



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINACIÓN DE
LA VIDA ÚTIL REMANENTE EN SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE
ENGRANAJES RECTOS APLICANDO LA METODOLOGÍA TRIZ

Trabajo de titulación previo a la obtención del
título de Ingeniero Mecánico

AUTOR: DAVID SEBASTIÁN CHACÓN CHERREZ

TUTOR: RENÉ VINICIO SÁNCHEZ LOJA

Cuenca – Ecuador

2024

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, David Sebastián Chacón Cherrez con documento de identificación N° 0107211955 manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Cuenca, 30 de agosto del 2024

Atentamente,



David Sebastián Chacón Cherrez

0107211955

CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

Yo, David Sebastián Chacón Cherrez con documento de identificación N° 01072211955, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del Proyecto Técnico: “Diseño de un banco de pruebas para determinación de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes rectos aplicando la metodología TRIZ”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 30 de agosto del 2024

Atentamente,



David Sebastián Chacón Cherrez
01072211955

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, René Vinicio Sánchez Loja, con documento de identificación N° 0103409587, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA DETERMINACIÓN DE LA VIDA ÚTIL REMANENTE EN SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES RECTOS APLICANDO LA METODOLOGÍA TRIZ, realizado por David Sebastián Chacón Cherrez con documento de identificación N° 0107211955, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 30 de agosto del 2024

Atentamente,



Ing. René Vinicio Sánchez Loja, PhD
0103409587

Dedicatoria

Con profunda gratitud y cariño, dedico este trabajo:

A mis hermanos, Belén y Emilio, por su apoyo incondicional y compañía en cada paso de este camino.

A mis padres, Fabrizio y María José, por su amor, sacrificio y guía constante.

A mis abuelos, Vicente y Marcia, por su sabiduría y el cariño que siempre me han brindado.

A mis amigos, en especial a Guido y David, por los momentos compartidos y su amistad invaluable.

A mis compañeros, con mención especial a Andrés, por su colaboración y los conocimientos compartidos durante esta etapa académica.

A todos ustedes, que han sido parte fundamental de este logro, les dedico esto con todo mi corazón.

David Sebastián

Agradecimientos

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que han hecho posible la realización de este trabajo:

A mi tutor, René Vinicio Sánchez, por su invaluable guía, apoyo constante y dedicación a lo largo de este proceso de investigación.

A Renan Xavier y Luis Renato, mis compañeros de grupo de trabajo, por su colaboración, ideas y el espíritu de equipo que hemos forjado juntos.

A Mauricio y Jean Carlo, por su ayuda inestimable y contribuciones significativas a este trabajo.

Al Grupo de Investigación GIDTEC, por abrirme sus puertas y brindarme la oportunidad de desarrollar mi investigación en un ambiente de excelencia académica.

A Mariela, directora del grupo de investigación, por su liderazgo y apoyo continuo durante todo el proceso.

A todos mis compañeros, en especial a Andrés, por su compañerismo y los momentos compartidos durante esta etapa.

A mis amigos, con mención especial a Guido y David, por su amistad incondicional y por estar siempre presentes.

A mi familia, el pilar fundamental de mi vida:

- A mis hermanos, Belén y Emilio, por su cariño y apoyo constante.
- A mis padres, Fabrizio y María José, por su amor, sacrificio y por creer siempre en mí.
- A mis abuelos, Marcia y Vicente, por su sabiduría y por ser una fuente de inspiración.

A todos ustedes, mi más profundo agradecimiento. Este logro es también suyo.

David Sebastian

Índice

Certificado de responsabilidad y autoría del trabajo de titulación	I
Certificado de cesión de derechos de autor del trabajo de titulación a la Universidad Politécnica Salesiana	II
Certificado de dirección del trabajo de titulación	III
Dedicatoria	IV
Agradecimientos	V
Resumen	XII
1. Introducción	1
2. Problema	2
2.1. Antecedentes	2
2.2. Importancia y alcances	5
2.3. Delimitación	6
2.3.1. Espacial o Geográfica	6
2.3.2. Temporal	6
2.3.3. Sectorial o institucional	7
2.4. Problema General	7
2.5. Problemas Específicos	7
3. Objetivos	7
3.1. Objetivo General	7
3.2. Objetivos Específicos	8
4. Hipótesis	8
4.1. Hipótesis General	8
4.2. Hipótesis Específicas	8
5. Marco Teórico	9
5.1. Mantenimiento Basado en la Condición	9

5.2. Vida Útil Remanente(RUL)	10
5.3. Clasificación de las técnicas de predicción de las RUL.	11
5.3.1. Tipos de metodología de predicción	12
5.3.1.1. Metodología basada en modelos	12
5.3.1.2. Metodología basada en análisis	13
5.3.1.3. Metodología basada en el conocimiento	13
5.3.1.4. Híbrido	14
5.3.2. Tipos de técnicas de predicción	14
5.3.2.1. Estadísticas	14
5.3.2.2. Experiencia	14
5.3.2.3. Inteligencia computacional	15
5.3.2.4. Física del fallo	15
5.3.2.5. Fusión	16
5.4. Transmisiones mecánicas	16
5.4.1. Transmisión de potencia por engranajes	17
5.5. Engranajes	19
5.5.1. Fallos en engranajes	21
5.6. Máquinas para ensayo de engranajes.	23
5.6.1. Máquina para el ensayo de engranajes NASA	23
5.6.2. Máquina para el ensayo de engranajes FZG	24
5.6.3. Máquina para el ensayo de engranajes Ryder	25
5.6.4. Máquina para el ensayo de engranajes IAE	26
5.7. Metodología TRIZ	26
6. Marco metodológico	28
6.1. Establecer las condiciones iniciales para el diseño de un banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente de sistemas de transmisión por engranajes rectos.	29
6.1.1. Revisión bibliográfica de los bancos de engranajes para evaluar el RUL.	29
6.1.1.1. Evolución de los bancos de pruebas de engranajes	29
6.1.1.2. Características de los bancos de engranajes para pruebas RUL	31
6.1.1.3. Comparación de bancos de engranajes comerciales para RUL.	33
6.1.1.4. Bancos de pruebas RUL usados en experimentación.	34
6.1.2. Diseño conceptual de un banco de engranajes para evaluación del RUL.	48
6.1.2.1. Generación de conceptos del diseño del banco.	48

6.1.2.2.	Descomposición funcional (diagrama de caja negra).	49
6.1.2.3.	Delimitación del diseño del banco de pruebas.	53
6.1.3.	Herramientas de diseño.	54
6.1.3.1.	Matriz QFD.	54
6.1.3.2.	Matriz TRIZ	62
6.2.	Proponer el diseño de un banco de pruebas para determinación experimental de vida útil remanente en transmisiones de engranajes rectos aplicando la metodología TRIZ.	68
6.2.1.	Generación de conceptos.	68
6.2.2.	Modelado CAD.	73
6.2.2.1.	Cálculos.	73
6.2.2.2.	Diseño de concepto.	88
6.2.2.3.	Diseño de componentes del sistema.	91
6.2.2.4.	Planos.	96
6.3.	Validar mediante simulaciones computacionales el diseño y operación prevista del banco de pruebas en distintos escenarios y condiciones de funcionamiento.	96
6.3.1.	Simulación estática del sistema.	97
6.3.2.	Simulación dinámica del sistema.	101
6.4.	Analizar los costos unitarios para la construcción del banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes.	105
7.	Resultados	109
7.1.	Resultados del objetivo 1	109
7.2.	Resultados del objetivo 2	109
7.3.	Resultados del objetivo 3	110
7.4.	Resultados del objetivo 4	110
8.	Conclusiones	111
9.	Recomendaciones	112
	Referencias	119
	ANEXOS	120
	Anexo A: Matriz de Consistencia Lógica	120

Lista de Tablas

1.	Trabajos de titulación realizados en el grupo <i>GIDTEC</i>	3
2.	Transmisiones mecánicas.	17
3.	Bancos comerciales para ensayos en engranajes.	34
4.	Especificaciones técnicas del banco de pruebas de Dimitris Roulias [63]. . . .	35
5.	Especificaciones técnicas del banco de pruebas de Xieyi Chen [64].	39
6.	Especificaciones técnicas del banco de pruebas de Peiyao Zhang [65].	42
7.	Especificaciones técnicas del banco de pruebas de <i>GIDTEC</i>	44
8.	Características y componentes de un banco de pruebas de vida útil remanente	47
9.	Descripción de subfunciones del banco de pruebas RUL de engranajes.	52
10.	Matriz QFD.	57
11.	Caja de engranajes rectos de una etapa.	63
14.	Matriz de consistencia	121

Lista de Figuras

1.	Ubicación geográfica del laboratorio de vibraciones mecánicas.	6
5.	Transmisión de engranajes rectos.	18
6.	Tren de engranajes compuestos.	18
7.	Engranaje de dientes rectos.	19
8.	Terminología de un engranaje.	20
9.	Tipos de fallos en dientes de engranajes.	22
10.	Máquina para ensayo de engranajes NASA.	24
11.	Máquina para ensayo de engranajes FZG.	25
12.	Máquina para ensayo de engranajes Ryder.	26
13.	Visión jerárquica de TRIZ	28
14.	Banco de pruebas de engranajes.	30
15.	Banco de pruebas de Dimitris Roulias.	35
16.	Banco de pruebas de Xieyi Chen.	39
17.	Banco de pruebas Peiyao Zhang.	41
18.	Banco de pruebas del grupo GIDTEC.	46
19.	Diagrama de caja negra	49
20.	Bancos de pruebas de <i>GIDTEC</i>	53
21.	Trenes de engranajes de motocicletas.	69
22.	Boceto de caja de engranajes.	70
23.	Boceto de caja de engranajes.	70
24.	Boceto de carga hidráulico.	71
25.	Boceto de carga neumático.	71
26.	Torques de entrada y salida.	75
27.	Análisis de momentos y cargas.	80
28.	Diseño de concepto.	89
29.	Caja de engranajes modular.	90
30.	Sistema de carga neumático.	91
31.	Geometría crítica.	97
32.	Mallado.	98
33.	Superficies de contacto.	99
34.	Cargas y apoyos.	100
35.	Esfuerzo de Von misses.	101
36.	Deformación total.	101

37.	Geometría.	102
38.	Conexiones y movimiento.	103
39.	Simulación de frenado.	104
40.	Simulación de torques.	104
41.	Simulación de velocidades angulares.	105

Resumen

El presente trabajo de investigación se enfoca en el diseño de un banco de pruebas para determinar experimentalmente la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes rectos. El objetivo principal es desarrollar una herramienta avanzada que simule condiciones reales de operación y analice el comportamiento de los engranajes bajo diferentes escenarios de carga y velocidad.

Utilizando la metodología TRIZ (Teoría de Resolución de Problemas Inventivos), se desarrolla un diseño conceptual que integra una caja de engranajes modular y un sistema de carga neumático. Este enfoque ofrece flexibilidad en la experimentación y facilita el intercambio de componentes. El diseño propuesto considera aspectos críticos como la durabilidad, la facilidad de mantenimiento y la adaptabilidad.

El trabajo incluye un análisis detallado de los componentes principales, con cálculos de ingeniería precisos y simulaciones computacionales para validar el diseño. Se emplea software avanzado como Ansys 2024 y Adams 2024 para realizar análisis estáticos y dinámicos del sistema, asegurando su integridad estructural y rendimiento bajo diferentes condiciones de operación.

Adicionalmente, se lleva a cabo un estudio de costos unitarios para evaluar la viabilidad económica del proyecto. El análisis detalla los costos de materiales, mano de obra y equipos necesarios para la fabricación de la caja de engranajes modular y el sistema de carga neumático.

Este banco de pruebas se presenta como una herramienta valiosa para la investigación en el campo del mantenimiento predictivo y la ingeniería de confiabilidad. Su implementación permitirá obtener datos experimentales cruciales para el desarrollo y validación de modelos de predicción de vida útil remanente, contribuyendo así a la optimización de estrategias de mantenimiento en sistemas de transmisión mecánica.

Abstract

The present research work focuses on the design of a test rig to experimentally determine the remaining service life of spur gear transmission systems. The main objective is to develop an advanced tool that simulates real operating conditions and analyses the behaviour of gears under different load and speed scenarios.

Using the TRIZ (Theory of Inventive Problem Solving) methodology, a conceptual design is developed that integrates a modular gearbox and a pneumatic loading system. This approach offers flexibility in experimentation and facilitates the interchangeability of components. The proposed design considers critical aspects such as durability, ease of maintenance and adaptability.

The work includes a detailed analysis of the main components, with precise engineering calculations and computational simulations to validate the design. Advanced software such as Ansys 2024 and Adams 2024 is used to perform static and dynamic analysis of the system, ensuring its structural integrity and performance under different operating conditions.

In addition, a unit cost study is carried out to assess the economic viability of the project. The analysis details the costs of materials, labour and equipment required to manufacture the modular gearbox and the pneumatic loading system.

This test rig is presented as a valuable tool for research in the field of predictive maintenance and reliability engineering. Its implementation will allow obtaining crucial experimental data for the development and validation of remaining useful life prediction models, thus contributing to the optimisation of maintenance strategies in mechanical transmission systems.

1. Introducción

El mantenimiento basado en la condición o CBM (por sus siglas en inglés, *Condition Based Maintenance*) es un enfoque crucial para optimizar la gestión de activos en entornos industriales. Esta estrategia se fundamenta en el monitoreo continuo del estado de los equipos que permite intervenciones oportunas y eficientes de los activos al momento de presentar fallos para realizar su sustitución programada. En este contexto, la predicción de la vida útil remanente o RUL (por sus siglas en inglés *Remaining Useful Life*) de componentes críticos, como los sistemas de transmisión por engranajes, se ha convertido en un área de investigación de gran relevancia.

El presente trabajo se enfoca en el diseño de un banco de pruebas para determinar experimentalmente la vida útil remanente de sistemas de transmisión mecánica de engranajes rectos. El enfoque es contar con herramientas avanzadas que simulen condiciones reales de operación y analicen el comportamiento de los engranajes bajo diferentes escenarios de carga y velocidad. Utilizando la metodología TRIZ (Teoría de Resolución de Problemas Inventivos), se desarrolla un diseño conceptual que integra una caja de engranajes modular y un sistema de carga neumático, ofreciendo flexibilidad en la experimentación y facilitando el intercambio de componentes. El diseño propuesto considera aspectos críticos como la durabilidad, la facilidad de mantenimiento y la adaptabilidad. En segunda instancia se realiza un análisis detallado de los componentes principales, incluyendo cálculos de ingeniería precisos y simulaciones computacionales para validar el diseño. Por último, se lleva a cabo un estudio de costos para evaluar la viabilidad económica del proyecto.

Este banco de pruebas es una herramienta valiosa para la investigación en el campo del mantenimiento predictivo y la ingeniería de confiabilidad. Su implementación permite obtener datos experimentales cruciales para el desarrollo y validación de modelos de predicción de RUL, contribuyendo así a la optimización de estrategias de mantenimiento en sistemas de transmisión mecánica. El proyecto no solo aporta significativamente al campo del mantenimiento basado en la condición, sino que también sienta las bases para futuras investigaciones en la predicción de vida útil de componentes mecánicos críticos, prometiendo ser un recurso valioso para ingenieros e investigadores en su búsqueda de sistemas de transmisión más confiables y eficientes.

2. Problema

2.1. Antecedentes

El mantenimiento basado en la condición es un enfoque de mantenimiento donde las actividades se determinan según el estado actual del activo o equipo, los encargados del mantenimiento y la confiabilidad operacional recopilan y analizan datos que reflejan la condición de los activos; como niveles de vibración, temperatura u otros parámetros de operación. Monitorear estas señales indicativas permite conocer con precisión el estado de los componentes y así optimizar los intervalos en que se requiere mantenimiento[1].

De acuerdo con Mena [2] los principales problemas que acorta drásticamente la vida útil de los engranajes en aplicaciones industriales, es el desgaste provocado por la exposición a partículas abrasivas presentes en ambientes operativos adversos como los de maquinaria pesada utilizada en construcción de caminos, faenas agrícolas, obras civiles y explotación minera, entre otros; lo que termina deteriorando aceleradamente el estado de los engranajes y limitando severamente su tiempo de servicio confiable. Priorizar la comprensión y la mitigación de los mecanismos de desgaste abrasivo para maximizar el ciclo de vida de estos componentes críticos.

Por estas razones, la investigación sobre el desgaste y sus causas ha sido un campo de estudio con alta demanda, lo que ha llevado a introducirse a este campo al grupo de investigación y desarrollo en tecnologías industriales (*GIDTEC*) de la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca.

En la Tabla 1 se presentan de manera resumida alguno de los proyectos de titulación que se han realizado en el grupo de investigación mencionado, esta tabla fue extraída de [3]. Cabe recalcar que los modos de falla son ya prefabricados para obtener señales a partir de un elemento mecánico ya dañado, lo que distingue este caso de estudio es su enfoque en simular el funcionamiento de una transmisión de potencia, permitiendo observar y analizar el desarrollo progresivo de fallas y su comportamiento a lo largo del tiempo.

Tabla 1. *Trabajos de titulación realizados en el grupo GIDTEC.*

Autores (Año)	Título	Descripción	Señales adquiridas	Mecanismos estudiados
Carangui (2014)	Establecimiento de una base de datos de señales de vibraciones mecánicas de una caja reductora combinando fallos de rodamientos y engranajes rectos para fines investigativos en la Universidad Politécnica Salesiana”	Se levantó bases de datos con un total de 60 combinaciones diferentes acaparrando fallos en engranajes rectos, rodamientos rígidos de bolas y combinando fallos en ambos elementos	Vibración mecánica	Engranajes. Rodamientos.
Nivelo y Romero (2014)	Establecimiento de una base de datos de señales de vibraciones mecánicas para sistemas mecánicos con la combinación de diferentes tipos de fallos y elaboración de guías de prácticas para detección de fallos en rodamientos”	Se adquirió señales de vibración de un sistema mecánico rotativo completo, simulando fallos en rodamientos y engranajes con perturbaciones en los ejes de transmisión. Además, se elaboró una guía de prácticas para la detección de fallos en rodamientos.	Vibración mecánica	Engranajes.
Muñoz y Vera (2015)	Establecimiento de una base de datos de señales de vibraciones mecánicas y acústicas de un sistema mecánico rotativo con la combinación de fallos de rodamientos y engranajes helicoidales y elaboración de guía de práctica para desbalanceo estático”	Se adquirió señales de vibración mecánica y emisión acústica en un sistema mecánico rotativo, simulando fallos en rodamientos y engranes helicoidales en una caja de engranajes.	Vibración mecánica Emisión acústica.	Engranajes. Rodamientos.

Autores (Año)	Título	Descripción	Señales adquiridas	Mecanismos estudiados
Ortiz y Perez (2016)	Adquisición de señales vibracionales y emisiones acústicas combinando fallos en maquinaria rotativa y elaboración de guías de práctica sobre detección de fallos en engranajes por medio de emisiones acústicas”	Se analizó la comparación de las señales de emisiones acústicas y señales de vibración adquiridas en un sistema mecánico rotativo con diferentes configuraciones y construcciones de fallos en rodamientos y engranes.	Vibración mecánica Emisión acústica.	Engranajes. Rodamientos.
Pacheco E. (2018)	Adquisición de señales de vibración y emisión acústica para el diagnóstico de severidad de fallos en maquinaria rotativa”	Se estableció una base de datos de severidad de fallos en engranajes y rodamientos, por medio de la adquisición de señales de vibración y emisión acústica.	Vibración mecánica Emisión acústica.	Engranajes. Rodamientos.
Chingal D. (2018)	Adquisición de señales de corriente del motor de inducción combinando fallos en la maquinaria rotativa y elaboración de una guía de práctica sobre detección de fallos por medio del AFCM”.	Se adquirió señales de corriente en el motor de inducción, para la detección de fallos en engranajes por medio del análisis de firma de corriente del motor.	Vibración mecánica. Corriente.	Engranajes.
Lozano F. (2019)	Señales acústicas y de vibración: estudio comparativo para la detección de severidad de fallos en engranes rectos”.	Se llevo a cabo un estudio comparativo de señales acústicas y de vibración para la detección de severidad de fallos en engranes rectos.	Vibración mecánica Emisión acústica.	Engranajes rectos.
Llivicura H. (2019)	Señales de vibración: Evaluación de indicadores de condición extraídos del dominio de frecuencia, para el diagnóstico de fallos en cajas de engranajes rectos”.	Se realizó una evaluación de indicadores de condición extraídos del dominio de la frecuencia para diagnosticar fallos en engranajes rectos.	Vibración mecánica	Engranajes rectos.

Autores (Año)	Título	Descripción	Señales adquiridas	Mecanismos estudiados
Vacacela A. (2019)	Establecimiento de tres bases de datos para la detección de fallos en rodamientos mediante señales acústicas, vibracionales y de corriente”.	Se levanto tres bases de datos, de señales acústicas, vibracionales y de corriente a base de combinaciones diferentes acaparando fallas en los rodamientos.	Vibración mecánica. Emisión acústica. Corriente.	Rodamientos.

Nota: Se presenta los trabajos de titulación realizados en el grupo GIDTEC [3].

2.2. Importancia y alcances

El diseño de un banco de pruebas para determinar la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes rectos con base en la condición es un desafío crucial en el ámbito del mantenimiento basado en la condición. Esta iniciativa se posiciona como una herramienta fundamental para múltiples sectores afectados, así como para entidades e instituciones involucradas en la optimización de procesos industriales.

El alcance del trabajo de titulación busca ofrecer una herramienta efectiva y accesible para la evaluación de la salud de los sistemas de transmisión de engranajes rectos, permitiendo una detección temprana de posibles fallas y la implementación de acciones preventivas de mantenimiento. Además, el proyecto contribuirá al avance del conocimiento en el campo de la ingeniería de mantenimiento, proporcionando una metodología específica y reproducible para la determinación de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes, reduciendo los costos operativos y de mantenimiento para las organizaciones, sin embargo también mejorará la confiabilidad y disponibilidad de sus equipos.

El problema actualmente se manifiesta en la mayoría de las organizaciones industriales a través de paradas no programadas, pérdida de producción y altos costos de mantenimiento. La falta de herramientas efectivas para la evaluación de la salud de los sistemas de transmisión de engranajes rectos conduce a una gestión reactiva y a la pérdida de oportunidades para mejorar la eficiencia y la rentabilidad de los procesos industriales.

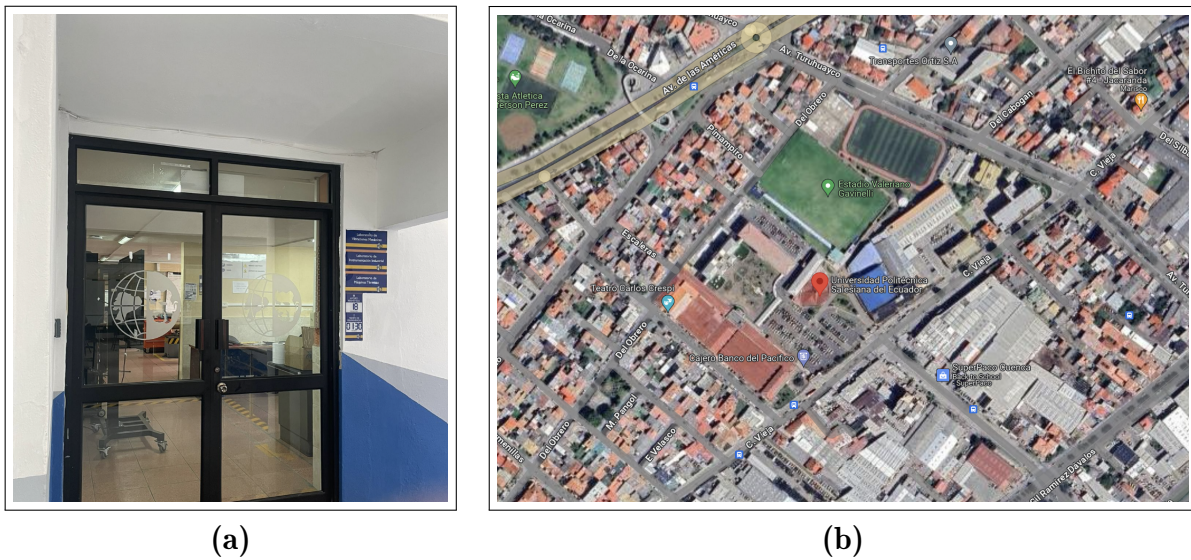
2.3. Delimitación

El problema de estudio se delimitará en las siguientes dimensiones:

2.3.1. Espacial o Geográfica

El presente trabajo de titulación se desarrolla en la ciudad de Cuenca, provincia del Azuay, específicamente en el laboratorio de vibraciones mecánicas, de la Universidad Politécnica Salesiana, que se ubica en la Calle vieja 12-30 y Elia Liut.

Figura 1. *Ubicación geográfica del laboratorio de vibraciones mecánicas.*



Nota: a) Laboratorio de vibraciones mecánicas, edificio Cornelio Merchán. b) Ubicación geográfica de la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca.

2.3.2. Temporal

El trabajo de titulación se desarrolla durante el periodo académico 64, comprendido en los meses de marzo hasta agosto del año 2024, donde la primera parte se trabaja en el diseño de titulación con un total de 160 horas y posterior a su aprobación en una segunda parte donde se aborda el desarrollo del trabajo de titulación aprobado por el consejo de carrera de ingeniería mecánica con un total de 240 horas.

2.3.3. Sectorial o institucional

El presente trabajo de titulación se desarrolla en el grupo de investigación *GIDTEC* de la Universidad Politécnica Salesiana, en torno al área de mantenimiento, enmarcado en la línea de investigación “Monitoreo de la Condición” dentro del proyecto de investigación “Evaluación de la severidad de fallos en engranajes rectos y helicoidales mediante señales de vibración, corriente y emisión acústica” aprobado mediante resolución 013-003-2019-05-22. que dirige el Ing. René Vinicio Sánchez Loja, PhD.

2.4. Problema General

- ¿Cómo diseñar un banco de pruebas que permita determinar de forma experimental la vida útil remanente en sistemas de transmisión mecánica de engranajes rectos?

2.5. Problemas Específicos

- ¿Cuáles son los requerimientos y condiciones iniciales que se deben establecer para llevar a cabo el diseño de un banco de pruebas destinado a la determinación de la vida útil de sistemas de transmisión mecánica con engranajes rectos?
- ¿Es posible proponer el diseño de un banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente en transmisiones de engranaje?
- ¿Las simulaciones computacionales lograrán validar satisfactoriamente el diseño propuesto y la operación prevista del banco de pruebas bajo diferentes escenarios y condiciones de funcionamiento?
- ¿Se podrá analizar los costos unitarios del diseño del banco para determinación de la vida útil remanente de engranajes rectos?

3. Objetivos

3.1. Objetivo General

- Diseñar un banco de pruebas para determinar experimentalmente la vida útil remanente de sistemas de transmisión mecánica de engranajes rectos aplicando la metodología TRIZ.

3.2. Objetivos Específicos

- Establecer las condiciones iniciales para el diseño de un banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente de sistemas de transmisión por engranajes rectos.
- Proponer el diseño de un banco de pruebas para la determinación experimental de vida útil remanente en transmisiones de engranajes rectos aplicando la metodología TRIZ.
- Validar mediante simulaciones computacionales el diseño y operación prevista del banco de pruebas en distintos escenarios y condiciones de funcionamiento.
- Analizar los costos unitarios para la construcción del banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes.

4. Hipótesis

4.1. Hipótesis General

- El diseño de un banco de pruebas permitirá determinar la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes rectos.

4.2. Hipótesis Específicas

- Si se establece un conjunto adecuado de requerimientos y condiciones iniciales que consideren los principales factores determinantes de falla en sistemas de transmisión, entonces será posible diseñar un banco de pruebas efectivo y representativo para la determinación experimental de la vida útil remanente de estos sistemas mecánicos.
- El diseño propuesto de un banco de pruebas facilitará la determinación de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes rectos.
- Se evaluará el diseño de banco de pruebas para comprobar su óptimo funcionamiento en diferentes condiciones.
- Se analizará los costos unitarios para la construcción del diseño de un banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente en transmisión de engranajes rectos.

5. Marco Teórico

5.1. Mantenimiento Basado en la Condición

Según Raheja [4], indica que “El mantenimiento basado en la condición es una filosofía de gestión que plantea las decisiones de reparación o sustitución en función del estado actual o futuro de los activos.” En lugar de acciones de mantenimiento basadas únicamente en intervalos fijos de tiempo o uso, el CBM toma decisiones fundamentadas en el análisis de la condición real de degradación de los componentes, esto se logra mediante la recopilación y procesamiento de datos de sensores que miden variables clave como vibraciones, temperaturas y niveles de desgaste. Al evaluar estos parámetros, es posible estimar con precisión la vida útil remanente de los activos [5, 6].

El objetivo de la CBM es minimizar el coste total de las inspecciones y reparaciones mediante la recopilación e interpretación de datos intermitentes o continuos relacionados con el estado de funcionamiento de los componentes críticos de un activo [7]. Coetzee [8] menciona que el mantenimiento basado en la condición no es aplicable a todos los activos de mantenimiento, y solo deberíamos aplicarla allí donde las técnicas de monitorización del estado estén disponibles y sean rentables.

Como nos menciona Jardine [9], un programa de CBM si se establece correctamente y se aplica con eficacia, puede reducir significativamente los costes de mantenimiento al disminuir el número de operaciones de mantenimiento preventivo innecesarias, esto se puede resumir en tres etapas claves:

- 1. Etapa de adquisición de datos donde se obtiene datos relevantes de la condición del sistema.
- 2. Etapa de procesamiento de datos se tratan y analizan los datos o señales recogidos en la etapa 1 con el fin de comprenderlos e interpretarlos mejor.
- 3. Etapa de toma de decisiones de mantenimiento donde se recomienda políticas de mantenimiento eficaces.

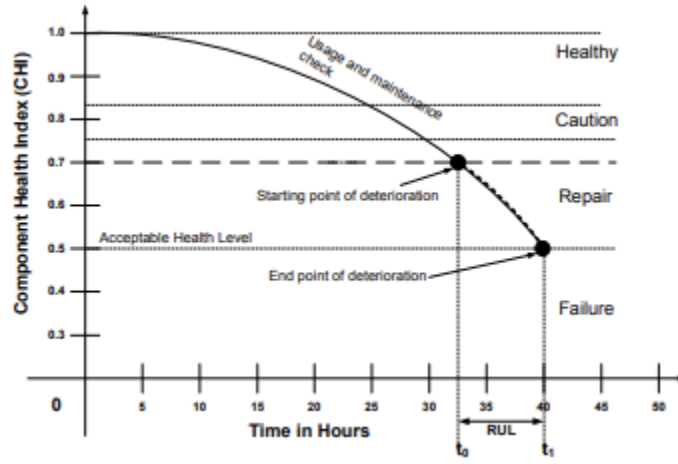
5.2. Vida Útil Remanente(RUL)

El mantenimiento basado en la condición es un papel importante dentro de la vida útil remanente, debido a que el RUL es una estimación del tiempo durante el cual un elemento, componente o sistema puede funcionar de acuerdo con su finalidad prevista antes de que se justifique su sustitución. Esta estimación se realiza basándose en observaciones, en estimaciones medias de elementos, componentes o sistemas similares, o en una combinación de ambos factores [10].

Según Aisong Qin [11], el RUL es un concepto importante en la gestión de activos físicos y el mantenimiento, ya que prioriza y planifica actividades de mantenimiento y reemplazo además, la RUL se utiliza para calcular la depreciación de activos y para determinar cuándo es necesario reemplazar un componente o sistema para evitar fallas y garantizar la continuidad operativa al estimar la RUL, se tienen en cuenta diversos factores como; la antigüedad del activo, sus condiciones de operación, el entorno en el que se utiliza, el historial de mantenimiento y reparaciones, la experiencia y el conocimiento de expertos en el campo.

La estimación del RUL y los factores que influyen se pueden visualizar en la Figura 2. Esta gráfica ilustra el índice de salud del componente frente al tiempo, proporcionando una representación visual de cómo se deteriora un componente a lo largo de su vida útil. La curva muestra diferentes estados, desde saludable hasta fallo, pasando por etapas intermedias como precaución y reparación. El punto donde la curva cruza el umbral de fallo representa el final de la vida útil del componente, y la distancia desde el punto actual de operación hasta ese punto de fallo es lo que se define como RUL.

Figura 2. Índice de salud del componente frente al tiempo.

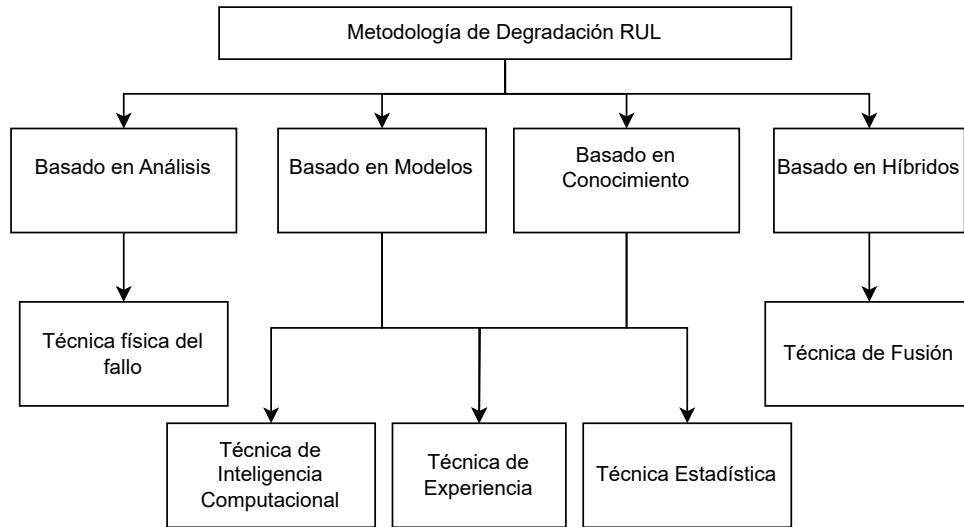


Nota: Índice de salud del componente frente al tiempo [12].

5.3. Clasificación de las técnicas de predicción de las RUL.

La estimación precisa de la vida útil remanente es esencial para la toma de decisiones en mantenimiento y gestión de activos. Para lograr esta precisión, existen varios métodos de predicción del pronóstico que se utiliza para determinar el RUL de subsistemas o componentes. Como se puede observar en la Figura 3, estos se clasifican en metodología y técnicas.

Figura 3. *Clasificación de técnicas de predicción de las RUL*



Nota: Clasificación de técnicas de predicción de las RUL [13].

5.3.1. Tipos de metodología de predicción

La estimación de la vida útil remanente emplea diversas metodologías, cada una adaptada a diferentes escenarios y tipos de datos. Estas metodologías se clasifican en categorías distintas, permitiendo a los profesionales elegir la más apropiada para sus necesidades específicas de mantenimiento predictivo.

5.3.1.1. Metodología basada en modelos

Los métodos para calcular la vida útil restante abarcan tanto técnicas estadísticas como de inteligencia artificial. Estos modelos se desarrollan a partir de la configuración del sistema y el análisis de datos históricos que registran el funcionamiento hasta el fallo. Su aplicación es relevante para la planificación del mantenimiento. En la literatura especializada, se encuentran estudios sobre diversos componentes industriales, siendo especialmente frecuentes los análisis de rodamientos y engranajes en el sector manufacturero [14]. La metodología basada en modelos se utilizan a menudo para estimar la RUL, informando así la decisión de mantenimiento basada en el umbral de fallo.

5.3.1.2. Metodología basada en análisis

El enfoque de la estimación del RUL basado en análisis representa la técnica de modelado del fallo físico. Este modelo se fundamenta en la comprensión de los mecanismos físicos que provocan el deterioro y la falla de los materiales. A través, de ecuaciones matemáticas y resultados experimentales, es posible describir con precisión cómo evoluciona el desgaste a lo largo del tiempo, permitiendo así estimar cuánto tiempo puede seguir funcionando un componente antes de fallar [15].

Según Alexander Coppe [16] los modelos analíticos buscan estimar la confiabilidad y RUL utilizando leyes matemáticas que describen los mecanismos de fallo, como la propagación de grietas por fatiga, el desgaste o la corrosión. Esto combina datos experimentales, observaciones, geometrías y monitoreo del estado actual de los componentes para cuantificar el daño asociado a cada modo de fallo específico. Los modelos analíticos combinan principios científicos básicos y datos empíricos para estimar la vida útil restante. Aunque complejos, ofrecen predicciones precisas si se conocen bien las condiciones operativas y los mecanismos de fallo.

La implementación de estos modelos implica identificar los parámetros clave a monitorizar, emplear herramientas de análisis de modos de fallo, mecanismos y efectos para extraer características relevantes de los datos recopilados permitiendo así alimentar los modelos analíticos con información precisa sobre el estado de degradación y proyectar la vida útil remanente con base en los principios físicos que rigen el deterioro [17].

5.3.1.3. Metodología basada en el conocimiento

Según Chen [18], este modelo combina inteligencia computacional y experiencia, si el enfoque basado en el conocimiento integra la experiencia de expertos y la interpretación de reglas establecidas. Este sistema de rendimiento se fundamenta en la retroalimentación para analizar parámetros de fiabilidad, la estimación de estos parámetros se realiza aprovechando la información acumulada sobre el activo, combinando así la sabiduría práctica con datos históricos para optimizar la toma de decisiones en el mantenimiento y gestión de equipos.

5.3.1.4. Híbrido

El enfoque híbrido para estimar el RUL integra diversas metodologías para incrementar la precisión predictiva. Esta estrategia combina análisis paramétricos y no paramétricos, fusionando múltiples técnicas de pronóstico. Al incorporar métodos probabilísticos y evaluaciones individualizadas, se logra una síntesis de predicciones que resulta en estimaciones más acertadas. La fortaleza de este modelo radica en su capacidad para aprovechar las ventajas de cada método, mientras mitiga sus limitaciones individuales. Mediante la integración de variadas fuentes de datos y enfoques analíticos, el modelo híbrido genera pronósticos de RUL más fiables y resistentes a errores, optimizando así la planificación del mantenimiento y la gestión de activos industriales [17].

5.3.2. Tipos de técnicas de predicción

Las metodologías de estimación del RUL establecen el enfoque general, mientras que las técnicas de predicción son los métodos específicos utilizados dentro de cada metodología para calcular la vida útil remanente. La selección de técnicas depende de la metodología elegida y las características del sistema analizado.

5.3.2.1. Estadísticas

Esta técnica relaciona datos pasados y presentes debidamente observados y analizados con métodos como la media móvil autorregresiva y el suavizado exponencial para predecir eficazmente el resultado este modelo aplica variables aleatorias a los nuevos datos, con lo cual mejora la distribución de los parámetros desconocidos en esencia, se trata de un enfoque estadístico que combina información histórica con técnicas de análisis de series temporales y la incorporación de elementos estocásticos para obtener predicciones más precisas y robustas, aprovechando patrones y tendencias presentes en los datos, pero también contemplando la incertidumbre inherente a los procesos aleatorios [19].

5.3.2.2. Experiencia

El enfoque basado en el juicio de expertos se fundamenta en el conocimiento, ya sea explícito o tácito, de profesionales experimentados en el área. Este conocimiento, adquirido a través de la observación constante de procesos, equipos y el análisis de datos de fallos y pruebas de desarrollo, permite tomar decisiones de mantenimiento en función de la degradación observada.

El análisis de los datos recopilados posibilita identificar características clave relacionadas con los mecanismos de degradación, lo cual facilita la construcción de conjuntos de datos representativos. Además, este enfoque permite establecer criterios para clasificar la información y determinar directamente la vida útil remanente de un activo, definiendo umbrales específicos que indiquen la necesidad de mantenimiento o reemplazo [20].

5.3.2.3. Inteligencia computacional

Este método, conocido como Soft Computing, incluye técnicas como la lógica difusa y las redes neuronales artificiales (RNA), las cuales dependen de parámetros y datos de entrada para generar el resultado deseado. Los RNA utilizan datos de sistemas de monitorización continua y requieren muestras de entrenamiento, estas redes suelen ser tratadas como “cajas negras” que no revelan su estructura interna, los estudios confirman que los datos recopilados por sensores pueden ser procesados mediante RNA para predecir el RUL de un activo [21].

5.3.2.4. Física del fallo

Fatemi [22] describe una técnica que utiliza datos paramétricos y abarca diversos enfoques:

1. Mecánica de daños continuos.
2. Reglas de daños lineales y no lineales.
3. Linealización en dos etapas.

Esta metodología también incorpora:

- Modificación de la curva de vida por interacción de esfuerzos y cargas.
- Concepto de crecimiento de grietas.
- Modelos de daño basados en la energía.

Estos métodos proporcionan un marco integral para analizar y predecir el comportamiento de materiales y estructuras bajo diversas condiciones de carga y estrés.

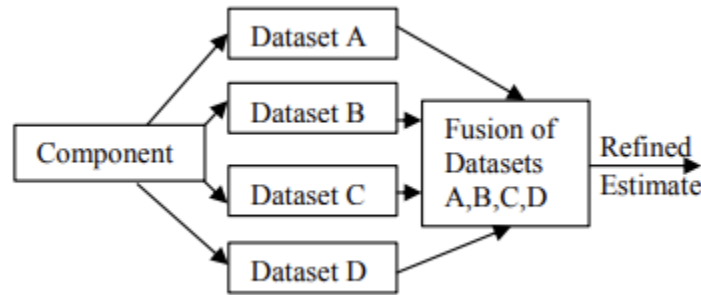
5.3.2.5. Fusión

Según Di Maoi [23], este enfoque se fundamenta en la integración de datos provenientes de múltiples fuentes para obtener un estado refinado de la información. El proceso implica la extracción, pre-procesamiento, fusión de datos de diversos orígenes, esto con el propósito de lograr una predicción precisa y rápida del RUL de un activo. Una estrategia eficaz para implementar la fusión de datos consiste en clasificarlos mediante un método difuso, lo cual mejora significativamente la precisión en la estimación de la RUL.

La estimación precisa del RUL se optimiza mediante la fusión de datos provenientes de múltiples sensores. Este proceso, que puede ser centralizado o descentralizado, integra técnicas avanzadas como el Análisis de Componentes Principales (ACP). Esta metodología permite manejar la incertidumbre inherente y mejorar significativamente la predicción de la vida útil restante de los equipos [24].

Este enfoque extrae, pre procesa, fusiona datos para una previsión precisa y rápida de la RUL de un activo (Ver: Figura 4).

Figura 4. *Proceso metodológico para la estimación mediante fusión de datos.*



Nota: Diagrama metodológico de la estimación de la fusión [24].

5.4. Transmisiones mecánicas

Las transmisiones mecánicas son componentes esenciales en los sistemas mecánicos, cuya función es transferir potencia a través de movimientos de rotación. Típicamente, cuentan con un eje de entrada al que se aplica la potencia y uno o varios ejes de salida. La principal ventaja de las transmisiones mecánicas sobre otros tipos de transmisiones es su alta

eficiencia, una característica que adquiere cada vez más importancia en la industria actual [25].

En la Tabla 2 se observa la frecuencia de las transmisiones mecánicas en la industria.

Tabla 2. *Transmisiones mecánicas.*

Tipo transmisión	Método transmisión	Tipo interacción	Frecuencia
Ruedas de fricción	Fricción	Contacto directo	2%
Correa	Fricción	Transmisión flexible	5%
Engranaje	Engrane	Contacto directo	80%
Cadena	Engrane	Transmisión flexible	13%

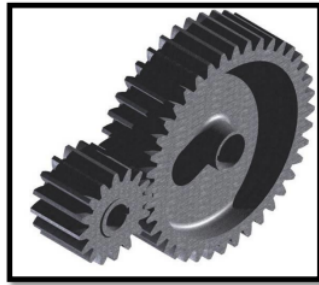
Nota: Tipos de transmisión mecánica y su uso frecuente [25].

5.4.1. Transmisión de potencia por engranajes

Un sistema de transmisión por engranajes rectos consiste en dos o más ruedas dentadas que encajan sus dientes entre sí, esto permite transmitir el movimiento mediante arrastre. Este tipo de sistemas ofrece la capacidad de invertir el sentido de giro o modificar la velocidad angular de salida en comparación con la de entrada [26].

La relación entre los diámetros de las ruedas dentadas determina la variación de la velocidad angular. Si las ruedas tienen diámetros diferentes, la rueda de mayor diámetro girará a una velocidad angular menor que la rueda de menor diámetro. Esta relación de diámetros se conoce como relación de transmisión. En la Figura 5, se puede observar una transmisión simple entre dos engranajes rectos y la relación de diámetros con respecto a su velocidad angular.

Figura 5. *Transmisión de engranajes rectos.*



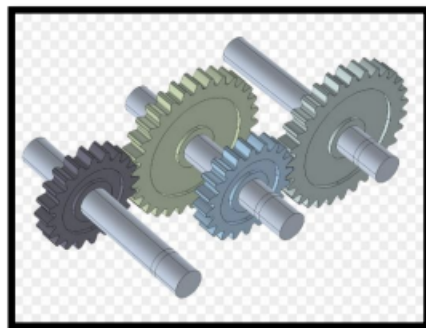
Nota: Transmisión de engranejes rectos [26].

Los sistemas de transmisión por engranajes rectos se caracterizan por su exposición principalmente a esfuerzos radiales, con mínima carga axial. Destacan por su simplicidad, siendo ideales para velocidades bajas-medias. Sin embargo, a altas velocidades, tienden a producir un ruido considerable [27].

Myszka [28] resalta que la sencillez en el diseño de estos engranajes los ha convertido en el tipo más común, encontrándose en diferentes aplicaciones industriales. Su versatilidad y facilidad de fabricación contribuyen a su popularidad en diversos sectores.

En la Figura 6 se puede observar una transmisión más compleja mediante una relación de tren de engranajes

Figura 6. *Transmisión compuesta de engranajes rectos.*



Nota: Una transmisión compuesta basada en el principio de trenes de engranajes rectos [29].

5.5. Engranajes

Mobley [30] define un engranaje como una rueda dentada que proporciona movimiento radial al interactuar con otros engranajes o cremalleras. Estos componentes son fundamentales en sistemas de transmisión de potencia y posicionamiento, desempeñando un papel crucial en la interfaz entre dispositivos eléctricos, motrices y cargas mecánicas.

Sin embargo, la importancia de los engranajes en los procesos industriales también implica riesgos. Diversas fallas pueden ocurrir en estos sistemas, y sus consecuencias son significativas. Como señala [31], estas fallas pueden provocar interrupciones en los programas de producción, afectando directamente la productividad de las industrias. Esta relación entre la funcionalidad de los engranajes y su impacto en la eficiencia industrial subraya la necesidad de un mantenimiento adecuado y una comprensión profunda de sus mecanismos de fallo.

Según Rajago [31] los tipos más comunes de engranajes en uso son:

- Engranajes rectos (Figura 7).
- Engranajes helicoidales.
- Engranajes cónicos.
- Engranajes rectos (tipo cremallera).

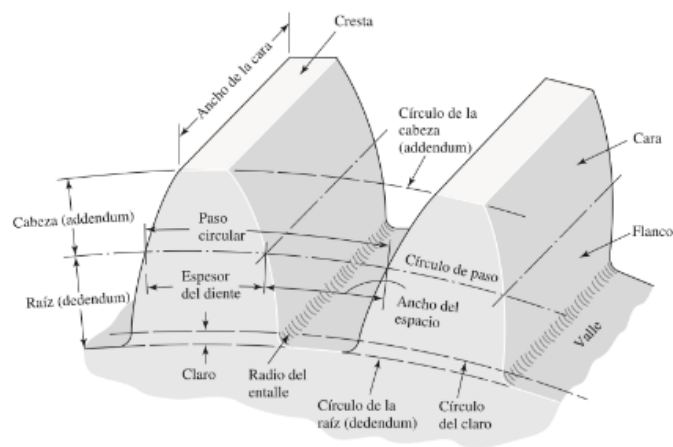
Figura 7. *Engranaje de dientes rectos.*



Nota: Un engranaje recto [32].

En el estudio de los engranajes es importante familiarizarse con los términos de los dientes de engranajes rectos (Ver: Figura 8). En la ingeniería de engranajes, un concepto fundamental es el círculo de paso. Esta circunferencia imaginaria juega un papel crucial en los cálculos de diseño. Su medida diametral se conoce como diámetro de paso. Es importante notar que cuando dos engranajes se acoplan, sus respectivos círculos de paso se tocan en un punto. En cuanto a la nomenclatura, se designa como piñón al engranaje de menor tamaño, mientras que el de mayores dimensiones recibe el nombre de rueda [33].

Figura 8. Terminología de un engranaje.



Nota: Principales definiciones de un engranaje segun Richard Budynas [33].

Según Richard Budynas [33] las definiciones principales de los engranajes rectos son:

Paso circular (p): se define como la longitud del arco medido sobre la circunferencia de paso, esta comprende desde un punto específico en un diente hasta el punto equivalente en el diente contiguo. Esta medida engloba tanto el grosor del diente como la amplitud del espacio intermedio, representando así la distancia total entre dientes consecutivos a lo largo del perímetro funcional del engranaje.

Módulo (m): expresa la proporción entre el diámetro de paso y la cantidad de dientes del engranaje. Se mide en milímetros, este valor sirve como indicador del tamaño relativo de los dientes según el Sistema Internacional de Unidades.

Paso diametral (P): se define como el cociente entre el número total de dientes y el diámetro de paso del engranaje. Este parámetro es inversamente proporcional al módulo, constituyendo su recíproco en términos matemáticos. El paso diametral es una medida que se utiliza predominantemente en el sistema de unidades imperial (se expresa como la cantidad de dientes por pulgada de diámetro).

La cabeza (addendum) se determina por la distancia radial entre la cresta y el círculo de paso.

La raíz (dedendum) equivale a la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso.

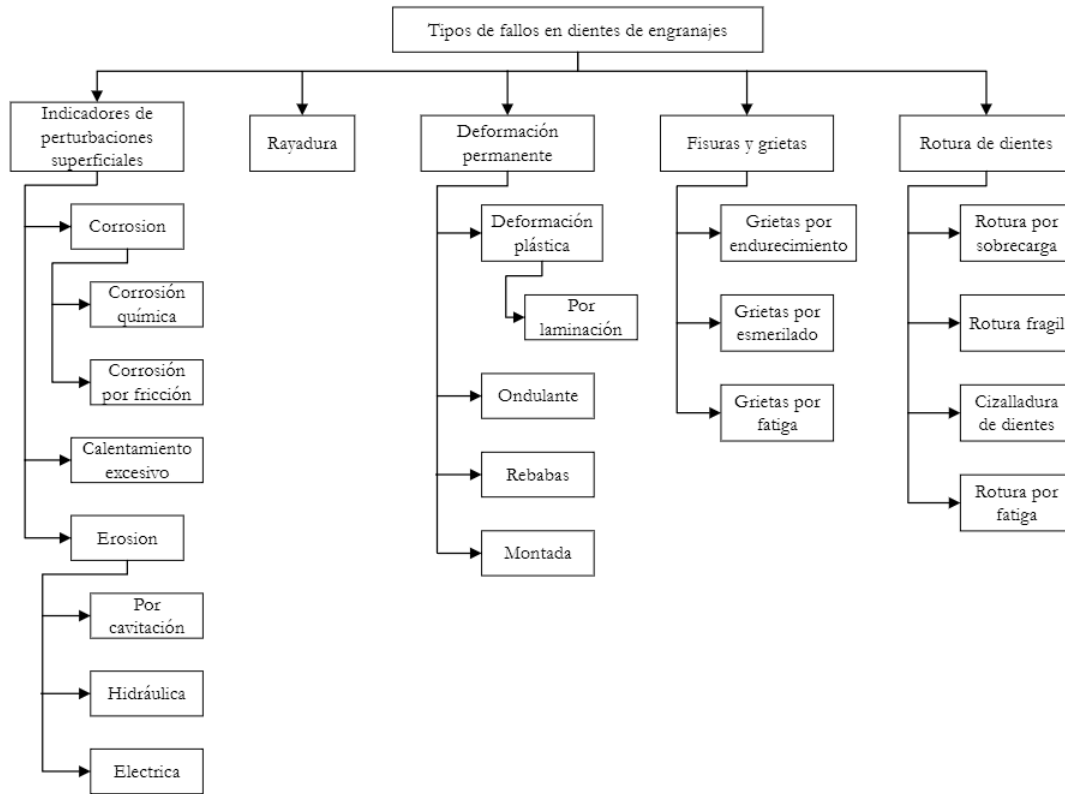
La altura (h): es la suma de la cabeza (addendum) y la raíz (dedendum) [33].

Tras establecer las definiciones fundamentales de los componentes de un engranaje, el análisis se enfoca en la identificación y comprensión de los diversos modos de fallo que pueden afectar a estos mecanismos. Es importante señalar que la mayoría de las fallas en engranajes se manifiestan primordialmente en la región de los dientes, siendo esta zona la más susceptible a deterioro debido a las elevadas cargas y esfuerzos a los que está sometida durante la operación. La identificación precisa de estos tipos de fallo es esencial para el desarrollo de estrategias efectivas de mantenimiento preventivo y para mejorar el diseño de futuros sistemas de transmisión.

5.5.1. Fallos en engranajes

La categorización de los diversos tipos de fallos en los dientes de engranajes se fundamenta en los parámetros operativos de los equipos rotativos. Esta clasificación está estandarizada a nivel internacional, siendo la norma ISO 10825 el principal referente en este ámbito. Dicha norma ofrece una descripción detallada de las distintas formas de desgaste y daño que pueden presentarse en los dientes de los engranajes, junto con las condiciones específicas que propician su aparición. La norma ISO 10825 no solo cataloga estos fallos, sino que también establece criterios para su identificación y evaluación, proporcionando una base común para el análisis y diagnóstico de problemas en sistemas de engranajes. La Figura 9 muestra la variedad de fallos contemplados en esta normativa, ofreciendo una visión integral de las posibles degradaciones que pueden afectar el rendimiento y la vida útil de los engranajes.

Figura 9. *Tipos de fallos en dientes de engranajes.*



Nota: Clasificación de daños en engranajes cilíndricos de dientes rectos conforme al estándar ISO 10825.

Diversos investigadores, entre ellos Llivicura [34], resaltan la importancia crítica de los engranajes como elementos fundamentales en la mayoría de los sistemas mecánicos rotativos, cuya función principal es la transmisión de movimiento. Por esta razón, cualquier fallo en estos componentes puede resultar en significativas pérdidas de productividad. Los factores que pueden desencadenar fallos en engranajes son variados, incluyendo problemas de alineación incorrecta, lubricación inadecuada, fatiga del material, operación a velocidades excesivas, entre otros. De acuerdo con la normativa AGMA 1010-F14, ampliamente reconocida en la industria, se identifican varios tipos de fallos recurrentes en engranajes, siendo los más frecuentes:

- Agrietamiento (*Crack*).
- Rayadura (*Scuffing*).
- Picadura (*Pitting*).

- Rotura de diente (*Broken tooth*).

Estos modos de fallo representan las formas más comunes de deterioro en engranajes, cada uno con características y causas específicas. Estos requieren atención y estrategias de prevención particulares.

5.6. Máquinas para ensayo de engranajes.

La Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes o AGMA (por sus siglas en inglés *American Gear Manufacturers Association*), en la norma AGMA 925-A03 [35], hace referencia a las principales máquinas utilizadas para el ensayo de engranajes: NASA, FZG, Ryder e IAE. Sus principales características y aspectos de mayor interés, se exponen a continuación.

5.6.1. Máquina para el ensayo de engranajes NASA

Esta máquina opera bajo el principio de potencia circulante. Su sistema motriz, compuesto por un motor eléctrico y transmisión por correa, permite un giro sin carga de hasta 10000 rpm, alcanzando una velocidad circunferencial de 46,5 m/s.

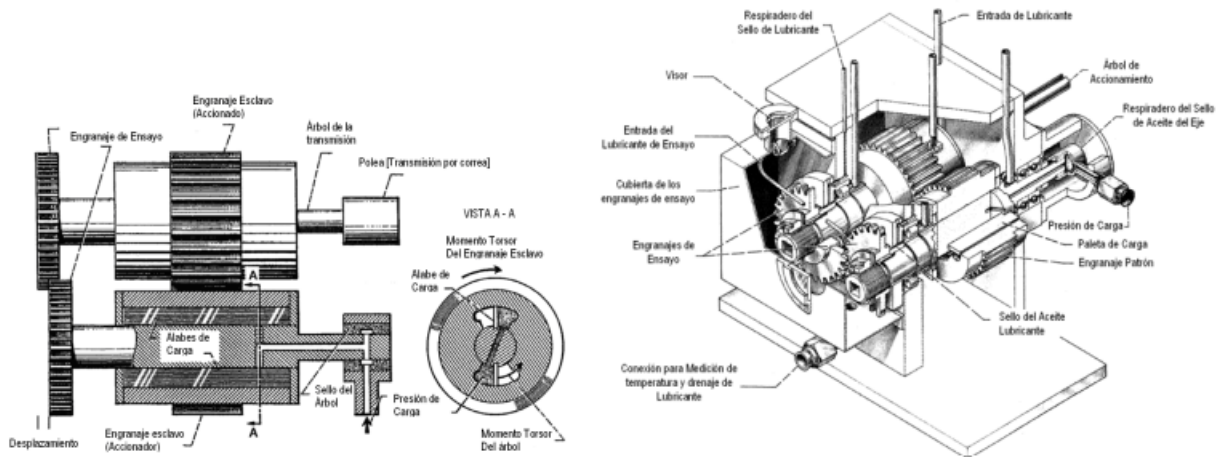
El sistema hidráulico logra una presión máxima de 6.9×10^6 Pa. Esto posibilita una capacidad de carga máxima de 6672N, generando tensiones de contacto próximas a 2GPa en la superficie del diente del engranaje ensayado [36].

La presión de trabajo se aplica mediante un sistema hidráulico sobre la paleta de carga en uno de los engranajes patrones. Este proceso genera un momento torsor que recircula a través de la transmisión. Al ajustar la presión hidráulica, se consigue la tensión requerida sobre los dientes.

Los engranajes se prueban con un desplazamiento de las caras, permitiendo alcanzar la tensión de contacto deseada a costa de un menor torque. Esta configuración facilita la realización de 4 pruebas por cada par de engranajes [36].

Esta máquina, como se observa en la Figura 10 ha sido desarrollada por el Centro de Investigación sobre Engranajes de la Administración Nacional para la Aeronáutica y el Espacio de los Estados Unidos (NASA), por sus siglas en inglés.

Figura 10. *Máquina para ensayo de engranajes NASA.*



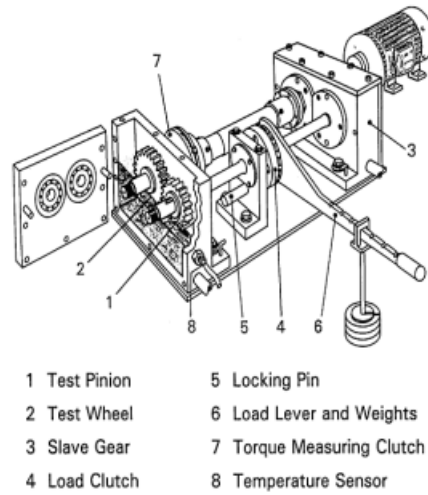
Nota: Máquina para ensayo de engranajes NASA [36].

5.6.2. Máquina para el ensayo de engranajes FZG

El banco de pruebas para engranajes desarrollado por el Centro de Investigación de Engranajes y Transmisiones de la Universidad Técnica de Múnich, conocido como FZG, ha logrado una presencia global significativa, con más de 500 unidades operativas en 2008 [37]. Este dispositivo consta de dos unidades de engranajes: una fija y otra para los componentes a evaluar, ambas con idéntica relación de transmisión. El eje de baja velocidad incorpora un mecanismo para medir el par, mientras que el de alta velocidad utiliza un acoplamiento especial para aplicar el torque de prueba mediante un sistema de palanca y contrapeso, activado por un pasador de bloqueo [38]. Este equipo se emplea para evaluar la resistencia al desgaste de lubricantes, analizar la fricción, eficiencia y formación de picaduras. Ofrece una presión de contacto máxima de 2 GPa, alcanzando 530 Nm de par y 2250 rpm [35]. Un sistema de monitoreo de vibraciones detecta daños severos como astillado.

Sin embargo, esta máquina presenta limitaciones, como un tope máximo de tensión de contacto en los dientes de 2000 MPa y amplios intervalos entre las cargas aplicables, lo que afecta la precisión de las mediciones. La Figura 11 muestra un esquema de este banco de pruebas FZG.

Figura 11. *Máquina para ensayo de engranajes FZG.*

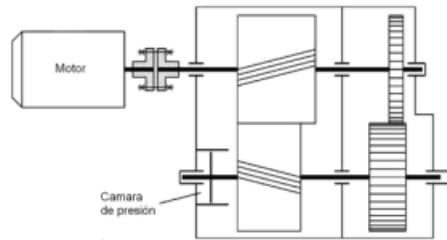


Nota: Máquina para ensayo de engranajes FZG [36].

5.6.3. Máquina para el ensayo de engranajes Ryder

El dispositivo en cuestión se emplea para analizar la resistencia a la carga y las características antifricción de lubricantes aeronáuticos, destacando por su alta velocidad operativa de hasta 10000 rpm y un rango de par de 0 a 270 Nm [35]. Su configuración consta de una única caja de engranajes que alberga dos ejes interconectados por dos pares de engranajes cilíndricos con idéntica relación de transmisión, formando un circuito cerrado de potencia (ilustrado en la Figura 12). La característica distintiva de este equipo es su método de aplicación de carga, que se logra mediante el desplazamiento axial de un engranaje helicoidal respecto a su pareja, impulsado por la acción de un pistón hidráulico alojado en el núcleo de uno de estos engranajes [39]. La carga tangencial se puede determinar a partir del ángulo helicoidal y el área sometida a presión. Este equipo ha ganado amplia aceptación y continúa siendo utilizado en la evaluación de lubricantes y engranajes [40].

Figura 12. *Máquina para ensayo de engranajes Ryder.*



Nota: Máquina para ensayo de engranajes Ryder [41].

5.6.4. Máquina para el ensayo de engranajes IAE

El equipo de origen británico opera bajo el principio de potencia circulante, utilizando engranajes cilíndricos de dientes rectos para las pruebas [39]. La aplicación de carga se realiza mediante un sistema de brazo y palanca, con velocidades operativas entre 4000 y 6000 rpm y un rango de par de 20 a 407 Nm [35]. Estas características permiten generar una carga máxima en los engranajes de prueba que produce una presión específica en el área de contacto de hasta 35 600 kgf/cm², lo cual lo hace idóneo para evaluar lubricantes de transmisiones universales e hipoides con aditivos de extrema presión altamente activos [42]. Investigadores como Krysin [43] destacan las significativas ventajas que ofrece este dispositivo para el análisis de las propiedades antifricción de los lubricantes.

5.7. Metodología TRIZ

TRIZ (Teoriya Resheniya Izobreatatelskikh Zadatch) es el acrónimo ruso de lo que podría interpretarse como “la teoría de la resolución inventiva de problemas”. Según Chhabin [44] TRIZ es una metodología de resolución de problemas basada en la lógica, los datos y la investigación, no tiene nada que ver con la intuición, esta es una metodología sistemática para la innovación, apoya a la resolución de problemas y aborda problemas de diferentes niveles (sistema, subsistema, ensamblaje y nivel de pieza).

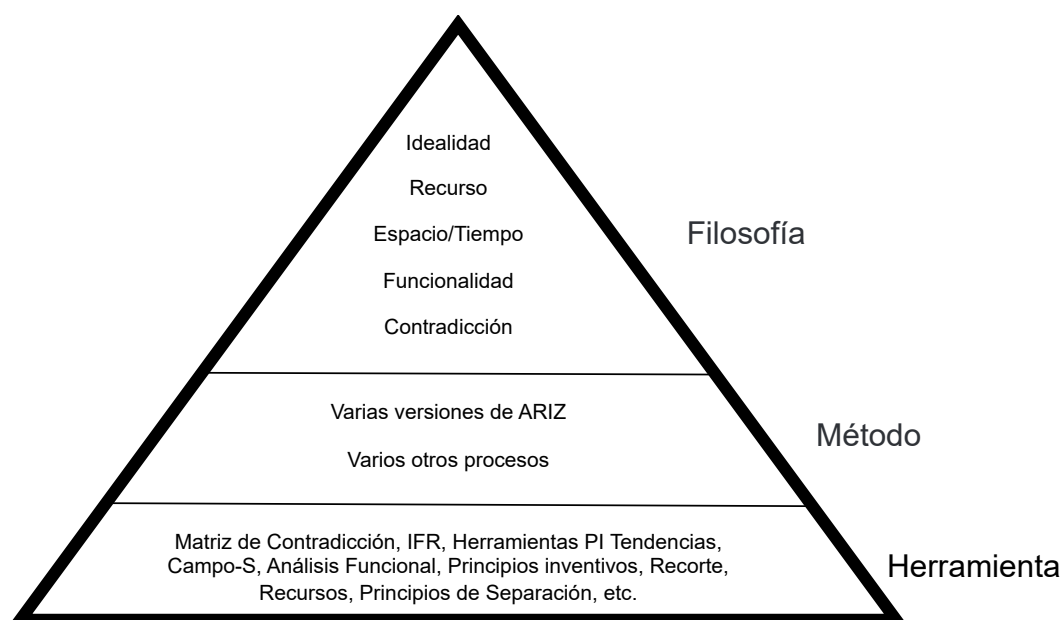
En comparación con otros métodos, TRIZ es la única técnica innovadora basada en el conocimiento y dirigida por la evolución, por este motivo su popularidad está creciendo, ya que aparece con frecuencia en historias de éxito de soluciones innovadoras a problemas en campos técnicos y no técnicos [45]. Con TRIZ, uno sería capaz de generar mejores ideas

más rápidamente, con una base para seleccionar las mejores ideas, ideas que resolverían el problema eficazmente y formarían una base para futuras mejoras [46].

Según Suller [47] en TRIZ estos conceptos facilitan la depuración de un problema, la clarificación de las contradicciones y la imaginación de la mejor solución, estos han demostrado ser pasos poderosos durante la resolución de problemas. Este método de identificación de los conflictos y contradicciones de un sistema orientado a la búsqueda de soluciones de problemas inventivos.

La metodología TRIZ, como se ha mencionado, es una herramienta poderosa para la resolución de problemas inventivos. Esta representación visual, mencionada en la Figura 13, ayuda a comprender los diferentes niveles de abstracción y aplicación de la metodología. En la cúspide de la pirámide se encuentra la “Filosofía”, que engloba los conceptos fundamentales de TRIZ como Idealidad, Recurso, Espacio/Tiempo, Funcionalidad y Contradicción. Estos principios filosóficos guían todo el proceso de resolución de problemas. El nivel intermedio, denominado “Método”, incluye varias versiones de ARIZ (Algoritmo de Resolución de Problemas Inventivos) y otros procesos relacionados, que proporcionan el marco metodológico para aplicar TRIZ. En la base de la pirámide se encuentran las “Herramientas” específicas de TRIZ, como la Matriz de Contradicción, IFR (Resultado Final Ideal), Análisis Funcional, y Principios de Separación, entre otros. Esta estructura jerárquica demuestra cómo TRIZ integra conceptos abstractos con herramientas prácticas para abordar sistemáticamente la resolución de problemas inventivos.

Figura 13. *Visión jerárquica de TRIZ.*



Nota: Pirámide de la vision de la metodologia TRIZ [48].

6. Marco metodológico

La metodología de la investigación es el conjunto de procedimientos y técnicas que se aplican de manera ordenada y sistemática en la realización de un estudio.

El marco metodológico de este trabajo de titulación describe los procedimientos y técnicas utilizados para diseñar un banco de pruebas para la determinación experimental de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes rectos. La metodología se estructura en cuatro secciones principales, alineadas con los objetivos específicos del proyecto:

1. Establecimiento de las condiciones iniciales de diseño, que incluye una revisión bibliográfica exhaustiva de bancos de engranajes existentes, la aplicación de herramientas de diseño como despliegue de la función de calidad y TRIZ, y la delimitación del alcance del diseño.
2. Propuesta de diseño del banco de pruebas, que abarca la generación de conceptos,

cálculos detallados de los componentes críticos y el modelado CAD de la caja de engranajes modular y el sistema de carga.

3. Validación del diseño mediante simulaciones computacionales, incluye análisis estático y dinámico del sistema bajo diferentes escenarios y condiciones de funcionamiento.
4. Análisis de costos unitarios para la construcción del banco de pruebas, donde se detalla los costos de materiales, mano de obra y equipos necesarios.

Esta metodología combina enfoques teóricos y prácticos, utilizando herramientas de ingeniería avanzadas para asegurar un diseño robusto y viable para la determinación experimental de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes rectos.

A cotinuacion se detalla el procedimiento para cumplir los objetivos planteados.

6.1. Establecer las condiciones iniciales para el diseño de un banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente de sistemas de transmisión por engranajes rectos.

6.1.1. Revisión bibliográfica de los bancos de engranajes para evaluar el RUL.

Los bancos de pruebas de engranajes son esenciales tanto en la educación en ingeniería mecánica como en la investigación de sistemas de transmisión. Recientemente, ha aumentado el interés por crear bancos de engranajes que además de enseñar los conceptos básicos, permitan a estudiantes e investigadores aplicar técnicas avanzadas de monitoreo de condición y de estimación de la vida útil remanente [49]. Este apartado ofrece una revisión detallada del estado actual de seis bancos de engranajes con un enfoque particular en la evaluación de RUL.

6.1.1.1. Evolución de los bancos de pruebas de engranajes

Bancos de engranajes tradicionales.

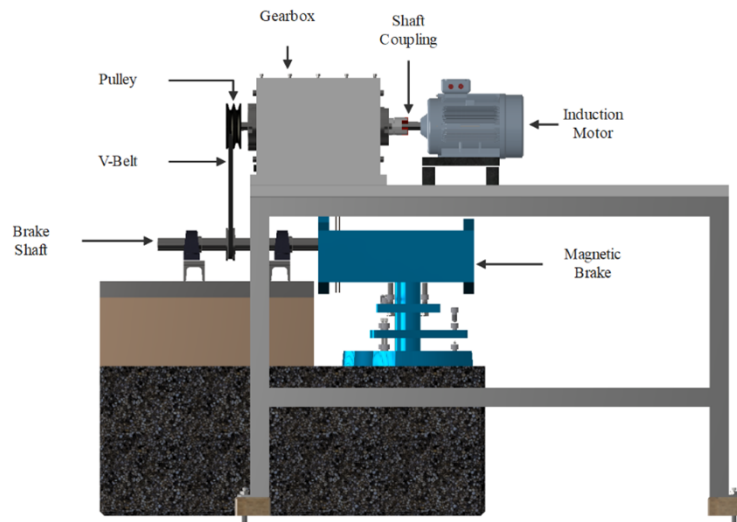
La principal función de estos bancos es enseñar relaciones de transmisión, eficiencia y desgaste. Estos bancos poseen las siguientes características:

- Engranajes intercambiables.
- Variación de carga.

- Medición de velocidad y par de torque.

Como se puede observar en la Figura 14, estos bancos no fueron pensados para el trabajo continuo debido a que su objetivo principal era simular una falla prefabricada y la adquisición de datos.

Figura 14. *Banco de pruebas de engranajes*



Nota: Banco de pruebas del grupo de investigación GIDTEC [50].

Bancos de prueba RUL.

Con el reciente crecimiento del mantenimiento predictivo, los bancos de prueba requieren tener características avanzadas. Estas características incluyen [51]:

- Incorporación de múltiples sensores (vibración, acústica, temperatura).
- Integración de sistemas de adquisición de datos de alta velocidad.
- Desarrollo de software para análisis avanzado de señales.
- Implementación de algoritmos de aprendizaje automático para predicción de RUL.

Lee et al. [52] ampliaron estos conceptos, destacando la importancia de la integración de técnicas de procesamiento de señales avanzadas y métodos de fusión de datos en los bancos de

prueba modernos. Estos autores enfatizaron que la combinación de múltiples fuentes de datos y técnicas de análisis permite una estimación más precisa y robusta de la vida útil remanente en sistemas complejos como la maquinaria rotativa.

6.1.1.2. Características de los bancos de engranajes para pruebas RUL

Sistemas de sensores múltiples.

Los bancos de engranajes modernos para RUL incorporan una variedad de sensores como:

- Acelerómetros para medición de vibraciones en múltiples ejes.
- Sensores de emisión acústica.
- Sistemas de monitoreo de aceite.
- Sensores de temperatura y presión.
- Encoders para medición precisa de velocidad y posición.

La importancia de utilizar múltiples sensores ha sido destacada por Loutas et al. [53] quienes demostraron que la combinación de vibración, emisión acústica y análisis de aceite proporciona una evaluación más robusta del estado de la maquinaria rotativa.

Lei et al. [49] enfatizan la importancia de la fusión de datos de múltiples sensores en el diagnóstico y pronóstico de fallas en máquinas rotativas. Los autores presentan un marco integral para la integración de datos de vibración, emisión acústica, corriente eléctrica y temperatura, demostrando una mejora significativa en la precisión de la estimación de RUL en comparación con el uso de sensores individuales.

Mientras tanto, Tian et al. [54] proponen un enfoque novedoso de fusión de datos de múltiples sensores utilizando técnicas de aprendizaje profundo. Su estudio demuestra cómo la combinación de señales de vibración, acústica y térmicas procesadas a través de redes neuronales puede mejorar significativamente la detección temprana de fallas y la predicción de RUL en sistemas de engranajes complejos.

Capacidad de simulación de fallas.

Los bancos de engranajes para RUL deben tener la capacidad de simular diferentes tipos de fallas de manera controlada. Esto incluye [55]:

- Mecanismos para introducir desgaste acelerado.
- Simulación de desalineación y desequilibrio.
- Capacidad para introducir grietas y picaduras en los dientes de los engranajes.
- Sistemas para variar las condiciones de carga y velocidad.

Feng Jia et al. [56] proponen la simulación de fallas mediante realidad virtual. Los bancos de engranajes para RUL pueden incorporar tecnología de realidad virtual para simular fallas:

- Creación de modelos 3D de engranajes con diferentes tipos de daños.
- Simulación de propagación de grietas en tiempo real.
- Interacción en realidad virtual para manipular condiciones de falla.

El trabajo de Zimroz et al. [57] establece las bases para simulaciones que reproducen fielmente la variabilidad operativa real. Es esencial para modelar fallos en sistemas mecánicos, particularmente en engranajes y rodamientos bajo cargas variables. Su importancia radica en crear escenarios de fallo más realistas, considerando fluctuaciones de carga típicas. Esto resulta en simulaciones más precisas, mejorando la predicción y análisis de fallos en componentes críticos. El estudio se enfoca en:

- Implementación de modelos que incorporen la variabilidad de carga en la simulación de fallas.
- Generación de señales que reflejen la interacción entre las condiciones de carga y los patrones de falla.
- Simulación de escenarios complejos que incluyan cambios repentinos en las condiciones de operación.

Sistemas de adquisición y procesamiento de datos avanzados.

La incorporación de sistemas de adquisición de datos de alta velocidad y capacidades de procesamiento en tiempo real ha mejorado notablemente los bancos RUL incluyendo [58]:

- Tarjetas de adquisición de datos con altas tasas de muestreo (>100 kHz).

- Procesadores dedicados para análisis en tiempo real.
- Implementación de algoritmos avanzados de procesamiento de señales (transformada wavelet, análisis de orden).

Algoritmos de predicción de RUL.

La integración de algoritmos avanzados de predicción de RUL es una característica distintiva en los bancos modernos. Estos pueden incluir [59]:

- Modelos basados en física, estos requieren una comprensión profunda de los mecanismos físicos y químicos que afectan el deterioro y el fallo de los engranajes. Estos modelos suelen estar fundamentados en principios de la mecánica de materiales, la tribología, la teoría del desgaste y la fatiga.
- Técnicas de aprendizaje automático (redes neuronales, máquinas de vectores de soporte).
- Métodos híbridos que combinan modelos físicos y basados en datos.

6.1.1.3. Comparación de bancos de engranajes comerciales para RUL.

La Tabla 3 presenta una comparación de los bancos de engranajes comerciales más avanzados utilizados para pruebas RUL.

Tabla 3. Bancos comerciales para ensayos en engranajes.

Característica	SpectraQuest GDS [60]	Machinery Fault Simulator (MFS) [61]	QRTU-AMTRI Test Rig [62]
Tipos de engranajes	Rectos, helicoidales, cónicos	Rectos, helicoidales	Rectos, helicoidales, cónicos, planetarios
Sensores	Vibración, emisión acústica, temperatura	Vibración, corriente del motor	Vibración, Emisión acústica, temperatura
Simulación de fallas	Sí, múltiples tipos (desalineación, desequilibrio, desgaste, picadura, grietas)	Limitada (principalmente desalineación y desequilibrio)	Sí, múltiples tipos (desgaste, picadura, grietas, rotura de dientes)
Velocidad de adquisición de datos	Hasta 100 kHz	Hasta 200 kHz	Hasta 150 kHz
Algoritmos de RUL	Redes neuronales	Modelos físicos y ML	Modelos híbridos
Software de análisis	SpectraQuest Machinery Fault Simulator	VibraQuest	QRTU Analyzer
Precio aproximado	\$50,000 - \$100,000	\$100,000 - \$200,000	\$150,000 - \$250,000

Nota: Tabla comparativa de bancos de pruebas comerciales [60], [61], [62].

6.1.1.4. Bancos de pruebas RUL usados en experimentación.

En el siguiente apartado se muestra unos bancos que fueron utilizados en la experimentación de pruebas de vida útil remanente, destacando sus variables dependientes. En la Tabla 4 se presenta diferentes especificaciones técnicas de construcción y monitoreo del banco de pruebas presentado en la Figura 15.

Figura 15. *Banco de pruebas de RUL.*



Nota: Banco de pruebas [63].

Tabla 4. Especificaciones técnicas del banco de pruebas de Dimitris Roulias [63].

Autor	Dimitris Roulias [63]
Título	“ Methodologies for remaining useful life estimation with multiple sensors in rotating machinery.”
Año	2014

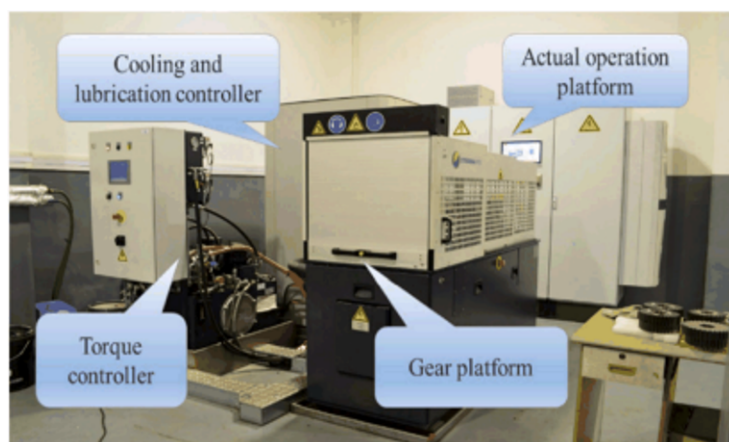
Descripción	El banco de pruebas empleado utiliza dos engranajes de acero 045M15 con un módulo de 3 mm y un ángulo de presión de 20 grados. El engranaje motriz tiene 53 dientes y un ancho de cara de 5 mm mientras que el engranaje conducido tiene 25 dientes y un ancho de 2 mm montados en ejes soportados por rodamientos de bolas y lubricados en una cuba de aceite. La caja de engranajes es accionada por un motor trifásico de 5 HP controlado por un inversor y la energía es consumida por un generador monofásico.
Parámetros operación y condiciones	Carga, velocidad, temperatura: CTE. Duración: 6 experimentos, rango de tiempo 150 horas - 92 horas. Caja de 1 etapa, 1400 rpm. Muestreo: 50 kHz vibración y 2 MHz acústico. Técnicas de monitoreo: vibración, emisión acústica de partículas en el aceite.
Sistema de carga	Tipo: Generador monofásico. Potencia continua: 4.2 KVA. Velocidad: 3000 rpm. Frecuencia: 50Hz. Característica especial: Control de consumo de potencia continua.

Parámetros de construcción de la caja	Datos del motor: Tipo: Motor trifásico. Potencia: 5 hp. Voltaje: 220V. Corriente: 9A. Frecuencia: 50Hz. Velocidad: 1400 rpm. Control: Controlado por inversor. Datos de la caja: Tipo: Caja reductora de una etapa con dos engranajes. Material de los engranajes: Acero 045M15. Módulo: 3 mm. Ángulo de presión: 20°. Engranaje conductor: Número de dientes: 53. Ancho de cara: 5 mm. Engranaje conducido: Número de dientes: 25. Ancho de cara: 2 mm. Características adicionales: Ejes soportados por dos rodamientos de bolas cada uno. Montada en una cuba de aceite para lubricación. Bomba de aceite de tipo húmedo sin recirculación de aceite.
---	---

Parámetros de MC	Señales y sensores que adquiere: Acelerómetro triaxial Bruel & Kjaer: Montado en la caja de engranajes. Mide: Vibraciones en 3 ejes. Frecuencia de muestreo: 50 kHz. Duración de grabaciones: 1 segundo cada 5 minutos. 3 sensores de emisión acústica de Physical Acoustics Corporation: Mide: Actividad de emisión acústica continua. Rango de frecuencia: 100-800 kHz. Frecuencia de muestreo: 2 MHz. Duración de grabaciones: 100 ms cada 5 minutos. Sensor de monitoreo de escombros de aceite MetalSCAN de GASTOPS: Mide: Número y tamaño de partículas metálicas en el aceite de 225 a 1000 micras de diámetro aproximado. Sistema de adquisición de datos: Hardware: NI-6070 1MS/SEC FIREWIRE. Software: Desarrollado internamente en Labview.
Conclusiones	El banco de pruebas ofrece mediciones realistas y monitoreo detallado de fallas en engranajes mediante sensores avanzados y técnicas no destructivas. Sin embargo, presenta desventajas como alto costo, consumo energético elevado, complejidad de mantenimiento y falta de recirculación de aceite, lo que puede afectar la precisión en pruebas prolongadas.

En la Tabla 5 se presenta diferentes especificaciones técnicas de construcción y monitoreo del banco de pruebas presentado en la Figura 16.

Figura 16. Banco de pruebas de RUL.



Nota: Banco de pruebas [64].

Tabla 5. Especificaciones técnicas del banco de pruebas de Xieyi Chen [64].

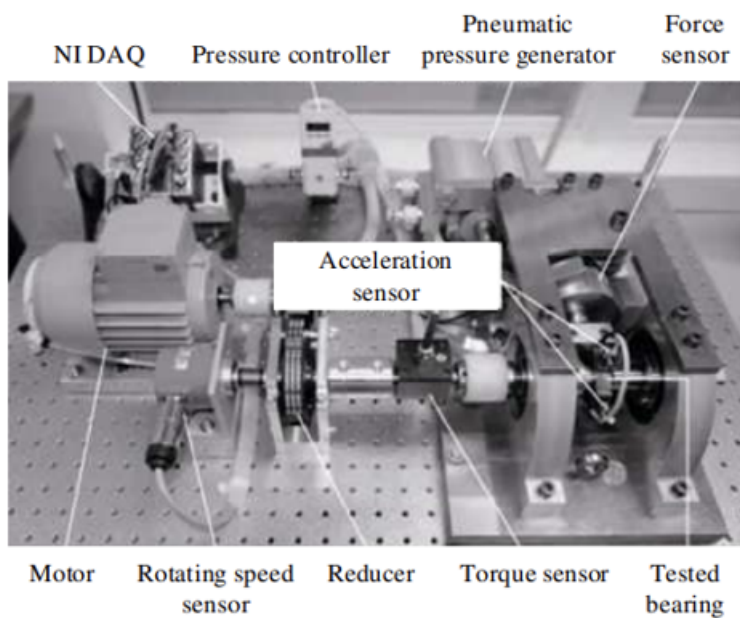
Autor	Xieyi Chen [64]
Título	“A generalized degradation tendency tracking strategy for gearbox remaining useful life prediction.”
Año	2023
Descripción	El banco de pruebas para predicción de RUL de engranajes consta de una plataforma de operación, controladores de enfriamiento, lubricación y torque y una caja de engranajes experimental con tres ejes. Los engranajes tienen un módulo de 5 y números de dientes variados. El sistema opera con un flujo de aceite.
Parámetros operación y condiciones	Flujo de aceite: 4 L/h Temperatura de enfriamiento: 70°C Frecuencia de muestreo de vibración: 50000 Hz Tiempo de muestreo: 20 s por muestra Intervalo de muestreo: 40 s Condiciones de parada: El experimento se detiene cuando la amplitud de los datos de vibración supera un valor umbral específico

Sistema de carga	Freno electromagnético Carga (N): 1200 (Conjunto de datos 1) y 1400 (Conjunto de datos 2)
Parámetros de construcción de la caja	Datos del motor: Velocidad (rpm): 1000 (Conjunto de datos 1) y 500 (Conjunto de datos 2) Datos de la caja: Estructura de la caja de engranajes: Incluye eje 1 (eje de accionamiento) y ejes 2 y 3 (ejes impulsados) Módulo del engranaje: 5 Número de dientes: Engranajes 1 y 4 tienen 31 dientes; engranajes 2 y 3 tienen 25 dientes Data set 1: Material: 20CrMnMo Data set 2: Material: 40Cr
Parámetros de MC	Señales y sensores que adquiere: Acelerómetro: Montado en la carcasa de la caja de engranajes Frecuencia de Muestreo: 50000 Hz Tiempo de Muestreo: 20 segundos por muestra Intervalo de Muestreo: 40 segundos entre muestras Sistema de adquisición de datos: Hardware: Plataforma de operación de engranajes (No específica) Software: ISOMAP

Conclusiones	El banco de pruebas es valioso para estudios de RUL, facilitando experimentos acelerados en entornos controlados y la obtención de datos de vibraciones detallados. No obstante, tiene limitaciones como la posible divergencia de situaciones reales, una configuración de engranajes particular, el uso limitado de sensores y un criterio de parada basado únicamente en niveles de vibración.
---------------------	---

En la Tabla 6 se presenta diferentes especificaciones técnicas de construcción y monitoreo del banco de pruebas presentado en la Figura 17.

Figura 17. *Banco de pruebas de RUL.*



Nota: Banco de pruebas [65].

Tabla 6. Especificaciones técnicas del banco de pruebas de Peiyao Zhang [65].

Autor	Peiyao Zhang [65]
Título	“Remaining useful life prediction of gear pump based on deep sparse autoencoders and multilayer bidirectional long–short–term memory network.”
Año	2022
Descripción	El banco de pruebas para análisis RUL de bombas de engranajes permite evaluar simultáneamente cuatro unidades operando a 1470 rpm con presiones escalonadas de hasta 27 MPa. Cuenta con un sistema de enfriamiento y múltiples sensores incluyendo acelerómetros triaxiales, caudalímetros y sensores de presión y temperatura. La adquisición de datos se realiza mediante una tarjeta y todo el sistema es controlado por un programa LabVIEW que automatiza las pruebas y el monitoreo en tiempo real.
Parámetros operación y condiciones	Velocidad: 1470 rpm Temperatura de aceite: 40 a 50°C Funcionó primero a 23 MPa durante 300 horas La prueba finalizó cuando fallaron todas las bombas hidráulicas 4 bombas: circuito de alta y baja presión Frecuencia de muestreo: 12 kHz
Sistema de carga	Carga mediante Pistón Presión inicial de operación: 23 MPa durante las primeras 300 horas Incremento de presión a 25 MPa durante las siguientes 300 horas Incremento de presión a 27 MPa hasta que la eficiencia volumétrica de las bombas caiga por debajo de un porcentaje de 70

Parámetros de construcción de la caja	Datos del motor: Modelo: Y90L-4B35 Velocidad de rotación nominal: 1470 r/min Potencia: 3 kW Datos de la caja: 4 bombas de engranajes: CBWF-304 Presión nominal: 20 MPa Presión máxima: 25 MPa Velocidad de rotación nominal: 2500 r/min Desplazamiento: 4 mL/r Válvula de alivio: DBDS6P1X/200 Válvula direccional solenoide: 3WE6A50/G24
Parámetros de MC	Señales y sensores que adquiere: Acelerómetros triaxiales, caudalímetros y sensores de presión y temperatura: Sensor de presión: PU5400 Medidor de flujo: MG015 Tarjeta: NI PXIe-6363 Sistema de carga mediante un Pistón Sensor de aceleración: YD-36D Sensor de temperatura: CWDZ11 Medidor de nivel de líquido: YWT Sistema de adquisición de datos: Hardware: Tarjeta NI PXIe-6363 Software: programa LabVIEW

Conclusiones	Este banco ofrece ventajas significativas como alta capacidad de prueba, control preciso de condiciones y rica adquisición de datos, lo que lo hace ideal para investigación detallada sobre degradación de bombas. Sin embargo, presenta desventajas como su complejidad, probable alto costo y limitaciones en la aceleración de pruebas.
---------------------	---

Banco *GIDTEC*.

El banco de vibraciones *GIDTEC* permite comparar fallos de nivel industrial a escala. En la Tabla 7 se presenta la información detallada de este banco con fines comparativos con el entorno local. En la Figura 18 se presenta el banco de manera visual.

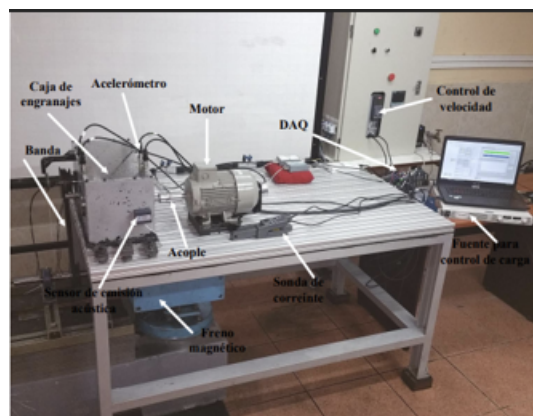
Tabla 7. Especificaciones técnicas del banco de pruebas de *GIDTEC*.

Autor	Grupo de investigación <i>GIDTEC</i>
Año	2018
Parámetros operación y condiciones	• Motor: Siemens modelo 1LA7 096-6YA60, trifásico 220V CA, 2 hp, 1200 rpm • Velocidad del motor controlada por variador de frecuencia Danfoss VLT 1.5 kW • Configuración de la caja de engranajes: Una o dos etapas, engranajes rectos o helicoidales • Lubricación: Por salpicadura, aceite Gulf EP Lubricant HD 220, nivel 35 por ciento de la altura de depósito • Rango de temperatura de operación: 30 a 40°C
Sistema de carga	• Freno electromagnético Rosati de 8.83 kW • Carga controlada manualmente mediante fuente de voltaje DC TDK-Lambda, GEN 100-15-IS510 • Rango de carga: 0 a 2 hp

Parámetros de construcción de la caja	Datos del motor: • Marca: Siemens • Modelo: 1LA7 096-6YA60 • Tipo: Motor de inducción trifásico • Potencia: 2 hp (aproximadamente 1.5 kW) • Velocidad nominal: 1200 rpm • Alimentación: Trifásica 220 V CA • Control de velocidad: Mediante variador de frecuencia Danfoss VLT 1.5 kW Datos de la caja: • Material de los engranajes: SAE/AISI 4140 • Módulo: 2.25 • Ángulo de presión: 20° • Ángulo de hélice (engranajes helicoidales): 20° • Espesor de los dientes: 20 mm
---	---

Parámetros de MC	Sensores: 4 acelerómetros IPC 603C01 (señales de vibración) 2 sensores de emisión acústica Physical acoustics WD (señales de emisión acústica) 1 sensor de corriente LEM HXS 20-NP/SP30 (señal de corriente del motor) Hardware: Chasis NI cDAQ-9188 de National Instruments Tarjetas de adquisición: NI 9234, NI 9223, NI 9205 Preamplificador MITRAS 0/2/4C para señales de emisión acústica Software: LabVIEW y Matlab para adquisición y procesamiento de señales Frecuencias de muestreo: • Acelerómetros: 50 kS/s • Emisión acústica: 1 MS/s • Corriente: 25 kS/s
-------------------------	--

Figura 18. Banco de pruebas del grupo GIDTEC.



Nota: Banco de pruebas de grupo de investigación GIDTEC [50].

Con base a los bancos experimentales previamente revisados podemos definir las características mínimas que debe poseer un banco de pruebas de vida útil remanente.

Característica/Componente	Descripción
Motor eléctrico	Para accionar el sistema de engranajes.
Transmisión de engranajes	Para hacer la experimentación (Engranajes rectos).
Sistema de carga	Para la aplicación de carga a los engranajes en tiempos prolongados (Frenos electromagnéticos, pistón neumático, transmisión paralela y frenos hidráulicos.)
Sensores	Para el monitoreo de la condición (Vibración, emisión acústica, partículas de aceites).
Lubricación	Para mantener los engranajes adecuadamente lubricados.
Sistema de adquisición de datos	Para recopilar (tarjeta NI cDAQ-9234) y almacenar datos de los sensores.
Estructura de soporte	Para mantener todos los componentes alineados y estables.
Sistema de seguridad	Protecciones y paradas de emergencia.
Software de análisis	Para procesar los datos y estimar la vida útil remanente.

Tabla 8. Características y componentes de un banco de pruebas de vida útil remanente

El estado del arte de los bancos de engranajes para la evaluación de RUL está avanzando rápidamente gracias a mejoras en tecnologías de sensores, procesamiento de señales y algoritmos de aprendizaje automático. Los bancos actuales destacan por simular diversas condiciones de falla, integrar múltiples sensores y utilizar algoritmos avanzados de predicción de RUL.

Las tendencias recientes, como el aprendizaje profundo y la integración de modelos físicos y basados en datos, han mejorado significativamente la precisión y robustez de las predicciones. Sin embargo, persisten desafíos como la estandarización de pruebas, la interpretabilidad de modelos complejos y la adaptación a condiciones operativas variables, que requieren colaboración entre investigadores, fabricantes y profesionales de la industria.

A medida que se adopta el CBM, los bancos de engranajes avanzados para RUL serán cada vez más importantes, tanto en investigación y desarrollo como en la formación de futuros ingenieros en técnicas avanzadas de monitoreo de condición y predicción de vida útil.

6.1.2. Diseño conceptual de un banco de engranajes para evaluación del RUL.

6.1.2.1. Generación de conceptos del diseño del banco.

Para diseñar un banco de pruebas de RUL para engranajes es necesario desarrollar un sistema capaz de simular condiciones reales de operación con el fin de evaluar la vida útil remanente. Para llevar a cabo este proceso, es necesario contar con sensores que permitan medir parámetros críticos como la vibración, emisión acústica y temperatura. El banco debe tener la capacidad de reproducir diferentes escenarios de uso al aplicar varias cargas y velocidades. Es esencial implementar un sistema de recolección y análisis de datos que facilite el procesamiento de la información recopilada y genere pronósticos veraces acerca del RUL.

Objetivo principal: Proporcionar una plataforma versátil y precisa para simular, monitorear y analizar el proceso de degradación de sistemas de engranajes bajo diversas condiciones, con el fin de desarrollar y validar modelos predictivos de RUL.

Concepto general: Un sistema integrado que combina elementos mecánicos, electrónicos y de software para crear un entorno controlado de pruebas. El banco permite la configuración de diferentes engranajes rectos, la simulación de diversas condiciones de operación y fallas. La recopilación de datos multisensoriales en tiempo real, que permita incorporar las capacidades de procesamiento avanzado de datos y algoritmos de aprendizaje automático para el análisis predictivo del RUL.

Características clave:

a) Sistema de transmisión adaptativo:

- Intercambiabilidad de engranajes rectos.
- Permite el estudio de diversas configuraciones y patrones de degradación.

b) Sistema de sensores múltiples integrados:

- Incluye sensores de vibración, emisión acústica y temperatura.
- Proporciona una visión del estado del sistema.

c) Simulación de fallas controlada:

- Mecanismos para introducir y controlar fallas progresivas.

- Permite el estudio sistemático de la progresión de fallas.

d) Sistema de carga y velocidad variable:

- Capacidad para variar dinámicamente la carga y velocidad de rotación.
- Simular condiciones operativas reales.

e) Unidad de procesamiento y análisis en tiempo real:

- Sistema de adquisición de datos de alta velocidad.
- Procesamiento en tiempo real para análisis instantáneo.

6.1.2.2. Descomposición funcional (diagrama de caja negra).

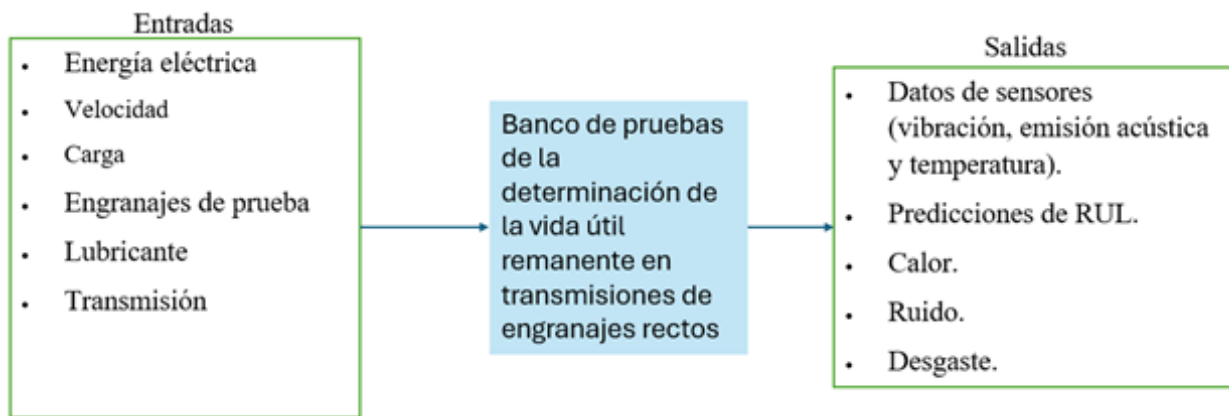


Figura 19. Diagrama de caja negra

Entradas:

- Energía eléctrica.
- Velocidad.
- Carga.
- Engranajes de prueba.
- Lubricante.
- Transmisión.

Salidas:

- Datos de sensores (vibración, emisión acústica y temperatura).
- Predicciones de RUL.
- Calor.
- Ruido.
- Desgaste.

Identificación de subfunciones

a) Transmitir potencia:

- Convertir energía eléctrica en mecánica rotacional.
- Transferir potencia a través del sistema de engranajes.

b) Sistema de carga:

- Generar carga en el sistema de transmisión.
- Controlar la carga aplicada con precisión.

c) Transmisión:

- Generar relaciones de transmisiones con aumento o reducción.
- Ajustes geométricos para simulación de varios casos.

d) Control de velocidad:

- Regular la velocidad de rotación del sistema.
- Permitir cambios dinámicos en la velocidad.

e) Simular fallas:

- Introducir defectos controlados en los engranajes.
- Controlar la progresión de las fallas.

f) Monitoreo de condiciones:

- Medir vibraciones en múltiples ejes.

- Medir emisiones acústicas.
- Medir a temperatura.

g) Adquirir y procesar datos:

- Capturar señales de alta frecuencia de múltiples sensores.
- Realizar preprocesamiento de señales en tiempo real.
- Implementar algoritmos de extracción de características.

h) Predecir RUL:

- Presentar escenarios para el desarrollo de este tipo de pruebas de larga duración.

i) Lubricación:

- Realizar la correcta lubricación para condiciones reales (si el caso de experimentación lo requiere).

j) Controlar temperatura:

- Mantener la temperatura del sistema dentro de rangos específicos.
- Disipar el calor del sistema.

k) Interfaz con usuario:

- Recibir entradas del usuario para configuración y control.
- Proporcionar retroalimentación e información al usuario.

Tabla 9. Descripción de subfunciones del banco de pruebas RUL de engranajes.

Subfunción	Descripción	Justificación
Transmitir potencia	Transferir energía mecánica a través del sistema de engranajes.	Simula las condiciones reales de operación de los engranajes.
Sistema de carga	Sistema que genera un trabajo que debe realizar la transmisión.	Para simulaciones de un trabajo en condiciones reales.
Simular condiciones de falla	Introducir defectos o anomalías controladas en el sistema.	Permite estudiar diferentes modos de falla y su progresión.
Monitoreo de condición	Adquirir señales de múltiples sensores.	Proporciona la base de datos para el análisis y predicción de RUL.
Controlar condiciones de operación	Ajustar y mantener parámetros como velocidad, carga, engranajes.	Permite simular diversos escenarios operativos.
Procesar señales	Filtrar, amplificar y convertir las señales de los sensores.	Prepara los datos para su análisis posterior.
Analizar datos	Aplicar técnicas de procesamiento de señales y extracción de características.	Identifica patrones y tendencias en los datos recopilados.
Lubricar sistema	Proporcionar lubricación en el sistema de engranajes.	Mantiene las condiciones de operación adecuadas y permite estudiar efectos de lubricación
Predecir RUL	Aplicar algoritmos de aprendizaje automático para estimar la vida útil restante	Cumple con el objetivo principal del banco de pruebas

Este diseño conceptual proporciona una base sólida para el desarrollo detallado del banco de engranajes para evaluación de RUL. La modularidad y flexibilidad del diseño, junto con la integración de tecnologías de monitoreo de la condición y análisis de datos, permitirán una plataforma versátil para la investigación y desarrollo en el campo de la predicción de vida útil de engranajes.

6.1.2.3. Delimitación del diseño del banco de pruebas.

Tras el análisis de las subfunciones necesarias para determinar la vida útil remanente y el banco ya existente en el grupo, el enfoque se centra en el diseño de una caja de engranajes rectos y un sistema de carga capaces de soportar pruebas de larga duración. Esta delimitación del diseño se debe a que los demás elementos, como la estructura, fuerza motriz, control de velocidad, monitoreo de condición, recopilación y procesamiento de datos, ya están incorporados en el banco de pruebas existente en el entorno de investigación. Por lo tanto, nuestro objetivo principal es desarrollar una adaptación de la caja de engranajes rectos y un sistema de carga para la realización de ensayos de vida útil remanente, integrándose eficazmente con la infraestructura experimental preexistente.

En la Figura 20, se aprecia el banco de vibraciones del *GIDTEC*. El cual cumple con la mayoría de las funciones de un banco RUL; sin embargo, las funciones que se excluyen son la caja de engranajes y el sistema de carga.

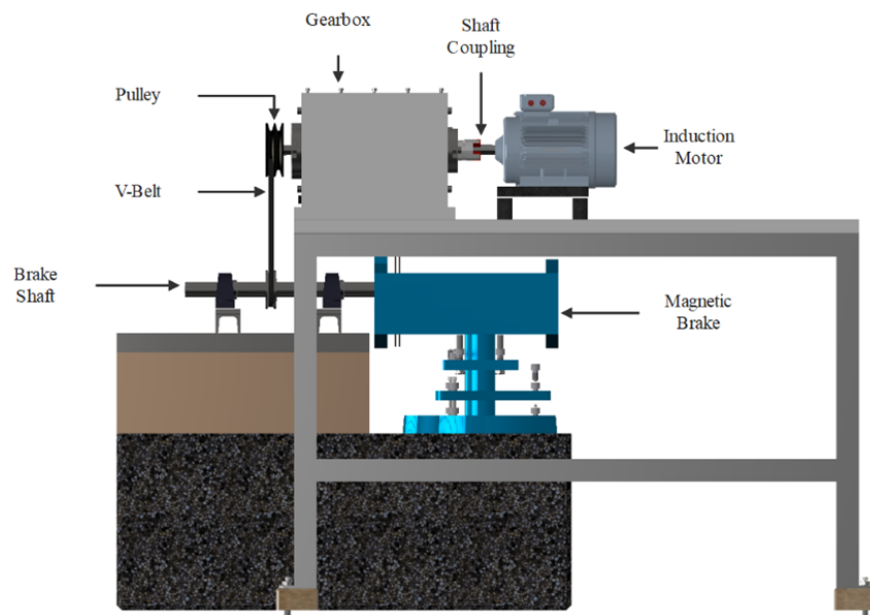


Figura 20. Bancos de pruebas de *GIDTEC*.

La caja de engranes no cumple debido a que los elementos al no ser estandarizados requieren un periodo de espera prolongado para la experimentación y además un costo elevado en cada prueba.

El sistema de carga no cumple, ya que el freno electromecánico no es ideal para pruebas prolongadas, esto debido a que sufre sobrecalentamiento después de un tiempo corto de operación a comparación de bancos de pruebas RUL.

Dadas las delimitaciones presentes en el caso de estudio, se plantea lo siguiente:

Objetivo específico: Proporcionar un diseño de caja de engranajes con sistema de carga integrado que pueda realizar experimentación durante largos ciclos de trabajo, este debe integrar las subfunciones existentes, con la finalidad de desarrollar y validar modelos predictivos de RUL

Concepto específico: Una caja de engranajes rectos con un sistema de carga capaz de soportar ciclos prolongados de trabajo continuo. Este conjunto está diseñado para la realización de pruebas de vida útil remanente, permitiendo la simulación acelerada de condiciones operativas y la recolección precisa de datos de vida útil remanente. El sistema se caracteriza por su robustez, modularidad y capacidad de integración con equipos de monitoreo avanzado, facilitando la investigación y el desarrollo de modelos predictivos de mantenimiento en ingeniería mecánica.

6.1.3. Herramientas de diseño.

6.1.3.1. Matriz QFD.

La metodología de despliegue de la función de calidad o QFD (por sus siglas en inglés *Quality Function Deployment*) es una herramienta clave en el diseño y desarrollo de productos. El propósito principal es asegurar que la voz del cliente se traduzca en requisitos técnicos específicos que guíen el diseño del producto. Se aplicará la matriz QFD para el diseño de una caja de engranajes con un sistema de carga para pruebas RUL.

La aplicación del QFD en el proyecto permitirá priorizar los requerimientos, establecer correlaciones entre los requerimientos y las especificaciones técnicas, identificar conflictos o sinergias entre características, comparar con las soluciones existentes y establecer los objetivos a cumplir.

Pasos para realizar una matriz QFD:

1. Identificar las necesidades del cliente.

2. Establecer los requisitos del cliente.
3. Definir las características técnicas.
4. Crear la matriz de relaciones.
5. Análisis de relaciones y prioridades.

Paso 1: Identificación de los requisitos del cliente.

Con base en los siguientes datos previamente obtenidos del estado del arte de los bancos ya existentes y las tendencias actuales, se pudieron obtener unos requisitos generales que son demandados por estos bancos de pruebas, especialmente en el aspecto de carga y caja de engranajes. También se extrajeron necesidades específicas según los requerimientos del equipo actual de investigación. Para ello, se realizó una entrevista a los investigadores más experimentados del grupo GIDTEC y al encargado del manejo del banco de pruebas actual para determinar los requisitos necesarios basados en estas preguntas:

Entrevista.

Una vez ya revisado el estado del arte previamente a detalle y con un conocimiento muy amplio del banco ya existente en el grupo de investigación.

1. Basándose en su experiencia con el banco de pruebas actual y las tendencias en experimentación de RUL, ¿qué parámetros adicionales considera fundamentales implementar en la nueva caja de engranajes rectos? Por qué.
2. Evaluando el sistema de carga actual, ¿qué fortalezas y limitaciones identifica para la realización de pruebas de vida útil remanente? ¿Qué modificaciones o alternativas sugeriría para optimizar la simulación de condiciones reales de operación?
3. Considerando los costos directos e indirectos, ¿cuál es su estimación del costo total por prueba realizada en el banco actual? ¿Qué factores contribuyen significativamente a este costo y cómo se podrían optimizar?
4. ¿Cuál es el tiempo promedio de preparación entre pruebas consecutivas? En su opinión, ¿qué factores influyen en este periodo y cómo se podría reducir sin comprometer la calidad de los resultados?

Paso 2: Establecer requisitos del cliente.

1. Durabilidad y robustez.
2. Precisión en la simulación de condiciones operativas.
3. Capacidad para soportar ciclos prolongados de trabajo continuo.
4. Facilidad de integración de sensores de monitoreo.
5. Montaje y desmontaje fácil y reproducible.
6. Precisión en la simulación de cargas.
7. Medición del desgaste.
8. Económico la experimentación.
9. Utilizar elementos estandarizados.

Paso 3: Características técnicas del diseño

1. Material de alta resistencia.
2. Montaje modular.
3. Mecanismo de carga.
4. Sistema de lubricación eficiente.
5. Sistema de transmisión robusto.
6. Enfriamiento eficiente.
7. Puntos de montaje para sensores.

Paso 4: Matriz de relaciones.

La matriz QFD se construye alineando los requisitos del cliente con las características técnicas del diseño. Cada intersección en la matriz se evalúa en términos de su importancia y

la fuerza de la relación entre las necesidades del cliente y las características del diseño. A continuación, se presenta la matriz QFD para el diseño de la caja de engranajes con sistema de carga.

Usando una escala de puntuación como:

- 9 (fuerte relación).
- 3 (relación media).
- 1 (relación débil).
- en blanco (sin relación).

Tabla 10. *Matriz QFD.*

Requisitos del Cliente / Características Técnicas	Material de alta resistencia	Montaje modular	Mecanismo de carga	Sistema de lubricación eficiente	Sistema de transmisión robusto	Enfriamiento eficiente	Puntos de montaje para sensores	Importancia para el cliente
Durabilidad y robustez	9	3	3	3	9	6	3	4
Precisión en la simulación de condiciones operativas	6	9	9	6	6	3	9	3
Capacidad para soportar ciclos prolongados	9	6	6	9	9	9	3	5
Facilidad de integración de sensores de monitoreo	3	6	3	3	3	3	9	3
Montaje y desmontaje. Reproducibilidad	3	9	3	6	3	3	6	3
Precisión en la simulación de cargas	3	6	9	3	6	3	6	4
Medición de Desgaste	3	6	3	6	6	3	9	5
Económico la experimentación	3	9	6	6	3	3	6	5
Utilizar elementos estandarizados	6	9	6	6	6	6	6	5
Importancia técnica	225	300	228	246	261	201	261	1722
Importancia Relativa	13.1%	17.5%	13.3%	14.3%	15.2%	11.7%	15.2%	100%

Nota: Matriz con necesidades y requerimientos técnicos.

Paso 5: Análisis de relaciones y priorización.

1. Material de alta resistencia (13.1% de importancia relativa)

- Relación fuerte con:
 - Durabilidad y robustez (9).
 - Capacidad para soportar ciclos prolongados (9).
- Relación moderada con:
 - Precisión en la simulación de condiciones operativas (6).
 - Utilizar elementos estandarizados (6).
- Relación débil con:
 - Facilidad de integración de sensores de monitoreo (3).
 - Precisión en la simulación de cargas (3).
 - Medición del desgaste (3).
 - Económico la experimentación (3).

Análisis: El material de alta resistencia tiene un valor de 13.1% debido a su fuerte relación con la capacidad para soportar ciclos prolongados. Es crucial para la durabilidad del sistema y contribuye al uso de elementos estandarizados.

2. Montaje modular (17.5% de importancia relativa)

- Relación fuerte con:
 - Precisión en la simulación de condiciones operativas (9).
 - Montaje y desmontaje fácil y reproducible (9).
 - Utilizar elementos estandarizados (9).
 - Económico la experimentación (9).
- Relación moderada con:
 - Durabilidad y robustez (3).
 - Capacidad para soportar ciclos prolongados (6).
 - Facilidad de integración de sensores de monitoreo (6).
 - Precisión en la simulación de cargas (6).
 - Medición del desgaste (6).

Análisis: El montaje modular con un 17.5% de importancia relativa. Su fuerte relación con los requisitos prioritarios (económico, elementos estandarizados) y su contribución moderada a soportar ciclos prolongados justifican esta alta importancia.

3. Mecanismo de carga (13.3% de importancia relativa)

- Relación fuerte con:
 - Precisión en la simulación de condiciones operativas (9).
 - Precisión en la simulación de cargas (9).
- Relación moderada con:
 - Capacidad para soportar ciclos prolongados (6).
 - Utilizar elementos estandarizados (6).
 - Económico la experimentación (6).
- Relación débil con:
 - Durabilidad y robustez (3).
 - Facilidad de integración de sensores de monitoreo (3).
 - Montaje y desmontaje fácil y reproducible (3).
 - Medición del desgaste (3).

Análisis: El mecanismo de carga con una importancia relativa del 13.3%. Su relevancia en la precisión de las simulaciones de cargas y su contribución moderada a soportar ciclos prolongados lo mantienen como un componente clave.

4. Sistema de lubricación eficiente (14.3% de importancia relativa)

- Relación fuerte con:
 - Capacidad para soportar ciclos prolongados (9).
- Relación moderada con:
 - Precisión en la simulación de condiciones operativas (6).
 - Montaje y desmontaje fácil y reproducible (6).
 - Medición del desgaste (6).
 - Económico la experimentación (6).
 - Utilizar elementos estandarizados (6).

- Relación débil con:
 - Durabilidad y robustez (3).
 - Facilidad de integración de sensores de monitoreo (3).
 - Precisión en la simulación de cargas (3).

Análisis: El sistema de lubricación eficiente ha alcanzado un 14.3% de importancia relativa. Su fuerte relación con la capacidad para soportar ciclos prolongados.

5. Sistema de transmisión robusto (15.2% de importancia relativa)

- Relación fuerte con:
 - Durabilidad y robustez (9).
 - Capacidad para soportar ciclos prolongados (9).
- Relación moderada con:
 - Precisión en la simulación de condiciones operativas (6).
 - Precisión en la simulación de cargas (6).
 - Medición del desgaste (6).
 - Utilizar elementos estandarizados (6).
- Relación débil con:
 - Facilidad de integración de sensores de monitoreo (3).
 - Montaje y desmontaje fácil y reproducible (3).
 - Económico la experimentación (3).

Análisis: El sistema de transmisión robusto con su importancia relativa al 15.2%. Por su fuerte relación con la durabilidad y la capacidad para soportar ciclos prolongados.

6. Enfriamiento eficiente (11.7% de importancia relativa)

- Relación fuerte con:
 - Capacidad para soportar ciclos prolongados (9).
- Relación moderada con:
 - Durabilidad y robustez (6).
 - Utilizar elementos estandarizados (6).
- Relación débil con:

- Precisión en la simulación de condiciones operativas (3).
- Facilidad de integración de sensores de monitoreo (3).
- Montaje y desmontaje fácil y reproducible (3).
- Precisión en la simulación de cargas (3).
- Medición del desgaste (3).
- Económico la experimentación (3).

Análisis: El enfriamiento eficiente su importancia relativa al 11.7%. Aunque sigue siendo la característica de menor importancia, su fuerte relación con la capacidad para soportar ciclos prolongados.

7. Puntos de montaje para sensores (15.2% de importancia relativa)

■ Relación fuerte con:

- Facilidad de integración de sensores de monitoreo (9).
- Precisión en la simulación de condiciones operativas (9).
- Medición del desgaste (9).

■ Relación moderada con:

- Montaje y desmontaje fácil y reproducible (6).
- Precisión en la simulación de cargas (6).
- Económico la experimentación (6).
- Utilizar elementos estandarizados (6).

■ Relación débil con:

- Durabilidad y robustez (3).
- Capacidad para soportar ciclos prolongados (3).

Análisis: Los puntos de montaje para sensores con su importancia relativa del 15.2%. Su fuerte relación con la medición del desgaste y su contribución a la precisión en la simulación justifican esta importancia, a pesar de su relación débil con la capacidad para soportar ciclos prolongados.

El análisis prioriza tres aspectos clave: montaje modular, sistema de transmisión robusto y puntos de montaje para sensores. Estas características técnicas son críticas para satisfacer las necesidades del cliente, con énfasis en la capacidad de soportar ciclos prolongados.

Después de identificar los requerimientos más importantes utilizando el análisis QFD, al ingresar estos parámetros relevantes en la matriz de TRIZ, se obtienen valores que sugieren soluciones inventivas para el diseño de la máquina. De esta manera se puede realizar el análisis TRIZ y poder seleccionar la mejor opción.

6.1.3.2. Matriz TRIZ

La Teoría de Resolución de Problemas Inventivos o TRIZ (por sus siglas en ruso *Teoriya Resheniya Izobretatelskikh Zadach*) es una metodología empleada para encontrar soluciones sistemáticas a problemas de diseño. En este caso, aplicaremos TRIZ para diseñar una caja de engranajes rectos con sistema de carga de duración prolongada para la implementación en un banco de pruebas para realizar pruebas RUL.

Pasos de TRIZ:

1. Identificación de los parámetros relevantes.
2. Uso de la matriz de contradicciones.
3. Aplicación de los principios inventivos.
4. Evaluación de las soluciones.
5. Justificación de los parámetros.
6. Selección de la mejor solución.

Análisis TRIZ para una caja de engranajes rectos de una etapa:

Paso 1: Basándonos en el QFD, los parámetros más relevantes son:

- Parámetro que mejorar: Durabilidad (#15 en la matriz TRIZ).
- Parámetro que empeora: Complejidad del dispositivo (#36 en la matriz TRIZ).

Paso 2: Según la matriz de contradicciones TRIZ, las soluciones sugeridas son:

- Principio 1: Segmentación.
- Principio 13: Inversión.

- Principio 35: Transformación de propiedades.
- Principio 19: Acción periódica.

Paso 3: Propuestas de diseño:

- a) Caja de engranajes modular: Dividir la caja en secciones intercambiables para facilitar el mantenimiento y la sustitución de componentes (Principio 1).
- b) Diseño de engranajes con perfil invertido: Utilizar un perfil de diente invertido para mejorar la distribución de cargas y reducir el desgaste (Principio 13).
- c) Caja de engranajes con materiales compuestos: Incorporar materiales compuestos avanzados en componentes clave para mejorar la durabilidad sin aumentar significativamente el peso (Principio 35).

Paso 4: Tablas de discriminación.

Tabla 11. Caja de engranajes rectos de una etapa.

Criterio	Peso	Modular	Perfil invertido	Materiales compuestos
Durabilidad	0.3	8	9	9
Facilidad de mantenimiento	0.2	9	7	6
Costo	0.2	7	6	5
Complejidad de fabricación	0.2	7	6	5
Adaptabilidad	0.1	9	7	8
Total ponderado	1	7,9	7,2	6,7

Paso 5: Justificación de los parámetros.

1. Durabilidad (Peso: 0.3).

- **Justificación:** La durabilidad es crucial para pruebas RUL de larga duración (90-200 horas). Se le asigna el mayor peso debido a su impacto directo en la fiabilidad de las pruebas y la calidad de los resultados.
- **Relación con QFD:** Corresponde directamente al requisito “Durabilidad y robustez” y “Capacidad para soportar ciclos prolongados” de la matriz QFD.

2. Facilidad de mantenimiento (Peso: 0.2).

- **Justificación:** Un mantenimiento sencillo es importante para minimizar tiempos de inactividad y asegurar la continuidad de las pruebas de larga duración.
- **Relación con QFD:** Se alinea con el requisito “Mantenimiento sencillo y accesible” de la matriz QFD.

3. Costo (Peso: 0.2).

- **Justificación:** Aunque no aparece explícitamente en la matriz QFD, el costo es un factor importante en cualquier proyecto de ingeniería. Se le da un peso significativo para equilibrar el rendimiento con la viabilidad económica.

4. Complejidad de fabricación (Peso: 0.2).

- **Justificación:** La complejidad afecta tanto al costo como a la facilidad de replicación y mantenimiento del sistema. Una menor complejidad generalmente resulta en mayor fiabilidad.
- **Relación con QFD:** Se relaciona indirectamente con “Mantenimiento sencillo y accesible” y “Durabilidad y robustez”.

5. Adaptabilidad (Peso: 0.1).

- **Justificación:** La capacidad de adaptar el sistema para diferentes configuraciones de prueba es valiosa, aunque no es tan crítica como los otros factores para las pruebas RUL específicas.
- **Relación con QFD:** Se vincula con “Precisión en la simulación de condiciones operativas” y “Facilidad de integración de sensores de monitoreo”.

Paso 6: Selección de la mejor opción.

El diseño modular de la caja de engranajes se presenta como la solución más adecuada para el banco de pruebas RUL, ofreciendo la mejor combinación de durabilidad, practicidad y flexibilidad necesarias para pruebas de larga duración, mientras mantiene un control razonable sobre los costos y la complejidad de fabricación.

Análisis TRIZ para un sistema de carga de larga duración:

Paso 1: Parámetros relevantes.

- Parámetro que mejorar: Fiabilidad (#27 en la matriz TRIZ).
- Parámetro que empeora: Complejidad del control (#37 en la matriz TRIZ).

Paso 2: Soluciones sugeridas según la matriz TRIZ.

- Principio 3: Calidad local.
- Principio 11: Amortiguación previa.
- Principio 21: Paso rápido.
- Principio 36: Transición de fase.

Paso 3: Propuestas de diseño.

1. Sistema de carga hidráulico con acumuladores: Implementar acumuladores hidráulicos para mantener una carga constante y amortiguar fluctuaciones (Principios 3 y 11).
2. Sistema de carga electromagnético con control de pulsos: Utilizar un sistema electromagnético con control de pulsos para aplicar cargas precisas y rápidas (Principios 21 y 36).
3. Sistema de carga mecánico con resortes y amortiguadores: Combinar resortes y amortiguadores para proporcionar una carga constante y absorber vibraciones (Principios 3 y 11).
4. Sistema de carga neumático con reguladores de presión: Utilizar un sistema neumático con reguladores de presión precisos y válvulas de control para aplicar cargas constantes y ajustables (Principios 3 y 11).

Paso 4: Tablas de discriminación.

Criterio	Peso	Hidráulico	Electromagnético	Mecánico	Neumático
Fiabilidad	0.25	9	8	7	9
Capacidad de carga	0.20	9	7	8	8
Precisión de carga	0.20	8	9	7	9
Durabilidad	0.15	9	7	8	8
Eficiencia energética	0.10	7	7	9	7
Facilidad de mantenimiento	0.10	8	8	9	9
Total ponderado	1	8,55	7,75	7,75	8,55

Paso 5: Justificación de parámetros.

1. Fiabilidad (0.25):

- Hidráulico (9): Alta fiabilidad probada en aplicaciones industriales de alta exigencia. Menos susceptible a fallos súbitos.
- Neumático (9): Sistemas modernos, altamente confiables, menos sensibles a contaminación y sin riesgo de fugas de fluidos.
- Electromagnético (8): Buena fiabilidad, pero puede ser afectado por interferencias electromagnéticas o fallos eléctricos.
- Mecánico (7): Fiable en diseños simples, pero puede ser menos consistente en aplicaciones complejas de larga duración.

2. Capacidad de carga (0.20):

- Hidráulico (9): Excelente manejo de cargas muy altas, ideal para pruebas de engranajes de alta potencia.
- Neumático (8): Buena capacidad con sistemas de alta presión, aunque generalmente inferior a los hidráulicos.
- Electromagnético (7): Capacidad de carga moderada, limitada por el tamaño y potencia de los componentes eléctricos.
- Mecánico (8): Buena capacidad de carga, especialmente en sistemas de resortes y palancas bien diseñados.

3. Precisión de carga (0.20):

- Hidráulico (8): Alta precisión con servo-válvulas y control digital moderno.

- Neumático (9): Precisión excepcional con servo-válvulas neumáticas y controladores digitales avanzados.
- Electromagnético (9): Excelente precisión y control fino de la carga, especialmente en rangos de carga bajos a medios.
- Mecánico (7): Precisión moderada, puede verse afectada por desgaste y variaciones térmicas a largo plazo.

4. Durabilidad (0.15):

- Hidráulico (9): Muy duradero en entornos industriales, con componentes robustos y resistentes al desgaste.
- Neumático (8): Componentes resistentes al desgaste, sin problemas de envejecimiento de fluidos.
- Electromagnético (7): Durabilidad moderada, puede sufrir desgaste en componentes eléctricos y generación de calor.
- Mecánico (8): Buena durabilidad en diseños simples, pero puede requerir reemplazo de componentes en uso prolongado.

5. Eficiencia energética (0.10):

- Hidráulico (7): Eficiente con tecnologías modernas como bombas de desplazamiento variable.
- Neumático (7): Mejoras en compresores y sistemas de recuperación de energía han aumentado la eficiencia.
- Electromagnético (7): Eficiencia moderada, puede tener pérdidas por generación de calor en aplicaciones de alta carga.
- Mecánico (9): Generalmente muy eficiente energéticamente, especialmente en sistemas de resortes bien diseñados.

6. Facilidad de mantenimiento (0.10):

- Hidráulico (8): Requiere mantenimiento regular (cambio de aceite, filtros), pero componentes generalmente accesibles.
- Neumático (9): Menor mantenimiento, sin problemas de fugas de aceite, más limpio y fácil de mantener.

- Electromagnético (8): Mantenimiento relativamente sencillo, principalmente enfocado en componentes eléctricos y electrónicos.
- Mecánico (9): Mantenimiento sencillo en diseños básicos, principalmente lubricación y revisión de desgaste.

Paso 6: Selección de la mejor opción.

El sistema hidráulico y neumático emergen como opciones óptimas para el sistema de carga en el banco de pruebas RUL, con un puntaje total de 8.55. Ambos ofrecen un equilibrio excelente entre rendimiento, durabilidad y capacidad de manejo de cargas, cruciales para las pruebas de engranajes a largo plazo. La elección final entre estos dos sistemas dependerá de un análisis más profundo basándonos en capacidad de carga con base a cálculo.

6.2. Proponer el diseño de un banco de pruebas para determinación experimental de vida útil remanente en transmisiones de engranajes rectos aplicando la metodología TRIZ.

6.2.1. Generación de conceptos.

Caja de engranajes.

La elección de los engranajes para el sistema modular de la caja de engranajes rectos se basó en un análisis cuidadoso de las opciones disponibles y los requisitos del proyecto. Siguiendo los principios de modularidad y estandarización sugeridos por la matriz TRIZ, se buscaron elementos transmisores de potencia que fueran estándares y económicos.

Se consideraron tres opciones principales: cajas de cambio de automóvil, cajas de cambio de motocicleta y engranajes de reductores. Tras una evaluación exhaustiva, los engranajes de motocicleta emergieron como la opción óptima por varias razones clave:

1. **Geometría adecuada:** Los engranajes de motocicleta son completamente rectos, lo cual se alinea perfectamente con los requisitos del diseño de una caja de engranajes rectos.
2. **Características operativas:** Estos engranajes están diseñados para manejar torques relativamente bajos, lo que los hace ideales para el propósito de este proyecto.
3. **Dimensiones y peso:** Los engranajes de motocicleta son notablemente compactos y ligeros, facilitando la manipulación y el diseño del sistema modular.

4. **Economía:** Representan una opción más asequible en comparación con otras alternativas, lo que es crucial para mantener los costos del proyecto bajo control.
5. **Disponibilidad:** Son fácilmente accesibles en el mercado local, lo que asegura un suministro constante para futuros experimentos o reemplazos.

Además, la elección de engranajes de motocicleta, como se observa en la Figura 21, garantiza la reproducibilidad de los experimentos, un factor crucial en la investigación científica. La estandarización de estos componentes permite que otros investigadores puedan replicar el diseño y los experimentos con mayor facilidad, aumentando la validez y la confiabilidad de los resultados obtenidos.

Figura 21. *Trenes de engranajes de motocicletas.*

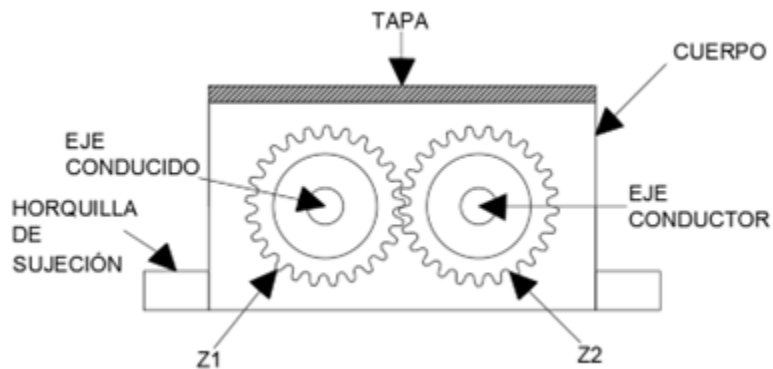


Nota: Transmicion de engranajes rectos de motocicletas.

Por este motivo, el boceto de la caja de engranaje se reduce a una simple propuesta de un sistema que cubra las necesidades del cliente y sea de fácil montaje.

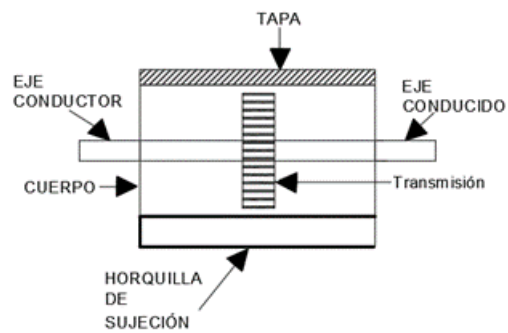
Como se puede observar en la Figura 22 y 23, un diseño simple de una caja de engranajes con una tapa transparente permite observar el desgaste de manera visual.

Figura 22. *Boceto de caja de engranajes.*



Nota: Boceto frontal de la caja de engranajes.

Figura 23. *Boceto de caja de engranajes.*



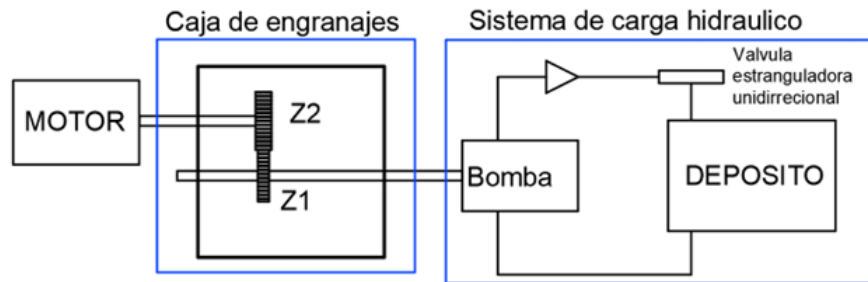
Nota: Boceto lateral de la caja de engranajes.

Sistema de Carga.

En el caso del sistema de carga se obtiene dos soluciones viables para un sistema de carga para ensayos RUL. Se realiza un boceto de cada una de las propuestas de solución arrojadas por las herramientas de diseño.

Boceto A.

Figura 24. *Boceto de carga hidráulico.*

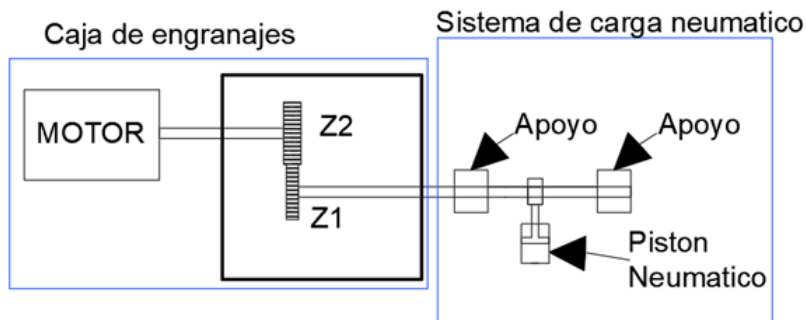


Nota: Boceto de banco de pruebas con implementacion de sistema de carga hidraulico.

Como se observa en la Figura 24, la propuesta es un sistema de carga mediante una bomba y una válvula estranguladora unidireccional, la cual estrangula el fluido de trabajo ejerciendo una carga en el impulsor de la bomba, que está conectado al eje conducido de la transmisión simulando un trabajo.

Boceto B.

Figura 25. *Boceto de carga neumático.*



Nota: Boceto de banco de pruebas con implementacion de sistema de carga neumático.

Como se observa en la Figura 25, el sistema de carga neumático propuesto consta de un pistón neumático que se encuentra entre dos apoyos de la salida del eje conducido. Este pistón ejerce una presión sobre el eje, lo cual se opone al movimiento del eje, ejerciendo así una fuerza de trabajo sobre la transmisión.

Selección de la mejor opción de carga.

Tabla comparativa.

Criterio	Sistema hidráulico	Sistema neumático
Eficiencia energética	70-80 %	85-90 %
Amortiguación natural	Baja	Alta
Precisión de control de carga	$\pm 0.5\%$ del fondo de escala	$\pm 0.1\%$ del fondo de escala
Mantenimiento requerido	Medio	Bajo
Seguridad y limpieza	Media	Alta
Adaptabilidad a temperaturas	Media	Alta
Velocidad de ciclo	0.5 m/s	1 m/s

Análisis de criterios.

- Eficiencia energética: la mayor eficiencia energética del sistema neumático resulta en menores costos operativos para pruebas de larga duración.
- Amortiguación natural: el sistema neumático con su amortiguación natural debido a la compresibilidad del aire puede simular mejor las condiciones dinámicas típicas de los sistemas de transmisión de engranajes rectos en aplicaciones reales.
- Precisión de control de carga: el sistema neumático moderno proporciona el nivel de control necesario para precisión, lo que permite una simulación más exacta de las condiciones de carga.
- Mantenimiento requerido: esto se traduce en menos interrupciones durante las pruebas y menor costo operativo a largo plazo.
- Seguridad y limpieza: la ausencia de riesgo de derrames de fluidos en el sistema neumático es crucial para mantener la integridad de los engranajes y evitar interferencias en las mediciones.
- Adaptabilidad a temperaturas: la mejor adaptabilidad del sistema neumático a diferentes temperaturas es beneficiosa para simular diversas condiciones ambientales.
- Velocidad de ciclo: la capacidad del sistema neumático para realizar ciclos permite la ejecución de pruebas dinámicas y variadas.

Tabla de rendimiento en diferentes temperaturas.

Temperatura	Sistema hidráulico	Sistema neumático
0°C	85 % eficiencia	95 % eficiencia
25°C	100 % eficiencia	100 % eficiencia
50°C	90 % eficiencia	98 % eficiencia

Conclusión.

El análisis comparativo de sistemas de carga concluye que el sistema neumático mediante pistón es superior. Este ofrece mejor simulación de condiciones dinámicas, mayor adaptabilidad, precisión de control, eficiencia energética y facilidad de mantenimiento. Además, proporciona un entorno de pruebas más limpio y seguro, con ciclos de carga más rápidos y fácil integración con sistemas de monitoreo avanzados.

6.2.2. Modelado CAD.

6.2.2.1. Cálculos.

En esta sección se presentan los cálculos detallados para el diseño del sistema de transmisión por engranajes y el sistema de carga neumático. Estos cálculos son fundamentales para asegurar el correcto funcionamiento del banco de pruebas, garantizando la integridad estructural de los componentes y la precisión en la aplicación de cargas durante los experimentos de vida útil remanente.

Los cálculos se dividen en estas partes principales:

1. Datos iniciales.
2. Diseño del sistema de engranajes.
3. Diseño del sistema de carga neumático.
4. Análisis del sistema de carga.
5. Efectos del frenado.
6. Análisis de esfuerzo combinado.
7. Selección de chumaceras y rodamientos.

Cada sección incluye los datos iniciales, las ecuaciones utilizadas, y los resultados obtenidos, proporcionando una justificación completa para las decisiones de diseño tomadas.

1. Datos iniciales

- Potencia de entrada: $P = 2 \text{ HP} = 1491.4$
- Velocidad de entrada: $n_1 = 800rpm$
- Engranaje conductor: $z_1 = 36$ dientes
- Engranaje conducido: $z_2 = 14$ dientes
- Módulo: $m = 2.5$
- Material de los ejes: Acero SAE 1018

2. Diseño del sistema de engranajes

Cálculo de diámetros primitivos

Los diámetros primitivos se calculan como Shingley [66]:

$$d = m \cdot z \quad (1)$$

Cálculos:

$$d_1 = 2.5 \cdot 36 = 90mm \quad (2)$$

$$d_2 = 2.5 \cdot 14 = 35mm \quad (3)$$

Relación de transmisión

La relación de transmisión se define como Norton [67]:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{36}{14} = 2.5714 \quad (4)$$

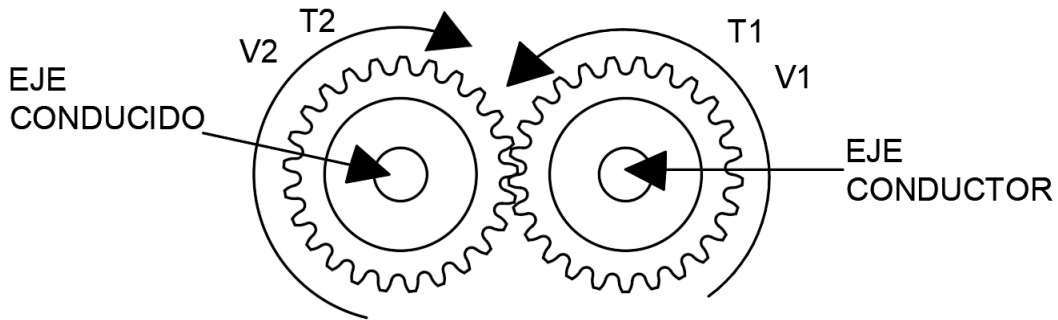
Velocidad de salida

La velocidad de salida se calcula como Norton [67]:

$$n_2 = n_1 \cdot i = 800 \cdot 2.5714 = 2057.12rpm \quad (5)$$

Torques de entrada y salida

Figura 26. *Torques de entrada y salida.*



Nota: Esquema de torques y velocidad de entrada y salida.

Torque de entrada.

El torque de entrada se calcula usando la fórmula Shigley [66]:

$$T_1 = \frac{P \cdot 60}{2\pi \cdot n_1} = \frac{1491.4 \cdot 60}{2\pi \cdot 800} = 17.81Nm \quad (6)$$

Torque de salida.

El torque de salida se calcula como Norton [67]:

$$T_2 = \frac{T_1}{i} = \frac{17.81}{2.5714} = 6.93Nm \quad (7)$$

Fuerzas en los engranajes

Las fuerzas tangenciales y radiales en los engranajes se calculan como Shingley [66]:

$$W_t = \frac{2T}{d} \quad (8)$$

$$W_r = W_t \tan(\phi) \quad (9)$$

donde ϕ es el ángulo de presión.

Cálculos:

$$W_{t1} = \frac{2 \cdot 17.81}{0.090} = 395.78N \quad (10)$$

$$W_{r1} = 395.78 \tan(20) = 144.09N \quad (11)$$

$$W_{t2} = \frac{2 \cdot 6.93}{0.035} = 396.00N \quad (12)$$

$$W_{r2} = 396.00 \tan(20) = 144.17N \quad (13)$$

Momento flector máximo

Una distancia de 50mm entre el engranaje y el rodamiento con Mott [68]:

$$M = W_r \cdot l \quad (14)$$

Cálculos:

$$M_1 = 144.09 \cdot 0.05 = 7.2045Nm \quad (15)$$

$$M_2 = 144.17 \cdot 0.05 = 7.2085Nm \quad (16)$$

Cálculo del diámetro de los ejes

Se utiliza la ecuación de Mott para ejes sometidos a flexión y torsión combinadas, considerando fatiga[68]:

$$d = \left\{ \frac{16N}{\pi} \left[\frac{1}{S_e} \sqrt{M^2 + T^2} + \frac{1}{S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (17)$$

Donde:

- $N = 2.5$ (factor de seguridad)

- $S_e = 103.06 \text{ Mpa}$ (límite de resistencia a la fatiga corregido)
- $S_y = 370 \text{ MPa}$ (resistencia a la fluencia del SAE 1018)

Cálculos para los diámetros:

$$d_1 = 19.58 \approx 20 \text{ mm} \quad (18)$$

$$d_2 = 15.46 \approx 16 \text{ mm} \quad (19)$$

3. Diseño del sistema de carga neumático.

Cálculo de la Fuerza de Carga

Para una prueba de vida útil remanente (RUL), se aplica una carga del 150% de la nominal:

$$F_{carga} = 1.5 \cdot W_{t2} = 1.5 \cdot 396.00 = 594.00 \text{ N} \quad (20)$$

Selección del diámetro del pistón

El área requerida del pistón se calcula como Parr [69]:

$$A = \frac{F_{carga}}{P} \quad (21)$$

Asumiendo una presión de trabajo inicial de 6 bar = 600000Pa:

$$A = \frac{594.00}{600000} = 0.00099 \text{ m}^2 \quad (22)$$

El diámetro del pistón requerido se calcula como:

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.00099}{\pi}} = 0.0355 = 35.5 \text{ mm} \quad (23)$$

Redondeamos al tamaño estándar superior más cercano, que es 40 mm.

Cálculo de la presión requerida

Con el diámetro de 40 mm seleccionado, recalculamos la presión requerida:

$$P = \frac{F_{carga}}{A} = \frac{F_{carga}}{\pi(d/2)^2} = \frac{594.00}{\pi \cdot (0.020)^2} = 472477 \approx 4.72 \text{ bar}$$

(24)

Selección del pistón neumático

Basado en los cálculos anteriores, se selecciona el siguiente pistón neumático:

Modelo: Festo DDPC-Q-40-80-PA

Especificaciones:

- Diámetro del émbolo: 40 mm.
- Carrera: 80 mm.
- Control de posición, fuerza y velocidad integrado.
- Compensación activa de la carga.
- Precisión de posicionamiento: ± 0.2 mm.
- Rango de presión de trabajo: 2 - 8 bar.
- Fuerza teórica a 4.72 bar: 592.58 N.

Verificación de la fuerza real a 4.72 bar:

$$F = P \cdot A = 4.72 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot (0.020)^2 = 592.58 N \quad (25)$$

Esta fuerza es muy cercana al requerimiento de 594.00 N, con una diferencia de solo 0.24 %, lo cual es aceptable para nuestras pruebas.

4. Análisis del sistema de carga y efectos de frenado

$$\text{Diámetro del eje} = d = 20\text{mm} = 0.02\text{m}$$

$$\text{Longitud del eje} = L = 389\text{mm} = 0.389\text{m}$$

$$\text{Material} = \text{Acero SAE 1018}$$

$$\text{Densidad} = \rho \approx 7870\text{kg/m}^3$$

$$\text{Velocidad angular} = \omega = 2057.12\text{rpm} = 215.46\text{rad/s}$$

$$\text{Torque en el engranaje} = \tau = 6.93\text{Nm}$$

$$\text{Carga neumática} = F = 592.58\text{N}$$

Masa y momento de inercia del eje

Volumen del eje

$$\begin{aligned} V &= \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 L \\ &= \pi \left(\frac{0.02\text{m}}{2} \right)^2 \cdot 0.389\text{m} \\ &= 1.22 \times 10^{-4} \text{m}^3 \end{aligned}$$

Masa del eje

$$m = \rho V = 7870\text{kg/m}^3 \cdot 1.22 \times 10^{-4} \text{m}^3 = 0.96\text{kg}$$

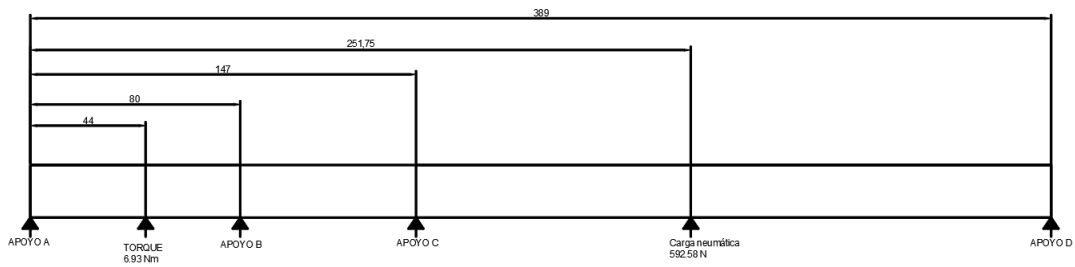
Momento de inercia del eje

Para un cilindro sólido:

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{1}{2}m\left(\frac{d}{2}\right)^2 \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 0.96 \text{ kg} \cdot \left(\frac{0.02 \text{ m}}{2}\right)^2 \\
 &= 4.8 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

Análisis de fuerzas y momentos

Figura 27. *Análisis de momentos y cargas.*



Nota: Diagrama de los momentos y cargas que actúa en el eje conductor.

Distancias desde el apoyo A:

Torque: 44 mm

Apoyo B: 80 mm

Apoyo C: 147 mm

Carga neumática: 251.75 mm

Apoyo D: 389 mm

Ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_y = R_A + R_B + R_C + R_D - F = 0 \quad (26)$$

$$\sum M_A = -6.93 + 0.08R_B + 0.147R_C + 0.25175F + 0.389R_D = 0 \quad (27)$$

Asumiendo una distribución simétrica: $R_B = R_C$

Reacciones en los apoyos

$$R_A \approx 196.86N \quad (28)$$

$$R_B = R_C \approx 165.86N \quad (29)$$

$$R_D \approx 82.93N \quad (30)$$

Momento de frenado total

Momento de frenado total

$$M_f = F \cdot 0.25175 - R_A \cdot 0 - R_B \cdot 0.08 - R_C \cdot 0.147 - R_D \cdot 0.389 \approx 86.43N.m \quad (31)$$

Momento flector máximo

El momento flector máximo ocurre en el punto de aplicación de la carga neumática:

$$M_{max} = 6.93 - 165.86 \cdot (0.25175 - 0.08) - 165.86 \cdot (0.25175 - 0.147) \quad (32)$$

$$= -22.36N.m \quad (33)$$

Potencia de Frenado

$$P_f = M_f \cdot \omega = 86.43 \cdot 215.46 = 18622.19W \quad (34)$$

Desaceleración Angular

$$\alpha = \frac{M_f}{I} = \frac{86.43}{4.8 \times 10^{-5}} = 1800625 rad/s^2 \quad (35)$$

Flexibilidad del Eje

Deflexión máxima del eje [67]:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{3EI} \quad (36)$$

Donde:

$$F = 592.58N$$

$$L = 0.389m$$

$$E \approx 200GPa \text{ (para acero SAE 1018)}$$

$$y_{max} = \frac{592.58 \cdot 0.389^3}{3 \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot 7.85 \cdot 10^{-9}} \approx 4.86 \times 10^{-4} \text{ m} \quad (37)$$

5. Análisis del Efecto de Frenado

Torque de frenado

$$\tau_{frenado} = F_{carga} \cdot \frac{d}{2} \quad (38)$$

$$= 594.00N \cdot \frac{0.02m}{2} \quad (39)$$

$$= 5.94N.m \quad (40)$$

Potencia disipada

$$\omega = 2057.12 \cdot \frac{2\pi}{60} = 215.44rad/s \quad (41)$$

$$P_{disipada} = \tau_{frenado} \cdot \omega \quad (42)$$

$$= 5.94N.m \cdot 215.44rad/s \quad (43)$$

$$= 1279.71W \quad (44)$$

Porcentaje de potencia disipada

$$\%P_{disipada} = \frac{P_{disipada}}{P_{entrada}} \cdot 100 \quad (45)$$

$$= \frac{1279.71W}{1491.4W} \cdot 100 \quad (46)$$

$$= 85.81\% \quad (47)$$

Torque Efectivo después del frenado

$$\tau_{efectivo} = T_2 - \tau_{frenado} \quad (48)$$

$$= 6.93N.m - 5.94N.m \quad (49)$$

$$= 0.99N.m \quad (50)$$

6. Análisis de Esfuerzo Combinado

Utilizando la ecuación de Mott [68] para el diámetro del eje:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16N}{\pi} \left[\frac{1}{S_e} \sqrt{M^2 + T^2} + \frac{1}{S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2} \right]} \quad (51)$$

Donde:

- $N = 2.5$ (factor de seguridad)
- $S_e = 103.06MPa$ (límite de resistencia a la fatiga corregido)
- $S_y = 370MPa$ (resistencia a la fluencia del SAE 1018)
- $M = 22.36N.m$ (momento flector máximo)
- $T = 6.93N.m$ (torque)

Sustituyendo los valores:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2.5}{\pi} \left[\frac{1}{103.06 \cdot 10^6} \sqrt{22.36^2 + 6.93^2} + \frac{1}{370 \cdot 10^6} \sqrt{22.36^2 + \frac{3}{4} \cdot 6.93^2} \right]} \quad (52)$$

$$= 0.0234m = 23.4mm \quad (53)$$

Redondeando al tamaño estándar superior más cercano:

$$d_{min} \approx 24mm \quad (54)$$

7. Selección de Chumaceras y Rodamientos

Chumaceras

Modelo: SKF SYJ 20 TF

Especificaciones:

- Diámetro interior: 20 mm
- Capacidad de carga dinámica: 19.5 kN
- Capacidad de carga estática: 11.2 kN
- Velocidad límite: 4800 rpm

Cálculo de la Distancia entre Chumaceras

Utilizaremos la ecuación de deflexión máxima para una viga simplemente apoyada con carga central:

$$y_{max} = \frac{FL^3}{48EI} \quad (55)$$

Donde:

- y_{max} = Deflexión máxima permitida (asumimos 0.1mm)
- F = Fuerza radial en el engranaje (144.17N)
- L = Distancia entre chumaceras (a calcular)
- $E = 205GPa$ (Módulo de elasticidad del SAE 1018)
- I = Momento de inercia de la sección circular del eje ($I = \frac{\pi d^4}{64}$)

Para el eje conductor (diámetro de 20):

$$I = \frac{\pi(0.020 \text{ m})^4}{64} = 7.85 \times 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (56)$$

Despejando L de la ecuación de deflexión:

$$L = \sqrt[3]{\frac{48EI y_{max}}{F}} \quad (57)$$

Sustituyendo los valores:

$$L = \sqrt[3]{\frac{48 \cdot 205 \times 10^9 \cdot 7.85 \times 10^{-9} \cdot 0.0001}{144.17}} = 0.249m \quad (58)$$

Por lo tanto, la distancia óptima entre chumaceras es aproximadamente 249 mm.

Verificación de Esfuerzo Máximo

Es importante verificar que el esfuerzo máximo en el eje no exceda el límite de fluencia del material. El esfuerzo máximo ocurre en el punto medio del eje y se calcula como:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (59)$$

Donde:

- $M = \frac{FL}{4}$ (momento flector máximo)
- $c = \frac{d}{2}$ (distancia del eje neutro a la fibra más alejada)

Calculando:

$$M = \frac{144.17 \cdot 0.249}{4} = 8.97Nm \quad (60)$$

$$\sigma_{max} = \frac{8.97 \cdot 0.01}{7.85 \times 10^{-9}} = 11.43MPa \quad (61)$$

Este esfuerzo máximo está muy por debajo del límite de fluencia del SAE 1018.

La distancia calculada de 249mm entre chumaceras para el acero SAE 1018 proporciona:

- Una deflexión máxima de 0.1mm bajo la carga calculada.
- Un esfuerzo máximo muy por debajo del límite de fluencia del material.
- Un buen equilibrio entre rigidez del eje y espacio de montaje.

Rodamientos para la Caja de Engranajes

Modelo: Rodamiento: ISO 15 ABB – 1720

Especificaciones:

- Diámetro interior: 20 mm

- Diámetro exterior: 47 mm
- Ancho: 14 mm
- Capacidad de carga dinámica: 15.9 kN
- Capacidad de carga estática: 7.8 kN
- Velocidad límite: 16000 rpm

Cálculo de la carga equivalente

$$P = X F_r + Y F_a \quad (62)$$

Donde:

- $F_r = 144.17N$ (carga radial máxima del engranaje)
- $F_a = 594.00N$ (carga axial del cilindro neumático)
- $X = 0.56$ y $Y = 1.15$ (factores para rodamientos de bolas de contacto angular, asumiendo un ángulo de contacto de 40°)

$$P = 0.56 \cdot 144.17 + 1.15 \cdot 594.00 = 763.73N \quad (63)$$

Cálculo de la vida nominal básica:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n} \quad (64)$$

Donde:

- $C = 3320N$ (capacidad de carga dinámica)
- $P = 763.73N$ (carga dinámica equivalente)
- $p = 3$ (para rodamientos de bolas)
- $n = 2057.12rpm$ (velocidad máxima)

$$L_{10} = \left(\frac{3320}{763.73} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2057.12} \approx 1034horas \quad (65)$$

Esta vida nominal básica de 1,034 horas es considerablemente menor que la calculada anteriormente, debido a la inclusión de la carga axial del cilindro neumático. Sin embargo, puede ser adecuada para un banco de pruebas dependiendo de la duración prevista de los experimentos.

Rodamiento para aplicación de carga.

Este rodamiento es seleccionado por sus dimensiones, ya que es el adecuado para aplicar carga en mayor área del eje conducido.

Modelo: Rodamiento ISO 6302 NTN

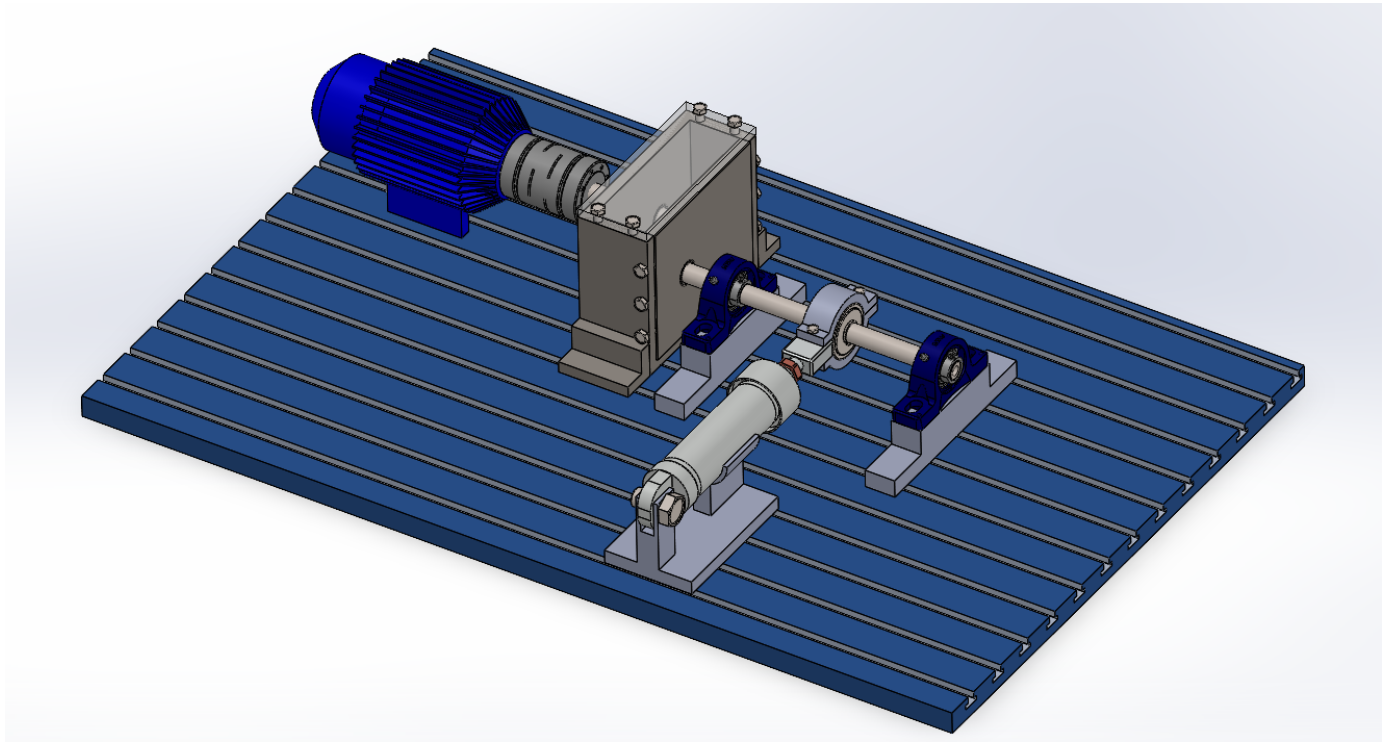
Especificaciones:

- Diámetro interior: 20 mm.
- Diámetro exterior: 52 mm.
- Ancho: 15 mm.
- Capacidad de carga dinámica: 62.4 kN.
- Capacidad de carga estática: 93 kN.
- Velocidad límite: 5600 rpm.

6.2.2.2. Diseño de concepto.

Los cálculos y análisis presentados anteriormente proporcionan la base técnica para el diseño del sistema de engranajes y el mecanismo de carga. Estos resultados han guiado la selección de componentes y han determinado las dimensiones críticas del sistema. Con esta información, se procede a la fase de diseño conceptual, donde se integran todos estos elementos en un modelo tridimensional. En la Figura 28, se muestra la propuesta de diseño de la caja de engranajes modular con un sistema de carga neumático.

Figura 28. *Diseño de concepto.*



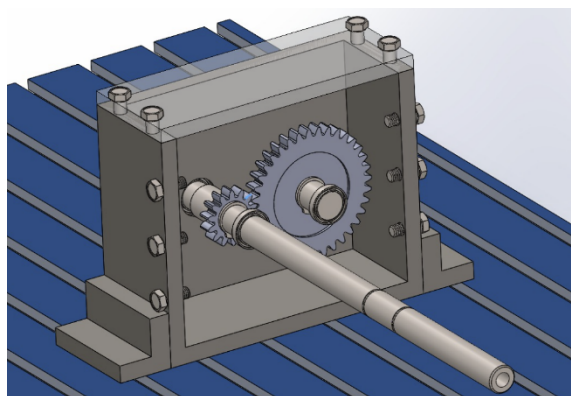
Nota: Banco de pruebas con implementacion de sistema de carga neumatico.

Descripción del sistema.

Caja de engranajes.

El diseño del sistema propuesto se destaca por su estructura modular y resistente, diseñada para facilitar la experimentación y el análisis de mecanismos de engranajes. Está compuesto por un cuerpo de acero sólido con tapas laterales que contienen rodamientos de bolas para soportar los ejes. Los engranajes empleados son piezas estandarizadas; específicamente el primer par utilizado en una caja de cambios convencional de motocicleta, lo que permite una comparación directa con aplicaciones reales. Además, el sistema cuenta con una tapa frontal para acceder y realizar mantenimiento, junto a una cubierta superior transparente que facilita la observación directa durante su funcionamiento. Es importante mencionar que toda la estructura tiene como método de sujeción pernos M8, lo que posibilita un montaje y desmontaje simple.

Figura 29. *Caja de engranajes modular.*

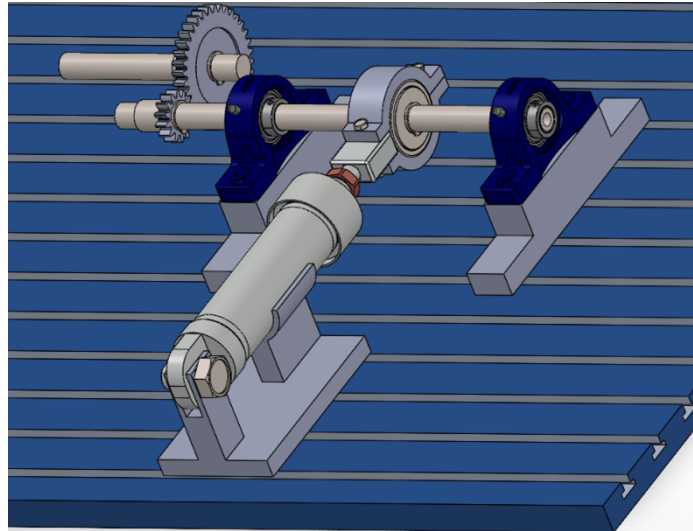


Nota: Caja de engranajes sin la tapa frontal para observar los engranajes.

Sistema de Carga.

El sistema de carga implementado es un mecanismo neumático diseñado para aplicar y mantener cargas constantes durante los ensayos de larga duración. El componente principal es un cilindro neumático equipado con un sistema de compensación activa, que garantiza la estabilidad de la presión. El cilindro se fija a una base robusta mediante un perno, asegurando la alineación y estabilidad durante la operación. El vástago del pistón se conecta a través de un acople roscado a un sistema de bridas de sujeción, las cuales se aseguran mediante pernos y tuercas de precisión. Estas bridas envuelven un rodamiento sobredimensionado, estratégicamente seleccionado para distribuir la carga de manera uniforme y evitar la aplicación directa sobre el eje, minimizando así el desgaste localizado y las concentraciones de esfuerzos. El eje conductor, por su parte, se apoya sobre dos chumaceras con soportes específicamente diseñados para garantizar una distribución uniforme de la carga a lo largo de su longitud. Esta configuración integral asegura una aplicación de carga homogénea.

Figura 30. *Sistema de carga neumático.*

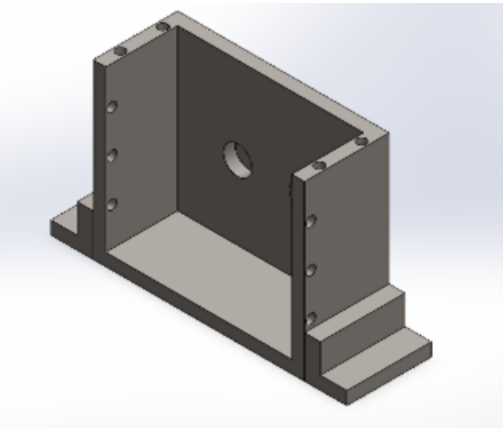
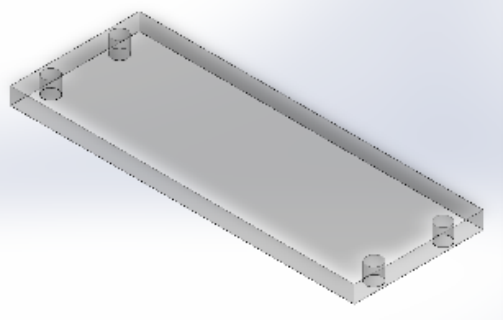
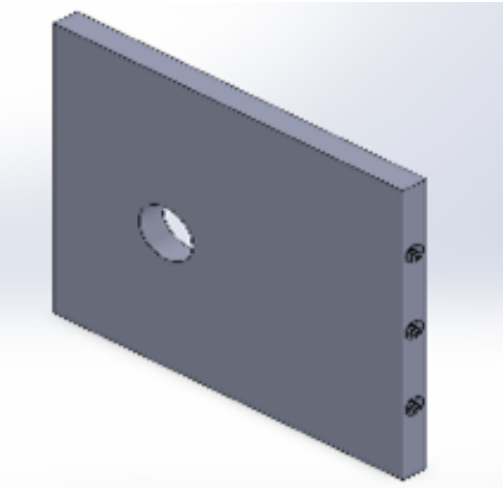


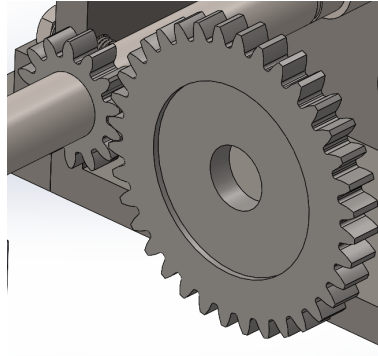
Nota: Sistema de carga con piston neumatico como opositor de movimiento.

6.2.2.3. Diseño de componentes del sistema.

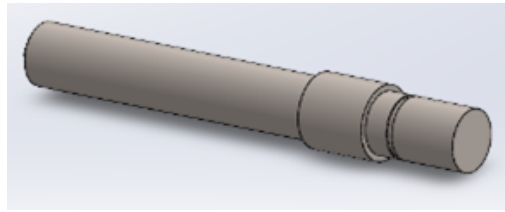
Caja de engranajes modular.

El primer subsistema es la caja de engranajes modular que se compone de las siguientes partes:

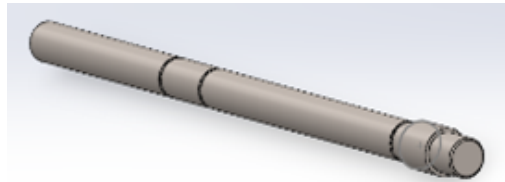
Pieza	Material	Gráfico
Cuerpo Caja	A36, SAE 4140	
Tapa superior	Acrílico de alta resistencia	
Tapa frontal	A36	



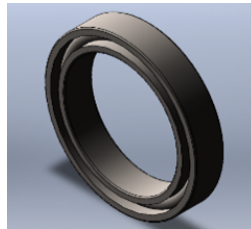
Caja de engranajes Acero 045M15



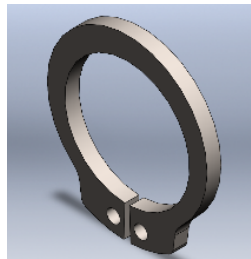
Eje conductor SAE1018



Eje conducido SAE1018



Rodamiento: ISO 15 Normalizado
ABB – 1720



Anillo seeger ASME Normalizado
B27.8M-3DM1-19

Pernos M8

Normalizado



Sistema de carga neumática.

El segundo subsistema es el sistema de carga neumática que se compone de lo siguiente:

Pieza

Material

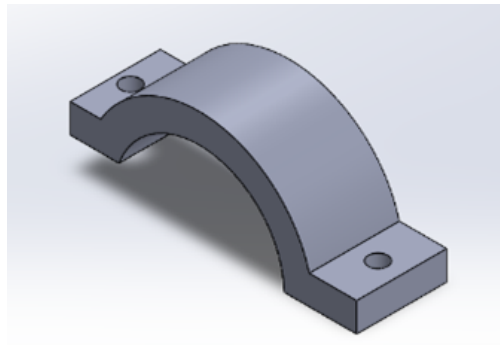
Gráfico

Cilindro neumático Fes-
to DDPC-Q-40-80-PA



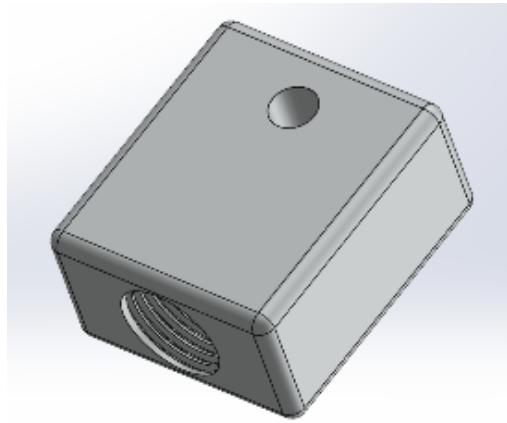
Brida Sujeción

SAE 4140



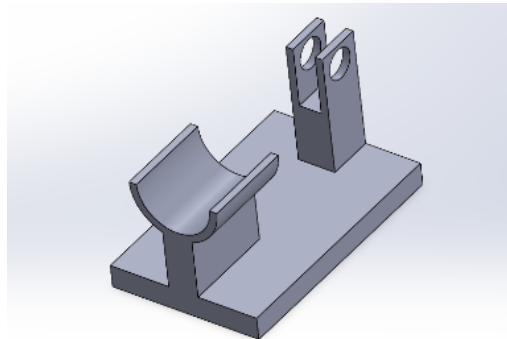
Acople

SAE 4140



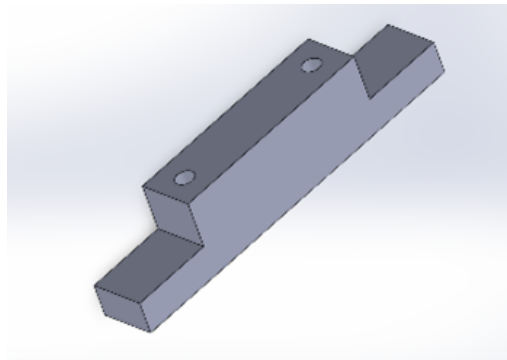
Base del cilindro

A36, SAE4140

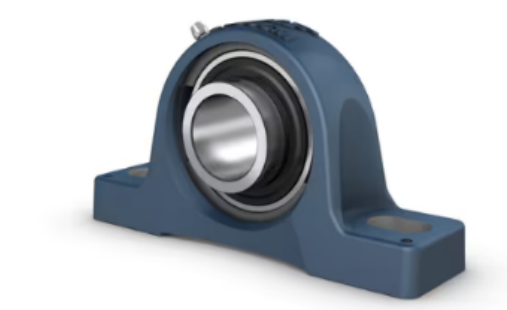


Alzas chumaceras

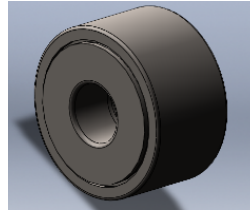
SAE 4140



Chumacera SKF SYJ Estandarizado
20 TF



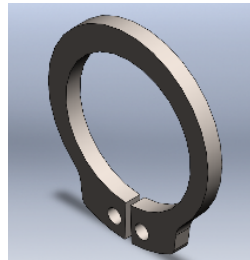
Rodamiento ISO 6302 Estandarizado
NTN



Pernos sujeción Estandarizado



Anillo seeger ASME Normalizado
B27.8M-3DM1-19



6.2.2.4. Planos.

Los planos detallados del sistema, incluyendo el conjunto principal, sus diversos subconjuntos y componentes individuales, se encuentran almacenados y gestionados de manera segura en la base de datos integral del grupo de investigación *GIDTEC*.

6.3. Validar mediante simulaciones computacionales el diseño y operación prevista del banco de pruebas en distintos escenarios y condiciones de funcionamiento.

Esta sección presenta la validación del diseño del banco de pruebas mediante simulaciones computacionales avanzadas. El objetivo es verificar el comportamiento y rendimiento del sistema bajo diferentes escenarios y condiciones de funcionamiento. La validación se divide en dos partes principales:

- **Simulación estática del sistema:** se utiliza análisis de elementos finitos para evaluar los

esfuerzos y deformaciones en los componentes críticos del banco de pruebas, como los ejes y engranajes.

- **Simulación dinámica del sistema:** se emplea el software Adams 2024 para analizar el comportamiento dinámico del sistema, incluyendo el efecto del freno neumático en la transmisión.

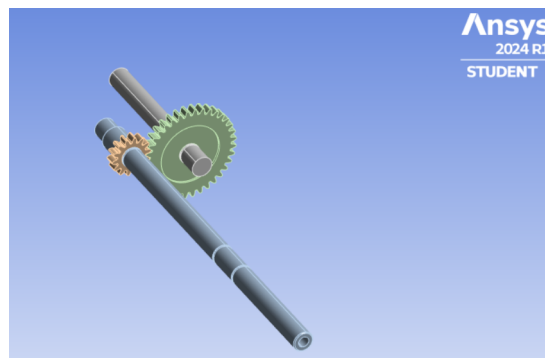
Estas simulaciones proporcionarán información crucial sobre la integridad estructural, la distribución de esfuerzos y el rendimiento dinámico del banco de pruebas, permitiendo validar y optimizar el diseño antes de su construcción física.

6.3.1. Simulación estática del sistema.

Paso 1: Discriminación de geometría.

En este caso, para no utilizar un mallado muy extenso se simuló los elementos más críticos del banco, que son los ejes y la transmisión de engranajes, entonces se separó esto del diseño como se muestra en la Figura 31.

Figura 31. *Geometría crítica.*



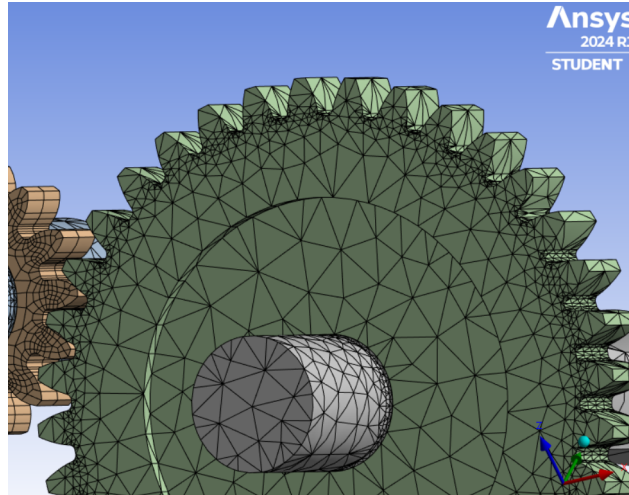
Nota: Geometria de eje conductor y conducido con sus elementos de transmision de potencia.

Paso 2: Mallado.

Se utilizó el máximo mallado que permitido por la versión, en este caso un total de 70591 nodos y 37001 elementos diferenciales con una malla tetrahedrita, además se seleccionó un

mallado más fino en los puntos más críticos para la veracidad de los resultados. En la Figura 32 se observa el mallado a detalle.

Figura 32. *Mallado.*

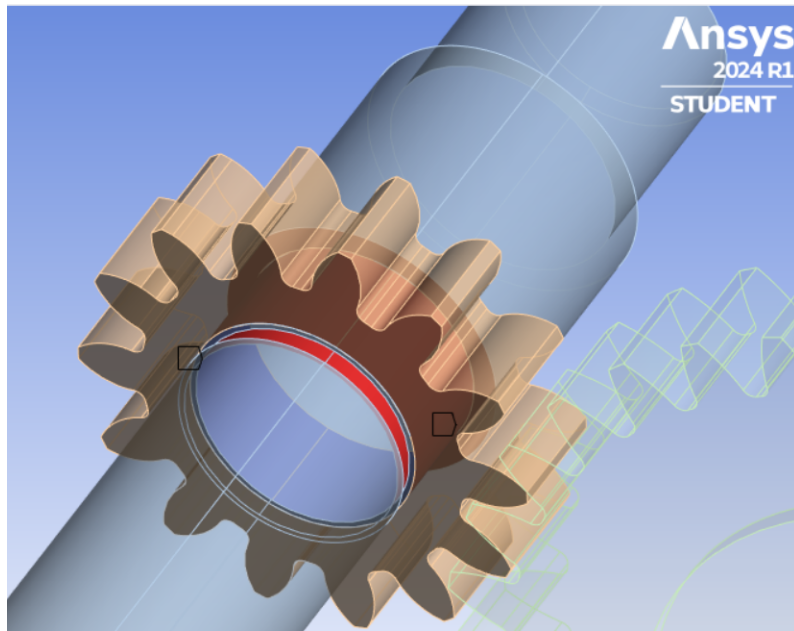


Nota: Mallado de las geometrias.

Paso 3: Contactos.

En este caso se pone todas las superficies que tiene contacto, una restricción y qué tipo de contacto tienen, en este caso los dientes del engranaje con el otro engranaje y los engranajes con el eje para analizar como se comportan. En la Figura 33 se observa estos contactos.

Figura 33. *Superficies de contacto.*

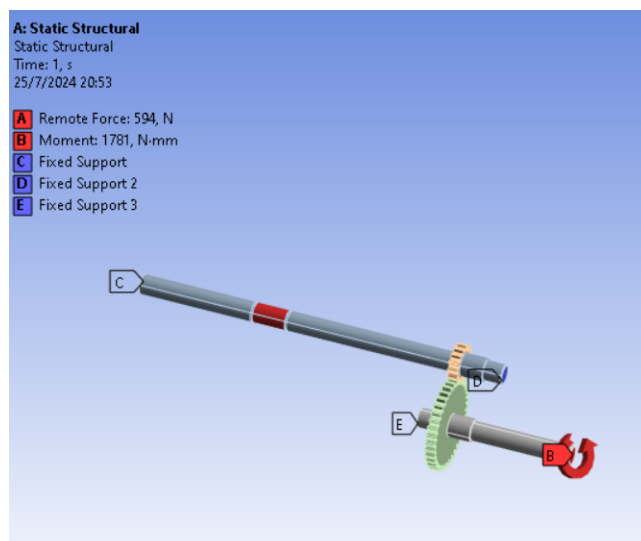


Nota: Restriccion entre engranaje y eje.

Paso 4: Cargas y apoyos.

Se pone el torque del motor con un valor de 17.81 Nm y la carga que aplica el freno neumático de 592,58 N. También se coloca soportes en todas las partes de eje donde se encuentre chumaceras y rodamientos acoplados a la caja.

Figura 34. *Cargas y apoyos.*



Nota: Aplicacion de cargas y sosportes.

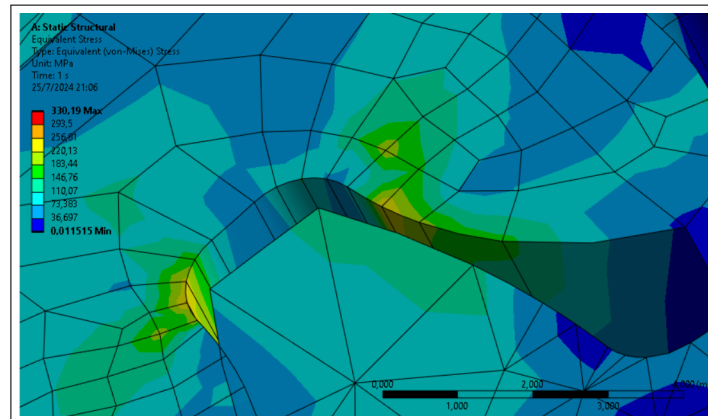
Paso 5: Resultados.

Esfuerzos y deformación.

En la siguiente Figura 35 se puede observar que la mayor concentración de esfuerzos con una magnitud de 330 MPa ocurre en la superficie de los engranajes, lo cual asegura que la pruebas RUL en engranajes rectos.

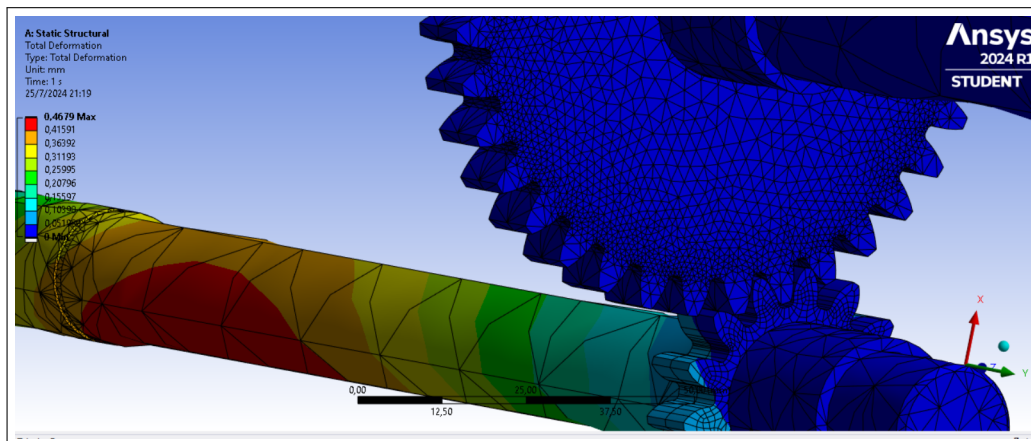
En la siguiente Figura 36 se puede observar que el lugar donde ocurre la mayor deformación es el eje conducido, esto se debe al freno neumático, se calculó y se corroboró en la simulación con una deformación de 0,04 mm.

Figura 35. *Esfuerzo de Von misses.*



Nota: Esfuerzos de Von Misses.

Figura 36. *Deformación total.*



Nota: Deformacion total.

6.3.2. Simulación dinámica del sistema.

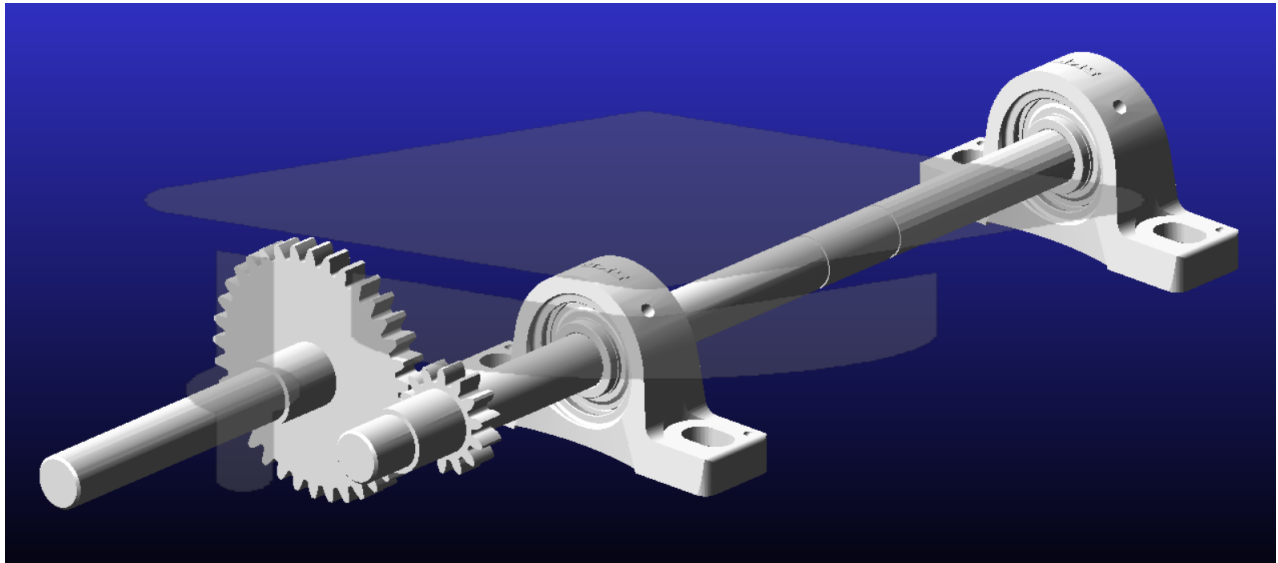
Para un análisis dinámico del sistema nos ayudaremos del software Adams 2024 para hacer el análisis del efecto del freno en el sistema.

Paso 1: Discriminación de geometría.

Como se observa en la Figura 37 se hará una discriminación del sistema para poder aplicar

un procesamiento rápido de los datos, entonces se optó por cargar en el programa los ejes, los engranajes y las chumaceras de apoyo.

Figura 37. *Geometría.*

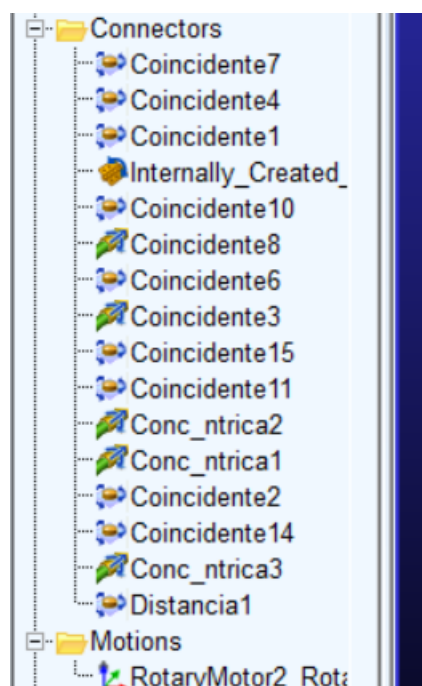


Nota: Geometría cargada en Adams.

Paso 2: Animación del sistema y relaciones de posición.

Todas las relaciones de posiciones se exportaron directamente con las geometrías y la animación se realizó dando un movimiento de motor en el eje conductor con una velocidad de 800 rpm.

Figura 38. *Conexiones y movimiento.*

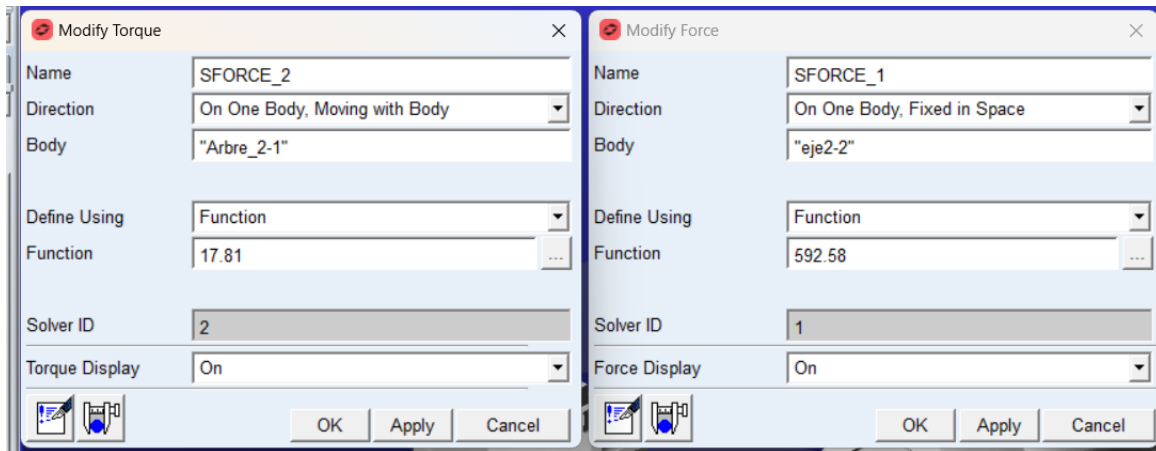


Nota: Conexiones y movimiento.

Paso 3: Aplicación de cargas y torques.

En sistema se posee una carga neumática de 592,58 N y el torque del eje conductor es de 17.81 Nm

Figura 39. Cargas de frenado.



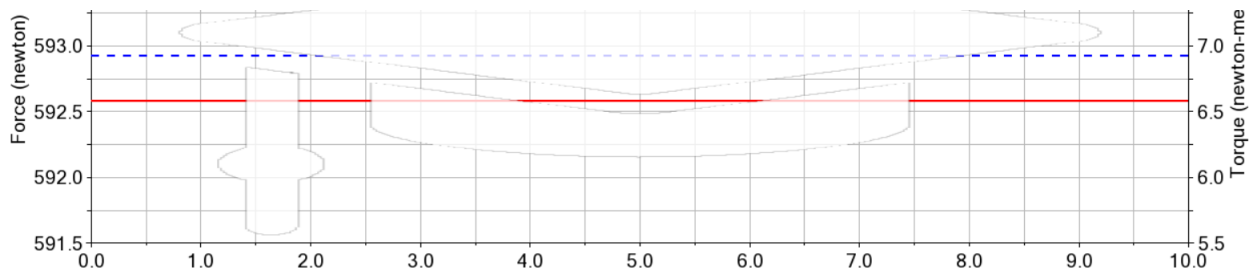
Nota: Cargas de frenado.

Paso 4: Análisis de resultados.

Para observar el efecto del frenado se analizó el torque aplicado al eje conducido y el torque que aplica la carga al mismo eje. Para análisis del efecto del freno también se observó la velocidad angular del eje conducido y del eje conductor.

Como se observa en la Figura 40 se observa que el torque del eje conducido coincide con los cálculos de teóricos, que es de 6.93 Nm, pero el torque aplicado por carga neumática es considerable, afectando con un torque de 6.6 Nm. Haciendo un torque significativo para el frenado.

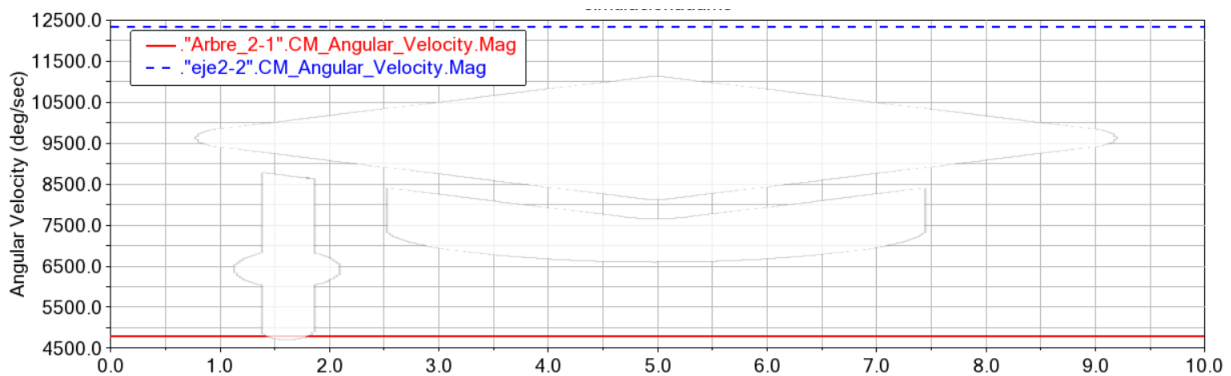
Figura 40. Simulación de torques.



Nota: Torque de pistón VS torque del eje conducido.

Como se observa en la Figura 41 las velocidades angulares tienen una diferencia significativa, lo que hace entender que el eje conducido está sufriendo un efecto de frenado.

Figura 41. *Simulación de velocidades angulares.*



Nota: Velocidad angular del eje conductor VS Velocidad angular del eje conducido.

6.4. Analizar los costos unitarios para la construcción del banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes.

Esta sección presenta un análisis detallado de los costos unitarios asociados con la construcción del banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes. El análisis se divide en dos subsistemas principales:

- Caja de engranajes modular.
- Sistema de carga neumático.

Para cada subsistema, se detallan los costos en dólares estadounidenses (\$USD) de materiales, mano de obra y equipos necesarios para su fabricación y montaje. Este análisis proporciona una visión completa de la inversión requerida, en moneda estadounidense, para la construcción del banco de pruebas, facilitando una evaluación económica estandarizada y comparable del proyecto.

Costos unitarios de la caja de engranajes modular.

PROYECTO: Banco de pruebas de RUL para engranajes rectos					
ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS					
NOMBRE DEL OFERENTE:		David Chacon			
PROYECTO: Banco de pruebas de RUL para engranajes rectos					
ITEM:		1			
DESCRIPCION:		Caja de engranajes			
UNIDAD:		u			
EQUIPO Y HERRAMIENTA					
DESCRIPCION		CANTIDAD A	TARIFA proceso B	RENDIMIENTO proceso/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor		3%MO			0,75
(Taladro, brocas, llaves de boca, dados, etc)					
CNC		1	25,00	5,5	137,50
Soldadura TIG		1	20,00	0,76	15,20
Roscadora		1	1,00	10	10,00
				PARCIAL M	163,45

MATERIALES					
DESCRIPCION		UNIDAD	CANTIDA D A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Plancha de acero de 600mm x 300 mm x 12mm A36		u	1,00	42	42,00
Bloque de acero de 40mm x 40mm x80 mm SAE 4140		u	1,00	7,35	7,35
Plancha de acrílico alta resistencia de 200mm x 75mm x10 mm		u	1,00	8,2	8,20
Plancha de acero de 152mm x 176mm x12 mm A36		u	1,00	10	10,00
Caja de cambios de moto		u	1,00	38	38,00
Eje de SAE 1018, diámetro 1in x 570 mm		u	1,00	8,5	8,50
Rodamiento: ISO 15 ABB – 1720		u	4,00	3,5	14,00
Pernos M8x1.5x20		u	10,00	0,6	6,00
Anillo seeger ASME B27.8M-3DM1-19		u	2,00	1	2,00
					0,00
				PARCIAL N	136,05

TRANSPORTE					
DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte personal	u	1	40,00	1	40,00
				PARCIAL O	40,00
MANO DE OBRA					
DESCRIPCION		CANTIDAD A	S.R.H. B	RENDIMIENTO O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecanico		1	4,14	6	24,84
				PARCIAL P	24,84
TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)					364,34
INDIRECTOS Y UTILIDAD				30,00%	109,30
COSTO TOTAL DEL RUBRO					
VALOR PROPUESTO					473,64

Costos unitarios del sistema de carga.

ANÁLISIS DE PRECIOS UNITARIOS					
NOMBRE DEL OFERENTE: David Chacon					
PROYECTO: Banco de pruebas de RUL para engranajes rectos					
ITEM: 2					
DESCRIPCION: Sistema de carga					
UNIDAD: u					
EQUIPO Y HERRAMIENTA					
DESCRIPCION		CANTIDAD D A	TARIFA HORA B	RENDIMIENTO O HORAS/U C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Herramienta menor (Taladro, brocas, llaves de boca, dados, etc)		3%MO			0,75
Soldadura TIG		1	20,00	0,22	4,40
Roscadora		1	1,00	5	5,00
CNC		1	25,00	6	150,00
				PARCIAL M	160,15

MATERIALES					
DESCRIPCION		UNIDAD	CANTIDA D A	PRECI/U	COSTO TOTAL C=A*B
Cilindro neumatico Festo DDPC-Q-40-80-PA		u	1,00	400	400,00
Bloque de acero de 100mm x 35mm x35 mm SAE4140		u	2,00	14,8	29,60
Bloque de acero de 40mm x 35mm x20 mm SAE 4140		u	1,00	9	9,00
Plancha de acero de 160mm x 100mm x15 mm A36		u	1,00	4,6	4,60
Bloque de acero 80mm x 35 mm x 30mm SAE4140		u	1,00	11,4	11,40
Bloque de acero 60mm x 60 mm x 70mmSAE4140		u	1,00	11	11,00
Bloque de acero 225mm x 50 mm x 35mm SAE4140		u	1,00	29,8	29,80
Chumacera SKF SYJ 20 TF		u	2,00	23	46,00
Pernos M10x1.5x30		u	4,00	0,8	3,20
Pernos M6x1x35		u	2,00	0,6	1,20
Perno M20x2.5x35		u	1,00	2	2,00
Tuerca M20		u	1,00	0,45	0,45
Tuerca M6		u	2,00	0,4	0,80
Rodamiento: ISO 6302 NTN SKF		u	2,00	7	14,00
Anillo seeger ASME B27.8M-3DM1-19		u	2,00	1	2,00
				PARCIAL N	565,05

TRANSPORTE					
DESCRIPCION	UNIDA D	CANTIDA D A	TARIFA/U B	DISTANCIA C	COSTO TOTAL D=A*B*C
Transporte personal	u	1	40,00	1	40,00
				PARCIAL O	40,00

MANO DE OBRA					
DESCRIPCION		CANTIDA D A	S.R.H. B	RENDIMIEN O HORAS/U	COSTO TOTAL D=A*B*C
Ayudante mecanico		1	4,14	6	24,84
				PARCIAL P	24,84

TOTAL COSTOS DIRECTOS X = (M+N+O+P)					790,04
INDIRECTOS Y UTILIDAD				30,00%	237,01
COSTO TOTAL DEL RUBRO					
VALOR PROPUESTO					1027,05

ANÁLISIS DE COSTOS TOTALES					
PROYECTO: Banco de pruebas de RUL para engranajes rectos Fecha:					
Nº	Descripción	Unid.	Cantidad	P. Unitario	P. Total
1	Caja de engranajes	u	1	473,64	473,64
2	Sistema de carga	u	1	1027,05	1027,05
				TOTAL	1500,69

7. Resultados

Los resultados obtenidos en este trabajo de titulación se presentan a continuación, organizados según los objetivos específicos planteados:

7.1. Resultados del objetivo 1

Se establecieron las condiciones iniciales para el diseño del banco de pruebas mediante:

- Una exhaustiva revisión bibliográfica de bancos de engranajes existentes para evaluar RUL, identificando características clave como sistemas de sensores múltiples, capacidad de simulación de fallas, y sistemas avanzados de adquisición y procesamiento de datos.
- La aplicación de la metodología QFD para priorizar los requerimientos del cliente y establecer las especificaciones técnicas del diseño.
- La identificación de los componentes críticos necesarios para un banco de pruebas de RUL, incluyendo una caja de engranajes modular y un sistema de carga capaz de soportar ciclos prolongados de trabajo.

7.2. Resultados del objetivo 2

Se propuso el diseño de un banco de pruebas para la determinación experimental de vida útil remanente en transmisiones de engranajes rectos aplicando la metodología TRIZ:

- Se diseñó una caja de engranajes modular con una estructura de acero sólido, tapas laterales con rodamientos, y una cubierta transparente para observación directa.

- Se desarrolló un sistema de carga neumático utilizando un cilindro Festo DDPC-Q-40-80-PA, capaz de aplicar una fuerza de 592.58 N, muy cercana a la requerida de 594 N.
- Los cálculos detallados de los componentes críticos, como ejes y rodamientos, aseguran que el diseño cumple con los requisitos de carga y durabilidad para pruebas de 90-200 horas.

7.3. Resultados del objetivo 3

Se validó el diseño mediante simulaciones computacionales:

- El análisis de elementos finitos mostró que los esfuerzos máximos (330 MPa) se concentran en la superficie de los engranajes, ideal para las pruebas RUL.
- La deformación máxima calculada fue de 0.04 mm en el eje conducido, confirmada por la simulación.
- La simulación dinámica en Adams 2024 validó el efecto del sistema de frenado, mostrando un torque de frenado de 6.6 Nm, cercano al valor teórico de 6.93 Nm.
- Se confirmó una diferencia significativa entre las velocidades angulares del eje conductor y conducido, validando el efecto de frenado del sistema.

7.4. Resultados del objetivo 4

Se realizó un análisis de costos unitarios para la construcción del banco de pruebas:

- El costo total estimado para la caja de engranajes modular es de \$473.64, incluyendo materiales, mano de obra y equipos necesarios para su fabricación.
- El sistema de carga neumático tiene un costo estimado de \$1,027.05, que incluye componentes como el cilindro neumático, bridas de sujeción, y elementos de montaje.
- El costo total del banco de pruebas, sumando ambos subsistemas, se estima en \$1,500.69.
- Los componentes más costosos son el cilindro neumático Festo (\$400.00) y los materiales para la fabricación de la caja de engranajes (\$136.05).
- La mano de obra representa aproximadamente el 30% del costo total del proyecto.

Este análisis de costos proporciona una base sólida para la planificación presupuestaria del proyecto y permite una evaluación realista de la viabilidad económica de la construcción del banco de pruebas. Además, ofrece información valiosa para futuras optimizaciones de costos y para la comparación con alternativas comerciales existentes.

8. Conclusiones

1. Se ha diseñado exitosamente un banco de pruebas para la determinación experimental de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes rectos, aplicando la metodología TRIZ. El diseño modular de la caja de engranajes y el sistema de carga neumático proporcionan la flexibilidad necesaria para realizar pruebas de larga duración bajo condiciones controladas y reproducibles, facilitando el mantenimiento y la adaptación a diferentes escenarios de prueba.
2. Los cálculos detallados y las simulaciones por elementos finitos validaron el diseño, confirmando que los esfuerzos máximos se concentran en la superficie de los engranajes, lo cual es ideal para las pruebas RUL. El sistema de carga neumático seleccionado ofrece una precisión de ± 0.2 mm en el posicionamiento y una fuerza muy cercana a la requerida, permitiendo una aplicación de carga controlada y estable.
3. El uso de software de simulación avanzado como Ansys 2024 en el proceso de diseño demuestra un enfoque riguroso en la validación del concepto antes de la construcción física. Aunque los resultados teóricos y de simulación son prometedores, se reconoce la necesidad de construir y probar un prototipo físico para validar completamente el diseño y su capacidad para determinar con precisión la vida útil remanente de los sistemas de transmisión por engranajes rectos.
4. El análisis de costos unitarios proporciona una base sólida para la planificación presupuestaria del proyecto. El costo total estimado del banco de pruebas es de \$1,500.69, con la caja de engranajes modular costando \$473.64 y el sistema de carga neumático \$1,027.05. Los componentes más costosos son el cilindro neumático Festo (\$400.00) y los materiales para la fabricación de la caja de engranajes (\$136.05). Este análisis permite una evaluación realista de la viabilidad económica de la construcción del banco de pruebas y ofrece información valiosa para futuras optimizaciones de costos.

Estas conclusiones demuestran que se ha logrado un diseño robusto y bien fundamentado para el banco de pruebas de vida útil remanente, cumpliendo con los objetivos establecidos y

sentando las bases para futuras investigaciones en el campo del mantenimiento predictivo y la ingeniería de confiabilidad en sistemas de transmisión mecánica.

9. Recomendaciones

Basándose en los resultados y conclusiones de este trabajo, se proponen las siguientes recomendaciones para futuras investigaciones y desarrollo:

1. **Construcción del prototipo:** Se recomienda proceder con la construcción física del banco de pruebas diseñado. Esto permitirá validar los resultados teóricos y de simulación, así como identificar posibles mejoras en el diseño.
2. **Pruebas de calibración:** Una vez construido el prototipo, se sugiere realizar una serie de pruebas de calibración para asegurar que el sistema de carga neumático aplique la fuerza deseada con la precisión calculada.
3. **Variación de condiciones de prueba:** Diseñar una serie de experimentos que varíen las condiciones de carga, velocidad y lubricación para crear un conjunto de datos más completo sobre la vida útil de los engranajes.
4. **Estudio de fatiga:** Incorporar análisis de fatiga más detallados en futuros estudios, considerando diferentes ciclos de carga y condiciones ambientales.
5. **Optimización del diseño:** Basándose en los resultados de las pruebas iniciales, considerar la optimización del diseño para mejorar la eficiencia energética y reducir el desgaste de los componentes del banco de pruebas.
6. **Documentación y estandarización:** Desarrollar un manual detallado de operación y mantenimiento del banco de pruebas, así como protocolos estandarizados para la realización de experimentos, asegurando la reproducibilidad de los resultados.

Estas recomendaciones tienen como objetivo guiar el desarrollo futuro del proyecto, mejorar la calidad y alcance de las investigaciones sobre vida útil remanente en sistemas de transmisión por engranajes, y maximizar el valor del banco de pruebas diseñado.

Referencias

- [1] Fluke Corporation, *¿Qué es el mantenimiento basado en la condición (CBM)?* Disponible en: <https://https://https://www.emaint.com/>; Accedido el: 5 de marzo del 2024, 2024.
- [2] J. Mena, *Cálculo de la velocidad de desgaste abrasivo en engranajes de dientes recto y helicoidales con perfil envolvente, con una interfaz gráfica de usuario (GUI) de MATLAB*. Universidad Superior Politécnica de Chimborazo. Tesis de Grado, 2021.
- [3] G. S. Jiménez Ludizaca, *Comparación de las firmas de vibración y corriente de un motor de inducción para la detección de severidad de fallos en engranajes rectos*. Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana, 2023, tesis de Licenciatura. [En Línea]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/26895>
- [4] L. J. Raheja, D., *Data fusion/data mining based on architecture for condition-based maintenance*. International Journal of Production Research, 2006.
- [5] R. Horner, *Building maintenance strategy: a new building*. Journal of Production Research, 1997.
- [6] N. R. Llinas, J., *A holistic view of condition-based maintenance*. (Center for Multisource Information Fusion (CMIF), SUNY, 2000.
- [7] W. H. Knapp, G.M., *Machine fault classification: a neural network approach*. International Journal of Production Research, Vol. 30 No.4, pp. 811-23, 1992.
- [8] J. Coetzee, *A holistic approach to the maintenance problem*. Journal of Quality in Maintenance Engineering, Vol. 5No. 3, pp. 276-280., 1999.
- [9] L. D. y. B. D. Jardine, A. K., *review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance*. Mechanical Systems and Signal Processing, 20 (7), 1483-1510., 2006.
- [10] B. T. Ziqiu Kang, Cagatay Catal, *Remaining Useful Life (RUL) Prediction of Equipment in Production Lines Using Artificial Neural Networks*. Multidisciplinary Digital Publishing Institute, 2021.
- [11] A. Qin, *Remaining Useful Life Prediction for Rotating Machinery Based on Optimal Degradation Indicator*. University of Petrochemical Technology, China, 2016.

- [12] J. Y. Xiongzi, C., *Remaining useful life prognostic estimation for aircraft subsystems or components: A review*. IEEE International Conference on Electronic Measurement Instruments (ICEMI), 2011.
- [13] J. M. L. R. C. Okoh, R. Roy, *Overview of Remaining Useful Life Prediction Techniques in Through-Life Engineering Services*. EPSRC Centre for Innovative Manufacturing in Through-Life Engineering Services Department of Manufacturing and Materials, Cranfield University, Cranfield, United Kingdom, 2014.
- [14] R. K. Gåsvik, K. J., *Deformation measurement of circular steel plates using projected fringes*. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Voulmen 70, pag321-326, 2014.
- [15] N. Bolander, *Physics-based remaining useful life prediction for aircraft engine bearing prognosis*. Proceedings of the annual conference of the prognostics and health management society, 2010.
- [16] A. Coppe, *Using a Simple Crack Growth Model in Predicting Remaining Useful Life*. Universidad de Florida, Gainesville., 2012.
- [17] K. Medjaher, *Remaining Useful Life Estimation of Critical Components with Application to Bearings*. IEEE Journal of Transactions on Reliability V: 61(2) pág:292-302, 2012.
- [18] C. Chen, *Machine remaining useful life prediction: An integrated adaptive neuro-fuzzy and highorder particle filtering approach*. Mechanical Systems and Signal Processing V: 28 pág:597-607, 2012.
- [19] V. T. Tran, *Machine performance degradation assessment and remaining useful life prediction using proportional hazard model and support vector machine*. Mechanical Systems and Signal Processing V: 32 pág:320-330, 2012.
- [20] W. Wang, *Remaining useful life estimation – A review on the statistical data driven approaches*. European Journal of Operational Research V: 213 pág:1-14, 2011.
- [21] S. Yang, *Investigation on data-driven life prediction methods*. 2012 International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering., 2012.
- [22] A. Fatemi, *Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials*. International Journal of Fatigue V: 20 pag:9-34, 1998.

- [23] F. Di Maio, *Naïve Bayesian Classifier for On-line Remaining Useful Life Prediction of Degrading Bearings*. Proceedings of the Seventh International Conference on Mathematical Methods in Reliability, 2011.
- [24] M. Wei, *Remaining useful life prediction using a stochastic filtering model with multi-sensor information fusion*. Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Shenzhen), 2011.
- [25] V. Casanova, *Simulación del engrase y análisis del contacto en sistemas de transmisión por engranajes mediante la modelización avanzada del conjunto ejes-engranajes*. Universitat Jaume I. Tesis de doctorado, 2015.
- [26] S. Gutiérrez, *Diseño de una máquina cortadora de fieltro automatizada*. Universidad San Tomás. Tesis de Grado, 2015.
- [27] Compañía de levantamiento de reductores, *¿Engranajes helicoidales o engranajes rectos?* Disponible en: : <https://clr.es/blog/es/engranajes-rectosengranajes-helicoidales/>; Accedido el: 10 de abril del 2024, 2016.
- [28] D. Myszka, *Máquinas y mecanismos*. Pearson, 2012. 978-607-32-1216-8., 2012.
- [29] M. Poma, *Diseño e implementación de un mecanismo de inversión de giro, como sistema contra accidentes para un trapiche de uso doméstico*. Universidad Nacional de Loja, Tesis de Grado, 2023.
- [30] R. K. Mobley, *Maintenance Fundamentals*. Elsevier Science Technology), 2004.
- [31] S. Rajagopalan y Habetler, *Current/Voltage-Based Detection of Faults in Gears Coupled to Electric Motors*. IEEE Transactions on Industry Applications V:24, pag: 1412-1420), 2006.
- [32] L. Ortega, *Estimación del par de carga en motores de inducción basado en su modelo matemático y orientado a la detección de fallos en caja de engranajes*. Universidad Politécnica Salesiana, 2021.
- [33] R. Budynas y k. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGRAW-HILL, Novena Edición, 2008.

- [34] H. Llivicura, *Señales de vibración: evaluación de indicadores de condición extraídos del dominio de frecuencia para el diagnóstico de fallos en cajas de engranajes rectos*. Universidad Politécnica Salesiana, 2019.
- [35] A. 925, *AGMA 925-A03 Effect of Lubrication on Gear Surface Distress. S.* pag. 58, 2005.
- [36] C. J. L. Z. E. V. Townsend, D.P., *Pitting fatigue characteristics of AISI M-50 and super nitralloy spur gears*. NASA: Washington, D. C. pag. 24., 1973.
- [37] H. Winter, *Zahnraduntersuchungen im Verspannungsprüfstand*. Das Industrieblatt. pag. 433-437., 1955.
- [38] B. Hoehn, *Test Methods for Gear Lubricants*. goriva i maziva, V: 47, pag. 129-152., 2008.
- [39] G. J. S. J. S. C. Morris, J., *Development of a Gear and Spline Lubricant Tester*. U.S. Department of Energy Office of Scientific and Technical Information. Western Gear Work: Ohio. pag. 91., 1954.
- [40] ASTM., *ASTM D1947-83: Standard test method for load carrying capacity of petroleum oils and synthetic fluid gear lubricants*. ASTM D1947-83, 1983.
- [41] E. Ryder, *A gear and lubricant tester - Measure tooth strength or surface effects*. A. Bull, Editor. 1947. p. 69-73., 2016.
- [42] K. E. G. K. V. D. Zaskal'ko, P.P., *Evaluation of antiscuff properties of transmission oils in IAE tester by qualification test procedure*. Khimiya i Tekhnologiya Topliv i Masel, V: 7. pag. 54-57., 1976.
- [43] K. P.P., *Evaluation of Load-Carrying Capacity of Oils in IAE Gear Machine*. Smaller Oil Volume, Plenum Publishing Corporation., 1983.
- [44] P. Chhabin, *ADAPTATION OF TRIZ METHOD FOR PROBLEM SOLVING IN PROCESS ENGINEERING*. LAPPEENRANTA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2013.
- [45] . Z. B. Zusman, A., *Overview of creative methods*. The TRIZ Journal, 1999.
- [46] . D. E. Rantanen, K., *Simplified TRIZ: New Problem Solving Applications for Engineers and Manufacturing Professionals*. CRC Press, 2010.

- [47] G. S. Altšuller, *40 principles: TRIZ keys to technical innovation (Vol. 1)*. Technical Innovation Center, Inc, 1997.
- [48] T. Nakagawa, “Essence of TRIZ in 50 words,” *The TRIZ Journal*, Aug. 2001, [Online; accessed 21-Abril-2024]. [En Línea]. Disponible en: <https://triz-journal.com/essence-triz-50-words/>
- [49] Y. Lei, N. Li, L. Guo, N. Li, T. Yan, y J. Lin, “Machinery health prognostics: A systematic review from data acquisition to rul prediction,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 104, Págs. 799–834, 2018.
- [50] F. J. Lojano Armijos, “Señales acústicas y de vibración: estudio comparativo para la detección de severidad de fallos en engranajes rectos,” 2019.
- [51] D. Wang, K. L. Tsui, y Q. Miao, *Prognostics and health management: A review of vibration based bearing and gear health indicators*. 6: IEEE Access, 2018.
- [52] J. Lee, F. Wu, W. Zhao, M. Ghaffari, L. Liao, y D. Siegel, *Prognostics and health management design for rotary machinery systems—Reviews, methodology and applications*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2014, Vol. 42, No. 1-2.
- [53] T. H. Loutas, D. Roulias, E. Pauly, y V. Kostopoulos, “The combined use of vibration, acoustic emission and oil debris on-line monitoring towards a more effective condition monitoring of rotating machinery,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 25, No. 4, Págs. 1339–1352, 2011.
- [54] Z. Tian, T. Wu, X. Wu, C. Zhao, y L. Xu, “Crack detection in gears using a novel deep learning model based on multi-sensor fusion,” *Measurement*, Vol. 165, Pág. 108124, 2020.
- [55] M. R. Jaloretto, F. L. M. Dos Santos, y R. Y. Kawakami, “Experimental test rig for gear fault diagnosis using vibration and acoustic emission sensors,” in *Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics*. Springer, Cham, 2019, Págs. 392–406.
- [56] F. Jia, Y. Lei, J. Lin, X. Zhou, y N. Lu, “Deep neural networks: A promising tool for fault characteristic mining and intelligent diagnosis of rotating machinery with massive data,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 72-73, Págs. 303–315, 2016.
- [57] R. Zimroz, W. Bartelmus, T. Barszcz, y J. Urbanek, “Diagnostics of bearings in presence of strong operating conditions non-stationarity—a procedure of load-dependent features

- processing with application to wind turbine bearings,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 46, No. 1, Págs. 16–27, May 2014.
- [58] P. D. Samuel y D. J. Pines, “A review of vibration-based techniques for helicopter transmission diagnostics,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 282, No. 1-2, Págs. 475–508, 2005.
- [59] O. F. Eker, F. Camci, y I. K. Jennions, “Physics-based prognostic modelling of filter clogging phenomena,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 75, Págs. 395–412, 2016.
- [60] SpectraQuest Inc., *Gearbox Dynamics Simulator*, 2021. [En Línea]. Disponible en: <https://spectraquest.com/machinery-fault-simulator/details/gearbox-dynamics-simulator/>
- [61] S. Abderrahim, E. Benyoussef, M. Hadjami, y S. Bouguerra, *Bearing fault diagnosis using the Machinery Fault Simulator (MFS)*, 2018, Págs. 1–5.
- [62] M. Vishwakarma, R. Purohit, V. Harshlata, y P. Rajput, *Vibration Analysis & Condition Monitoring for Rotating Machines: A Review*, 2017, Vol. 4, No. 2, Págs. 2659–2664.
- [63] D. Roulias, T. Loutas, y V. Kostopoulos, *Methodologies for Remaining Useful Life Estimation with Multiple Sensors in Rotating Machinery: A Review*, Apr 2021, Vol. 40, No. 2.
- [64] Y. Lei, N. Li, y J. Lin, “A generalized degradation tendency tracking strategy for gearbox remaining useful life prediction,” *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, Vol. 70, Págs. 1–11, 2021.
- [65] Z. Wu, Y. Li, Y. Zhao, J. Wu, y Y. Zhang, “Remaining useful life prediction of gear pump based on deep sparse autoencoders and multilayer bidirectional long–short–term memory network,” *IEEE Access*, Vol. 8, Págs. 50 074–50 086, 2020.
- [66] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Shigley’s Mechanical Engineering Design*, 10a Ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015.
- [67] R. L. Norton, *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*, 6a Ed. New York: McGraw-Hill Education, 2019.
- [68] R. L. Mott, E. M. Vavrek, y J. Wang, *Machine Elements in Mechanical Design*, 6a Ed. New York: Pearson, 2017.

- [69] A. Parr, *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*, 3rd Ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2011.

ANEXOS

Anexo A: Matriz de Consistencia Lógica

Tabla 14. Matriz de consistencia.

MATRIZ DE CONSISTENCIA				
PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPÓTESIS GENERAL	VARIABLES	MARCO TEÓRICO
¿Cómo diseñar un banco de pruebas que permita determinar de forma experimental la vida útil remanente en sistemas de transmisión mecánica aplicando la metodología TRIZ?	Diseñar un banco de pruebas para determinar experimentalmente la vida útil de sistemas de transmisión de engranajes rectos aplicando metodología Triz.	El diseño de un banco pruebas permitira determinar la vida util en sistemas de transmicion de engranajes rectos.	-VI: Revoluciones(rpm) Frecuencia (Hz) Carga (N) Torque (Nm) -VD: RUL	Diseño de maquinas y mecanismos.
PROBLEMAS ESPECÍFICOS	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	VARIABLES	MARCO TEÓRICO
¿Cuáles son los requerimientos y condiciones iniciales que se deben establecer para llevar a cabo el diseño de un banco de pruebas destinado a la determinación de la vida útil de sistemas de transmisión mecánica rotativos?	Establecer las condiciones iniciales para el diseño de un banco pruebas para la determinacion de la vida util remanente de sistemas de trasmicion.	Se establecera un conjunto adecuado de requerimientos y condiciones iniciales que consideren los principales factores determinantes de falla en sistemas de transmisión.	-VI: Revoluciones(rpm) Frecuencia (Hz) Carga (N) Torque (Nm) -VD: RUL	Mantenimiento basado en la condicion.
¿Es posible proponer el diseño de un banco de pruebas para la determinacion de la vida util remanente en transmisiones de engranaje rectos aplicando la metodología TRIZ?	Proponer el diseño de un sistema para determinación experimental de vida útil remanente en transmisiones de engranajes aplicando la metodología TRIZ.	El diseño propuesto de un banco facilitara la determinacion de la vida util remanente en sistemas de transmicion de engranajes rectos utilizando la metodología TRIZ.	-VI: Revoluciones(rpm) Frecuencia (Hz) Carga (N) Torque (Nm) -VD: RUL	Metodología TRIZ.
¿Las simulaciones computacionales lograrán validar satisfactoriamente el diseño propuesto y la operación prevista del banco de pruebas bajo diferentes escenarios y condiciones de funcionamiento?	Validar mediante simulaciones computacionales el diseño y operación prevista del banco de pruebas en distintos escenarios y condiciones de funcionamiento	Se evaluará el diseño de banco pruebas para comprobar su optimo funcionamiento en diferentes condiciones.	-VI: Revoluciones(rpm) Frecuencia (Hz) Carga (N) Torque (Nm) -VD: RUL	Sistema de transmisiones de engranajes rectos.
¿Se podrá analizar los costos unitarios del diseño?	Analizar los costos unitarios para la construcción del banco de pruebas para la determinacion de la vida util permanente en sistemas de transmicion de engranajes.	Se analizará los costos unitarios para la construcción del diseño de un banco de pruebas para la determinacion de la vida util remanente en transmicion de engranajes.	-VI: Revoluciones(rpm) Carga (N) Torque (Nm) -VD: RUL	Analisis de costos unitarios.

Nota: La matriz de consistencia presentada facilita identificar la relación que existe entre las variables y los objetivos además de como se relaciona con el marco teórico referencial.