de Fuerza (PTO) y Convertidor de Energía Undimotriz (WEC):

- **Hidráulico:** los sistemas PTO hidráulicos utilizan fluidos (generalmente aceite) para transmitir la energía generada por el WEC a través de un sistema hidráulico. La energía mecánica generada se convierte en energía hidráulica, que luego se transmite a través de una bomba y un motor hidráulico para generar electricidad [4].
- **Eléctrico:** los sistemas PTO eléctricos utilizan generadores eléctricos directamente conectados al WEC para convertir la energía mecánica en energía eléctrica. Los generadores pueden ser síncronos, asíncronos o de imanes permanentes, dependiendo de la configuración específica del sistema [4].
- **Neumático:** los sistemas PTO neumáticos utilizan el aire comprimido generado por el WEC para impulsar una turbina o un motor neumático. El aire comprimido se expande en la turbina, generando energía mecánica que se convierte en energía eléctrica a través de un generador [4].

El uso de tecnologías WEC y PTO se encuentra en constante evolución, con investigaciones en curso para mejorar la eficiencia, la confiabilidad y la capacidad de generación de energía de estos sistemas. El objetivo es superar los desafíos técnicos y económicos asociados con la captura de energía de las olas para lograr un despliegue más amplio y comercial de estas tecnologías [4].

Algunos de los principales desafíos que se están abordando en el estado del arte incluyen:

- **Diseño optimizado:** se están llevando a cabo investigaciones para desarrollar diseños más eficientes y robustos de dispositivos WEC y sistemas PTO. Esto implica el análisis detallado de la interacción entre las olas y los dispositivos, así como el desarrollo de modelos matemáticos y herramientas de simulación avanzadas para optimizar el diseño [4].
- **Control y regulación:** el control efectivo del WEC y del sistema PTO es esencial para maximizar la eficiencia y garantizar la seguridad operativa. Se están investigando algoritmos de control adaptativo y técnicas de regulación para optimizar el rendimiento de los dispositivos y garantizar una respuesta adecuada a las condiciones cambiantes del oleaje [4].
- **Supervisión y mantenimiento:** el monitoreo y el mantenimiento de los dispositivos WEC en entornos oceánicos son desafíos importantes. Se están desarrollando sistemas de monitoreo remoto y métodos de diagnóstico para detectar y prevenir fallas, así como estrategias de mantenimiento predictivo para minimizar los tiempos de inactividad y los costos asociados [4].
- **Integración en la red eléctrica:** la integración efectiva de los sistemas WEC en la red eléctrica existente es otro aspecto crítico. Se están investigando soluciones para garantizar una conexión segura y estable, así como para abordar los desafíos relacionados con la intermitencia de la generación de energía de las olas y la gestión de la variabilidad en la producción [4].
- **Aspectos económicos y financieros:** a medida que las tecnologías WEC y PTO avanzan hacia una mayor comercialización, también se están abordando los desafíos económicos y financieros asociados. Se están realizando análisis de viabilidad económica, evaluación del costo de la energía generada y exploración de esquemas de financiamiento y políticas de incentivos para promover la adopción de estas tecnologías [4].

La demanda de energía eléctrica en lugares remotos sin acceso a la red nacional, así como también la necesidad de una transición de fuentes de energía fósil hacia energía renovables ha motivado el desarrollo de tecnología entre otras, la energía eólica, solar, undimotriz (de olas marinas), biomasa y geotérmica.

En el Ecuador, la demanda energética sumado a las políticas locales de las islas Galápagos ha generado la necesidad de instalar parques eólicos. A pesar de que las olas tienen propiedades aleatorias, son aún más predecibles que el viento [5]. Por lo tanto, ante un mayor requerimiento energético renovable y tomando en cuenta que el equilibrio del



ecosistema debe mantenerse, existe motivación por el uso de energía undimotriz sostenible. Las islas se encuentran en una zona geográfica favorable para explotar al máximo la energía de las olas marinas, debido a la presencia de olas largas (“swells”), cuya energía es prácticamente constante durante todo el año.

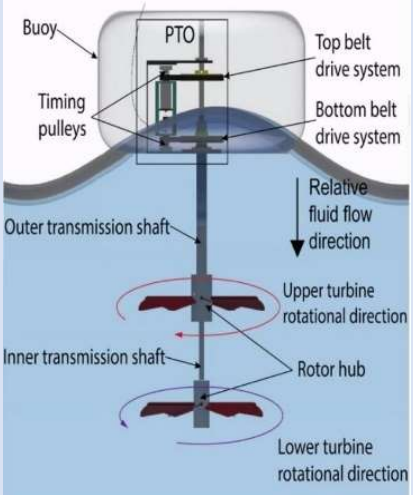
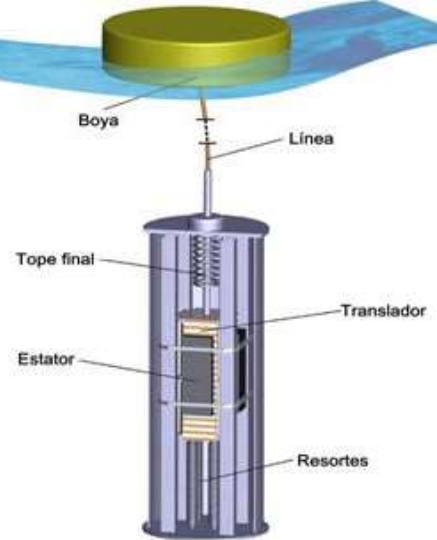
En la actualidad existen varios conceptos de generadores undimotrices incluyendo “oyster”, “pelamis” y “wave dragon”. La madurez de esta tecnología es aún limitada a estudios preliminares donde se muestra que económicamente no son viables. Las razones principales son el alto costo del desarrollo de prototipos, baja eficiencia y pocas ubicaciones geográficas ideales para estas aplicaciones [6]. Adicionalmente, este estudio, permitirá exponer una propuesta que responda a la problemática de producción energética en el archipiélago de Galápagos mediante el uso de recursos locales con impacto local e internacional.

1.4.1.3 Sistemas PTO:

El interés se centra en los WEC que utilizan PTO, esto es, el mecanismo que transforma la energía undimotriz o cinética de las olas en energía mecánica y finalmente en energía eléctrica. Actualmente, existen cuatro tipos de mecanismos utilizan ampliamente la conversión de energía a de las olas por PTO: hidráulico de aceite de alta presión, turbinas de aire, turbinas de agua y conversión por generador lineal [7]. Se presenta la tabla 1 de doble entrada en la que se muestra las ventajas y desventajas de cada uno de ellos.

Tabla 1. Ventajas y desventajas de los PTO. (Fuente: [7])

PTO	Ventajas	Desventajas	Imagen
PTO hidráulico de aceite de alta presión	-Grandes fuerzas pueden ser absorbidas.	-Fluido contaminante -Desgaste de sellos -Mantenimiento alto -Eficiencia baja	 [8]
Generador de turbina de aire	-Oleajes lentos son convertidos en aire de alta velocidad.	-Eficiencia baja de la turbina. -Fluido de aire alternativo.	 [9]

<p>Generador de turbina hidráulico</p>	<p>-No existen mayores desafíos ambientales pues el fluido de trabajo es el agua de mar. Sin embargo, puede haber impacto con las hélices y los peses.</p>	<p>-El agua de mar es corrosiva. -El uso de bombas de manguera no permite una alta presión de la entrada de agua.</p>	 <p>[10]</p>
<p>Generador lineal</p>	<p>-Conversión directa de la energía mecánica. -Estructura más simple.</p>	<p>-Requiere poderosos magnetos debido al lento movimiento traslacional. -La máquina puede llegar a ser grande y pesada si se desea convertir las grandes fuerzas de las olas.</p>	 <p>[11]</p>

Los PTO tienen un sin número de elementos mecánicos dependiendo del modelo, los cuales están sometidos a cargas estáticas y dinámicas, por lo que es importante analizar dichas condiciones y discretizar los fenómenos, por ello a continuación se introduce los

distintos criterios de diseños para los elementos mecánicos en cuestión. Sin embargo, se tiene en cuenta para este trabajo un PTO para el siguiente WEC propuesto.

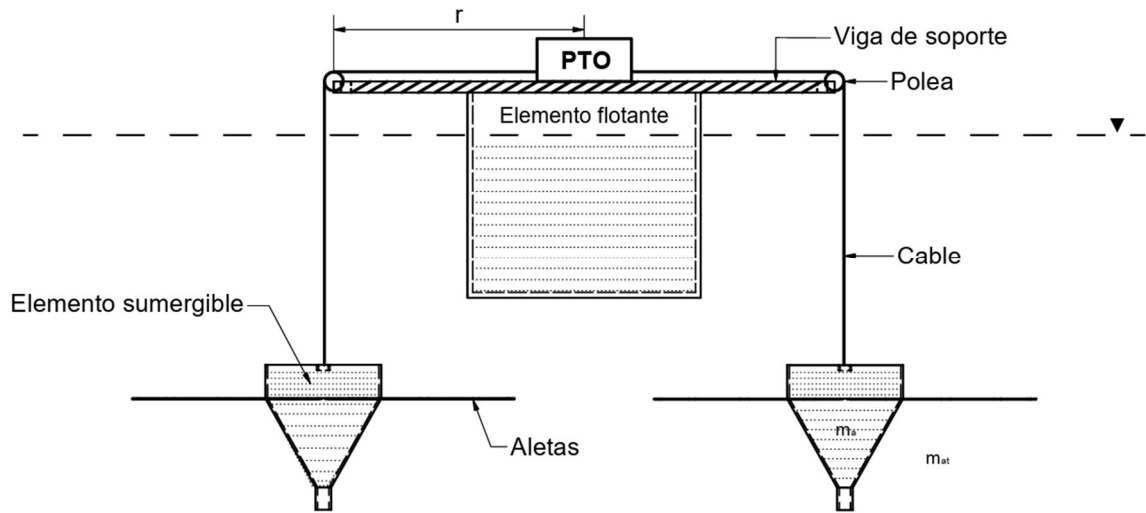


Figura 5. WEC PROPUESTO. (Fuente: [12])

En la figura 5, se observa el convertidor de energía por olas (WEC) propuesto en el proyecto (CEDIA I+D+I-XVII-2022-16-WEC) para las Islas Galápagos como un esquema en dos dimensiones. Las masas sumergidas son de geometría cónica y son las encargadas de generar la tensión mediante la fuerza de arrastre producida por las olas, la misma que es transmitida por el cable hacia la cubierta del elemento flotante, en donde se encontrará el sistema de transmisión de potencia (PTO) propuesto. A continuación, se presenta el modelo propuesto del PTO.

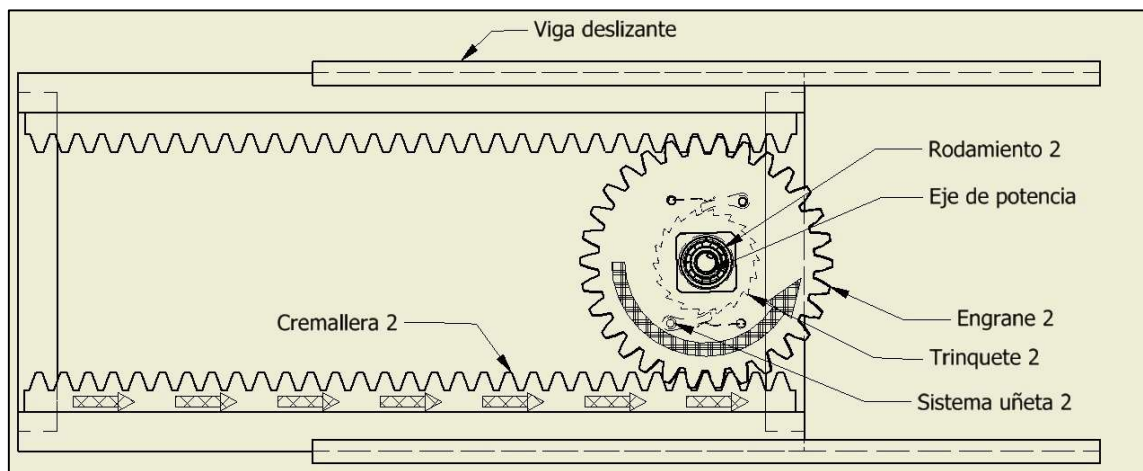


Figura 6. Vista frontal 1 PTO. (Fuente: Propia)

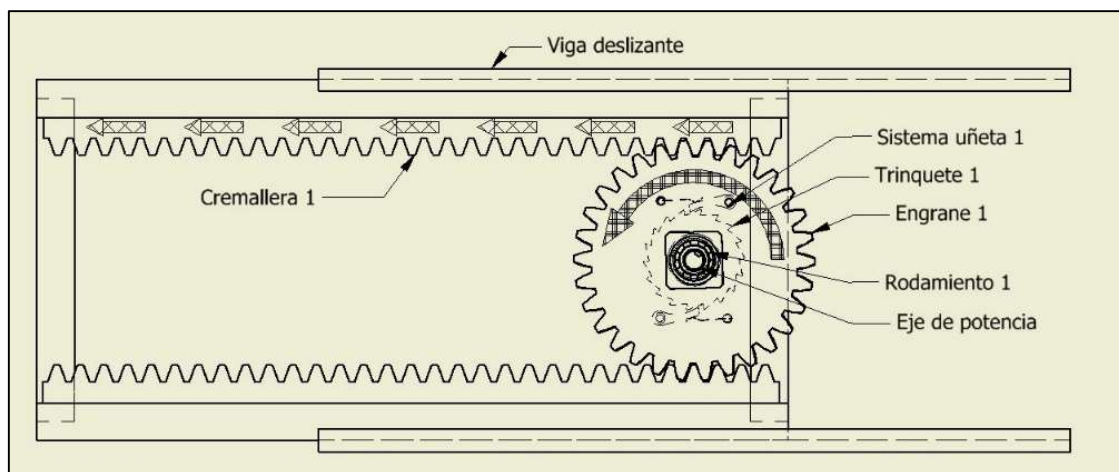


Figura 7. Vista frontal 2 PTO. (Fuente: Propia)

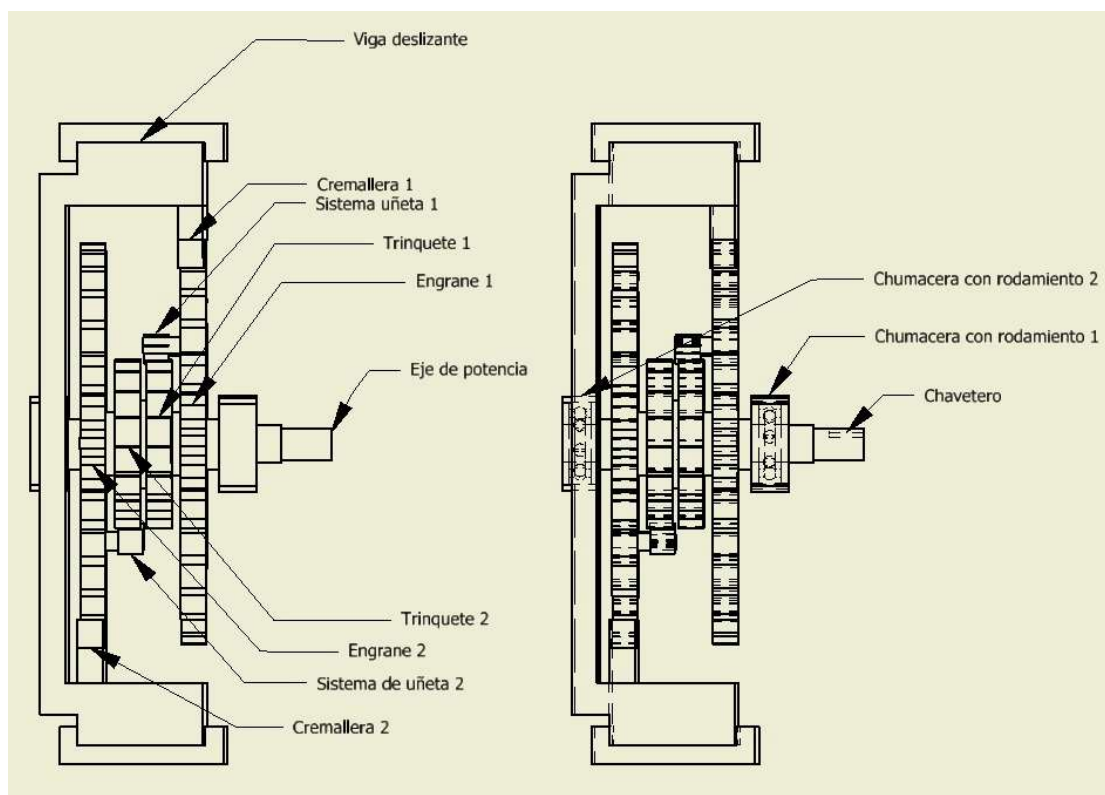


Figura 8. Vista lateral PTO. (Fuente: Propia)

En las figuras 6, 7 y 8 se observan distintas vistas del PTO propuesto, en donde destacan los principales elementos como: cremalleras, engranes, trinquetes, eje y rodamientos. Cabe recalcar que también se utilizan resortes helicoidales de compresión para evitar cargas de impacto con la cubierta. El presente sistema PTO, convierte la energía undimotriz de las olas en energía mecánica mediante el uso de cables que transmiten la tensión estocástica hacia una caja de cambios compuesta principalmente de un sistema de cremallera-engrane y sistema de trinquete. Los cables están sujetos en cada extremo

del PTO y conectados con las masas sumergidas cónicas mencionadas anteriormente en la figura 5. Desde una vista frontal, el eje siempre gira en sentido antihorario ya que el sistema de trinquete permite este giro en un solo sentido dependiendo del movimiento traslacional de la cremallera como es muestra en las figuras 6 y 7.

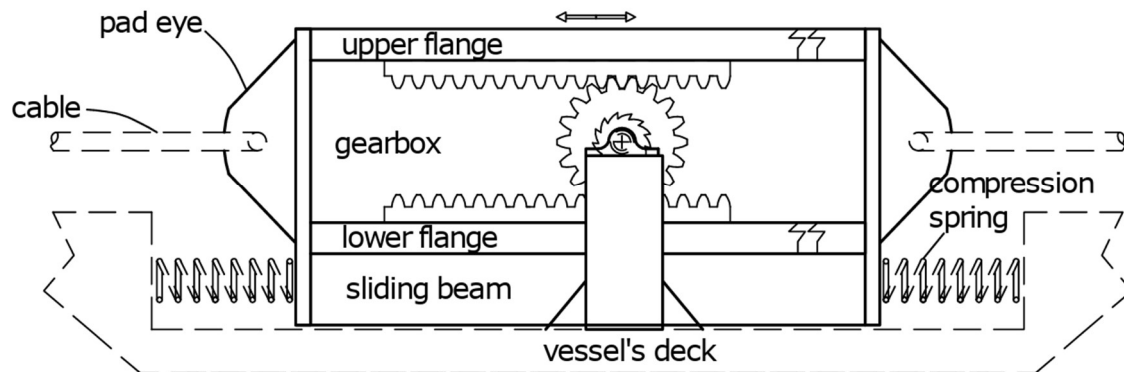


Figura 9. Esquema resumido de PTO funcional. (Fuente: [13])

En la figura 9 se observa un esquema en dos dimensiones del PTO propuesto con sus respectivos resortes de compresión y cables en cada extremo de la caja de cambios. En los siguientes subcapítulos se analizan los elementos mecánicos del sistema de transmisión de potencia (PTO) como: sistema cremallera-engrane, sistema trinquete-uñeta, resortes helicoidales de compresión, eje y rodamientos. Para diseñar este sistema de toma de fuerza o PTO, es necesario realizar un trabajo considerando las condiciones extremas de diseño estático y a fatiga de los distintos elementos mecánicos mencionados.

1.4.2 Diseño para trabajo a fatiga de elementos mecánicos

Al encontrarse un componente estructural o elemento mecánico sometido a tensiones variables en el tiempo puede fracturarse, incluso bajo tensiones mucho menores que aquellas que podría soportar bajo la aplicación de una carga estática extrema. Debido a que los elementos mecánicos del presente trabajo se encuentran bajo estos escenarios dinámicos estocásticos y, en la práctica, sus efectos son más perjudiciales que en los escenarios estáticos, vuelve al análisis del fenómeno de fatiga en un estudio de vital importancia dentro del diseño mecánico.

Considerando las cargas dinámicas y la naturaleza estocástica de las olas, a las que son sometidos los elementos mecánicos, se presenta a continuación la tabla 2, una recolección de estados de mar de 37 años, en donde se muestra el numero ocurrencias o número de estados de mar en función de la altura significativa de ola (Hs) y periodo pico de ola (Tp). Es preciso recalcar que cada estado de mar dura aproximadamente 6 horas.

Tabla 2. Scatter de diagrama de dispersión para las Islas Galápagos -1.8° N, 269° W. (Fuente: [13])

Hs (m)	Tp (s)													
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
0.5	0	0	0	4	21	11	20	26	17	0	7	4	0	0
1.0	92	280	346	417	719	3018	5506	5086	3491	0	1957	917	0	285
1.5	49	128	523	1485	1592	2329	11328	19391	14747	0	8401	3489	0	1079
2.0	0	0	20	216	814	655	764	4436	8091	0	4245	1561	0	406
2.5	0	0	0	0	14	131	78	127	789	0	993	388	0	69
3.0	0	0	0	0	0	6	5	11	27	0	103	85	0	19

Estos estados de mar representan las cargas a las que están sometidos los elementos mecánicos a diseñar ya que cada estado de mar genera distintas magnitudes de fuerzas o tensiones. En la siguiente gráfica se tiene un ejemplo de la tensión producida por un estado de mar.

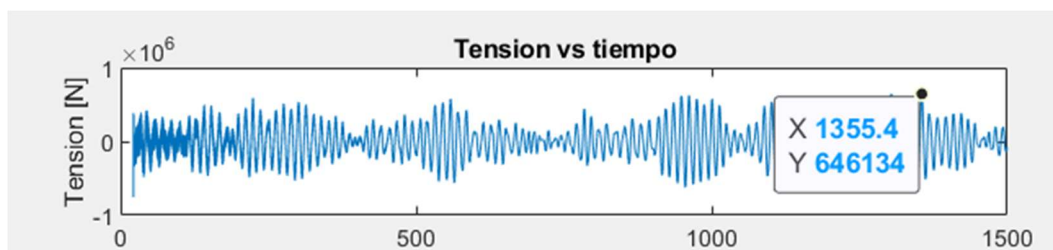


Figura 10. Tensión vs tiempo. (Tp=13 [seg] y Hs=1.5 [m]) (Fuente: Propia)

En la figura 10 se presenta la gráfica de la tensión dinámica resultante vs el tiempo, que proviene del resultado de la simulación de una barcaza con dos masas sumergidas generando arrastre, esto en una fracción de estado de mar con el mayor número de ocurrencias dentro del scatter, que es con Tp=13 [seg] y Hs=1.5 [m]. Cabe recalcar que en la gráfica no se ha considerado el estado transitorio inicial.

Por ello en este apartado, se revisa algunos métodos comunes que se utilizan dentro del diseño para el trabajo a fatiga de elementos mecánicos del PTO.

1.4.2.1 Diseño preliminar de rueda dentada a fatiga según la AGMA:

La Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes (AGMA, por sus siglas en inglés), es reconocida por establecer normas y estándares para el diseño, fabricación y aplicación de engranajes [14].

Se considera que una falla por flexión ocurre cuando el esfuerzo significativo del diente es igual o mayor al límite de resistencia a la fatiga por flexión y una falla superficial, cuando el esfuerzo significativo de contacto es igual o mayor al límite de resistencia a la fatiga superficial [14].

Para el diseño de ruedas dentadas o engranajes a fatiga, se puede realizar un diseño preliminar por la metodología del AGMA en donde se tiene las ecuaciones para el cálculo de esfuerzos y esfuerzos admisibles o resistencias, sea para fatiga por flexión o fatiga por picadura (fatiga superficial). A continuación, se presentan las ecuaciones para el diseño a fatiga por flexión, ver ecuación (1) y ecuación (2) [14]:

$$\sigma = W^t K_0 K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j}$$

Ecuación 1: Esfuerzo a la fatiga por flexión [MPa] [14].

Donde, en base al sistema internacional SI, se tienen las siguientes variables:

- W^t : carga tangencial transmitida [N].
- b : ancho de la cara del engranaje [mm].
- m_t : módulo métrico transversal $\left[\frac{mm}{dientes} \right]$.

Y los factores de diseño ($K \geq 1$), Los factores de diseño son mayores o iguales que la unidad, debido a que están presentes para aumentar el esfuerzo a la fatiga por flexión:

- K_0 : factor de sobrecarga [adimensional].
- K_v : factor dinámico [adimensional].
- K_s : factor de tamaño [adimensional].
- K_H : factor de distribución de la carga [adimensional].
- K_B : factor del espesor del aro [adimensional].
- Y_j : factor geométrico de resistencia a la flexión (que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle K_f)

$$\sigma_{all} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z}$$

Ecuación 2: Esfuerzo admisible o resistencia a la fatiga por flexión [MPa] [14].

Donde, en base al sistema internacional SI, se tienen las siguientes variables:

- S_t : resistencia admisible a la fatiga por flexión [MPa] o $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$.
- S_F : factor de seguridad a la fatiga por flexión [adimensional].
- Y_N : factor de número de ciclos de esfuerzos de resistencia a la flexión [adimensional].
- Y_θ : factor de temperatura [adimensional].
- Y_Z : factor de confiabilidad [adimensional].

También hay que diseñar para fatiga superficial en donde el mecanismo de falla es la picadura, por lo que a continuación se presentan las ecuaciones para el diseño a fatiga superficial, ver ecuaciones (3) y ecuación (4):

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

Ecuación 3: Esfuerzo a la fatiga superficial [MPa] [14].

Donde, en base al sistema internacional SI, Z_E es un coeficiente elástico [$\sqrt{\text{MPa}}$], [$\sqrt{\frac{N}{mm^2}}$], Z_R es un factor de condición superficial que aún no está del todo definido por el AGMA [adimensional], Z_I es el factor geométrico de resistencia al contacto [adimensional] y d_{w1} es el diámetro de paso del piñón (en este caso la cremallera) [mm]. Las demás variables, son los factores de diseño ya conocidos de la ecuación (1).

$$\sigma_{c,all} = \frac{S_C}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z}$$

Ecuación 4: Esfuerzo admisible o resistencia a la fatiga superficial [MPa] [14].

Donde, en base al sistema internacional SI, se tienen las siguientes variables:

- S_C : resistencia admisible a la fatiga superficial [MPa] o $\left[\frac{N}{mm^2}\right]$.
- S_H : factor de seguridad a la fatiga superficial [adimensional].
- Z_N : factor de número de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura [adimensional].
- Z_W : factor de relación de dureza [adimensional].
- Y_θ : factor de temperatura [adimensional].
- Y_Z : factor de confiabilidad [adimensional].

Debido a la naturaleza estocástica de las olas, como se menciona al comienzo de este subcapítulo 1.4.2, es necesario calcular el daño por fatiga acumulado, utilizando algunos métodos y reglas para diseño a fatiga estocástica.

1.4.2.2 Diseño de rueda dentada a fatiga estocástica (Método RFC y Regla de Miner):

El diseño a fatiga para cargas dinámicas armónicas no es suficiente para cuando se tienen cargas dinámicas estocásticas, por lo que es importante implementar métodos adicionales para cuantificar el daño por fatiga acumulado por estos esfuerzos estocásticos.

Método de conteo de lluvias (RFC)

El método RFC es un método de conteo de rangos de esfuerzos estocásticos, desde el punto de vista del daño por fatiga, las amplitudes de las cargas son más significativas que las cargas medias [15].

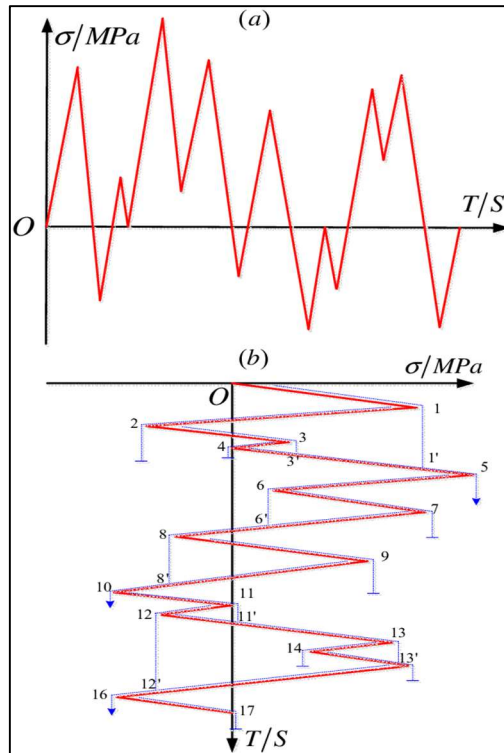


Figura 11. Método RFC. (Fuente: [15])

El método de conteo de lluvias o método RFC se define a través del siguiente proceso:

- 1) Se debe tomar un valle o un pico inicialmente y trazar una trayectoria de flujo línea como de lluvia.
- 2) Poner el plano vertical (opcional) y avanzar hasta el próximo valle o pico según corresponda de mayor magnitud. Cada avance se cuenta como medio ciclo o 0.5 ciclos y se anota el rango de esfuerzos comprendido en dicho intervalo.
- 3) Avanzar así en orden sucesivamente con cada valle y pico de la gráfica estocástica.
- 4) Si la trayectoria de flujo se toca con otro ya trazada, la trayectoria de flujo se detiene.

Regla de Miner (Cálculo de daño por fatiga)

El método más usado para cargas estocásticas es el método o regla de Miner debido a su sencillez de cálculo. Este modelo se basa en dos supuestos:

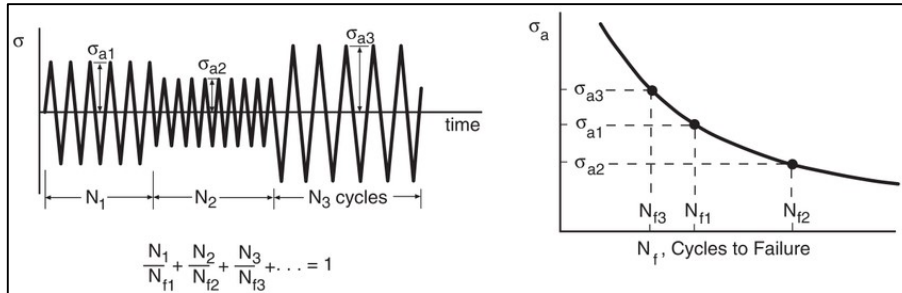


Figura 12. Representación del método Regla de Miner. (Fuente: [16])

1) La aplicación de d_i , que es el daño por fatiga para un rango de esfuerzo específicos i , y es igual a una fracción de vida igual al cociente n_i/N_i , donde n_i es el número de ciclos consumidos y N_i es el número de ciclos a rotura en un ensayo de amplitud constante, efectuado en las mismas condiciones de carga media y amplitud de carga.

$$d_i = \frac{n_i}{N_i}$$

Ecuación 5: Daño por fatiga para un rango de esfuerzo específico i [adimensional] [16].

2) El fallo del componente se producirá cuando la suma de todas estas fracciones de vida alcance la unidad.

$$D = \sum_i d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1$$

Ecuación 6: Daño por fatiga acumulado para el fallo [adimensional] [16].

Aquí se utiliza el diagrama S-N que es el diagrama esfuerzo vs número de ciclos que puede soportar para el fallo un material en específico, en este caso se presenta un diagrama S-N para un acero AISI SAE 4340 en la figura 13, que obedece a $\Delta\sigma = 2 * (1465.1 * Ni^{-0.044})$ [17].

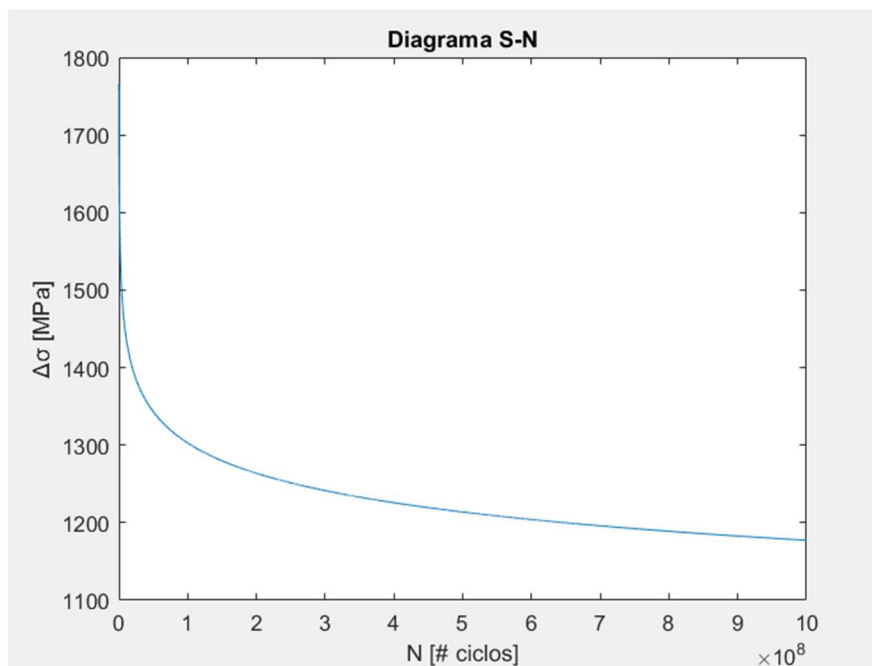


Figura 13. Diagrama S-N Acero AISI SAE 4340. (Fuente: [17])

El diagrama S-N presente en la figura 13, corresponde al del material propuesto para el diseño las ruedas dentadas del PTO. Dicho material tiene un proceso de tratamiento térmico de nitruado (aceros endurecidos completamente). Y para el uso la misma en conjunto con el Método RFC y calcular el daño acumulado por fatiga por la regla de Miner, es necesario comprender como trabaja el diente del engrane bajo estas condiciones de carga. A continuación, se presenta como actúan los esfuerzos sobre el diente y las ecuaciones para transformar la carga directa en esfuerzos.

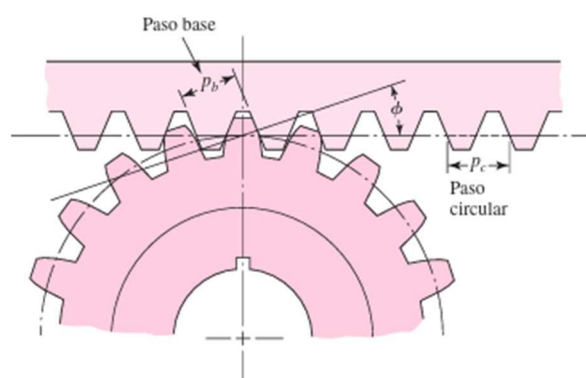


Figura 14. Esquema del sistema cremallera-engrane. (Fuente: [14])

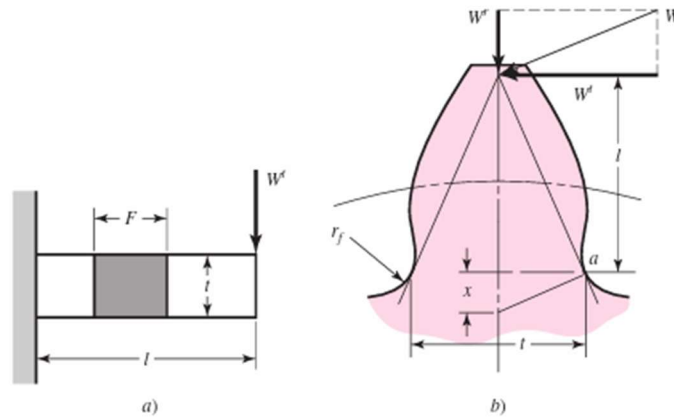


Figura 15. Esquema de diente de engrane recto sometido a una carga. (Fuente: [14])

El método tradicional, conocido como "viga en voladizo" o "viga en cantilever", es un enfoque simplificado utilizado para el análisis de engranajes como se muestra en la figura 15. Este método asume que el diente del engrane se comporta como una viga en voladizo sujeta en un extremo y cargada en el otro. El análisis mediante este método es una aproximación simplificada que se utiliza para calcular los esfuerzos y deformaciones en los dientes del engrane. En este método se consideran algunos aspectos principales como la geometría del engrane, carga aplicada, longitud efectiva o altura del diente y propiedades del material [14]. Y las ecuaciones que modelan este sistema son:

$$\sigma_o = \frac{M_{max} \frac{t}{2}}{I_x}$$

Ecuación 7: Esfuerzo nominal [MPa] [14].

Donde, en base al sistema internacional SI, M_{max} es el momento flector máximo [Nmm], t es el espesor del diente [mm], I_x es el segundo momento de área o momento de inercia de área [mm^4].

$$M_{max} = W_t * l$$

Ecuación 8: Momento flector máximo [Nmm] [14].

Donde, W_t es la carga tangencial transmitida al diente [N] y l es la longitud efectiva o altura del diente [mm].

$$I_x = \frac{bt^3}{12}$$

Ecuación 9: Segundo momento de área para una barra rectangular [mm^4] [14].

Donde b , es el ancho de cara del diente [mm] y t ya se mencionó en la ecuación (7).

$$\sigma = Kt * \sigma_o$$

Ecuación 10: Esfuerzo real [MPa] [14].

Donde σ_o , es el esfuerzo nominal de la ecuación (7) y Kt es el factor de concentración de esfuerzo estático para una barra rectangular con filete en flexión [adimensional].

Así de esta manera se puede fusionar la metodología RFC con el diagrama S-N y calcular el daño por fatiga acumulado utilizando la regla de Miner.

1.4.2.3 Diseño del sistema trinquete-uñeta:

El ratchet o trinquete es un mecanismo utilizado para permitir el movimiento en una dirección mientras bloquea o impide el movimiento en la dirección opuesta tal y como se muestra en las figuras 6 y 7 del PTO. Se destaca algunos puntos importantes sobre el trinquete:

1. **Funcionamiento:** un ratchet consta de un engranaje con dientes inclinados y una palanca o mango que se engancha en los dientes del engranaje. Cuando se aplica una fuerza en la dirección deseada, los dientes del engranaje permiten el movimiento suave. Sin embargo, cuando se aplica una fuerza en la dirección opuesta, los dientes del engranaje se bloquean, evitando el movimiento en esa dirección.
2. **Uso principal:** el ratchet se utiliza para convertir el movimiento rotacional bidireccional en un movimiento unidireccional. Es especialmente útil en situaciones donde se requiere un control preciso, seguridad o para evitar el retroceso involuntario.
3. **Diseño:** los ratchets están diseñados con dientes inclinados que se enganchan con la palanca o mango en un ángulo específico. Estos dientes están espaciados de manera que permiten el movimiento en una dirección mientras bloquean el movimiento en la dirección opuesta.
4. **Mecanismo de trinquete reversible:** algunos ratchets tienen un mecanismo reversible que permite cambiar la dirección de bloqueo. Esto se logra mediante la activación de un interruptor o palanca en el ratchet, lo que permite que los dientes del

engranaje se muevan en la dirección opuesta y bloqueen el movimiento en la nueva dirección seleccionada.

5. **Mantenimiento:** los ratchets requieren un mantenimiento adecuado para garantizar su buen funcionamiento. Esto puede incluir la limpieza regular, la lubricación de los dientes y el mecanismo, y la inspección de los componentes desgastados o dañados.

6. **Seguridad:** es importante seguir las instrucciones de uso y precauciones de seguridad al utilizar herramientas o equipos que incorporan un ratchet. Esto puede incluir la aplicación adecuada de la fuerza, evitar el uso de extensiones, y verificar regularmente el estado del ratchet para detectar posibles fallas o daños.

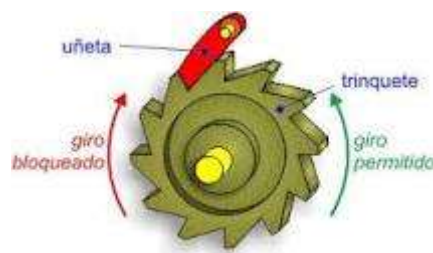


Figura 16. Sistema trinquete-uñeta. (Fuente: [18])

Debido a la geometría idéntica que tiene este sistema a la de una rueda dentada y de sus dientes como se muestra en la figura 16, para simplificar el diseño a fatiga por flexión y contacto mecánico, se considera este sistema de trinquete-uñeta como un sistema de cremallera-engrane en donde la metodología y ecuaciones de diseño serán las mismas.

1.4.2.4 *Diseño a fatiga de resortes helicoidales de compresión:*

Los resortes helicoidales son elementos mecánicos utilizados ampliamente en una variedad de aplicaciones para almacenar y liberar energía elástica, en este caso, se lo usa para pre-comprimir una viga en donde se asientan las cremalleras como se muestra en la figura 9. Se destaca algunos puntos importantes que se debe tener a consideración sobre los resortes helicoidales: funcionamiento, geometría, constante de rigidez del resorte, factor de diseño y material[19].

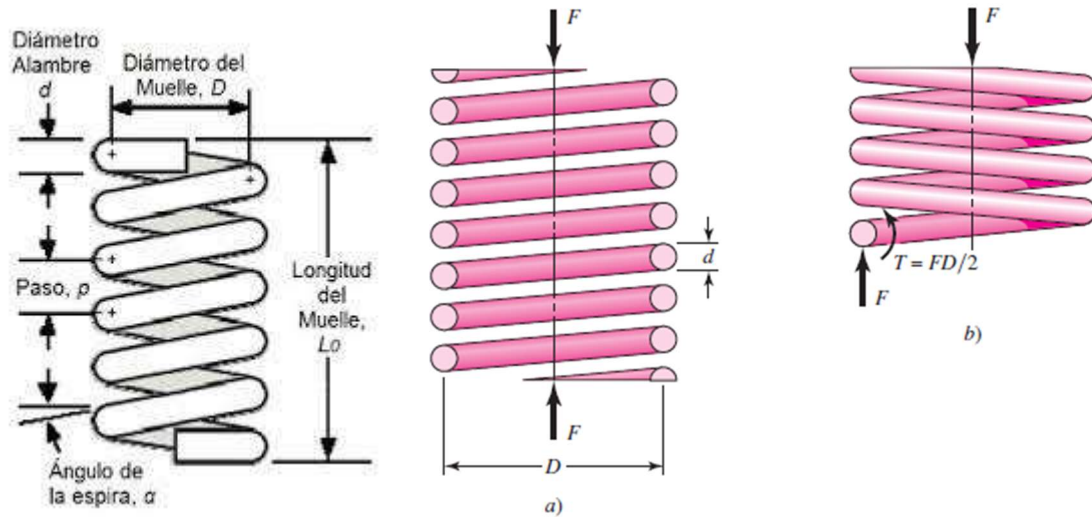


Figura 17. Esquema de resorte. (Fuente: [20], [14])

En la figura 17, se muestra los parámetros principales a considerar en el diseño de resortes. Cabe recalcar que al muelle también se lo puede llamar espira. Utilizando los parámetros de la figura 17, a continuación, se muestran las ecuaciones para el diseño a fatiga de resortes helicoidales de compresión en base al sistema internacional SI:

$$\tau = \frac{8FDK_B}{\pi d^3}$$

Ecuación 11: Esfuerzo cortante [MPa] [14].

Donde, F es la fuerza de compresión [N], D el diámetro de la espira [mm], K_B el factor de Bergsträsser de corrección por curvatura [adimensional] y d el diámetro del alambre [mm].

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

Ecuación 12: Esfuerzo alternante [MPa] [14].

Donde, τ_{max} y τ_{min} son los esfuerzos cortantes máximos y mínimos respectivamente [MPa].

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

Ecuación 13: Esfuerzo medio [MPa] [14].

Donde, τ_{max} y τ_{min} son los esfuerzos cortantes máximos y mínimos respectivamente [MPa].

$$S_{su} = 0.67S_{ut}$$

Ecuación 14: Módulo de ruptura por torsión o límite de resistencia último al corte [MPa] [14].

Donde, S_{ut} es el esfuerzo último a la tensión [MPa].

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \frac{S_{sm}}{S_{su}}}$$

Ecuación 15: Límite de resistencia a a fatiga en corte [MPa] [14].

Donde, S_{sa} y S_{sm} son los componentes de la resistencia a la fatiga de vida infinita [MPa] y S_{su} es el límite de resistencia último al corte de la ecuación (14). Cabe recalcar que se toma en cuenta el criterio de falla para fatiga de Goodman Modificado.

$$n_f = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}}}$$

Ecuación 16: Factor de seguridad a fatiga – Goodman Modificado [adimensional] [14].

Donde, τ_a es el esfuerzo alternante de la ecuación (12), τ_m es el esfuerzo medio de la ecuación (13), S_{se} es el limite de resistencia a la fatiga de la ecuación (15) y S_{su} es el límite de resistencia último al corte de la ecuación (14). Cabe recalcar que también se toma en cuenta el criterio de falla para fatiga de Goodman Modificado.

1.4.2.5 Diseño a fatiga de ejes:

Los ejes son elementos mecánicos muy importantes dentro de los mecanismos ya que son los encargados de transmitir la energía o potencia de un punto a otro además de transformar el movimiento, en este caso, movimiento traslacional estocástico en rotacional unidireccional.

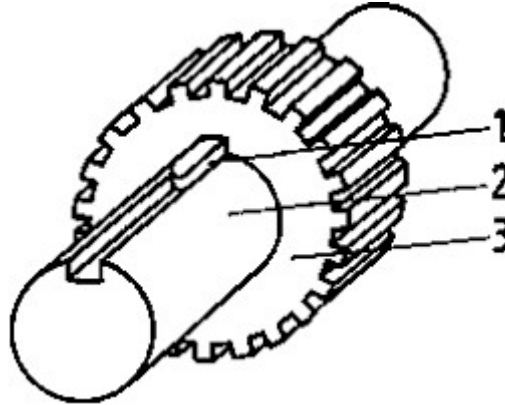


Figura 18. Esquema de eje. (Fuente: [21])

En la figura 18, se muestra el esquema de un eje con sus tres partes principales, 1-chaveta y chavetero, 2-eje, 3-rueda dentada de transmisión de potencia.

Para el respectivo diseño a fatiga de un eje, se presentan las ecuaciones a continuación para el sistema internacional SI:

$$\sigma_{max} = Kf * \sigma_{maxo}$$

Ecuación 17: Esfuerzo normal máximo [MPa] [14].

En donde, Kf es el factor de concentración de esfuerzo para flexión en fatiga [adimensional] y σ_{maxo} es el esfuerzo normal máximo nominal [MPa].

$$\tau_{max} = Kfs * \tau_{maxo}$$

Ecuación 18: Esfuerzo cortante máximo [MPa] [14].

En donde, Kfs es el factor de concentración de esfuerzo para corte en fatiga [adimensional] y τ_{maxo} es el esfuerzo cortante máximo nominal [MPa].

$$\sigma'_a = \left[\left[\sigma_{a\text{flexion}} + \frac{\sigma_{a\text{axial}}}{0.85} \right]^2 + 3(\tau_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 19: Esfuerzo equivalente de Von Mises alternante [MPa] [14].

En donde, $\sigma_{a\text{flexion}}$ es el esfuerzo alternante por flexión [MPa], $\sigma_{a\text{axial}}$ es el esfuerzo alternante axial [MPa] y τ_a es el esfuerzo alternante cortante [MPa].

$$\sigma'_m = \left[\left[\sigma_{m\text{flexion}} + \sigma_{m\text{axial}} \right]^2 + 3(\tau_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 20: Esfuerzo equivalente de Von Mises medio [MPa] [14].

En donde, $\sigma_{m\text{flexion}}$ es el esfuerzo medio por flexión [MPa], $\sigma_{m\text{axial}}$ es el esfuerzo medio axial [MPa] y τ_m es el esfuerzo medio cortante [MPa].

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Ecuación 21: Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico [MPa] [14].

En donde intervienen los factores de marin o factores de reducción de resistencia a la fatiga ($k \leq 1$) [adimensionales], k_a es el factor de condición superficial, k_b es el factor de tamaño, k_c es el factor de carga, k_d es el factor de temperatura, k_e es el factor de confiabilidad, k_f es el factor de efectos varios (puede relacionarse con el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga K_f) y S'_e es el límite de resistencia a la fatiga de la probeta [MPa].

$$S'_e = 0.5S_{ut} \quad \text{si } S_{ut} \leq 1400 \text{ [MPa]}$$

Ecuación 22: Límite de resistencia a la fatiga de la probeta [MPa] [14].

Donde, S_{ut} es el esfuerzo último a la tensión [MPa].

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

Ecuación 23: Factor de seguridad a fatiga – Goodman Modificado [adimensional] [14].

Donde, σ'_a es el esfuerzo de Von Mises alternante de la ecuación (19), σ'_m es el esfuerzo de Von Mises medio de la ecuación (20), S_e es el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico de la ecuación (21) y S_{ut} es esfuerzo último a la tensión [MPa]. Cabe recalcar que se toma en cuenta el criterio de falla para fatiga de Goodman Modificado.

El diseño a fatiga tanto para resortes y ejes requiere un análisis preliminar estático para verificación, esto se analiza en el siguiente subcapítulo.

1.4.3 Diseño estático de elementos mecánicos

Los elementos mecánicos previamente a realizar un diseño dinámico o a fatiga, se realiza un diseño estático inicial para verificar su comportamiento sometido a cargas estáticas ya que sería lo primero a tener que soportar antes de ser sometido a cargas dinámicas. A continuación, se revisan algunos métodos y se plantean ecuaciones para el diseño estático de resortes y ejes. Además de la teoría de falla para el diseño estático para resortes y ejes.

1.4.3.1 Diseño estático de resortes helicoidales de compresión:

Para el diseño estático de resortes helicoidales es importante tener en cuenta el esfuerzo sometido del resorte y su resistencia para poder obtener un factor de seguridad estático [14].

A continuación, se presentan las ecuaciones necesarias para el diseño estático de resortes helicoidales de compresión para el sistema internacional SI, considerando los parámetros de la figura 17:

$$K = \frac{F}{\Delta x}$$

Ecuación 24: Constante de rigidez del resorte [N/mm] [14].

Donde, F es la fuerza de compresión [N], Δx es el desplazamiento debido a la fuerza del resorte [mm].

$$C = \frac{D}{d}$$

Ecuación 25: Índice del resorte [adimensional] [14].

Donde, D es el diámetro de la espira [mm] y d el diámetro del alambre [mm]. Considerar un índice del resorte en el intervalo de 4-12, valores menores al intervalo el elemento es muy esbelto y puede pandear [14].

$$N_a = \frac{d^4 G}{8D^3 K}$$

Ecuación 26: Número de espiras [#espiras] [14].

Donde, G es el módulo de rigidez [MPa], K es la constante de rigidez del resorte de la ecuación (24) y las demás variables son los diámetros ya mencionados del alambre y la espira [mm].

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Ecuación 27: Esfuerzo último a la tensión [MPa] [14].

Donde, A [$MPa * mm^m$] y m [adimensional] son constantes que dependen del material, d es el diámetro del alambre [mm].

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

Ecuación 28: Factor de Bergsträsser de corrección por curvatura [adimensional] [14].

Donde, C es el índice del resorte de la ecuación (25).

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}}$$

Ecuación 29: Factor de seguridad estático [adimensional] [14].

Donde, S_{sy} es el esfuerzo de fluencia al corte que igual depende del material [MPa] y τ_{max} es el esfuerzo cortante máximo que resulta de la ecuación (11) [MPa]. Cabe recalcar que para el cálculo del esfuerzo de fluencia al corte S_{sy} se considera la teoría de falla estática de la energía de distorsión [14].

1.4.3.2 Diseño estático de ejes:

Para el diseño estático de ejes, hay que considerar la combinación de esfuerzos básicos con el esfuerzo equivalente de Von Mises, utilizando la teoría de falla estática de la energía de distorsión, para luego con la resistencia del material, obtener un factor de seguridad estático [14].

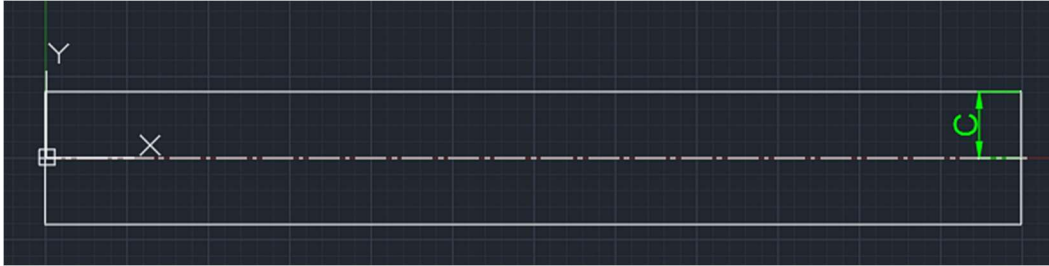


Figura 19. Esquema de eje con coordenadas. (Fuente: Propia)

Para el diseño estático de ejes se presentan las siguientes ecuaciones en base al sistema internacional SI:

$$\sigma_{maxo} = \frac{M_{max}C}{I}$$

Ecuación 30: Esfuerzo normal máximo nominal [MPa] [14].

Donde, M_{max} es el momento flector máximo resultante en la zona crítica [Nmm], C es la distancia de la fibra más extrema del eje al eje neutro [mm] e I es el segundo momento de área para del eje [mm^4].

$$\tau_{maxo} = \frac{TC}{J}$$

Ecuación 31: Esfuerzo cortante máximo nominal [MPa] [14].

Donde, T es el momento torsor máximo resultante en la zona crítica [Nmm], C es la distancia de la fibra más extrema del eje al eje neutro [mm] y J es el momento polar de inercia del eje [mm^4].

$$I = \frac{\pi\phi^4}{64}$$

Ecuación 32: Segundo momento de area para un eje [mm^4] [14].

Donde, ϕ es el diámetro del eje [mm].

$$J = \frac{\pi\phi^4}{32}$$

Ecuación 33: Momento polar de inercia para un eje [mm^4] [14].

Donde, ϕ es el diámetro del eje [mm].

$$\sigma_{max} = Kt * \sigma_{maxo}$$

Ecuación 34: Esfuerzo normal máximo [MPa] [14].

En donde, Kt es el factor de concentración de esfuerzo para flexión estático [adimensional] y σ_{maxo} es el esfuerzo normal máximo nominal de la ecuación (30).

$$\tau_{max} = Kts * \tau_{maxo}$$

Ecuación 35: Esfuerzo cortante máximo [MPa] [14].

En donde, Kts es el factor de concentración de esfuerzo para corte estático [adimensional] y τ_{maxo} es el esfuerzo cortante máximo nominal de la ecuación (31).

$$\sigma'_{vm} = [(\sigma_x)^2 - \sigma_x\sigma_y + (\sigma_y)^2 + 3(\tau_{xy})^2]^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 36: Esfuerzo equivalente de Von Mises [MPa] [14].

Donde, σ_x , σ_y y τ_{xy} son esfuerzos básicos provenientes de los esfuerzos nominales analizados en un elemento diferencial de su correspondiente sección crítica [MPa].

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'_{vm}}$$

Ecuación 37: Factor de seguridad estático [adimensional] [14].

Donde, S_y es el límite de resistencia a la fluencia o esfuerzo de fluencia [MPa] y σ'_{vm} es el esfuerzo equivalente de Von Mises de la ecuación (36) [MPa]. La teoría de falla estática de la energía de distorsión es un método sencillo de calcular factores de seguridad estáticos.

1.4.4 Método de selección de rodamientos (Manual SKF)

Para la selección de rodamientos, es importante conocer las cargas a las que este sometido dicho elemento ya que en función de esto se realiza un proceso de selección en donde destaca el modelo y diseño del rodamiento. Y para ello se toma como guía el catálogo o manual SKF y el Libro en Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley Capítulo 11. Las cargas en rodamientos pueden ser axiales, radiales o combinadas, como se muestra en la figura 20. Estas cargas se combinan para ser comparadas con la capacidad de carga. La combinación de cargas se denomina carga dinámica equivalente (P) que se la calcula y se la compara con la capacidad de carga dinámica (C) que se obtiene de tablas en el catálogo.

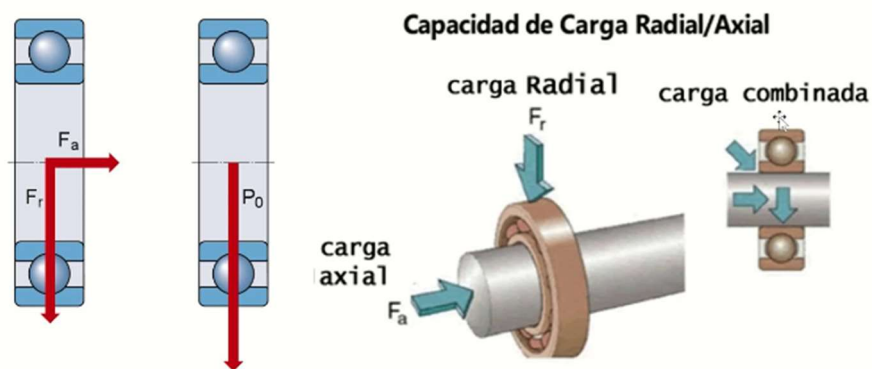


Figura 20. Esquema de tipos de cargas en rodamientos. (Fuente: [22])

Por otro lado, se tiene también las principales partes de los rodamientos en la figura 21.

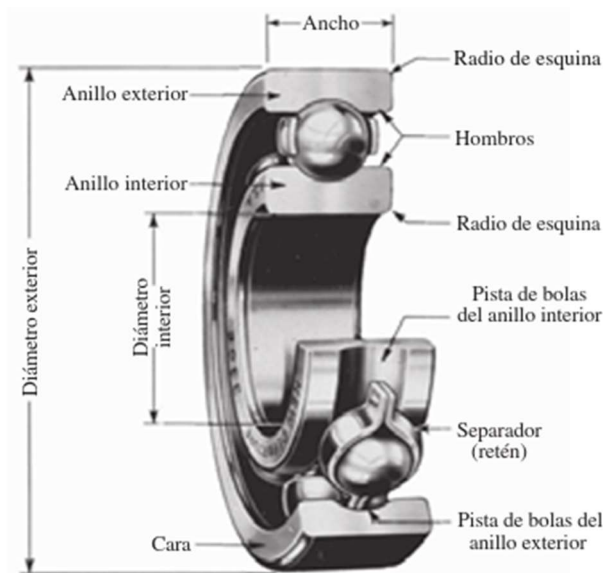


Figura 21. Rodamiento y sus principales partes. (Fuente: [14])

A continuación, se muestran las ecuaciones con las que se puede seguir la metodología de selección de rodamientos en base al sistema internacional SI:

$$\frac{F_o F_a}{C_o}$$

Ecuación 38: Factor de comparación [adimensional] [23].

En donde, F_o es un factor de calculo que se lo encuentra en tablas [adimensional], F_a es la carga axial [N] y C_o es la capacidad de carga estática que igual se lo encuentra en tablas [N]. Este factor se compara con otro factor tabulado que depende del tipo de juego del rodamiento seleccionado.

$$P = XF_r + YF_a$$

Ecuación 39: Carga dinámica Equivalente [N] [23].

En donde, X es el factor de carga radial [adimensional], Y es el factor de carga axial [adimensional], F_r es la carga radial [N] y F_a es la carga axial [N]. Los factores de carga vienen en tablas en función del tamaño y modelo del rodamiento.

$$L_{10}h = \frac{10^6}{60n} L_{10}$$

Ecuación 40: Calculo de horas de servicio del rodamiento [horas] [23].

Donde, n es la velocidad promedio del eje en el rodamiento [rpm] y L_{10} es un factor de ajuste.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^\rho$$

Ecuación 41: Factor de ajuste [adimensional] [23].

Donde, C es la capacidad de carga dinámica [N], P es la carga dinámica equivalente [N] y ρ es un factor constante que depende si el rodamiento es de bolas esféricas ($\rho=3$) o rodillos cilíndricos ($\rho = \frac{10}{3}$) [adimensional].

2. METODOLOGÍA

Para la realización de este trabajo se ha implementado un flujograma sobre la metodología a seguir:

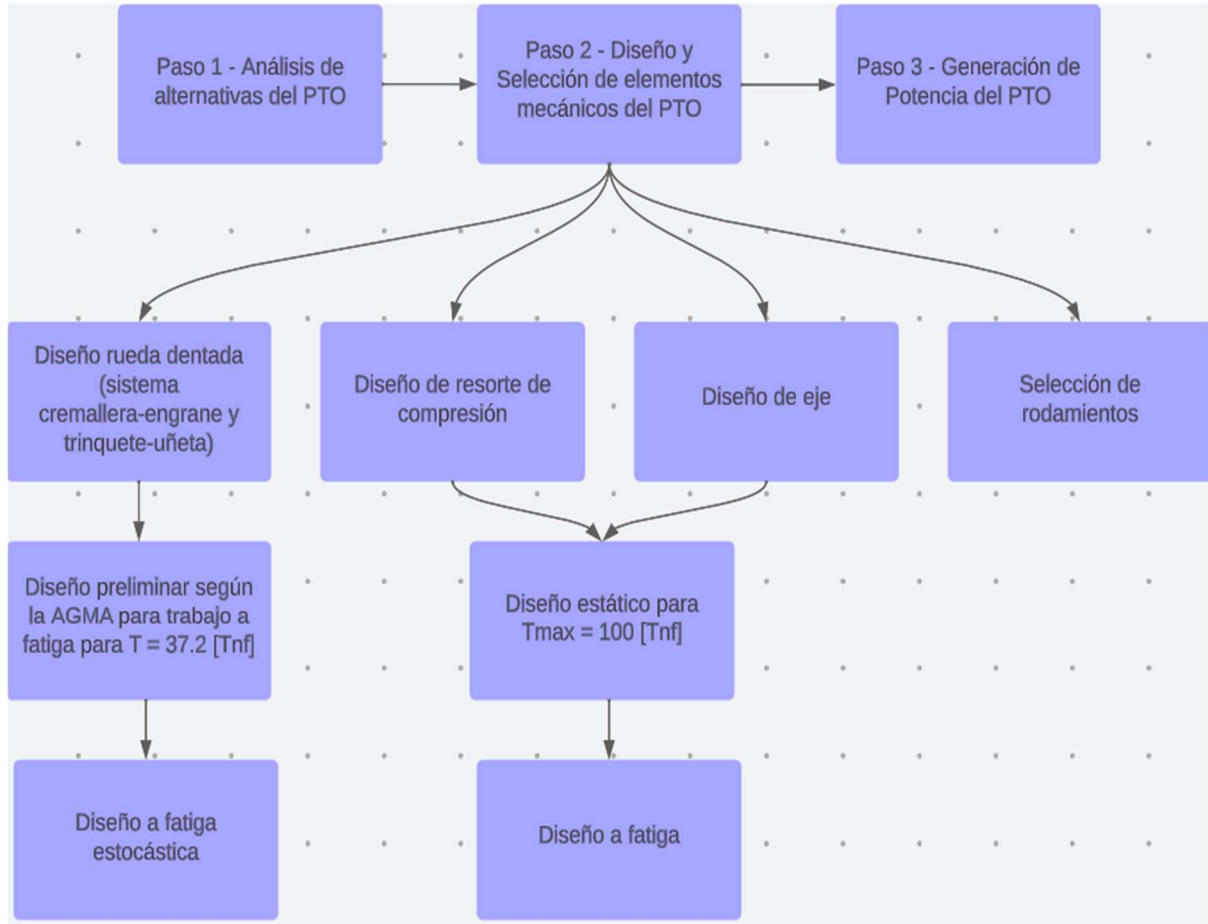
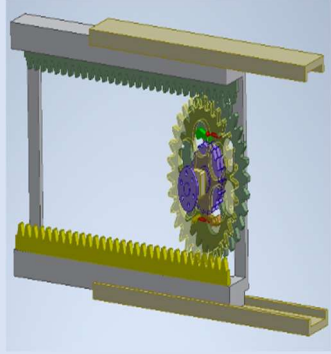
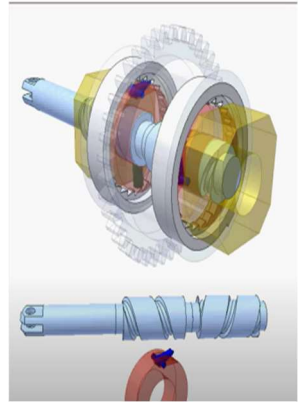
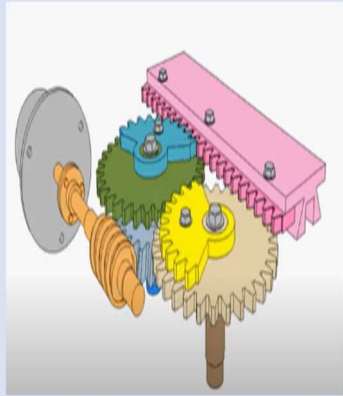


Figura 22. Flujograma de Metodología. (Fuente: Propia)

2.1 Paso 1: Análisis de Alternativas del PTO

Para el presente proyecto, inicialmente se realiza un análisis de alternativas para el mecanismo o sistema de transmisión de potencia (PTO), a continuación, se presentan las alternativas de PTO:

Tabla 3. Análisis de alternativas del PTO. (Fuente: Propia)

Alternativas	Nombre	Ventaja	Desventaja	Modelo
1	Convertidor de movimiento lineal bidireccional en rotacional unidireccional (sistema cremallera-engrane)	Permite continuar con el movimiento unidireccional del eje, sin cumplir una carrera completa de la cremallera.	No soporta grandes magnitudes de carga.	
2	Mecanismo de barra cilíndrica con seguidor	Diseño compacto.	Mucha fricción y pérdida de energía por contacto mecánico.	
3	Mecanismo cremallera-piñón con tornillo sin fin.	Fácil de diseñar.	No realiza el movimiento rotacional unidireccional y genera muchas fuerzas parásitas (fricción y axiales).	

Analizando las alternativas de la tabla 3, la solución más viable tanto desde el punto de vista del diseño mecánico y funcional es la alternativa 1. Por lo que se procede a realizar el diseño y selección de elementos mecánicos para ese PTO.

2.2 Paso 2: Diseño y Selección de elementos mecánicos del PTO

Considerando los elementos mecánicos del PTO de la alternativa seleccionada que son: sistema cremallera-engrane, sistema trinquete-uñeta, resortes, eje y rodamientos. Se analiza la metodología de diseño partiendo de las fuerzas máximas en condiciones extremas de la simulación del scatter de diagrama de dispersión.

2.2.1 Scatter de diagrama de dispersión

Como se observa en la figura 10, el comportamiento estocástico en el estado estable la máxima tensión resultante es de 64.6 [Tnf], sin embargo, existen condiciones extremas con fuerzas máximas que se aproximan a las 100 [Tnf] como lo es en el caso del estado de mar con $T_p=13$ [seg] y $H_s=3$ [m], como se muestra en la figura 23.

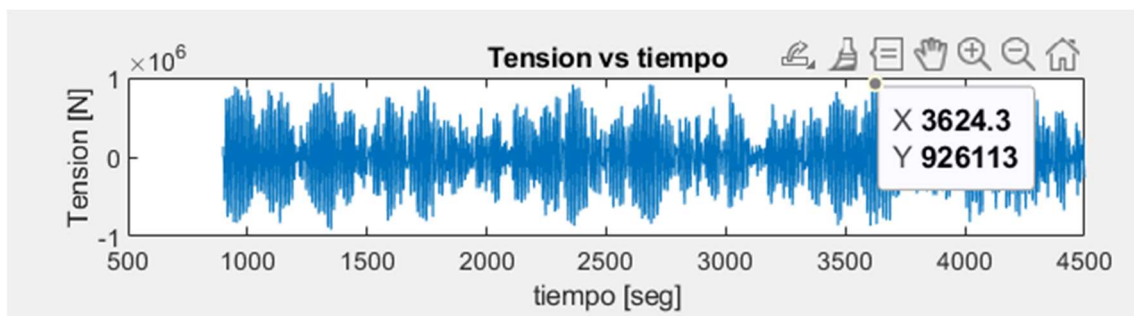


Figura 23. Tensión vs tiempo. ($T_p=13$ seg y $H_s=3$ m) (Fuente: Propia)

En la figura 23, se muestra la tensión resultante máxima de 92.6 [Tnf], considerando de igual manera que en la figura 10 solo el estado estable. Por lo que redondeando a 100 [Tnf], se procede a realizar el diseño mecánico estático para esta magnitud de tensión máxima. Mientras que para el diseño a fatiga se considera el promedio más dos desviaciones estándar, lo que resulta ser 37.2 [Tnf].

2.2.2 Diseño preliminar del sistema cremallera-engrane y trinquete-uñeta a fatiga

Aplicando la metodología del AGMA para diseño preliminar a fatiga de ruedas dentadas, se realiza dos diseños preliminares, una para el sistema cremallera engrane y otro para el sistema trinquete-uñeta. Cabe recalcar que para implementar dicho diseño se realizan varias asunciones como por ejemplo el hecho de no tener un sistema piñón-engrane sino

más bien un sistema cremallera-engrane, para poder considerar dicha cremallera como un piñón o engrane recto se requiere asumir un diámetro de paso infinitamente grande [24]. Además de ello, se consideran 5 cajas de engranes o cambios en paralelo para reducir la carga transmitida y por consiguiente el tamaño de las ruedas dentadas.

2.2.2.1 Diseño preliminar del sistema cremallera-engrane:

Para el cálculo del esfuerzo a la fatiga por flexión, utilizando la ecuación (1), considerando $W=37.2 \times 10^4$ [N] dividida en 5 cajas de engranes y con un ángulo de presión normal de 20° , $W^t=6.99 \times 10^4$ [N], $d_g=0.6$ [m], $K_o=1.5$, $K_v=1.05$, $K_s=1.71$, $K_h=1.2$, $K_b=1$, $Y_j=0.64$ y $m_t=12$ (para el cálculo de los factores de diseño, hay que tomar en cuenta que son dientes coronados, impacto ligero-moderado, engrane centrado en el eje, con tratamiento térmico de nitrurado, 99.9% de confiabilidad, temperatura de trabajo menor a 120°C y diseño para aproximadamente $N=10^8$ ciclos).

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j}$$

$$\sigma = \frac{7562174078957875}{255886098432 * b} \text{ [MPa]}$$

Utilizando la ecuación (2), se calcula el esfuerzo admisible a la fatiga por flexión. Teniendo $S_t=329.74$ [MPa], $Y_n=0.95$, $S_f=1.5$ (asumido), $Y_\theta=1$ y $Y_z=1.25$.

$$\sigma_{all} = \frac{S_t}{S_f} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{all} = 167.07 \text{ [MPa]}$$

Ahora con el valor tanto del esfuerzo como esfuerzo admisible, se puede obtener el ancho de cara a fatiga por flexión, comparando directamente las ecuaciones (1) y (2).

$$\sigma = \sigma_{all}$$

$$b = 176.9 \text{ [mm]}$$

Ahora para el cálculo del esfuerzo a la fatiga superficial, utilizando la ecuación (3), considerando $Z_e=187.03$ [$\sqrt{\text{MPa}}$], $Z_r=1$, $Z_i=0.0803$, y $d_{w1}=3600$ [mm] (se asume 300 dientes para la cremallera).

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_c = \frac{3290214232842959 * \left(\frac{1014977823618218590208}{1302686117758201725 * b}\right)^{\frac{1}{2}}}{17592186044416} [MPa]$$

Utilizando la ecuación (4), se calcula el esfuerzo admisible a la fatiga superficial. Teniendo $S_c=1068.4$ [MPa], $Z_n=0.86$, $Z_w=1$, $S_h=1.14$, $Y_\theta=1$ y $Y_z=1.25$.

$$\sigma_{c,all} = \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z}$$

$$\sigma_{c,all} = 642.13 [MPa]$$

Ahora con el valor tanto del esfuerzo como esfuerzo admisible, se puede obtener el ancho de cara a fatiga superficial, comparando directamente las ecuaciones (3) y (4).

$$\sigma_c = \sigma_{c,all}$$

$$b = 66.1 [mm]$$

Recalculando el factor de seguridad a la fatiga por flexión con el nuevo valor de ancho de cara del diente de $b=130$ [mm], de la ecuación (2) se tiene que:

$$S_F = 1.1$$

2.2.2.2 *Diseño preliminar del sistema trinquete-uñeta:*

De manera similar, este sistema se aproxima al modelo de engranes rectos para poder diseñarlo preliminarmente por la metodología del AGMA. Considerando 5 dispositivos como en el sistema cremallera-engrane.

Para el cálculo del esfuerzo a la fatiga por flexión, utilizando la ecuación (1), considerando $W=6.99 \cdot 10^4$ [N] y con un ángulo de presión normal de 10° , $W^t=6.88 \cdot 10^4$ [N], $d_g=0.3$ [m], $K_o=1.5$, $K_v=1.04$, $K_s=1.73$, $K_h=1.2$, $K_b=1$, $Y_j=0.64$ y $m_t=15$ (para el cálculo de los factores de diseño, hay que tomar en cuenta que son dientes coronados, impacto ligero-moderado, engrane centrado en el eje, con tratamiento térmico de nitrurado, 99.9% de confiabilidad, temperatura de trabajo menor a 120°C y diseño para aproximadamente $N=10^8$ ciclos).

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j}$$

$$\sigma = \frac{95130048815285075}{4094177574912 * b} [MPa]$$

Utilizando la ecuación (2), se calcula el esfuerzo admisible a la fatiga por flexión. Teniendo $S_t=329.74$ [MPa], $Y_n=0.95$, $S_f=1.5$ (asumido), $Y_\theta=1$ y $Y_z=1.25$.

$$\sigma_{all} = \frac{S_t}{S_f} \frac{Y_n}{Y_\theta Y_z}$$

$$\sigma_{all} = 167.07 \text{ [MPa]}$$

Ahora con el valor tanto del esfuerzo como esfuerzo admisible, se puede obtener el ancho de cara a fatiga por flexión, comparando directamente las ecuaciones (1) y (2).

$$\sigma = \sigma_{all}$$

$$b = 139.1 \text{ [mm]}$$

Ahora para el cálculo del esfuerzo a la fatiga superficial, utilizando la ecuación (3), considerando $Z_e=187.03$ [$\sqrt{\text{MPa}}$], $Z_r=1$, $Z_i=0.0803$, y $d_{w1}=4500$ [mm] (se asume 300 dientes para la cremallera).

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_c = \frac{3290214232842959 * \left(\frac{3990043442661454512128}{6513430588791008625 * b} \right)^{\frac{1}{2}}}{17592186044416} \text{ [MPa]}$$

Utilizando la ecuación (4), se calcula el esfuerzo admisible a la fatiga superficial. Teniendo $S_c=1068.4$ [MPa], $Z_n=0.86$, $Z_w=1$, $S_h=1.14$, $Y_\theta=1$ y $Y_z=1.25$.

$$\sigma_{c,all} = \frac{S_c}{S_h} \frac{Z_n Z_w}{Y_\theta Y_z}$$

$$\sigma_{c,all} = 642.13 \text{ [MPa]}$$

Ahora con el valor tanto del esfuerzo como esfuerzo admisible, se puede obtener el ancho de cara a fatiga superficial, comparando directamente las ecuaciones (3) y (4).

$$\sigma_c = \sigma_{c,all}$$

$$b = 52 \text{ [mm]}$$

Recalculando el factor de seguridad a la fatiga por flexión con el nuevo valor de ancho de cara del diente de $b=110$ [mm], de la ecuación (2) se tiene que:

$$S_f = 1.2$$

2.2.3 Diseño del sistema cremallera-engrane y trinquete-uñeta a fatiga estocástica

Para el diseño a fatiga estocástica se puede utilizar el método RFC y la regla de Miner para el conteo del daño acumulado por fatiga. Para ello hay que tomar en cuenta los datos de la simulación como en la figura 10 y el scatter de diagrama de dispersión de la tabla 2, y aplicar la metodología del conteo de flujo de lluvias a la par de usar la regla de Miner con el respectivo diagrama S-N de la figura 13.

En este caso se utiliza una herramienta computacional del Toolbox de Matlab para calcular los ciclos ya que los datos tomados son demasiados como para realizarlo manualmente. Es importante tener en cuenta que en los datos de tensión resultante de los estados de mar de la tabla 2, se desprecian los ciclos del intervalo transitorio, debido a las fluctuaciones exageradas en ese estado. La herramienta o función que se utiliza es rainflow para recuentos de flujo de lluvia en análisis de fatiga [25].

Además, para discretizar los esfuerzos en el diente de la rueda dentada, se utiliza la ecuación (7) y (10), donde M_{max} se la calcula con la ecuación (8), I_x con la ecuación (9), $b=130$ [mm], $t=18.85$ [mm], $l=h=27$ [mm], $K_t=1.5$ y W_t es paramétrico porque va tomando los valores de la tensión en el tiempo. Es preciso recalcar que se toman 5 dispositivos en paralelo para repartir la carga transmitida como en el diseño preliminar.

$$M_{max} = W_t * (27) \text{ [Nmm]}$$

$$I_x = 7.2555 * 10^4 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\sigma_o = 3.5 * 10^{-3} * W_t \left[\frac{N}{mm^2} \right] o \text{ [MPa]}$$

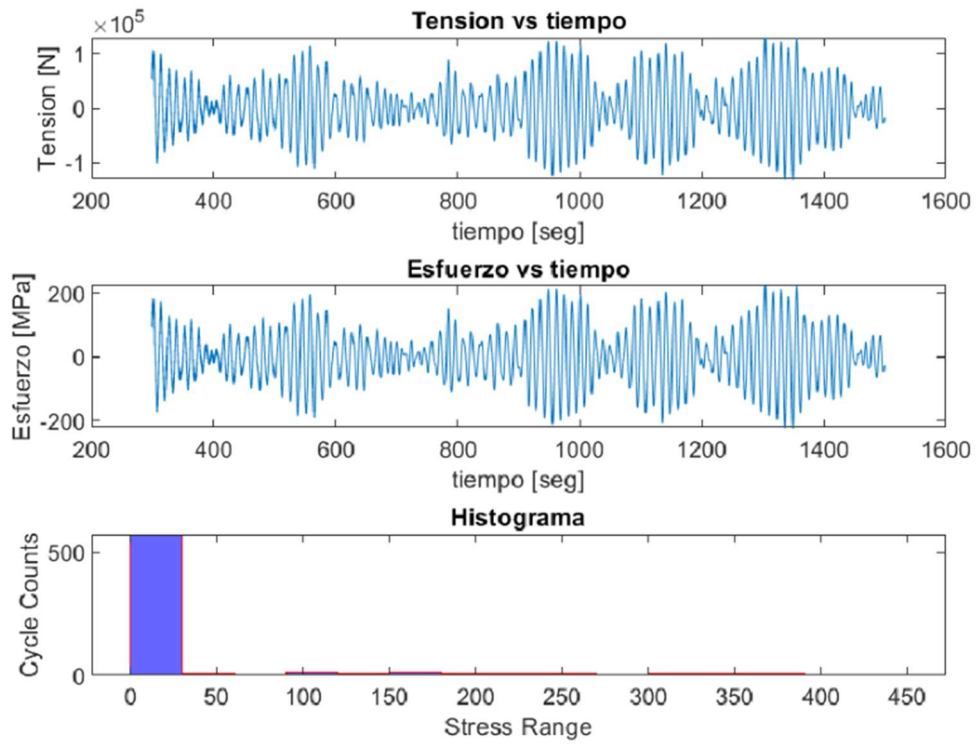


Figura 24. Conteo de ciclos de esfuerzos, Método RFC. (Fuente: Propia)

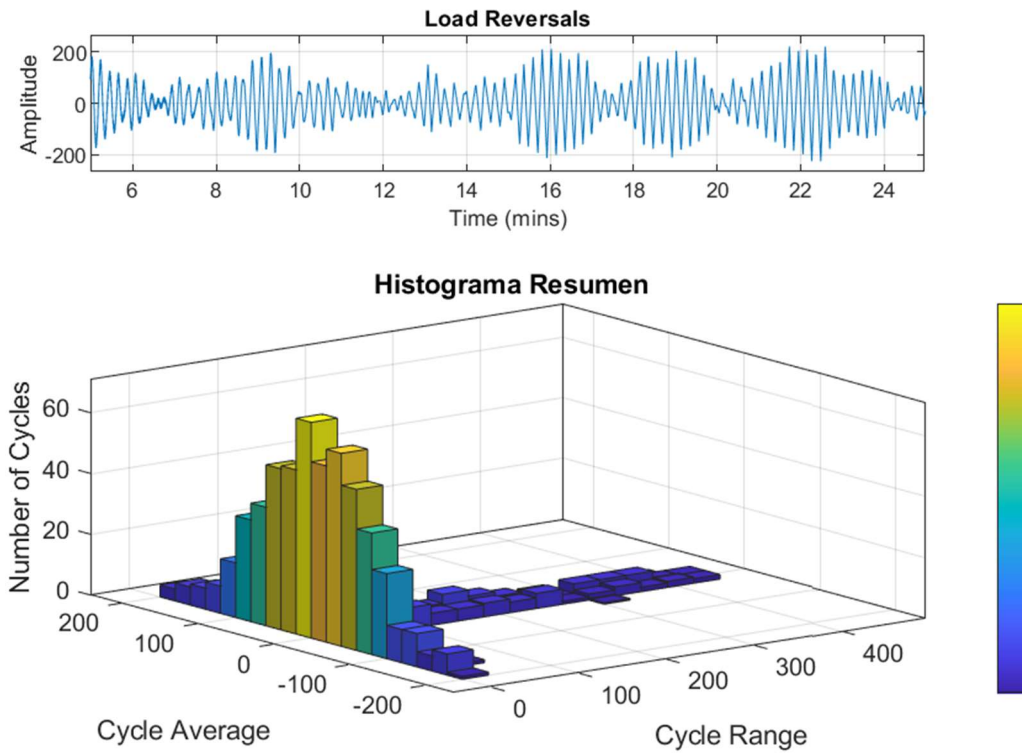


Figura 25. Conteo de ciclos de esfuerzos, Método RFC. (Fuente: Propia)

En las figuras 24 y 25, se muestra el conteo de ciclos de esfuerzos en histogramas tanto en detalle como en resumen y también la tensión, esfuerzo en función del tiempo. Esto para una fracción de estado de mar, considerando que cada estado de mar dura aproximadamente 6 horas, hay que considerar un factor multiplicador que en este caso será 14.4. Cabe indicar que estas dos figuras, solo consideran los datos para el estado de mar con $T_p=13$ [seg] y $H_s=1.5$ [m], que es el estado de mar con mayor número de ocurrencias.

Y de la figura 13 se puede obtener el número de ciclos correspondiente a dicho intervalo de esfuerzos, y así aplicar el método RFC con la regla de Miner con la ecuación (6).

$$D = \sum_i d_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i}$$

Que para todos los ciclos carga sometido y ciclos que resisten los rangos de esfuerzo respectivos, considerando estados de mar completos y el número de ocurrencias según el scatter de la tabla 2, se tiene un daño por fatiga acumulado de:

$$D = 1.919897 * 10^{-2}$$

Y así mismo calculando el daño por fatiga acumulado para todos los estados de mar de la tabla 2, en donde se consideran 37 años de trabajo, se tiene:

$$D = 1.1$$

Y para conocer el daño por fatiga acumulado en 20 años, hay que multiplicar por el factor 0.54, se tiene:

$$D = 0.59$$

Se repite el mismo procedimiento para el cálculo del daño por fatiga acumulado tanto para sistema cremallera-engrane como trinquete-uñeta.

2.2.4 Diseño de Resorte de compresión

Se realiza el diseño de los resortes de compresión para reducir el impacto por las cargas estocásticas en la estructura en donde reposa las cremalleras. De igual manera que en la caja de engranes o de cambios, se consideran 5 resortes en cada lado en paralelo.

2.2.4.1 Diseño estático de resorte de compresión:

Se calcula tanto esfuerzo sometido del resorte como resistencia para poder calcular el factor de diseño estático, para ello primero se obtiene la constante de rigidez del resorte con la ecuación (24), teniendo $F=100$ [Tnf]= $1 \cdot 10^6$ [N] dividida en 5 resortes, y $\Delta x = 0.3m$.

$$K = \frac{F/5}{\Delta x}$$

$$K = 6.6667 \cdot 10^5 \left[\frac{N}{m} \right]$$

También se necesita el índice del resorte para el cálculo del diámetro del alambre con la ecuación (25), teniendo como índice del resorte $C=6$, diámetro de la espira $D=0.6m$ (asumido).

$$C = \frac{D}{d}$$

$$d = \frac{D}{C} = 0.1 [m]$$

Para calcular el número de espiras del resorte, se utiliza la ecuación (26), considerando $G=196.5 \cdot 10^9$ [Pa].

$$N_a = \frac{d^4 G}{8 D^3 K}$$

$$N_a = 17 [\#espiras]$$

Considerando un material de alambre templado en aceite AISI 1065 [14], se calcula es esfuerzo último a la tensión con la ecuación (27), teniendo $A=1855 \cdot 10^6$ [Pa * mm^m] y $m=0.187$.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

$$S_{ut} = 2.8533 \cdot 10^9 [Pa]$$

Así mismo debido al material considerado, se obtiene el esfuerzo de fluencia al corte tomando en cuenta la teoría de falla estática de la energía de distorsión $S_{sy} = 0.5 \cdot S_{ut} = 1.4266 \cdot 10^9$ [Pa]

Ahora utilizando la ecuación (11) y (28) se calcula el esfuerzo cortante máximo.

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

$$K_B = 1.24$$

$$\tau_{max} = \frac{8FDK_B}{\pi d^3}$$

$$\tau_{max} = 3.7833 * 10^8 \text{ [Pa]}$$

Ahora finalmente se calcula el factor de seguridad estático con la ecuación (29):

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}}$$

$$n_s = 3.77$$

Los extremos del resorte son a escuadra y esmerilado, por lo que se calcula tanto el número total de espiras N_t [#espiras] y paso de la espira p [m], teniendo como longitud normal $Lo=1$ [m].

$$N_t = N_a + 2 = 19 \text{ [#espiras]}$$

$$p = \frac{Lo - 2d}{N_a} = 0.047 \text{ [m]}$$

Se precarga a unos 2cm, por lo que de la ecuación (24), la precarga es:

$$\text{Precarga} = K * \Delta x$$

$$\text{Precarga} = 13.34 \text{ [kN]}$$

2.2.4.2 Diseño a fatiga de resorte a compresión:

Una vez diseñado para carga estática, se procede a diseñar para fatiga. Teniendo en cuenta los valores o variables ya calculadas en el diseño estático, se tienen las fuerzas máximas y mínimas, $F_{max}=74.4$ [kN] (37.2 [Tnf] dividida en 5 resortes en paralelo) y $F_{min}=\text{Precarga}=13.34$ [kN], así los esfuerzos cortantes respectivos se calculan con la ecuación (11).

$$\tau_{min} = 9.3827 * 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$\tau_{max} = 1.4074 * 10^8 \text{ [Pa]}$$

Ahora se calcula los esfuerzos alternantes y medios respectivamente con las ecuaciones (12) y (13).

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = 6.5679 * 10^7 [Pa]$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = 7.5061 * 10^7 [Pa]$$

Para el cálculo del módulo de ruptura por torsión o límite de resistencia ultimo al corte, se utiliza la ecuación (14).

$$S_{su} = 0.67S_{ut} = 1.9117 * 10^9 [Pa]$$

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga, se utiliza la ecuación (15), teniendo como componentes para vida infinita a $S_{sa}=241*10^6 [Pa]$ y $S_{sm}=379*10^6 [Pa]$ (Considerando resortes sin martillar y utilizando el criterio de falla de Goodman Modificado).

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \frac{S_{sm}}{S_{su}}}$$

$$S_{se} = 3.0059 * 10^8$$

Finalmente, se calcula el factor de seguridad a fatiga utilizando el criterio de falla de Goodman Modificado con la ecuación (16):

$$n_f = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_{se}} + \frac{\tau_m}{S_{su}}}$$

$$n_f = 3.88$$

El factor de seguridad a fatiga considerando la carga o tensión resultante máxima $T=100 [Tnf]$ dividida en 5 resortes en paralelo, tiene como resultado un factor $n_f = 1.44$.

2.2.5 Dimensionamiento de eje

El diseño del eje es importante para la transmisión del movimiento, por ello se plantea tanto el diseño estático como para trabajo a fatiga. Considerando el diseño preliminar según la AGMA con la Tensión $T=37.2 [Tnf]$, para una sola caja de engranes, el ancho de cara de este es $b=600 [mm]$ aproximadamente, por lo que es un diente con un ancho de cara muy

grande y difícil de construir. Entonces, se propone dividir la misma carga, pero para 5 cajas de engranes en paralelo y en este trabajo se realiza el ejemplo de una.

2.2.5.1 Diseño estático de eje:

Para este diseño es importante tener en cuenta un diagrama o esquema simplificado del eje con sus respectivos rodamientos, a continuación, se presenta la figura 26 en donde se tiene las fuerzas y reacciones.

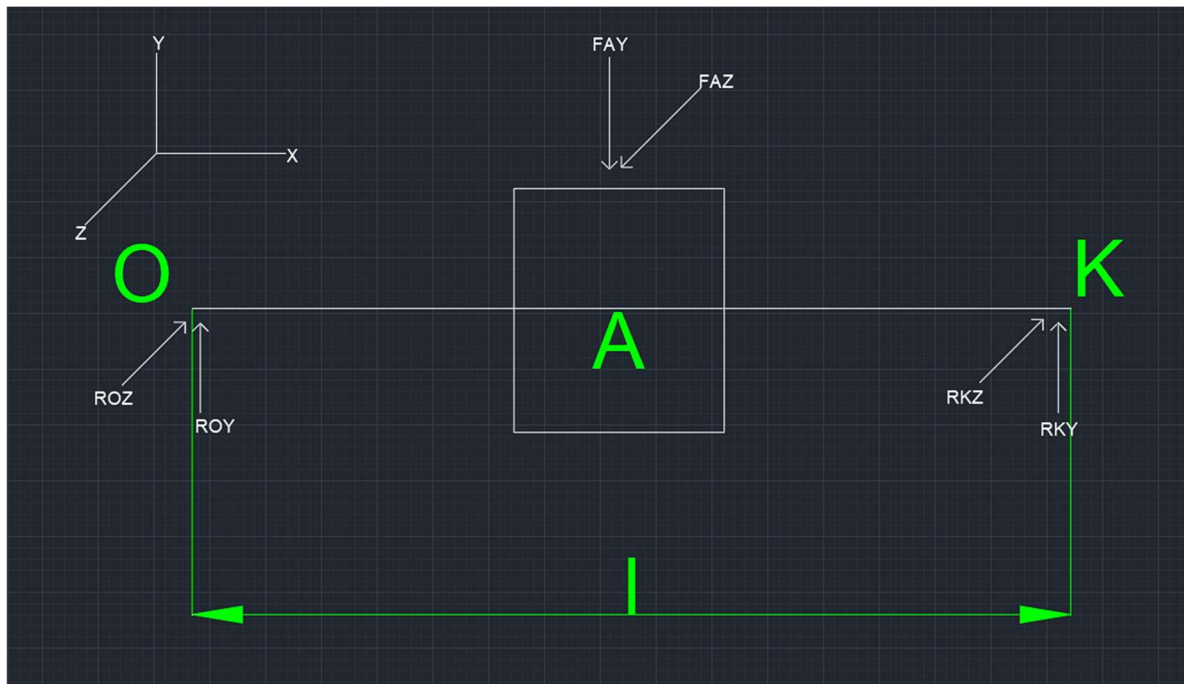


Figura 26. Esquema simplificado. (Fuente: Propia)

Considerando una longitud $l=1\text{m}$, la carga transmitida máxima o tensión resultante máxima $T = \frac{100}{5} [Tnf]$, pero con dos ángulos de presión normal 20° y 10° por la transmisión de los sistemas cremallera-engrane y trinquete-uñeta. Con las reacciones $ROY=RKY=50.52 [kN]$ y $ROZ=RKZ=92.5 [kN]$, se tiene el momento flector resultante máximo y momento torsor: $Mr=52.7 [kNm]$ y $T= 27.7 [kNm]$. Que, para transformarlos a esfuerzos, se utilizan las ecuaciones (30) y (31).

$$\sigma_{maxo} = \frac{M_{max}C}{I}$$

$$\sigma_{maxo} = \frac{7245323885892529}{4294967296 * d_{eje}^3 * \pi} [Pa]$$

$$\tau_{maxo} = \frac{TC}{J}$$

$$\tau_{maxo} = \frac{1907824290910569}{4294967296 * d_{eje}^3 * \pi} [Pa]$$

Para obtener los esfuerzos reales a partir de los nominales, se utilizan los factores de concentración de esfuerzos estáticos, $Kt=2.2$ y $Kts=3$ (cuñero fresado $r/d=0.02$), utilizando las ecuaciones (34) y (35).

$$\sigma_{max} = Kt * \sigma_{maxo}$$

$$\sigma_{max} = \frac{79698562744817819}{21474836480 * \emptyset^3 * \pi} [Pa]$$

$$\tau_{max} = Kts * \tau_{maxo}$$

$$\tau_{max} = \frac{5723472872731707}{4294967296 * \emptyset^3 * \pi} [Pa]$$

Para utilizar la teoría de falla estática de energía de distorsión, se necesita combinar los esfuerzos con la ecuación (36), obteniendo el esfuerzo equivalente de Von Mises.

$$\sigma'_{vm} = [(\sigma_x)^2 - \sigma_x \sigma_y + (\sigma_y)^2 + 3(\tau_{xy})^2]^{\frac{1}{2}}$$

En donde sin tener esfuerzos axiales, se reduce la expresión a la siguiente.

$$\sigma'_{vm} = [(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xy})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_{vm} = \left(\frac{2202180383239210802714792433738859}{115292150460684697600 * \emptyset^6 * \pi^2} \right)^{\frac{1}{2}} [Pa]$$

Teniendo un eje AISI SAE 1050 HR, $S_y=340$ [MPa] y $S_{ut}=620$ [MPa] [14] y un factor de seguridad $n_s=3$, con la ecuación (37) se tiene que:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'_{vm}}$$

$$\sigma'_{vm} = 113.34 [MPa]$$

E igualando el esfuerzo equivalente de Von Mises, se tiene finalmente el diámetro del eje:

$$\sigma'_{vm} = \sigma'_{vm}$$

$$113.34 [MPa] = \left(\frac{2202180383239210802714792433738859}{115292150460684697600 * \phi^6 * \pi^2} \right)^{\frac{1}{2}} [Pa]$$

$$\phi = 0.23 [m]$$

2.2.5.2 Diseño a fatiga de eje:

Utilizando los mismos pasos que en el diseño estático, pero con una tensión resultante $T = \frac{37.2}{5} [Tnf]$ se recalculan los esfuerzos reales ya con el diámetro $\phi=0.23 [m]$, teniendo en cuenta conservativamente que los factores de concentración de esfuerzos estáticos son los mismos para trabajo a fatiga.

$$\sigma_{max} = \frac{29647865341072231}{21474836480 * \phi^3 * \pi} [Pa]$$

$$\sigma_{max} = 35.8 [MPa]$$

$$\tau_{max} = \frac{17033055269249559}{34359738368 * \phi^3 * \pi} [Pa]$$

$$\tau_{max} = 12.85 [MPa]$$

Luego combinando los esfuerzos con las ecuaciones (19) y (20), sabiendo para este caso que el esfuerzo alternante por flexión es el esfuerzo máximo por flexión, el esfuerzo medio cortante es el esfuerzo cortante máximo, el esfuerzo medio por flexión es cero, el esfuerzo alternante cortante es cero y los esfuerzos axiales son cero, se tienen los esfuerzos equivalentes de Von Mises alternante y medio respectivamente.

$$\sigma'_a = \left[\left[\sigma_{a flexion} + \frac{\sigma_{a axial}}{0.85} \right]^2 + 3(\tau_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_a = \sigma_{a flexion} = \sigma_a = \sigma_{max}$$

$$\sigma'_a = 35.8 [MPa]$$

$$\sigma'_m = \left[\left[\sigma_{m flexion} + \sigma_{m axial} \right]^2 + 3(\tau_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = \left[3(\tau_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \left[3(\tau_{max})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = 22.25 \text{ [MPa]}$$

Por otro lado, se calcula el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico con la ecuación (21), teniendo S'_e con la ecuación (22) y los factores de marin $k_a=0.82$, $k_b=0.64$, $k_c=1$, $k_d=1$, $k_e=1$ y k_f (no se lo considera porque ya se tomó en cuenta los factores de concentración de esfuerzos), (para el cálculo de los factores de marin, se consideró un eje maquinado, esfuerzos combinados, temperatura de trabajo a 20 °C y confiabilidad del 50%).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f 0.5 S_{ut}$$

$$S_e = 163.37 \text{ [MPa]}$$

Finalmente se calcula el factor de seguridad para trabajo a fatiga usando el criterio de falla de Goodman Modificado con la ecuación (23):

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}}$$

$$n_f = 3.92$$

2.2.6 Selección de rodamiento

Para la selección de los rodamientos, hay que definir la ubicación y las cargas a las que estarán sometidos. Para ello se utiliza el esquema de la figura 2, en donde los rodamientos estarán en los puntos O,K. Las condiciones de trabajo para los rodamientos serán velocidad angular promedio $W=1$ [rpm] aproximadamente, fuerza axial $F_a=0$ [N], fuerza radial $F_r=ROZ=RKZ=92.5$ [kN], horas de servicio aproximado $h_{servicio} = 175200$ [horas] (20 años).

El rodamiento seleccionado es un rodamiento rígido de una hilera de bolas esféricas 16048 MA del catálogo SKF [23]. Que tiene como capacidad de carga dinámica y estática: $C=203$ [kN] y $C_o=255$ [kN] respectivamente. $\phi_{in} = d = 0.24$ [m], $\phi_{out} = D = 0.36$ [m], $B=0.037$ [m] y $m=14$ [kg]. El rodamiento seleccionado se ilustra en la figura 27.

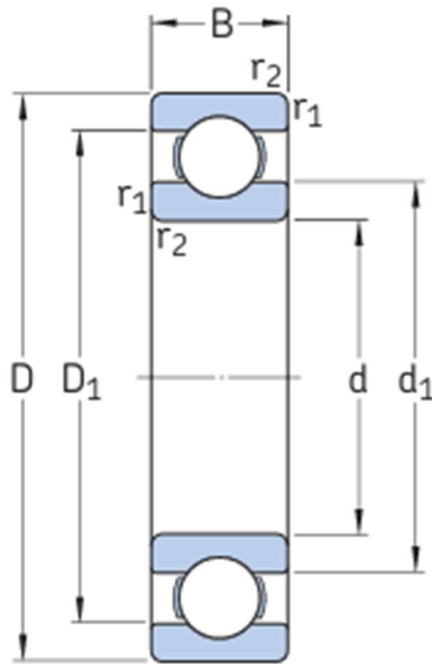


Figura 27. Rodamiento seleccionado. (Fuente: [23])

Con la ecuación (38), se obtiene el factor de comparación para el cálculo de la carga dinámica equivalente, teniendo como factor de cálculo $F_o=17$.

$$\frac{F_o F_a}{C_o}$$

$$\frac{17 * 0}{255 [kN]} = 0$$

Por lo tanto:

$$\frac{17 * 0}{255 [kN]} = 0 < e = 0.19$$

Y con la ecuación (39) modificada, se obtiene la carga dinámica equivalente:

$$P = F_r$$

$$P = 92.5 [kN]$$

En donde si se quiere comparar con la capacidad de carga dinámica, se puede obtener un factor de seguridad.

$$n = \frac{C}{P}$$

$$n = \frac{203 [kN]}{92.5 [kN]} = 2.2$$

Para verificar las horas de servicio, se utiliza las ecuaciones (40) y (41), teniendo $\rho=3$ por ser un rodamiento de bolas esféricas.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^\rho$$

$$L_{10} = 10.6$$

Finalmente, para calcular las horas de servicio se usa la ecuación (40), teniendo $n=W=1$ [rpm].

$$L_{10}h = \frac{10^6}{60n} L_{10}$$

$$L_{10}h = 176666,67 [horas]$$

$$L_{10}h = 20.2[años]$$

2.3 Paso 3: Generación de Potencia del PTO.

Para el cálculo de la potencia generada del PTO, se debe considerar la velocidad de giro del eje y el torque generado. Para así poder usar la relación de potencia que es directamente proporcional al torque generador por la velocidad angular.

$$Potencia = Torque * \omega$$

En este caso, el torque es paramétrico porque viene de la carga tangencial transmitida o la tensión dinámica que captan las masas sumergidas, mientras que la velocidad angular se define como uniforme o constante por razones prácticas. En la figura 28, se muestra la gráfica de potencia generada vs el tiempo para el PTO en un estado de mar $T_p=13$ [seg] y $H_s=1.5$ [m], es preciso recalcar que la potencia se considera para un solo sentido de giro.

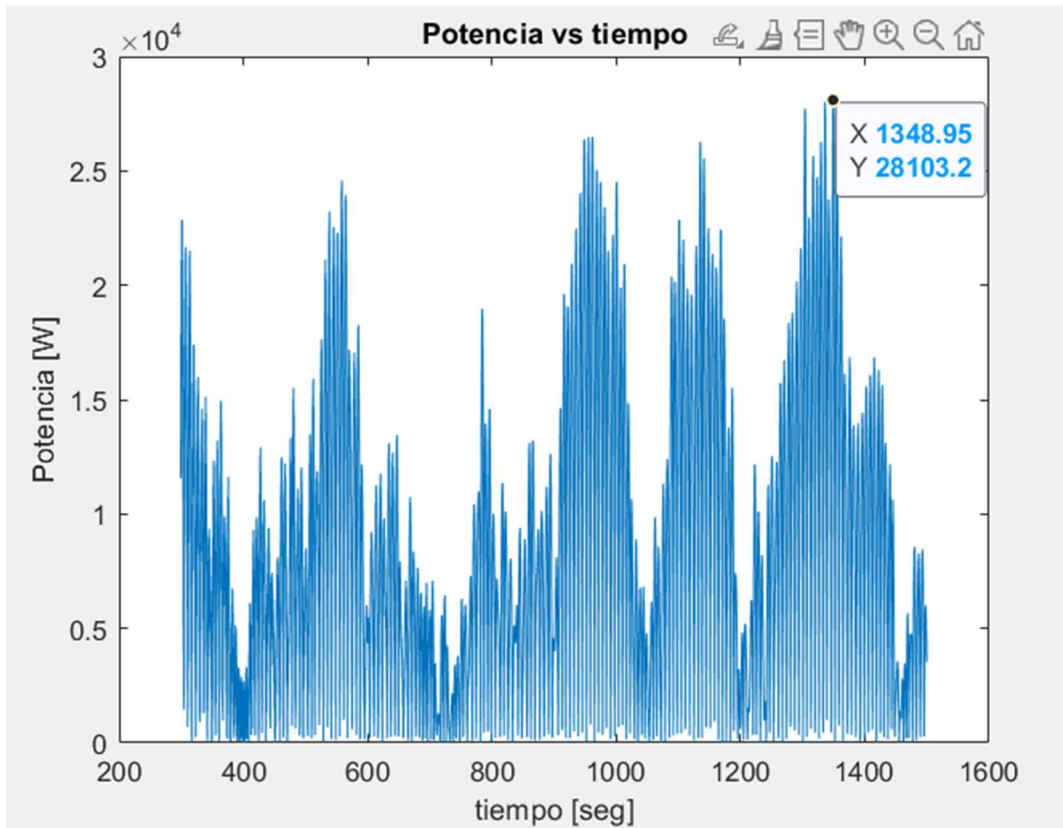


Figura 28. Potencia vs tiempo del PTO. (Fuente: Propia)

En la figura 28, se puede observar la potencia máxima que es de 28.1 [kW] aproximadamente para este PTO en el estado de mar definido.

3. RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

3.1 Resultados

El análisis de resultados se basa en varios criterios de diseño, los cuales han sido aplicados en toda la metodología. A continuación, se presenta una tabla y una gráfica de barras, en donde se compila las alternativas del diseño para el PTO, que parte del sistema cremallera-engrane.

Tabla 4. Resultados de alternativas para el sistema cremallera-engrane. (Fuente: Propia)

Resultados:										
# cajas (cada caja 2 engranes)	Diametro dg [mm] "diametro de paso"	Modulo [mm/dientes]	Número de dientes [dientes]	Paso circular [mm/dientes]	Cuantos dientes en carrera de 30cm	Ancho de cara b[mm]	Espesor diente t [mm]	Altura diente h[mm]	Sf "Factor de seguridad a fatiga por flexion"	Daño por fatiga (20 años)
3	750	15	50	47	6	240	23.56	33.75	1.5	2.51E-04
4	750	15	50	47	6	130	23.56	33.75	1.08	5.95E-01
5	750	15	50	47	6	130	23.56	33.75	1.35	2.60E-03
6	750	15	50	47	6	130	23.56	33.75	1.62	4.76E-05
3	500	20	25	63	5	181	31.42	45	1.5	2.07E-04
4	500	20	25	63	5	130	31.42	45	1.43	5.60E-04
5	500	20	25	63	5	130	31.42	45	1.79	3.33E-06
6	500	20	25	63	5	130	31.42	45	2.15	8.57E-08
3	500	10	50	31	10	348	15.71	22.5	1.5	5.20E-04
4	500	10	50	31	10	261	15.71	22.5	1.5	5.20E-04
6	500	10	50	31	10	130	15.71	22.5	1.1	5.95E-01
5	600	12	50	38	8	130	19	27	1.1	0.59

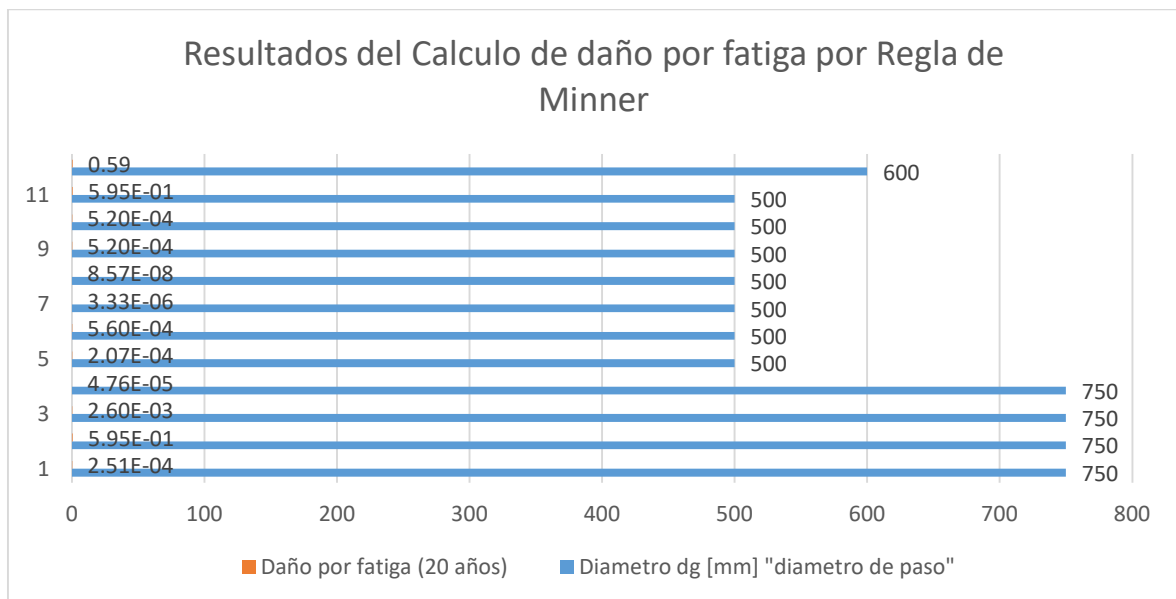


Figura 29. Alternativas Sistema Cremallera-Engrane. (Fuente: Propia)

Tanto en la tabla 4 como en la figura 29, se puede notar que mientras más robusta es la rueda dentada, mayor factor de seguridad presenta y menor daño por fatiga acumula, es decir que mientras mayor modulo se tenga es más resistente el engrane para las mismas cargas, pero a su vez recorre menor número de dientes en 30 [cm]. El diseño preliminar para trabajo a fatiga para vida infinita $N=10^8$ ciclos de carga muestran factores de seguridad a fatiga por flexión mayores y cercanos a la unidad, mientras que el diseño para fatiga estocástica de las ruedas dentadas del PTO, muestra que es factible y resistirá al menos 20 años de servicio en todos los casos. A partir de este diseño, se han diseñado o seleccionado los demás elementos mecánicos ya que desde aquí se selecciona el número de cajas de engranes y en función de ello se transmite la carga.

Resultados de diseño Sistema Cremallera-Engrane, a continuación, en la tabla 5:

Tabla 5. Resultado Sistema Cremallera-Engrane. (Fuente: Propia)

Resultados:										
# cajas (cada caja 2 engranes)	Diametro dg [mm] "diametro de paso"	Modulo [mm/dientes]	Número de dientes [dientes]	Paso circular [mm/dientes]	Cuantos dientes en carrera de 30cm	Ancho de cara b[mm]	Espesor diente t [mm]	Altura diente h[mm]	Sf "Factor de seguridad a fatiga por flexion"	Daño por fatiga (20 años)
5	600	12	50	38	8	130	19	27	1.1	0.59

Resultado de diseño Sistema trinquete-uñeta, a continuación, en la tabla 6:

Tabla 6. Resultado Sistema Trinquete-uñeta. (Fuente: Propia)

Resultados:										
# cajas (cada caja 2 engranes)	Diametro dg [mm] "diametro de paso"	Modulo [mm/dientes]	Número de dientes [dientes]	Paso circular [mm/dientes]	Cuantos dientes en carrera de 30cm	Ancho de cara b[mm]	Espesor diente t [mm]	Altura diente h[mm]	Sf "Factor de seguridad a fatiga por flexion"	Daño por fatiga (20 años)
5	300	15	20	47	6	110	24	34	1.2	1.04E-01

Resultado del diseño del resorte de compresión, a continuación, en la tabla 7:

Tabla 7. Resultado de diseño de resorte de compresión. (Fuente: Propia)

Numero de resortes a cada lado	5
Constante de rigidez del resorte	$K = 6.6667 * 10^5 \left[\frac{N}{m} \right]$

Diámetro del alambre	$d=0.1$ [m]
Diámetro de la espira	$D=0.6$ [m]
Número de espiras totales	$Nt=19$
Paso de la espira	$p=0.047$ [m]
Precarga	$Precarga = 13.34$ [kN]
Longitud normal	$L_0=1$ [m]
Factor de seguridad estático	$n_s = 3.77$
Factor de seguridad a fatiga	$n_f = 1.44$
Material	Alambre templado en aceite AISI 1065

Resultado del diseño del eje, a continuación, en la tabla 8:

Tabla 8. Resultado de diseño de eje. (Fuente: Propia)

Diámetro de eje	$\phi = 0.23$ [m]
Factor de seguridad estático	$n_s = 3$
Factor de seguridad a fatiga	$n_f = 3.92$
Material	AISI SAE 1050 HR

A continuación, se presenta la tabla 9, donde se indica el rodamiento seleccionado.

Tabla 9. Rodamiento Seleccionado. (Fuente: Propia)

Rodamiento de bolas esféricas	16048 MA
Diámetro interno	$\phi_{in} = 0.24$ [m]
Factor de seguridad	$n = 2.2$
Años de servicio	$L_{10}h = 20.2$ [años]

A continuación, se presenta la tabla 10, donde se muestra el resultado de la potencia generada por el PTO, considerando el dimensionamiento respectivo anterior de los principales elementos mecánicos.

Tabla 10. Resultado de Potencia generada por PTO. (Fuente: Propia)

Potencia máxima generada	$P=28$ [kW]
--------------------------	-------------

3.2 Conclusiones

-En el presente trabajo se realizó una investigación bibliográfica de algunos sistemas de transmisión de potencia (PTO) y se diseñó los elementos mecánicos más importantes para trabajo a fatiga y cargas extremas de un dispositivo PTO para un WEC, que trabaja bajo el principio de rolo. En este trabajo los elementos o sistemas mecánicos más importantes del PTO son: sistema cremallera-engrane, sistema trinquete-uñeta, resorte de compresión, eje y rodamientos.

-El diseño para una vida de 20 años de servicio da como resultado una potencia máxima aproximada de 28 [kW] con engranes de diámetro de paso $d_g=0.6$ [m] y ancho de cara $b=0.130$ [m]. Trinquetes con diámetro de paso $d_g=0.3$ [m] y ancho de cara $b=0.11$ [m]. Resortes con constante de rigidez $K=6.67 \times 10^5$ [N/m], diámetro de alambre $d=0.1$ [m], diámetro de espira $D=0.6$ [m], 19 espiras y longitud normal $l_0=1$ [m]. Un eje de diámetro $\varnothing=0.23$ [m].

-Se concluye que la potencia mecánica generada es muy alta como para distribuirla en un solo dispositivo de conversión de energía mecánica, ya que los elementos mecánicos resultan demasiado grandes. Por ello es mejor dividir esta potencia en 5 dispositivos de conversión de energía mecánica en paralelo, para así no tener elementos muy robustos.

-Los resultados de este trabajo permiten diseñar de forma sistemática elementos mecánicos bajo cargas extremas y trabajo a fatiga.

3.3 Recomendaciones

-Se recomienda realizar el diseño de los elementos mecánicos complementarios del mecanismo PTO, que pueden ser pernos, cables, poleas, etc.

-Se recomienda realizar una prueba de concepto para validar la simulación numérica y análisis matemático. Además, se puede incluir un modelo a escala del PTO en el convertidor de energía undimotriz WEC escalado.

4. Bibliografía

- [1] «Boyas Flotantes generadoras de energía,» [En línea]. Available: <https://www.e4e-soluciones.com/blog-eficiencia-energetica/boyas-flotantes-generadoras-energia>. [Último acceso: 18 Junio 2023].
- [2] «Research Gate,» [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/figure/Esquema-de-funcionamiento-de-dispositivo-de-columna-de-agua-oscilante-Day-et-al-2015_fig2_338921187. [Último acceso: 18 Junio 2023].
- [3] «La explotación de la energía oceánica representa la próxima frontera de la ingeniería,» [En línea]. Available: <https://www.arrow.com/es-mx/research-and-events/articles/oceanic-energy-harvesting-the-next-engineering-frontier>. [Último acceso: 18 Junio 2023].
- [4] N. Tom, «Review of Wave Energy Converter Power Take-Off Systems, Testing Practices, and Evaluation Metrics,» *Proceedings of the ASME 2022 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 6, 2022.
- [5] L. Wang y J. T. E. Isberg, «Review of control strategies for wave energy conversion systems and their validation: the wave-to-wire approach,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 81, pp. 366-379, 2018.
- [6] A. P. M. L. A. O. H. José Ramón Hernández Santana, «Centro Mexicano de Innovación de Energía - Océano,» [En línea]. Available: <https://cemioceano.mx/downloads/libros/Libro-Energia-Undimotriz-Cap%201.pdf>. [Último acceso: 22 Mayo 2023].
- [7] Erselcan, İ. & Kukner y Abdi, «A REVIEW OF POWER TAKE-OFF SYSTEMS EMPLOYED IN WAVE ENERGY CONVERTERS,» *JOURNAL OF NAVAL SCIENCE AND ENGINEERING*, vol. 10, pp. 32-44, 2014.
- [8] DYNASET, «Toma de Fuerza Hidráulica (PTO),» DYNASET, s.f.. [En línea]. Available: <https://dynaset.com/es/producto/toma-de-fuerza-hidraulica-pto/>. [Último acceso: 7 Julio 2023].
- [9] Construcción y Vivienda, «Energía eólica flotante: El mar y el aire como nuevos espacios de generación eléctrica,» *Construcción y Vivienda*, 30 Junio 2022. [En línea]. Available: <https://www.construccionyvivienda.com/2022/06/30/energia-eolica-flotante-el-mar-y-el-aire-como-nuevos-espacios-de-generacion-electrica/>. [Último acceso: 7 Julio 2023].
- [10] energyeducation, «Turbina- Enciclopedia de Energía,» energyeducation, s.f. [En línea]. Available: https://energyeducation.ca/Enciclopedia_de_Energia/index.php/Turbina. [Último acceso: 7 Julio 2023].

- [11] «Pinterest,» [En línea]. Available: <https://www.pinterest.com/pin/260082947215951872/>. [Último acceso: 18 Junio 2023].
- [12] S. M. Segovia. J, «WEC (Wave Energy Converter),» Quito , 2023.
- [13] P. W. Guachamin, «A numerical feasibility study of a novel resonant wave,» Quito , 2023.
- [14] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* 9na Edición, México: The McGraw-Hill Companies, 2008.
- [15] J. Schijve, *Fatigue of Structures and Materials*. 2nd ed, Dordrecht: Springer, 2008.
- [16] Eva y M. Esteban, *Artists, Metodología para el análisis a fatiga mediante el código pro engineer: aplicación a un eje ferroviario Universidad Carlos III de Madrid*. [Art]. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de Ingeniería Mecánica, 2010.
- [17] S. E. P. B. y. O. M. P. I., «ESTUDIO DE LA VIDA DE LA FATIGA AL AIRE DEL ACERO SAE 4340 TRATADO TERMOQUIMICAMENTE CON EL PROCESO DE NITRURACION,» Caracas, 2014.
- [18] «Trinquete,» [En línea]. Available: http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_trinquete.htm. [Último acceso: 25 Junio 2023].
- [19] R. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach*. Second ed, New Jersey: Prentice Hall, 2000.
- [20] «Cálculo de Muelles helicoidales,» [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn129.html>. [Último acceso: 19 Junio 2023].
- [21] «Uniones de Chaveta,» [En línea]. Available: <https://www.nzdl.org/cgi-bin/library?e=d-00000-00---off-0gtz--00-0----0-10-0---0---0direct-10---4-----0-11--11-en-50---20-about---00-0-1-00-0-0-11-1-0utfZz-8-10&cl=CL2.7&d=HASHdb4ad4954bf4c121abd55f.3&x=1>. [Último acceso: 20 Junio 2023].
- [22] «Curso de Maquinas Mecanicas,» [En línea]. Available: http://www.portalelectromecanico.org/CURSOS/rodamientos/cargas_sobre_un_rodamiento.html. [Último acceso: 27 Junio 2023].
- [23] SKF, CATÁLOGO RODAMIENTOS SKF, 2015.
- [24] R. G. B. y. J. K. N. 8. Edición, «Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley,» de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, México, The McGraw-Hill Companies, 2008, p. 662.
- [25] MathLab, «MathWorks,» [En línea]. Available: <https://la.mathworks.com/help/signal/ref/rainflow.html>. [Último acceso: 7 7 2023].

- [26] L. Carvajal, Metodología de la Investigación Científica. Curso general y aplicado, 28 ed., Santiago de Cali: U.S.C., 2006, p. 139.
- [27] R. Budynas y S. AM, Roark's Formulas for Stress and Strain, Ninth ed, New York N.Y: McGraw-Hill Education, 2020.
- [28] G. Soares, C. &. Bhattacharjee, J. T. Ruiz, M. &. Pietra y Luca, «Review and classification of wave energy converters,» *Maritime Engineering and Technology*, 2012.
- [29] A. F. d. O. Falcão, «Wave energy utilization: A review of the technologies,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, nº 3, pp. 899-918, 2010.
- [30] F. Delgado, A. &. Fontes, J. &. Lithgow, D. &. Mendoza, E. &. P. Vanegas, G. &. Ring, M. &. Silva y Rodolfo, «Wave Energy in Tropical Regions: Deployment Challenges,» *Environmental and Social Perspectives*, 2019.